

Zustands- und Parameterschätzung für Elektrofahrzeuge mit Einzelradantrieb

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktoringenieur

(Dr. - Ing.)

von M.Sc. Hannes Heidfeld

geb. am 18.04.1990 in Aschersleben

genehmigt durch die Fakultät für Maschinenbau
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Gutachter:

Priv.-Doz. Dr.-Ing. Stephan Schmidt (Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg)

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Klaus Augsburg (Technische Universität Ilmenau)

Prof. Dr.-Ing. Hermann Rottengruber (Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg)

Promotionskolloquium am 30.11.2020

Kurzfassung

Zur Realisierung von Regelungssystemen zur Stabilisierung von Kraftfahrzeugen in kritischen Fahrsituationen ist die Ermittlung verschiedener Regelgrößen und Parameter, beispielsweise des Reifenschlupfs oder des Kraftschlussbeiwerts zwischen Reifen und Fahrbahn, erforderlich. Aufgrund messtechnischer Beschränkungen oder zur Kostenersparnis werden dabei häufig reale Sensoren durch Zustandsschätzer oder -beobachter ersetzt.

Ausgehend von der Definition funktionaler Anforderungen wird im Rahmen dieser Arbeit ein solcher Zustands- und Parameterschätzer für fahrdynamische Größen entwickelt und validiert. Dieser ist in der Lage, sich mittels eines adaptiven Reifenmodells automatisch an unterschiedliche Fahrbahnbedingungen anzupassen. Bei der Entwicklung und Validierung werden modell- und optimierungsbasierte Methoden genutzt. Im Rahmen einer Model-in-the-Loop-Simulation werden zunächst anhand eines virtuellen Referenzfahrzeugs die Vorentwicklung sowie eine erste Validierung mitsamt einer Untersuchung der Robustheit bezüglich unmodellierter Störgrößen durchgeführt. Anschließend erfolgt die Übertragung des Ansatzes auf ein reales Fahrzeug, wobei dort die Implementierung auf einem Rapid-Control-Prototyping-Steuergerät sowie eine Hardware-in-the-Loop Simulation mit realen Versuchsdaten erfolgen. Zuletzt wird der Zustands- und Parameterschätzer als Anwendungsbeispiel zusammen mit einer Reifenlängsschlupfregelung unter Verwendung einer weiteren Model-in-the-Loop-Simulation validiert.

Abstract

The realization of control systems for the stabilization of motor vehicles in critical driving situations requires the determination of various control variables and parameters, for example, of tire slip or the coefficient of adhesion between tire and road. Due to measurement restrictions or to save costs, real sensors are often replaced by state estimators or observers.

Based on the definition of functional requirements, such a state and parameter estimator for vehicle dynamics is developed and validated within the scope of this thesis. This estimator is able to automatically adapt to different road conditions by means of an adaptive tire model. Model- and optimization-based methods are used for development and validation. Utilizing a Model-in-the-Loop simulation, the pre-development and a first validation including an investigation of the robustness with regard to unmodelled disturbance variables are carried out using a virtual reference vehicle. The approach is then transferred to a real vehicle, where it is implemented on a rapid control prototyping ECU and a Hardware-in-the-Loop simulation with real test data. Finally, the state and parameter estimator is validated as an application example together with a tire slip control within the scope of another Model-in-the-Loop simulation.

I. Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	III
Abstract	V
I. Inhaltsverzeichnis	VII
II. Abbildungsverzeichnis	XI
III. Tabellenverzeichnis	XV
IV. Abkürzungen und Symbole	XVII
1 Einleitung	1
1.1 Motivation.....	1
1.2 Stand der Forschung.....	4
1.3 Aufbau der Arbeit.....	9
2 Zielstellung, Anforderungen und Lösungsmethodik	11
3 Grundlagen	17
3.1 Modellierung des Fahrzeugs.....	17
3.1.1 Längs- und Querdynamik.....	20
3.1.2 Nick- und Wankdynamik.....	21
3.1.3 Raddynamik und Reifen-Straße-Kontakt.....	24
3.1.4 Lenkung.....	31
3.2 Relevante Fahrzeugsensorik.....	33
3.3 Zustands- und Parameterschätzung.....	39
3.3.1 Beobachtbarkeit.....	39
3.3.2 KALMAN Filter.....	41
3.3.3 Auslegung und Validierung des KALMAN-Filters.....	47
3.4 Fahrmanöver zur Untersuchung der Fahrzeugdynamik.....	52
4 Entwicklung und Validierung des Zustands- und Parameterschätzers in der Simulation ..	53
4.1 Referenzfahrzeugmodell.....	53

4.2	Prozessmodell für das <i>Unscented</i> -KALMAN-Filter	56
4.2.1	<i>Struktur des Modells</i>	56
4.2.2	<i>Modellierung der Störgrößen und unsicheren Parameter</i>	60
4.2.3	<i>Zeitliche Diskretisierung des Fahrzeugmodells</i>	65
4.2.4	<i>Untersuchung der Beobachtbarkeit</i>	68
4.3	Auslegung des UKF	72
4.3.1	<i>Struktur der Kovarianzmatrizen</i>	72
4.3.2	<i>Fahrversuch zur Erzeugung der Trainingsdaten</i>	74
4.3.3	<i>Optimierung der Kovarianzmatrizen</i>	75
4.4	Validierung des UKF in der Simulation	81
4.4.1	<i>Fahrversuch zur Erzeugung der Testdaten</i>	81
4.4.2	<i>Zustands- und Ausgangsgrößen sowie Schätzfehler</i>	82
4.4.3	<i>Reifenschlupf und Kraftschlussbeiwert</i>	88
4.5	Einfluss ausgewählter Störgrößen und Modellfehler	92
5	Anwendung und Validierung im Realfahrzeug	105
5.1	Versuchsfahrzeug	106
5.1.1	<i>Fahrzeug- und Referenzsensorik</i>	106
5.1.2	<i>Identifikation der Fahrzeugmodellparameter</i>	108
5.2	Auslegung und Implementierung	110
5.2.1	<i>Anpassung des Prozessmodells an das Versuchsfahrzeug</i>	110
5.2.2	<i>Neuauslegung des UKF</i>	113
5.3	Validierung anhand von Realfahrzeugmessungen.....	118
5.3.1	<i>Versuchsaufbau</i>	118
5.3.2	<i>Rechenzeiten</i>	119
5.3.3	<i>Referenz- und Ausgangsgrößen sowie Schätzfehler</i>	120
5.3.4	<i>Reifenschlupf- und Kraftschlussbeiwert</i>	125
6	Integration mit einer Reifenlängsschlupfregelung in der Simulation.....	131
6.1	Reifenlängsschlupfregelung	131
6.2	Fahrmanöver und Ergebnisse	135
7	Zusammenfassung und Ausblick	139
8	Literaturverzeichnis.....	XXV
Anhang A	Fahrzeugmodell	XXXV

Anhang B	Auslegung des Unscented KALMAN Filter.....	XLIV
Anhang C	Entwicklung und Validierung in der Simulation	XLVII
Anhang D	Anwendung und Validierung im Versuchsfahrzeug	L
Anhang E	Reifenlängsschlupfregelung.....	LV

II. Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: Entwicklung der gefahrenen Kfz-km sowie relative Anzahl der Unfälle, Verunglückten und Getöteten in Deutschland seit 1991	1
Abbildung 1.2: Allgemeine Struktur eines Fahrdynamikregelungssystems	2
Abbildung 1.3: Struktur eines Zustandsschätzers	3
Abbildung 2.1: V-Modell nach VDI 2206	13
Abbildung 2.2: Entwurf und Validierung des Zustands- und Parameterschätzers in der Simulation.....	14
Abbildung 2.3: Entwurf und Validierung des Zustands- und Parameterschätzers im Fahrversuch.....	15
Abbildung 3.1: Allgemeine Modellstruktur	18
Abbildung 3.2: Zweispurmodell	20
Abbildung 3.3: Vertikalmmodell des Fahrzeugs.....	22
Abbildung 3.4: Größen am Rad	24
Abbildung 3.5: Reifenkräfte im KAMM'schen Kreis mit Maximum.....	28
Abbildung 3.6: Reifenkennlinien des BURCKHARDT-Modells für verschiedene Fahrbahnoberflächen	29
Abbildung 4.1: Reifenkennlinien des virtuellen Referenzfahrzeugs.....	54
Abbildung 4.2: Referenzfahrzeugmodell mit Sensorik in der Simulation	55
Abbildung 4.3: Blockschaltbild des Prozessmodells mit transientem Reifenverhalten	56
Abbildung 4.4: Blockschaltbild des Prozessmodells mit stationärem Reifenverhalten	59
Abbildung 4.5: Reifenkennlinien der Referenzsimulation und nominale Reifenkraftkennlinie des Prozessmodells	62
Abbildung 4.6: Stochastischer Prozess erster Ordnung	64
Abbildung 4.7: Fahrmanöver zur Untersuchung der Systemeigenwerte.....	66
Abbildung 4.8: Reifenlängsschlupf beim Anfahren aus dem Stillstand.....	67
Abbildung 4.9: Stabilitätsgebiete für $\Delta T = 1$ ms und Bereiche für die Eigenwerte der Fahrzeugmodelle	68
Abbildung 4.10: Vorgehensweise bei der Beobachtbarkeitsuntersuchung	69
Abbildung 4.11: Fahrmanöver zur Untersuchung der Beobachtbarkeit.....	70
Abbildung 4.12 Streckenverlauf des simulierten Fahrmanövers zur Erzeugung der Trainingsdaten	75
Abbildung 4.13: Zeitliche Verläufe der Zustandsgrößen während des Fahrmanövers zur Optimierung.....	79

Abbildung 4.14: Zeitliche Verläufe der Ausgangsgrößen während des Fahrmanövers zur Optimierung.....	80
Abbildung 4.15: Streckenverlauf des simulierten Fahrversuchs zur Erzeugung von Testdaten	81
Abbildung 4.16: Zeitlicher Verlauf der Zustandsgrößen während des Fahrmanövers zur Validierung	83
Abbildung 4.17 Zeitlicher Verlauf der Eingangsgrößen u_k während des Fahrmanövers zur Validierung	84
Abbildung 4.18: Schätzfehler der Zustandsgrößen und geschätzte Drei-Sigma-Intervalle.....	85
Abbildung 4.19: Zeitlicher Verlauf der Ausgangsgrößen während der Validierung in der Simulation; die Schätzgrößen sind jeweils mit und ohne Messung der Geschwindigkeit mittels GNSS dargestellt.....	87
Abbildung 4.20: Verlauf des Reifenlängs- und querschlupfs und des Kraftschlussbeiwerts während der Validierung in der Simulation.....	89
Abbildung 4.21: Geschätzte Reifenkennlinien während des Fahrmanövers zur Validierung in der Simulation.....	90
Abbildung 4.22: Lage der Zusatzmasse	92
Abbildung 4.23: Einfluss ausgewählter Störgrößen und Modellfehler auf die Mittelwerte und Standardabweichungen der Schätzfehler der Geschwindigkeiten, Gier-, Wank- und Nickrate sowie Nick- und Wankwinkel.....	96
Abbildung 4.24: Einfluss ausgewählter Störgrößen und Modellfehler auf die Mittelwerte und Standardabweichungen der Schätzfehler von Raddrehzahlen und Beschleunigungen.....	97
Abbildung 4.25: Fahrmanöver zur Untersuchung des Einflusses von Straßensteigung, externem Wind und Straßenunebenheiten	99
Abbildung 4.26: Zeitlicher Verlauf der Schätzfehler der Zustandsgrößen unter Einfluss von Straßensteigung und Seitenwind.....	100
Abbildung 4.27: Zeitlicher Verlauf des geschätzten Reifenschlupfs und Kraftschlussbeiwerts sowie der Referenz unter Einfluss von Straßensteigung und Seitenwind.....	101
Abbildung 5.1: Versuchsfahrzeug BugEE.....	105
Abbildung 5.2: Überblick über die Sensorik im Versuchsfahrzeug	107
Abbildung 5.3: Position des optischen Geschwindigkeitssensors	108
Abbildung 5.4: Modifizierter Zustands- und Parameterschätzer für das reale Versuchsfahrzeug	110
Abbildung 5.5: Eigenwerte des Modells des Versuchsfahrzeugs.....	112
Abbildung 5.6: Zeitlicher Ablauf von a-priori- und a-posteriori-Schätzung.....	112
Abbildung 5.7: Realfahrversuche zur Erzeugung der Trainings- und Testdaten	114
Abbildung 5.8: Verläufe der geschätzten Geschwindigkeiten und der Referenzmessung für die Trainingsdaten nach der Optimierung	116

Abbildung 5.9: Verläufe der Ausgangsgrößen für die Trainingsdaten nach der Optimierung	117
Abbildung 5.10: HiL-Aufbau zur Validierung des Zustandsschätzers auf dem Fahrzeugsteuergerät.....	118
Abbildung 5.11: Rechenzeiten des Zustandsschätzers auf dem Fahrzeugsteuergerät während der Validierung bei einer Abtastzeit von $\Delta T_{ECU} = 1$ ms	119
Abbildung 5.12: Verläufe der geschätzten Geschwindigkeiten und der Referenzmessung für die Testdaten.....	120
Abbildung 5.13: Zeitlicher Verlauf der geschätzten und gemessenen Ausgangsgrößen y_k während der Realfahrversuche zur Validierung	121
Abbildung 5.14: Zeitlicher Verlauf der Schätzfehler der Geschwindigkeit und der Drei-Sigma- Intervalle während der Realfahrversuche zur Validierung	122
Abbildung 5.15: Zeitlicher Verlauf der Schätzfehler der Ausgangsgrößen und der Drei-Sigma- Intervalle während der Realfahrversuche zur Validierung	124
Abbildung 5.16: Zeitlicher Verlauf von Reifenlängs- und querschlupf während der Realfahrversuche zur Validierung	126
Abbildung 5.17: Geschätzte Reifenkennlinien während der Realfahrversuche zur Validierung	127
Abbildung 6.1: Standard-Regelkreis für den Reifenlängsschlupf	132
Abbildung 6.2: Begrenzungsregelung für den Reifenlängsschlupf	133
Abbildung 6.3: Zustandsschätzer mit Reifenlängsschlupfregler in der Simulationsumgebung.....	134
Abbildung 6.4: Referenz- und Schätzwert für Längsgeschwindigkeit und Reifenlängsschlupf mit Regelung	135
Abbildung 6.5: Vom Fahrer angeforderte und geregelte normierte Motorstellgröße	136
Abbildung 6.6: Referenz und Schätzung des Kraftschlussbeiwerts mit Regelung	137
Abbildung A-1.1: Verwendete Koordinatensysteme	XXXV
Abbildung A-2.1: Vergleich der Definitionen für die Rollreibungskraft.....	XL
Abbildung A-4.1: Numerische Stabilitätsgebiete.....	XLIII
Abbildung B-2.1: Zeitliche Verläufe der Eingangsgrößen während des Fahrmanövers zur Optimierung.....	XLVI
Abbildung C-1.1: Zeitlicher Verlauf der Eingangsgrößen	XLVII
Abbildung C-1.2: Zeitlicher Verlauf der geschätzten Ausgangsgrößen sowie der Referenz.....	XLVIII
Abbildung C-1.3: Zeitlicher Verlauf der geschätzten Zustandsgrößen sowie der Referenz unter Einfluss von Straßensteigung und Seitenwind	XLIX
Abbildung D-1.1: Fahrmanöver zur Untersuchung der zeitlichen Diskretisierung des Modells des realen Versuchsfahrzeugs.....	L
Abbildung D-3.1: Zeitlicher Verlauf der Eingangsgrößen während des Realfahrversuchs zur Optimierung der Kovarianzmatrizen	LII

Abbildung D-3.2: Zeitlicher Verlauf der Ausgangsgrößen während des Realfahrversuchs zur Optimierung der Kovarianzmatrizen	LIII
Abbildung D-4.1: Zeitlicher Verlauf der Eingangsgrößen u_k	LIV
Abbildung E-2.1: Kenngrößen des Führungsverhaltens des geschlossenen Regelkreises	LVIII

III. Tabellenverzeichnis

Tabelle 1.1: Quellen zur Fahrzeugzustands- und Parameterschätzung mittels KALMAN-Filter	7
Tabelle 2.1: Anforderungen und Randbedingungen	11
Tabelle 3.1: Übersicht der Fahrzeugmodelle	19
Tabelle 3.2: Typische Eigenschaften von MEMS-Beschleunigungssensoren	34
Tabelle 3.3: Typische Eigenschaften von MEMS-Drehratensensoren.....	35
Tabelle 3.4: Typische Eigenschaften von Lenkwinkelsensoren.....	37
Tabelle 3.5: Typische Eigenschaften von Hall-Stromsensoren.....	38
Tabelle 4.1: Werte für die Standardabweichungen der Messstörungen	55
Tabelle 4.2: Parameter des Prozessmodells für die Simulationsumgebung	60
Tabelle 4.3: Ergebnis $\sigma_{1,opt}$ der globalen Optimumsuche	77
Tabelle 4.4: Ergebnis $\sigma_{2,opt}$ der erneuten lokalen Optimierung mit reduzierter Parameterzahl	78
Tabelle 4.5: Testfälle für die Untersuchung des Einflusses von Störungen und Parameterfehlern auf den Schätzfehler	94
Tabelle 5.1: Kenndaten der Radnabenmotoren des BugEE	106
Tabelle 5.2: Abstraten der Fahrzeugsensoren im realen Versuchsfahrzeug.....	107
Tabelle 5.3: Parameter des Prozessmodells für das Versuchsfahrzeug BugEE	109
Tabelle 5.4: Ergebnisse $\sigma_{3,opt,1}$ und $\sigma_{3,opt,2}$ der Optimierung zur Bestimmung der Kovarianzmatrizen für den Zustands- und Parameterschätzer im Realfahrzeug.....	116
Tabelle B-1.1: Startlösungen σ_0 der globalen Optimumsuche (Simulation)	XLIV
Tabelle B-1.2: Ergebnisse $\sigma_{1,opt,i}$ der globalen Optimumsuche (Simulation)	XLV
Tabelle D-2.1: Startlösungen σ_0 der globalen Optimumsuche (Realfahrzeug)	LI
Tabelle D-2.2: Ergebnisse $\sigma_{3,opt,i}$ der globalen Optimumsuche (Realfahrzeug)	LI
Tabelle E-2.1: Werte für die Kenngrößen des Führungsverhaltens des geschlossenen Regelkreises.....	LVIII

IV. Abkürzungen und Symbole

Abkürzung	Bedeutung
ABS	Antiblockiersystem
AMR	Anisotroper magnetoresistiver Effekt
ASR	Antriebsschlupfregelung
CG	Schwerpunkt (Centre of Gravity)
ECU	Elektronisches Steuergerät (Electronic Control Unit)
EKF	<i>Extended</i> -KALMAN-Filter
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm
GMR	Riesenmagnetowiderstandseffekt (Giant Magneto Resistive Effect)
GNSS	Globales Satellitennavigationssystem
HiL	Hardware-in-the-Loop
IC	Integrated Circuit, Integrierter Schaltkreis
IMU	Inertialsensor (Inertial Measurement Unit)
KF	KALMAN-Filter
MEMS	Mikroelektromechanisches System (Microelectromechanical System)
MiL	Model-in-the-Loop
PI	Proportional-Integral
PKW	Personenkraftwagen
RCP	Rapid-Control-Prototyping
SiL	Software-in-the-Loop
SMO	Sliding Mode Observer
SVD	Singulärwertzerlegung (Singular Value Decomposition)
UKF	<i>Unscented</i> -KALMAN-Filter

Symbol	Bedeutung
ΔT	Abtastzeit, diskrete Zeitschrittweite
A	Frontale Querschnittsfläche
a, \mathbf{a}	Beschleunigung(-svektor)
$\mathbf{A}, \mathbf{B}, \mathbf{C}, \mathbf{D}$	Lineare Systemmatrizen
\mathbf{a}_b	Biasvektor Beschleunigungssensor
$\mathbf{A}_d, \mathbf{B}_d, \mathbf{C}_d, \mathbf{D}_d$	Zeitdiskrete Lineare Systemmatrizen
\mathbf{a}_n	Rauschvektor Beschleunigungssensor
b_c	Hebelarm Feder bezüglich CG
b_d	Hebelarm Dämpfer bezüglich CG
b_f, b_r	Halbe Spurbreite vorn/hinten
b_{S-350}	Querabstand des optischen Geschwindigkeitssensors
b_{st}	Stabilisatorlänge
c_F	Karkassensteifigkeit
$c_{F,w}$	Reifensteifigkeit
c_R	Numerische Steifigkeit Rollreibung
c_s	Federsteifigkeit
$c_{st,f/r}$	Stabilisatorsteifigkeit vorn/hinten
c_w	c_w -Wert
c_θ	Nicksteifigkeit
c_φ	Wanksteifigkeit
d_M	Dämpfungsmaß der Übertragungsfunktion des geregelten Elektromotors
d_s	Dämpferkonstante
d_w	Dämpfungsparameter für transiente Reifenkraft
$d_{\omega,x/y}$	Dämpfungsparameter Nicken/Wanken
E	Energie
$E(\cdot)$	Erwartungswert
e, \mathbf{e}	Fehler(-vektor)
\mathbf{e}_x	Zustandsfehlervektor
\mathbf{e}_y	Ausgangsfehlervektor
f	Nichtlineare Funktion für Zustandsdifferentialgleichung
F, \mathbf{F}	Kraft-(vektor)
F_c	Federkraft
f_c	Kostenfunktion
F_d	Dämpferkraft
f_d	Nichtlineare Funktion für zeitdiskrete Zustandsdifferentialgleichung
f_{obs}	Abbildung Beobachtbarkeit
F_R	Rollwiderstandskraft

Symbol	Bedeutung
g	Fallbeschleunigung
$G_{\Delta s, w, x, i}(s)$	Linearisierte Übertragungsfunktion des Reifenlängsschlupfs
$G_d(s)$	Störübertragungsfunktion
$G_{PI}(s)$	Übertragungsfunktion PI-Regler
$G_w(s)$	Führungsübertragungsfunktion
h	Nichtlineare Funktion für Ausgangsgleichung
h	Abstand in Vertikalrichtung
I	Einheitsmatrix
i_L	Lenkübersetzung
J	Massenträgheitsmoment
k	Aktueller Zeitschritt
K	Rückführungsverstärkungsmatrix des KALMAN-Filter
k_c	Verhältnis Hebelarm Feder zu Spurbreite
k_d	Verhältnis Hebelarm Dämpfer zu Spurbreite
K_i	I-Anteil des Reglers
K_N	Degressivitätsfaktor Radlast
K_p	P-Anteil des Reglers
$K_{s, w, x, i}$	Verstärkung der linearisierten Übertragungsfunktion des Reifenlängsschlupfs
L	Gewichtungsmatrix für Kostenfunktion
l	Abstandsvektor
l_f, l_r	Achsabstand vorn/hinten
l_{S-350}	Längsabstand des optischen Geschwindigkeitssensor
l_w	Durchschnittlicher Abstand zwischen Radmittelpunkten und CG
m	Masse
M, \mathbf{M}	Drehmoment(-vektor)
M_B	Bremsdrehmoment
M_M	Motordrehmoment
M_{st}	Stabilisatormoment
n	Systemordnung
N	Anzahl aller Zeitschritte
n_M	Motordrehzahl
O	Ursprung des Inertialsystems
P	Kovarianzmatrix der Zustandsschätzung
p	Allgemeiner Parametervektor
P_M	Motorleistung
p_t	Reifenmodellparameter
$p_{\mu}, \mathbf{p}_{\mu}$	Adaptionsparameter(-vektor) für Reifenmodell

Symbol	Bedeutung
Q	Kovarianzmatrix der Zustandsstörungen
q	Dimension des Ausgangsgrößenvektors
R	Kovarianzmatrix der Messstörungen
r	Radius
$R_{a,n}$	Spektrale Leistungsdichte des Beschleunigungssensorrauschens
r_s, \mathbf{r}_s	Rang(-vektor) der Beobachtbarkeitsmatrizen
$R_{\omega,n}$	Spektrale Leistungsdichte des Drehratensensorrauschens
s	Reifenschlupf
s'	Transienter Reifenschlupf
S_{obs}	Beobachtbarkeitsmatrix
$S_{obs,lin}$	Beobachtbarkeitsmatrix des linearisierten Systems
T	Transformationsmatrix
t	Zeit
t_{Aus}	Ausregelzeit
t_C	Rechenzeit
T_d	Totzeit
$t_{\ddot{u}}$	Überschwingzeit
T_v	Verarbeitungszeit
\mathbf{u}	Eingangsvektor
U	Spannung
\ddot{u}	Überschwingweite
u_{Dr}	Fahrerstellgröße
u_{PI}	Stellgröße PI-Regler
v, \mathbf{v}	Geschwindigkeit(-svektor)
v_{GNSS}	Über-Grund-Geschwindigkeitsmessung mit GNSS
v_{num}	Numerische Mindestgeschwindigkeit
w, \mathbf{w}	Störgröße(-nvektor) der Ausgangsgrößen
x	Längskoordinate
\mathbf{x}	Zustandsvektor
y	Querkoordinate
\mathbf{y}	Ausgangsvektor, Messvektor
z	Vertikalkoordinate
Z	Inkrementezahl pro Umdrehung
z_L	Verschiebung der Zahnstange der Lenkung

Symbol	Bedeutung
Δ	Abweichung, Differenz
α	Schräglaufwinkel
γ	Skalierungsfaktor Varianz
δ	Radeinschlagswinkel
$\delta(\cdot)$	DIRAC-Funktion
δ_L	Lenkwinkel
θ	Nickwinkel
λ	Eigenwert
μ_R	Rollwiderstandsbeiwert
μ_{road}	Maximaler Kraftschlussbeiwert der Straße
μ_w	Kraftschlussbeiwert
ξ	Relaxationslänge
ρ	Luftdichte
σ	Standardabweichung
Σ	Kreuzkovarianzmatrix des Zustands- und Messrauschens
σ^2	Varianz
$\sigma_{a,n}^2$	Varianz des Beschleunigungssensorrauschens
$\sigma_{v,GNSS,n}^2$	Varianz des Drehratensensorrauschens
$\sigma_{\omega,n}^2$	Varianz des Drehratensensorrauschens
$\sigma_{\omega,w,n}^2$	Varianz des Drehratensensorrauschens
τ_c	Korrelationszeit
τ_M	Zeitkonstante der Übertragungsfunktion des geregelten Elektromotors
$\tau_{s,w,x,i}$	Zeitkonstante der linearisierten Übertragungsfunktion des Reifenlängsschlupfs
v, \mathbf{v}	Störgröße(-nvektor) der Ausgangsgrößen
\mathbf{Y}_a	Fehlermatrix Beschleunigungssensor
\mathbf{Y}_ω	Fehlermatrix Drehratensensor
Y_ω	Skalierungsfehler Drehmomentsensor
φ	Wankwinkel
ϕ	Drehwinkel
ϕ	Drehwinkelvektor
ψ	Gierwinkel
$\omega, \boldsymbol{\omega}$	Drehrate(-nvektor)
$\boldsymbol{\omega}_b$	Biasvektor Drehratensensor
$\boldsymbol{\omega}_n$	Rauschvektor Drehratensensor

Index	Bedeutung
$(\cdot)^-$	<i>a-priori</i> -Wert
$(\cdot)^*$	Fahrzeugparameter nach Abzug der Zusatzmasse
$(\cdot)^+$	<i>a-posteriori</i> -Wert
$(\cdot)'$	Transiente Größe (Reifenschlupf)
$(\cdot)_0$	Nominalwert / Anfangswert
$(\cdot)_{op}$	Arbeitspunkt
$(\cdot)_{CG}$	Auf Schwerpunkt bezogen
$(\cdot)^e$	Erweiterte Größe
$(\cdot)_{ECU}$	Auf Steuergerät bezogen
$(\cdot)_{ex}$	Auf Zusatzmasse bezogen
$(\cdot)_f$	Vorn
$(\cdot)_{fl}, (\cdot)_{fr}$	Vorn links, Vorn rechts
$(\cdot)_i, (\cdot)_j$	Zählindizes
$(\cdot)_k$	Größe zum Zeitschritt k
$(\cdot)_m$	Auf Messung bezogene Größe
$(\cdot)_{max}$	Maximum
$(\cdot)_{min}$	Minimum
$(\cdot)_{opt}$	Optimierter Wert
$(\cdot)_p$	Auf Parameter bezogene Größe
$(\cdot)_r$	Hinten
$(\cdot)_{rl}, (\cdot)_{rr}$	Hinten links, Hinten rechts
$(\cdot)_{S-350}$	Auf optischen Geschwindigkeitssensor bezogene Größe
$(\cdot)_{set}$	Sollwert
$(\cdot)_{stat}$	Stationärwert
$(\cdot)_w$	Auf Rad bezogene Größe
$(\cdot)_x$	Auf Längsrichtung bezogene Größe
$(\cdot)_x$	Auf Zustandsvektor bezogene Größe
$(\cdot)_y$	Auf Querrichtung bezogene Größe
$(\cdot)_y$	Auf Ausgangsvektor bezogene Größe
$(\cdot)_z$	Auf Vertikalrichtung bezogene Größe
$(\hat{\cdot})$	Schätzgröße
$(\dot{\cdot})$	Erste Ableitung nach der Zeit
$(\ddot{\cdot})$	Zweite Ableitung nach der Zeit
$(\hat{\cdot})^{(j)}$	Sigma-Punkt
$(\tilde{\cdot})^{(j)}$	Verschiebung Sigma-Punkt

1 Einleitung

1.1 Motivation

Seit Beginn des 20. Jahrhunderts wird mit der industriellen Massenproduktion des Automobils einem zunehmenden Teil der Bevölkerung die individuelle Mobilität ermöglicht. Daneben sorgt ein immer weiterwachsender Warenhandel für eine zunehmende Zahl von Lastkraftwagen auf den Straßen. Die Gesamtzahl der Fahrzeuge und damit die Dichte des Straßenverkehrs nehmen somit immer weiter zu, wodurch die Wahrscheinlichkeit von Unfällen ansteigt. Um die Unfallfolgen sowohl für die Fahrzeuginsassen als auch die übrigen Verkehrsteilnehmer¹ abzumildern, werden die Crashesicherheit von Kraftfahrzeugen und die passive Sicherheit der Verkehrsinfrastruktur kontinuierlich verbessert. Daneben werden seit über drei Jahrzehnten zunehmend aktive Regel- und Assistenzsysteme im Fahrzeug eingesetzt, um Unfälle proaktiv zu verhindern. Am Beispiel der Bundesrepublik Deutschland schlagen sich die Bemühungen zur Erhöhung der Verkehrssicherheit, wie in Abbildung 1.1 dargestellt, in einem sinkenden relativen Anteil von Verunglückten und Unfalltoten bei einer steigenden Anzahl von insgesamt mit dem Kraftfahrzeug gefahrenen Kilometern nieder. Die Anzahl der Unfälle ist hingegen nur etwa bis zum Jahr 2003 gesunken, liegt seitdem auf einem konstanten Niveau und ist zuletzt sogar wieder leicht angestiegen. Eine Möglichkeit, diesem Trend entgegenzuwirken, besteht in der Neu- und Weiterentwicklung von aktiven Regel- und Assistenzsystemen zur Unfallvermeidung.

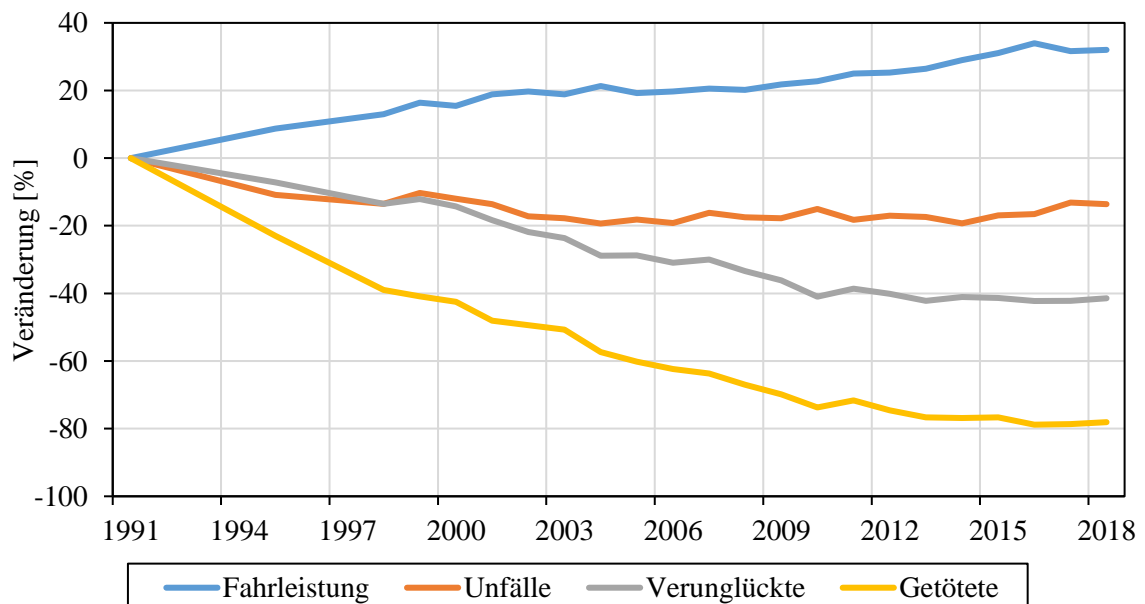


Abbildung 1.1: Entwicklung der gefahrenen Kfz-km sowie relative Anzahl der Unfälle, Verunglückten und Getöteten in Deutschland seit 1991 [1]; Stand 1991: Fahrleistung – 574,1 Mrd. Kfz-km, Unfälle: 4026 pro Mrd. Kfz-km, Verunglückte: 900 pro Mrd. Kfz-km, Getötete: 20 pro Mrd. Kfz-km

¹ In dieser Arbeit wird ausschließlich die männliche Form verwendet. Damit sind alle anderen Formen gleichermaßen mitgemeint.

Die aktiven Regel- und Assistenzsysteme lassen sich in Systeme auf Stabilisierungsebene und Systeme auf Bahnführungs- und Navigationsebene einteilen [2]. Beispiele für Ersterer sind das Antiblockiersystem (ABS), die Antriebsschlupfregelung (ASR) oder das elektronische Stabilitätsprogramm (ESP). Diese haben die Aufgabe, die Beherrschbarkeit des Fahrzeugs durch den Fahrer in kritischen Fahrsituationen sicherzustellen und Unfälle infolge eines Kontrollverlustes über das Fahrzeug zu vermeiden [2]. Während sich das Fahrzeug im alltäglichen Betrieb zumeist linear verhält, wird das Fahrverhalten in kritischen Fahrsituationen wie z.B. bei Gefahrenbremsungen oder Ausweichmanövern nichtlinear und ist dann nur für besonders geschulte Fahrer beherrschbar. Beispiele für Systeme auf Bahnführungs- und Navigationsebene sind z.B. der adaptive Abstandsregeltempomat (Adaptive Cruise Control - ACC), der Einparkassistent, der Spurhalteassistent oder der Bremsassistent zur Vermeidung von Frontkollisionen. Diese Systeme sollen dem Fahrer helfen, Lenk- Vortriebs- und Bremsvorgaben richtig zu dosieren und zu koordinieren [2]. Für Systeme auf Stabilisierungsebene wird im Rahmen dieser Arbeit der Begriff „Fahr-dynamikregelung“ und für die Systeme auf Bahnführungs- und Navigationsebene der Begriff „Fahrerassistenzsysteme“ verwendet. Heutzutage gehören aktive Sicherheitssysteme zur Grundausstattung nahezu jedes produzierten Neufahrzeugs. Ausgehend davon widmet sich ein großer Anteil der aktuellen Forschungs- und Entwicklungsaktivitäten dem automatisierten und autonomen Fahren, bei dem die Fahraufgabe letztendlich vollständig vom Fahrzeug selbst übernommen wird.

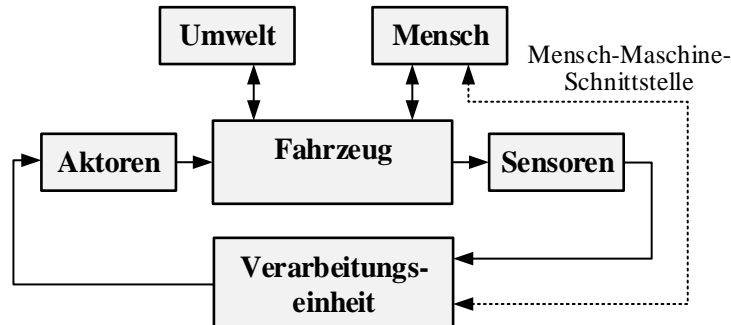


Abbildung 1.2: Allgemeine Struktur eines Fahr-dynamikregelungssystems (angelehnt an [3])

Fahr-dynamikregel- und Fahrerassistenzsysteme können als mechatronische Systeme aufgefasst werden, die als geschlossene Kette aus Sensoren, einer Verarbeitungseinheit (nahezu ausschließlich in Form eines Digitalrechners) und Aktoren entsprechend Abbildung 1.2 besteht. Bei der Entwicklung im Automobilbereich nimmt der Einsatz rechnergestützter und modellbasierter Methoden aufgrund einer zunehmenden Komplexität der Systeme immer weiter zu. Dadurch kann die Anzahl von Versuchen mit physischen Prototypen reduziert und somit der Kostenaufwand gesenkt werden. Weitere Vorteile sind die Reproduzierbarkeit, die beliebige Wiederholbarkeit, leichte Erweiterbarkeit, gleichbleibende Randbedingungen sowie die ausbleibende Gefahr der Zerstörung des Versuchsobjekts und der Gefährdung der Gesundheit des Durchführenden des Versuchs. Demgegenüber steht der Nachteil des Aufwands für die Identifikation der Simulationsmodelle und der Rechenaufwand während der Simulation selbst. Modellbasierte Verfahren bekommen nicht nur beim Systemtest, sondern auch bei

der Auslegung vermehrt Bedeutung. Beispiele dafür sind modellbasierte Regelungen und Zustandsschätzer bzw. Beobachter. Daneben erschließen sich mit dem aktuell weltweit abzeichnenden Wandel zur Elektromobilität durch den Einsatz elektrischer Antriebskonzepte neue Möglichkeiten für die Verbesserung von Fahrdynamikregel- und Fahrerassistenzsystemen. Besonders der Bereich elektrischer Einzelradantriebe, insbesondere der Radnabenmotoren, ist in jüngerer Zeit Gegenstand der Forschung [4 bis 11]. Daneben wurden auch von zahlreichen Industrieunternehmen Neuentwicklungen von Radnabenmotoren vorgestellt, z.B. von Schaeffler [12], Elaphe [13], Nidec [14] und Protean Electric [15]. Diese Antriebssysteme bieten günstige Eigenschaften bezüglich einer Fahrdynamikregelung, da zum einen Antriebs- und Bremsmomente unabhängig an jedem Rad mit hoher Dynamik und Genauigkeit erzeugt werden können und zugleich die Elastizität im Drehmomentübertragungspfad zwischen Motor und Rad aufgrund einer verringerten Anzahl von Bauteilen reduziert ist. Da Fahrdynamikregelsysteme für konventionelle Antriebe mit Zentralmotor meist bremsbasiert arbeiten, geht während der Regeleingriffe Energie verloren. Wird der Stelleingriff jedoch mit Raddirektantrieben realisiert, kann diese Energie zurückgewonnen werden. Zusätzlich können einzelne Räder nicht nur gebremst, sondern auch gezielt angetrieben werden [16]. Daneben sorgt die verringerte Anzahl von mechanischen Übertragungsmomenten für einen höheren Wirkungsgrad aufgrund geringerer mechanischer Verluste. Weiterhin kann mittels einer möglichen Integration von Motor, Leistungselektronik, Bremse und Radlagerung in die Radaufhängung freier Bauraum im Fahrzeug gewonnen werden.

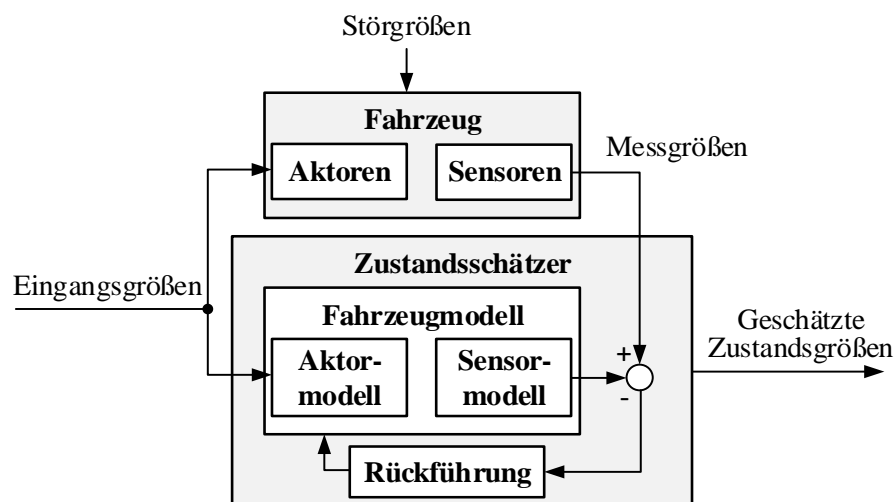


Abbildung 1.3: Struktur eines Zustandsschätzers

Zur Realisierung von Fahrdynamikregel- und Fahrerassistenzsystemen ist die Kenntnis der internen Zustandsgrößen des Fahrzeugs erforderlich. Um welche Zustandsgrößen es sich dabei genau handelt, hängt vom zu realisierenden Regelsystem ab. Für Fahrdynamikregelungen sind beispielsweise die Zustandsgrößen interessant, aus denen sich die Hilfsgröße *Reifenschlupf* berechnen lässt. Zusammen mit der dazugehörigen Reifenkennlinie lassen sich wiederum die übertragenen Reifenkräfte beschreiben, von denen maßgeblich die Fahrstabilität abhängt. Neben Sensoren werden zur Erfassung der Zustandsgrößen sogenannte Zustandsschätzer bzw. Beobachter eingesetzt. Dies erfolgt zum einen,

weil nicht immer alle benötigten Größen direkt messtechnisch erfassbar sind und zum anderen, um eine Kostenersparnis durch die Einsparung von Sensoren zu erreichen. Im Zustandsschätzer werden sowohl ein mathematisch-physikalisches Modell des Fahrverhaltens, welches kinematisch, dynamisch oder eine Kombination aus beiden sein kann, als auch Sensoren genutzt. Eine Schätzung der gesuchten Zustandsgrößen allein mit dem Fahrzeugmodell ist nicht zielführend, da auf das reale Fahrzeug unbekannte Störgrößen wirken können, die sich im Modell nicht berücksichtigen lassen und durch die sich eine fehlerhafte Schätzung ergibt. Weiterhin kann das Systemverhalten zeitvariant sein, sodass das Modell fortwährend adaptiert werden muss. Um diese Einflüsse zu berücksichtigen, werden, wie in Abbildung 1.3 dargestellt, die Abweichungen zwischen den realen Ausgangsgrößen und den Ausgangsgrößen des Modells zur Korrektur der geschätzten Zustandsgrößen zurückgeführt. Diese Rückführung ist so auszuführen, dass der Schätzfehler möglichst gering wird. Im Rahmen dieser Dissertation wird ein solcher Zustands- und Parameterschätzer für die Regelung der Längs- und Querdynamik eines Elektrofahrzeugs mit Einzelradantrieben entwickelt und validiert. Die damit geschätzten Größen können auch für Systeme auf Bahnführungs- und Navigationsebene relevant sein, z.B. könnte das aktuelle Kraftschlusspotential bei der Planung des zukünftigen Fahrzeugverhaltens berücksichtigt werden.

1.2 Stand der Forschung

Für dynamische Systeme, die in Form eines zeitkontinuierlichen oder -diskreten Zustandsraummodells dargestellt werden können, existieren zahlreiche Ansätze zur Schätzung der Zustandsgrößen. Eine frühe Veröffentlichung zum Thema linearer Zustandsbeobachter (LO) stammt von David Luenberger [17]. Für lineare zeitinvariante Systeme, die von stochastischen Störgrößen beeinflusst werden und dessen Zustandsgrößen demnach ebenfalls stochastische Größen sind, entwickelte Rudolf Kalman das KALMAN-Filter (KF) [18]. Dieses minimiert die Varianz des Fehlers der Zustandsschätzung und wird deshalb als optimaler Schätzer bezeichnet. Oftmals wird die zeitdiskrete Variante des Kalman-Filters genutzt, da sie sich für die Implementierung auf Digitalrechnern eignet. Um die Beschränkung der Anwendbarkeit auf lineare Systeme aufzuheben, wurde das Extended-KALMAN-Filter (EKF) entwickelt, welches mit den lokalen Jacobi-Matrizen des linearisierten Systems im jeweiligen Zeitschritt arbeitet und dadurch nur suboptimale Schätzungen liefert [19]. Es hat sich jedoch herausgestellt, dass die Implementierung der Jacobi-Matrizen eine potenzielle Fehlerquelle ist und sich die Abstimmung des Extended-KALMAN-Filters als problematisch erweisen kann. Daneben ist die Schätzung nur dann verlässlich ist, wenn sich das nichtlineare System bezogen auf den Diskretisierungszeitschritt näherungsweise linear verhält [20]. Daraufhin wurde das UNSCENTED-KALMAN-Filter (UKF) entwickelt, welches die stochastischen Eigenschaften der Zustandsgrößen mit Hilfe der UNSCENTED-Transformation approximiert [20]. Daneben wurden weitere Varianten des KALMAN-Filters sowie die sequenziellen MONTE-CARLO-Methoden (auch als SMC-Methoden oder *Particle-filter* bekannt) entwickelt [21]. Letztere liefern mit einem Sampling-basierten Ansatz auch für hochgradig nichtlineare Systeme eine optimale Schätzung. Aufgrund des hohen Rechenaufwands konnten die SMC-Methoden

in der Vergangenheit kaum praktisch eingesetzt werden, was in den letzten Jahren aufgrund der steigenden Verfügbarkeit von Rechenleistung jedoch immer weniger ein Problem darstellt [22]. Neben diesen vorwiegend zeitdiskreten Ansätzen zur Zustandsschätzung existieren weitere nichtlineare Beobachter für zeitkontinuierliche Systeme, z.B. die HIGH-GAIN-Beobachter [23], deren Auslegung jedoch insbesondere bei Systemen höherer Ordnung mathematisch höchst anspruchsvoll sein kann. Weitere Informationen zu nichtlinearen Beobachtern sowie eine systematische Klassifizierung finden sich in Quelle [24]. Während bei den bis hierhin genannten Ansätzen vorausgesetzt wurde, dass das zugrunde liegende Modell der Systemdynamik hinreichend genau ist und dessen Parameter bekannt sind, ist der SLIDING-MODE-Beobachter (SMO) [25] hingegen besonders robust gegenüber Fehlern bei der Modellierung des Systems und unbekannter Störgrößen. Die SLIDING-MODE-Methoden basieren auf einer diskontinuierlichen Änderung der (Beobachter-) Struktur und erzwingen damit eine vorgegebene Fehlerdynamik [23]. Der bei SLIDING-MODE-Regelungen problematische Effekt des „Chattering“, d.h. des hochfrequenten Schaltens des Stellglieds aufgrund der variablen Regelungsstruktur, hat bei Beobachtern kaum negative Auswirkungen, da diese in Form von Software technisch realisiert werden [25]. Allerdings kann der Entwurf von SLIDING-MODE-Beobachtern, besonders für Systeme höherer Ordnung, mathematisch sehr anspruchsvoll sein.

Für die Zustandsschätzung im Kontext der Fahrdynamik existiert eine große Anzahl von Veröffentlichungen. Dabei ist die Schätzung der Bewegungszustandsgrößen des Fahrzeugs, z.B. der Geschwindigkeit in Längs- und Querrichtung, der Gierrate oder der Raddrehzahlen, von besonderem Interesse, da sie als Regelgrößen für Fahrdynamikregelsysteme genutzt werden. Auch daraus abgeleitete Größen wie der Reifenschlupf und die Reifenkräfte sind wichtige Schätzgrößen, da sich damit Aussagen über die Stabilität und Steuerbarkeit des Fahrzeugs machen lassen. Neben der Zustandsschätzung ist auch die Schätzung oder Adaption von Modellparametern von Interesse, da diese entscheidenden Einfluss auf die Leistung von Fahrzeugregelsystemen haben können. Als Beispiele können die Fahrzeugmasse oder der maximale Kraftschlussbeiwert zwischen Reifen und Straße genannt werden. Eine Zusammenfassung der wichtigsten Erkenntnisse dieses Themengebiets mit Fokus auf die Schätzung der am Kontaktpunkt zwischen Reifen und Straße vorherrschenden Kräfte haben ACOSTA et.al. [26] erstellt. Es werden verschiedene Ansätze zur Ermittlung der Reifenkräfte in Längs-, Quer- und Vertikalrichtung aufgezählt, verglichen und bewertet. In diesem Zusammenhang werden häufig genutzte Fahrzeugmodelle, z.B. das kinematische und dynamische Einspurmodell, das ebene Zweispurmodell, dynamische Modelle für die Wankdynamik, Raddynamikmodelle und das Viertelfahrzeugmodell vorgestellt. Ein Teil der vorgestellten Ansätze zur Zustandsschätzung behandelt die ebenen Reifenkräfte als unbekannte Eingangsgrößen, wobei dann kein explizites Reifenmodell verwendet wird, welches gegebenenfalls aufwändig parametrisiert werden muss. Die Verwendung eines Reifenmodells bietet jedoch auch Vorteile, z.B. die Möglichkeit der Abschätzung des maximalen Kraftschlusspotentials. Dafür ist jedoch eine ausreichende Anregung der Längs- und Querdynamik des Fahrzeugs notwendig. Für die Schätzung der vertikalen Reifenkräfte nutzt die Mehrzahl der

vorgestellten Ansätze ein stationäres Lastwechselmodell. Die vorgestellten Ansätze verwenden weiterhin vorwiegend kosteneffiziente Sensortechnik, beispielsweise 3-achsige Inertialsensoren (Inertial Measurement Unit - IMU), bestehend aus Beschleunigungsmessern und Gyroskopen, sowie Raddrehzahl- und Lenkwinkelsensoren. Ein Überblick zur Reifenkraftschätzung wird auch von SINGH et.al. [27] gegeben, wobei dort auch die Schätzung des Straßenprofils, der Fahrzeuggeschwindigkeit, des Wankwinkels, der Schräglaufsteifigkeit der Reifen, des Reifenkraftschlusspotentials und der Fahrzeugvertikaldynamik behandelt werden. Weiterhin erfolgt eine Zusammenstellung neuartiger Methoden zur Auswertung des Raddrehzahlsignals sowie intelligenter Reifensensoren und Radlagern mit Kraftsensorik. Einen weiteren Überblick über Methoden zur Schätzung des dynamischen Bewegungszustands geben GUO et.al. [28, 29]. Auch hier werden verschiedene kosteneffektive Sensorkonfigurationen, aufgezählt, wobei hier auch GNSS-Sensorik (Globales Satellitennavigationssystem) zur Erfassung der Über-Grund-Geschwindigkeit und der Bewegungsrichtung des Fahrzeugs genannt werden. Neben den LO, KF, EKF, UKF und SMO-Methoden zur Realisierung der Zustandsschätzer wird auch auf Methoden der künstlichen Intelligenz und der Moving-Horizon-Estimation (MHE) eingegangen. Als zukünftige Forschungsfragen werden die Schnittstelle zum autonomen Fahren, die Kopplung verschiedener dynamischer Zustandsgrößen, die Nutzung redundanter Sensorinformationen, der Einfluss unbekannter Störgrößen, die Stabilität und Robustheit sowie die Echtzeitfähigkeit genannt. Ein weiterer Vergleich von Ansätzen zur Fahrzustands- und Reifenkraftschätzung wird in [30] durchgeführt, wobei EKF- und SMO-Methoden in Verbindung mit verschiedenen Modellansätzen betrachtet werden.

Da die KALMAN-Filter-basierten Methoden zur Fahrzeugzustands- und Parameterschätzung vielversprechende Ergebnisse zeigen und der Entwurfsprozess relativ geradlinig ist, werden diese im Folgenden näher betrachtet. Dazu wird in Tabelle 1.1 eine Aufzählung von thematisch relevanten Veröffentlichungen in chronologischer Reihenfolge gegeben. Die Veröffentlichungen nutzen teils kinematische, teils dynamische Modelle oder Kombinationen aus beiden. Dabei liefern die kinematischen Modelle keinerlei Informationen zu wirkenden Kräften, während bei dynamischen Modellen der Aufwand für die Modellierung und Identifikation der Modellparameter höher ist. Weiterhin wird angegeben, welche Sensorik die untersuchten Ansätze nutzen, wobei nahezu immer Inertialsensoren zum Einsatz kommen, da diese kostengünstig verfügbar sind. Auch wird in nahezu jedem aufgeführten Ansatz zur Zustandsschätzung ein Lenkradwinkelsensor verwendet, da dieser in modernen Fahrzeugen zur Erfassung der Fahrereingaben für Fahrdynamikregelsysteme standardmäßig verbaut ist. Einige der untersuchten Ansätze nutzen Geschwindigkeits- oder Positionsmessungen, beispielsweise mittels GNSS, da entsprechende Empfänger mit guter Genauigkeit heutzutage kostengünstig verfügbar sind. Problematisch ist dabei jedoch, dass die Empfangsverhältnisse für GNSS besonders in dicht bebauten urbanen Umgebungen oder geschlossenen Umgebungen wie Tunneln für zuverlässige Messungen nicht ausreichen. Daher wird oft eine Fusion der Messdaten mit Daten anderer Sensoren, z.B. Inertialsensoren, durchgeführt [31]. Zur Messung der absoluten

Fahrzeuggeschwindigkeit können auch optische Sensoren eingesetzt werden. Jedoch ist dies mit hohen Kosten verbunden, weshalb diese Sensoren nur in der Fahrzeugentwicklung für Referenzmessungen eingesetzt werden. Einige der vorgestellten Ansätze nutzen Sensorik im Fahrwerk, um beispielsweise die Einfederwege der Räder zu messen und damit die Schätzung der Wank- und Nickbewegung des Fahrzeugs oder die dynamische Änderung der Radlasten zu stützen. Der Kostenaufwand für diese Sensoren ist jedoch ein Grund, weshalb diese eher in höherpreisigen Fahrzeugen mit adaptiven oder aktiven Fahrwerken zu finden sind. Nahezu alle der aufgelisteten Ansätze liefern Schätzwerte für den Bewegungszustand des Fahrzeugs in unterschiedlicher Ausprägung, z.B. Geschwindigkeiten, Gierrate sowie Wank- und Nickrate. Während von den meisten Ansätzen Schätzungen der Reifenkräfte geliefert werden, nutzen einige wenige Ansätze kein explizites Modell und betrachten die Reifenkräfte als unbekannte Eingangsgrößen in das System, welche aus der Fahrzeugbewegung rekonstruiert werden können. Daneben erfolgt häufig eine Schätzung der Modellparameter, z.B. der Reifenparameter oder der Trägheitsparameter. Insbesondere das Kraftschlusspotenzial der Reifen kann in Abhängigkeit der Fahrbahneigenschaften stark variieren, weshalb eine Schätzung und Adaption der entsprechenden Modellparameter in Echtzeit die Güte der Zustandsschätzung positiv beeinflussen kann. Einige wenige Ansätze schätzen auch die Längssteigung und Querneigung der Fahrbahn, wobei dafür GNSS eingesetzt wird. Zuletzt wird dargestellt, welcher Typ von KALMAN-Filter im jeweiligen Ansatz verwendet wurde, wobei häufig auch eine Kombination verschiedener Schätzer für isolierte Teilprobleme vorkommt. Einige Ansätze nutzen zudem Least-Squares-Ansätze oder neuronale Netze in Verbindung mit KALMAN-Filtern, insbesondere zur Parameteridentifikation.

Tabelle 1.1: Quellen zur Fahrzeugzustands- und Parameterschätzung mittels KALMAN-Filter

Quelle	Modell		Sensorik			Schätzung				Algorithmus					
	Kinematisch	Dynamisch	Inertialsensor	Raddrehzahlen	Geschwindigkeit / Position	Fahrwerksensorik	Bewegungszustand	Reifenkräfte	Fahrzeugparameter	Straßenneigung / -steigung	KF	EKF	UKF	Least Squares	Neuronale Netze
RAY [32, 33]		x	x	x			x	*	x			x			
BEST et.al. [34]		x	x	x			x	x	x			x			
RYU [35]	x		x		x		x		x	x				x	
WENZEL [36]		x	x	x	x		x	x	x			x			
OPFERMANN et.al. [37]		x				x							x		
CHU et.al.[38]		x	x	x			x	x					x		
ANTONOV [39]		x	x	x			x	x	x				x		
TONG [40]		x	x	x			x	x				x			

Quelle	Modell		Sensorik				Schätzung				Algorithmus				
	Kinematisch	Dynamisch	Inertialsensor	Raddrehzahlen	Geschwindigkeit / Position	Fahrwerksensorik	Bewegungszustand	Reifenkräfte	Fahrzeugparameter	Straßenneigung / -steigung	KF	EKF	UKF	Least Squares	Neuronale Netze
HSU [41]	x	x	x	x	x	x	x	x	x		x		x		
DOUMIATI et.al. [42, 43]		x	x	x		x	x	x		x	x	x			
HONG et.al. [44]		x	x				x	x			x	x			
SAADEDIN et.al. [45, 46]	x		x	x	x		x				x				
REN et.al. [47, 48]		x	x	x			x	x	x				x		
HAMANN et.al. [49]		x	x	x	x		x	*					x		
BECHTLOFF et.al. [50]	x	x	x	x	x		x	x	x		x		x		
QI, YU et.al. [51, 52]		x	x	x			x	*	x		x				
JIA et.al. [53]		x	x	x			x						x		
CHEN et.al. [54]		x	x	x				*	x	x			x		
BECHTLOFF et.al. [55]		x	x	x	x		x	x			x				
LIU et.al. [56]		x	x	x			x	x			x				
KATRINIOK et.al. [57]		x	x	x	x		x	x	x		x				
CORDEIRO et.al. [58]		x	x	x		x	x				x				
ZHANG et.al. [59]		x	x	x			x	x	x				x	x	
VAN HOEK et.al. [60]		x	x	x	x		x	x	x		x				
SCHÜNEMANN [16]		x	x	x			x	x			x				
MELLENDEZ-P. et.al. [61]	x		x	x	x		x				x				
ACOSTA et.al. [62]		x	x	x			x	x		x			x	x	
ACOSTA et.al. [63]		x	x	x	x		x	x	x		x		x	x	
WIELITZKA et.al. [64]		x	x	x			x	x	x				x		
PEI et.al. [65]		x	x	x	x		x	x	x		x	x	x		
BOGDANSKI et.al. [66]		x	x	x			x	x	x		x	x			
ZHANG et.al. [67]		x	x	x	x		x	x					x		
ACOSTA et.al. [68]		x	x		x		x	x					x		
BERSANI et.al. [69]	x		x		x		x				x	x			

* Betrachtung der Reifenkräfte als unbekannte Eingangsgröße

1.3 Aufbau der Arbeit

Ausgehend vom Stand der Technik werden in Kapitel 2 die Zielstellung und die zu erfüllenden Anforderungen an den Schätzer, z.B. die zu schätzenden Zustandsgrößen, definiert sowie anschließend die zur Erreichung der Zielstellung gewählte Lösungsmethodik im Detail erläutert. In Kapitel 3 werden Grundlagen zum Verständnis der später gewählten Vorgehensweise bei der Entwicklung und Validierung erläutert. Dazu gehören das für die Schätzung verwendete Fahrzeugmodell, die verwendeten Sensoren, der verwendete Ansatz zur Implementierung und Auslegung des Zustands- und Parameterschätzers und die verwendeten Fahrmanöver zur Auslegung und Validierung. Die Vorgehensweise bei der Entwicklung and Validierung, welche den Hauptteil der Arbeit bildet, wird daraufhin in Kapitel 4 und 5 detailliert erläutert. Dabei erfolgt die Entwicklung in Kapitel 4 zunächst mit Hilfe einer Referenzfahrzeugsimulation. Im ersten Schritt wird von dem in Kapitel 2 vorgestellten Fahrzeugmodell das Prozessmodell für den Zustands- und Parameterschätzer abgeleitet und untersucht, ob dieses im Zusammenspiel mit den gewählten Sensoren zur Schätzung der benötigten Größen geeignet ist. Anschließend wird die Durchführung der Implementierung und Auslegung des Zustandsschätzers erläutert. Mit Hilfe der Referenzfahrzeugsimulation werden dazu im Rahmen virtueller Fahrmanöver Sensordaten als auch die tatsächlichen Zustandsgrößen, anhand derer die Schätzgenauigkeit beurteilt werden kann, generiert. Anschließend wird der Einfluss verschiedener Störungen und Modellfehler auf die Schätzung im Rahmen einer Robustheitsanalyse untersucht. In Kapitel 5 wird die zuvor in der Simulation angewandte Entwicklungsmethodik am Beispiel eines realen Versuchsfahrzeugs mit Radnabenmotoren angewendet. Dazu wird das Schätzmodell auf die Verhältnisse im Realfahrzeug angepasst und der Zustands- und Parameterschätzer erneut ausgelegt sowie auf der Zielhardware implementiert und auf seine Echtzeitfähigkeit untersucht. Zuletzt erfolgt in Kapitel 6 die Integration einer Reifenlängsschlupfregelung mit dem Zustands- und Parameterschätzer in der Referenzsimulationsumgebung, um das Zusammenwirken beider Systeme zu untersuchen. Eine Zusammenfassung der Ergebnisse und offenen Fragestellungen, die sich im Laufe der Arbeit ergeben haben, sowie ein Ausblick auf weiterführende Themen werden abschließend in Kapitel 7 gegeben.

2 Zielstellung, Anforderungen und Lösungsmethodik

Das Ziel dieser Arbeit sind die Entwicklung und die Validierung eines Zustands- und Parameterschätzers für Systeme zur Regelung der Fahrzeuglängs- und Querdynamik. Für solche Fahrdynamikregelungen ist vor allem die exakte Schätzung des Reifenschlupfs und des Kraftschlussbeiwerts, woraus sich wiederum die wirkenden Reifenkräfte bestimmen lassen, entscheidend. Die Validierung des Schätzers soll sowohl allein, als auch in Verbindung mit einem einfachen Fahrdynamikregelsystem, beispielsweise einer Antriebsschlupfregelung, erfolgen. Aus der Recherche zum Stand der Forschung sowie vorangegangenen Arbeiten zur Thematik der Fahrdynamikregelung [16] werden für die Entwicklung und Validierung verschiedene Anforderungen und Randbedingungen abgeleitet, die im Folgenden genannt werden.

Tabelle 2.1: Anforderungen und Randbedingungen

1	<p>Viele der im Stand der Forschung aufgeführten Ansätze berücksichtigen nur Teile der Längs-, Quer- und Vertikaldynamik, nutzen stark vereinfachte Modelle oder vernachlässigen Kopplungen. Weiterhin werden häufig Sonderfälle, beispielsweise Fahrzeuge mit nur einer angetriebenen Achse, betrachtet. Der zu entwickelnde Zustands- und Parameterschätzer soll daher sowohl</p> <ul style="list-style-type: none">• die Längs- und Querdynamik,• die Nick- und Wankdynamik,• die Raddynamik als auch• das aufgrund wechselnder Fahrbahnbedingungen zeitvariante Reifenverhalten in Längs- und Querrichtung im linearen als auch im nichtlinearen Bereich mitsamt gegenseitiger Kopplungen für ein allradgetriebenes Fahrzeug berücksichtigen. <p>Die zu schätzenden Zustandsgrößen sind damit a) die Längs- und Quergeschwindigkeit sowie die Gierrate, b) der Nick- und Wankwinkel sowie die Nick- und Wankrate und c) die Raddrehzahlen. Daraus sollen sich mittels eines geeigneten adaptiven Reifenmodells d) der Reifenlängs- und Querschlupf sowie die daraus resultierenden Kraftschlussbeiwerte bzw. Reifenkräfte bestimmen lassen.</p>
2	<p>Die Online-Adaption des Reifenmodells soll zur Erreichung einer hohen Schätzgenauigkeit radindividuell geschehen. Änderungen der Fahrbahnverhältnisse sollen in möglichst kurzer Zeit registriert werden können.</p>
3	<p>Zur Realisierung hochdynamischer Fahrdynamikregelungen soll der Zustands- und Parameterschätzer eine möglichst hohe Dynamik aufweisen, woraus im Falle einer zeitdiskreten Realisierung die Forderung nach einer möglichst geringen Abtastzeit ΔT resultiert.</p>

4	Die Zustands- und Parameterschätzung soll in Echtzeit auf einem Steuergerät ausgeführt werden.
5	Es sollen kostengünstige, handelsübliche Sensoren verwendet werden. Dazu gehören, wie im Stand der Forschung ersichtlich, Beschleunigungs- und Drehratensensoren zur Messung der Fahrzeuglängs-, Quer- und Vertikalbeschleunigung sowie der Gier-, Nick- und Wankrate als auch Raddrehzahlsensoren. Für die Messung der Fahrerlenkeingabe ist ein Lenkradwinkelsensor üblich, aus dessen Messwert mit Hilfe eines Lenkungsmodells die Radeinschlagswinkel bestimmt werden können. Zusätzlich soll untersucht werden, ob und wie der Schätzfehler durch eine Geschwindigkeitsmessung mittels eines Empfängers für das Globale Satellitennavigationssystem (GNSS) verbessert werden kann. Da bei dieser Art Sensor jedoch die Möglichkeit eines Empfangsausfalls besteht, muss der Schätzer auch ohne diesen zuverlässig arbeiten können.
6	Der Zustands- und Parameterschätzer muss für nichtlineare Systeme geeignet und mit geringem Aufwand implementierbar sein.
7	Der Schätzfehler des Zustands- und Parameterschätzers soll minimal sein.
8	Das Vorgehen beim Entwurf soll universell anwendbar, wiederholbar und erweiterbar sein, um beispielsweise die Schätzung weiterer Zustandsgrößen und Modellparameter sowie die Einbindung weiterer Sensoren und Aktoren zu ermöglichen.
9	Der Zustands- und Parameterschätzer soll robust gegenüber unbekanntem Störungen sein.
10	Die Entwicklung soll am Beispiel von PKW mit elektrischen Einzelradantrieben erfolgen, da diese eine direkte Messung der Radantriebsdrehmomente erlauben. Weiterhin liefern die zur Ansteuerung benötigten Motorumrichter zumeist Drehzahlmesswerte. Aufgrund der deutlich höheren Schwerpunktlage und von Abweichungen bei der Fahrwerkskonstruktion gegenüber Straßenfahrzeugen werden keine Geländewagen oder Transporter betrachtet.
11	Der Einsatz der Reibbremse des Fahrzeugs wird im Rahmen dieser Arbeit nicht betrachtet, stattdessen soll eine elektrische Bremsung mittels der Motoren erfolgen. Diese Anforderung resultiert aus den technischen Gegebenheiten des für die Realfahrversuche verwendeten Fahrzeugs. Eine Erweiterung des Schätzers um die Reibbremse als Stellgröße soll jedoch möglich sein.
12	Die Zustands- und Parameterschätzung soll unter der Annahme erfolgen, dass die Fahrbahn glatt und eben ist.

Bei einer Fahrdynamikregelung handelt es sich um ein mechatronisches System, für dessen Entwicklung die in der VDI 2206 vorgestellte flexible Vorgehensweise angewandt werden kann. Diese besteht aus Problemlösungszyklen in Form von Mikro- und Makrozyklen anhand eines V-Modells sowie vordefinierten Prozessbausteinen zur Bearbeitung wiederkehrender Arbeitsschritte, [70]. Das in Abbildung 2.1 dargestellte V-Modell als Makrozyklus erhält die Anforderungen an das zu entwickelnde System als Eingangsgröße und lässt sich grob in die Arbeitsschritte Systementwurf,

domänenspezifischer Entwurf, Systemintegration und Eigenschaftsabsicherung einteilen. Eine Modellbildung und -analyse erfolgt begleitend zu diesen Schritten. Das Ergebnis eines Makrozyklus ist ein Produkt in unterschiedlichem Reifegrad, z.B. Labormuster, Prototyp, Vorserienprodukt oder Serienprodukt, wobei der Reifegrad durch wiederholtes Durchlaufen des Makrozyklus erhöht wird [70].

Die im Rahmen dieser Arbeit gewählte Vorgehensweise zur Entwicklung eines Zustands- und Parameterschätzers für Elektrofahrzeuge mit Einzelradantrieb wird im Folgenden anhand des V-Modells erläutert. Ausgehend von den Randbedingungen und Anforderungen aus dem ersten Teil des Kapitels, wird nun auf die restlichen Schritte des Makrozyklus eingegangen. Der Systementwurf dient dazu, ein domänenübergreifendes Lösungskonzept zu erarbeiten und die Gesamtfunktion in wesentliche Teilfunktionen zu zerlegen. Für eine Fahrdynamikregelung kann eine Zerlegung in die Teilsysteme Sensorik, Zustandsschätzung, Regelung und Aktorik erfolgen [2, 3]. Im Rahmen dieser Arbeit wird hauptsächlich das Teilsystem Zustands- und Parameterschätzung betrachtet, welches nicht weiter zerlegt wird. Das V-Modell wird dementsprechend nicht vollständig durchlaufen. Der domänenspezifische Entwurf erfolgt in der Domäne der Informationstechnik, da der Zustands- und Parameterschätzer als eingebettetes System auf einem Digitalrechner implementiert werden soll, wobei Methoden der Regelungstechnik genutzt werden. Durch den Einsatz modellbasierter Ansätze soll dabei die Forderung nach einer universell anwendbaren und reproduzierbaren Entwicklungsmethodik (Anforderung 8) erfüllt werden.

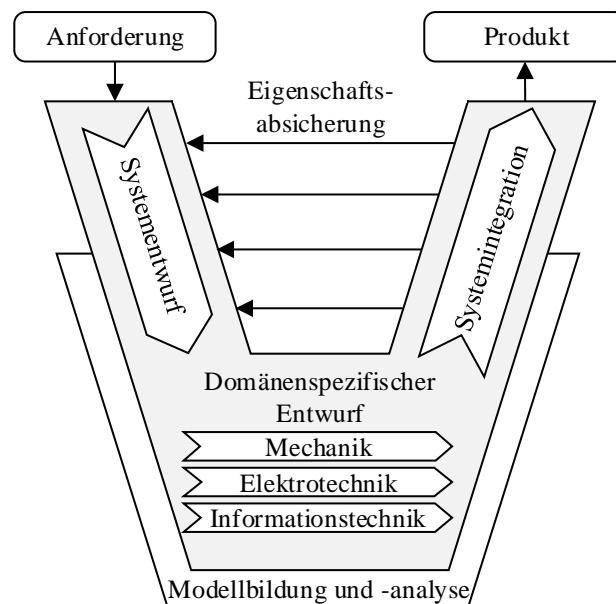


Abbildung 2.1: V-Modell nach VDI 2206 [70]

Der domänenspezifische Entwurf besteht im ersten Schritt, in dem ein virtuelles Versuchsfahrzeug entsprechend Abbildung 2.2 genutzt wird und deren Ergebnis ein virtuelles Funktionsmuster ist, zunächst in der Wahl eines geeigneten Prozessmodells in Kapitel 4.2. Es werden dabei unter Berücksichtigung von Anforderung 1 und 9 zwei Modellvarianten mit transientem und stationärem Reifenmodell betrachtet. Anschließend erfolgen die Modellierung der Störgrößen und des zeitvarianten

Reifenverhaltens entsprechend Anforderung 2 sowie die zeitliche Diskretisierung entsprechend Anforderung 3, die für eine spätere Implementierung auf einem Digitalrechner erforderlich ist. Mittels einer Beobachtbarkeitsuntersuchung wird daraufhin festgestellt, ob die entsprechend Anforderung 5 gewählten Sensoren zusammen mit den betrachteten Fahrzeugmodellen geeignet sind, die benötigten Zustandsgrößen zu schätzen. Daraufhin wird eine der beiden Modellvarianten für den weiteren Entwurf ausgewählt. Aus dem Stand der Forschung lässt sich ableiten, dass das *Unscented*-KALMAN-Filter für die Zustands- und Parameterschätzung im Kontext der Fahrdynamik ein geeignetes Werkzeug darstellt und die Anforderung 6 erfüllen kann. In Kapitel 4.3 erfolgt daher die Auslegung eines UKF für das gewählte Prozessmodell, wobei eine Minimierung des quadratischen Schätzfehlers mittels eines Optimierungsverfahrens durchgeführt wird (Anforderung 7). Dies geschieht modellbasiert, indem die Trainings- und Testdaten für ein virtuelles Referenzfahrzeug in der Simulationsumgebung IPG CARMAKER for SIMULINK generiert werden. Anschließend erfolgt in Kapitel 4.4 die Integration des Zustands- und Parameterschätzers in ein virtuelles Fahrzeug mit virtuellen Sensoren in IPG CARMAKER und eine erste Eigenschaftsabsicherung mittels einer Model-in-the-Loop-Simulation (MiL) im Open-Loop-Betrieb. Dabei finden eine Validierung der Schätzgrößen und eine Evaluation des Schätzfehlers statt. In Kapitel 4.5 erfolgt entsprechend Anforderung 9 eine Robustheitsanalyse des Schätzfehlers sowohl bezüglich des Einflusses externer Störgrößen als auch gegenüber Modellfehlern, beispielsweise infolge von Parameterabweichungen. Mögliche Schwachpunkte bei der Vorgehensweise zur Entwicklung des Zustands- und Parameterschätzers werden weiterhin identifiziert, um diese im nächsten Schritt berücksichtigen zu können.

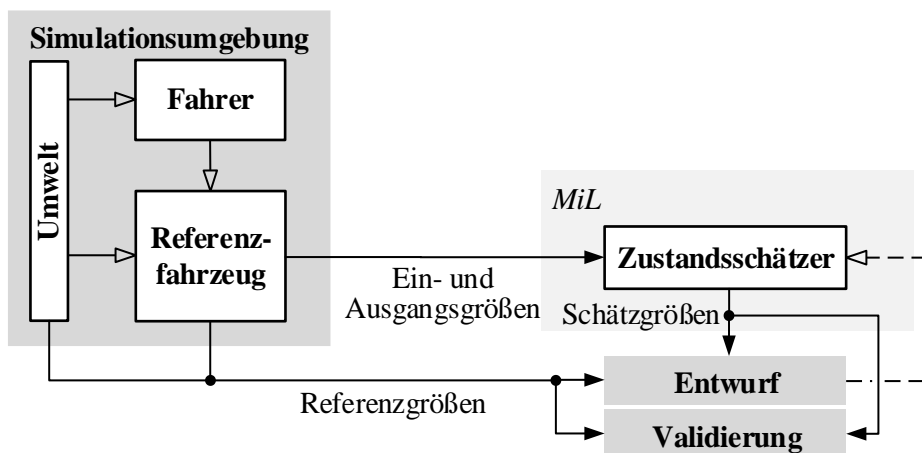


Abbildung 2.2: Entwurf und Validierung des Zustands- und Parameterschätzers in der Simulation

Im Anschluss wird im zweiten Schritt der Zustands- und Parameterschätzer auf einem RCP-Steuergerät implementiert und anhand von Daten aus realen Fahrversuchen validiert (Abbildung 2.3). Dabei werden sowohl die Eingangs- und Ausgangsgrößen mittels der Fahrzeugsensoren entsprechend Anforderung 5 sowie zusätzliche Referenzgrößen mittels spezieller Referenzsensoren aufgezeichnet. Zunächst werden in Kapitel 5.2.1 die notwendigen Anpassungen des zur Schätzung verwendeten Fahrzeugmodells auf das verwendete Versuchsfahrzeug erläutert. Dies ist notwendig, da kein Modell des realen Versuchsfahrzeugs in der Simulation zur Verfügung steht und somit die Ergebnisse aus dem ersten

Entwicklungsschritt nicht direkt weiterverwendet werden können. Unter Nutzung von Messungen aus den realen Fahrversuchen als Trainingsdaten und mit dem veränderten Fahrzeugmodell erfolgt eine erneute Auslegung des UKF und anschließend die Integration des Zustands- und Parameterschätzers auf dem RCP-Steuergerät. Eine erneute Eigenschaftsabsicherung unter Echtzeitbedingungen und mit realen Kommunikationsschnittstellen findet dann mittels einer Hardware-in-the-Loop-Simulation (HiL) in Kapitel 5.3 statt, wobei jedoch keine Aktoren modelliert werden. Dafür werden erneut Messungen aus den realen Fahrversuchen als Testdaten verwendet. Durch die in den Messdaten enthaltenen Störgrößen erfolgt implizit auch eine Untersuchung der Robustheit der Zustands- und Parameterschätzung gegenüber realen Störgrößen und Modellfehlern entsprechend Anforderung 9. Weiterhin erfolgt eine Untersuchung der benötigten Rechenzeit und der Echtzeitfähigkeit entsprechend Anforderung 4.

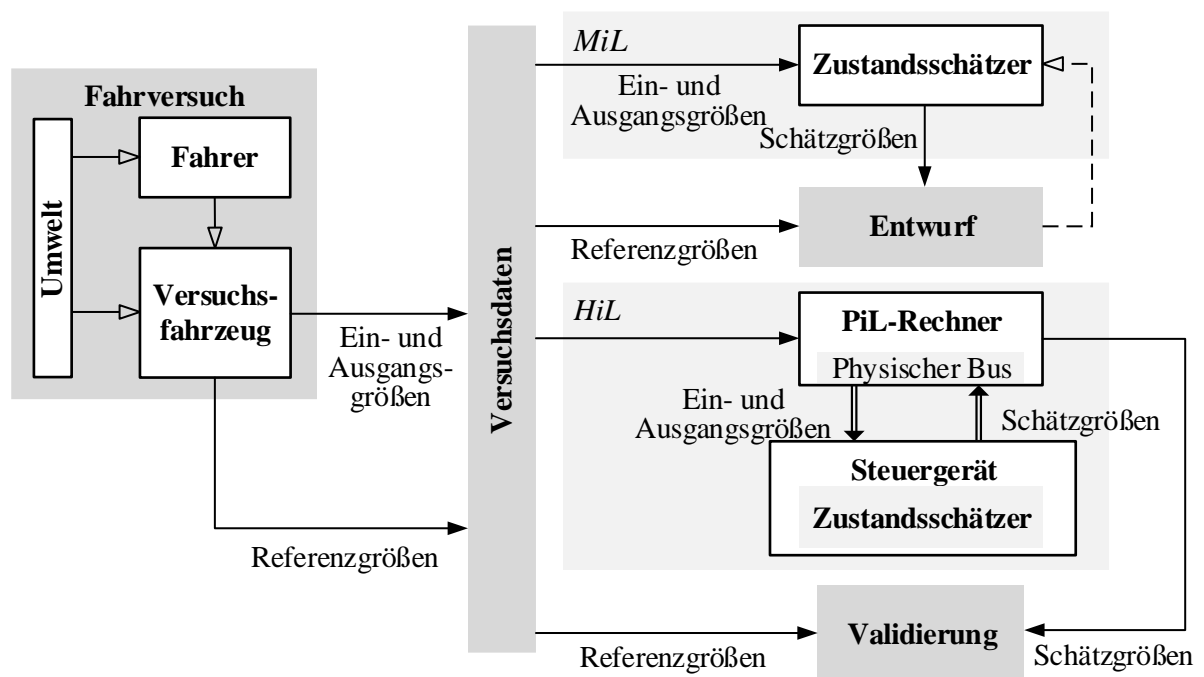


Abbildung 2.3: Entwurf und Validierung des Zustands- und Parameterschätzers im Fahrversuch

Nachdem der Zustands- und Parameterschätzer sowohl in der Simulation als auch mit realen Messdaten validiert wurde, erfolgt in Kapitel 6.1 als dritter Schritt die Integration des Zustands- und Parameterschätzers mit einer einfachen Reifenlängsschlupfregelung. Dies erfolgt im Rahmen einer weiteren Eigenschaftsabsicherung mittels Model-in-the-Loop-Simulation im Closed-Loop-Betrieb, die als Basis für eine zukünftige Erprobung von Schätzer und Regler in einem realen Versuchsfahrzeug dienen soll. Ziel der Absicherung ist zum einen die Sicherstellung der Stabilität des rückgekoppelten Gesamtsystems. Zum anderen soll die Erfüllung der Anforderung, für ein Fahrdynamikregelsystem nutzbare Schätzungen des Fahrzeugzustands zu generieren, erneut validiert werden. Dabei ist konkret von Interesse, welche Regelgüte, beispielsweise in Form von Dynamik und stationärer Genauigkeit, durch das Gesamtsystem aus Zustands- und Parameterschätzer sowie Antriebsschlupfregler erreicht wird.

3 Grundlagen

Im Folgenden werden die theoretischen Grundlagen der Arbeit dargestellt und erläutert. Das Kapitel unterteilt sich in drei Unterkapitel, wobei sich das erste mit den Grundlagen des später für die Zustands- und Parameterschätzung verwendeten Fahrzeugmodells, sowohl in zeitkontinuierlicher als auch zeitdiskreter Form, befasst. Im zweiten Unterkapitel wird die verwendete Sensorik, z.B. für die Erfassung des aktuellen Bewegungszustands des Fahrzeugs, der Stellung der Lenkung oder des abgebegebenen Antriebsmoments der Motoren, vorgestellt. Dabei wird auf grundlegende Eigenschaften und geeignete Modelle des Sensorverhaltens eingegangen. Das dritte und letzte Unterkapitel befasst sich mit der Zustandsschätzung dynamischer Systeme. Zunächst wird auf den Begriff der Beobachtbarkeit eingegangen und anschließend werden verschiedene Konzepte zur Zustandsschätzung mit Hilfe des KALMAN-Filters vorgestellt.

3.1 Modellierung des Fahrzeugs

Die dynamischen Vorgänge bei der Bewegung von Fahrzeugen können mit Hilfe von expliziten Differentialgleichungen beschrieben werden. Werden diese in ein System von n Differentialgleichungen erster Ordnung umgeformt, spricht man von einem Zustandsraummodell. Dieses verfügt über einen Vektor von Eingangsgrößen \mathbf{u} sowie einen Vektor von Zustandsgrößen \mathbf{x} . Der Anfangszustand des Systems wird über den Anfangswert des Zustandsvektors $\mathbf{x}_0 = \mathbf{x}(t = 0)$ abgebildet. Neben den Eingangs- und Zustandsgrößen gibt es den Vektor der Ausgangsgrößen \mathbf{y} , welche sich aus Funktionen der Eingangsgrößen sowie der Zustandsgrößen berechnen und durch Messung zugänglich sind. Weiterhin verfügt ein Systemmodell über einen Satz von Parametern, die zeitinvariant oder zeitvariant sein können. Zeitinvariante Parameter können durch eine Offline-Modellidentifikation bestimmt werden, während zeitvariante Parameter eine fortlaufende Online-Identifikation erfordern. Modelle der Fahrzeugdynamik sind oftmals nichtlinear und deren Zustandsraummodell entspricht allgemein einem Differentialgleichungssystem der Form

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}). \quad (3.1)$$

Zur Beschreibung der q Ausgangsgrößen des Systems wird im allgemeinen Fall ein nichtlineares algebraisches Gleichungssystem der Form

$$\mathbf{y} = \mathbf{h}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \quad (3.2)$$

genutzt [23]. Die allgemeine Struktur eines dynamischen Systemmodells ist in Abbildung 3.1 dargestellt.

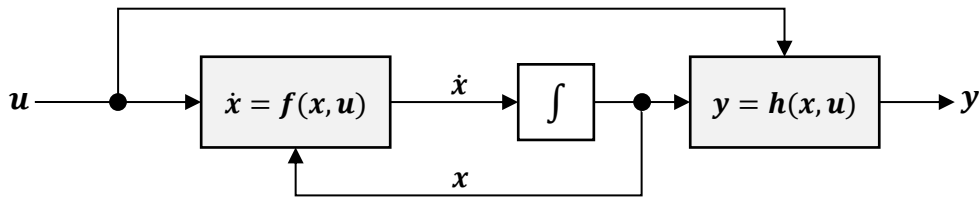


Abbildung 3.1: Allgemeine Modellstruktur

Um den zeitlichen Verlauf $\mathbf{x}(t)$ der Zustandsgrößen in Abhängigkeit des Anfangszustands \mathbf{x}_0 und des Verlaufs der Eingangsgrößen $\mathbf{u}(t)$ zu berechnen, muss ein Anfangswertproblem gelöst werden, wobei eine analytische Lösung für solche komplexen Systeme in der Regel nicht zu finden ist. Stattdessen wird im Allgemeinen auf numerische Lösungsverfahren zurückgegriffen, welche die Lösung des Gleichungssystems an zeitdiskreten Stützstellen approximieren [71]. Somit ergibt sich ein zeitdiskretes Modell der Form

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_k &= \mathbf{f}_d(\mathbf{x}_{k-1}, \mathbf{u}_{k-1}) \\ \mathbf{y}_k &= \mathbf{h}(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k) \end{aligned} \quad (3.3)$$

Die im Rahmen dieser Arbeit betrachteten expliziten Verfahren, sind das EULER-, HEUN- und RUNGE-KUTTA-4-Verfahren, welche im Anhang A-4 nähererläutert werden.

Die Bewegungsdynamik des Gesamtfahrzeuges lässt sich in verschiedene Teileffekte unterteilen, wobei jeder von einer oder mehreren Zustandsgrößen und zugehörigen Differentialgleichungen repräsentiert wird. Einige dieser Teileffekte sind z.B. die

- Translation in Längs- und Querrichtung
- Gierbewegung (Drehung um die Hochachse)
- Raddrehbewegung
- Nickbewegung (Drehung um die Querachse)
- Wankbewegung (Drehung um die Längsachse)
- Hubbewegung (des Chassis, der Räder)
- Lenkbewegung
- ...

In Tabelle 3.1 wird eine Übersicht der existierenden Fahrzeugmodelle, der abgebildeten dynamischen Effekte sowie der relevanten Frequenzbereiche gegeben. Mit der Anzahl der modellierten Effekte steigt die Anzahl der Zustandsgrößen und somit die Ordnung des Differentialgleichungssystems. Damit steigt wiederum der Aufwand zur Berechnung des zeitlichen Verlaufs der Bewegung, was sich bei der Implementierung auf Steuergeräten in einer größeren Rechenzeit niederschlägt. Da Regelungsanwendungen Berechnungen in Echtzeit erfordern, sind der Komplexität des Fahrzeugmodells aufgrund der verfügbaren Rechenleistung Grenzen gesetzt, wobei sich diese mit fortschreitender Entwicklung der Rechentechnik verschieben. Eines der grundlegendsten

Fahrzeugmodelle ist das bereits im Jahr 1940 veröffentlichte lineare Einspurmodell [72], welches sich zur näherungsweisen Beschreibung der Fahrzeugquerdynamik eignet und die Zustandsgrößen Schwimmwinkel und Gierrate abbildet. Dabei gilt der lineare Zusammenhang zwischen Eingangs-, Zustands- und Ausgangsgrößen

$$\begin{aligned} \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) &= \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} \\ \mathbf{h}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) &= \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{D}\mathbf{u} \end{aligned} \quad (3.4)$$

mit den zeitinvarianten Systemmatrizen \mathbf{A} , \mathbf{B} , \mathbf{C} und \mathbf{D} , weshalb die ausführlich erforschten Methoden der linearen Regelungstheorie in diesem Zusammenhang angewandt werden können. Allerdings beruht die Herleitung des Modells auf folgenden vereinfachenden Annahmen [73], z.B.:

- die Bahngeschwindigkeit des Fahrzeugs ist konstant
- alle Hub-, Nick- und Wankbewegungen werden vernachlässigt
- die Vorder- und Hinterräder werden achsweise jeweils zu einem Rad zusammengefasst
- die Masse des Fahrzeugs wird im Schwerpunkt zusammengefasst
- die Radlastverteilung des Fahrzeugs ist konstant

Dadurch beschränkt sich der Gültigkeitsbereich des Modells auf Querbeschleunigungen bei Kurvenfahrten von maximal $a_y = 0,4$ g auf trockener Fahrbahn. Im Gegensatz dazu gibt es komplexe Mehrkörper-System- (MKS) und Finite-Elemente-Methode- (FEM) Fahrzeugmodelle, die es ermöglichen das Verhalten eines realen Fahrzeugs und seiner Komponenten mit höchster Genauigkeit zu modellieren.

Tabelle 3.1: Übersicht der Fahrzeugmodelle nach [73]

Modell	Einspurmodell		Zweispurmodell		MKS-Modell	
	linear	nichtlinear	Ohne Fahrwerks-kinematik	Mit Fahrwerks-kinematik	Ohne FEM	Mit FEM
Bewegungsart	Ebene Translation, Gieren					
	Wanken, Nicken, Hub, Raddrehzahl, Reifenkraft					
	Komponentenbewegung, Reifendeformation, Motor. Verbrennung, Mech. Verformung bei Crash, Überschlag, ...					
Freiheitsgrade	2 - 3	3 - 7	7 - 25		20 - ...	
Frequenzbereich	0 - 2 Hz		0 - 10 Hz		0 - 30 Hz	0 - 200 Hz

Der Modellierungs- und Parametrierungsaufwand ist dabei jedoch vergleichsweise groß und die Berechnung der Modelle erfordert eine hohe Rechenleistung. Daher werden diese eher in der

Entwicklung von Fahrzeugen und nicht für die Realisierung von Regelsystemen, die in Echtzeit arbeiten müssen, eingesetzt. Für diesen Zweck wird ein Fahrzeugmodell benötigt, das in der Lage ist, das wesentliche dynamische Verhalten von Kraftfahrzeugen auch im Grenzbereich des Fahrverhaltens abzubilden und gleichzeitig eine möglichst niedrige Ordnung aufweist. Solch ein Modell ist beispielsweise das ebene Zweispurmodell, welches im Folgenden vorgestellt wird.

3.1.1 Längs- und Querdynamik

Das Zweispurmodell kann je nach geforderter Genauigkeit einen unterschiedlichen Detailgrad aufweisen, z.B. kann die Achskinematik berücksichtigt oder vernachlässigt werden. Im Folgenden wird die Hubbewegung der Räder vernachlässigt, was bedeutet, dass sich die Radaufstandspunkte alle in einer gemeinsamen Straßenebene befinden und die Ebene der Radmittelpunkte parallel zu dieser ist. Weiterhin wird vereinfachend angenommen, dass der Lenkwinkel an beiden Vorderrädern gleich groß ist und die Räder in Längs- und Querrichtung starr an das Fahrzeugchassis gekoppelt sind. Die Steigung sowie die Querneigung der Fahrbahn werden als gleich Null angenommen. Weiterhin werden die Massen aller Teilkomponenten in einer gemeinsamen Fahrzeugmasse zusammengefasst.

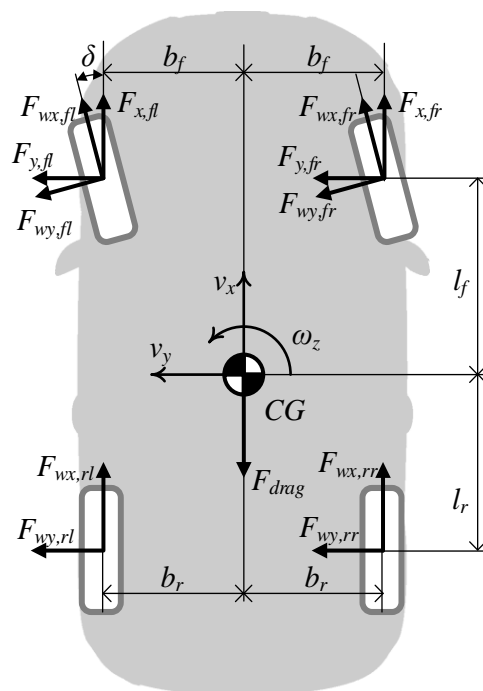


Abbildung 3.2: Zweispurmodell

Das hier vorgestellte ebene Modell basiert auf dem räumlichen Zweispurmodell aus [73], die Herleitung der im Folgenden vorgestellten Modellgleichungen ist im Anhang A-1 zu finden. In Abbildung 3.2 sind die Angriffspunkte der horizontalen Radkräfte bezüglich des Schwerpunkts veranschaulicht, wobei l_f und l_r die Abstände des Schwerpunkts zu den Achsen und b_f und b_r die halben Spurbreiten der Vorder- und Hinterachse bezeichnen. Durch die Wirkung der Radlängs- und Querkräfte $F_{w,x} / F_{w,y}$ erfolgt eine

Änderung der Beschleunigungen a_x und a_y , der Geschwindigkeiten v_x und v_y sowie der Gierrate ω_z im Fahrzeugkoordinatensystem, wobei zur Transformation der Kraftvektoren von den Radkoordinaten in die ebenen Fahrzeugkoordinaten der Zusammenhang

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} F_{x,fl} \\ F_{y,fl} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \cos(\delta) F_{w,x,fl} - \sin(\delta) F_{w,y,fl} \\ \sin(\delta) F_{w,x,fl} + \cos(\delta) F_{w,y,fl} \end{bmatrix}, & \begin{bmatrix} F_{x,fr} \\ F_{y,fr} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \cos(\delta) F_{w,x,fr} - \sin(\delta) F_{w,y,fr} \\ \sin(\delta) F_{w,x,fr} + \cos(\delta) F_{w,y,fr} \end{bmatrix}, \\ \begin{bmatrix} F_{x,rl} \\ F_{y,rl} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} F_{w,x,rl} \\ F_{w,y,rl} \end{bmatrix}, & \begin{bmatrix} F_{x,rr} \\ F_{y,rr} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} F_{w,x,rr} \\ F_{w,y,rr} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3.5)$$

verwendet wird. Vereinfachend wird angenommen, dass die Luftwiderstandskraft gerade von vorn in der Fahrzeugmitte auf Höhe der Radmittelpunkte angreift. Die frontale Querschnittsfläche des Fahrzeugs wird dabei mit A und der Luftwiderstandsbeiwert mit c_w bezeichnet. Entlang der Längs- und Querrichtung ergibt sich somit die Summe der im Schwerpunkt angreifenden Kräfte mit der Fahrzeugmasse m

$$\begin{aligned} m \cdot (\dot{v}_x - v_y \omega_z) &= F_{x,fl} + F_{x,fr} + F_{wx,rl} + F_{w,x,rr} - \frac{1}{2} \rho c_w A v_x |v_x| \\ m \cdot (\dot{v}_y + v_x \omega_z) &= F_{y,fl} + F_{y,fr} + F_{wy,rl} + F_{w,y,rr} \end{aligned} \quad (3.6)$$

und die Drehmomentbilanz um die Hochachse des Fahrzeugs lautet mit dem Massenträgheitsmoment J_z um die Hochachse

$$J_z \dot{\omega}_z = (F_{y,fl} + F_{y,fr}) b_f - (F_{wy,rl} + F_{wy,rr}) b_r + (F_{x,fr} - F_{x,fl}) b_f + (F_{wx,rr} - F_{wx,rl}) b_r. \quad (3.7)$$

Durch Auflösen der Gleichungen nach den zeitlichen Ableitungen der Längs- und Quergeschwindigkeit sowie der Gierrate ergibt sich ein System von Differentialgleichungen mit dem Vektor der Radkräfte als Eingangsgröße.

3.1.2 Nick- und Wankdynamik

Die Modellierung der Nick- und Wankdynamik erfolgt in dieser Arbeit mit einem vereinfachten Modell, welches ebenfalls aus dem räumlichen Zweispurmodell aus [73] abgeleitet wurde und dessen Herleitung im Anhang A-1 gegeben ist. In Abbildung 3.3 ist das Modell schematisch dargestellt, wobei h_{CG} die Höhe des Schwerpunkts über den Radmittelpunkten und $b_{c,fr}$ sowie $b_{d,fr}$ die Hebelarme der Ersatzfedern und -dämpfer bezeichnen. Die Angriffspunkte der vertikalen Feder- und Dämpferkräfte am Chassis liegen dabei zur Vereinfachung auf Höhe des Schwerpunkts, während die Angriffspunkte der horizontalen Radkräfte am Fahrzeugchassis auf Höhe der Radaufstandspunkte liegen. Der vordere und hintere Wankstabilisator sind in der Abbildung nicht enthalten, werden im Modell jedoch als eingeprengte Kräfte und Momente berücksichtigt. Um die Komplexität des Modells gering zu halten, wurden die Fahrbahnneigung und -steigung, die Massen der Räder und die Elastizität der Reifen vernachlässigt.

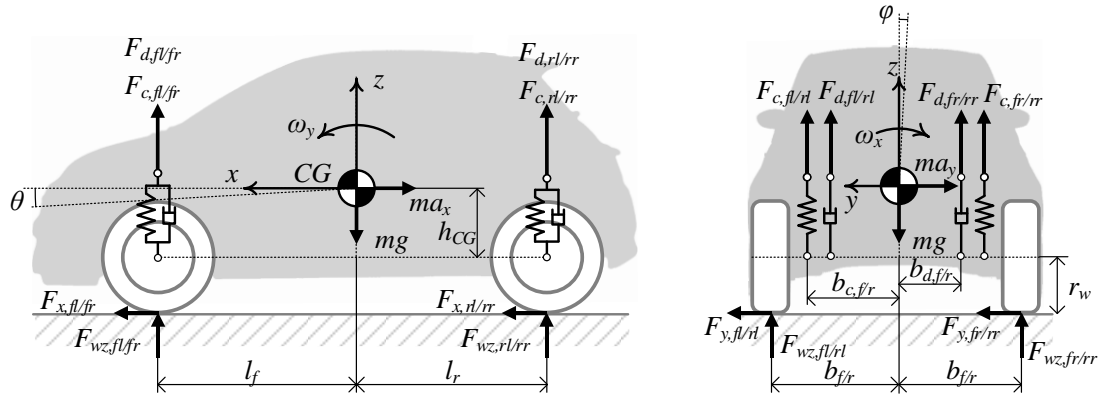


Abbildung 3.3: Vertikalmodell des Fahrzeugs

Bei Beschleunigung oder Kurvenfahrt führt das Fahrzeug eine Nick- oder Wankbewegung aus, woraus dynamische Änderungen der Radlasten resultieren. Unter der Annahme, dass der Nickwinkel φ und der Wankwinkel θ klein bleiben, ergeben sich folgende Differentialgleichungen für die Wankrate ω_x und die Nickrate ω_y :

$$J_x \dot{\omega}_x + (J_z - J_y) \cdot \omega_y \omega_z = (h_{CG} + r_w) \cdot (F_{y,fl} + F_{y,fr} + F_{w,y,rl} + F_{w,y,rr}) - d_{\omega,x} \omega_x - c_\varphi \varphi \quad (3.8)$$

$$J_y \dot{\omega}_y + (J_x - J_z) \cdot \omega_x \omega_z = -(h_{CG} + r_w) \cdot (F_{x,fl} + F_{x,fr} + F_{w,x,rl} + F_{w,x,rr}) - d_{\omega,y} \omega_y - c_\theta \theta$$

mit den Parametern für die Ersatztorsionsfedern- und Dämpfer entsprechend

$$d_{\omega,x} = 2d_s k_d^2 \cdot \left(\frac{b_f^2}{l_f} + \frac{b_r^2}{l_r} \right) \quad (3.9)$$

$$c_\varphi = 2c_s k_c^2 \cdot \left(\frac{b_f^2}{l_f} + \frac{b_r^2}{l_r} \right) + \frac{(c_{st,f} + c_{st,r}) b_{st}}{2}$$

$$d_{\omega,y} = 2d_s \cdot (l_f + l_r) \quad (3.10)$$

$$c_\theta = 2c_s \cdot (l_f + l_r)$$

unter Berücksichtigung der Gleichungen (A.A-1.9) und (A.A-1.19) im Anhang A-1. Dabei bezeichnet d_s eine Ersatzdämpferkonstante, c_s eine Ersatzfederkonstante, $c_{st,f/r}$ die Ersatzfederkonstante für die Wankstabilisatoren vorn und hinten und k_d sowie k_c sind Skalierungsfaktoren für das Wankmodell. Der Zusammenhang zwischen den Drehraten um die Achsen des Fahrzeugkoordinatensystems und den Ableitungen der Gier-, Nick- und Wankwinkel lauten für kleine Winkel näherungsweise

$$\begin{bmatrix} \dot{\varphi} \\ \dot{\theta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \omega_x + \theta \omega_z \\ \omega_y - \varphi \omega_z \end{bmatrix}. \quad (3.11)$$

Für die Radaufstandskräfte $F_{w,z}$ lassen sich durch das Bilden der vertikalen Kräftebilanzen und der Drehmomentbilanzen um den Schwerpunkt folgende Beziehungen herleiten:

$$\begin{bmatrix} F_{w,z,fl} \\ F_{w,z,fr} \\ F_{w,z,rl} \\ F_{w,z,rr} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{d_s k_d}{l_f} b_f & d_s & -\left(\frac{c_s k_c}{l_f} b_f + \frac{c_{st,f}}{2}\right) & c_s \\ \frac{d_s k_d}{l_f} b_f & d_s & \left(\frac{c_s k_c}{l_f} b_f + \frac{c_{st,f}}{2}\right) & c_s \\ -\frac{d_s k_d}{l_r} b_r & -d_s & -\left(\frac{c_s k_c}{l_r} b_r + \frac{c_{st,r}}{2}\right) & -c_s \\ \frac{d_s k_d}{l_r} b_r & -d_s & \left(\frac{c_s k_c}{l_r} b_r + \frac{c_{st,r}}{2}\right) & -c_s \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \varphi \\ \theta \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} l_r \\ l_f \\ l_f \\ l_f \end{bmatrix} \frac{mg}{2 \cdot (l_f + l_r)} \quad (3.12)$$

Zur Vereinfachung wird die dynamische Hubbewegung des Aufbaus vernachlässigt und lediglich die statische Einfederung aufgrund der Gewichtskraft berücksichtigt. Für eine Nutzung des Zustands- und Parameterschätzers mit Systemen zur Regelung der Vertikaldynamik müsste diese Größe jedoch berücksichtigt werden, da sie großen Einfluss auf den Fahrkomfort hat. Das vorgestellte Vertikalmodell stellt zwar eine starke Vereinfachung der realen konstruktiven Verhältnisse dar, berücksichtigt jedoch sowohl die statische Radlastverteilung als auch die dynamischen Lastwechselreaktionen. Da das Modell lediglich aus zwei Differentialgleichungen zweiter Ordnung besteht, ist nur ein geringer Rechenaufwand zur Lösung erforderlich. In [74] konnte festgestellt werden, dass während Fishhook-Manövern mit PKW, bei denen das Fahrzeug ein Maximum an Querbeschleunigung erfährt, Wankwinkel von höchstens $\varphi = 5,5^\circ$ auftreten. Für den Nickwinkel des Fahrzeugs wird angenommen, dass aufgrund des Verhältnisses von Radstand und Spurbreite $l_f + l_r > 2 \cdot b_f$ bzw. $l_f + l_r > 2 \cdot b_r$ der Maximalwert bei maximaler Längsbeschleunigung oder -verzögerung darunter liegt und somit auch hier die Annahme kleiner Winkel getroffen werden kann. Zur weiteren Reduktion der Modellordnung kann die stationäre Lösung der Nick- und Wankbewegung in (3.8) für $\dot{\omega}_y = \omega_y = \dot{\omega}_x = \omega_x = 0$ zur Berechnung der Radaufstandskräfte herangezogen werden. Diese lautet näherungsweise

$$\varphi_{stat} \approx \frac{(h_{CG} + r_w) \cdot (F_{y,fl} + F_{y,fr} + F_{wy,rl} + F_{wy,rr})}{c_\varphi} \quad (3.13)$$

$$\theta_{stat} \approx \frac{-(h_{CG} + r_w) \cdot (F_{x,fl} + F_{x,fr} + F_{wx,rl} + F_{wx,rr})}{c_\theta}$$

und die stationären Reifenaufstandskräfte lauten dann

$$\begin{bmatrix} F_{w,z,fl} \\ F_{w,z,fr} \\ F_{w,z,rl} \\ F_{w,z,rr} \end{bmatrix}_{stat} = \begin{bmatrix} -\left(\frac{c_s k_c}{l_f} w_f + \frac{c_{st,f}}{2}\right) & c_s \\ \left(\frac{c_s k_c}{l_f} w_f + \frac{c_{st,f}}{2}\right) & c_s \\ -\left(\frac{c_s k_c}{l_r} w_r + \frac{c_{st,r}}{2}\right) & -c_s \\ \left(\frac{c_s k_c}{l_r} w_r + \frac{c_{st,r}}{2}\right) & -c_s \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \varphi \\ \theta \end{bmatrix}_{stat} + \begin{bmatrix} l_r \\ l_f \\ l_f \\ l_f \end{bmatrix} \frac{mg}{2 \cdot (l_f + l_r)} \quad (3.14)$$

Gegenüber dem dynamischen Modell für die Radaufstandskräfte ist die Anzahl der Parameter beim stationären Modell nochmals reduziert, wodurch der Aufwand für die Modellidentifikation sinkt.

Problematisch ist bei diesem Modell jedoch, dass in Verbindung mit dem Längs- und Quermodell eine algebraische Schleife auftritt, da die horizontalen Reifenkräfte von den Radaufstandskräften und diese wiederum von den horizontalen Reifenkräften abhängen. Diese lässt sich beispielsweise durch Hinzufügen eines Verzögerungs- oder Halteglieds auflösen.

3.1.3 Raddynamik und Reifen-Straße-Kontakt

Raddynamik

Die Achsen des Radkoordinatensystems sind in Abbildung 3.4 für ein beliebiges Rad dargestellt, wobei $i \in \{fl, fr, rl, rr\}$ für den Index des Rades steht. Als Angriffspunkt der Reifenkräfte auf der Fahrbahn wird der Schnittpunkt der Vertikalachse $z_{w,i}$ des Rades mit der Fahrbahnebene gewählt und der Abstand dieses Schnittpunktes zum Ursprung des Radkoordinatensystems entspricht im Stillstand dem statischen Radradius $r_{w,stat}$. Da der luftgefüllte Reifen unter vertikaler Krafteinwirkung an seinem Kontaktpunkt mit der Fahrbahn einfedert, ist der zur Berechnung der am Rad wirkenden Drehmomente verwendete dynamische Radradius r_w kleiner als der nominelle Radius $r_{w,0}$ des unbelasteten Rades. Er entspricht jedoch nicht dem statischen eingefederten Radradius $r_{w,stat}$, sondern näherungsweise dem Verhältnis

$$r_w = \frac{2}{3}r_{w,0} + \frac{1}{3}r_{w,stat}, \quad (3.15)$$

welches auf Reifentrommelprüfständen ermittelt wurde [73]. Das Gleichgewicht der Radmomente sowie der durch die Reifenkräfte, Rollwiderstandskräfte und Massenträgheit hervorgerufenen Drehmomente bezogen auf die Raddrehachse lautet

$$J_w \dot{\omega}_{w,i} = M_{w,i} - r_w \cdot (F_{w,x,i} + F_{R,i}), \quad i \in \{fl, fr, rl, rr\}. \quad (3.16)$$

Das Radmoment ist, für den betrachteten Antrieb mittels Radnabenmotoren, die Differenz aus den Motor- und Bremsmomenten

$$M_{w,i} = M_{M,i} - M_{B,i}. \quad (3.17)$$

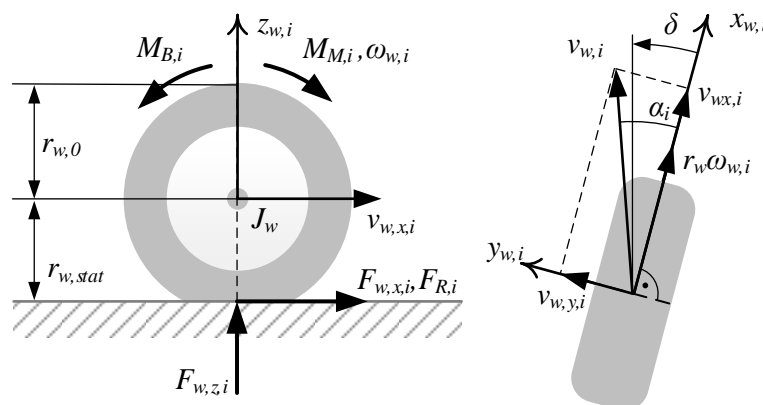


Abbildung 3.4: Größen am Rad; links Seitenansicht, rechts Draufsicht

Sofern es möglich ist, die am Rad wirkenden Drehmomente durch Messung oder Modellierung zu bestimmen, ist das Raddynamikmodell auch für beliebige andere Antriebskonzepte gültig. Die Rollwiderstandskraft kann vereinfacht durch den Zusammenhang

$$F_{R,i} = \text{sign}(\omega_{w,i})\mu_R F_{w,z,i} \quad (3.18)$$

beschrieben werden [73], wobei angenommen wird, dass alle Räder dieselben Rollwiderstandseigenschaften aufweisen. Entsprechend Abbildung 3.2 lassen sich die kinematischen Beziehungen zwischen den Fahrzeug- und den Radaufstandspunktgeschwindigkeiten herleiten:

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} v_{w,x,fl} \\ v_{w,y,fl} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \cos \delta \cdot (v_x - \omega_z b_f) + \sin \delta \cdot (v_y + \omega_z l_f) \\ \cos \delta \cdot (v_y + \omega_z l_f) - \sin \delta \cdot (v_x - \omega_z b_f) \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} v_{w,x,fr} \\ v_{w,y,fr} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \cos \delta \cdot (v_x + \omega_z b_f) + \sin \delta \cdot (v_y + \omega_z l_f) \\ \cos \delta \cdot (v_y + \omega_z l_f) - \sin \delta \cdot (v_x + \omega_z b_f) \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} v_{w,x,rl} \\ v_{w,y,rl} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} v_x - \omega_z b_r \\ v_y - \omega_z l_r \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} v_{w,x,rr} \\ v_{w,y,rr} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} v_x + \omega_z b_r \\ v_y - \omega_z l_r \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3.19)$$

Die resultierende Radgeschwindigkeit ist

$$v_{w,i} = \sqrt{v_{w,x,i}^2 + v_{w,y,i}^2}, \quad i \in \{fl, fr, rl, rr\} \quad (3.20)$$

und der Winkel zwischen der Längsachse des Rades und der resultierenden Bewegungsrichtung, welcher als Schräglaufwinkel bezeichnet wird,

$$\alpha_i = \arccos\left(\frac{v_{w,x,i}}{v_{w,i}}\right) = \arcsin\left(\frac{v_{w,y,i}}{v_{w,i}}\right) = \arctan\left(\frac{v_{w,y,i}}{v_{w,x,i}}\right). \quad (3.21)$$

Reifen-Straße-Kontakt

Die Übertragung der Antriebs- und Bremskräfte auf die Straße resultiert aus einem Kraftschluss durch Adhäsion (Adhäsionsreibung) und einem Formschluss (Hysteresereibung) zwischen der Reifenaufstandsfläche (Reifenlatsch) und der Fahrbahn [73]. Der Reifenlatsch besteht, je nach Reifentyp, aus mehr oder weniger zahlreichen elastischen Profilelementen, die während der Kraftübertragung verformt werden. Während bei kleinen Kraftamplituden die Profilelemente vorwiegend an der Fahrbahn haften, gehen sie für größere Kraftamplituden in einen Gleitzustand über. Dies sorgt dafür, dass die vom Reifen übertragbare Kraft begrenzt ist. Aufgrund der Tatsache, dass auch die Flanken des Reifen eine gewisse Elastizität aufweisen, erfolgt die Übertragung der Kraft vom Latsch zur Felge und umgekehrt zeitverzögert [75]. Für die Modellierung des stationären und transienten Verhaltens der Kraft zwischen Reifen und Fahrbahn existieren empirische, semi-empirische Modelle

und physikalische Modelle. Während erstere eine relativ einfache mathematische Beschreibung experimentell gewonnener Daten in Form von Kennlinien geben, liefern letztere einen detaillierten Einblick in die physikalischen Zusammenhänge im Reifen. Aufgrund ihrer hohen Komplexität eignen sich detaillierte physikalische Modelle wie RMOD-K [76] oder FTIRE [77] im Allgemeinen nicht für Regelungsanwendungen, in denen es auf geringe Rechenzeit ankommt. Mit dem Bürstenmodell [75] liegt ein relativ simples physikalisches Reifenmodell vor, das jedoch nur eine geringe Genauigkeit bietet. Für Echtzeitanwendungen sind empirische Modelle verbreitet, z.B. die Reifenmodelle von BURCKHARDT [78], KIENCKE [79] und DUGOFF (HSRI-Modell) [80], welche eine relativ geringe Anzahl von Gleichungen und Parametern verwenden, um das stationäre Reifenkraftverhalten abzubilden. Das Reifenmodell TMEASY [81] und das LUGRE-Modell [82] nutzen ebenfalls einfache mathematische Zusammenhänge und eine geringe Anzahl von Parametern, bilden aber auch das transiente Reifenverhalten ab. Das MAGIC-FORMULA-Reifenmodell [75] erlaubt es, mit Hilfe eines umfangreichen Satzes von mathematischen Gleichungen und Parametern experimentell gemessene stationäre und transiente Reifenkraftverläufe mit hoher Genauigkeit abzubilden. Die Eingangsgrößen dieser Modelle sind zumeist die Radlast, der Reifenschlupf bzw. Schräglaufwinkel und der Radsturzwinkel γ , wobei letzterer bei vierrädrigen Kraftfahrzeugen oft vernachlässigt wird. Im Rahmen dieser Arbeit wird zur Abbildung des stationären Reifenverhaltens ein BURCKHARDT-Reifenmodell genutzt, da sich damit grundlegende Eigenschaften wie Reifensteifigkeit, kritischer Reifenschlupf und Maximalkraft, mit einem Minimum an Modellparametern einstellen lassen. Das Modell ist deshalb mit geringem Aufwand zu identifizieren. Dadurch sind jedoch bei der Modellgenauigkeit Abstriche zu machen. Besonders eine kombinierte Reifenkraft in Längs- und Querrichtung kann mittels komplexerer Modelle wie der MAGIC-FORMULA exakter abgebildet werden. Da sich der Zusammenhang zwischen Reifenkraft und Reifenschlupf im Fahrbetrieb aufgrund unbekannter Störeinflüsse, z.B. veränderten Fahrbahnbedingungen, aber fortlaufend verändert, wird im Folgenden zugunsten einer erleichterten Parameteridentifikation und einer geringen Rechenzeit auf die Nutzung eines hochgenauen Reifenmodells verzichtet. Die bei BURCKHARDT getroffene Aufteilung in Antriebs- und Bremsschlupf wird im Rahmen dieser Arbeit durch eine einheitliche Reifenschlupfdefinition ersetzt. Zur Abbildung des transienten Reifenverhaltens wird ein transientes Reifenschlupfmodell erster Ordnung verwendet.

Reifenschlupf

Zur Berücksichtigung der vertikalen Einfederung des Reifens wird bei der Berechnung der Radabrollgeschwindigkeit im Folgenden ebenfalls der dynamische Radradius r_w aus Gleichung (3.15) verwendet. Weitere Effekte wie die Elastizität der Radaufhängung und der Lenkung werden vernachlässigt. Für die Umfangsgeschwindigkeit des drehenden Reifens gilt

$$v_{w,r,i} = r_w \omega_{w,i}, \quad i \in \{fl, fr, rl, rr\}. \quad (3.22)$$

Durch Normierung der Differenzgeschwindigkeiten

$$\begin{bmatrix} \Delta v_{w,x,i} \\ \Delta v_{w,y,i} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} v_{w,x,i} - v_{w,r,i} \\ v_{w,y,i} \end{bmatrix} \quad (3.23)$$

wird der Reifenschlupf berechnet, wobei dies in den zuvor genannten Modellen unterschiedlich erfolgt. Daraus ergeben sich folglich unterschiedliche Definitionen für den Reifenschlupf, PACEJKA [75] und die DIN-ISO Norm 8855 [83] verwenden beispielsweise die Reifenlängsgeschwindigkeit als Normierungsgröße. Bei BURCKHARDT [78] werden für den Bremsschlupf und Antriebsschlupf unterschiedliche Bezugsgeschwindigkeiten gewählt, um sicherzustellen, dass der Reifenlängsschlupf im Intervall $[-1,1]$ liegt. Im Rahmen dieser Arbeit wird eine einheitliche Definition

$$\begin{bmatrix} s_{w,x,i} \\ s_{w,y,i} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-\Delta v_{w,x,i}}{\max(|v_{w,r,i}|, |v_{w,x,i}|)} \\ \frac{\Delta v_{w,y,i}}{-|v_{w,x,i}|} \end{bmatrix}, \quad i \in \{fl, fr, rl, rr\} \quad (3.24)$$

für den stationären Antriebs- und Bremsschlupf mit der Bezeichnung $s_{w,i}$ verwendet, wobei die Bezugsgeschwindigkeit so gewählt wurde, dass der Reifenschlupf bei Geradeausfahrt für ein blockierendes ($\omega_{w,i} = 0$) oder beim Stillstand durchdrehendes Rad ($v_{w,x,i} = 0$) einen Längsschlupf mit dem Betrag $|s_{w,x,i}| = 1$ erzeugt. Das Vorzeichen des Reifenschlupfs wurde so gewählt, dass es dem der Differenzgeschwindigkeit entgegengesetzt ist. Ungünstig ist dabei, dass der Reifenschlupf bei Stillstand des Fahrzeugs ($v_{w,x,i} = \omega_{w,i} = 0$) singular wird, was bei einer numerischen Simulation zu Problemen führen kann. Grund dafür ist, dass einige Eigenwerte des Gesamtfahrzeugmodells bei kleinen Geschwindigkeiten sehr weit links in der komplexen Halbebene liegen, was sehr kleine Zeitschritte zur numerischen Lösung des Modells erfordert oder bei fester Schrittweite zur Instabilität führen kann. Um dieses Problem zu umgehen, kann der Nenner nach unten auf eine numerische Mindestgeschwindigkeit $v_{num} > 0$ entsprechend

$$\begin{bmatrix} s_{w,x,i} \\ s_{w,y,i} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-\Delta v_{w,x,i}}{\max(|v_{w,r,i}|, |v_{w,x,i}|, v_{num})} \\ \frac{\Delta v_{w,y,i}}{-\max(|v_{w,x,i}|, v_{num})} \end{bmatrix}, \quad i \in \{fl, fr, rl, rr\} \quad (3.25)$$

begrenzt werden [84], was im Anhang A-2 näher erläutert wird. Für die Berechnung der Reifenkraft im nächsten Abschnitt wird zuletzt der resultierende Reifenschlupf benötigt, welcher der euklidischen Norm des Reifenschlupfvektors

$$s_{w,i} = \sqrt{s_{w,x,i}^2 + s_{w,y,i}^2} \quad (3.26)$$

entspricht.

Reifenkraft

Der Zusammenhang zwischen der resultierenden Reifenkraft $F_{w,i}$, dem resultierenden Kraftschlussbeiwert $\mu_{w,i}$ und der Radlast wird durch

$$F_{w,i} = F_w(\mu_{w,i}, F_{w,z,i}) \quad (3.27)$$

beschrieben. Da die Reifenquerkraft nicht exakt am Schnittpunkt zwischen der Radhochachse und der Straßenebene angreift, entsteht ein weiterhin Reifenrückstellmoment $M_{w,z,i}$, welches jedoch hauptsächlich die aufzubringenden Lenkkräfte beeinflusst und daher im Folgenden nicht weiter berücksichtigt wird. Über den KAMM'schen Kreis (Abbildung 3.5) können die Reifenlängs- und Querkraft mit der resultierenden Reifenkraft, die bei gleichzeitiger Längs- und Querbelastrung des Reifens auftritt, entsprechend

$$F_{w,i} = \sqrt{F_{w,x,i}^2 + F_{w,y,i}^2} \leq \mu_{w,max} F_{w,z,i} \quad (3.28)$$

in Zusammenhang gebracht werden. Die resultierende Reifenkraft ist dabei auf $\mu_{w,max} F_{w,z,i}$ begrenzt. Zur Aufteilung der resultierenden Reifenkraft in Längs- und Querrichtung wird zur Vereinfachung angenommen, dass das Reifenverhalten in Längs- und Querrichtung isotrop ist.

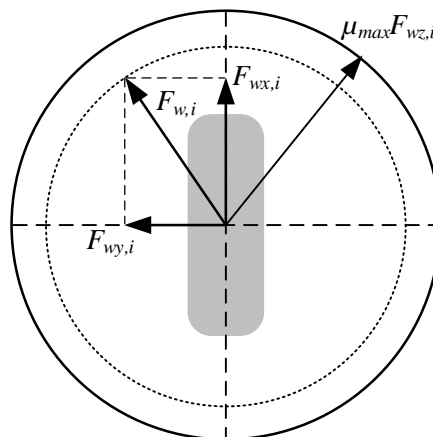


Abbildung 3.5: Reifenkräfte im KAMM'schen Kreis mit Maximum

Weiterhin sollen die Richtung des resultierenden Reifenschlupfs sowie die Wirkrichtung der resultierenden Reifenkraft übereinstimmen. Damit ergibt sich das Verhältnis zwischen Längskraft, Querkraft, Längsschlupf, Querschlepp, resultierender Reifenkraft sowie resultierendem Reifenschlepp entsprechend

$$\frac{F_{w,x,i}}{F_{w,i}} = \frac{S_{w,x,i}}{S_{w,i}} \rightarrow F_{w,x,i} = \frac{S_{w,x,i}}{S_{w,i}} F_{w,i} \quad (3.29)$$

$$\frac{F_{w,y,i}}{F_{w,i}} = \frac{S_{w,y,i}}{S_{w,i}} \rightarrow F_{w,y,i} = \frac{S_{w,y,i}}{S_{w,i}} F_{w,i}$$

Für kleine Amplituden des Reifenschlupfs gilt mit den Reifensteifigkeiten $c_{F,w,x}$ und $c_{F,w,y}$ näherungsweise

$$\begin{aligned} F_{w,x,i} &\approx c_{F,w,x,i} \cdot s_{w,x,i} \\ F_{w,y,i} &\approx c_{F,w,y,i} \cdot s_{w,y,i} \end{aligned} \quad (3.30)$$

und die Reifensteifigkeiten lauten

$$\begin{aligned} c_{F,w,x,i} &= \left. \frac{\partial F_{w,x,i}}{\partial s_{w,x,i}} \right|_{s_{w,x,i}=0} \\ c_{F,w,y,i} &= \left. \frac{\partial F_{w,y,i}}{\partial s_{w,y,i}} \right|_{s_{w,y,i}=0} \end{aligned} \quad (3.31)$$

Die resultierende Reifenkraft ist bei BURCKHARDT [78] mit dem Kraftschlussbeiwert $\mu_{w,i}$ entsprechend

$$\begin{aligned} \mu_{w,i} &= p_{t,1} \cdot (1 - e^{-p_{t,2}s_{w,i}}) - p_{t,3}s_{w,i}, \quad i \in \{fl, fr, rl, rr\} \\ F_{w,i} &= \mu_{w,i} K_{N,i} F_{w,z,i} \end{aligned} \quad (3.32)$$

definiert. Eine degressive Abhängigkeit der maximal übertragbaren Reifenkraft von der Radlast wird mit

$$K_{N,i} = 1 - p_{t,4} F_{w,z,i}^2 \quad (3.33)$$

abgebildet. Der Einfluss von stehender Nässe auf der Fahrhahnoberfläche sowie des Radsturzes werden im Folgenden vernachlässigt. In Abbildung 3.6 sind Verläufe des Kraftschlussbeiwerts in Abhängigkeit des resultierenden Reifenschlupfs, welche für einen Beispielfreifen auf verschiedenen Fahrhahnoberflächen aus Messungen identifiziert wurden, dargestellt.

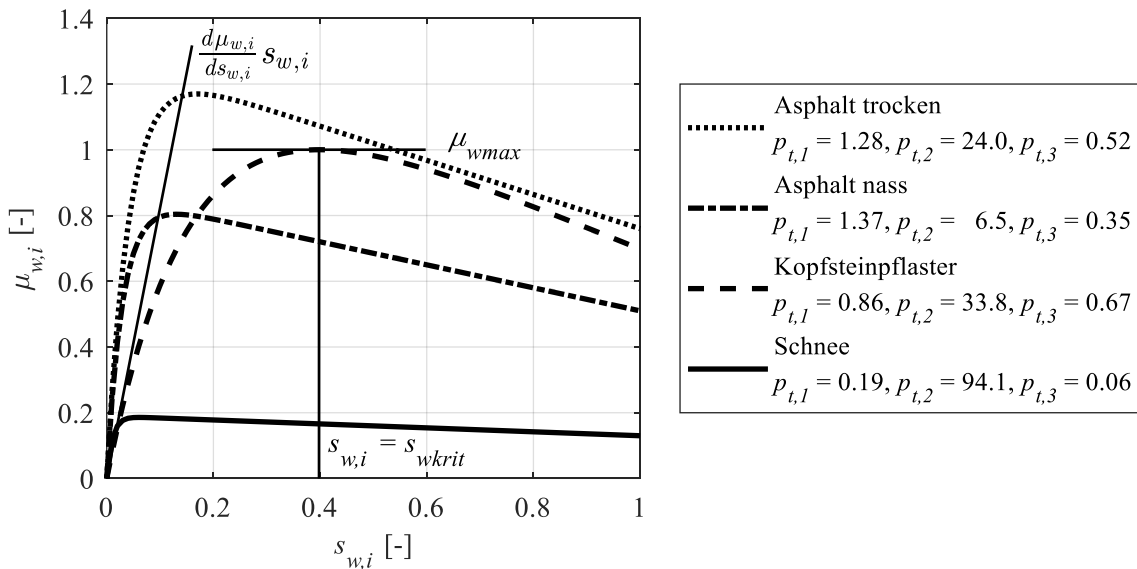


Abbildung 3.6: Reifenkennlinien des BURCKHARDT-Modells für verschiedene Fahrhahnoberflächen [85]; Kennzeichnung der Anfangssteigung, des maximalen Kraftschlussbeiwerts $\mu_{w,max}$ und des kritischen Reifenschlupfs $s_{w,krit}$

Es ist erkennbar, dass die Werte der Reifenmodellparameter p_{t1} , p_{t2} und p_{t3} stark von der Fahrbahnoberfläche abhängen, wobei jedoch alle Beispielkurven einen ähnlichen charakteristischen Verlauf zeigen. Dieser ist durch einen zunächst näherungsweise linear mit dem Reifenschlupf ansteigenden Bereich, ein Maximum und einen abfallenden Bereich gekennzeichnet. Zur Übertragung von Reifenkräften ist somit immer ein Reifenschlupf notwendig, die Erhöhung des Reifenschlupfs über den kritischen Schlupf hinaus ist jedoch mit keiner weiteren Erhöhung der Reifenkraft verbunden. Da sich die Längs- und Querkraft gegenseitig beeinflussen, kann weiterhin eine Erhöhung der Längskraft die übertragbare Querkraft reduzieren, was z.B. beim Beschleunigen während einer Kurvenfahrt zum Unter- oder Übersteuern des Fahrzeugs führen kann. Der kritische Wert des Reifenschlupf $s_{w,i} = s_{wkrit,i}$, an dem das Maximum der Reifenkennlinie erreicht wird, ergibt sich aus

$$\left. \frac{d\mu_{w,i}}{ds_{w,i}} \right|_{s_{w,i}=s_{wkrit}} = 0, \quad i \in \{fl, fr, rl, rr\} \quad (3.34)$$

und somit gilt für den kritischen Reifenschlupf und den maximalen Kraftschlussreibungskoeffizienten

$$s_{w,krit} = \frac{1}{p_{t,2}} \ln \left(\frac{p_{t,1} p_{t,2}}{p_{t,3}} \right) \quad (3.35)$$

$$\mu_{w,max} = p_{t,1} - \frac{p_{t,3}}{p_{t,2}} \cdot \left[1 + \ln \left(\frac{p_{t,1} p_{t,2}}{p_{t,3}} \right) \right].$$

Solange sich das Fahrzeug bzw. dessen Reifen in einem Betriebspunkt deutlich unterhalb des kritischen Reifenschlupfs befinden, wird üblicherweise von linearem oder stabilem Fahrverhalten gesprochen, während oberhalb dieses Punktes das instabile oder nichtlineare Fahrverhalten einsetzt. Für das BURCKHARDT-Reifenmodell ergibt sich in Längs- und Querrichtung eine identische Schräglaufsteifigkeit von

$$c_{F,w,x,i} = c_{F,w,y,i} = c_{F,w,i} = (p_{t,1} p_{t,2} - p_{t,3}) \cdot K_{N,i} F_{w,z,i}, \quad i \in \{fl, fr, rl, rr\} \quad (3.36)$$

wobei sich jedoch in Messungen gezeigt hat, dass sich die Schräglaufsteifigkeit in Querrichtung von der in Längsrichtung unterscheiden kann [75]. Um die Reifensteifigkeiten in Längs- und Querrichtung getrennt voneinander zu parametrieren, könnte bei Bedarf ein normierter Schlupf verwendet werden [81].

Transientes Reifenkraftverhalten

Für schnelle Änderungen des Reifenschlupfs erfolgt der Aufbau der Reifenkraft aufgrund der Elastizität der Reifenkarkasse zeitlich verzögert. Dieses Verhalten kann durch Einführung eines transienten Reifenschlupfs mit einer Dynamik erster Ordnung modelliert werden. In Anlehnung an [75] werden der transiente Reifenlängsschlupf $s_{w,x,i}$ und Reifenquerschlupf $s_{w,y,i}$ mit den Differentialgleichungen

$$\begin{aligned}\xi_{w,x,i} \dot{s}'_{w,x,i} + \max(|v_{w,r,i}|, |v_{w,x,i}|) \cdot s'_{w,x,i} &= r_w \omega_{w,i} - v_{w,x,i} \\ \xi_{w,y,i} \dot{s}'_{w,y,i} + |v_{w,x,i}| \cdot s'_{w,y,i} &= -v_{w,y,i}\end{aligned}\quad (3.37)$$

beschrieben, wobei die stationäre Lösung Gleichung (3.24) entspricht. Der Vorteil dieser Formulierung gegenüber dem stationären Reifenschlupf ist, dass keine numerischen Probleme bei kleinen Geschwindigkeiten auftreten. Die Relaxationslängen $\xi_{w,x,i}$ und $\xi_{w,y,i}$ geben die Dynamik des transienten Reifenmodells vor und werden näherungsweise als

$$\begin{aligned}\xi_{w,x,i} &= \frac{1}{c_{F,x}} \frac{\partial F_{w,x,i}}{\partial s_{w,x,i}} \approx \frac{c_{F,w,x,i}}{c_{F,x}} \\ \xi_{w,y,i} &= \frac{1}{c_{F,x}} \frac{\partial F_{w,y,i}}{\partial s_{w,y,i}} \approx \frac{c_{F,w,y,i}}{c_{F,x}}\end{aligned}\quad (3.38)$$

mit den Karkassensteifigkeiten $c_{F,x}$ und $c_{F,y}$ definiert. Bei steigenden Reifenschlupfwerten werden die Relaxationslängen kleiner, als Näherung können jedoch konstante Relaxationslängen gleich dem Verhältnis der Reifensteifigkeiten zu den Karkassensteifigkeiten gewählt werden [75]. Für kleine Geschwindigkeiten neigt das transiente Reifenmodell zu ungedämpften Schwingungen, die sich durch Einführung eines künstlichen Dämpfungsterms vermeiden lassen [75]. Dies kann durch Erweiterung von Gleichung (3.29) um einen additiven Dämpfungskraftanteil entsprechend

$$\begin{aligned}F_{w,x,i} &= \frac{s'_{w,x,i}}{s'_{w,i}} F_{w,i} + c_{F,w,x,i} d_{w,x} \dot{s}'_{w,x,i} \\ F_{w,y,i} &= \frac{s'_{w,y,i}}{s'_{w,i}} F_{w,i} + c_{F,w,y,i} d_{w,y} \dot{s}'_{w,y,i}\end{aligned}\quad (3.39)$$

$$s'_{w,i} = \sqrt{s'_{w,x,i}{}^2 + s'_{w,y,i}{}^2}$$

realisiert [86] werden, mit dem das Einschwingverhalten über die Parameter $d_{w,x}$ und $d_{w,y}$ eingestellt werden kann. Weitere Ansätze zur Schwingungsvermeidung finden sich in [75].

3.1.4 Lenkung

In heutigen Fahrzeugen wird zumeist eine Zahnstangenlenkung verbaut, die den Drehwinkel des Lenkrads δ_L in eine Verschiebung z_L der Zahnstange

$$z_L = \frac{\delta_L}{i_{L\delta,z}}\quad (3.40)$$

mit der Übersetzung $i_{L\delta,z}$ überträgt [73]. Diese Verschiebung ist wiederum nichtlinear mit den Lenkwinkeln der Vorderräder

$$\delta_{fl} = \delta_{fl}(z_L), \quad \delta_{fr} = \delta_{fr}(z_L)\quad (3.41)$$

gekoppelt. Wenn beide Lenkwinkel um die Nulllage den gleichen Gradienten bezüglich z_L aufweisen und der Zusammenhang um die Nulllage linearisiert wird, ergibt sich das lineare Lenkmodell

$$\begin{aligned}\delta_{fl} &= \delta_{fl}(\delta_L = 0) + \left. \frac{\partial \delta_{fl}}{\partial \delta_L} \right|_{\delta_L=0} \delta_L = \delta_{fl,0} + i_L \delta_L \\ \delta_{fr} &= \delta_{fr}(\delta_L = 0) + \left. \frac{\partial \delta_{fr}}{\partial \delta_L} \right|_{\delta_L=0} \delta_L = \delta_{fr,0} + i_L \delta_L.\end{aligned}\tag{3.42}$$

mit den Vorspurwinkeln $\delta_{fl,0}$ und $\delta_{fr,0}$. Zur weiteren Vereinfachung kann der durchschnittliche Lenkwinkel der Vorderräder entsprechend

$$\delta = \frac{\delta_{fl} + \delta_{fr}}{2} = \frac{\delta_{fl,0} + \delta_{fr,0}}{2} + i_L \delta_L = i_L \delta_L\tag{3.43}$$

betrachtet werden, wobei die Beträge der Vorspurwinkel an beiden Rädern als gleich, die Vorzeichen jedoch als entgegengesetzt angenommen werden.

3.2 Relevante Fahrzeugsensorik

In diesem Kapitel wird ein Überblick über die für die Entwicklung des Zustands- und Parameterschätzers relevante Fahrzeugsensorik gegeben. Dazu gehören Inertialsensoren zur Messung der Beschleunigungen und Drehraten des Fahrzeugs, sowie Raddrehzahlsensoren und Lenkwinkelsensoren. Als Besonderheit von Fahrzeugen mit elektrischen Einzelradantrieben wird weiterhin die Drehmomentmessung der Antriebsmotoren erläutert. Zusätzlich wird noch auf die Messung der Über-Grund-Geschwindigkeit mittels eines GNSS-Empfängers eingegangen. Daneben existieren im Fahrzeug zahlreiche weitere Sensoren zur Realisierung von Komfort- und Sicherheitsfunktionen wie Fahrwerksensoren, Regensensoren, Außentempersensoren, Radar für den Abstandsregeltempomat oder Ultraschall-Einparkensensoren die im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter berücksichtigt werden. Es wird im Folgenden nicht im Detail auf die Messprinzipien und die Funktionsweisen eingegangen, sondern es werden Informationen zu den gemessenen Signalen und den zu erwartenden Messfehlern gegeben. Ebenso wird auf die Modellierung der Messfehler und deren Zusammenhang zum Fahrzeugmodell eingegangen.

Inertialsensoren: MEMS-Beschleunigungssensoren

In heutigen Fahrzeugen werden zur Messung der Beschleunigung kostengünstige MEMS-Inertialsensoren (Microelectromechanical system) verwendet, welche zumeist aus einem miniaturisierten Feder-Masse-System bestehen, das durch die wirkenden Beschleunigungen angeregt wird. Dabei kann zum einen die Auslenkung der Masse direkt gemessen werden (open-loop) oder die Masse in ihre Ruhelage gehalten und die dafür benötigten Stellgrößen ermittelt werden (closed-loop) [87]. Die Messung der Auslenkung kann beispielsweise kapazitiv [87] oder mittels des Hall-Effekts erfolgen [88]. Typischerweise werden die Sensoren im Schwerpunkt des Fahrzeugs verbaut und entlang der Achsen des Fahrzeugkoordinatensystems ausgerichtet. Entsprechend der Fahrzeugaufbaudynamik sind die Sensoren meist für Bandbreiten von einigen Herz ausgelegt. Im Sensor ist ein integrierter Schaltkreis (Integrated Circuit, IC) verbaut, der die Rohsignale aufbereitet und über eine Schnittstelle den Steuergeräten im Fahrzeug zur Verfügung stellt. Für die gemessenen Beschleunigungen im Schwerpunkt gilt unter Vernachlässigung der Hubdynamik und für kleine Nick- und Wankwinkel näherungsweise

$$\begin{bmatrix} a_x \\ a_y \\ a_z \end{bmatrix} \approx \begin{bmatrix} \dot{v}_x - v_y \omega_z - \theta g \\ \dot{v}_y + v_x \omega_z + \varphi g \\ g - v_x \omega_y + v_y \omega_x \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{F_{x,fl} + F_{x,fr} + F_{wx,rl} + F_{wx,rr} - \frac{1}{2} \rho c_w A v_x |v_x|}{m} - \theta g \\ \frac{F_{y,fl} + F_{y,fr} + F_{wy,rl} + F_{wy,rr}}{m} + \varphi g \\ g - v_x \omega_y + v_y \omega_x \end{bmatrix} \quad (3.44)$$

Die Herleitung der Gleichung findet sich im Anhang A-3.

Zur Beschreibung der Messfehler eines Dreiachs-Beschleunigungssensors (x-y-z) kann ein Modell der Form

$$\mathbf{a}_m = \mathbf{Y}_a \begin{bmatrix} a_x \\ a_y \\ a_z \end{bmatrix} + \mathbf{a}_b + \mathbf{a}_n \quad (3.45)$$

mit der Fehlermatrix \mathbf{Y}_a , dem Sensorbias \mathbf{a}_b und dem Rauschen \mathbf{a}_n verwendet werden [87]. Über die Fehlermatrix können Fehlausrichtungen der Messachsen sowie der Skalenfaktor und gegebenenfalls dessen Fehler aufgrund von Nichtlinearitäten abgebildet werden. Der Sensorbias beschreibt den Nullpunktfehler, wobei sich dieser stochastisch verhält und während des Betriebs langsam zeitlich verändert. Ebenso kann der Bias von Einschalten zu Einschalten variieren [87]. In Tabelle 3.2 sind typische Werte für Sensorfehler bei MEMS-Beschleunigungsmessern angegeben. Zusätzlich dazu können durch die physikalische Ausdehnung der Sensoren nicht alle Messachsen des Sensors exakt im Schwerpunkt liegen und es werden dadurch Anteile der Zentripetalbeschleunigung gemessen [87]. Im Folgenden wird jedoch angenommen, dass dieser Effekt aufgrund der Miniaturisierung des Sensors vernachlässigbar ist und der Sensor werkmäßig so kalibriert ist, dass \mathbf{Y}_a als Einheitsmatrix angenommen werden kann.

Tabelle 3.2: Typische Eigenschaften von MEMS-Beschleunigungssensoren [87]

Größenordnung Bias		0,1 ... 10 mg
Größenordnung Skalenfaktorfehler		1 ‰
spektrale Leistungsdichte Rauschen	$R_{a,n}$	0,29 ... $4,6 \cdot 10^{-3}$ mg ² /Hz
Auflösung		0,1 ... 10 mg

Zur Beschreibung des Sensorrauschens \mathbf{a}_n wird das Konzept des weißen Rauschens und zu dessen Quantifizierung die spektrale Leistungsdichte $R_{a,n}$ verwendet [87]. Die Varianz $\sigma_{a,n,k}^2$ des zeitdiskreten Sensorrauschens zum Zeitpunkt $t = k\Delta T$ lässt sich damit in Abhängigkeit der Diskretisierungsschrittweite entsprechend

$$\sigma_{a,n,k}^2 = \frac{R_{a,n}}{\Delta T} \quad (3.46)$$

berechnen. Teilweise werden in den Herstellerdatenblättern auch Angaben zur Standardabweichung $\sigma_{a,n}$ des Messrauschens gemacht. Ein weiterer Fehler, der aufgrund der digitalen Signalverarbeitung auftritt, ist die Quantisierung, welche eine begrenzte Auflösung der Beschleunigungsmesswerte zur Folge hat. Diese hängt vom Messbereich des Sensors und der Bitbreite des IC ab, wobei ein Messbereich von etwa ± 5 g [89] und eine Bitbreite von 10-16 Bit üblich sind. Durch die Digitalisierung des Messwertes können noch weitere Messfehler entstehen, z.B. aufgrund der Quantisierung [90] oder der Rechengenauigkeit bei der Weiterverarbeitung durch den IC.

Inertialsensoren: MEMS-Gyroskope

Ähnlich wie bei der Beschleunigungsmessung werden im Fahrzeug gewöhnlicherweise kostengünstige digitale MEMS-Gyroskope zur Drehratenerfassung verwendet. Für hochauflösende Referenzsensoren, die in der Fahrzeugentwicklung verwendet werden, werden auch faseroptische Kreisel [87] genutzt. Der Zusammenhang zwischen den gemessenen Drehraten und den Ableitungen der KARDAN-Winkel des Fahrzeugs ist durch Gleichung (3.11) gegeben. Es gibt verschiedene Realisierungsansätze für MEMS Drehratensensoren, z.B. in Form von miniaturisierten, schwingenden Probmassen. Bei Drehung des Sensors ruft die Corioliskraft eine Auslenkung der Probmassen senkrecht zur Schwingungsebene hervor, die kapazitiv gemessen wird [87, 88]. Die gemessenen Drehraten mitsamt der Messfehler lassen sich entsprechend

$$\boldsymbol{\omega}_m = \mathbf{Y}_\omega \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} + \boldsymbol{\omega}_b + \boldsymbol{\omega}_n \quad (3.47)$$

modellieren. Hierbei sind \mathbf{Y}_ω die Fehlermatrix der Gyroskop-Triade, $\boldsymbol{\omega}_b$ der Gyroskopbias und $\boldsymbol{\omega}_n$ das Messrauschen. Während die Funktion der einzelnen Fehleranteile weitestgehend analog zu denen des Beschleunigungssensors ist, weist der Gyroskopbias zusätzlich eine Abhängigkeit von der Beschleunigung auf. Zur Quantifizierung des Rauschens wird auch hier die spektrale Leistungsdichte $R_{\omega,n}$ genutzt und die Varianz $\sigma_{\omega,n,k}^2$ des zeitdiskreten Sensorrauschens in Abhängigkeit der Diskretisierungsschrittweite entspricht

$$\sigma_{\omega,n,k}^2 = \frac{R_{\omega,n}}{\Delta T}. \quad (3.48)$$

Der Quantisierungsfehler der gemessenen Drehraten hängt auch hier vom Messbereich, welcher üblicherweise in der Größenordnung ± 300 °/s liegt [89], und der Bitbreite des Sensor-ICs ab. In Tabelle 3.3 sind typische Größenordnungen für die Messfehler und die Auflösung eines MEMS-Gyroskops für Serienfahrzeuge angegeben.

Tabelle 3.3: Typische Eigenschaften von MEMS-Drehratensensoren [87]

Konstanter Bias	5 °/h ... 5 °/s
g-abhängiger Bias	1 °/h/g
g ² -abhängiger Bias	0,3 °/h/g ²
Skalenfaktorfehler	> 0,04 %
spektrale Leistungsdichte Rauschen	2,8 · 10 ⁻⁴ (°/s) ² /Hz
Auflösung	0,01 ... 0,5 °/s

Raddrehzahlsensoren

Bereits seit der Einführung des Anti-Blockier-Systems (ABS) gehören Raddrehzahlsensoren im konventionellen Fahrzeug zur Grundausstattung. Heutzutage sind aktive Sensoren, die den Hall- oder

AMR-Effekt (Anisotroper magnetoresistiver Effekt) ausnutzen und Messwerte bis zum Stillstand als auch die Drehrichtung erfassen können, Stand der Technik [2]. Die Auswertung der Rohsignale des Sensors, die Berechnung des Drehzahlmesswerts sowie die Bereitstellung einer Kommunikationsschnittstelle erfolgt mittels eines IC. Bei den in dieser Arbeit betrachteten Fahrzeugen mit elektrischem Einzelradantrieb sind in jedem Motor drei digitale Inkrementalgeber nach dem Hall-Prinzip verbaut, welche zur Bestimmung der Motorlage verwendet werden. Aus deren Signalen lässt sich auch die Drehzahl des Motors und somit im Falle eines Direktantriebs die Raddrehzahl messen. Falls ein Einzelradantrieb mit Getriebe verbaut ist, so muss zusätzlich das Übersetzungsverhältnis berücksichtigt werden. Üblicherweise werden zur Messung eines Winkels ϕ kostengünstige digitale Hall-Sensoren mit einer Anzahl von Z Inkrementen pro Umdrehung und einer Auflösung von

$$\Delta\phi = \frac{2\pi}{Z} \quad (3.49)$$

verwendet. Die Auswertung der Signale erfolgt mit einem IC, wobei zur Berechnung des Drehzahlsignals zwei Möglichkeiten bestehen [91]:

1. Ermitteln der Inkrementenzahl, um die sich der Winkel innerhalb einer festen Messzeit T_{mess} ändert
2. Messung der Zeit, in der sich der Winkel um eine feste Zahl ΔZ von Inkrementen ändert,

wobei die Messzeit T_{mess} nicht länger als die Abtastzeit ΔT des IC sein darf. Die maximalen Drehzahlmessfehler der beiden Verfahren betragen mit der Auflösung ΔT_m für die Zeitmessung in Verfahren 2

$$|\omega_{w,i} - \omega_{w,m,i,1}| = \frac{\Delta\phi}{T_m}, \quad |\omega_{w,i} - \omega_{w,m,i,2}| = \frac{|\omega_{w,i}|}{\left| \frac{\Delta Z \Delta\phi}{\omega_{w,i} \Delta T_m} - 1 \right|} \quad (3.50)$$

[91]. Die Mindestdrehzahl des zweiten Verfahrens beträgt

$$\omega_{min} = \frac{\Delta Z \cdot \Delta\phi}{\Delta T}, \quad (3.51)$$

weil die Zeit für die Änderung des Winkels um ΔZ Inkremente nicht länger als die Abtastzeit sein darf. Das zweite Verfahren wird zur Messung kleiner Drehzahlen verwendet, da dessen drehzahlabhängiger Fehler zunächst kleiner als der Fehler von Verfahren 1 ist, welcher drehzahlunabhängig ist. Falls der Fehler des zweiten Verfahrens den Fehler des ersten Verfahrens ab einer bestimmten Drehzahl übersteigt, ist es sinnvoll zur Erhöhung der Genauigkeit auf das erste Verfahren zu wechseln. Ein vereinfachtes Modell für die Raddrehzahlmessung kann entsprechend

$$\omega_{w,m,i} = \omega_{w,i} + \omega_{w,n,i} \quad (3.52)$$

formuliert werden, wobei die auftretenden Fehler näherungsweise $\omega_{w,n,i}$ über das Messrauschen abbildet werden.

Lenkwinkelsensor

Zur Messung des Lenkwinkels sind digitale Absolutwertgeber verbreitet, deren kontaktloses Messprinzip auf dem Hall-Effekt oder dem GMR-Effekt (Giant magneto resistive) basiert. Da deren Einbauposition häufig im Bereich der Lenksäule oder an der Eingangswelle des Lenkgetriebes liegt, wird eigentlich der Lenkradwinkel gemessen. Zur Berechnung der Lenkwinkel der Räder muss dann noch die Übersetzung des Lenkgetriebes entsprechend Kapitel 3.1.4 und die möglicherweise nichtlineare Kinematik der Lenkung berücksichtigt werden. Einige typische Kennwerte für Lenkwinkelsensoren sind in Tabelle 3.4 aufgelistet.

Tabelle 3.4: Typische Eigenschaften von Lenkwinkelsensoren [2]

Messbereich Winkel	-780 ... +779,9 °
Messbereich Winkelgeschwindigkeit	0 ... 1016 °/s
Auflösung Winkel	0,1 °
Auflösung Winkelgeschwindigkeit	4 °/s
Skalenfaktorfehler / Nichtlinearität	-2 ° ... 2 °
Hysteresefehler	0 ° ... 4 °
Nullpunktfehler / Bias	-5 ° ... 5 °

Ein einfaches Fehlermodell für die Lenkwinkelmessung lässt sich unter der Annahme, dass die Nulllage korrekt kalibriert ist, mit

$$\delta_m = \delta + \delta_n \quad (3.53)$$

formulieren, wobei δ den wahren Lenkwinkel und δ_n das Messrauschen bezeichnen.

Motordrehmomentmessung mittels Stromsensoren

Die von den Motoren abgegebenen Drehmomente $M_{M,i}$ können aus den gemessenen Motorströmen berechnet werden, was im Falle des verwendeten Versuchsfahrzeugs in den Motorumrichtern erfolgt. Zur Messung der Ströme werden vielfach potentialgetrennte Verfahren mit Hallsensoren genutzt, wobei deren Ausgangsspannung von einem IC digital weiterverarbeitet wird. Sensoren dieses Typs können typischerweise Bandbreiten von 120 kHz erreichen [92], weitere Eigenschaften sind in Tabelle 3.5 aufgelistet. Auch die Strommessung mittels Shuntwiderständen in Verbindung mit Messverstärkern wird häufig angewandt [91]. Die dabei erreichte Genauigkeit liegt bei ca. 0,2...0,3 % des maximalen Messwertes [91] und es werden Bandbreiten von ca. 100 kHz erreicht [93]. Die Zeitverzögerung aufgrund der Messwertverarbeitung, z.B. Glättung, liegt bei $T_v = 1...2$ ms [91]. Eine weitere Möglichkeit zur potentialgetrennten Strommessung bieten z.B. Kompensationsstromwandler, wobei hier Genauigkeiten von bis zu 0,6 % des Nennwerts und Bandbreiten von bis zu 100 kHz erreicht werden [91]. Bei der anschließenden Berechnung des Motordrehmoments hängt die Genauigkeit sowohl von der Messgenauigkeit des Motorstroms ab als auch davon, wie exakt der Zusammenhang zwischen

Motorstrom und Drehmoment bekannt ist. Zur näherungsweisen Beschreibung des Drehmomentmesswerts kann unter der Annahme, dass die Strommessung keinen Nullpunktfehler aufweist, das Modell

$$M_{M,m,i} = \gamma_{M,i} M_{M,i} + M_{n,i} \quad (3.54)$$

verwendet werden, wobei $\gamma_{M,i}$ den Skalierungsfehler und $M_{n,i}$ das Messrauschen bezeichnen.

Tabelle 3.5: Typische Eigenschaften von Hall-Stromsensoren [92]

Messbereich	-200 ... +200 A
Auflösung	10 mV/A
Rauschen	3 mV
Skalenfaktorfehler / Nichtlinearität	-1 % ... 1 %
Nullpunktfehler / Bias	-6 ° ... 6 °
Gesamtfehler	-2...2 %

Geschwindigkeitsmessung mittels GNSS

Wenn sich der GNSS-Empfänger relativ zu den Satelliten bewegt, kann die Relativgeschwindigkeit über die Verschiebung der Trägerfrequenz aufgrund des Dopplereffekts berechnet werden [87]. Selbst die kostengünstigsten GNSS-Empfänger liefern Geschwindigkeitsmessungen mit einer Standardabweichung des Messfehlers von $\sigma_v = 0,05$ m/s, jedoch ist die Abtastzeit mit $\Delta T = 1$ s für Regelungsanwendungen zu lang. Bessere GNSS-Empfänger können Messwerte mit $\Delta T = 0,1 \dots 0,02$ s liefern [31]. Aufgrund der Messprinzipien liefern GNSS-Empfänger üblicherweise die Über-Grund-Geschwindigkeit des Fahrzeugs, welche entsprechend

$$v_{GNSS,m} = v_{GNSS} + v_n = \sqrt{v_x^2 + v_y^2} + v_n \quad (3.55)$$

dem Betrag des Vektors aus Längs- und Quergeschwindigkeit entspricht und einen Messfehler v_n aufweist. Dabei wird angenommen, dass die Vertikalgeschwindigkeit des Fahrzeugs $v_z = 0$ beträgt und der Messfehler näherungsweise weißem Rauschen entspricht.

3.3 Zustands- und Parameterschätzung

Im Folgenden werden die für diese Arbeit relevanten Grundlagen zur Beobachtung von Zustandsgrößen und zur Schätzung von unbekanntem Parametern erläutert. Eine grundlegende Voraussetzung ist dabei die Beobachtbarkeit, für deren Untersuchung verschiedene Konzepte existieren, die zuerst vorgestellt werden. Anschließend wird die Funktionsweise des KALMAN-Filters und seiner Varianten für nichtlineare Systeme dargestellt. Während sich bis dorthin alle Ausführungen auf die Problemstellung der Zustandsschätzung beschränken, wird diese im letzten Teil auf die kombinierte Zustands- und Parameterschätzung erweitert.

3.3.1 Beobachtbarkeit

Bei allgemeinen nichtlinearen Systemen der Form

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \\ \mathbf{y} &= \mathbf{h}(\mathbf{x})\end{aligned}\tag{3.56}$$

wird zwischen Beobachtbarkeit und schwacher bzw. lokaler Beobachtbarkeit unterschieden [23]. Zur Untersuchung der Beobachtbarkeit wird eine Abbildung

$$\begin{aligned}\mathbf{f}_{obs}(\mathbf{x}, \mathbf{u}, \dot{\mathbf{u}}, \dots, \mathbf{u}^{(n-2)}) &= \begin{bmatrix} \mathbf{y} \\ \dot{\mathbf{y}} \\ \ddots \\ \mathbf{y}^{(n-1)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{h}(\mathbf{x}) \\ \mathbf{h}_1(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \\ \mathbf{h}_2(\mathbf{x}, \mathbf{u}, \dot{\mathbf{u}}) \\ \dots \\ \mathbf{h}_{n-1}(\mathbf{x}, \mathbf{u}, \dot{\mathbf{u}}, \dots, \mathbf{u}^{(n-2)}) \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} \mathbf{h}(\mathbf{x}) \\ \frac{\partial \mathbf{h}(\mathbf{x})}{\partial \mathbf{x}} \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \\ \frac{\partial \mathbf{h}_1(\mathbf{x}, \mathbf{u})}{\partial \mathbf{x}} \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) + \frac{\partial \mathbf{h}_1(\mathbf{x}, \mathbf{u})}{\partial \mathbf{u}} \dot{\mathbf{u}} \\ \dots \\ \frac{\partial \mathbf{h}_{n-2}(\mathbf{x}, \mathbf{u})}{\partial \mathbf{x}} \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) + \sum_{i=1}^{n_x-2} \frac{\partial \mathbf{h}_{n-2}(\mathbf{x}, \mathbf{u})}{\partial \mathbf{u}^{(i-1)}} \mathbf{u}^{(i)} \end{bmatrix}\end{aligned}\tag{3.57}$$

gebildet. Falls es gelingt, diese Abbildung für \mathbf{x} und \mathbf{u} eindeutig nach \mathbf{x} aufzulösen, ist das System beobachtbar. Dieser Nachweis ist jedoch praktisch selten umsetzbar, da die Abbildung zumeist nur für einfache Systeme umkehrbar ist. Einfacher ist die Untersuchung der schwachen Beobachtbarkeit, wofür der Rang der Beobachtbarkeitsmatrix

$$\mathbf{S}_{obs}(\mathbf{x}_p) = \left. \frac{\partial \mathbf{f}_{obs}(\mathbf{x})}{\partial \mathbf{x}} \right|_{\mathbf{x}=\mathbf{x}_p} = \begin{bmatrix} \frac{\partial \mathbf{h}(\mathbf{x})}{\partial \mathbf{x}} \\ \frac{\partial \mathbf{h}_1(\mathbf{x}, \mathbf{u})}{\partial \mathbf{x}} \\ \dots \\ \frac{\partial \mathbf{h}_{n-1}(\mathbf{x}, \dot{\mathbf{u}}, \dots, \mathbf{u}^{(n-2)})}{\partial \mathbf{x}} \end{bmatrix}_{\mathbf{x}=\mathbf{x}_p}\tag{3.58}$$

untersucht wird. Wenn dieser gleich der Ordnung des Systems ist, so ist das System in einer Umgebung von \mathbf{x}_p lokal beobachtbar [23]. Eine weitere Möglichkeit zur Untersuchung der lokalen Beobachtbarkeit in der Umgebung eines Arbeitspunkts \mathbf{x}_p besteht in der Linearisierung des nichtlinearen Systems und der Nutzung von Beobachtbarkeitskriterien für lineare Systeme [94], z.B. von KALMAN [95]. Dazu werden die linearisierten System-Matrizen

$$\mathbf{A}(\mathbf{x}_p) = \left. \frac{\mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u})}{\partial \mathbf{x}} \right|_{\mathbf{x}=\mathbf{x}_p}, \quad \mathbf{C}(\mathbf{x}_p) = \left. \frac{\mathbf{h}(\mathbf{x})}{\partial \mathbf{x}} \right|_{\mathbf{x}=\mathbf{x}_p} \quad (3.59)$$

in einem Arbeitspunkt \mathbf{x}_p bestimmt und anschließend die Beobachtbarkeitsmatrix

$$\mathbf{S}_{obs,lin}(\mathbf{x}_p) = \begin{bmatrix} \mathbf{C}(\mathbf{x}_p) \\ \mathbf{C}(\mathbf{x}_p)\mathbf{A}(\mathbf{x}_p) \\ \dots \\ \mathbf{C}(\mathbf{x}_p)\mathbf{A}(\mathbf{x}_p)^{n-1} \end{bmatrix} \quad (3.60)$$

gebildet. Analog zur schwachen Beobachtbarkeit muss diese einen Rang gleich der Systemordnung n aufweisen. Mit (3.59) lässt sich auch das Kriterium von HAUTUS [95] nutzen, wonach das linearisierte System beobachtbar ist, wenn

$$\text{rang} \left(\begin{bmatrix} \lambda_i(\mathbf{x}_p) \mathbf{I} - \mathbf{A}(\mathbf{x}_p) \\ \mathbf{C}(\mathbf{x}_p) \end{bmatrix} \right) = n \quad (3.61)$$

für alle Eigenwerte λ_i des Systems gilt. Eine analytische Überprüfung der Kriterien für die Beobachtbarkeit des linearisierten Systems kann mathematisch sehr komplex sein und ist daher wenig zielführend. Stattdessen gibt es verschiedene Ansätze, die Untersuchung der lokalen Beobachtbarkeit numerisch durchzuführen [57, 96]. Dazu werden Beispieltrajektorien des Zustandsvektors genutzt, die aus Messungen stammen oder mittels Simulationen generiert wurden, anhand derer die linearisierten Systemmatrizen (3.59) numerisch berechnet werden. Die Berechnung der Eigenwerte λ_i unsymmetrischer Matrizen kann beispielsweise in MATLAB numerisch mittels einer QZ-Zerlegung durchgeführt werden [71]. Zur Bestimmung des Rangs von (3.60) bzw. (3.61) wird die Singulärwertzerlegung (Singular Value Decomposition – SVD) genutzt, wobei der Rang der Matrix gleich der Anzahl der Singulärwerte ist, die größer als Null sind [97]. Aufgrund von Rundungsfehlern wird bei der numerischen Bestimmung des Rangs mittels der Singulärwerte jedoch ein Toleranzwert genutzt. Es ist dabei jedoch zu beachten, dass numerische Verfahren zur Untersuchung der Beobachtbarkeit, besonders bei Nutzung des Beobachtbarkeitskriteriums nach KALMAN, bei schlecht konditionierten Problemen und im Falle niedriger Rechengenauigkeit unzuverlässig sein können [98].

3.3.2 KALMAN Filter

Das KALMAN-Filter [18] wurde als optimales Filter für lineare stochastische Systeme entwickelt und kann ebenso als optimaler Zustandsbeobachter eingesetzt werden [21]. Es existieren zahlreiche Formulierungen und Varianten des KALMAN-Filters für zeitkontinuierliche als auch zeitdiskrete Realisierungen. Im Folgenden wird die zeitdiskrete Variante am Beispiel eines linearen, zeitinvarianten, zeitdiskreten Systems

$$\begin{aligned}\mathbf{x}_k &= \mathbf{A}_d \mathbf{x}_{k-1} + \mathbf{B}_d \mathbf{u}_{k-1} + \mathbf{w}_{k-1} \\ \mathbf{y}_k &= \mathbf{C} \mathbf{x}_k + \mathbf{D} \mathbf{u}_k + \mathbf{v}_k,\end{aligned}\tag{3.62}$$

mit den stochastischen Störgrößen \mathbf{w}_k und \mathbf{v}_k erläutert². Es wird dabei angenommen, dass es sich bei diesen um mittelwertfreie, weiße Rauschprozesse handelt [21] und dass diese normalverteilt sind [99]. Die Kovarianzmatrizen der Störgrößen sowie die Kreuzkovarianzmatrix beider Störgrößen lauten

$$\begin{aligned}\mathbb{E}(\mathbf{w}_k \mathbf{w}_j^T) &= \mathbf{Q}_k \delta(k - j) \\ \mathbb{E}(\mathbf{v}_k \mathbf{v}_j^T) &= \mathbf{R}_k \delta(k - j) \\ \mathbb{E}(\mathbf{w}_{k-1} \mathbf{v}_j^T) &= \mathbf{\Sigma}_k \delta(k - j).\end{aligned}\tag{3.63}$$

Dabei bezeichnet $\delta(\cdot)$ die DIRAC-Funktion. Im Folgenden wird angenommen, dass \mathbf{w}_{k-1} und \mathbf{v}_k korreliert sein können, woraus sich eine generalisierte Formulierung des KALMAN-Filters ergibt. Der Schätzwert $\hat{\mathbf{x}}_k$ für den Zustandsvektor \mathbf{x}_k unter Kenntnis aller Messvektoren \mathbf{y}_k bis zum vorherigen Zeitschritt $t = (k-1) \cdot \Delta T$ wird als *a-priori*-Schätzwert

$$\hat{\mathbf{x}}_k^- = \mathbb{E}[\mathbf{x}_k | \mathbf{y}_1, \mathbf{y}_2, \dots, \mathbf{y}_{k-1}]\tag{3.64}$$

bezeichnet. Wird der Messvektor im aktuellen Zeitschritt $t = k \cdot \Delta T$ hinzugenommen, ergibt sich der *a-posteriori*-Schätzwert

$$\hat{\mathbf{x}}_k^+ = \mathbb{E}[\mathbf{x}_k | \mathbf{y}_1, \mathbf{y}_2, \dots, \mathbf{y}_k].\tag{3.65}$$

Weiterhin beträgt die Kovarianz \mathbf{P}_k des Fehlers der Zustandsschätzung für die *a-priori*- und die *a-posteriori*-Schätzungen

$$\begin{aligned}\mathbf{P}_k^- &= \mathbb{E}[(\mathbf{x}_k - \hat{\mathbf{x}}_k^-)(\mathbf{x}_k - \hat{\mathbf{x}}_k^-)^T] \\ \mathbf{P}_k^+ &= \mathbb{E}[(\mathbf{x}_k - \hat{\mathbf{x}}_k^+)(\mathbf{x}_k - \hat{\mathbf{x}}_k^+)^T].\end{aligned}\tag{3.66}$$

Der KALMAN-Filter-Algorithmus wird im Folgenden kurz zusammengefasst, während für die Herleitung auf die Fachliteratur verwiesen wird [21, 22, 99]. Für unkorrelierte Störgrößen gilt $\mathbf{\Sigma}_k = \mathbf{0}$ und die Gleichungen vereinfachen sich. Die hier verwendete Formulierung erzeugt in jedem Zeitschritt

² Wegen der Verwechslungsgefahr mit der Geschwindigkeit v sei darauf hingewiesen, dass für die Ausgangsstörung der griechische Buchstabe v gewählt wurde.

entsprechend der vorhergehenden Definitionen eine *a-priori*-Schätzung und eine *a-posteriori*-Schätzung. Zu Beginn erfolgt die Initialisierung des Filters mit

$$\begin{aligned}\hat{\mathbf{x}}_0^+ &= \mathbf{E}(\mathbf{x}_0) \\ \mathbf{P}_0^+ &= \mathbf{E}[(\mathbf{x}_0 - \hat{\mathbf{x}}_0^+)(\mathbf{x}_0 - \hat{\mathbf{x}}_0^+)^T].\end{aligned}\quad (3.67)$$

Ausgehend davon werden mittels des Systemmodells aus (3.62) die *a-priori*-Schätzung und die Kovarianz des Schätzfehlers entsprechend

$$\begin{aligned}\hat{\mathbf{x}}_k^- &= \mathbf{A}_d \hat{\mathbf{x}}_{k-1}^+ + \mathbf{B}_d \mathbf{u}_{k-1} \\ \mathbf{P}_k^- &= \mathbf{A}_d \mathbf{P}_{k-1}^+ \mathbf{A}_d^T + \mathbf{Q}_{k-1}\end{aligned}\quad (3.68)$$

prädiziert. Anschließend erfolgt bei der *a-posteriori*-Schätzung die Korrektur der prädizierten Größen durch Rückführung des Messfehlers gemäß

$$\begin{aligned}\mathbf{K}_k &= (\mathbf{P}_k^- \mathbf{C}^T + \boldsymbol{\Sigma}_k)(\mathbf{C} \mathbf{P}_k^- \mathbf{C}^T + \mathbf{C} \boldsymbol{\Sigma}_k + \boldsymbol{\Sigma}_k^T \mathbf{C}^T + \mathbf{R}_k)^{-1} \\ \hat{\mathbf{x}}_k^+ &= \hat{\mathbf{x}}_k^- + \mathbf{K}_k (\mathbf{y}_{m,k} - [\mathbf{C} \hat{\mathbf{x}}_k^- + \mathbf{D}_d \mathbf{u}_k]) \\ \mathbf{P}_k^+ &= \mathbf{P}_k^- - \mathbf{K}_k (\mathbf{C} \mathbf{P}_k^- + \boldsymbol{\Sigma}_k^T).\end{aligned}\quad (3.69)$$

Dabei handelt es sich um eine Least-Squares-Schätzung der Zustandsgrößen aus den gegebenen Messwerten [21]. Werden die zu Beginn genannten Annahmen zu den Eigenschaften der stochastischen Störgrößen \mathbf{w}_k und \mathbf{v}_k erfüllt, so wird der Erwartungswert der gewichteten quadratischen Summe der Schätzfehler minimiert [21]. Sind die Störgrößen nicht wie zu Beginn angenommen normalverteilt, so ist das KALMAN-Filter zwar nicht mehr optimal, jedoch trotzdem das beste lineare Filter [21]. Auch für den Fall, dass es sich bei \mathbf{w}_k und \mathbf{v}_k nicht um weiße Rauschprozesse handelt, existieren diverse Erweiterungen [21]. Da \mathbf{P}_k^+ eine Kovarianzmatrix ist, muss diese per Definition immer symmetrisch positiv definit sein, was mit (3.69) jedoch aufgrund numerischer Ungenauigkeiten nicht zwangsläufig erfüllt sein muss. Wird \mathbf{P}_k^+ jedoch entsprechend

$$\mathbf{P}_k^+ = (\mathbf{I} - \mathbf{K}_k \mathbf{C}) \mathbf{P}_k^- (\mathbf{I} - \mathbf{K}_k \mathbf{C})^T + \mathbf{K}_k (\mathbf{C} \boldsymbol{\Sigma}_k + \boldsymbol{\Sigma}_k^T \mathbf{C}^T + \mathbf{R}_k) \mathbf{K}_k^T - \boldsymbol{\Sigma}_k \mathbf{K}_k^T - \mathbf{K}_k \boldsymbol{\Sigma}_k^T \quad (3.70)$$

berechnet, so ist die symmetrische positive Definitheit garantiert [21]. Für nichtlineare Systeme gibt es verschiedene Varianten des KALMAN-Filters, die versuchen das Optimierungsproblem zur Minimierung des Schätzfehlers mittels verschiedener Approximationsverfahren zu lösen und im nächsten Abschnitt näher erläutert werden.

Nichtlineare KALMAN Filter

Nun werden nichtlineare Systeme

$$\begin{aligned}\mathbf{x}_k &= \mathbf{f}_d(\mathbf{x}_{k-1}, \mathbf{u}_{k-1}, \mathbf{w}_{k-1}) \\ \mathbf{y}_k &= \mathbf{h}(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k, \mathbf{v}_k)\end{aligned}\quad (3.71)$$

betrachtet. Für die stochastischen Eigenschaften der Störgrößen sollen die gleichen Annahmen wie im vorherigen Abschnitt gelten. Die Idee des *Extended-KALMAN-Filters* (EKF) ist es nun, (3.71) durch eine Taylorreihenentwicklung im Punkt $\mathbf{x}_{k-1} = \hat{\mathbf{x}}_{k-1}^+$ und $\mathbf{w}_k = \mathbf{v}_k = \mathbf{0}$ in Form eines linearen Systems zu approximieren [21]. Daraus ergibt sich, dass

$$\begin{aligned}\mathbf{A}_{d,k} &= \left. \frac{\partial \mathbf{f}_d}{\partial \mathbf{x}} \right|_{\mathbf{x}_{k-1} = \hat{\mathbf{x}}_{k-1}^+} \\ \mathbf{F}_{d,k} &= \left. \frac{\partial \mathbf{f}_d}{\partial \mathbf{w}} \right|_{\mathbf{x}_{k-1} = \hat{\mathbf{x}}_{k-1}^+} \\ \mathbf{C}_k &= \left. \frac{\partial \mathbf{h}}{\partial \mathbf{x}} \right|_{\mathbf{x}_k = \hat{\mathbf{x}}_k^-} \\ \mathbf{G}_k &= \left. \frac{\partial \mathbf{h}}{\partial \mathbf{v}} \right|_{\mathbf{x}_k = \hat{\mathbf{x}}_k^-}\end{aligned}\quad (3.72)$$

Diese Jacobi-Matrizen müssen in jedem Zeitschritt neu berechnet werden, wodurch gegenüber dem KALMAN-Filter für lineare Systeme ein zusätzlicher Rechenaufwand entsteht. Der vollständige Algorithmus des zeitdiskreten *Extended-KALMAN-Filters* lautet nach [21]

$$\begin{aligned}\hat{\mathbf{x}}_k^- &= \mathbf{f}_d(\hat{\mathbf{x}}_{k-1}^+, \mathbf{u}_{k-1}, \mathbf{0}) \\ \mathbf{P}_k^- &= \mathbf{A}_{d,k} \mathbf{P}_{k-1}^+ \mathbf{A}_{d,k}^T + \mathbf{F}_{d,k} \mathbf{Q}_{k-1} \mathbf{F}_{d,k}^T \\ \mathbf{K}_k &= (\mathbf{P}_k^- \mathbf{C}_k^T + \mathbf{\Sigma}_k) (\mathbf{C}_k \mathbf{P}_k^- \mathbf{C}_k^T + \mathbf{C}_k \mathbf{\Sigma}_k + \mathbf{\Sigma}_k^T \mathbf{C}_k^T + \mathbf{G}_k \mathbf{R}_k \mathbf{G}_k^T)^{-1} \\ \hat{\mathbf{x}}_k^+ &= \hat{\mathbf{x}}_k^- + \mathbf{K}_k [\mathbf{y}_{m,k} - \mathbf{h}(\hat{\mathbf{x}}_k^-, \mathbf{u}_k, \mathbf{0})] \\ \mathbf{P}_k^+ &= \mathbf{P}_k^- - \mathbf{K}_k (\mathbf{C}_k \mathbf{P}_k^- + \mathbf{\Sigma}_k^T).\end{aligned}\quad (3.73)$$

Die durch die Linearisierung des nichtlinearen Systems entstehenden Fehler können durch ausgeklügeltere Linearisierungstechniken reduziert werden [21]. In der Praxis hat sich jedoch gezeigt, dass das EKF bei besonders ausgeprägten Nichtlinearitäten unzuverlässige Schätzungen liefern und sich die Auslegung des Filters als schwierig erweisen kann [20].

Ein anderer Ansatz wird durch das *Unscented-KALMAN-Filter* (UKF) verfolgt, wo statt des nichtlinearen Systemmodells die Wahrscheinlichkeitsverteilungen der stochastischen Zustandsgrößen approximiert werden. Dies geschieht für den Zustandsvektor \mathbf{x}_k und den Ausgangsvektor \mathbf{y}_k mittels der *Unscented-Transformation*, wobei zunächst ein erweiterter Zustandsvektor

$$\mathbf{x}_{k-1}^e = \begin{bmatrix} \mathbf{x}_{k-1} \\ \mathbf{w}_{k-1} \\ \mathbf{v}_k \end{bmatrix} \quad (3.74)$$

mit dem Erwartungswert und der Kovarianzmatrix

$$\begin{aligned} \mathbb{E}(\mathbf{x}_{k-1}^e) &= \begin{bmatrix} \mathbb{E}(\mathbf{x}_{k-1}) \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \\ \mathbf{P}_{k-1}^e &= \begin{bmatrix} \mathbf{P}_{k-1} & 0 & 0 \\ 0 & \mathbf{Q}_{k-1} & \mathbf{\Sigma}_k \\ 0 & \mathbf{\Sigma}_k^T & \mathbf{R}_k \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (3.75)$$

definiert wird. Dadurch ist es auch hier möglich, Störgrößen, die nicht additiv, sondern in nichtlinearer Form auf das System wirken, und eine Korrelation zwischen \mathbf{w}_{k-1} und \mathbf{v}_k zu berücksichtigen. Weiterhin wird das Systemmodell aus (3.71) entsprechend

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_k &= \mathbf{f}_d^e(\mathbf{x}_{e,k-1}, \mathbf{u}_{k-1}) \\ \mathbf{y}_k &= \mathbf{h}^e(\mathbf{x}_{e,k}, \mathbf{u}_k) \end{aligned} \quad (3.76)$$

umformuliert. Für die *Unscented*-Transformation werden aus der Zustandsschätzung des letzten Zeitschritts $2n$ Sigma-Punkte entsprechend

$$\begin{aligned} \hat{\mathbf{x}}_{k-1}^{e,(j)} &= \hat{\mathbf{x}}_{k-1}^{e,+} + \tilde{\mathbf{x}}^{e,(j)}, \quad j \in \{1, \dots, 2n\} \\ \tilde{\mathbf{x}}^{e,(j)} &= \begin{cases} \left(\left(\sqrt{n\mathbf{P}_{k-1}^{e,+}} \right)_j \right)^T & 1 \leq j \leq n \\ -\left(\left(\sqrt{n\mathbf{P}_{k-1}^{e,+}} \right)_j \right)^T & n < j \leq 2n \end{cases} \end{aligned} \quad (3.77)$$

berechnet. Dabei ist $(\sqrt{\cdot})_j$ die j -te Zeile der (Matrix-)Quadratwurzel einer Matrix, wobei $\sqrt{\cdot}^T \sqrt{\cdot}$ wiederum die Ausgangsmatrix ergibt. Zur Berechnung dieser Quadratwurzel kann beispielsweise die CHOLESKY-Zerlegung eingesetzt werden [97]. Anschließend erfolgt die Transformation der Sigma-Punkte entsprechend

$$\hat{\mathbf{x}}_k^{(j)} = \mathbf{f}_d^e(\hat{\mathbf{x}}_{k-1}^{e,(j)}, \mathbf{u}_{k-1}) \quad (3.78)$$

und die Berechnung des Erwartungswerts der *a-priori*-Zustandsschätzung

$$\hat{\mathbf{x}}_k^- = \frac{1}{2n} \sum_{j=1}^{2n} \hat{\mathbf{x}}_k^{(j)} \quad (3.79)$$

und der *a-priori*-Kovarianz

$$\mathbf{P}_k^- = \frac{1}{2n} \sum_{j=1}^{2n} (\hat{\mathbf{x}}_k^{(j)} - \hat{\mathbf{x}}_k^-) (\hat{\mathbf{x}}_k^{(j)} - \hat{\mathbf{x}}_k^-)^T. \quad (3.80)$$

Analog dazu werden für die *a-posteriori*-Schätzung wieder Sigma-Punkte definiert, diesmal jedoch auf Basis der *a-priori*-Schätzung entsprechend

$$\begin{aligned} \hat{\mathbf{x}}_k^{e,(j)} &= \hat{\mathbf{x}}_k^{e,+} + \tilde{\mathbf{x}}^{e,(j)}, \quad j \in \{1, \dots, 2n\} \\ \tilde{\mathbf{x}}^{e,(j)} &= \begin{cases} \left(\left(\sqrt{n\mathbf{P}_k^{e,-}} \right)_j \right)^T & 1 \leq j \leq n \\ - \left(\left(\sqrt{n\mathbf{P}_k^{e,-}} \right)_j \right)^T & n < j \leq 2n \end{cases}. \end{aligned} \quad (3.81)$$

Prinzipiell ist dieser Schritt optional und es können stattdessen auch die Sigma-Punkte aus der *a-priori*-Schätzung verwendet werden, wodurch der Rechenaufwand zu Lasten der Genauigkeit sinkt. Die Sigma-Punkte werden anschließend entsprechend

$$\hat{\mathbf{y}}_k^{(j)} = \mathbf{h}^e(\hat{\mathbf{x}}_k^{e,(j)}, \mathbf{u}_k) \quad (3.82)$$

transformiert und der Erwartungswert

$$\hat{\mathbf{y}}_k = \frac{1}{2n} \sum_{j=1}^{2n} \hat{\mathbf{y}}_k^{(j)} \quad (3.83)$$

und die Kovarianz

$$\mathbf{P}_{y,k} = \frac{1}{2n} \sum_{j=1}^{2n} (\hat{\mathbf{y}}_k^{(j)} - \hat{\mathbf{y}}_k) (\hat{\mathbf{y}}_k^{(j)} - \hat{\mathbf{y}}_k)^T \quad (3.84)$$

der Messung wird berechnet. Weiterhin wird die Kreuzkovarianz zwischen Zustands- und Ausgangsvektor

$$\mathbf{P}_{x,y,k} = \frac{1}{2n} \sum_{j=1}^{2n} (\hat{\mathbf{x}}_k^{(j)} - \hat{\mathbf{x}}_k^-) (\hat{\mathbf{y}}_k^{(j)} - \hat{\mathbf{y}}_k)^T \quad (3.85)$$

berechnet, womit sich schließlich die *a-posteriori*-Schätzung entsprechend ergibt.

$$\begin{aligned} \mathbf{K}_k &= \mathbf{P}_{x,y,k} \mathbf{P}_{y,k}^{-1} \\ \hat{\mathbf{x}}_k^+ &= \hat{\mathbf{x}}_k^- + \mathbf{K}_k (\mathbf{y}_{m,k} - \hat{\mathbf{y}}_k) \\ \mathbf{P}_k^+ &= \mathbf{P}_k^- + \mathbf{K}_k \mathbf{P}_y \mathbf{K}_k^T. \end{aligned} \quad (3.86)$$

Zu Beginn der Schätzung erfolgt die Initialisierung des Filters mit

$$\begin{aligned}\hat{\mathbf{x}}_0^{e,+} &= \begin{bmatrix} \hat{\mathbf{x}}_0^+ \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \\ \mathbf{P}_0^{e,+} &= \begin{bmatrix} \mathbf{P}_0^+ & 0 & 0 \\ 0 & \mathbf{Q}_0 & \mathbf{\Sigma}_1 \\ 0 & \mathbf{\Sigma}_1^T & \mathbf{R}_1 \end{bmatrix}.\end{aligned}\quad (3.87)$$

Aufgrund der besonderen Struktur der Matrix \mathbf{P}_k aus Gleichung (3.75), kann die zur *Unscented-Transformation* benötigte Berechnung der Matrixquadratwurzel entsprechend

$$\begin{aligned}\sqrt{n\mathbf{P}_k} &= \begin{bmatrix} \sqrt{n\mathbf{P}_{k,1}} & 0 \\ 0 & \sqrt{n\mathbf{P}_{k,2}} \end{bmatrix} \\ \mathbf{P}_{k,2} &= \begin{bmatrix} \mathbf{Q}_k & \mathbf{\Sigma}_k \\ \mathbf{\Sigma}_k^T & \mathbf{R}_k \end{bmatrix}\end{aligned}\quad (3.88)$$

vereinfacht werden. Die Matrixquadratwurzel von $n\mathbf{P}_{k,2}$ kann für den Fall, das \mathbf{Q}_k , \mathbf{R}_k und $\mathbf{\Sigma}_k$ zeitinvariant sind, im Voraus offline berechnet werden, was sich günstig auf die benötigte Rechenzeit des Zustandsschätzers auswirkt, da die CHOLESKY-Zerlegung online nur auf $n\mathbf{P}_k$ angewendet werden muss.

Für den Fall, dass keine Korrelation zwischen \mathbf{w}_{k-1} und \mathbf{v}_k vorliegt und die Störgrößen additiv auf das System wirken, kann die Erweiterung des Zustandsvektors entfallen. Dadurch lässt sich eine Verringerung des Rechenaufwands erreichen. Die Vorgehensweise bei der Schätzung der Kovarianzen bleibt weitestgehend gleich, die Gleichungen (3.80) und (3.84) lauten dann jedoch

$$\begin{aligned}\mathbf{P}_k^- &= \frac{1}{2n} \sum_{j=1}^{2n} (\hat{\mathbf{x}}_k^{(j)} - \hat{\mathbf{x}}_k^-) (\hat{\mathbf{x}}_k^{(j)} - \hat{\mathbf{x}}_k^-)^T + \mathbf{Q}_{k-1} \\ \mathbf{P}_{y,k} &= \frac{1}{2n} \sum_{j=1}^{2n} (\hat{\mathbf{y}}_k^{(j)} - \hat{\mathbf{y}}_k) (\hat{\mathbf{y}}_k^{(j)} - \hat{\mathbf{y}}_k)^T + \mathbf{R}_k.\end{aligned}\quad (3.89)$$

[20, 21]

Gegenüber dem EKF ist die Genauigkeit der Approximation beim UKF erhöht, während die erforderliche Rechenleistung etwa gleichbleibt, wenn die Jacobi-Matrizen des EKF numerisch berechnet werden. Für den Fall, dass diese analytisch berechnet werden, ist die benötigte Rechenleistung des EKF geringer. Möglichkeiten zur Steigerung der numerischen Präzision ergeben sich durch Implementierung des UKF in *Square-Root-Form* [21] und zur Reduktion des Rechenaufwandes durch eine rekursive Implementierung der CHOLESKY-Zerlegung [100]. Ein Vorteil des UKF ist, dass keine Jacobimatrizen entsprechend (3.72) implementiert werden müssen und damit eine potentielle Fehlerquelle bei der Inbetriebnahme des Filters [20] entfällt.

Kombinierte Zustands- und Parameterschätzung

Für den Fall, dass einzelne Parameter \mathbf{p} eines Systems nicht hinreichend genau bekannt sind oder mit zunehmender Zeit von ihren Nominalwerten abweichen, können diese zusammen mit den Zustandsgrößen geschätzt werden. Dies führt zu einem nichtlinearen Modell

$$\begin{aligned}\mathbf{x}_k &= \mathbf{f}_d(\mathbf{x}_{k-1}, \mathbf{u}_{k-1}, \mathbf{p}_{k-1}, \mathbf{w}_{k-1}) \\ \mathbf{y}_k &= \mathbf{h}(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k, \mathbf{p}_k, \mathbf{v}_k)\end{aligned}\quad (3.90)$$

sodass z.B. ein EKF oder UKF verwendet werden müssen. Zur Umformulierung in ein Modell entsprechend Gleichung (3.71) wird der Zustandsvektor, hier am Beispiel eines zeitdiskreten Systems, durch die zu schätzenden unbekannt Parameter entsprechend

$$\mathbf{x}_k^e = \begin{bmatrix} \mathbf{x}_k \\ \mathbf{p}_k \end{bmatrix}\quad (3.91)$$

erweitert [22]. Die Dynamik des unbekannt Parameters muss schließlich in geeigneter Weise modelliert entsprechend

$$\mathbf{p}_k = \mathbf{f}_{p,d}(\mathbf{p}_{k-1}, \mathbf{w}_{p,k-1})\quad (3.92)$$

modelliert werden [55], wobei $\mathbf{w}_{p,k}$ ein Rauschterm mit dem Erwartungswert $E(\mathbf{w}_{p,k}) = 0$ und der Kovarianz \mathbf{Q}_p ist [100]. Damit ergibt sich

$$\begin{aligned}\mathbf{x}_k^e &= \begin{bmatrix} \mathbf{f}_d(\mathbf{x}_{k-1}, \mathbf{u}_{k-1}, \mathbf{p}_{k-1}, \mathbf{w}_{k-1}) \\ \mathbf{f}_{p,d}(\mathbf{p}_{k-1}, \mathbf{w}_{p,k-1}) \end{bmatrix} \\ \mathbf{y}_k &= \mathbf{h}(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k, \mathbf{p}_k, \mathbf{v}_k) \\ \mathbf{Q}_k' &= \begin{bmatrix} \mathbf{Q}_k & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{Q}_{p,k} \end{bmatrix}.\end{aligned}\quad (3.93)$$

Durch Wahl von \mathbf{Q}_p kann die Konvergenz des Parameterschätzfehlers gesteuert werden, wobei große Werte dafür sorgen, dass aktuelle Messwerte stärker gewichtet werden. Neben der Möglichkeit, \mathbf{Q}_p auf einen konstanten Wert festzulegen, kann auch eine adaptive Steuerung mittels eines Vergessensfaktors $0 < k_{RLS} \leq 1$ entsprechend

$$\mathbf{Q}_{pk} = (k_{RLS}^{-1} - 1)\mathbf{P}_{pk}\quad (3.94)$$

in Abhängigkeit der Kovarianz der Parameterschätzung $\mathbf{P}_{p,k}$ erfolgen [100].

3.3.3 Auslegung und Validierung des KALMAN-Filters

Neben der Implementierung des zeitdiskreten Systemmodells besteht ein entscheidender Teil der Auslegung des KALMAN-Filters in der Wahl der Kovarianzmatrizen \mathbf{Q}_k , $\mathbf{\Sigma}_k$ und \mathbf{R}_k . Die Wahl dieser Matrizen steuert die Gewichtung zwischen Prädiktion durch das Modell und Korrektur durch die Ausgangsgrößen und hat somit erheblichen Einfluss auf die erreichbare Schätzgenauigkeit. Oftmals werden die Kovarianzmatrizen zur Vereinfachung des Auslegungsprozesses als zeitinvariant betrachtet,

jedoch kann mit einer zeitvarianten Auslegung beispielsweise online die Gewichtung zwischen prädizierten Modellgrößen und Ausgangsgrößen verändert werden.

Wahl von \mathbf{R}_k

Ein Eindruck über die Größenordnung der Einträge der Kovarianzmatrix des Messrauschens kann häufig mit Hilfe der Datenblätter der eingesetzten Sensoren gewonnen werden. In der Praxis wird dabei oftmals angenommen, dass keine Korrelation zwischen den Messstörungen besteht, sodass die Kovarianzmatrix \mathbf{R}_k des Messrauschens eine Diagonalform entsprechend

$$\mathbf{R}_k = \begin{bmatrix} \sigma_{v,1,k}^2 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & \sigma_{v,2,k}^2 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & \sigma_{v,q,k}^2 \end{bmatrix} \in \mathbb{R}^{q \times q} \quad (3.95)$$

aufweist. Weiterhin wird häufig die Annahme getroffen, dass die Eigenschaften der Messstörungen zeitinvariant sind, weshalb $\mathbf{R}_k = \mathbf{R}_{k-1}$ gilt. Die Einträge auf der Hauptdiagonale enthalten dann die Varianzen σ^2 der einzelnen Störgrößen. Neben den Datenblättern, können Experimente zur Bestimmung der Standardabweichungen der Messstörungen genutzt werden, wobei der Messwert auf einem konstanten Wert gehalten wird und sich die Varianzen über alle N gemessenen Zeitschritte entsprechend

$$\bar{\mathbf{y}} = \mathbb{E}(\mathbf{y}_k) = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N \mathbf{y}_k$$

$$\mathbf{v}_k = \mathbf{y}_k - \bar{\mathbf{y}} \quad (3.96)$$

$$\sigma_{v,i}^2 = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N \mathbf{v}_{i,k}^2$$

bestimmen lassen [101]. Die Quadratwurzel der Varianz wird dabei als Standardabweichung σ bezeichnet. Falls \mathbf{R}_k nicht als Diagonalmatrix angenommen wird, kann diese auch mit

$$\hat{\mathbf{R}} = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N \mathbf{v}_k \mathbf{v}_k^T \quad (3.97)$$

berechnet werden, wobei \mathbf{R}_k wieder als zeitinvariant angenommen wird. In [34] wird eine Methode zur Bestimmung von \mathbf{R}_k mittels durch in der Simulation generierter Referenztrajektorien vorgestellt. Der zeitliche Verlauf der Störgröße durch Umstellen von (3.71) wird entsprechend

$$\mathbf{v}_k = \mathbf{y}_k - \mathbf{h}(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k) \quad (3.98)$$

berechnet. Unter der Annahme, dass \mathbf{R}_k zeitinvariant und \mathbf{v}_k mittelwertfrei und normalverteilt ist, lässt sich die Kovarianz des Messfehlers unter Anwendung der *Maximum-Likelihood*-Methode schätzen [97]. Anhand des Erwartungswerts von \mathbf{v}_k kann dabei weiterhin beispielsweise untersucht werden, ob die Störung tatsächlich mittelwertfrei ist und somit die Annahmen über die stochastischen Eigenschaften

der Messstörungen zutreffend sind. Falls dies nicht der Fall ist, kann beispielsweise geprüft werden, ob die Ausgangsgrößen korrekt modelliert wurden.

Wahl von \mathbf{Q}_k

Für die Kovarianzmatrix des Zustandsrauschens \mathbf{Q}_k wird in der Praxis häufig eine quadratische Diagonalmatrix entsprechend

$$\mathbf{Q}_k = \begin{bmatrix} \sigma_{w,1,k}^2 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & \sigma_{w,2,k}^2 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & \sigma_{w,n,k}^2 \end{bmatrix} \in \mathbb{R}^{n \times n} \quad (3.99)$$

betrachtet und Unkorreliertheit sowie Zeitinvarianz der Störungen angenommen wird, sodass $\mathbf{Q}_k = \mathbf{Q}_{k-1}$ gilt. Ein heuristisches Vorgehen bei der Wahl der Matrixeinträge kann prinzipiell zum Ziel führen, ist aber zeitaufwändig und liefert dabei möglicherweise keine optimalen Ergebnisse. Aus diesem Grund gibt es verschiedene Ansätze zur systematischen Offline-Bestimmung von \mathbf{Q}_k , wie beispielsweise in [34] vorgestellt, gibt. Dort werden Referenztrajektorien von \mathbf{x}_k erzeugt und die Störgrößen entsprechend

$$\mathbf{w}_k = \mathbf{x}_{k+1} - \mathbf{f}_d(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k) \quad (3.100)$$

berechnet. Dabei wird angenommen, dass die Störgröße \mathbf{w}_k additiv auf das Systemmodell wirkt und mittelwertfrei sowie normalverteilt ist. Die Berechnung der Kovarianz erfolgt wieder unter Nutzung der *Maximum-Likelihood*-Methode mit

$$\hat{\mathbf{Q}}_k = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N \mathbf{w}_k \mathbf{w}_k^T \quad (3.101)$$

wobei angenommen wird, dass die Störgrößen des Modells zeitinvariant sind. Auch hier kann auch untersucht werden, ob \mathbf{w}_k entsprechend der Grundannahme mittelwertfrei ist und das System korrekt modelliert wurde. Mit Kenntnis der Zeitverläufe von \mathbf{w}_k und \mathbf{v}_k kann schließlich auch die Kreuzkovarianz mit (3.98) und (3.100) entsprechend

$$\hat{\mathbf{\Sigma}}_k = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N \mathbf{w}_{k-1} \mathbf{v}_k^T \quad (3.102)$$

bestimmt werden. Problematisch ist dabei die Wahl des Fahrmanövers, da hierbei systematische Fehler hervorgerufen werden können, indem beispielsweise mehr Links- als Rechtskurven enthalten sind. In [34] bestehen die Referenztrajektorien aus zufälligen Verläufen von Lenkwinkel und Antriebsmoment, die durch bandbegrenztetes Rauschen generiert werden, sodass sie praktisch auch in einem realen Fahrzeug von einem realen Fahrer erreicht werden könnten. Fraglich ist hierbei jedoch, wie lang die Fahrmanöver sein müssen, damit die daraus entsprechend (3.98) und (3.100) ermittelte Stichprobe der Störungen ausreichend groß ist, um die Eigenschaften der Wahrscheinlichkeitsverteilung zuverlässig bestimmen zu können.

Eine weitere Möglichkeit zur Bestimmung des Zustandsrauschen besteht in der Minimierung der euklidischen Norm des Schätzfehlers

$$\mathbf{e}_{x,k} = \|\mathbf{x}_k - \hat{\mathbf{x}}_k\|_2 \quad (3.103)$$

in jedem Zeitschritt durch Variation von \mathbf{Q}_k [102] unter Nutzung eines Optimierungsverfahrens. Dabei können die Referenzwerte für \mathbf{y}_k , \mathbf{u}_k und \mathbf{x}_k mittels Simulation oder Fahrversuch erzeugt werden, während $\hat{\mathbf{y}}_k$ und $\hat{\mathbf{x}}_k$ durch das KALMAN-Filter geschätzt werden. In [68] werden verschiedene lokale und globale Optimierungsverfahren hinsichtlich der Minimierung des Schätzfehlers für verschiedene simulationsbasierte Fahrmanöver verglichen. Weiterhin existieren Algorithmen zur Schätzung von \mathbf{Q}_k ohne Kenntnis von \mathbf{x}_k , wie beispielsweise der *Expectation-Maximisation-Algorithmus* [102, 103] sowie der *Auto-Correlation-Least-Squares-Algorithmus* [104]. Bei der Nutzung von optimierungsbasierten Methoden besteht die Möglichkeit einer Überanpassung der Kovarianzmatrizen an das zur Optimierung genutzte Fahrmanöver (Trainingsdaten), wodurch die generalisierte Anwendbarkeit des Zustandsschätzers verschlechtert wird. Um dies zu untersuchen sollten zur Validierung der Ergebnisse Daten aus einem anderem Fahrmanöver verwendet werden (Testdaten). Weiterhin ist zur Vermeidung von Überanpassung eine möglichst niedrige Anzahl von Optimierungsvariablen zu wählen [105]. Dadurch, dass lediglich der Schätzfehler minimiert wird, ist weiterhin nicht gesichert, dass der Zustandsschätzer die Kovarianz des Schätzfehlers korrekt schätzt. Um dies zu berücksichtigen, wäre eine Anpassung des Optimierungsproblems notwendig.

Eine Online-Adaption von \mathbf{Q}_k mittels der Kovarianz des Ausgangsschätzfehlers $\mathbf{e}_{y,k} = \mathbf{y}_k - \hat{\mathbf{y}}_k$ über eine kleine Anzahl von Zeitschritten wird für lineare Systeme in [99] vorgeschlagen. Falls die Anzahl der Ausgangsgrößen kleiner als die der Zustandsgrößen ist, stößt die Methode jedoch an ihre Grenzen. Auch in [106] werden zwei Methoden zur Online-Adaption von \mathbf{Q}_k vorgestellt, diese eignen sich jedoch nur für Systeme mit langsamer Dynamik, wie beispielsweise chemische Prozesse. In [107] wird ein heuristischer Ansatz zur Adaption von \mathbf{Q}_k eines Kalman-Filters zur Schätzung der Fahrdynamik vorgestellt.

Validierung des KALMAN-Filters

Die naheliegendste Vorgehensweise zur Validierung des Kalman-Filters ist die Untersuchung des zeitlichen Verlaufs des Schätzfehlers $\mathbf{e}_{x,k} = \mathbf{x}_k - \hat{\mathbf{x}}_k$ des Zustandsvektors. Dabei kann überprüft werden, ob der Erwartungswert des Schätzfehlers

$$\mathbb{E}(\mathbf{e}_x) = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N \mathbf{e}_{x,k} \quad (3.104)$$

entsprechend der Annahmen des KALMAN-Filters gleich Null ist und die Schätzung der Fehlerkovarianz $\hat{\mathbf{P}}_k$ dem tatsächlichen Wert

$$\text{Cov}(\mathbf{e}_x) = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N \mathbf{e}_{x,k} \mathbf{e}_{x,k}^T \quad (3.105)$$

entspricht. Falls der zeitliche Verlauf der tatsächlichen Zustandsgrößen \mathbf{x}_k nicht verfügbar ist, kann stattdessen der Messfehler $\mathbf{e}_{y,k} = \mathbf{y}_{m,k} - \hat{\mathbf{y}}_k$, auch als Innovation bezeichnet, untersucht werden. Dieser sollte mittelwertfrei und nicht autokorreliert sein sowie eine Kovarianz von $\hat{\mathbf{P}}_{y,k}$ aufweisen [21].

3.4 Fahrmanöver zur Untersuchung der Fahrzeugdynamik

Im Rahmen der Entwicklung von Fahrdynamikregelungen werden Fahrversuche durchgeführt, um das Fahrzeug in den fahrdynamischen Grenzbereich zu bringen und dabei die Leistungsfähigkeit der Regelsysteme zu untersuchen. Üblicherweise werden dazu Fahrmanöver durchgeführt, die so gestaltet werden, dass einzelne Effekte der Längs- und Querdynamik isoliert angeregt werden, um die Auswertung und die Vergleichbarkeit verschiedener Testdurchläufe zu erleichtern. Dazu können feste Steuereingaben genutzt werden (Open-Loop-Betrieb), um den Einfluss des Fahrers auf die Ergebnisse möglichst gering zu halten oder das Fahrzeug wird vom Fahrer bewusst in den Grenzbereich geführt (Closed-Loop-Betrieb) [108].

Nach derzeitigem Stand nutzen die verschiedenen Fahrzeughersteller zahlreiche unterschiedliche Fahrmanöver, wobei sich jedoch ein gewisses Repertoire an vergleichbaren Standardmanövern entwickelt hat [108]. Darauf basierend wurde begonnen, mehrere Normen zur einheitlichen Gestaltung und Durchführung von Fahrmanövern festzulegen, wobei dieser Prozess noch nicht abgeschlossen ist. Im Folgenden werden die bereits normierten Fahrtests kurz genannt und erläutert. In der ISO 3888-1/2 sind ein Doppelspurwechsel und das Ausweichen von Hindernissen genormt, anhand dessen die Leistungsfähigkeit von Regelsystem zur Querstabilisierung beurteilt werden kann. Dabei können sowohl trockene, als auch glatte Fahrbahnuntergründe berücksichtigt werden. Zur Untersuchung der Querdynamik von PKW existiert zum einen die ISO 4138, in der eine Kreisfahrt mit konstantem Lenkwinkel zur Untersuchung des stationären Fahrverhaltens, auch als Konstantkreisfahrt bezeichnet, beschrieben ist. Zum anderen werden in der ISO 7401 zur Untersuchung des transienten Fahrverhaltens Lenkwinkelsprünge und Sinuslenkmanöver mit unterschiedlichen Amplituden und Frequenzen erläutert. Die Längsdynamik von PKW kann mit der in der ISO 14512 beschriebenen Methode untersucht werden, bei der ein Bremsvorgang bei Geradeausfahrt auf einseitig glatter Fahrbahn, auch als μ -Split bezeichnet, beschrieben wird. Weiterhin wird in der ISO 21994 eine Methode zur Untersuchung des Bremswegs bei ABS-Bremung während einer Geradeausfahrt beschrieben. Eine Kombination aus längs- und querdynamischer Untersuchung mittels eines Bremsvorgangs während einer Kurvenfahrt wird in ISO 7975 erläutert. Zur Untersuchung des Wankverhaltens von PKW bis hin zum Überschlag kann das Fishhook-Manöver [109] verwendet werden, bei dem der Lenkwinkel bei gleichbleibender Fahrzeuggeschwindigkeit langsam erhöht wird. Auf Basis dieser standardisierten Fahrmanöver können weitere spezialisierte Szenarien entwickelt werden, um ein möglichst breites Spektrum an Fahrsituationen während der Entwicklung zu untersuchen.

4 Entwicklung und Validierung des Zustands- und Parameterschätzers in der Simulation

Im Folgenden wird die Anwendung der Grundlagen aus Kapitel 3 zur Entwicklung des Zustands- und Parameterschätzers unter Zuhilfenahme simulationsgestützter Methoden erläutert. Zunächst wird das verwendete Referenzfahrzeug in der Simulationsumgebung beschrieben. Anschließend werden zwei Varianten eines Prozessmodells des Fahrzeugs für den Zustands- und Parameterschätzer gewählt, die sich in ihrer Systemordnung unterscheiden. Für die spätere Implementierung auf dem Steuergerät des Versuchsfahrzeugs ist eine zeitliche Diskretisierung der Modelle notwendig. Dazu wird jeweils ausgehend von den Anforderungen in Kapitel 2 ein geeignetes numerisches Lösungsverfahren gewählt. Weiterhin erfolgen die Untersuchung der lokalen Beobachtbarkeit der Zustandsgrößen der Fahrzeugmodelle unter Berücksichtigung der verfügbaren Ausgangsgrößen und die Auswahl einer der beiden Modellvarianten für das weitere Vorgehen. Auf Basis des zeitdiskreten Fahrzeugmodells erfolgt im Weiteren die Auslegung des Zustands- und Parameterschätzers in Form eines *Unscented*-KALMAN-Filters. Abschließend wird die Schätzung mittels des UKF validiert und der Einfluss ausgewählter Störgrößen auf den Schätzfehler untersucht.

4.1 Referenzfahrzeugmodell

Zur Durchführung virtueller Fahrversuche wird die Simulationsumgebung IPG CARMAKER FOR SIMULINK® eingesetzt. Reale Testszenarien können dort mit Hilfe leistungsstarker und echtzeitfähiger Modelle für Fahrzeug, Straße, Fahrer und Verkehr erzeugt werden. Über die Schnittstelle zu MATLAB/SIMULINK® können die Sensormodelle und der Zustandsschätzer implementiert und als Model-in-the-Loop getestet werden. Dementsprechend werden die zur Zustandsschätzung verwendeten Fahrzeugmodelle in MATLAB/SIMULINK® implementiert. Da keine Möglichkeit besteht, ein Modell des später für die Realfahrversuche verwendeten Testfahrzeugs in dem für CARMAKER erforderlichen Detailgrad zu identifizieren, handelt es sich bei dem betrachteten Referenzfahrzeug um ein mitgeliefertes Modell eines PKW vom Typ BMW G30, wobei die dort verwendeten Fahrzeugparameter nicht experimentell validiert sind. Der konventionelle Antriebsstrang des Fahrzeugs ist durch einen elektrischen Antrieb mit vier Radnabenmotoren ersetzt worden. Jeder Motor leistet maximal $P_M = 75 \text{ kW}$ bei einem Höchstdrehmoment von $M_{M,max} = 1000 \text{ Nm}$ und einer Maximaldrehzahl von $n_{M,max} = 1700 \text{ U/min}$. Die eingesetzte Batterie verfügt über eine Kapazität von $E = 100 \text{ kWh}$ bei einer Nennspannung von $U = 400 \text{ V}$. Entsprechende zusätzliche Massen für die Radnabenmotoren und die Batterie wurden im Modell hinzugefügt. Das virtuelle Versuchsfahrzeug wurde weiterhin so angepasst, dass Bremsvorgänge ausschließlich mittels der Elektromotoren erfolgen, da das später für die

Realversuche genutzte Fahrzeug nicht über Sensorik zur Erfassung des Bremsdrucks verfügt und somit das Bremsmoment nicht bekannt ist.

Das Referenzfahrzeug in der Simulationsumgebung verwendet das proprietäre Reifenmodell REALTIME TIRE [110] und einen Reifen vom Typ 225/55 R 17. In Abbildung 4.1 sind die Reifenkennlinien des Referenzfahrzeugs am Beispiel einer reinen Längs- und Querbeanspruchung für verschiedene Fahrbahnkraftschlussbeiwerte dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Anfangssteigung der Kennlinie immer gleichbleibend ist, während sich der kritische Reifenschlupf bzw. Schräglaufwinkel verändert. Oberhalb davon stellt sich eine nahezu konstante Reifenkraft ein.

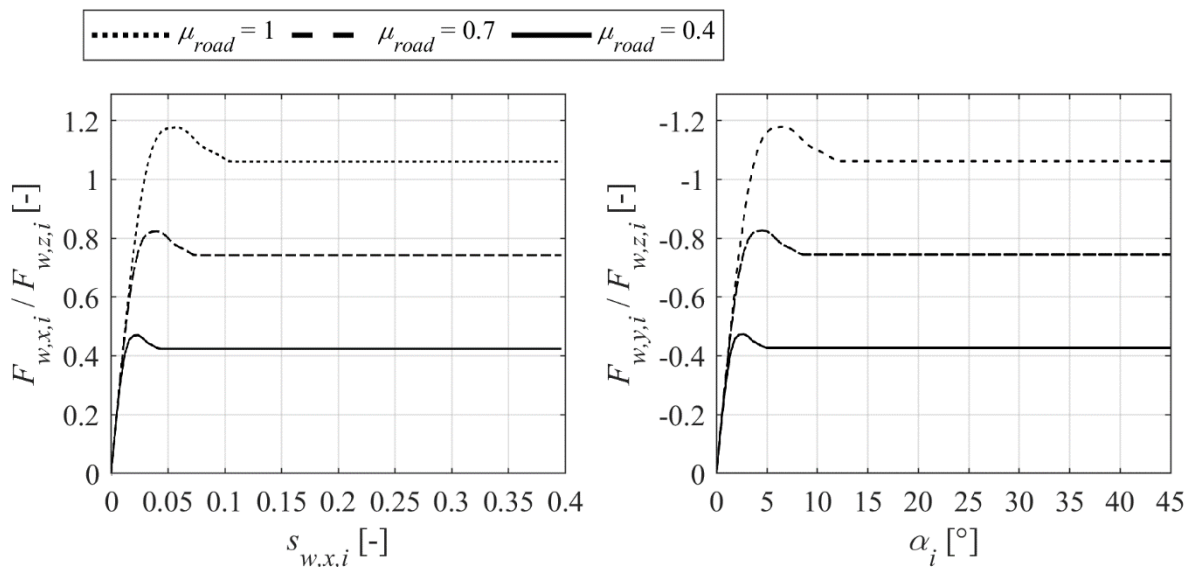


Abbildung 4.1: Reifenkennlinien des virtuellen Referenzfahrzeugs; reine Längs- und Querbeanspruchung, $F_{w,z,i} = 4650 \text{ N}$, $v_x = 50 \text{ km/h}$

In Kapitel 2 wurde erläutert, dass für die Erfassung der Ausgangsgrößen Sensoren für die Längs-, Quer- und Vertikalbeschleunigung, Sensoren für die Gier-, Nick- und Wankrate, Raddrehzahlsensoren und ein GNSS-Geschwindigkeitssensor verwendet werden. Im später für die Realfahrversuche verwendeten Fahrzeug ist ebenfalls exakt diese Kombination von Sensoren vorhanden. Die idealen und fehlerfreien Ausgangsgrößen sind in der Simulationsumgebung, wie in Abbildung 4.2 dargestellt, direkt verfügbar. Entsprechend der Gleichungen (3.45), (3.47), (3.52) sowie (3.55) können ausgehend davon die realen Ausgangsgrößen mitsamt der Messfehler modelliert werden. Die Skalierungsfehler der Beschleunigungs- und Drehratensensoren werden in der Praxis durch eine Offline-Kalibrierung, die zumeist der Hersteller durchführt, kompensiert, weshalb diese im Folgenden vernachlässigt werden. Da bei Stillstand des Fahrzeugs oder während der Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit alle Drehraten nahezu gleich Null sind, könnte der für Drehratensensoren in MEMS-Technik charakteristische Nullpunktbias ermittelt und kompensiert werden. Es wird zur Vereinfachung angenommen, dass diese Kompensation erfolgt ist. Im Falle der Beschleunigungssensoren wirkt jedoch immer die Fallbeschleunigung g auf die Messachsen, sodass auch im Stillstand der Bias nicht ermittelt werden kann und der genaue Wert somit unbekannt ist.

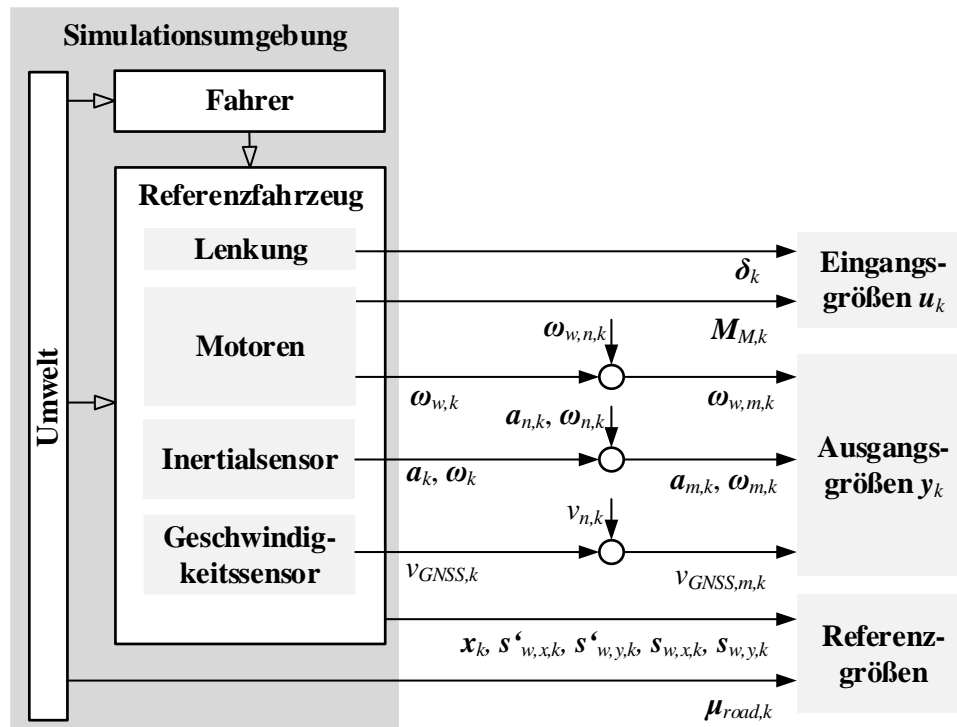


Abbildung 4.2: Referenzfahrzeugmodell mit Sensorik in der Simulation

Für den Entwurf der Zustands- und Parameterschätzers wird der Bias daher zunächst vernachlässigt. Bei der anschließenden Validierung werden verschiedene konstante Werte für den Bias entsprechend der Datenblätter gewählt und die Messwerte damit beaufschlagt. Weiterhin wird das Messrauschen für alle Ausgangsgrößen näherungsweise mit einem normalverteilten, mittelwertfreien weißen Rauschen mit den Standardabweichungen entsprechend Tabelle 4.1 abgebildet. Die Werte wurden aus den Datenblättern der Sensoren entnommen oder durch Messung und Auswertung entsprechend Gleichung (3.97) ermittelt. Bei der Modellierung der Sensoren für die Eingangsgrößen des Fahrzeugmodells, den Lenkwinkel und die Motordrehmomente, wird angenommen, dass das Messrauschen vernachlässigbar klein ist und der Skalierungsfehler der Drehmomentmessung durch eine Kalibrierung kompensiert ist. Die Abtastzeit aller Sensoren in der Simulationsumgebung beträgt $\Delta T = 1$ ms.

Tabelle 4.1: Werte für die Standardabweichungen der Messstörungen

$\sigma_{a,n,k}$	[m/s ²]	0,0491
$\sigma_{\omega,n,k}$	[rad/s]	0,0017
$\sigma_{\omega,w,n,k}$	[rad/s]	0,1047
$\sigma_{v,GNSS,n,k}$	[m/s]	0,0278

4.2 Prozessmodell für das *Unscented*-KALMAN-Filter

4.2.1 Struktur des Modells

Für den UKF werden im Folgenden aufbauend auf den Grundlagen aus Kapitel 3.1 zwei Varianten des Prozessmodells hergeleitet. Die erste Variante enthält das Fahrzeugmodell mit dynamischem Reifenkraftverhalten, während die zweite Variante eine ordnungsreduzierte Version mit stationärem Reifenmodell ist, bei der die Zustandsgrößen für den transienten Reifenschlupf vernachlässigt werden. Durch die Vernachlässigung der Reifenkraftdynamik ergeben sich zwar möglicherweise Einbußen bei der Modellgenauigkeit, der Rechenaufwand bei der Zustands- und Parameterschätzung sinkt jedoch aufgrund der geringeren Modellordnung. Der Aufwand für die Identifikation eines transienten Reifenmodells für ein reales Fahrzeug, welche spezielle Prüfstände erfordert [75], kann ebenso durch Nutzung eines stationären Reifenmodells vermieden werden. Weiterhin unterscheiden sich die Modellvarianten hinsichtlich des benötigten Lösungsverfahrens und der Beobachtbarkeit. Letztere ist am Ende bei der Wahl einer Modellvariante für die Entwicklung des Zustands- und Parameterschätzers ausschlaggebend. Zur Vereinfachung der Parameteridentifikation wird in beiden Fällen das Reifenmodell mit identischen Reifensteifigkeiten in Längs- und Querrichtung parametrisiert und die degressive Abhängigkeit von der Radlast wird durch einen proportionalen Zusammenhang mit $p_{t,4} = 0$ in Gleichung (3.33) ersetzt. Weiterhin werden die Relaxationslängen in Gleichung (3.38) als konstant angenommen.

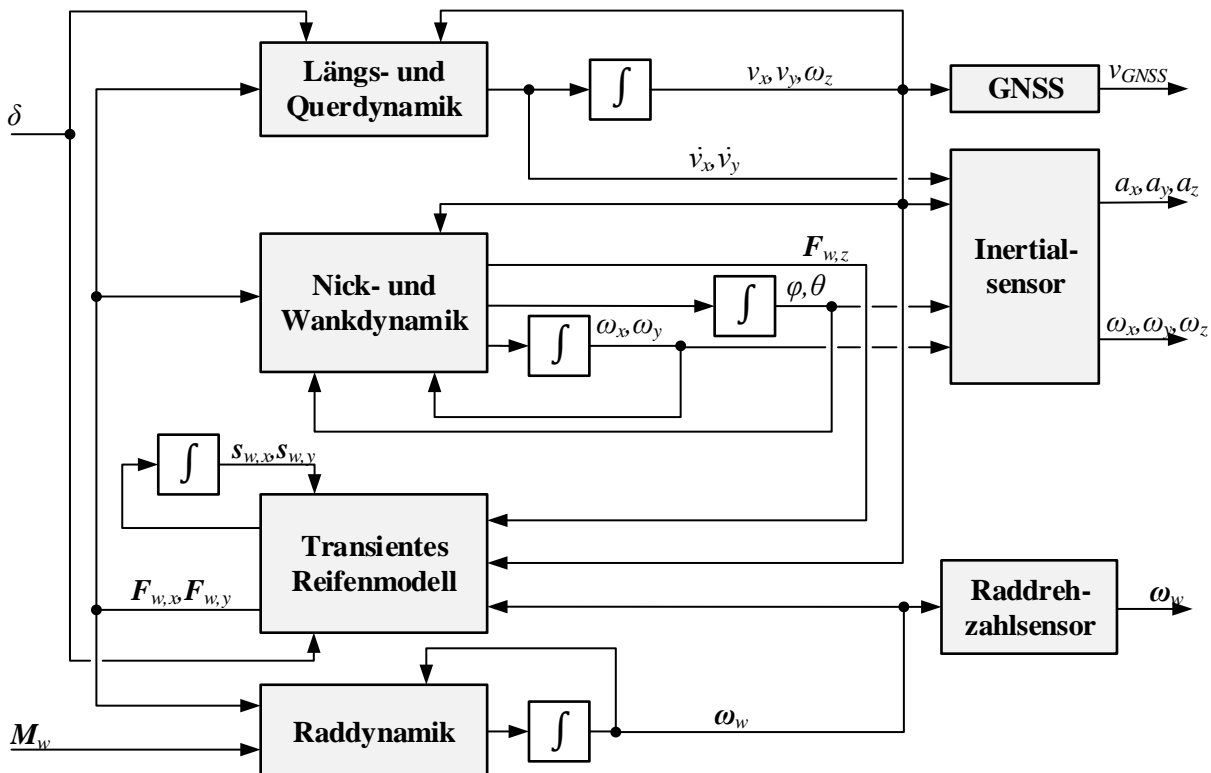


Abbildung 4.3: Blockschaltbild des Prozessmodells mit transientem Reifenverhalten

Das nichtlineare Zustandsraummodell entsprechend (3.1) wird für die erste Variante aus den Gleichungen (3.5) - (3.38) hergeleitet. Die Struktur dieses rückgekoppelten Modells bestehend aus

Längs-, Quer-, Nick-, Wank-, Rad- und Reifenschlupfdynamik ist in Abbildung 4.3 dargestellt. Der Zustandsvektor lautet

$$\mathbf{x} = [v_x \ v_y \ \omega_z \ \omega_x \ \omega_y \ \varphi \ \theta \ \boldsymbol{\omega}_w^T \ \mathbf{s}'_{wx}{}^T \ \mathbf{s}'_{wy}{}^T]^T \in \mathbb{R}^{19} \quad (4.1)$$

mit

$$\begin{aligned} \boldsymbol{\omega}_w &= [\omega_{w,fl} \ \omega_{w,fr} \ \omega_{w,rl} \ \omega_{w,rr}]^T \\ \mathbf{s}'_{w,x} &= [s'_{w,x,fl} \ s'_{w,x,fr} \ s'_{w,x,rl} \ s'_{w,x,rr}]^T \\ \mathbf{s}'_{w,y} &= [s'_{w,y,fl} \ s'_{w,y,fr} \ s'_{w,y,rl} \ s'_{w,y,rr}]^T. \end{aligned} \quad (4.2)$$

Mit dem Lenkwinkel δ und Raddrehmomenten \mathbf{M}_w lautet der Eingangsvektor des Systems

$$\mathbf{u} = \begin{bmatrix} \delta \\ \mathbf{M}_w \end{bmatrix} \in \mathbb{R}^5, \quad (4.3)$$

wobei

$$\mathbf{M}_w = [M_{w,fl} \ M_{w,fr} \ M_{w,rl} \ M_{w,rr}]^T. \quad (4.4)$$

Das Zustandsraummodell lautet demnach mit den zuvor hergeleiteten Gleichungen

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u})$$

$$\begin{bmatrix} \dot{v}_x \\ \dot{v}_y \\ \dot{\omega}_z \\ \dot{\omega}_x \\ \dot{\omega}_y \\ \dot{\varphi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\boldsymbol{\omega}}_w \\ \dot{\mathbf{s}}'_{w,x} \\ \dot{\mathbf{s}}'_{w,y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \left(\sum F_{x,i} - \frac{1}{2} \rho c_w A v_x |v_x| \right) / m + v_y \omega_z \\ \sum F_{y,i} / m - v_x \omega_z \\ \frac{(F_{y,fl} + F_{y,fr}) l_f - (F_{wy,rl} + F_{wy,rr}) l_r + (F_{x,fr} - F_{x,fl}) w_f + (F_{wx,rr} - F_{wx,rl}) w_r}{J_z} \\ \left[(h_{CG} + r_w) \cdot \sum F_{y,i} - d_{\omega,x} \omega_x - c_\varphi \varphi \right] / J_x - (J_z - J_y) \omega_y \omega_z \\ \left[-(h_{CG} + r_w) \cdot \sum F_{x,i} - d_{\omega,y} \omega_y - c_\theta \theta \right] / J_y - (J_x - J_z) \omega_x \omega_z \\ \omega_x + \theta \omega_z \\ \omega_y - \varphi \omega_z \\ \mathbf{M}_w - r_w (\mathbf{F}_{w,x} + \mathbf{F}_{w,R}) \\ [r_w \boldsymbol{\omega}_w - \mathbf{v}_{w,x} - \max(|\mathbf{v}_{w,r}|, |\mathbf{v}_{w,x}|) \mathbf{s}'_{w,x}] / \sigma_{w,x} \\ [-\mathbf{v}_{w,y} - |\mathbf{v}_{w,x}| \mathbf{s}'_{w,y}] / \sigma_{w,y} \end{bmatrix} \quad (4.5)$$

mit

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{w,x} &= [F_{w,x,fl} \ F_{w,x,fr} \ F_{w,x,rl} \ F_{w,x,rr}]^T \\ \mathbf{F}_R &= [F_{R,fl} \ F_{R,fr} \ F_{R,rl} \ F_{R,rr}]^T.\end{aligned}\quad (4.6)$$

Für die zweite Variante des Prozessmodells lautet der Zustandsvektor des Systems nach Vernachlässigung der Reifenschlupfdynamik

$$\mathbf{x} = [v_x \ v_y \ \omega_z \ \omega_x \ \omega_y \ \varphi \ \theta \ \boldsymbol{\omega}_w^T]^T \in \mathbb{R}^{11} \quad (4.7)$$

und das Zustandsraummodell ist gleich

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u})$$

$$\begin{bmatrix} \dot{v}_x \\ \dot{v}_y \\ \dot{\omega}_z \\ \dot{\omega}_x \\ \dot{\omega}_y \\ \dot{\varphi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\boldsymbol{\omega}}_w \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \left(\sum F_{x,i} - \frac{1}{2} \rho c_w A v_x |v_x| \right) / m + v_y \omega_z \\ \sum F_{y,i} / m - v_x \omega_z \\ \frac{(F_{y,fl} + F_{y,fr}) l_f - (F_{wy,rl} + F_{wy,rr}) l_r + (F_{x,fr} - F_{x,fl}) w_f + (F_{wx,rr} - F_{wx,rl}) w_r}{J_z} \\ \left[(h_{CG} + r_w) \cdot \sum F_{y,i} - d_{\omega,x} \omega_x - c_\varphi \varphi \right] / J_x - (J_z - J_y) \cdot \omega_y \omega_z \\ \left[-(h_{CG} + r_w) \cdot \sum F_{x,i} - d_{\omega,y} \omega_y - c_\theta \theta \right] / J_y - (J_x - J_z) \cdot \omega_x \omega_z \\ \omega_x + \theta \omega_z \\ \omega_y - \varphi \omega_z \\ \mathbf{M}_w - r_w (\mathbf{F}_{w,x} + \mathbf{F}_R) \end{bmatrix}.\quad (4.8)$$

Für den Reifenschlupf wird entsprechend Gleichung (3.25) eine numerische Mindestbezugsgeschwindigkeit eingeführt, um Singularitäten bei Stillstand des Fahrzeugs zu vermeiden und für die Rollreibungskraft wird eine stetig differenzierbare Formulierung entsprechend Anhang A-2 verwendet. Das Blockschaltbild des vereinfachten Fahrzeugmodells ist in Abbildung 4.4 dargestellt. Für die Zustands- und Parameterschätzung werden, wie bereits in Kapitel 2 erwähnt, ein Inertialsensor zur Messung der Beschleunigungen $\mathbf{a}_{x/y/z}$ und Drehraten $\boldsymbol{\omega}_{x/y/z}$ sowie Raddrehzahlsensoren $\boldsymbol{\omega}_w$ und ein GNSS-Empfänger zur Erfassung der Über-Grund-Geschwindigkeit v_{GNSS} verwendet. Weiterhin werden der Fahrzeuglenkwinkel δ und die Drehmomente \mathbf{M}_w der Motoren gemessen, wobei diese Größen als Eingänge in das System eingehen.

Zur Berechnung der gemessenen Beschleunigung wird Gleichung (3.44) und für die gemessene Geschwindigkeit Gleichung (3.55) verwendet. Dabei werden Skalierungs- und Achsenausrichtungsfehler als kompensiert angesehen, während die Modellierung der restlichen

Messstörungen Gegenstand von Kapitel 4.2.2 ist. Der Vektor der Systemausgangsgrößen lautet sowohl für die Modellvariante mit transienter als auch die mit stationärer Reifenkraft

$$\mathbf{y} = [a_x \ a_y \ a_z \ \omega_x \ \omega_y \ \omega_z \ \omega_w \ v_{GNSS}]^T \in \mathbb{R}^{11}$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{h}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) = \begin{bmatrix} \left(\sum F_{x,i} - \frac{1}{2} \rho c_w A v_x |v_x| \right) / m - \theta g \\ \sum F_{y,i} / m + \varphi g \\ g - v_x \omega_y + v_y \omega_x \\ \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \\ \omega_w \\ \sqrt{v_x^2 + v_y^2} \end{bmatrix}. \quad (4.9)$$

In Abbildung 4.3 und Abbildung 4.4 sind die Zusammenhänge zwischen den Eingangs-, Zustands- und Ausgangsgrößen zur Veranschaulichung in Form von Blockschaltbildern dargestellt.

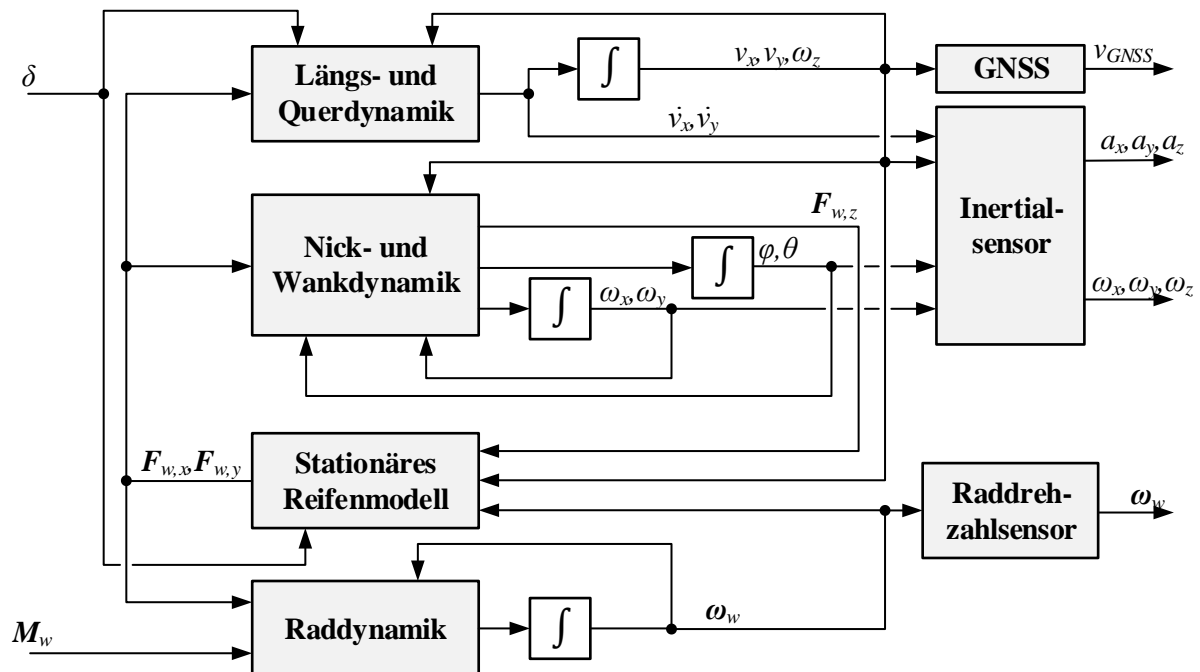


Abbildung 4.4: Blockschaltbild des Prozessmodells mit stationärem Reifenverhalten

Parametrierung des Fahrzeugmodells

Viele der für die Parametrierung des Fahrzeugmodells notwendigen Parameter lassen sich direkt aus der Simulationsumgebung entnehmen. Das Reifenmodell und das Vertikaldynamikmodell weichen jedoch erheblich von dem in CARMAKER® implementierten Modell ab, weshalb die entsprechenden Parameter anderweitig identifiziert werden müssen. Für das Vertikaldynamikmodell entsprechend Gleichung

(3.8) - (3.12) erfolgt dies mittels einer dynamischen Parameteroptimierung anhand von Referenz-Fahrmanövern. Dabei werden die Parameter c_s , d_s , k_c , k_d , $c_{st,f}$, $c_{st,r}$ und b_{st} so variiert, dass die Fehler zwischen den zeitlichen Verläufen des Nick- und Wankwinkels sowie der Radaufstandskräfte in CARMAKER® und denen des zur Zustandsschätzung verwendeten Modells minimiert wird. Details zur Vorgehensweise finden sich in [111]. Zur Abschätzung der Parameter des BURCKHARDT-Reifenmodells werden charakteristische Größen wie die Steigung der Kennlinie im Ursprung entsprechend Gleichung (3.36) aus Abbildung 4.1 ermittelt. Auf eine exakte Abbildung der Reifenkennlinie für größere Reifenschlupfwerte wird dabei weniger Wert gelegt, da dort ohnehin große Schwankungen in Abhängigkeit der Fahrbahnbedingungen auftreten (vgl. Abbildung 3.6 und Abbildung 4.5). Die Relaxationslängen können direkt aus der Simulationsumgebung entnommen werden und die Dämpfungsparameter des transienten Reifenmodells werden so gewählt, dass keine Schwingungen der Reifenkraft auftreten. In Tabelle 4.2 sind die Parameter beider Modellvarianten zusammengefasst.

Tabelle 4.2: Parameter des Prozessmodells für die Simulationsumgebung, die grau unterlegten Parameter werden im Fahrzeugmodell mit stationärem Reifenverhalten nicht verwendet

m	[kg]	1848	A	[m ²]	2,4	d_s	[Nms/rad]	4303
J_x	[kgm ²]	565	ρ	[kg/m ³]	1,2	k_c	[-]	0,93
J_y	[kgm ²]	2141	c_w	[-]	0,25	k_d	[-]	0,71
J_z	[kgm ²]	3084	$p_{i,1}$	[-]	1	$c_{st,f}$	[N/rad]	74113
l_f	[m]	1,48	$p_{i,2}$	[-]	40	$c_{st,r}$	[N/rad]	91317
l_r	[m]	1,50	$p_{i,3}$	[-]	0,12	b_{st}	[m]	0,7
b_f	[m]	0,8	μ_R	[-]	0,02	$d_{w,x}$	[Ns]	0,0038
b_r	[m]	0,81	c_R	[s/rad]	10	$d_{w,y}$	[Ns]	0,0038
J_w	[kgm ²]	1,8	h_{CG}	[m]	0,254	$\xi_{w,x}$	[m]	0,05
r_w	[m]	0,331	c_s	[Nm/rad]	61517	$\xi_{w,y}$	[m]	0,1

4.2.2 Modellierung der Störgrößen und unsicheren Parameter

Die Modellierung der Störgrößen wird im Folgenden für das zeitkontinuierliche Modell erläutert, während in Kapitel 4.2.3 auf die zeitliche Diskretisierung eingegangen wird. Störgrößen können sowohl von außen auf das Fahrzeug einwirken, als auch über die Eingangsgrößen u_k . Weiterhin können auch Modellfehler im weitesten Sinne als Modellstörungen aufgefasst werden. Ein Teil der externen Störgrößen wirkt in strukturierter, systematischer Form auf das Fahrzeug wie beispielsweise die aus der Fahrbahnsteigung und -neigung resultierende Hangabtriebskraft oder die durch Fahrtwind sowie externen Wind hervorgerufene Luftwiderstandskraft, während andere Störungen, beispielsweise das Sensorrauschen aufgrund der Messwertabtastung, zufällig sind. Bei den Modellfehlern sind vor allem Abweichungen des Reifenmodells relevant, die beispielsweise durch veränderte Beschaffenheit der Fahrbahnoberfläche, z.B. Trockenheit, Nässe, Struktur der Oberfläche, sowie Verschleiß oder Temperaturänderung des Reifens auftreten können. Weiterhin können sich die Masse m und die

Trägheitsmomente $J_{x/y/z}$ durch eine variierende Anzahl von Passagieren oder wechselnde Beladung verändern. Diese Veränderungen sind jedoch nur bei Stillstand des Fahrzeugs zu erwarten, wohingegen die Reifenparameter sich auch während der Fahrt verändern können. Auch ein veränderter Radradius aufgrund eines Reifendruckverlusts während der Fahrt ist ein denkbare Szenario. Oftmals sind die systematischen Störgrößen und Modellfehler unbekannt und werden daher trotzdem als stochastische Größen modelliert. Im KALMAN-Filter und seinen nichtlinearen Varianten EKF und UKF gibt es zu diesem Zweck die Zustands- und eines Ausgangsstörgrößenvektoren \mathbf{w}_k und \mathbf{v}_k (vgl. Kapitel 3.3). Standardmäßig erfolgt die Modellierung als mittelwertfreies, normalverteiltes weißes Rauschen, da dann sich dadurch die Herleitung der Filtergleichungen erheblich vereinfacht. Falls das tatsächliche Verhalten einer Störgröße jedoch deutlich davon abweicht, kann dies zu großen Schätzfehlern oder im schlimmsten Fall zur Instabilität des Schätzers führen, was mit Hilfe einer geeigneten Modellierung aber vermieden werden kann. Bei systematischen Störgrößen wie der Straßensteigung und dem Gegenwind sowie auch Modellfehlern infolge veränderter Fahrbahnbedingungen, einer veränderten Zuladung oder eines veränderten Radradius ist es naheliegend, dass eine Modellierung als mittelwertfreies, weißes Rauschen nicht optimal ist. Gleiches gilt für die Nullpunktbiase der Beschleunigungssensoren, welche zwar zufällig, jedoch nicht mittelwertfrei sind. Um die Komplexität des Entwurfs des Zustands- und Parameterschätzers im Rahmen zu halten, wird im Folgenden nur das zeitvariable Reifenverhalten explizit berücksichtigt, während die restlichen Störungen zunächst vernachlässigt werden. Verbleibende Modellfehler und das Messrauschen der virtuellen Fahrzeugsensoren werden entsprechend Kapitel 3.3.2 jeweils durch ein additiv wirkendes, mittelwertfreies weißes Rauschen abgebildet. Die Auswirkungen dieser Vereinfachungen werden bei der Validierung in Kapitel 4.5 mittels einer Robustheitsanalyse bezüglich des Einflusses verschiedener nicht modellierter Störungen untersucht. Das um den Störvektor \mathbf{w} erweiterte zeitkontinuierliche Zustandsmodell lautet allgemein

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) + \mathbf{w} \quad (4.10)$$

und die Störvektoren der beiden Modellvarianten entsprechen

$$\begin{aligned} \text{transient:} \quad \mathbf{w} &= \left[w_{v_x} \quad w_{v_y} \quad w_{\dot{\omega}_z} \quad w_{\dot{\omega}_x} \quad w_{\dot{\omega}_y} \quad w_{\dot{\varphi}} \quad w_{\dot{\theta}} \quad \mathbf{w}_{\dot{\omega}_w}^T \quad \mathbf{w}_{\dot{s}'_{w,x}}^T \quad \mathbf{w}_{\dot{s}'_{w,y}}^T \right]^T \\ \text{stationär:} \quad \mathbf{w} &= \left[w_{v_x} \quad w_{v_y} \quad w_{\dot{\omega}_z} \quad w_{\dot{\omega}_x} \quad w_{\dot{\omega}_y} \quad w_{\dot{\varphi}} \quad w_{\dot{\theta}} \quad \mathbf{w}_{\dot{\omega}_w}^T \right]^T \\ & \quad \mathbf{w}_{\dot{\omega}_w}^T = [w_{\dot{\omega}_w,fl} \quad w_{\dot{\omega}_w,fr} \quad w_{\dot{\omega}_w,rl} \quad w_{\dot{\omega}_w,rr}] \\ & \quad \mathbf{w}_{\dot{s}'_{w,x}}^T = [w_{\dot{s}'_{w,x,fl}} \quad w_{\dot{s}'_{w,x,fr}} \quad w_{\dot{s}'_{w,x,rl}} \quad w_{\dot{s}'_{w,x,rr}}] \\ & \quad \mathbf{w}_{\dot{s}'_{w,y}}^T = [w_{\dot{s}'_{w,y,fl}} \quad w_{\dot{s}'_{w,y,fr}} \quad w_{\dot{s}'_{w,y,rl}} \quad w_{\dot{s}'_{w,y,rr}}]. \end{aligned} \quad (4.11)$$

Die Störungen der Ausgangsgrößen werden mit einem additiven Störvektor \mathbf{v} entsprechend

$$\mathbf{y} = \mathbf{h}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) + \mathbf{v} \quad (4.12)$$

$$\mathbf{v} = [v_{a_x} \ v_{a_y} \ v_{a_z} \ v_{\omega_x} \ v_{\omega_y} \ v_{\omega_z} \ v_{\omega_{w,fl}} \ v_{\omega_{w,fr}} \ v_{\omega_{w,rl}} \ v_{\omega_{w,rr}} \ v_{v_{GNSS}}]^T$$

abgebildet. Die Kovarianzmatrizen der Störvektoren lauten entsprechend Kapitel 3.3

$$\begin{aligned} E[\mathbf{w}(t)\mathbf{w}(\tau)^T] &= \mathbf{Q} \cdot \delta(t - \tau), & E[\mathbf{v}(t)\mathbf{v}(\tau)^T] &= \mathbf{R} \cdot \delta(t - \tau), \\ E[\mathbf{w}(t)\mathbf{v}(\tau)^T] &= \mathbf{\Sigma} \cdot \delta(t - \tau). \end{aligned} \quad (4.13)$$

Modellierung des zeitvarianten Reifenverhaltens

Die überwiegende Zeit werden Fahrzeuge im Straßenverkehr mit geringer Dynamik bewegt, was sich beispielsweise im standardisierten Prüfzyklus WLTP [112] niederschlägt. Dafür werden vergleichsweise geringe Reifenkräfte benötigt. Entsprechend Abbildung 4.5 ist zur Erzeugung von Kräften, die 40% der Radlast nicht überschreiten, lediglich ein Reifenschlupf von $s_{w,i} = 0 \dots 1\%$ bzw. ein Schräglaufwinkel von $\alpha_i = 0 \dots 1^\circ$ notwendig. Innerhalb dieses Bereichs werden die Reifenlängskraftkennlinien der Referenzsimulation durch die Kennlinie des nominalen Prozessmodells für verschiedene Fahrbahnbedingungen gut abgebildet. In kritischen Fahrsituationen treten jedoch große Reifenkräfte und Schlupfwerte auf, für die sich signifikante Modellfehler ergeben. Um sicherzustellen, dass auch dort eine exakte Schätzung erfolgen kann, ist eine Adaption des nominalen Reifenmodells erforderlich. Dafür wird im Rahmen dieser Arbeit die Verwendung radindividueller Straßenkraftschlussbeiwerte $\mu_{road,i}$ vorgeschlagen, welche als unbekannte Modellparameter aufgefasst werden können. Es ergibt sich damit ein kombiniertes Zustands- und Parameterschätzproblem. Mit den Straßenkraftschlussbeiwerten wird jeweils radindividuell das zeitinvariante nominale Reifenmodell skaliert, womit sich für die Reifenkräfte

$$F_{w,i} = \mu_{road,i} F_{w,i}^{nom} \quad (4.14)$$

ergibt. Für den Fall, dass sich der Reifenschlupf oberhalb des kritischen Werts befindet, müsste sich der geschätzte Wert für $\mu_{road,i}$ näherungsweise dem tatsächlichen maximalen Kraftschlussbeiwert annähern.

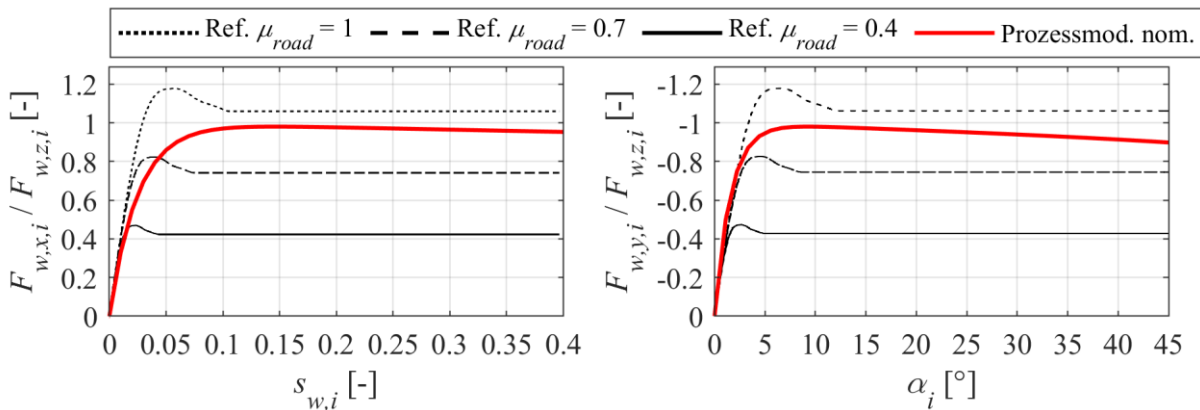


Abbildung 4.5: Reifenkennlinien der Referenzsimulation und nominale Reifenkraftkennlinie des Prozessmodells

Im Gegensatz dazu sollte das geschätzte $\mu_{road,i}$ für kleine Reifenschlupfwerte den Wert eins annehmen, was jedoch voraussetzt, dass die Steigung der Reifen-Kennlinie im nominalen Prozessmodell mit dem realen Wert bzw. dem in der Referenzsimulation exakt übereinstimmt. In der Realität kann dies jedoch nicht exakt erreicht werden. Ein ähnlicher Ansatz wird in [39, 96] verwendet, jedoch wird dort ein gemeinsamer Parameter für jeweils zwei bzw. alle vier Räder verwendet. Der Vorteil eines gemeinsamen Adaptionparameters für mehrere Räder ist, dass mehr Informationen pro Zeitschritt für die Schätzung zur Verfügung stehen. Wenn beispielsweise der Reifenschlupf an allen Rädern unterschiedlich ist, arbeiten die Reifen in unterschiedlichen Bereichen der Schlupf- μ -Kurve, was sich positiv auf die Schätzgenauigkeit auswirken kann. In einer μ -Split-Situation, während der auf linker und rechter Fahrzeugseite unterschiedliche Fahrbahnbedingungen vorherrschen, könnte dies jedoch zu Problemen führen. In [55] werden zusätzlich die Parameter der Schlupf-Reibwert-Kurve als zeitvariant betrachtet und somit das zugrundeliegende Nominalmodell mitadaptiert. Es wird dabei angenommen, dass die Änderungen zeitlich sehr langsam, z.B. in Folge von Reifenverschleiß, geschehen. In dieser Arbeit liegt der Fokus jedoch auf der Schätzung schneller Änderungen aufgrund veränderter Fahrbahnbedingungen, die innerhalb von Zehntel- oder Hundertstelmillisekunden auftreten können. Für die geschätzten Straßen-Kraftschlussbeiwerte $\mu_{road,i}$ ist die Annahme eines mittelwertfreien, normalverteilten, weißen Rauschens nicht erfüllt. Vielmehr ist von einem farbigen Rauschprozess [101] auszugehen, der zeitlich mit sich selbst korreliert ist, was beispielsweise der Fall ist, wenn der maximale Kraftschlussbeiwert der Straße für längere Zeit unterhalb des gewählten Nominalwerts (für eine trockene Fahrbahn $\hat{\mu}_{road,i} \approx 1$) liegt. In diesem Fall ist es zielführend das System durch ein äquivalentes System höherer Ordnung mit weißem Rauschen als Anregung abzubilden [21]. Dies kann beispielsweise ein exponentiell korrelierter stochastischer Prozess erster Ordnung [113] sein. In diesem Zusammenhang wird ein Satz von Adaptionparametern p_μ mit einem mittelwertfreien, normalverteilten weißen Rauschen $w_{p,\mu,i}$ mit einer Standardabweichung von $\sigma_{p,\mu}$ als Eingangsgröße und einer Korrelationszeit τ_c , entsprechend

$$\begin{aligned} \dot{p}_{\mu,i} &= -\frac{1}{\tau_c} \cdot (p_{\mu,i} + p_{\mu,i,0}) + \sqrt{\frac{2}{\tau_c}} w_{p,\mu,i}, \quad i \in \{fl, fr, rl, rr\} \\ p_{\mu,i}(t=0) &= 0 \end{aligned} \quad (4.15)$$

eingeführt [55]. Für diese Adaptionparameter gilt dann

$$\begin{aligned} \lim_{t \rightarrow \infty} E(p_{\mu,i}) &= p_{\mu,i,0} \\ \lim_{t \rightarrow \infty} \text{Var}(p_{\mu,i}) &= \sigma_{p,\mu}^2 \end{aligned} \quad (4.16)$$

und die Grundannahmen des KALMAN-Filters werden erfüllt [113]. In Abbildung 4.6 sind Simulationen des zeitlichen Verlaufs des Adaptionparameters $p_{\mu,i}$ für verschiedene Werte von τ_c dargestellt, wobei zu erkennen ist, dass mit steigendem τ_c die maximalen Abweichungen vom Mittelwert zunehmen. Für $\tau_c \rightarrow \infty$ wird der Prozess zu einem Random-Walk-Prozess, welcher instationär ist und dessen Varianz

mit der Zeit unbegrenzt anwächst [114]. In [55] wird für die Korrelationszeit τ_c ein Wert von 1 s vorgeschlagen, zur Erhöhung der Dynamik des Modells in (4.15) wird der Wert im Folgenden auf $\tau_c = 0,5$ s verringert.

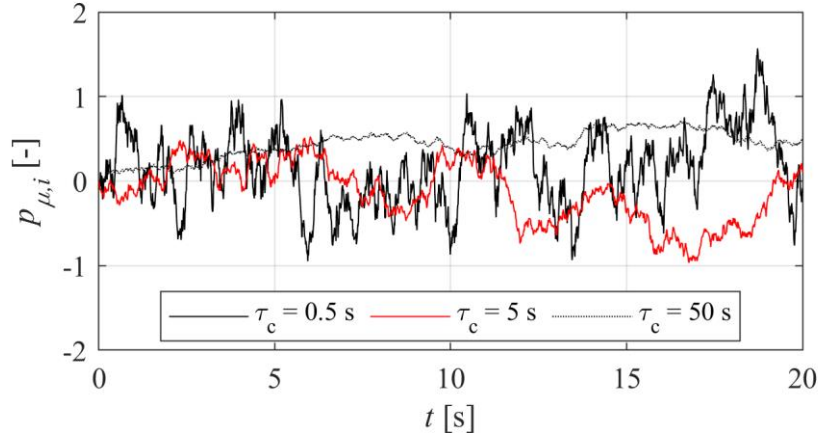


Abbildung 4.6: Stochastischer Prozess erster Ordnung; $\sigma_{p,\mu} = 0,5$

Der Kraftschlussbeiwert wird entsprechend

$$\mu_{road,i} = \tanh(p_{\mu,i}) + 1 \quad (4.17)$$

mit der Tangens-Hyperbolicus-Funktion aus $p_{\mu,i}$ berechnet, um sicherzustellen, dass $\mu_{road,i}$ nicht negativ werden kann und stets einen physikalisch sinnvollen Wert aufweist. Weiterhin erfolgt dadurch eine Begrenzung des Straßen-Kraftschlussbeiwerts nach oben, wodurch wiederum auch die Reifensteifigkeiten des Modells begrenzt werden. Dies ist wichtig, weil dadurch verhindert wird, dass die Eigenwerte des Modells beim Anfahren aus dem Stillstand zu sehr in die linke Hälfte des komplexen Halbebene verschoben werden, was wiederum das zeitdiskrete Fahrzeugmodell mit stationärem Reifenverhalten instabil werden lassen könnte. Da angenommen wird, dass im Regelfall das nominale Reifenmodell gültig ist, werden die Nominalwerte der Straßen-Kraftschlussbeiwerte auf Eins festgelegt. Damit ergibt sich, dass

$$1 = \tanh(p_{\mu,i,0}) + 1 \rightarrow p_{\mu,i,0} = 0. \quad (4.18)$$

Nach Erweiterung des Zustandsvektors um die Größen zur Adaption des Reifenmodells aus (4.15) lautet dieser

$$\mathbf{x} = [v_x \ v_y \ \omega_z \ \omega_x \ \omega_y \ \varphi \ \theta \ \boldsymbol{\omega}_w^T \ \mathbf{s}'_{wx}{}^T \ \mathbf{s}'_{wy}{}^T \ \mathbf{p}_\mu^T]^T \in \mathbb{R}^{23} \quad (4.19)$$

und für die Variante des Fahrzeugmodells mit stationärem Reifenverhalten.

$$\mathbf{x} = [v_x \ v_y \ \omega_z \ \omega_x \ \omega_y \ \varphi \ \theta \ \boldsymbol{\omega}_w^T \ \mathbf{p}_\mu^T]^T \in \mathbb{R}^{15} \quad (4.20)$$

Entsprechend lautet der Störvektor der Zustandsgrößen nach der Erweiterung

$$\begin{aligned}
\text{transient: } \quad \mathbf{w} &= \left[w_{v_x} \quad w_{v_y} \quad w_{\dot{\omega}_z} \quad w_{\dot{\omega}_x} \quad w_{\dot{\omega}_y} \quad w_{\dot{\varphi}} \quad w_{\dot{\theta}} \quad \mathbf{w}_{\dot{\omega}_w}^T \quad \mathbf{w}_{s'_{w,x}}^T \quad \mathbf{w}_{s'_{w,y}}^T \quad \mathbf{w}_{p_\mu}^T \right]^T \\
\text{stationär: } \quad \mathbf{w} &= \left[w_{v_x} \quad w_{v_y} \quad w_{\dot{\omega}_z} \quad w_{\dot{\omega}_x} \quad w_{\dot{\omega}_y} \quad w_{\dot{\varphi}} \quad w_{\dot{\theta}} \quad \mathbf{w}_{\dot{\omega}_w}^T \quad \mathbf{w}_{p_\mu}^T \right]^T \quad (4.21) \\
\mathbf{w}_{p_\mu}^T &= [w_{p_\mu,fl} \quad w_{p_\mu,fr} \quad w_{p_\mu,rl} \quad w_{p_\mu,rr}].
\end{aligned}$$

Das Modell mit transientem Reifenverhalten und adaptive Reifenmodell weist somit die Ordnung 23 auf, während sich für die Modellvariante mit stationärem Reifenmodell mit Gleichung (4.7) eine Ordnung von 15 ergibt.

4.2.3 Zeitliche Diskretisierung des Fahrzeugmodells

Da der Zustands- und Parameterschätzer später als Algorithmus auf einem Steuergerät implementiert werden soll, muss das zeitkontinuierliche Fahrzeugmodell unter Nutzung der in Anhang A-4 vorgestellten Verfahren zeitlich diskretisiert werden. Es werden im Folgenden sowohl für das vereinfachte Fahrzeugmodell mit stationärem adaptiven Reifenmodell als auch das Fahrzeugmodell mit transientem adaptiven Reifenmodell geeignete numerische Lösungsverfahren gesucht. Entscheidend für die Wahl ist dabei eine stabile zeitdiskrete Lösung des zeitkontinuierlichen Modells. Die Stabilität ist genau dann gegeben, wenn alle Systemeigenwerte λ_i innerhalb des Stabilitätsgebiets des jeweiligen Lösungsverfahrens liegen. Da die betrachteten Systeme nichtlinear sind, müssen zunächst die linearisierten Systemmatrizen entsprechend (3.59) zur Berechnung der Eigenwerte ermittelt werden. Eine Berechnung der Lage der Systemeigenwerte ist analytisch aufgrund der hohen Systemordnung und Komplexität der mathematischen Ausdrücke nicht zielführend, weshalb dies mit Hilfe numerischer Verfahren durchgeführt wird. Dazu wird für jedes Modell eine Trajektorie des Zustandsraums durch Lösung der zeitkontinuierlichen Differentialgleichungen mit Hilfe der Simulationsumgebung erzeugt. Dabei wird der in SIMULINK® implementierte numerische Löser „ode15s“ [115] verwendet. Die so generierten Trajektorien werden an zeitdiskreten Stützstellen genutzt, um eine numerische Berechnung der linearisierten Systemmatrizen des Systems mit dem Complex-Step-Derivative-Verfahren [116] durchzuführen. Gegenüber einer Berechnung mit dem Differenzenquotient bietet dieses Verfahren eine höhere Genauigkeit bei ähnlich geringem Aufwand zur Implementierung. Anschließend werden die lokalen Systemeigenwerte mit dem QZ-Algorithmus berechnet. Für die Untersuchung der Systemeigenwerte wird das in Abbildung 4.7 dargestellte Fahrmanöver genutzt. Das Manöver beginnt aus dem Stillstand heraus mit einem Beschleunigungsvorgang in eine Phase mit einer konstanten Längsgeschwindigkeit von 30 km/h gefolgt von einer Phase mit wechselnder Querbewegung. Anschließend wird die Längsgeschwindigkeit auf 70 km/h erhöht und dabei erneut eine wechselnde Querbewegung erzeugt. Der Fahrbahnreibungwert beträgt dabei $\mu_{road,i} = 1$ und die erreichten Beschleunigungen liegen bei 50 – 70% der theoretischen Grenze von etwa 10 m/s². Danach wird das Fahrzeug auf 5 km/h abgebremst und bei einem Fahrbahnreibungwert von $\mu_{road,i} = 0,4$ erneut auf 30 km/h beschleunigt, worauf wieder eine wechselnde Querbewegung mit reduzierter Amplitude folgt.

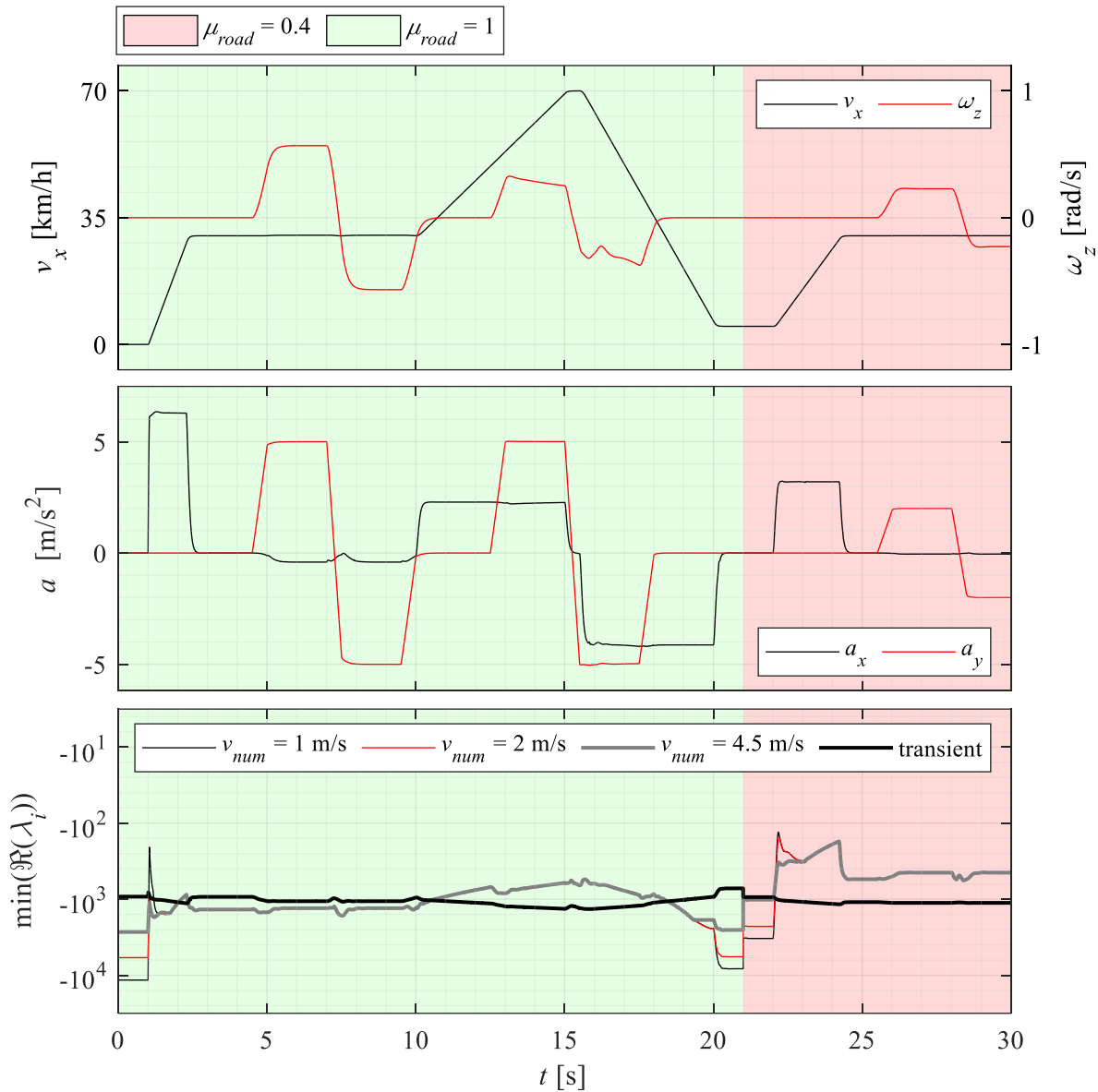


Abbildung 4.7: Fahrmanöver zur Untersuchung der Systemeigenwerte; weiterhin sind die Realteile für die kleinsten Modelleigenwerte mit stationärem und transientem Reifenverhalten dargestellt

Die zeitlichen Verläufe der Realteile der Eigenwerte, die am weitesten links in der komplexen Halbebene liegen, sind für die Modellvarianten mit transientem und stationärem Reifenverhalten ebenfalls in Abbildung 4.7 dargestellt. Daraus ist zu erkennen, dass die Realteile der Eigenwerte für alle untersuchten Modellvarianten im Stillstand und beim Anfahren am weitesten links in der komplexen Zahlenebene liegen. Es lässt sich weiterhin feststellen, dass die Eigenwerte des Modells mit transientem Reifenverhalten beim Anfahren am weitesten rechts in der komplexen Halbebene liegen. Die Lage der Eigenwerte des Modells mit stationärem Reifenverhalten ist im Stillstand von der numerischen Geschwindigkeit v_{num} (siehe Anhang A-2) abhängig, wobei mit einem steigenden Wert eine Verschiebung in der komplexen Halbebene nach rechts erfolgt. Der Einfluss der numerischen Geschwindigkeit auf das Zeitverhalten des Reifenlängsschlupfs beim Anfahren ist in Abbildung 4.8 dargestellt. Es lässt sich erkennen, dass sich das Verhalten des stationären Reifenmodells mit einem

steigenden Wert für v_{num} immer weiter dem Verhalten des transienten Reifenmodell annähert. In der Literatur wird für ein Wert von $v_{num} = 2$ m/s vorgeschlagen.

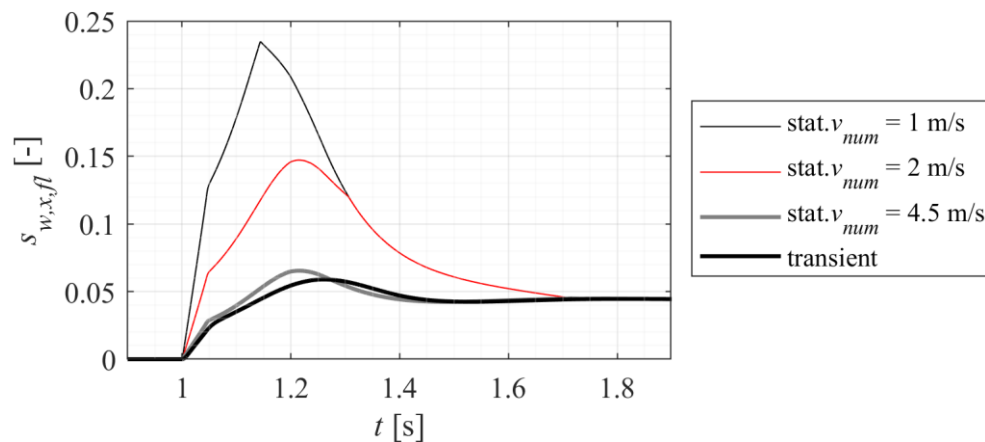


Abbildung 4.8: Reifenlängsschlupf beim Anfahren aus dem Stillstand

Zur Erfüllung der Stabilitätsanforderung muss eine geeignete Kombination aus Lösungsverfahren und Größe des diskreten Zeitschritts gewählt werden, sodass das Stabilitätsgebiet alle Systemeigenwerte umfasst. Mit der Ordnung des Lösungsverfahrens steigt die Größe des Stabilitätsgebiets, wobei jedoch dadurch die Anzahl der ausgeführten Rechenschritte ansteigt. Weiterhin vergrößert sich das Stabilitätsgebiet der numerischen Lösungsverfahren aus Anhang A-4 bei Verringerung des diskreten Zeitschritts. Für das Modell mit stationärem Reifenverhalten kann zusätzlich die Lage der Systemeigenwerte durch die Anpassung der numerischen Geschwindigkeit v_{num} beeinflusst werden. Diese sollte jedoch nicht zu groß gewählt werden, um das Modellverhalten nicht zu stark zu beeinflussen. In Kapitel 2 wurde die Anforderung gestellt, dass die Abtastzeit des Zustands- und Parameterschätzers so gering wie möglich sein soll, um zum einen schnell auf veränderte Fahrbahnbedingungen reagieren, als zum anderen auch Sollwerte für zukünftige hochdynamische Fahrdynamikregelsysteme zur Verfügung stellen zu können. Daraus kann abgeleitet werden, dass der diskrete Zeitschritt so klein wie möglich gewählt werden sollte. Damit würden sich auch die Stabilitätsgebiete vergrößern, weshalb möglicherweise ein Lösungsverfahren möglichst niedriger Ordnung gewählt werden könnte. Der Wert des diskreten Zeitschritts kann jedoch nicht kleiner als die kleinstmögliche Abtastzeit der Simulationsumgebung CARMAKER werden, welche $\Delta T_{CarMaker} = 1$ ms beträgt. Die sich damit ergebenden Stabilitätsgebiete für das EULER-Verfahren, das HEUN-Verfahren und das RUNGE-KUTTA-4-Verfahren sowie die Gebiete, in denen die Eigenwerte des Modells mit transientem Reifenverhalten und die des Modells mit stationärem Reifenverhalten für verschiedene numerische Geschwindigkeiten liegen, sind in Abbildung 4.9 dargestellt. Aufgrund der günstigen Eigenschaften beim Anfahren ist für die Modellvariante mit transientem Reifenverhalten das EULER-Verfahren ausreichend, während für das stationäre Reifenverhalten im Rahmen von Simulationen durch schrittweise Erhöhung der Ordnung des Lösungsverfahrens sowie des Werts der numerischen Geschwindigkeit mit $v_{num} = 4,5$ m/s und dem RUNGE-KUTTA-4-Verfahren eine geeignete Kombination ermittelt wurde.

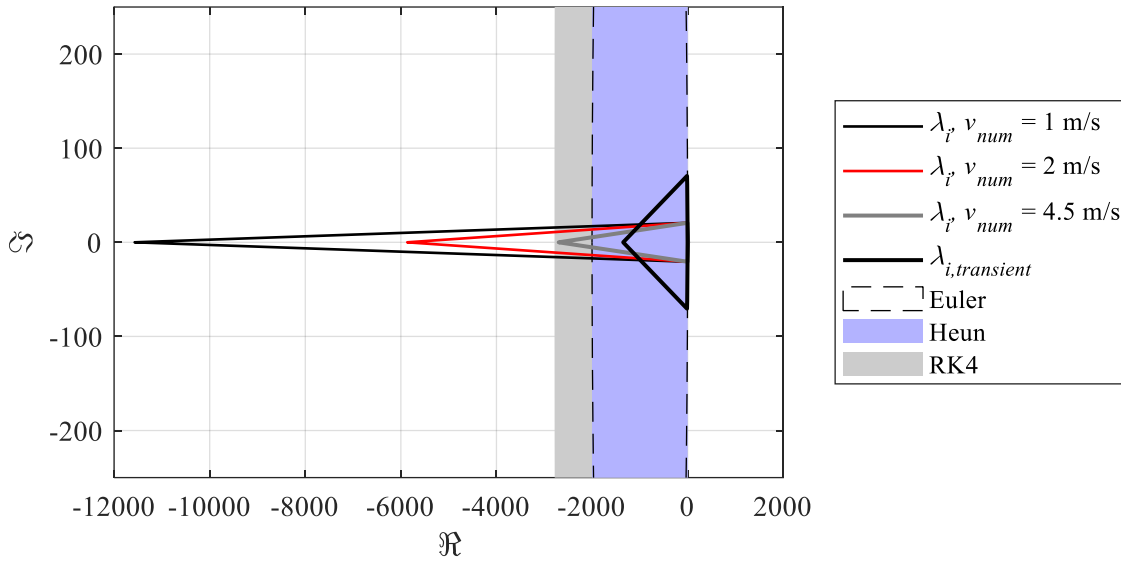


Abbildung 4.9: Stabilitätsgebiete für $\Delta T = 1$ ms und Bereiche für die Eigenwerte der Fahrzeugmodelle

Daraus folgt jedoch, dass bei gleicher Abtastzeit für die Diskretisierung des ordnungsreduzierten Modells mit stationärem Reifenverhalten aufgrund des RUNGE-KUTTA-4-Verfahrens ein höherer Rechenaufwand erforderlich ist als für das Modell mit transientem Reifenverhalten und dem EULER-Verfahren. Neben der Diskretisierung des ungestörten Modells ist auch die Diskretisierung der Störgrößen erforderlich. Für die Zustands- und Ausgangsstörgrößen wird angenommen, dass für diese

$$\begin{aligned} \mathbf{w}(t) &= \mathbf{w}([k-1]\Delta T) = \mathbf{w}_k \text{ für } (k-1)\Delta T \leq t < k\Delta T \\ \mathbf{v}(t) &= \mathbf{v}(k\Delta T) = \mathbf{v}_k \text{ für } k\Delta T \leq t < (k+1)\Delta T \end{aligned} \quad (4.22)$$

gilt. Damit resultiert unter Berücksichtigung von (4.10) und (4.12) ein zeitdiskretes Modell der Form

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_k &= \mathbf{f}_d(\mathbf{x}_{k-1}, \mathbf{u}_{k-1}) + \Delta T \mathbf{w}_{k-1} \\ \mathbf{y}_k &= \mathbf{h}(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k) + \mathbf{v}_k. \end{aligned} \quad (4.23)$$

Die zeitdiskreten Kovarianzmatrizen lauten mit (4.13) und (4.23)

$$\begin{aligned} \mathbf{Q}_k &= E[\Delta T \mathbf{w}_k \cdot \Delta T \mathbf{w}_k^T] = \Delta T^2 \mathbf{Q}, & \mathbf{R}_k &= E[\mathbf{v}_k \mathbf{v}_k^T] = \mathbf{R}, \\ \mathbf{\Sigma}_k &= E[\Delta T \mathbf{w}_k \cdot \mathbf{v}_k^T] = \Delta T \mathbf{\Sigma}. \end{aligned} \quad (4.24)$$

4.2.4 Untersuchung der Beobachtbarkeit

Wie bereits in Kapitel 3.3.1 erwähnt, kann die analytische Untersuchung der Beobachtbarkeit von nichtlinearen Systemen höherer Ordnung, wie es beispielsweise bei dem hier verwendeten Fahrzeugmodell der Fall ist, mathematisch sehr anspruchsvoll oder gar unmöglich sein. Aus diesem Grund wird im Folgenden eine numerische Untersuchung der Beobachtbarkeit durchgeführt. Dazu werden die linearisierten-Systemmatrizen und damit die Eigenwerte des zeitdiskreten Systems (4.23) entsprechend Gleichung (3.59) an zeitdiskreten Stützstellen entlang von Beispieltrajektorien des Zustandsraums ermittelt. Die Vorgehensweise ist dabei ähnlich zu der, die zur Auswahl das

Lösungsverfahren in Kapitel 4.2.3 angewandt wird. Ausgehend davon wird mittels des Kriteriums von HAUTUS, siehe Gleichung (3.61), die Beobachtbarkeit des Systems untersucht. Zwar wurde das Beobachtbarkeitskriterium in Kapitel 3.3.1 für zeitkontinuierliche Systeme erläutert, dieses lässt sich jedoch ohne Änderungen auf zeitdiskrete Systeme übertragen. Zu diesem Zweck wird ein Vektor

$$\mathbf{r}_S = \left[\text{rang} \left(\begin{bmatrix} \lambda_1 \mathbf{I} - \mathbf{A}_{d,k} \\ \mathbf{C}_k \end{bmatrix} \right) \quad \dots \quad \text{rang} \left(\begin{bmatrix} \lambda_n \mathbf{I} - \mathbf{A}_{d,k} \\ \mathbf{C}_k \end{bmatrix} \right) \right]^T \quad (4.25)$$

mit den jeweiligen Werten für den Rang definiert. Die Bestimmung des Rangs erfolgt, wie in Kapitel 3.3.1 erläutert, numerisch anhand der Singulärwerte. Die Generierung der Beispieltrajektorien für die Fahrzeugmodelle mit stationärem und dynamischen Reifenmodell erfolgt analog zu Kapitel 4.2.3 direkt in SIMULINK® und es wird dasselbe Fahrmanöver genutzt. Dieses enthält verschiedene Längsgeschwindigkeiten, Phasen mit niedrigen und hohen Werten für die Längs- und Querschleunigung sowie einen wechselnden Fahrbahnreibwert. In Abbildung 4.10 ist der Ablauf der Beobachtbarkeitsuntersuchung schematisch für einen Zeitschritt dargestellt. Wie bereits erwähnt, kann die Geschwindigkeitsmessung mittels des GNSS-Empfängers durch Signalverlust gestört sein. Um zu untersuchen, wie sich der Wegfall dieser Ausgangsgröße auf die Beobachtbarkeit auswirkt, wird das Fahrmanöver jeweils mit und ohne diese Ausgangsgröße simuliert.

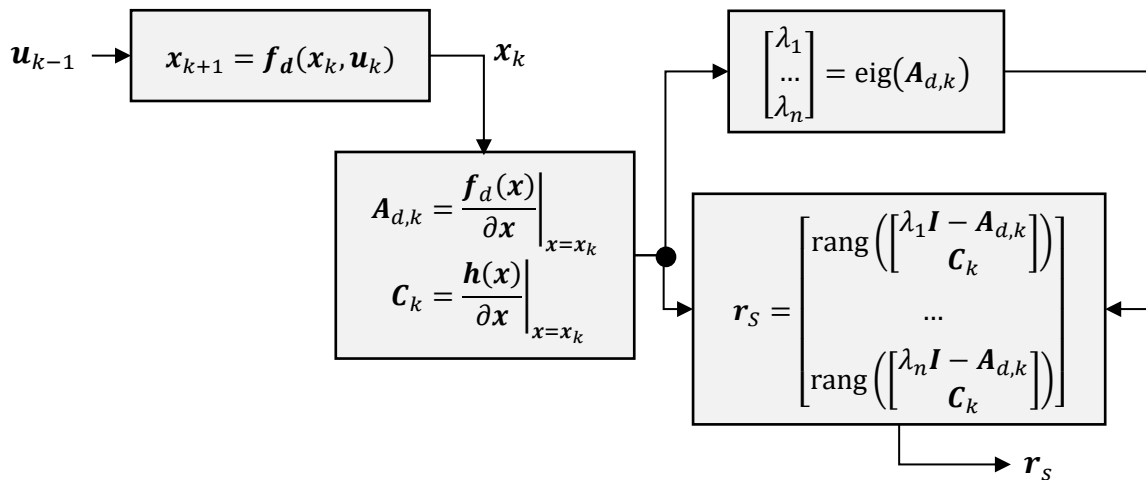


Abbildung 4.10: Vorgehensweise bei der Beobachtbarkeitsuntersuchung

Zur Veranschaulichung zeigt Abbildung 4.11 die Verläufe von Längsgeschwindigkeit, Gierrate, Längs- und Querschleunigung, Kraftschlussbeiwert sowie das Minimum des Rangs der Beobachtbarkeitsmatrizen

$$\min(\mathbf{r}_S) = \min(r_{S,1}, \dots, r_{S,n}) \quad (4.26)$$

nach HAUTUS sowohl mit als auch ohne GNSS-Geschwindigkeitsmessung. Damit die linearisierten Systeme beobachtbar sind, muss der Rang für die Variante mit stationärem Reifenmodell gleich 15 und für die Variante mit transientem Reifenmodell gleich 23 sein. Zusätzlich wird die Modellvariante mit stationärem Reifenverhalten ohne Adaption von $\mu_{road,i}$ untersucht, wobei dieses System dann die

Ordnung 11 aufweist. Das Minimum von r_s liegt für das Fahrzeugmodell mit stationärem Reifenverhalten im Stillstand unterhalb des erforderlichen Werts. Das System ist dann demnach nicht beobachtbar, was sich damit erklären ließe, dass die Radkräfte dann gleich Null sind und somit keine Informationen über den Straßenkraftschlussbeiwert $\mu_{road,i}$ vorliegen, die durch eine der Ausgangsgrößen erfasst werden können. Die Tatsache, dass das Modell mit stationärem Reifenverhalten und ohne Adaption des Kraftschlussbeiwerts durchgängig beobachtbar ist, unterstützt diese These. In Phasen mit konstanter Geschwindigkeit herrschen ähnliche Verhältnisse, wobei dann jedoch die Luftwiderstands- und Rollreibungskräfte überwunden werden müssen, was zu Reifenkräften ungleich Null führt. Da diese aber dann in Abhängigkeit von der Längsgeschwindigkeit verhältnismäßig gering sind, ist ein starker Einfluss von Störgrößen auf den geschätzten Wert von $\mu_{road,i}$ an den einzelnen Rädern zu erwarten.

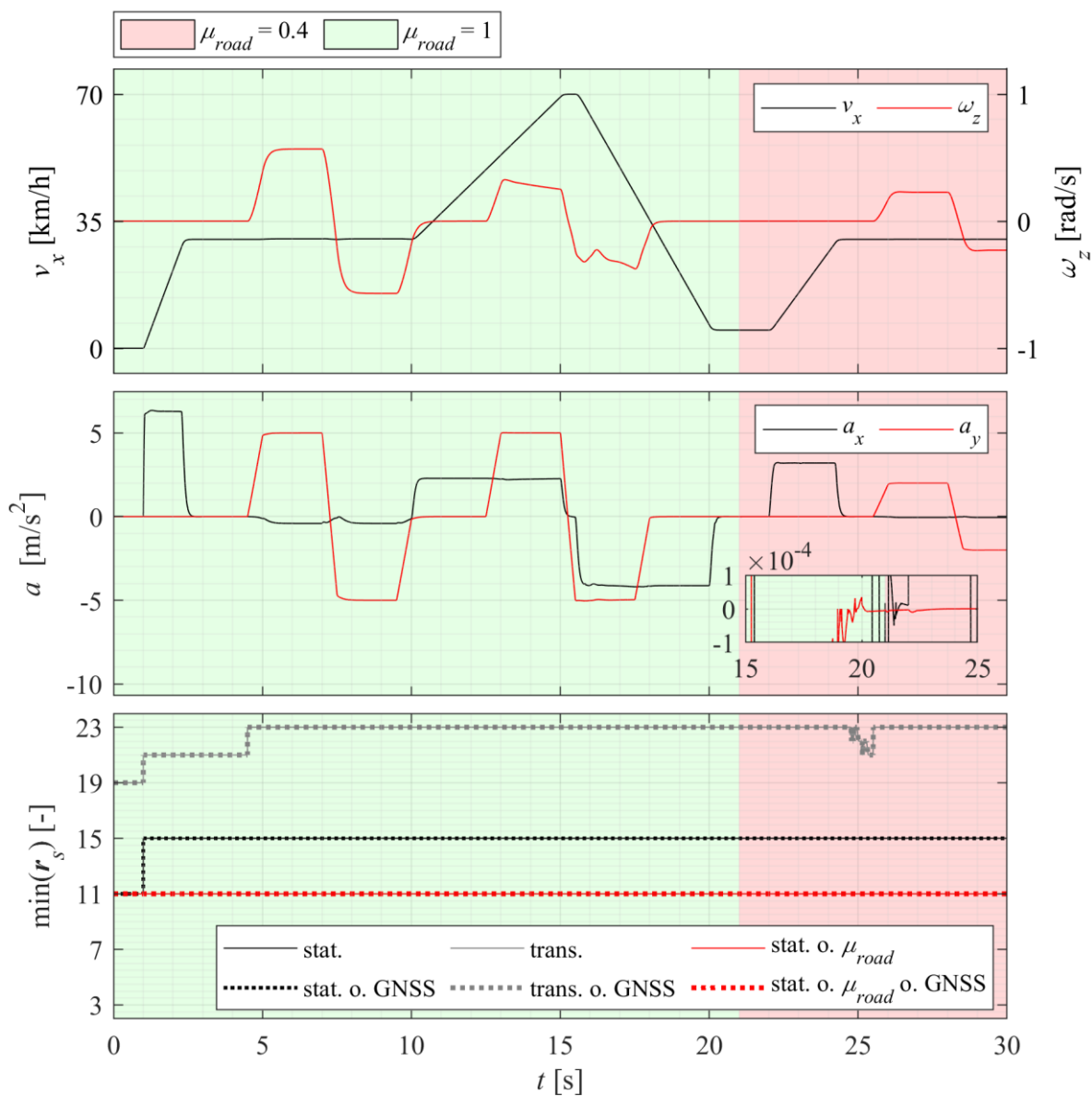


Abbildung 4.11: Fahrmanöver zur Untersuchung der Beobachtbarkeit; Darstellung der Längsgeschwindigkeit, der Gierrate, der Längs- und Querbeschleunigung sowie von $\min(r_s)$ für das Fahrzeug mit stationärem und transientem Reifenmodell, jeweils mit und ohne Verwendung der GNSS-Geschwindigkeitsmessung

Die Beobachtbarkeit des Fahrzeugmodells mit dynamischer Reifenkraft verhält sich im Stillstand ähnlich, jedoch ist hier auch von $t = 1 \dots 4,5$ s und $t = 24,5 \dots 25,5$ s keine vollständige Beobachtbarkeit des Systems gegeben. Im ersten Teil wird das System zum Zeitpunkt $t = 4,5$ s mit dem Auftreten einer Querbeschleunigung beobachtbar und auch im zweiten Teil trifft dies zum Zeitpunkt $t = 25,5$ s zu. Im Bereich von $t = 18 \dots 24,5$ s ist die Querbeschleunigung in der Darstellung scheinbar gleich Null, tatsächlich weist sie jedoch einen sehr kleinen Wert auf, sodass das Rangkriterium erfüllt ist. Aufgrund der begrenzten Genauigkeit der numerischen Berechnung ist der Übergang von vollständiger zu unvollständiger Beobachtbarkeit an dieser Stelle nicht so exakt wie umgekehrt zu Beginn des Fahrmanövers bei $t = 1$ s bzw. $t = 4,5$ s. Ein direkter Einfluss der GNSS-Geschwindigkeitsmessung auf das Beobachtbarkeitskriterium kann bei beiden Modellvarianten nicht festgestellt werden. Es ist jedoch durchaus möglich, dass der Zustandsschätzer bei Nutzung dieser zusätzlichen Ausgangsgröße bessere Ergebnisse liefert, wobei dies in Kapitel 4.4 näher untersucht wird. Aufgrund der nicht durchweg gegebenen Beobachtbarkeit des Fahrzeugmodells mit transienter Reifenkraft wird im Folgenden das Modell mit transientem Reifenverhalten für die Realisierung des Zustandsschätzers verwendet. Zwar erfolgt für den Fall, dass einzelne Zustände des Systems nicht beobachtbar sind, zumindest eine Least-Squares-Schätzung des Zustandsvektors durch das KALMAN-Filter, welche Auswirkungen dies auf die Nutzbarkeit der Schätzgrößen für Regelungsanwendungen hat, ist hingegen unklar. Die nicht gegebene Beobachtbarkeit im Stillstand ist dagegen weniger kritisch, da ein Eingriff durch eine Regelung dann ohnehin nicht erfolgen würde. Falls dadurch jedoch Probleme entstehen sollten, könnte eine Abschaltung der Adaption des Kraftschlussbeiwerts erfolgen, womit das System dann wieder vollständig beobachtbar wäre.

4.3 Auslegung des UKF

4.3.1 Struktur der Kovarianzmatrizen

Die Auslegung des *Unscented*-KALMAN-Filter besteht neben der Auswahl eines geeigneten Systemmodells, welches in diesem Fall entsprechend der Ergebnisse aus Kapitel 4.2.4 das Modell mit stationärem Reifenverhalten ist, im Wesentlichen in der Wahl der Werte für die zeitdiskreten Kovarianzmatrizen aus Gleichung (4.24). Diese werden im Folgenden als zeitinvariant entsprechend

$$\mathbf{Q}_k = \mathbf{Q}_{k-1}, \quad \mathbf{R}_k = \mathbf{R}_{k-1}, \quad \mathbf{\Sigma}_k = \mathbf{\Sigma}_{k-1} \quad (4.27)$$

betrachtet und offline parametrisiert. Zur Bestimmung von \mathbf{Q}_k wird die in Kapitel 3.3.3 vorgestellte Methode einer Optimierung des Schätzfehlers durch Variation der Kovarianzmatrizen anhand von Trainingsdaten durchgeführt. Diese stammen aus einem in der Referenzsimulationsumgebung erzeugten Fahrmanöver. Die Werte für \mathbf{R}_k werden im Wesentlichen vorher anhand der Rauscheigenschaften der Sensoren in der Simulation festgelegt und $\mathbf{\Sigma}_k$ wird anhand von \mathbf{Q}_k und \mathbf{R}_k abgeschätzt. Bei der Wahl der Anfangsbedingungen des UKF entsprechend Gleichung (3.87) wird angenommen, dass sich das Fahrzeug zu Beginn der Schätzung im Stillstand befindet. Weiterhin wird der Straßen-Kraftschlussbeiwert mit $\mu_{road,i,0} = 1$ initialisiert, woraus $p_{\mu,i,0} = 0$ folgt. Damit lautet der geschätzte Zustandsvektors zum Startzeitpunkt

$$\hat{\mathbf{x}}_0^+ = \mathbf{0}. \quad (4.28)$$

Da die Anfangsbedingungen für die Zustandsschätzung bis auf den zeitvarianten Reibbeiwert $\mu_{road,i}$ mit hoher Sicherheit bekannt sind, wird die Kovarianzmatrix des Schätzfehlers mit

$$\begin{aligned} \sigma_{v_{x/y},0} &= 10^{-6} \text{ m/s} \\ \sigma_{\omega_{z/x/y},0} &= 10^{-6} \text{ rad/s} \\ \sigma_{\varphi/\theta,0} &= 10^{-6} \text{ rad} \\ \sigma_{\omega_{w,i},0} &= 10^{-6} \text{ rad/s} \\ \sigma_{p_{\mu,i},0} &= 10^{-1} \end{aligned} \quad (4.29)$$

$$\mathbf{P}_0^+ = \text{diag}\left(\mathbf{1}^{1 \times 2} \cdot \sigma_{v_{x/y},0}, \mathbf{1}^{1 \times 3} \cdot \sigma_{\omega_{z/x/y},0}, \mathbf{1}^{1 \times 2} \cdot \sigma_{\varphi/\theta,0}, \mathbf{1}^{1 \times 4} \cdot \sigma_{\omega_{w,i},0}, \mathbf{1}^{1 \times 4} \cdot \sigma_{p_{\mu,i},0}\right)^2.$$

initialisiert. Auf den Index k für den diskreten Zeitschritt bei den Standardabweichungen σ wird hier und im Folgenden zur Verbesserung der Lesbarkeit verzichtet. Bei der Wahl der Kovarianzmatrix der Messstörung wird zunächst die Struktur festgelegt, wobei zur Vereinfachung angenommen wird, dass diese einer Diagonalmatrix entspricht. Damit ist für jede Ausgangsgröße ein Eintrag auf der Hauptdiagonale zu identifizieren, der dem Quadrat der Standardabweichung der jeweiligen Störgrößen entspricht. Im Gegensatz zu den restlichen Ausgangsgrößen können die Störungen der Beschleunigungsmessungen sowohl aus Modellfehlern als auch aus Messfehlern resultieren. Es wird angenommen, dass die beiden Anteile in Summe auftreten und die Größen näherungsweise

normalverteilt sind, weshalb sich deren Varianzen addieren. Für die restlichen Ausgangsgrößen wird angenommen, dass dort keine Modellfehler auftreten und die Standardabweichungen des Messrauschens somit durch Messung bestimmt oder aus den Datenblättern entnommen werden können. Für die drei Messachsen des Beschleunigungssensors werden die Standardabweichungen $\sigma_{a,n}$ des Rauschanteils gleich gewählt. Ebenso wird mit den Werten $\sigma_{\omega,n}$ für die drei Drehratensensoren und $\sigma_{\omega,w,n}$ für die vier Raddrehzahlsensoren verfahren. Mit den Standardabweichungen $\sigma_{a,x/y/z}$ für die Modellfehler der Beschleunigungsmessung lautet die Kovarianzmatrix der Messtörungen

$$\mathbf{R}_k = \text{diag} \left(\sigma_{a_x}^2 + \sigma_{a,n}^2, \sigma_{a_y}^2 + \sigma_{a,n}^2, \sigma_{a_z}^2 + \sigma_{a,n}^2, \mathbf{1}^{1 \times 3} \cdot \sigma_{\omega,n}^2, \mathbf{1}^{1 \times 4} \cdot \sigma_{\omega,w,n}^2, \sigma_{v_{GNSS,n}}^2 \right). \quad (4.30)$$

Die Zahlenwerte werden, wie bereits bei der Modellierung der Störungen in der Referenzsimulationsumgebung, entsprechend Tabelle 4.1 gewählt, während die Werte für $\sigma_{a,x}$, $\sigma_{a,y}$ und $\sigma_{a,z}$ durch die Optimierung zu bestimmen sind. Somit werden die Varianzen der Rauschanteile der Messtörungen ideal parametrisiert, was in der Realität nur näherungsweise möglich sein wird. Dieser Effekt wird bei der späteren Validierung anhand realer Versuchsdaten in Kapitel 5 indirekt untersucht.

Um, wie in Kapitel 3.3.3 beschrieben, die Gefahr einer Überanpassung an die Trainingsdaten zu verringern, ist die Anzahl der zu optimierenden Parameter möglichst gering zu halten. Deshalb werden ebenfalls nur die Einträge auf der Hauptdiagonale von \mathbf{Q}_k parametrisiert, während die restlichen Einträge gleich null sind. Weiterhin werden die Kovarianzen der Störungen der Raddrehzahlen sowie des Zustands zur Adaption der Straßen-Kraftschlussbeiwerts jeweils als gleich angenommen, woraus sich

$$\mathbf{Q}_k = \text{diag} \left(\sigma_{v_x}^2, \sigma_{v_y}^2, \sigma_{\omega_z}^2, \sigma_{\omega_x}^2, \sigma_{\omega_y}^2, \sigma_{\varphi}^2, \sigma_{\theta}^2, \mathbf{1}^{1 \times 4} \cdot \sigma_{\omega,w}^2, \mathbf{1}^{1 \times 4} \cdot \sigma_{p_\mu}^2 \right) \quad (4.31)$$

ergibt.

Bei der Modellierung der Längs und Querdynamik in Gleichung (3.6) wird dasselbe Modell wie für die Berechnung der Ausgangsgrößen für die Längs- und Querbeschleunigung in Gleichung (3.44) verwendet. Aus diesem Grund ist zu erwarten, dass auch dieselben Modellierungsfehler auftreten, weshalb die Störgrößen für diese Zustands- und Ausgangsgrößen als korreliert angenommen werden. Es gilt daher für die Kreuzkovarianzen

$$\begin{aligned} E(w_{v_x,k-1} v_{a_x,k}) &= \Sigma_{k,1,1} \delta(k-j), & \Sigma_{k,1,1} &\neq 0 \\ E(w_{v_y,k-1} v_{a_y,k}) &= \Sigma_{k,2,2} \delta(k-j), & \Sigma_{k,2,2} &\neq 0. \end{aligned} \quad (4.32)$$

Die entsprechenden Einträge in der Kreuzkovarianzmatrix Σ_k sind folglich ungleich Null [34, 57] und diese lautet damit

$$\Sigma_k = \begin{bmatrix} \Sigma_{k,1,1} & 0 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & \Sigma_{k,2,2} & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & \cdots & 0 \end{bmatrix} \in \mathbb{R}^{n \times q}. \quad (4.33)$$

Eine Abschätzung für die Werte von $\Sigma_{1,1}$ und $\Sigma_{2,2}$ wird mit Hilfe der CAUCHY-SCHWARZschen Ungleichung entsprechend

$$|\Sigma_{k,1,1}| \leq \sqrt{Q_{k,1,1}} \cdot \sqrt{R_{k,1,1}} \quad (4.34)$$

$$|\Sigma_{k,2,2}| \leq \sqrt{Q_{k,2,2}} \cdot \sqrt{R_{k,2,2}}$$

getroffen [101]. Daraus wird unter der Annahme, dass die Vorzeichen der Störgrößen gleich sind, abgeschätzt, dass

$$\Sigma_{k,1,1} \approx \sqrt{Q_{k,1,1}} \cdot \sqrt{R_{k,1,1}} \quad (4.35)$$

$$\Sigma_{k,2,2} \approx \sqrt{Q_{k,2,2}} \cdot \sqrt{R_{k,2,2}}$$

[57].

4.3.2 Fahrversuch zur Erzeugung der Trainingsdaten

Für die optimierungsbasierte Identifikation der Kovarianzmatrizen wird ein Fahrversuch mit möglichst vielen unterschiedlichen verschiedenen Fahrzuständen benötigt, um keine Überanpassung an eine bestimmte Fahrsituation, sondern einen geringen Schätzfehler für möglichst alle Fahrsituationen zu erreichen. Da fahrdynamische Regelsysteme vor allem im Grenzbereich der Fahrstabilität eingreifen, sollte dieser besonders umfangreich abgebildet werden. Mit dem Umfang des Fahrmanövers steigt jedoch auch der Aufwand zur Berechnung der für die Optimierung notwendigen Kostenfunktion, da hierfür zeitliche Verläufe der Schätzgrößen berechnet werden müssen. Somit sind die Anforderungen hier gegenläufig, weshalb ein Kompromiss zwischen dem Umfang des Fahrmanövers und der Anzahl der enthaltenen Fahrsituationen gefunden werden muss. Das in Abbildung 4.12 dargestellte Fahrmanöver, welches in Anlehnung an die in Kapitel 3.4 vorgestellten Standardmanöver entworfen wurde, soll diesen Kompromiss darstellen. Es kombiniert und adaptiert verschiedene standardisierte Fahrmanöver zur gezielten Untersuchung der Fahrdynamik im Grenzbereich und wurde um weitere Elemente ergänzt. Während des Fahrmanövers werden die Längs- und Querdynamik sowohl einzeln als auch kombiniert mit verschiedener Amplitude und Dynamik bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten angeregt, um das Fahrzeug, bzw. die Reifen, sowohl im linearen als auch im nichtlinearen Bereich zu betreiben. Gleichzeitig werden Fahrbahnbedingungen mit glatter und griffiger Fahrbahn berücksichtigt. Wie in Abbildung 4.1 dargestellt, ändern sich dabei sowohl der kritische Reifenschlupf als auch der maximale Kraftschlussbeiwert und folglich die maximal übertragbare Reifenkraft. Zunächst erfolgt ein Anfahrvorgang auf einer Fahrbahn mit hohem Kraftschlussbeiwert von $\mu_{road} = 1$, wobei eine stationäre Längsbeschleunigung mit hoher Amplitude erreicht wird. Darauf folgt ein 20 m Slalom mit 4 m

seitlichem Versatz zur gleichzeitigen transienten Anregung von Längs- und Querbeschleunigung mit hoher Amplitude, wobei Geschwindigkeiten von 50-100 km/h erreicht werden. Um isoliert und stationär die Querdynamik anzuregen, folgt eine Doppel-S-Kurve mit einem seitlichen Versatz von 50 m, wobei das Fahrzeug langsam an die Grenze zum instabilen Fahrverhalten gebracht wird. Die dabei erreichte Maximalgeschwindigkeit liegt entsprechend der Richtgeschwindigkeit auf deutschen Bundesautobahnen bei 130 km/h [117]. Danach wiederholt sich der Streckenverlauf, jedoch ist der Fahrbahnreibwert auf $\mu_{road,i} = 0,4$ reduziert, um eine glatte Fahrbahn abzubilden und die Adaption des Reifenverhaltens zu trainieren. Aufgrund der verringerten Fahrbahnhaftung werden die Höchstgeschwindigkeit auf 85 km/h und der seitliche Versatz der Doppel-S-Kurve auf 30 m reduziert.

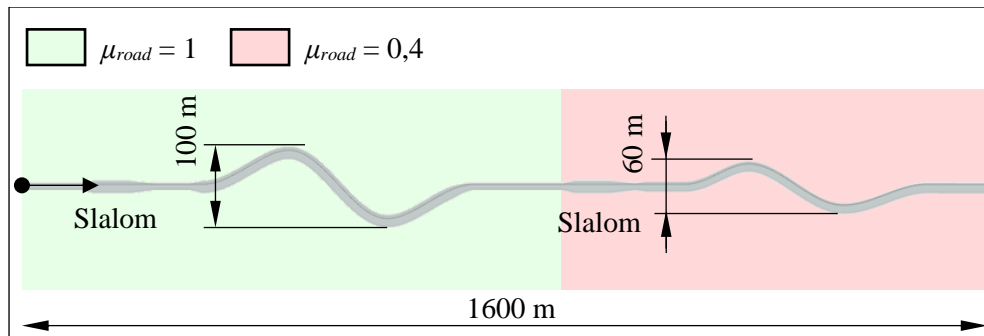


Abbildung 4.12 Streckenverlauf des simulierten Fahrmanövers zur Erzeugung der Trainingsdaten

4.3.3 Optimierung der Kovarianzmatrizen

Unter Nutzung der erzeugten Trainingsdaten wird im Folgenden die Minimierung des Schätzfehlers mittels Variation der Einträge in den Kovarianzmatrizen \mathbf{Q}_k und \mathbf{R}_k durchgeführt. Das dafür zu lösende Optimierungsproblem

$$\boldsymbol{\sigma}_{opt} = \arg \min_{\boldsymbol{\sigma}} f_c(\boldsymbol{\sigma}) \quad (4.36)$$

mit dem Vektor der Optimierungsvariablen

$$\boldsymbol{\sigma} = [\sigma_{v_x} \quad \sigma_{v_y} \quad \sigma_{\omega_z} \quad \sigma_{\omega_x} \quad \sigma_{\omega_y} \quad \sigma_{\varphi} \quad \sigma_{\theta} \quad \sigma_{\omega_w} \quad \sigma_{p_{\mu}} \quad \sigma_{a_x} \quad \sigma_{a_y} \quad \sigma_{a_z}]^T \quad (4.37)$$

besteht in der Minimierung einer Kostenfunktion, in der entsprechend

$$f_c = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (\mathbf{e}_{x,k}^T \mathbf{L}_{e,x} \mathbf{e}_{x,k} + \mathbf{e}_{y,k}^T \mathbf{L}_{e,y} \mathbf{e}_{y,k}) \quad (4.38)$$

sowohl die durch $\mathbf{L}_{e,x}$ und $\mathbf{L}_{e,y}$ gewichteten quadratischen Schätzfehler des Zustandsvektors bewertet werden. Zur Ermittlung von $\sigma_{a,x/y/z}$ werden weiterhin die Abweichungen zwischen den geschätzten und den gemessenen Beschleunigungen berücksichtigt, da dort die Reifenkräfte und somit indirekt die adaptiven Kraftschlussbeiwerte eingehen. Die Schätzfehler entsprechen unter Berücksichtigung von (4.9) und (4.23)

$$\begin{aligned}
\mathbf{e}_{x,k} &= (\mathbf{x}_k - \hat{\mathbf{x}}_k^+) \\
&= [e_{v_x,k} \quad e_{v_y,k} \quad e_{\omega_z,k} \quad e_{\omega_x,k} \quad e_{\omega_y,k} \quad e_{\varphi,k} \quad e_{\theta,k} \quad \mathbf{e}_{\omega_w,k}^T \quad \mathbf{e}_{p_{\mu,k}}^T]^T \\
\mathbf{e}_{y,k} &= (\mathbf{y}_{k,1..3} - \hat{\mathbf{y}}_{k,1..3}) \\
&= [e_{a_x,k} \quad e_{a_y,k} \quad e_{a_z,k}]^T.
\end{aligned} \tag{4.39}$$

Da für $p_{\mu,i,k}$ keine Referenzmessung existiert, gehen die Schätzfehler dieser Zustandsgrößen nicht in die Kostenfunktion ein und werden entsprechend mit Null gewichtet. Die Gewichtung der Schätzfehler des Zustandsvektors erfolgt durch eine Skalierung auf die Einheit m/s. Zur Skalierung des Gierratenschätzfehlers wird der mittlere Abstand zwischen den Radaufstandspunkten und dem Schwerpunkt

$$l_w = \sqrt{[(b_f + b_r)/2]^2 + [(l_f + l_r)/2]^2} \tag{4.40}$$

verwendet. Für die Skalierung der Nick- und Wankratschätzfehler wird die Schwerpunkthöhe über der Fahrbahn $h_{CG} + r_w$ und für die Raddrehzahlschätzfehler der Radradius r_w verwendet. Durch Skalierung mit $g \cdot 1 \text{ s}$ werden die Schätzfehler von Nick- und Wankwinkel zunächst auf eine äquivalente Schwerebeschleunigung und auf die nach einer Sekunde daraus resultierende Geschwindigkeit umgerechnet. Die Schätzfehler der gemessenen Beschleunigungen werden ebenfalls durch Umrechnung in die nach 1 s resultierende Geschwindigkeit skaliert. Die Diagonalmatrizen \mathbf{L}_x sowie \mathbf{L}_y lauten schließlich mit (4.40)

$$\begin{aligned}
\mathbf{L}_{e,x} &= \text{diag}(\mathbf{1}^{1 \times 2}, l_w, \mathbf{1}^{1 \times 2} \cdot (h_{CG} + r_w), \mathbf{1}^{1 \times 2} \cdot g \cdot 1\text{s}, \mathbf{1}^{1 \times 4} \cdot r_w, \mathbf{0}^{1 \times 4})^2 \\
\mathbf{L}_{e,y} &= \text{diag}(1\text{s}, 1\text{s}, 1\text{s})^2.
\end{aligned} \tag{4.41}$$

Da das vorgestellte nichtlineare Optimierungsproblem zu komplex für eine analytische Lösung ist, wird der Einsatz eines numerischen Optimierungsverfahrens erforderlich. Möglicherweise besitzt das Problem zusätzlich noch mehrere lokale Minima, weshalb die Anwendung eines lokalen Optimierungsverfahrens nicht unbedingt zielführend ist. Zur Bestimmung von $\boldsymbol{\sigma}_{opt}$ wird daher die MATLAB®-Funktion „MultiStart“ [118] genutzt, bei der mehrere lokale Optimierungen mit zufällig generierten Startlösungen $\boldsymbol{\sigma}_0$ ablaufen und anschließend das beste Ergebnis ausgewählt wird. Dass es sich dabei um ein globales Optimum handelt, ist jedoch nicht garantiert. Der Bereich für die Generierung der zufälligen Startlösungen wird dabei, nachdem zunächst im Rahmen von Simulationen heuristisch einige Startlösungen getestet wurden, auf

$$\|\boldsymbol{\sigma}_0\|_{\infty} \leq 10^{-6} \tag{4.42}$$

begrenzt und die Anzahl der Startlösungen wird gleich 15 gewählt. Für die lokalen Optimierungen wird das Quasi-NEWTON-Verfahren [22] mit seiner MATLAB®-Implementierung „fminunc“ [119] genutzt. Da die Optimierungsvariablen in (4.30), (4.31) und (4.35) quadriert werden, ist es nicht notwendig diese auf den Bereich der positiven Zahlen zu begrenzen und somit wird die Nutzung eines

Optimierungsverfahrens ohne Nebenbedingung als geeignet erachtet. Die tatsächlichen Standardabweichungen entsprechen dann den Beträgen der Werte von σ_{opt} . Weitere Informationen zu den Einstellungen des Optimierers, den Iterationen während der Optimierung, den Startlösungen und den lokalen Optima finden sich in Anhang B-1. Von den mit der globalen Optimumsuche ermittelten lokalen Optima wird jenes ausgewählt, dessen Kostenfunktion mit $f_c(\sigma_{1,opt}) = 9,9 \cdot 10^{-5}$ den kleinsten Wert aufweist, wobei der Wert der Kostenfunktion für das nächsten lokale Optimum um 40% größer ist. Die entsprechenden Werte für die Standardabweichungen sind in Tabelle 4.3 aufgelistet.

Tabelle 4.3: Ergebnis $\sigma_{1,opt}$ der globalen Optimumsuche

σ_{v_x}	[m/s]	$4,21 \cdot 10^{-7}$	σ_θ	[rad]	$8,09 \cdot 10^{-7}$
σ_{v_y}	[m/s]	$1,10 \cdot 10^{-7}$	σ_{ω_w}	[rad/s]	$1,76 \cdot 10^{-7}$
σ_{ω_z}	[rad/s]	$3,78 \cdot 10^{-7}$	σ_{p_μ}	[-]	$27,46 \cdot 10^{-7}$
σ_{ω_x}	[rad/s]	$6,29 \cdot 10^{-7}$	σ_{a_x}	[m/s ²]	$12,28 \cdot 10^{-7}$
σ_{ω_y}	[rad/s]	$7,75 \cdot 10^{-7}$	σ_{a_y}	[m/s ²]	$0,26 \cdot 10^{-7}$
σ_φ	[rad]	$0,80 \cdot 10^{-7}$	σ_{a_z}	[m/s ²]	$0,00 \cdot 10^{-7}$

Zur weiteren Untersuchung des Optimierungsergebnisses für die Trainingsdaten sind die zeitlichen Verläufe der Zustands- und Ausgangsgrößen für die optimierten Kovarianzmatrizen in Abbildung 4.13 und Abbildung 4.14 dargestellt. Eine Darstellung der Eingangsgrößen findet sich in Anhang B-2. Es ist zu erkennen, dass die Abweichungen zwischen den Schätzungen der Zustands- und Ausgangsgrößen und den Größen aus der Referenzsimulation gering sind und die Optimierung prinzipiell ein zufriedenstellendes Ergebnis geliefert hat. Die größten Schätzfehler sind bei der Vertikaldynamik, also der Nick- und Wankrate sowie dem Nick- und Wankwinkel zu erkennen. Besonders auffällig sind die starken Über- und Unterschwinger des Nickwinkels (Abbildung 4.13-7), die hauptsächlich bei abrupten Änderungen der Längsbeschleunigungen auftreten. Bei der Schätzung des Wankwinkels treten solche Schätzfehler nicht auf. Auffällig ist auch, dass sich die im Rahmen der Optimierung ermittelten Werte für die Standardabweichungen der Störungen des Wankwinkels σ_φ und des Nickwinkels σ_θ um eine Zehnerpotenz unterscheiden. Eigentlich wäre dort eine ähnliche Größenordnung zu erwarten wie es bei den Standardabweichungen der Nickrate σ_{ω_y} und der Wankrate σ_{ω_x} der Fall ist, was wiederum auf eine zu große Anzahl freier Optimierungsvariablen hindeuten könnte. Um dieses Problem zu beheben, wird für die Nick- und Wankrate sowie den Nick- und Wankwinkel jeweils dieselbe Standardabweichung

$$\sigma_{\omega_x} = \sigma_{\omega_y} = \sigma_{\omega_{x/y}}, \quad \sigma_\varphi = \sigma_\theta = \sigma_{\varphi/\theta} \quad (4.43)$$

gewählt und anschließend die lokale Optimierung mit reduzierter Anzahl freier Parameter

$$\sigma_2 = [\sigma_{v_x} \quad \sigma_{v_y} \quad \sigma_{\omega_z} \quad \sigma_{\omega_{x/y}} \quad \sigma_{\varphi/\theta} \quad \sigma_{\omega_w} \quad \sigma_{p_\mu} \quad \sigma_{a_x} \quad \sigma_{a_y} \quad \sigma_{a_z}]^T \quad (4.44)$$

wiederholt. Als Startlösung $\sigma_{2,0}$ werden dabei die Werte für $\sigma_{1,opt}$ aus Tabelle 4.3 genutzt, wobei

$$\sigma_{\omega_x/y,0} = \sigma_{\omega_x}, \quad \sigma_{\varphi/\theta,0} = \sigma_{\varphi} \quad (4.45)$$

gewählt wird. Um den Aufwand gering zu halten, wird dabei eine lokale Optimierung durchgeführt. Für den Fall, dass das Ergebnis bei der nachfolgend durchgeführten Validierung nicht zufriedenstellend ist, könnte die globale Optimierung wiederholt werden. Die in Tabelle 4.4 dargestellten Ergebnisse der erneuten lokalen Optimierung zeigen eine geringe Veränderung aller Standardabweichungen gegenüber der Variante mit einer größeren Anzahl freier Parameter, wobei diese bei der Quergeschwindigkeit und -beschleunigung am größten sind. Gleichzeitig ist der Wert der Kostenfunktion mit $f_c(\sigma_{2,opt}) = 9,7 \cdot 10^{-5}$ geringfügig kleiner als der Wert von $f_c(\sigma_{1,opt}) = 9,9 \cdot 10^{-5}$ aus der globalen Optimumsuche.

Tabelle 4.4: Ergebnis $\sigma_{2,opt}$ der erneuten lokalen Optimierung mit reduzierter Parameterzahl

σ_{v_x}	[m/s]	$4,11 \cdot 10^{-7}$	σ_{ω_w}	[rad/s]	$1,75 \cdot 10^{-7}$
σ_{v_y}	[m/s]	$1,59 \cdot 10^{-7}$	σ_{p_μ}	[-]	$27,46 \cdot 10^{-7}$
σ_{ω_z}	[rad/s]	$3,76 \cdot 10^{-7}$	σ_{a_x}	[m/s ²]	$12,29 \cdot 10^{-7}$
$\sigma_{\omega_x/\omega_y}$	[rad/s]	$6,29 \cdot 10^{-7}$	σ_{a_y}	[m/s ²]	$9,53 \cdot 10^{-14}$
$\sigma_{\theta/\varphi}$	[rad]	$0,89 \cdot 10^{-7}$	σ_{a_z}	[m/s ²]	$2,93 \cdot 10^{-14}$

Bei Betrachtung der zeitlichen Verläufe der Schätzfehler für die Trainingsdaten mit den Parametern $\sigma_{2,opt}$ in Abbildung 4.13 lässt sich feststellen, dass die Abweichungen bei der Nickwinkelschätzung nach der erneuten Optimierung mit reduzierter Parameteranzahl gegenüber dem Ergebnis $\sigma_{1,opt}$ deutlich verringert sind, während die Schätzfehler der anderen Größen keine erkennbare Veränderungen zeigen. Aus diesem Grund wird das Ergebnis der ersten Optimierung zugunsten der Ergebnisse aus der erneuten Optimierung mit reduzierter Parameteranzahl verworfen. Zur Validierung des Optimierungsergebnisses werden im nächsten Kapitel Testdaten in Form eines weiteren Fahrmanövers verwendet und das Verhalten des Zustandsschätzers wird detailliert untersucht.

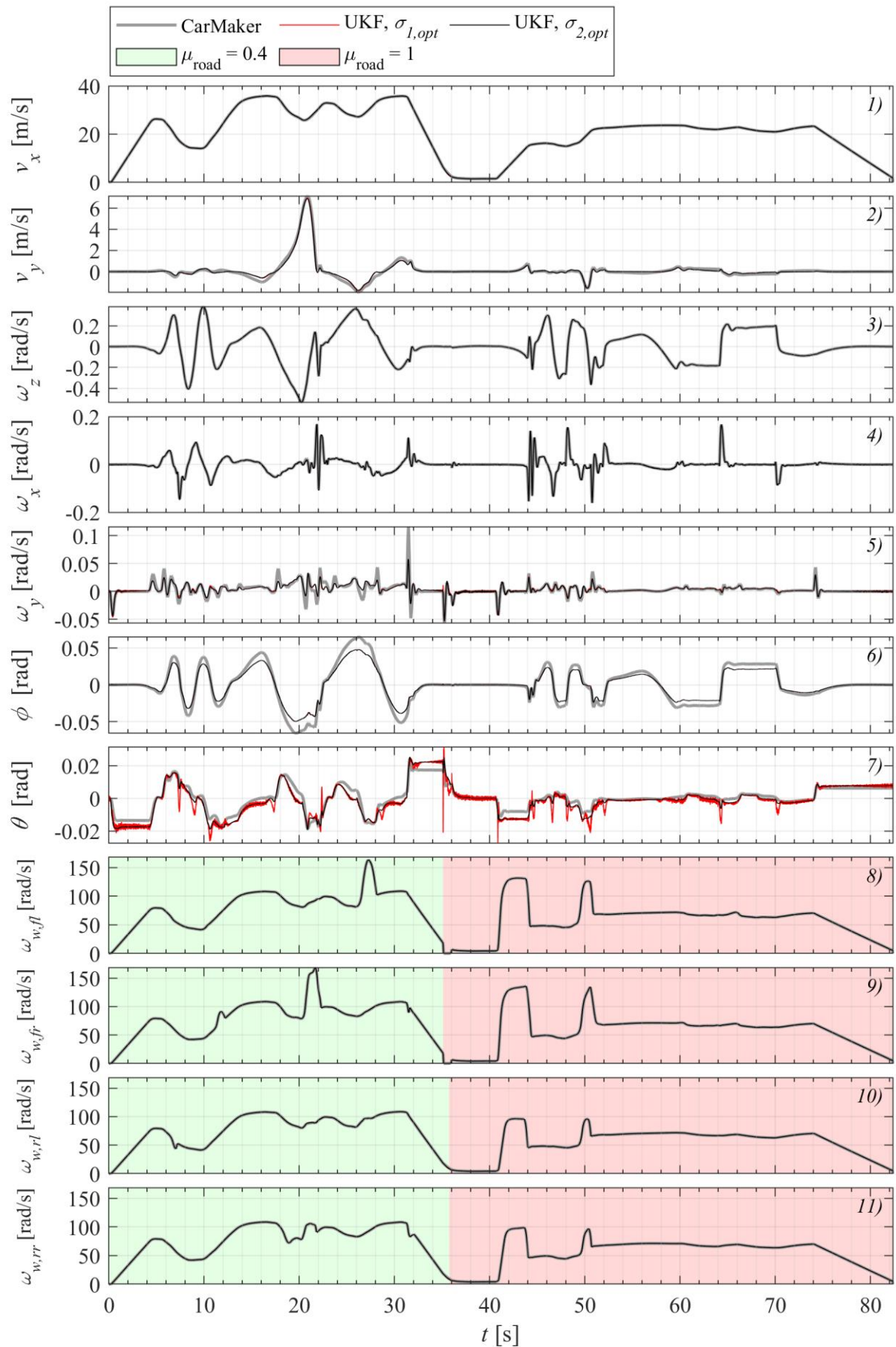


Abbildung 4.13: Zeitliche Verläufe der Zustandsgrößen während des Fahrmanövers zur Optimierung; die Schätzgrößen sind jeweils für die optimierten Parameter $p_{1,opt}$ und $p_{2,opt}$ dargestellt

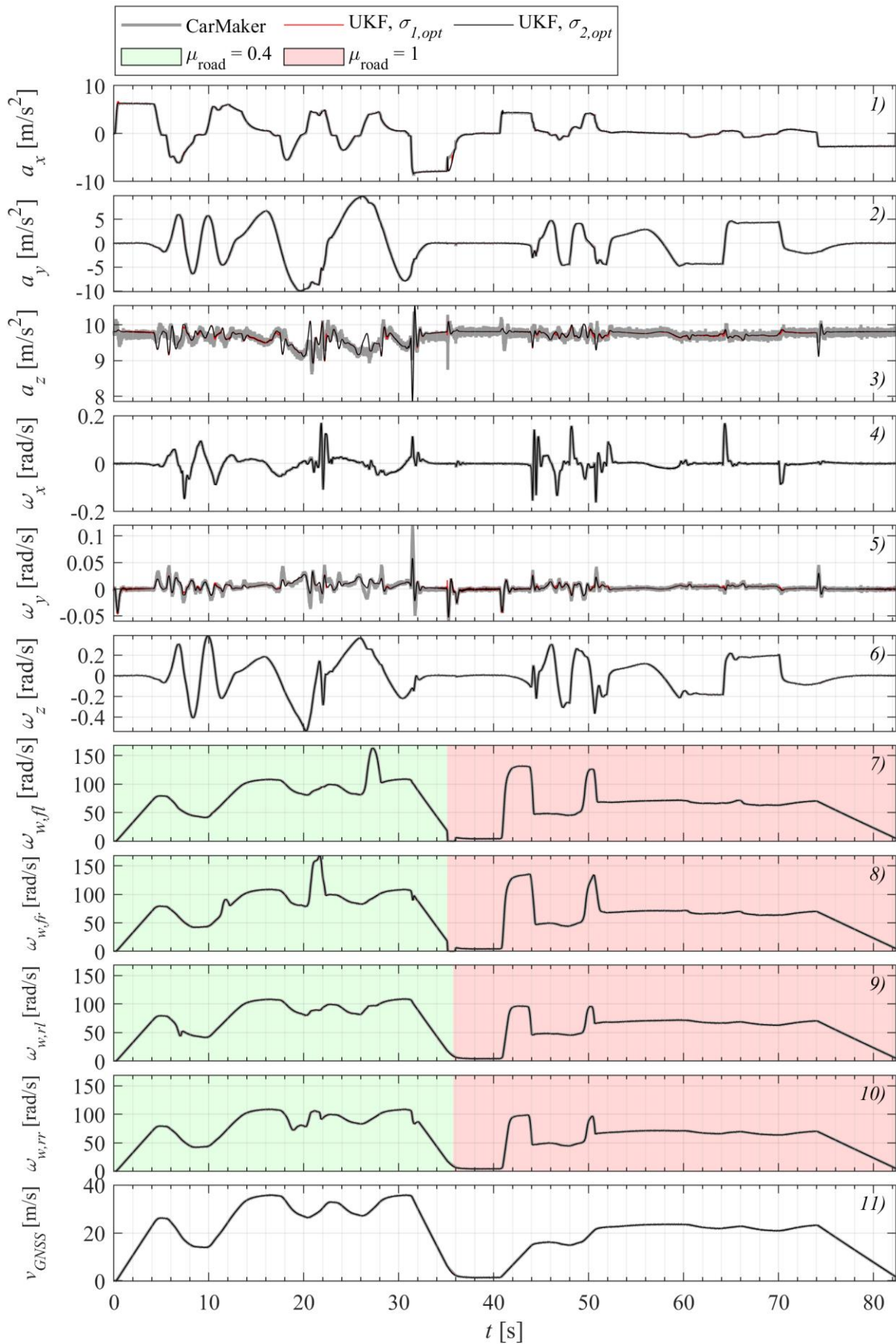


Abbildung 4.14: Zeitliche Verläufe der Ausgangsgrößen während des Fahrmanövers zur Optimierung; Der max. Kraftschlussbeiwert zwischen dem jeweiligen Reifen und der Fahrbahn ist farblich gekennzeichnet

4.4 Validierung des UKF in der Simulation

Nachdem die optimierungsbasierte Auslegung des Zustandsschätzers anhand von Trainingsdaten erfolgt ist, werden anhand eines Testdatensatzes die Optimierungsergebnisse validiert. Die Testdaten wurden wie die Trainingsdaten in der Simulation generiert, unterscheiden sich jedoch durch einen anderen Strecken- und Geschwindigkeitsverlauf sowie durch abweichende Fahrbahnbedingungen. Diese Vorgehensweise wird gewählt, um eine mögliche Überanpassung des Zustandsschätzers auszuschließen und dessen Verhalten in Fahrsituationen, die bei der Optimierung nicht explizit berücksichtigt wurden, untersuchen und damit auf die allgemeine Einsetzbarkeit des Zustands- und Parameterschätzers schließen zu können. Weiterhin bietet sich durch die Nutzung eines simulationsgenerierten Fahrmanövers die Möglichkeit die Einflüsse bestimmter Störgrößen auf den Zustandsschätzer isoliert zu untersuchen, was bei einem realen Fahrversuch nur schwierig umzusetzen ist. Nichtsdestotrotz ist eine Validierung anhand realer Fahrversuche notwendig, welche in einem späteren Kapitel betrachtet wird.

4.4.1 Fahrversuch zur Erzeugung der Testdaten

Für das Fahrmanöver zur Erzeugung der Testdaten gelten zunächst die gleichen Anforderungen wie für die Trainingsdaten in Kapitel 3.4. Es sollen gezielt die Längs- und Querdynamik, sowohl einzeln als auch kombiniert, mit verschiedener Amplitude und Dynamik bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten angeregt werden, um das lineare und nichtlineare Fahrverhalten abzubilden.

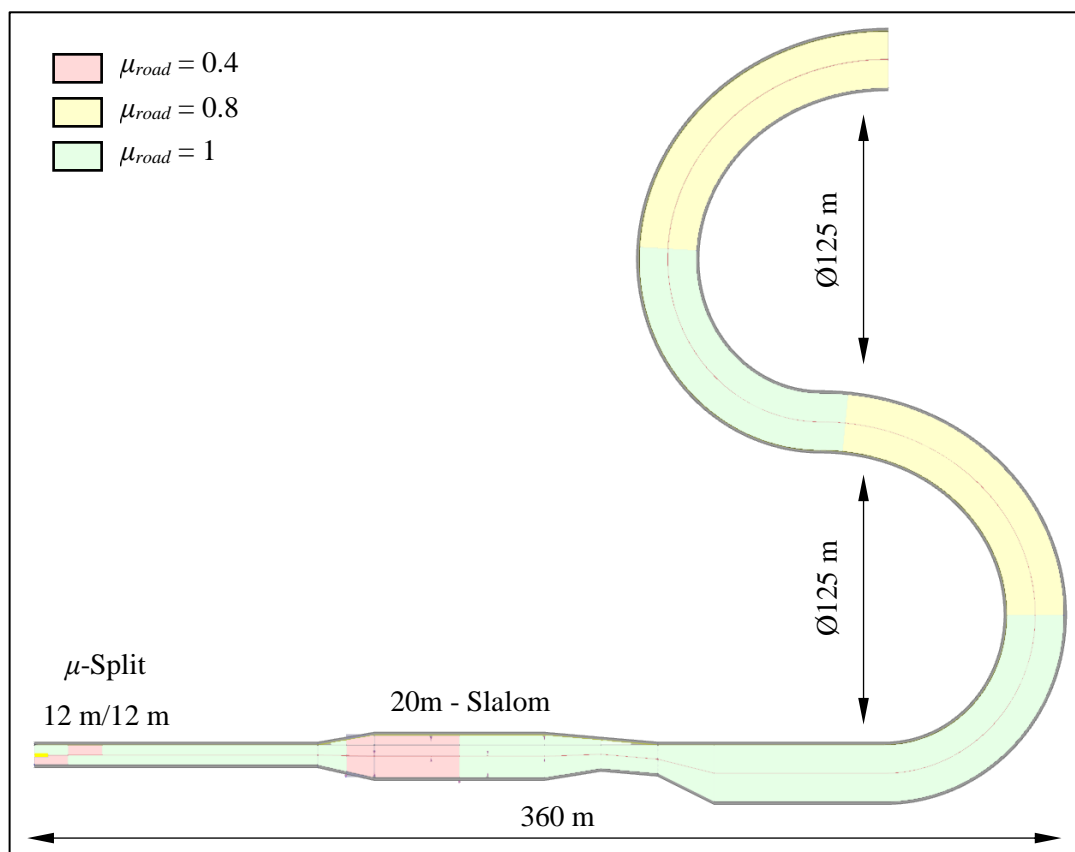


Abbildung 4.15: Streckenverlauf des simulierten Fahrversuchs zur Erzeugung von Testdaten

Dazu werden auch hier die in Kapitel 3.4 vorgestellten Standardmanöver als Grundlage verwendet. Um die allgemeine Gültigkeit des Optimierungsergebnisses zu validieren und eine Überanpassung an die Trainingsdaten auszuschließen, müssen sich die Testdaten eindeutig von diesen unterscheiden und einen anderen Streckenverlauf mit anderen Profilen der Längs- und Querbeschleunigung enthalten. Zu diesem Zweck wurden die Abstände im Slalom sowie die Kurvenradien verändert. Zusätzlich werden neue Situationen berücksichtigt, die in den Testdaten nicht enthalten sind, z.B. sprunghafte Änderungen der Fahrbahnbedingungen. Zu Beginn des Fahrversuchs findet eine Beschleunigung des Fahrzeugs in Längsrichtung aus dem Stillstand heraus auf 90 km/h statt, während eine μ -Split-Situation mit einseitig glatter Fahrbahnoberfläche vorliegt. Der Kraftschlussbeiwert der Fahrbahn liegt zunächst links bei $\mu_{road} = 1$ und rechts bei $\mu_{road} = 0,4$. Nach 12 m wechseln die Verhältnisse von links nach rechts und nach weiteren 12 m ist die μ -Split-Situation beendet. Nach 120 m folgt ein 20 m-Slalom mit Wechsel der Fahrbahneigenschaften, der mit 50 km/h durchfahren wird, wobei für die ersten 40 m $\mu_{road,i} = 0,4$ beträgt. Danach folgt eine Beschleunigung auf 110 km/h und anschließend eine Doppel-S-Kurve, welche mit ca. 90 km/h durchfahren wird. Der Reibwert sinkt dabei jeweils nach der Hälfte der Kurve auf $\mu_{road,i} = 0,8$. Zur Veranschaulichung ist der Streckenverlauf in Abbildung 4.15 dargestellt.

4.4.2 Zustands- und Ausgangsgrößen sowie Schätzfehler

Die Ergebnisse der Validierung werden im Folgenden anhand von Zeitverläufen der Zustands- und Ausgangsgrößen des Fahrzeugs dargestellt und diskutiert. Während der Bestimmung der Kovarianzmatrizen wurde von einer Verfügbarkeit der Geschwindigkeitsmessung mittels eines GNSS-Empfängers ausgegangen. Da auch im Falle eines fehlenden Signalempfangs eine korrekte Schätzung stattfinden muss, sollen die Auswirkungen eines Ausfalls dieser Ausgangsgröße untersucht werden. Es wird davon ausgegangen, dass ein GNSS-Ausfall und ein damit einhergehendes ungültiges Signal erkannt werden kann, sodass dies im Zustands- und Parameterschätzer berücksichtigt werden kann. Konkret geschieht dies durch die Anpassung der Standardabweichung der GNSS-Geschwindigkeitsstörung auf $\sigma_{vGNSS,n} = 10^6$ m/s über den entsprechenden Eintrag der Kovarianzmatrix \mathbf{R}_k . Die Erkennung eines GNSS-Ausfalls könnte beispielsweise anhand der Anzahl der sichtbaren Satelliten oder des vom Empfänger intern geschätzten Messfehlers erfolgen. Dies wird im Folgenden jedoch nicht weiter erläutert und es sei auf die Quelle [87] verwiesen.

Zunächst werden die in Abbildung 4.16 dargestellten Verläufe der geschätzten Zustandsgrößen des Fahrzeugs und der Referenzgrößen aus der Simulation verglichen. Die Schätzgrößen sind jeweils mit und ohne Nutzung der GNSS-Fahrzeuggeschwindigkeit als Ausgangsgröße abgebildet. Eine Darstellung der Eingangsgrößen Lenkwinkel und Motormomente während des Fahrmanövers findet sich in Abbildung 4.17.

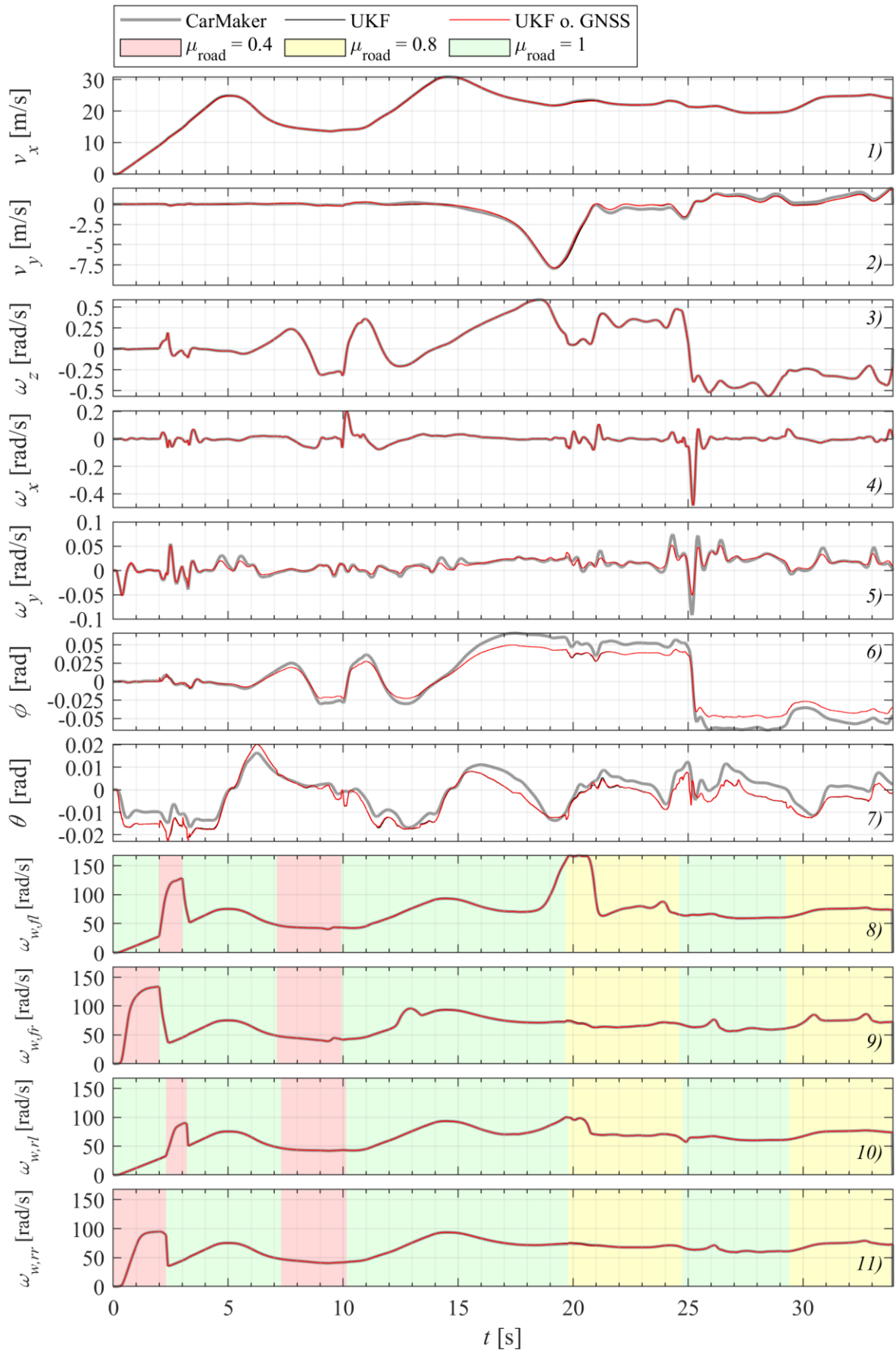


Abbildung 4.16: Zeitlicher Verlauf der Zustandsgrößen während des Fahrmanövers zur Validierung; die Schätzgrößen sind jeweils mit und ohne Messung der Geschwindigkeit mittels GNSS dargestellt

Der Beschleunigungsvorgang unter μ -Split-Bedingungen ist bei $t = 5$ s abgeschlossen, bei $t = 7$ s beginnt die Slalompassage und bei $t = 15$ s folgt die Doppel-S-Kurve. Während des Fahrversuchs können keine nennenswerten Abweichungen der Schätzungen von Längsgeschwindigkeit v_x , Wankrate ω_x , Gierrate ω_y sowie Raddrehzahlen $\omega_{w,i}$ vom Verlauf der Referenzgröße festgestellt werden (Abbildung 4.16-1, -3, -4, -8..11). Bei der Quergeschwindigkeit v_y in Abbildung 4.16-2 treten während der Doppel-S-Kurve von $t = 21..25$ s kleinere Abweichungen von der Referenzgröße auf. Diese können aufgrund von Unsicherheiten im Reifenmodell, welche sich nicht durch die variablen Kraftschlussbeiwerte $\mu_{road,i}$ ausgleichen lassen, zustande kommen. Dabei kann sich beispielsweise die getroffene Vereinfachung, identische Werte für die Reifensteifigkeiten in Längs- und Querrichtung zu verwenden, nachteilig auswirken. Weiterhin könnte auch das vereinfachte Lenkungsmodell, das Effekte wie Vorspur und Sturz vernachlässigt, Anteil an diesen Schätzfehlern haben. Auch beim Wankwinkel tritt eine Abweichung vom Referenzwert auf, diese nimmt mit steigendem Wankwinkel ϕ zu, was ebenfalls auf einen Modellfehler schließen lässt (Abbildung 4.16-6). Ein ähnliches Verhalten ist bei der Schätzung des Nickwinkels θ zu beobachten, wobei hier die Schätzung teilweise über- und teilweise unterhalb der Referenzgröße liegt (Abbildung 4.16-7). Die Verwendung der GNSS-Geschwindigkeitsmessung hat in der gewählten Darstellung keinen erkennbaren Einfluss auf den Schätzfehler.

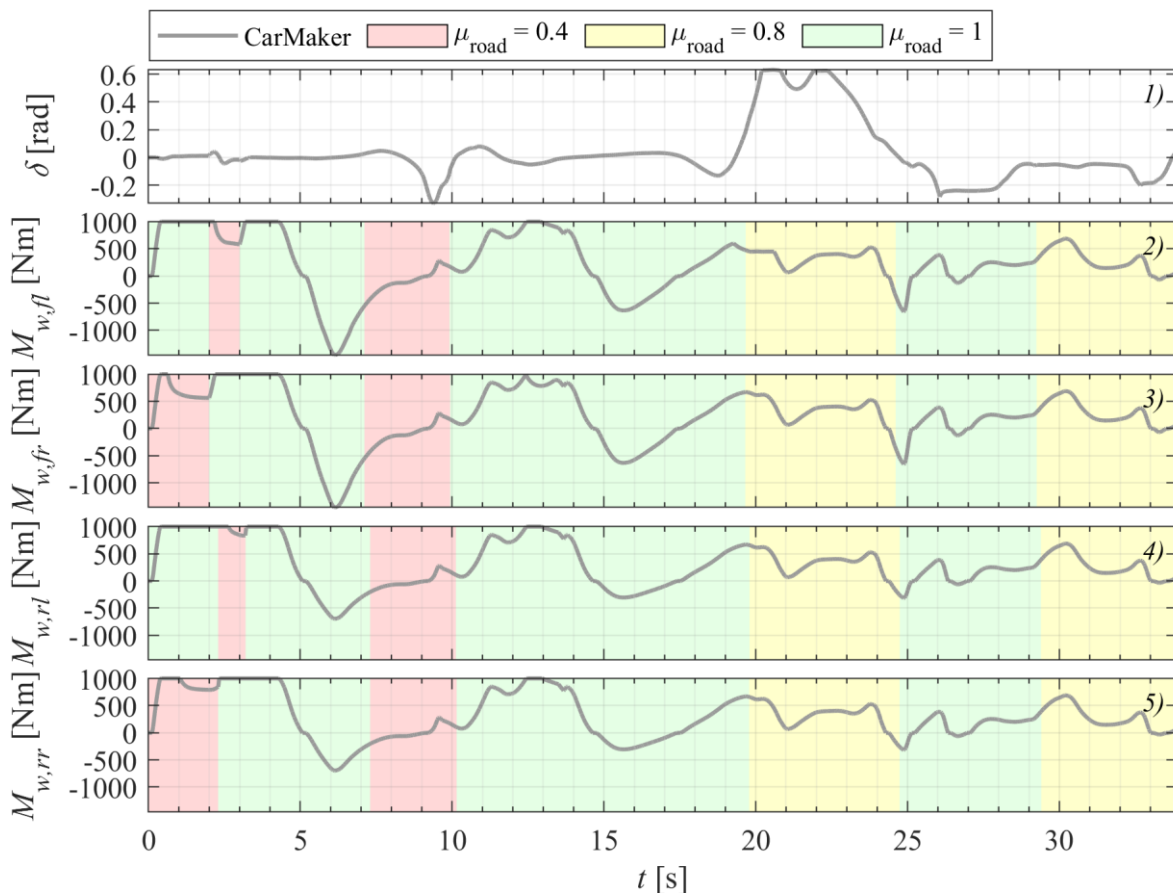


Abbildung 4.17 Zeitlicher Verlauf der Eingangsgrößen u_k während des Fahrmanövers zur Validierung; die Schätzgrößen sind jeweils mit und ohne Messung der Geschwindigkeit mittels GNSS dargestellt

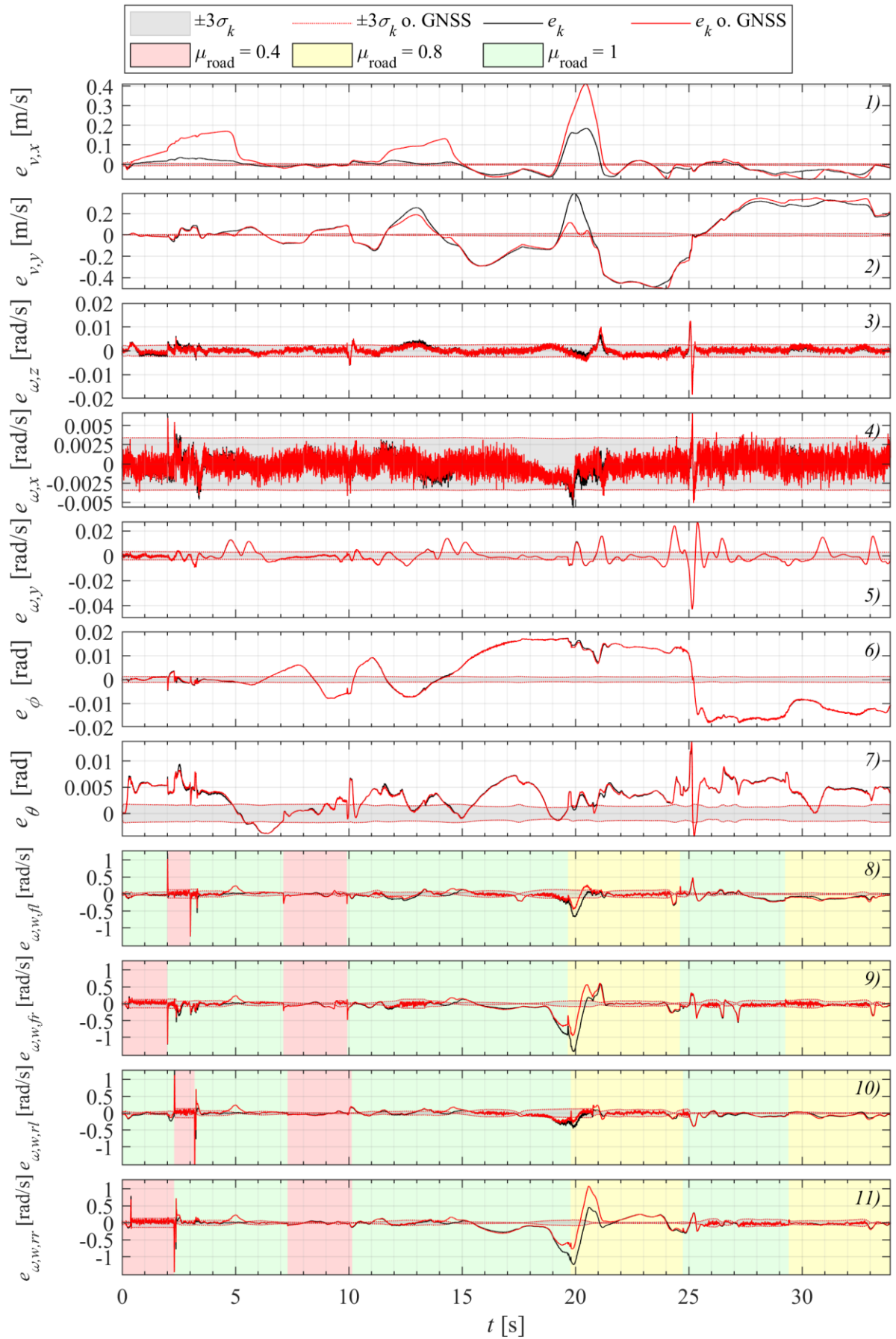


Abbildung 4.18: Schätzfehler der Zustandsgrößen und geschätzte Drei-Sigma-Intervalle

Eine detaillierte Ansicht des zeitlichen Verlaufs der Schätzfehler der Zustandsgrößen $\mathbf{e}_{x,k} = \mathbf{x}_k - \hat{\mathbf{x}}_k$ mit und ohne GNSS-Geschwindigkeitsmessung sowie deren geschätzter Drei-Sigma-Intervalle, welche entsprechend

$$\sigma_{k,i} = \sqrt{\mathbf{P}_{k,i,i}} \quad (4.46)$$

bestimmt werden, wird in Abbildung 4.18 gegeben. Hierbei ist der Einfluss der Geschwindigkeitsmessung deutlicher erkennbar, was besonders bei der Längs- und Quergeschwindigkeit der Fall ist. Während der Schätzfehler der Längsgeschwindigkeit ohne GNSS-Geschwindigkeitsmessung ansteigt, tritt bei der Quergeschwindigkeit eine leichte Verringerung auf. In beiden Fällen sind die Fehler im Vergleich zur Schätzgröße selbst gering. Auch bei den Raddrehzahlen sind Unterschiede zwischen den Schätzfehlern mit und ohne GNSS-Geschwindigkeitsmessung erkennbar. Diese treten besonders während der Doppel-S-Kurve am Übergang des Kraftschlussbeiwerts von $\mu_{road,i} = 1$ zu $\mu_{road,i} = 0,8$ bei $t = 19..21$ s auf. Eine klare Vergrößerung des Schätzfehlers bei fehlender GNSS-Geschwindigkeitsmessung ist jedoch nicht festzustellen.

Entsprechend der Grundannahmen des Kalman-Filters sind die Erwartungswerte aller Schätzfehler, bis auf den des Nickwinkels, über den Zeitraum des Fahrmanövers näherungsweise Null. Der Erwartungswert des Nickwinkels ist hingegen sichtbar verschieden von Null, was auf einen systematischen Fehler, der vermutlich durch das vereinfachte Nickmodell hervorgerufen wird, hindeutet. Da die Schätzfehler als mittelwertfrei und normalverteilt angenommen werden, sollten 99,73% der Schätzfehler innerhalb des dargestellten Drei-Sigma-Intervalls liegen. Tatsächlich liegen die Schätzfehler, mit Ausnahme der Gierrate ω_z und der Wankrate ω_x (Abbildung 4.18-3, -4), häufig außerhalb dieses Bereichs, was wiederum bedeutet, dass die Schätzung der Kovarianz des Schätzfehlers zu gering erfolgt. Weiterhin ist deutlich erkennbar, dass die Schätzfehler zum Teil kleine Mittelwerte ungleich Null aufweisen oder zeitlich korreliert sind und es sich offensichtlich nicht wie bei der Herleitung des KALMAN-Filters angenommen um weißes Rauschen handelt. Die Stabilität des Zustands- und Parameterschätzers scheint im untersuchten Fahrmanöver dadurch jedoch nicht beeinträchtigt zu sein. Zwar können dadurch während der beiden für die Optimierung und Validierung betrachteten Fahrmanöver keine negativen Auswirkungen auf die Zustandsschätzung festgestellt werden, es ist jedoch fraglich, ob es Fahrsituationen gibt, in denen dies der Fall ist. Zur Verbesserung der Schätzung der Fehlerkovarianzen könnten diese zum einen bei der Auslegung des UKF in der Kostenfunktion explizit berücksichtigt werden, was bisher nicht der Fall ist. Offensichtlich ist auch die Modellierung der Fehler in dieser Hinsicht nicht optimal. Zur Verbesserung der Fehlerkovarianzschätzung könnten zum einen zeitvariante Werte für \mathbf{Q}_k , \mathbf{R}_k und Σ_k verwendet werden. Zum anderen kann das KALMAN-Filter zur Berücksichtigung von korrelierten Störungen modifiziert werden [21], indem entsprechende Modelle für die Störungen, wie schon beim Reifenmodell in Kapitel 4.2.2 angewandt, verwendet werden.

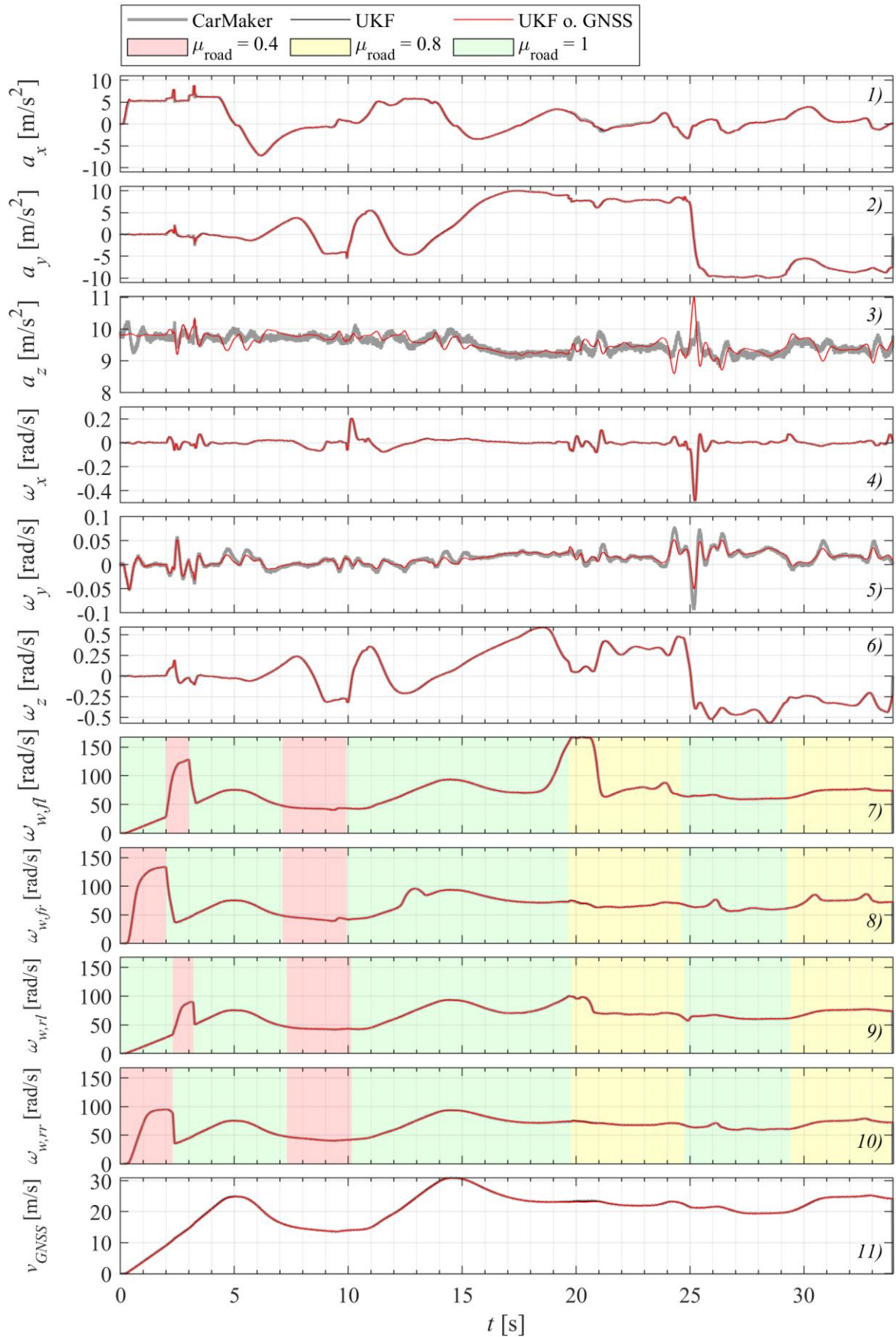


Abbildung 4.19: Zeitlicher Verlauf der Ausgangsgrößen während der Validierung in der Simulation; die Schätzgrößen sind jeweils mit und ohne Messung der Geschwindigkeit mittels GNSS dargestellt

In Abbildung 4.19 sind die zeitlichen Verläufe der Ausgangsgrößen aus der Referenzsimulation sowie die durch den UKF mit als auch ohne GNSS-Geschwindigkeitsmessung geschätzten Größen \hat{y}_k abgebildet. Auch hier sind kaum Abweichung zwischen Referenz- und Schätzgrößen mit Ausnahme der Vertikalbeschleunigung a_z festzustellen. Auch hier können als Ursache Modellfehler aufgrund der Vereinfachungen beim Vertikalmodell infragekommen. Da während der Optimierung der Kovarianzmatrizen ein vergleichsweise niedriger Wert für die Standardabweichung der Vertikalbeschleunigungsstörung ermittelt wurde, erfolgt hier eine starke Gewichtung der Prädiktion durch das Modell und eine schwache Gewichtung des Messwerts. Durch eine andere Gewichtung der Größe in der Kostenfunktion für die Optimierung der Kovarianzmatrizen, lässt sich möglicherweise eine bessere Schätzung erzielen. Signifikante Unterschiede zwischen der Schätzung mit und ohne GNSS-Geschwindigkeitsmessung sind, wie in den vorangegangenen Darstellungen, auch hier nicht feststellbar.

4.4.3 Reifenschlupf und Kraftschlussbeiwert

Für spätere Regelungsanwendungen, z.B. eine Antriebsschlupfregelung, ist eine exakte Schätzung des Reifenlängsschlupfs $s_{x,i}$ und des Reifenquerschlupfs $s_{y,i}$ von besonderem Interesse. Da die Zustandsgrößen des Fahrzeugs während des Fahrmanövers zur Validierung mit lediglich geringen Abweichungen geschätzt werden, ist auch von einer korrekten Schätzung des Reifenschlupfs auszugehen. In Abbildung 4.20 sind die zeitlichen Verläufe des Reifenschlupfs in Längs- und Querrichtung abgebildet, wobei wie erwartet nur geringe Abweichungen zwischen den geschätzten und den Referenzverläufen zu erkennen sind. Besonders hervorzuheben ist, dass während der abrupten μ -Wechsel von $t = 0..10$ s die schnellen transienten Änderungen des Längs- und Querschlupf mit hoher Genauigkeit geschätzt werden. Ebenso erfolgt im ersten Teil der Doppel-S-Kurve von $t = 15..21$ s, wo gleichzeitig hohe Schlupfwerte in Längs- und Querrichtung sowie ein Wechsel der Fahrbahnbedingen auftreten, eine korrekte Schätzung. Die größten Schätzfehler treten während der Doppel-S-Kurve von $t = 21..25$ s auf. In diesem Bereich mit moderatem kombinierten Reifenschlupf traten auch Schätzfehler bei der Quergeschwindigkeit v_y auf. Der Querschlupf wird hierbei geringer als der tatsächliche Wert von $s_{y,i} = 5-7$ % geschätzt. Möglicherweise ließe sich hier durch eine getrennte Parametrierung der Reifensteifigkeiten in Längs- und Querrichtung der Schätzfehler verringern, da diese Parameter vor allem das Reifenmodell im Bereich niedriger Schlupfwerte beeinflussen. Ob die GNSS-Geschwindigkeit für die Schätzung genutzt wird oder nicht, hat auch bei der Reifenschlupfschätzung im untersuchten Manöver keinen erkennbaren Einfluss auf den Schätzfehler.

Neben dem Reifenschlupf sind in Abbildung 4.20 die zeitlichen Verläufe des maximalen Kraftschlussbeiwerts der Fahrbahnoberfläche $\mu_{road,i}$ und dessen Schätzung $\hat{\mu}_{road,i}$ dargestellt. Trotz der ähnlichen Bezeichnung bilden die Größen eigentlich unterschiedliche Effekte ab und sind daher nicht in jeder Fahrsituation direkt miteinander vergleichbar, was sich teilweise in großen Abweichungen widerspiegelt. Durch $\hat{\mu}_{road,i}$ werden, wie in Kapitel 4.2.2 beschrieben, nicht nur Abweichungen des Kraftschlussbeiwerts der Straße, sondern sämtliche Fehler des im Zustands- und Parameterschätzer verwendeten Reifenmodells ausgeglichen.

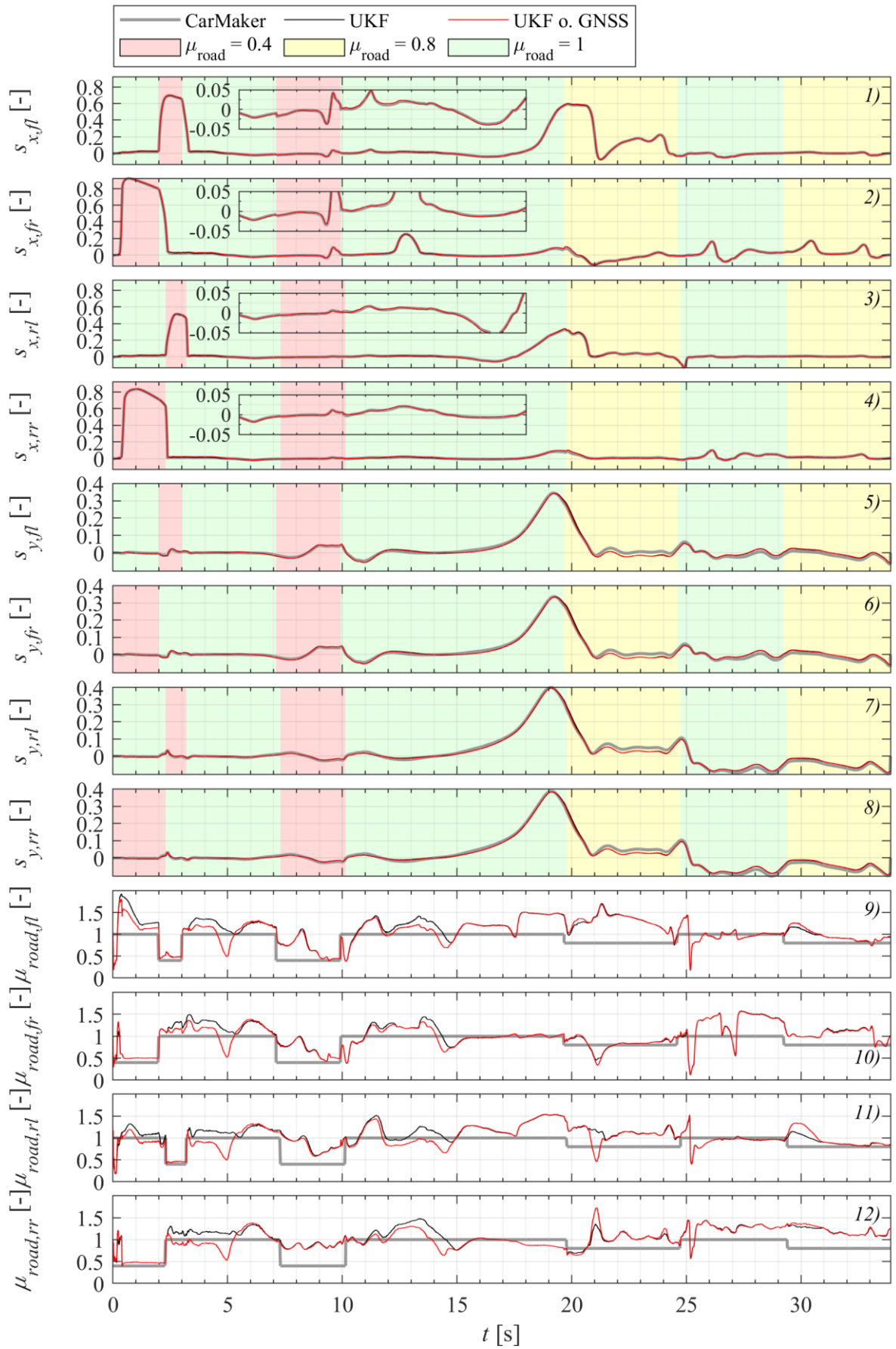


Abbildung 4.20: Verlauf des Reifenlängs- und querschlupfs und des Kraftschlussbeiwerts während der Validierung in der Simulation

Dieser Effekt kommt besonders zum Tragen, wenn der tatsächliche Wert des Reifenschlupfs in Längs- und Querrichtung klein ist. Während des Beschleunigungsmanövers unter μ -Split-Bedingungen von $t = 0..3$ s werden hohe Längsschlupfwerte erreicht, weshalb dort der maximale Kraftschlussbeiwert der Fahrbahn nach Verlassen des Stillstands mit guter Genauigkeit geschätzt wird. Auch während des Slaloms von $t = 7..10$ s ist mit steigendem Reifenquerschlupf eine geringe Abweichung vom Kraftschlussbeiwert der Fahrbahn zu beobachten. Zu Beginn der Doppel-S-Kurve bei $t = 15..20$ s entsteht am linken Vorder- und Hinterrad eine Situation mit hohem kombiniertem Längs- und Querschlupf. Obwohl der Kraftschlussbeiwert der Straße dem Nominalwert entspricht, weicht der Adaptionsparameter von diesem ab, was vermutlich dem Reifenmodell geschuldet ist, welches das Reifenverhalten bei kombiniertem Schlupf ungenau abbildet. Am rechten Vorder- und Hinterrad dominiert währenddessen der Reifenquerschlupf und die Schätzung des Kraftschlussbeiwerts liegt näher am Referenzwert. Für den verbleibenden Teil der Doppel-S-Kurve liegt eine Kombination aus niedrigem kombiniertem Reifenschlupf vor, weshalb wie schon bei der Reifenschlupfschätzung größere Abweichung des geschätzten Kraftschlussbeiwerts vom Referenzverlauf auftreten. Unterschiede zwischen den zeitlichen Verläufen der Schätzung mit und ohne Verwendung der GNSS-Geschwindigkeitsmessung sind am Kraftschlussbeiwert deutlicher zu erkennen als bei den restlichen Größen. Eine leichte Vergrößerung des Schätzfehlers während der Beschleunigung von $t = 2..5$ s ist ohne GNSS-Geschwindigkeitsmessung festzustellen.

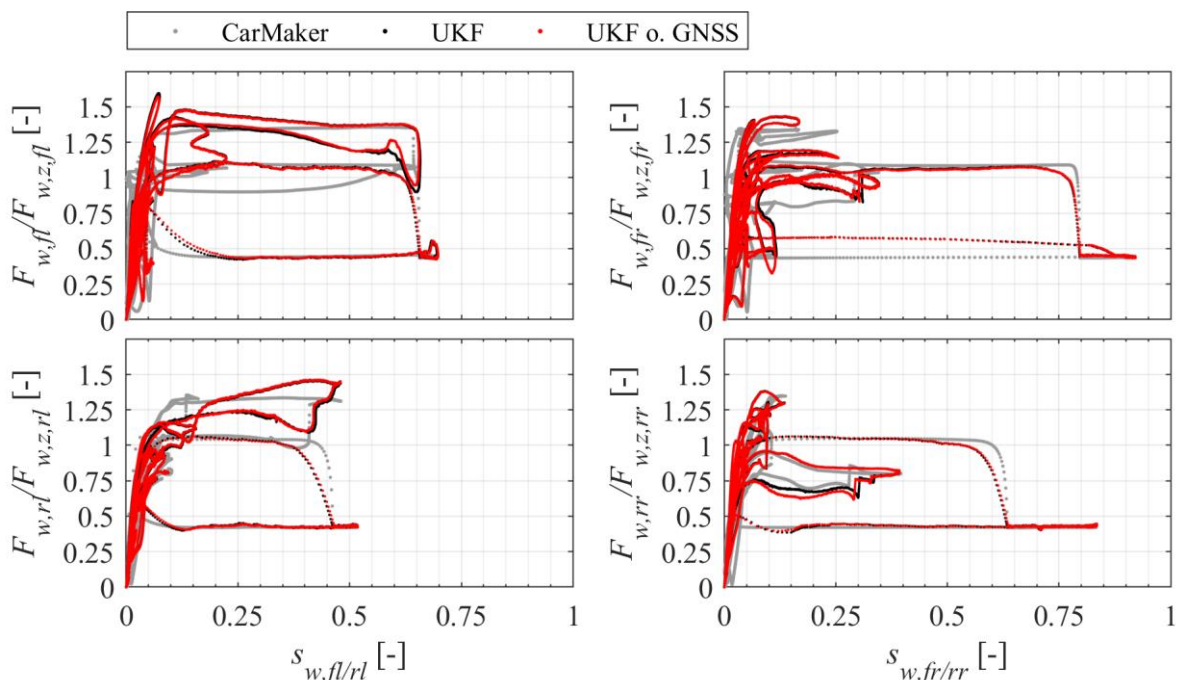


Abbildung 4.21: Geschätzte Reifenkennlinien während des Fahrmanövers zur Validierung in der Simulation

In Abbildung 4.21 sind die Verhältnisse der geschätzten resultierenden Reifenkräfte $F_{w,i}$ und der Radlasten $F_{w,z,i}$ für die Referenzsimulation sowie die Schätzungen des UKF mit und ohne GNSS-Geschwindigkeitsmessung dargestellt. Ein Großteil der Datenpunkte liegt im Bereich niedriger Reifenschlupfwerte bis $s_{w,i} = 0,1$, was aus der Gestaltung des Fahrversuchs resultiert, die darauf abzielt

den Reifenschlupf bis zum kritischen Schlupf zu erhöhen, aber möglichst nicht für längere Zeit darüber. Während die Werte im linearen Bereich unterhalb des kritischen Reifenschlupfs stark gestreut sind, ergeben sich mehrere eindeutige Äste für den nichtlinearen Bereich, die allerdings nicht exakt mit den Kennlinien aus Abbildung 4.1 übereinstimmen. Diese Abweichungen der Werte für die Referenzsimulation können beispielsweise aus der Reifendynamik und der Elastizität von Reifen und Fahrwerk resultieren. Im Wesentlichen werden die Referenzverläufe sowohl mit als auch ohne GNSS-Geschwindigkeitsmessung vom UKF mit hoher Genauigkeit geschätzt. Die erkennbaren Schätzfehler resultieren vermutlich aus den Unsicherheiten des verwendeten Prozessmodells, die bei den Reifen am größten sind. Am genauesten werden die Kennlinien mit $\mu_{w,max,i} = 0,4$ vom Zustands- und Parameterschätzer abgebildet (mit Ausnahme des rechten Vorderrads), weil sich das Fahrzeug während des Beschleunigungsvorgangs zu Beginn des Fahrmanövers jeweils relativ lange in stationären Arbeitspunkten auf dieser Kurve befindet.

Es hat sich gezeigt, dass die Adaption des Reifenmodells mittels des adaptiven Kraftschlussbeiwerts $\mu_{road,i}$ in der Lage ist, die Modellunsicherheiten mit hoher Dynamik auszugleichen. Dabei handelt es sich nicht nur um Abweichungen in der Form der Reifenkennlinie und der Lage des kritischen Reifenschlupfs, sondern auch um die vernachlässigte Reifendynamik und -elastizität sowie die Fahrwerksbewegungen. Somit kann die hohe Schätzgenauigkeit der Zustandsgrößen, die in Kapitel 4.4.2 festgestellt werden konnte, auch beim Reifenlängs- und Querschlupf sowie den Reifenkennlinien bestätigt werden. Im Hinblick auf die Vorgehensweise bei der Auslegung kann festgestellt werden, dass auch in Fahrsituationen, die in den Trainingsdaten nicht enthalten sind wie z.B. μ -Split, während der Validierung korrekte Schätzungen geliefert werden.

4.5 Einfluss ausgewählter Störgrößen und Modellfehler

In der Simulation wurde das Verhalten des Fahrzeugs unter idealen Bedingungen ohne die Einwirkung von Störgrößen modelliert. Weiterhin wurden die auf die Ausgangsgrößen wirkenden Störungen stark vereinfacht und als mittelwertfrei sowie normalverteilt modelliert. Ausgehend von diesem Idealfall kann nun die Wirkung von Störungen auf den Zustandsschätzer gezielt im Rahmen einer qualitativen Empfindlichkeitsanalyse untersucht werden. Dabei kommt eine Vielzahl von verschiedenen Störungen infrage, wovon im Folgenden eine repräsentative Auswahl betrachtet wird. Dabei wird der simulierte Validierungs-Fahrversuch jeweils unter Einfluss der jeweiligen Störung wiederholt und die bei der Schätzung der Fahrzeugzustandsgrößen und -parameter entstehenden Fehler werden mit dem ungestörten Fall verglichen. Die Größe der Störungen wird so gewählt, dass die entstehenden Schätzfehler ähnlich Größenordnungen besitzen und somit die Vergleichbarkeit in grafischer Form möglich ist.

Nullpunktbias Längs- und Querbearbeitungssensor

Wie bereits in Kapitel 3.2 erläutert, treten bei den betrachteten MEMS-Inertialsensoren aufgrund des Messprinzips einen zeitlich langsam variierenden Nullpunktbias auf. Da diese im Sensormodell nicht berücksichtigt werden, sollte der Einfluss dieser Vereinfachung auf den Schätzfehler untersucht werden. Dazu werden die Längs- und Querbearbeitungsmesswerte aus dem Validierungsfahrversuch jeweils mit einem konstanten Offset Δa_x und Δa_y beaufschlagt. Es wird dann jeweils ein zeitlicher Verlauf der Schätzung generiert, bei der jeweils eine Achse des Beschleunigungssensors der Störung unterliegt.

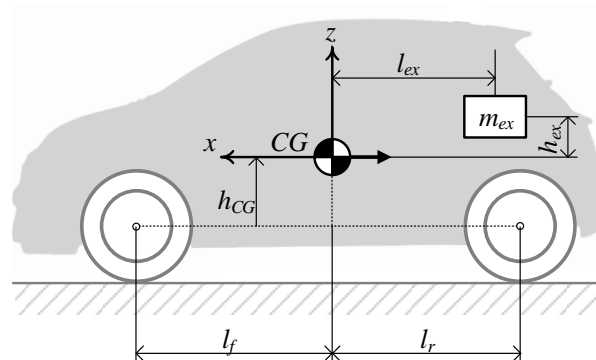


Abbildung 4.22: Lage der Zusatzmasse

Abweichung der Trägheitsparameter durch Zuladung

Bei der Entwicklung des Zustands- und Parameterschätzers wurde von zeitinvarianten Masseparametern des Fahrzeugs ausgegangen. Eine Abweichung von den Nominalparametern kann jedoch, beispielsweise durch eine wechselnde Anzahl von Passagieren oder durch Zuladung von Gegenständen, häufig auftreten. Dabei verändern sich sowohl die Werte der Trägheitsparameter m , J_x , J_y und J_z des Fahrzeugs als auch die Lage des Fahrzeugschwerpunkts. Daher wird der Einfluss dieser Parameteränderungen im Folgenden untersucht. Dazu wird eine quaderförmige Zusatzmasse mit

$$m_{ex} = 120 \text{ kg}, \quad J_{ex,x} = 3,4 \text{ kgm}^2, \quad J_{ex,y} = 3,4 \text{ kgm}^2, \quad J_{ex,z} = 5 \text{ kgm}^2 \quad (4.47)$$

betrachtet, die sich mittig im hinteren Teil des Fahrzeugs mit den Koordinaten

$$l_{ex} = 1 \text{ m}, \quad h_{ex} = 0,2 \text{ m} \quad (4.48)$$

bezüglich des Schwerpunkts des Fahrzeugs ohne Zuladung befindet (siehe Abbildung 4.22). Da eine Änderung der Masse während des Fahrens nicht zu erwarten ist, werden die Werte während des simulierten Fahrversuchs konstant gehalten. Durch die Zusatzmasse wird die Zustandstrajektorie in der Referenzsimulation, obwohl das Fahrzeug von einem virtuellen Fahrer gesteuert und das Manöver daher im Closed-Loop-Betrieb erfolgt, leicht verändert. Dies erschwert eine Vergleichbarkeit mit dem Nominalzenario ohne Zusatzmasse. Für die Untersuchung der Parametervariation werden daher stattdessen Fahrzeugparameter des Modells im Zustands- und Parameterschätzer so verändert, als ob die Zusatzmasse dort fehlen würde. Somit muss kein neuer Datensatz für das Referenzfahrzeug generiert werden, wodurch eine Vergleichbarkeit dieses Störeinflusses mit dem ungestörten Fall ermöglicht wird. Die Masse des Fahrzeugs nach Abzug der Zusatzmasse beträgt

$$m^* = m - m_{ex} = 1728 \text{ kg}. \quad (4.49)$$

Weiterhin erfolgt eine Verschiebung des Schwerpunkts um

$$\Delta l_{CG} = \frac{m}{m - m_{ex}} \cdot l_{ex} = 0,07 \text{ m}, \quad \Delta h_{CG} = \frac{m}{m - m_{ex}} \cdot h_{ex} = 0,014 \text{ m} \quad (4.50)$$

bezüglich des Schwerpunkts ohne Zusatzmasse [120], woraus veränderte Abstände zu den Achsen und eine veränderte Schwerpunkthöhe entsprechend

$$\begin{aligned} l_f^* &= l_f - \Delta l_{CG} = 1,41 \text{ m} \\ l_r^* &= l_r + \Delta l_{CG} = 1,57 \text{ m} \\ h_{CG}^* &= h_{CG} + \Delta h_{CG} = 0,24 \text{ m} \end{aligned} \quad (4.51)$$

resultieren. Die Massenträgheitsmomente des Fahrzeugs nach Abzug der Zusatzmasse lauten mit dem STEINER'schen Satz [120]

$$\begin{aligned} J_x^* &= J_x + m \Delta h_{CG}^2 - [J_{ex,x} + m_{ex}(h_{ex} - \Delta h_{CG})^2] = 558 \text{ kgm}^2 \\ J_y^* &= J_y + m (\Delta l_{CG}^2 + \Delta h_{CG}^2) - (J_{ex,y} + m_{ex}[(l_{ex} + \Delta l_{CG})^2 + (h_{ex} - \Delta h_{CG})^2]) = 2005 \text{ kgm}^2 \\ J_z^* &= J_z + m \Delta l_{CG}^2 - [J_{ex,z} + m_{ex}(l_{ex} + \Delta l_{CG})^2] = 2951 \text{ kgm}^2. \end{aligned} \quad (4.52)$$

Die Elemente außerhalb der Hauptträgheitsachsen werden aufgrund ihrer vergleichsweise kleinen Werte vernachlässigt.

Abweichung der Radradien

Eine weitere Fehlerquelle während der Zustands- und Parameterschätzung sind Abweichungen des Radradius vom tatsächlichen Wert, welche beispielsweise durch Einfederung des Reifens infolge von Änderungen der Radlast hervorgerufen werden. Da der zur Parametrierung verwendete Wert des Radradius im stationären Fall gemessen wird, weicht dieser in transienten Fahrsituationen vom tatsächlichen Wert ab. Während dieser Effekt in der Simulation mit CARMAKER berücksichtigt wird, ist dies in dem vom Zustandsschätzer verwendeten Modell nicht der Fall. Es wird jedoch angenommen, dass sich der Einfluss der Radlaständerungen im Durchschnitt auf alle Räder bezogen näherungsweise ausgleicht und die Zustandsschätzung durch die Vernachlässigung der Reifeneinfederung nicht negativ beeinflusst wird. Eine weitergehende Untersuchung dieses Effekts ist denkbar, jedoch nicht Inhalt dieser Arbeit. Weiterhin kann eine Verringerung des Radradius aufgrund von Druckverlust, beispielsweise durch einen Defekt oder die Erwärmung des Reifens, oder durch die Abnutzung der Reifenlauffläche auftreten. Während eine Radradiusverkleinerung aufgrund von Druckverlust eher an einzelnen Reifen zu erwarten ist, erfolgt die Abnutzung und Erwärmung der Reifen unter der Voraussetzung, dass keine Defekte am Fahrwerk vorliegen, an allen Rädern oder zumindest achsweise in gleichmäßiger Art und Weise. Eine Verkleinerung des Radradius in der Referenzsimulation würde, genauso wie bei der Betrachtung einer Zusatzmasse, die erzeugte Zustandstrajektorie verändern. Aus diesem Grund werden stattdessen die Radradien im Zustands- und Parameterschätzer zu groß parametrieren. Im ersten Fall wird eine positive Abweichung des Radradius im Zustandsschätzer am hinteren linken Rad eingestellt und im zweiten Fall werden alle Werte für die Radradien zu groß gewählt.

Tabelle 4.5: Testfälle für die Untersuchung des Einflusses von Störungen und Parameterfehlern auf den Schätzfehler

Störung		Werte
Bias Längsbeschleunigungsmessung	Δa_x	[±10 mg, ±20 mg]
Bias Querb beschleunigungsmessung	Δa_y	[±10 mg, ±20 mg]
Zusatzmasse 120 kg	m_{ex}	Siehe (4.49), (4.51), (4.52)
Relative Abweichung Radradius hinten links	$\Delta r_{w,rl}$	[1 %, 2 %]
Relative Abweichung Radradius aller Räder	Δr_w	[1 %, 2 %]

Zur Untersuchung des Einflusses der Störungen und Parameterabweichungen werden die in Tabelle 4.5 aufgeführten Testfälle simuliert. Die Zahlenwerte für die Offsets spiegeln typische Werte wider, die aus dem Datenblatt einer handelsüblichen Inertialsensoreinheit für PKW stammen. Eine relative Radradiusänderung von 1 % entspricht bei einem Radradius entsprechend Tabelle 4.2 einer Änderung von ca. 3 mm und eine Änderung von 2 % entspricht ca. 7 mm. Um eine kompakte Darstellung der Ergebnisse zu erreichen, wird für jeden Testfall der Mittelwert

$$\bar{e}_x = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N e_{x,k} = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (\mathbf{x}_k - \hat{\mathbf{x}}_k^+), \quad \bar{e}_y = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N e_{y,k} = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (\mathbf{y}_k - \hat{\mathbf{y}}_k) \quad (4.53)$$

und die Standardabweichung

$$\sigma_{e,x} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (e_{x,k} - \bar{e}_x)^2}, \quad \sigma_{e,y} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (e_{y,k} - \bar{e}_y)^2} \quad (4.54)$$

des Schätzfehlers des Zustands- und Ausgangsvektors berechnet. Aus Gründen der Übersichtlichkeit wird auf eine Darstellung der zeitlichen Verläufe der Schätzung unter Einfluss der Störungen verzichtet. Der Mittelwert und die Standardabweichung der Schätzfehler für die ausgewählten Testfälle ist in Abbildung 4.23 und Abbildung 4.24 zusammen mit dem Schätzfehler des ungestörten Falls dargestellt.

Es kann eine hohe Empfindlichkeit des Schätzfehlers gegenüber einem Nullpunktbias der Beschleunigungssensoren festgestellt werden. Während der Schätzfehler für negative Werte eines Nullpunktbias der Längsbeschleunigungsmessung Δa_x zwar nur geringfügig ansteigt, sorgen positive Werte dafür, dass der UKF instabil wird und der Schätzfehler aller Zustandsgrößen überproportional ansteigt. Ohne GNSS-Messung fällt dieser Anstieg noch deutlich stärker aus. Bei einem Bias der Querbeschleunigungsmessung ist lediglich bei der Quergeschwindigkeit und -beschleunigung eine Verschiebung des Mittelwerts des Schätzfehlers sowohl für positive und negative Werte zu beobachten. Auch hier sorgt das Fehlen einer GNSS-Geschwindigkeitsmessung für einen noch stärkeren Anstieg des Schätzfehlers. Bezüglich der Zusatzmasse zeigt der Schätzfehler lediglich eine geringe Empfindlichkeit. Dementsprechend steigen die Erwartungswerte und Standardabweichungen der Schätzfehler, wie in Abbildung 4.23 und Abbildung 4.24 dargestellt, gegenüber der Schätzung mit korrekten Masseparametern nur geringfügig an. Ebenso wie bei einem Beschleunigungsbias, wirkt sich die Nutzung der GNSS-Geschwindigkeitsmessung besonders bei der Schätzung der Längs- und Quergeschwindigkeit positiv auf den Schätzfehler aus. Bei den durchgeführten Tests zum Einfluss von Abweichungen des Radradius zeigt sich, dass die Empfindlichkeit des Schätzfehlers bezüglich einer Abweichung am linken Hinterrad während des Validierungsfahrmanövers stark davon abhängt, ob die GNSS-Geschwindigkeitsmessung genutzt wird oder nicht. Während sich mit Geschwindigkeitsmessung Radiusfehler von bis zu 2% kaum negativ auswirken, so steigen die Schätzfehler ohne Geschwindigkeitsmessung bei einem Radradiusfehler von 2 % erheblich an. Für den Fall, dass die Werte aller Radradien fehlerhaft sind, ist sowohl mit als auch ohne GNSS-Geschwindigkeitsmessung für einen Fehler von 1 % kaum ein Ansteigen der Schätzfehler zu verzeichnen. Darüber hinaus tritt ein starkes Wachstum der Schätzfehler auf, wobei hier kein eindeutig positiver oder negativer Einfluss der Nutzung der GNSS-Geschwindigkeitsmessung festgestellt werden kann. Da im Fahrzeugmodell der Radradius sowohl bei der Berechnung des Reifenschlupfs als auch des am Rad wirkenden Drehmoments Verwendung findet, ist es plausibel, dass sich hier Parameterabweichungen besonders negativ auswirken.

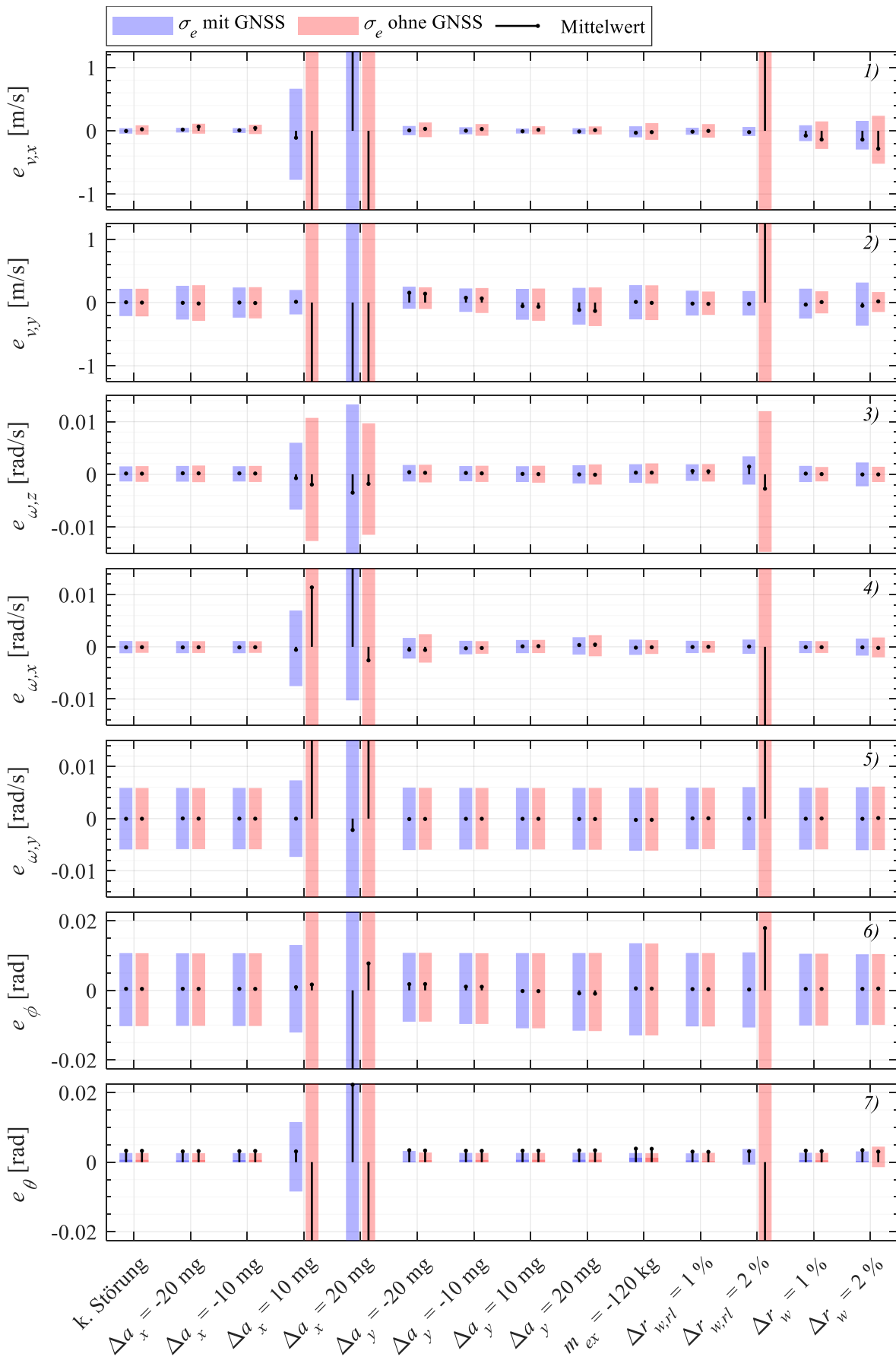


Abbildung 4.23: Einfluss ausgewählter Störgrößen und Modellfehler auf die Mittelwerte und Standardabweichungen der Schätzfehler der Geschwindigkeiten, Gier-, Wank- und Nickrate sowie Nick- und Wankwinkel

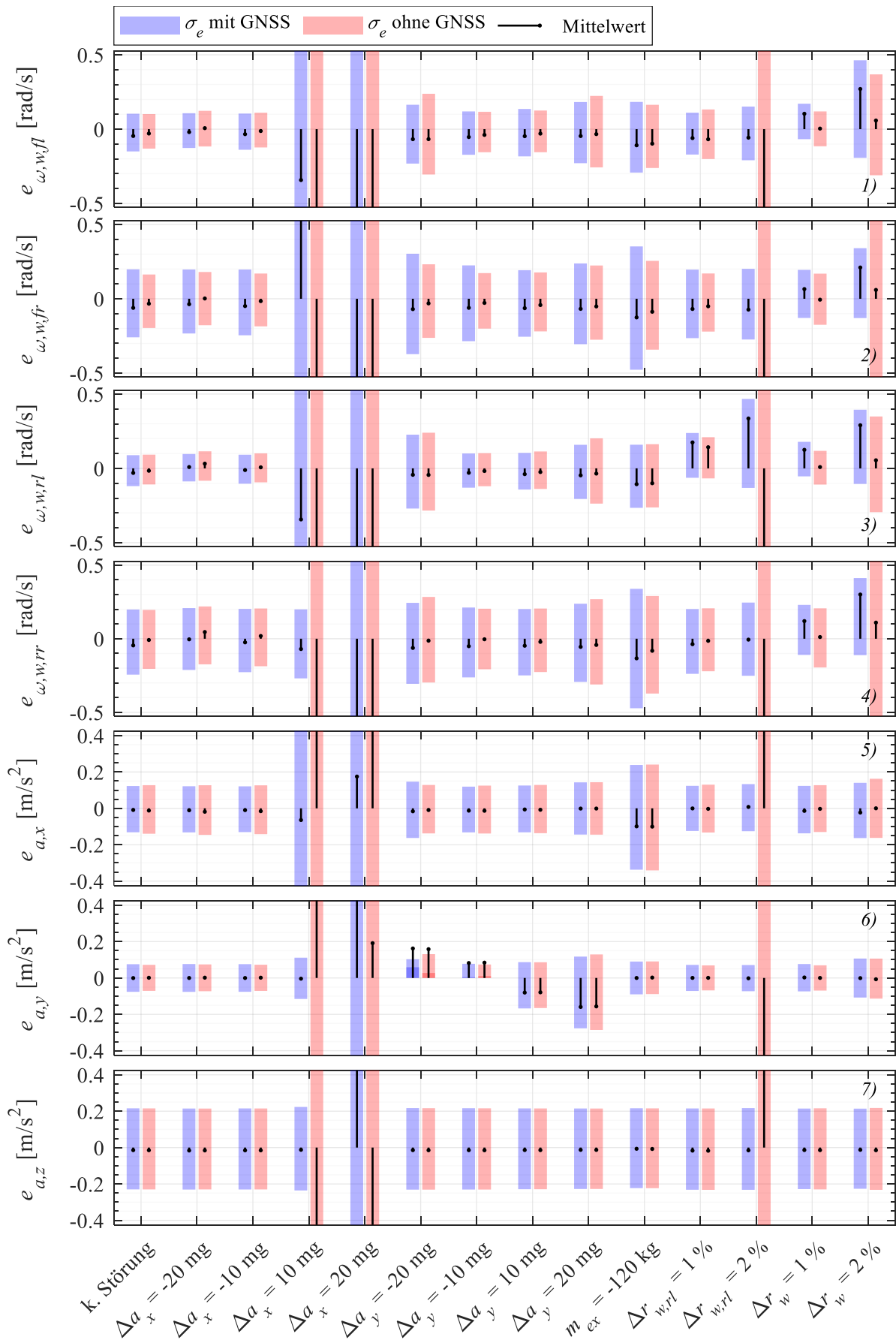


Abbildung 4.24: Einfluss ausgewählter Störgrößen und Modellfehler auf die Mittelwerte und Standardabweichungen der Schätzfehler von Raddrehzahlen und Beschleunigungen

Die hohe Empfindlichkeit des Zustandsschätzers gegenüber Beschleunigungsoffsets und Parameterfehlern des Radradius ist problematisch und Maßnahmen zur Steigerung der Robustheit sollten untersucht werden. Eine Möglichkeit dafür wäre es die Störungen und Modellfehler während der Optimierung der Kovarianzen in den Trainingsdaten zu berücksichtigen, indem neben dem idealen Fahrmanöver weitere Fahrmanöver genutzt werden, in denen die Störungen simuliert werden. Im Rahmen der Validierung des Zustands- und Parameterschätzers anhand realer Fahrversuche wird dies implizit umgesetzt, da die genutzten Daten realen Messfehlern unterliegen und auch die Parameter des Fahrzeugmodells nur mit einer begrenzten Genauigkeit identifiziert werden können. Neben einer Anpassung der Trainingsdaten ist die Schätzung des Radradius sowie der Beschleunigungsoffsets in Form von unbekanntem Parametern mit einer entsprechenden Adaption des Fahrzeugmodells denkbar. Hierbei wäre jedoch zu untersuchen, ob diese Größen mit den verfügbaren Sensoren beobachtbar sind.

Straßensteigung, externer Wind und Fahrbahnunebenheiten

Weitere externe Störgrößen, die im Modell des Zustandsschätzers nicht explizit berücksichtigt werden sind die Hangabtriebskraft aufgrund der Straßensteigung, externe Windkräfte sowie Unebenheiten der Straße. Während erstere auf die Längs- und Querdynamik wirken, beeinflussen letztere die Vertikaldynamik als auch das Reifenverhalten. Mittels eines gesonderten Fahrmanövers auf einem Streckenprofil entsprechend Abbildung 4.25 wird untersucht, welche Empfindlichkeit der Schätzfehler unter Einfluss dieser Störgrößen aufweist. Dabei beschleunigt das Fahrzeug zunächst aus dem Stand auf eine konstante Geschwindigkeit von 60 km/h, wobei die Strecke bis $x = 50$ m eine Steigung von 10 % aufweist und danach eben ist. Auf den ersten 10 m liegt zudem eine μ -Split-Situation mit einem Kraftschlussbeiwert von $\mu_{road,i} = 0,4$ auf der linken und $\mu_{road,i} = 0,8$ auf der rechten Seite vor. Danach wechseln die Reibwert für die nächsten 10 m seitenweise. Bei $x = 90-150$ m setzt ein externer Seitenwind von rechts mit einer Geschwindigkeit von $v_{wind} = 40$ km/h ein. Das Fahrzeug bremst bis zum Stillstand bei $x = 150$ m ab, wobei ab $x = 130$ m erneut eine seitenweise wechselnde μ -Split-Situation vorherrscht. Danach weist die Fahrbahn ab $x = 155$ m seitlich abwechselnd mit einem Abstand von 10 m Erhebungen mit einer Länge von 3 m und einer Höhe von 5 cm, zusätzlich mit einer seitenweise wechselnden μ -Split-Situation, auf den ersten 20 m auf. Die Erhebungen links und rechts sind dabei um 5 m versetzt. Auf diesem Fahrbahnabschnitt beschleunigt das Fahrzeug erneut auf eine Geschwindigkeit von 60 km/h. Die zeitlichen Verläufe der Schätzfehler und der geschätzten Standardabweichung mit und ohne GNSS-Geschwindigkeitsmessung sind in Abbildung 4.26 dargestellt, während Darstellungen der Zustands- und Ausgangsgrößen im Anhang C-1 zu finden sind. Ein deutliches Ansteigen des Schätzfehlers der Längsgeschwindigkeit aufgrund der Steigung ist zu verzeichnen, jedoch bleibt der maximale Fehler mit $e_{v,x} = 0,6$ m/s in einem, im Vergleich zur tatsächlichen Geschwindigkeit, akzeptablen Bereich. Ohne Nutzung der GNSS-Geschwindigkeitsmessung steigt der maximale Schätzfehler der Längsbeschleunigung maximal auf $e_{v,x} = 0,75$ m/s an.

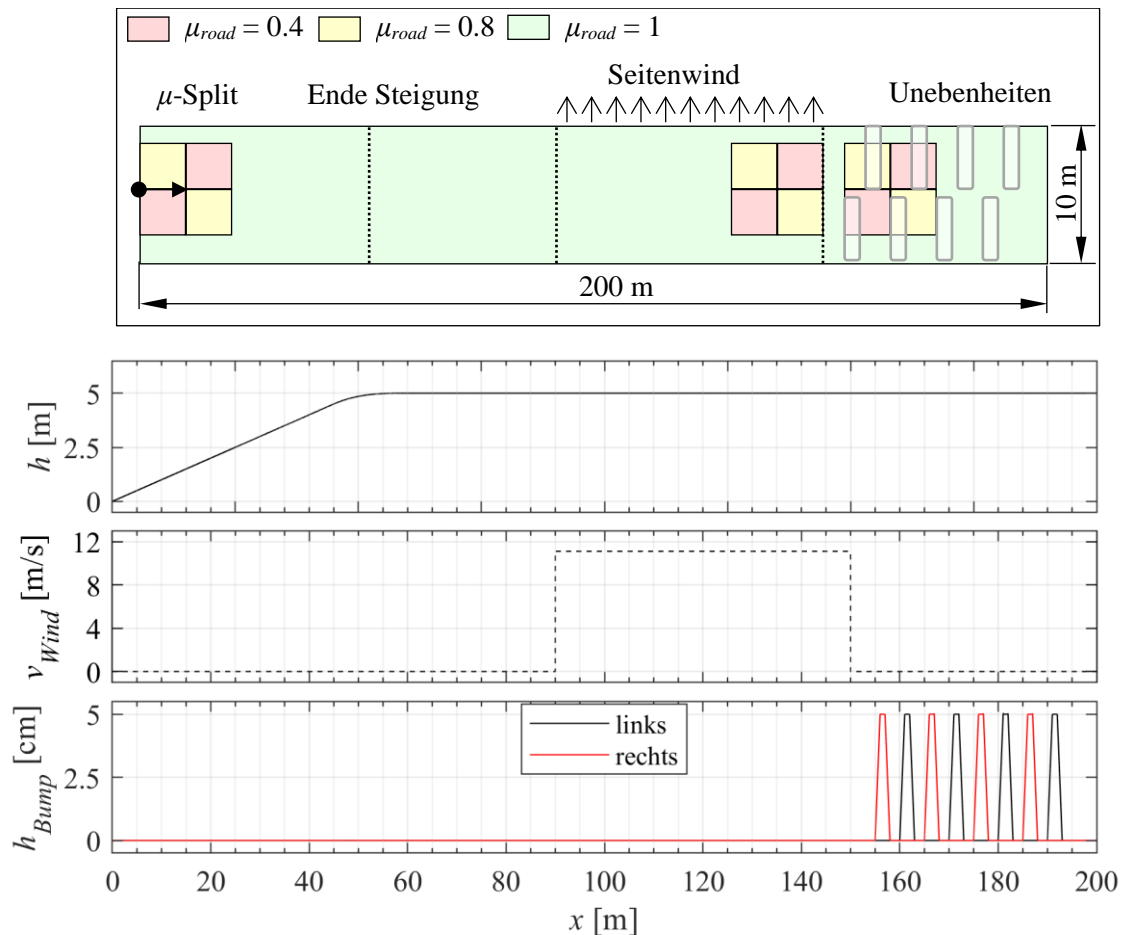


Abbildung 4.25: Fahrmanöver zur Untersuchung des Einflusses von Straßensteigung, externem Wind und Straßenunebenheiten; oben: Streckenverlauf und Kraftschlussbeiwert der Fahrbahn, unten: Höhen- und Windprofil

Ebenso steigt der Schätzfehler der Raddrehzahlen aufgrund der Straßensteigung ebenfalls an. Auf Untergründen mit niedrigem Kraftschlussbeiwert ist dieser Fehler jedoch deutlich geringer. Größere Fehler bei der Gier-, Wank- und Nickrate sowie Nick- und Wankwinkel treten bei den Übergängen der Kraftschlussbeiwerte von hohen auf niedrige Werte, bzw. umgekehrt, auf. Ein deutlicher Einfluss der Straßensteigung ist dabei jedoch nicht zu erkennen. In Abbildung 4.27 ist der Verlauf von Reifenschlupf und maximalem Kraftschlussbeiwert dargestellt. Trotz der Straßensteigung und des Seitenwinds werden sowohl Längs- als auch Querschlupf korrekt geschätzt. Anhand des Verlaufs des geschätzten Straßenkraftschlussbeiwerts wird sichtbar, dass dieser von der Straßensteigung stark beeinflusst wird. Da die Straßensteigung zu einer Hangabtriebskraft führt, die in der Kräftebilanz aus Gleichung (3.6) eingeht, ist es plausibel, dass diese Störgröße über die Reifenkräfte ausgeglichen wird. Da der Reifenschlupf über die Raddrehzahlen und die Geschwindigkeit sowie die Radaufstandskräfte über die Längsbeschleunigung festgelegt sind, muss dieser Ausgleich folglich über eine Anpassung des Reifenmodells erfolgen.

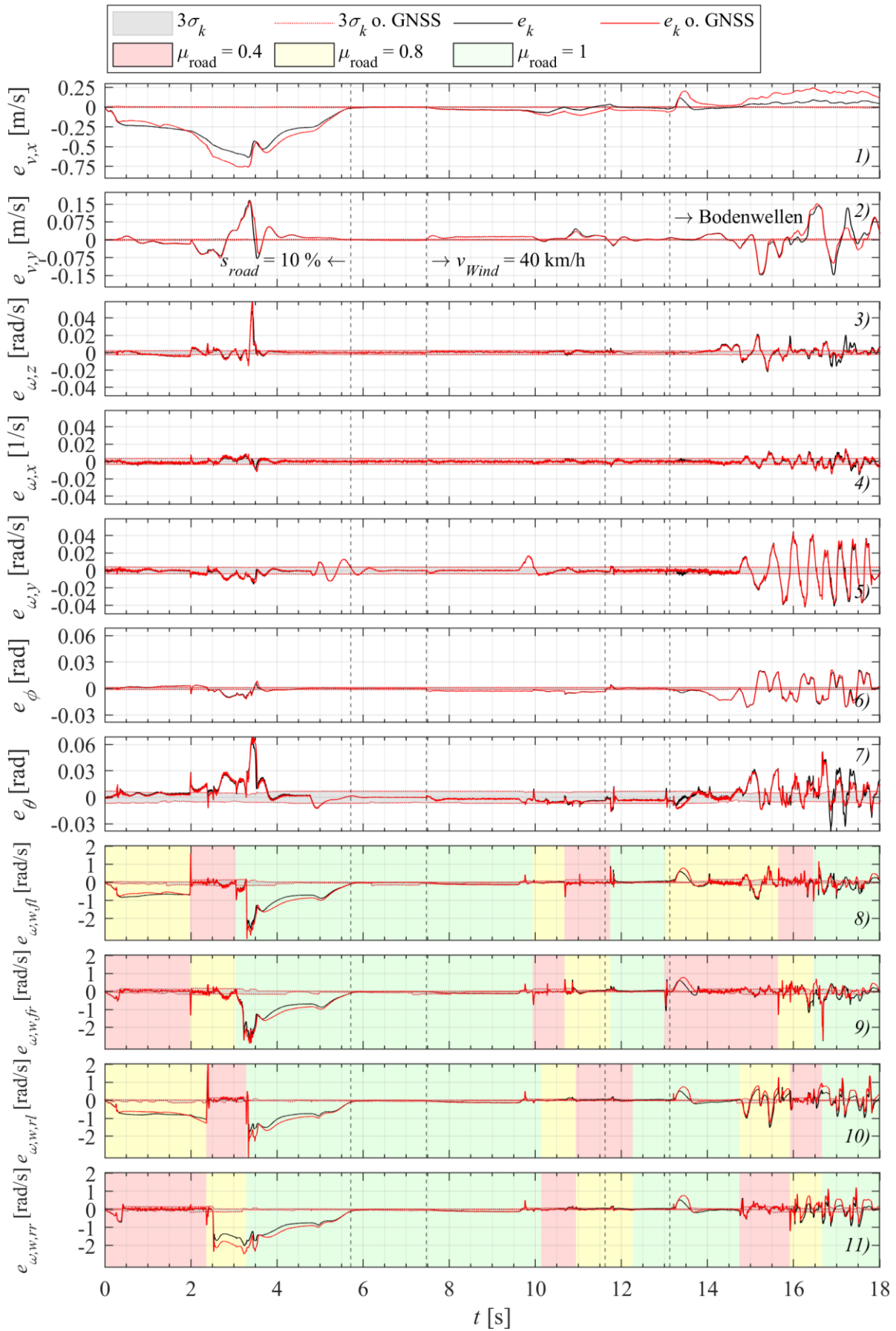


Abbildung 4.26: Zeitlicher Verlauf der Schätzfehler der Zustandsgrößen unter Einfluss von Straßensteigung und Seitenwind

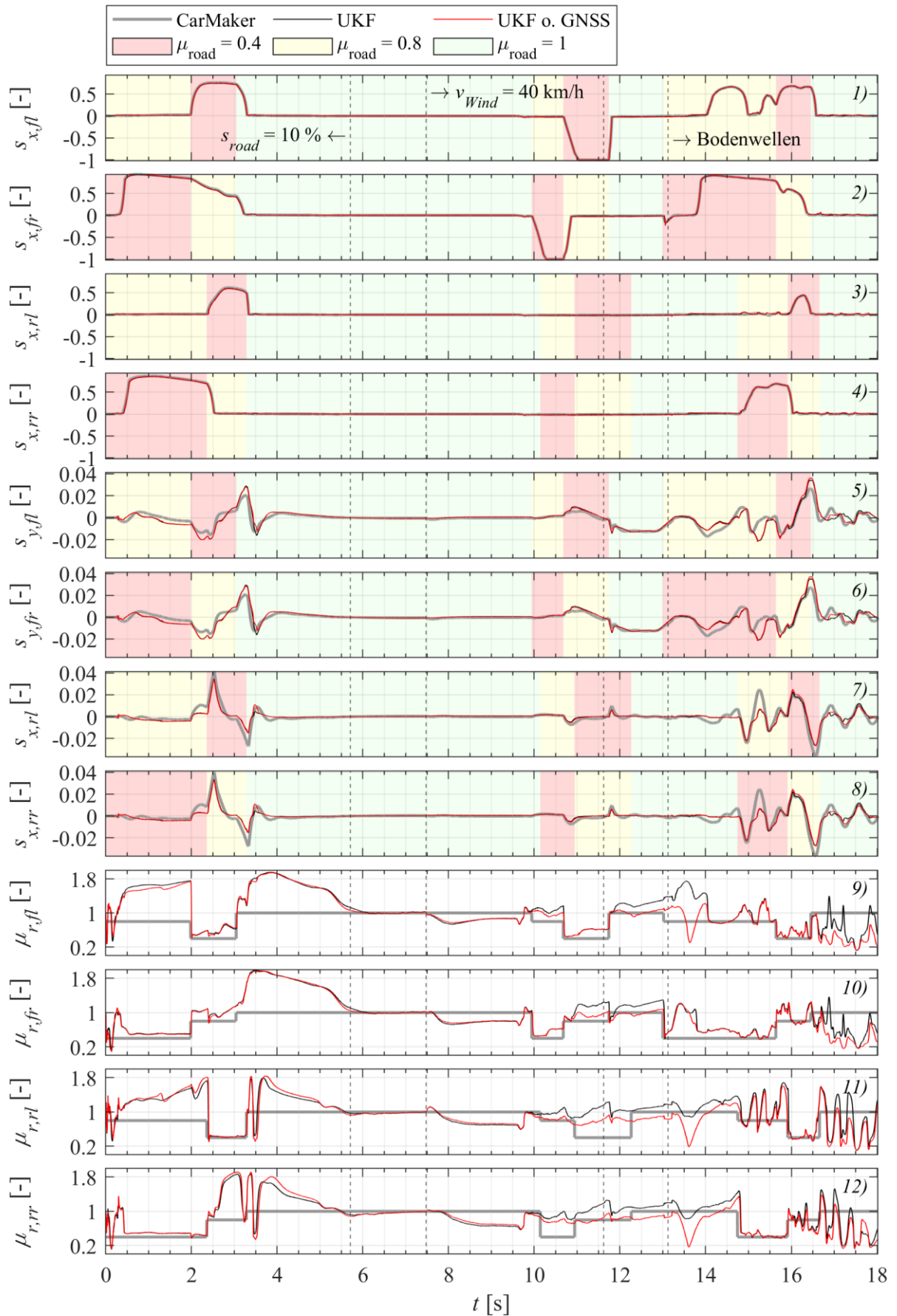


Abbildung 4.27: Zeitlicher Verlauf des geschätzten Reifenschlups und Kraftschlussbeiwerts sowie der Referenz unter Einfluss von Straßensteigung und Seitenwind

Die Abweichung des Kraftschlussbeiwerts ist dabei umso größer, je kleiner der Reifenschlupf an dem jeweiligen Rad ist. Da dann auch kleine Reifenkräfte vorherrschen, muss die Änderung des maximalen Kraftschlussbeiwerts umso größer ausfallen. Bei hohem Reifenschlupf und niedriger Reifenkraft muss zur Erreichung derselben Kraftänderung folglich die Änderung des maximalen Kraftschlussbeiwerts, wie in Abbildung 4.27-8..11 für Situationen mit $\mu_{road,i} = 0,4$ zu erkennen ist, geringer ausfallen. Gleichzeitig ist aber auch bei den restlichen Zustandsgrößen ein leichtes Ansteigen der Schätzfehler zu beobachten. Für den untersuchten Fall eines Seitenwinds mit konstanter Geschwindigkeit ergeben sich konstante Schätzfehler, was auf einen proportionalen Zusammenhang schließen lässt. Auch die in Abbildung 4.27-8..11 dargestellten Schätzungen des maximalen Kraftschlussbeiwerts weisen einen konstanten Fehler aufgrund des Seitenwinds auf. Wie bei der Straßensteigung werden die durch den Seitenwind auf das Fahrzeug wirkenden Seitenkräfte über die Reifenkräfte ausgeglichen. Die im letzten Abschnitt des Fahrmanövers durch die Straßenunebenheiten hervorgerufenen Störungen wirken sich besonders auf die Querdynamik sowie die Vertikaldynamik in Form der Nick- und Wankrate sowie der entsprechenden Winkel aus. Im Vergleich zu den eigentlichen Zustandsgrößen (vgl. Anhang C-1) sind die Fehleramplituden jedoch gering. Trotz der Störung kann der Reifenschlupf in Längsrichtung mit hoher Genauigkeit geschätzt werden, während die Abweichungen in Querrichtung etwas größer sind.

Bei den Szenarien mit Straßensteigung und Fahrbahnunebenheiten erfolgt die Schätzung der Fehlerkovarianzen durchweg zu niedrig. Zum einen können die Ursachen dafür in der Wahl der Trainingsdaten liegen, da diese Art von Störung dort nicht enthalten ist. Zum anderen sind diese Arten von Störungen bei Modellierung in Kapitel 4.2.2 bewusst nicht berücksichtigt worden. Weiterhin sind die Fehlerkovarianzen in der Kostenfunktion für die Optimierung nicht explizit berücksichtigt. Für die untersuchten Fälle zeigt der Zustandsschätzer trotzdem ein robustes Verhalten gegenüber der Straßensteigung, dem Seitenwind und Fahrbahnunebenheiten. Durch die Erweiterung des Modells um diese Störgrößen, z.B. in Form von unbekanntem Eingangsgrößen, könnten diese durch den Zustandsschätzer geschätzt und die Schätzfehler der restlichen Zustandsgrößen verringert werden. Eine Beobachtbarkeit der beiden Störungen wäre hier natürlich wieder Voraussetzung.

Die vorgestellte Methode zur Entwicklung eines Zustands- und Parameterschätzers unter Nutzung eines Fahrzeugmodells mit adaptivem stationärem Reifenverhalten und der optimierungsbasierten Auslegung der Kovarianzmatrizen des UKF durch Minimierung des quadratischen Schätzfehlers konnte erfolgreich validiert werden. Die GNSS-Geschwindigkeitsmessung ist dabei für eine exakte Schätzung hilfreich, aber nicht unbedingt notwendig. Das Fahrzeugmodell mit transientem Reifenverhalten hat sich hinsichtlich der zeitlichen Diskretisierung als besser geeignet jedoch nicht als vollständig beobachtbar erwiesen. Auch bei der schließlich verwendeten Variante mit stationärem Reifenmodell sind die adaptiven Kraftschlussbeiwerte im Stillstand nicht beobachtbar, was jedoch als nicht problematisch erachtet wird. Bei der Validierung mittels in der Simulation generierter Testdaten ließ sich eine hohe Genauigkeit der Zustandsschätzung bei verschiedenen Fahrmanövern an der Grenze der Fahrstabilität und darüber hinaus bei unterschiedlichen Haftungsbedingungen der Fahrbahn feststellen. Ob der

Schätzfehler jedoch global minimal ist, lässt sich mit dem gewählten Optimierungsverfahren nicht sicherstellen. Durch eine Ausweitung des Suchgebiets und eine höhere Anzahl von Startlösungen könnte zumindest eine genauere Aussage getroffen werden, jedoch wurde darauf aufgrund des zunehmenden Zeitaufwands für die Optimierung verzichtet. Um diesem entgegenzuwirken, könnte der Einsatz eines anderen Verfahrens zur Generierung der Startlösungen erwogen werden, beispielsweise Simulated Annealing oder genetisches Verfahren [22]. Im Gegensatz zur eigentlichen Zustandsschätzung wurden bei der Schätzung der Kovarianz des Schätzfehlers größere Abweichungen von den tatsächlich auftretenden Werten festgestellt, die möglicherweise durch Anpassung der Fehlermodellierung sowie eine Erweiterung der Kostenfunktion für die Optimierung beseitigt werden könnten. Da in Kapitel 2 lediglich die korrekte Schätzung der Zustandsgrößen gefordert wurde und sich während der Simulation keine negativen Auswirkungen durch die ungenaue Schätzung der Schätzfehlerkovarianzen gezeigt haben, wird im folgenden Kapitel, welches die Entwicklung anhand eines realen Versuchsfahrzeugs behandelt, auf diese Anpassungen verzichtet. Im Rahmen der Robustheitsanalyse konnte eine starke Empfindlichkeit des Schätzfehlers bezüglich eines Bias der Längs- und Querbeschleunigungssensoren sowie einer fehlerhaften Parametrierung der Radradien im Prozessmodell festgestellt werden, während sich Fehler bei den Masseparametern sowie Straßensteigungen, Seitenwind und Fahrbahnunebenheiten als unproblematisch erwiesen haben. Im Gegensatz zur Schätzung unter idealen Bedingungen konnte unter der Einwirkung von Störgrößen und Modellfehlern weiterhin ein positiver Einfluss der GNSS-Geschwindigkeitsmessung auf den Schätzfehler festgestellt werden. Da keine der untersuchten Störungen in den Trainingsdaten enthalten ist, ist die teilweise geringe Robustheit des Schätzers nachvollziehbar. Im nächsten Kapitel soll daher unter anderem untersucht werden, ob sich durch die Nutzung von Trainingsdaten aus realen Fahrversuchen, bei denen das Wirken einer Vielzahl von unbekanntem Störgrößen unvermeidlich ist, eine erhöhte Robustheit der Zustandsschätzung erreichen lässt.

5 Anwendung und Validierung im Realfahrzeug

Die zuvor in der Simulationsumgebung erprobte Methode zur Entwicklung und Validierung des Zustands- und Parameterschätzers soll im Folgenden auf ein reales Versuchsfahrzeug angewendet werden. Im Gegensatz zur Simulationsumgebung sind dort eine Vielzahl von Störungen präsent. Diese können zum einen aus Modellfehlern resultieren, da beispielsweise schon die identifizierten Modellparameter durch Messfehler und unbekannte Störeinflüsse verfälscht sein können. Zum anderen unterliegen die Sensoren zufälligen Messstörungen und während der Versuche wirken externe Störungen wie Wind oder Unregelmäßigkeiten der Fahrbahn auf das Fahrzeug ein. Wie bereits in Kapitel 4.5 gezeigt, können unbekannte Störgrößen den Schätzfehler signifikant erhöhen, wenn diese nicht beim Entwurfsprozess berücksichtigt werden. Diese Erkenntnis soll nun bei der Auslegung des Zustandsschätzers durch die Nutzung von Realfahrzeugmessungen als Trainingsdaten berücksichtigt werden. Da das Versuchsfahrzeug nur über eine begrenzte Zahl von Referenzsensoren verfügt und sich die Modellparameter für das reale Versuchsfahrzeug von denen in der Simulation unterscheiden, müssen gegenüber dem vorigen Kapitel einige Anpassungen am Entwicklungsverfahren gemacht werden. Die Notwendigkeit weiterer Anpassungen ergibt sich durch die begrenzten Abstraten der realen Fahrzeugsensoren und die Implementierung des UKF auf einem RCP-Steuergerät, aus der zusammen mit den veränderten Modellparametern gegenüber Kapitel 4.2.3 abweichende Anforderungen an die zeitliche Diskretisierung des Prozessmodells resultieren. Anhand von Testdaten aus weiteren Messungen mit dem Versuchsfahrzeug erfolgt anschließend die Validierung des Zustandsschätzers.



Abbildung 5.1: Versuchsfahrzeug BugEE

5.1 Versuchsfahrzeug

Als Versuchsträger für die Validierung des Zustandsschätzers unter Realbedingungen wird das Elektrofahrzeug BugEE (Abbildung 5.1) genutzt. Dieses verfügt über vier drehmomentgeregelte Radnabenmotoren mit Kenndaten entsprechend Tabelle 5.1. Neben der Berechnung des Drehmoments aus dem gemessenen Motorstrom erfolgt eine Motordrehzahlmessung durch Hallsensoren. Da die Radnabenmotoren direkt mit den Rädern des Fahrzeugs gekoppelt sind, entspricht die gemessene Motordrehzahl der Raddrehzahl. Aufgrund der Tatsache, dass das Fahrzeug nicht über Sensorik zur Erfassung des Bremsdrucks der hydraulischen Betriebsbremse verfügt, wird während der später gezeigten Fahrversuche eine Betätigung der Betriebsbremse vermieden und, falls notwendig, lediglich elektrisch über die Radnabenmotoren gebremst. Somit entspricht das am Rad eingeleitete Drehmoment dem Motordrehmoment, weshalb mit Gleichung (3.17) $M_{w,i} = M_{M,i}$ gilt.

Tabelle 5.1: Kenndaten der Radnabenmotoren des BugEE

Max. Drehmoment vorn / hinten	$M_{M,max}$	[Nm]	117 / 262
Max. Leistung vorn / hinten	$P_{M,max}$	[kW]	6,6 / 8,0
Max. Drehzahl	$n_{M,max}$	[U/min]	1230

Zur Implementierung des Zustands- und Parameterschätzers steht ein RCP-Steuergerät vom Typ dSPACE MicroAutoBox II zur Verfügung, welches in der Lage ist mit einer Abtastzeit von minimal $\Delta T_{ECU} = 1$ ms zu arbeiten. Der Prozessor des Steuergeräts ist vom Typ IBM PPC 750GL und arbeitet mit einer Taktfrequenz von 900 MHz, während die Größe des Hauptspeichers 16 MB beträgt [121]. Die Überwachung des UKF und der Zugriff auf die Schätzwerte und Sensorwerte erfolgt auf einem PC mittels einer Ethernet-Schnittstelle zum Fahrzeugsteuergerät.

5.1.1 Fahrzeug- und Referenzsensorik

Entsprechend Abbildung 5.2 sind im Versuchsfahrzeug verschiedene Sensoren verbaut, deren Messwerte zum einen für die Zustands- und Parameterschätzung und zum anderen als Referenzgrößen für die Auslegung und Validierung verwendet werden. Dementsprechend ergibt sich die im Folgenden getroffene Unterscheidung in Fahrzeug- und Referenzsensorik.

Fahrzeugsensorik

Zur Berechnung des Radeinschlagswinkels δ_m ist ein Lenkradwinkelsensor verbaut, dessen Messwert mittels der Lenkübersetzung i_L entsprechend Kapitel 3.1.4 umgerechnet wird. Weiterhin verfügt das Fahrzeug über eine sechssachsige MEMS-Inertialmesseinheit zur Erfassung der Beschleunigungen \mathbf{a}_m und der Drehraten $\boldsymbol{\omega}_m$ entlang der Achsen des Fahrzeugkoordinatensystems, welche nahe des Fahrzeugschwerpunkts verbaut ist. Zur Messung der Fahrzeuggeschwindigkeit ist ein GNSS-Empfänger im Fahrzeug vorhanden, dessen Messwert die Über-Grund-Geschwindigkeit entsprechend Gleichung (3.55) ist. Die Einbauposition der Antenne liegt oberhalb des Fahrzeugschwerpunkts.

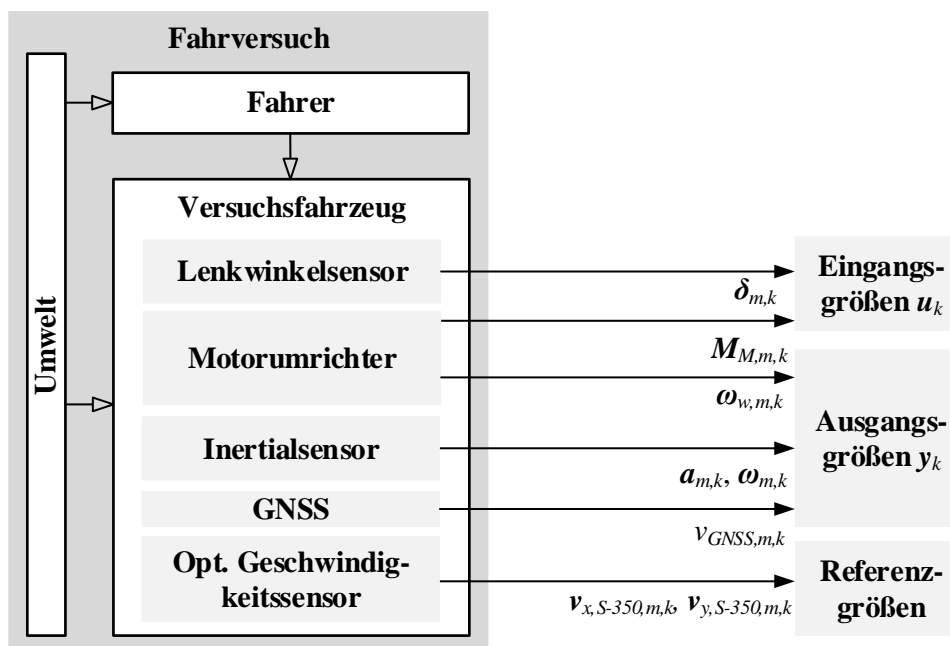


Abbildung 5.2: Überblick über die Sensorik im Versuchsfahrzeug

Alle verbauten Sensoren sind kostengünstige handelsübliche Produkte, die so auch in Serienfahrzeugen zur Anwendung kommen könnten, weshalb bei den Abstraten gewisse Einschränkungen bestehen. Die Werte für die einzelnen Sensoren sind in Tabelle 5.2 aufgelistet und die Rauscheigenschaften der Sensoren entsprechen den in Tabelle 4.1 angegebenen Werten.

Tabelle 5.2: Abstraten der Fahrzeugsensoren im realen Versuchsfahrzeug

Inertialmesseinheit	ΔT_{IMU}	[ms]	10
Lenkradwinkelsensor	ΔT_{Steer}	[ms]	10
Motordrehmomentsensor	$\Delta T_{M,M}$	[ms]	20
Motordrehzahlsensor	$\Delta T_{\omega,w}$	[ms]	20
GNSS	ΔT_{GNSS}	[ms]	20
Steuergerät	ΔT_{ECU}	[ms]	1

Referenzsensorik

Für die reifenschlupfunabhängige Messung der Geschwindigkeit des Fahrzeugs in Längs- und Querrichtung wird ein optischer Geschwindigkeitssensor vom Typ Correvit S-350 verwendet, der am Heck des Fahrzeugs auf Höhe der Radmittelpunkte montiert ist. Die genaue Position lässt sich Abbildung 5.3 entnehmen. Der Sensor verfügt über einen Messbereich von $v_{x,S-350} = 0,5 \dots 250$ km/h bei einer Abtastzeit von $\Delta T_{S-350} = 4$ ms. Im Gegensatz zur GNSS-Geschwindigkeitsmessung besteht hier nicht die Gefahr von fehlerhaften Messungen aufgrund mangelhaften Signalempfangs. Für die Standardabweichung des Messrauschens des optischen Geschwindigkeitssensors wird ein Wert von $\sigma_{n,S-350} = 0,05$ m/s verwendet, der im Rahmen von Messungen ermittelt wurde.

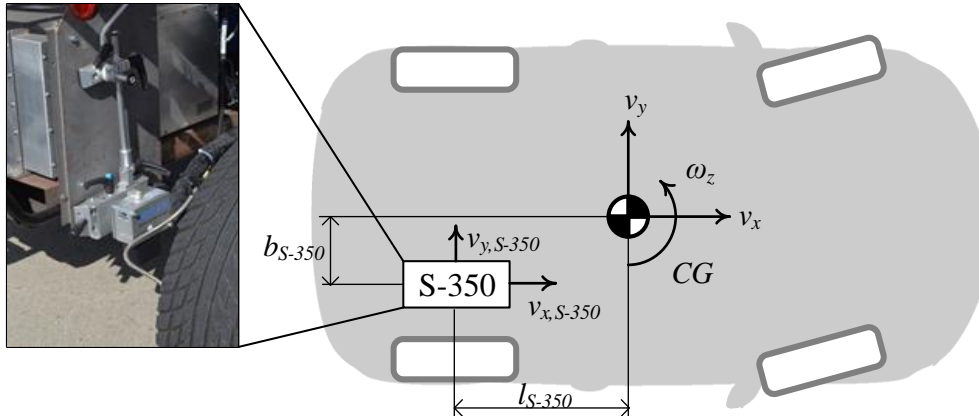


Abbildung 5.3: Position des optischen Geschwindigkeitssensors

Zur Messung der Radkräfte und -Drehmomente am rechten Hinterrad kann dort ein 6-Komponenten-Messrad vom Typ WFT-C^x verbaut werden. Dieses verfügt über einen Messbereich von ± 60 kN für die Längskraft $F_{w,x,rr}$ und Vertikalkraft $F_{w,z,rr}$, ± 30 kN für die Querkraft $F_{w,y,rr}$ sowie ± 10 kNm für die Raddrehmomente $M_{w,x,y,z}$ bei einer Abtastzeit von minimal $\Delta T_{WFT} = 0,2$ ms. Das Kraftmessrad wird lediglich zur Identifikation des stationären Radlastmodells des Versuchsfahrzeugs verwendet [111]. Da die Radmasse und das Massenträgheitsmoment durch das Kraftmessrad signifikant erhöht werden, wird dieses nur für die Identifikation der Parameter des Vertikalmodells verwendet. Während der zum Entwurf und für die Validierung verwendeten Messungen wird es nicht verwendet. Im Gegensatz zum Fahrzeug in der Simulationsumgebung kann im realen Versuchsfahrzeug aufgrund fehlender Sensorik der tatsächliche Nick- und Wankwinkel nicht messtechnisch erfasst werden, was während der Entwicklung des Zustandsschätzers berücksichtigt werden muss.

5.1.2 Identifikation der Fahrzeugmodellparameter

Ein Teil der Modellparameter für das Versuchsfahrzeug kann direkt durch Messung ermittelt werden, nämlich die Fahrzeugmasse m durch Wiegen, der Radstand $l_f + l_r$, die halben Spurbreiten b_f und b_r sowie der Radradius r_w durch direkte Messung mittels eines Längenmaßstabs und die statische Verteilung der Radlasten und damit die Schwerpunktabstände l_f und l_r zu den Achsen durch radweises Wiegen. Die restlichen Fahrzeugparameter werden mittels einer Parameteroptimierung in MATLAB / Simulink® ermittelt, wobei Daten aus Fahrversuchen mit dem Versuchsfahrzeug genutzt werden. Die Vorgehensweise wird in [111, 122] detailliert vorgestellt. Zunächst werden die Massenträgheitsmomente der Räder und des Fahrzeugs um die Hochachse sowie die Reifenparameter ermittelt. Anschließend erfolgt die Ermittlung der Massenträgheitsmomente des Fahrzeugs um die Längs- und Querachse sowie der Feder-, Stabilisator- und Dämpferparameter. Der Wert für $c_{st,f}$ wird dabei nicht identifiziert, da das Fahrzeug über keinen Wankstabilisator an der Vorderachse verfügt. Eine Übersicht der so identifizierten Fahrzeugparameter findet sich in Tabelle 5.3.

Tabelle 5.3: Parameter des Prozessmodells für das Versuchsfahrzeug BugEE

m	[kg]	760	r_w	[m]	0,275	μ_R	[-]	0,02
J_z	[kgm ²]	532	A	[m ²]	1,6	c_R	[s/rad]	10
l_f	[m]	1,25	ρ	[kg/m ³]	1,2	h_{CG}	[m]	0,16
l_r	[m]	1,0	c_w	[-]	0,61	c_s	[N/rad]	33313
b_f	[m]	0,76	$p_{t,1}$	[-]	1,00	$c_{st,r}$	[N/rad]	66,3
b_r	[m]	0,73	$p_{t,2}$	[-]	12	b_{st}	[m]	2,65
J_w	[kgm ²]	0,86	$p_{t,3}$	[-]	0	k_c	[m]	0,84

5.2 Auslegung und Implementierung

5.2.1 Anpassung des Prozessmodells an das Versuchsfahrzeug

Für die Auslegung und Implementierung des Zustandsschätzers im Versuchsfahrzeug bestehen im Vergleich zur Simulation einige Beschränkungen, die beispielsweise aus der begrenzten Rechenleistung des Fahrzeugsteuergeräts, den Abtastzeiten der Sensoren und der verfügbaren Referenzsensorik resultieren. Aufgrund fehlender Möglichkeiten zur Erfassung des tatsächlichen Nick- und Wankwinkels während der Fahrversuche zur Generierung der Trainings- und Testdaten können die Fehler der entsprechenden Schätzwerte sowohl bei der Optimierung als auch bei der Validierung nicht bewertet werden. Aus diesem Grund wird das dynamische Nick- und Wankmodell im Folgenden vernachlässigt und für den Nick- und Wankwinkel $\theta = \varphi = 0$ sowie die Nick- und Wankrate $\omega_y = \omega_x = 0$ angenommen. Zur näherungsweisen Berechnung der Radlasten $F_{w,z,i}$ wird das stationäre Modell, welches sich durch Einsetzen von Gleichung (3.13) in (3.14) ergibt, verwendet. Durch diese Ordnungsreduktion ergibt sich zwar eine Verringerung der Modellgenauigkeit, im Umkehrschluss verringert sich jedoch der benötigte Rechenaufwand für den UKF. Um eine durch die Verwendung des stationären Vertikalmodells auftretende algebraische Schleife aufzulösen, werden als Eingangsgrößen des Radlastmodells nicht die Reifenkräfte in Längs- und Querrichtung genutzt, sondern entsprechend

$$\varphi_{stat,k} \approx \frac{(h_{CG} + r_w)(F_{y,fl,k} + F_{y,fr,k} + F_{wy,rl,k} + F_{wy,rr,k})}{c_\varphi} \approx \frac{(h_{CG} + r_w)m \hat{a}_{y,k-1}}{c_\varphi} \quad (5.1)$$

$$\theta_{stat,k} \approx \frac{-(h_{CG} + r_w)(F_{x,fl,k} + F_{x,fr,k} + F_{wx,rl,k} + F_{wx,rr,k})}{c_\theta} \approx \frac{-(h_{CG} + r_w)m \hat{a}_{x,k-1}}{c_\theta}$$

die im vorherigen Zeitschritt geschätzten Längs- und Querbewegungen genutzt. Wie in Abbildung 5.4 dargestellt, werden die so berechneten Reifenvertikalkräfte in den Zustandsschätzer rückgekoppelt.

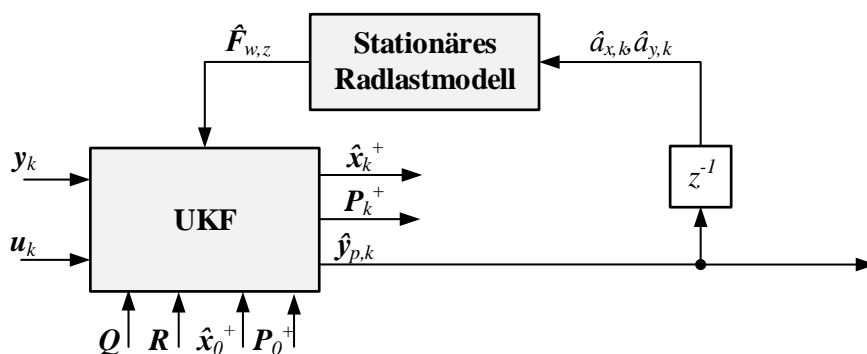


Abbildung 5.4: Modifizierter Zustands- und Parameterschätzer für das reale Versuchsfahrzeug

Aufgrund der vernachlässigten Nick- und Wankdynamik wird auch das Modell des Inertialsensors vereinfacht, indem in (4.9) ebenfalls der Nick- und Wankwinkel gleich Null gesetzt wird. Weiterhin werden nur die Beschleunigungen a_x und a_y in Längs- und Querrichtung sowie die Gierratenmessung ω_z verwendet, da eine Messung von Nick- und Wankrate sowie der Vertikalbeschleunigung aufgrund der

Modellvereinfachung nicht benötigt wird. Somit lauten der Zustands- und der Messvektor des ordnungsreduzierten Fahrzeugmodells

$$\begin{aligned}\mathbf{x}_k &= [v_{x,k} \quad v_{y,k} \quad \omega_{z,k} \quad \boldsymbol{\omega}_{w,k}^T \quad \mathbf{p}_{\mu,k}^T]^T \in \mathbb{R}^{11} \\ \mathbf{y}_k &= [a_{x,k} \quad a_{y,k} \quad \omega_{z,k} \quad \boldsymbol{\omega}_{w,k} \quad v_{GNSS,k}]^T \in \mathbb{R}^8.\end{aligned}\tag{5.2}$$

Durch die niedrigeren Radlasten aufgrund der geringeren Fahrzeugmasse des BugEE und des niedrigeren Werts für $p_{i,2}$ aufgrund anderer Reifen im Vergleich zum Referenzfahrzeug in der Simulation (siehe Tabelle 4.2 und Tabelle 5.3) liegen die Eigenwerte des Modells beim Anfahren aus dem Stillstand heraus weniger weit links in der komplexen Halbebene. Aus diesem Grund muss die Auswahl des numerischen Lösungsverfahrens zur zeitlichen Diskretisierung gegebenenfalls neu getroffen, die numerische Geschwindigkeit verringert oder die Abtastzeit erhöht werden. Dabei wird im Folgenden die gleiche Vorgehensweise wie in Kapitel 4.2.3 mit demselben Fahrmanöver genutzt. Im Hinblick auf die Realisierung hochdynamischer Fahrdynamikregelsysteme wäre hier wieder eine möglichst niedrige Abtastzeit erstrebenswert. Der kleinstmögliche Wert für die *a-priori*-Schätzung des UKF wird jedoch durch das verwendete RCP-Steuergerät mit $\Delta T = 1$ ms vorgegeben. Eine weitere Einschränkung besteht durch die Abtastzeiten der Sensoren entsprechend Tabelle 5.2, die bei bis zu 20 ms liegen und somit die minimale Abtastzeit der *a-posteriori*-Schätzung festlegen. Ob die *a-priori*-Schätzung ebenfalls mit solch einer großen Abtastzeit ausgeführt werden kann, wird entsprechend Kapitel 4.2.3 mit Hilfe der Stabilitätsgebiete der numerischen Lösungsverfahren festgestellt. Diese sind zusammen mit den Systemeigenwerten für das betrachtete Fahrmanöver für $\Delta T = 1$ ms und 10 ms in Abbildung 5.5 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass bereits bei einer Abtastzeit von 10 ms die numerische Geschwindigkeit stark ansteigen müsste, um das RK4-Verfahren einzusetzen, oder anderenfalls die Ordnung des Lösungsverfahrens weiter erhöht werden müsste. Bei einer Abtastzeit von 20 ms würde sich das Problem folglich noch weiter verschärfen. Stattdessen wird im Folgenden ein hybrides KALMAN-Filter realisiert, bei dem die Abtastzeit der *a-priori*-Schätzung größer als die der *a-posteriori*-Schätzung ist [21]. Es wird dabei als Lösungsverfahren das EULER-Verfahren mit einer Abtastzeit von 1 ms verwendet, was zwar letztlich auch einen höheren Rechenaufwand als das RK4-Verfahren mit $\Delta T = 10$ ms erfordert, jedoch den Vorteil bietet, dass bei der Wahl von v_{num} größere Freiheiten bestehen und sich auch Sensoren mit Abtastraten von bis zu 1 kHz durch Verringerung der Abtastzeit der *a-posteriori*-Schätzung einbinden ließen. Die numerische Geschwindigkeit wird, um die aufgrund der Adaption des Kraftschlussbeiwerts möglichen Schwankungen der Systemeigenwerte zu berücksichtigen, mit $v_{num} = 2,5$ m/s gewählt. Wie in Abbildung 5.6 veranschaulicht, erfolgt beim hybriden KALMAN-Filter solange, bis neue Messwerte vorhanden sind, lediglich eine *a-priori*-Schätzung mit Hilfe des Modells. Der Nachteil dieser Vorgehensweise ist, dass sich der zeitliche Verlauf der Schätzgrößen zum Zeitpunkt der *a-posteriori*-Schätzung sprunghaft ändert und die Werte dazwischen beispielsweise für eine Fahrdynamikregelung nicht nutzbar sind.

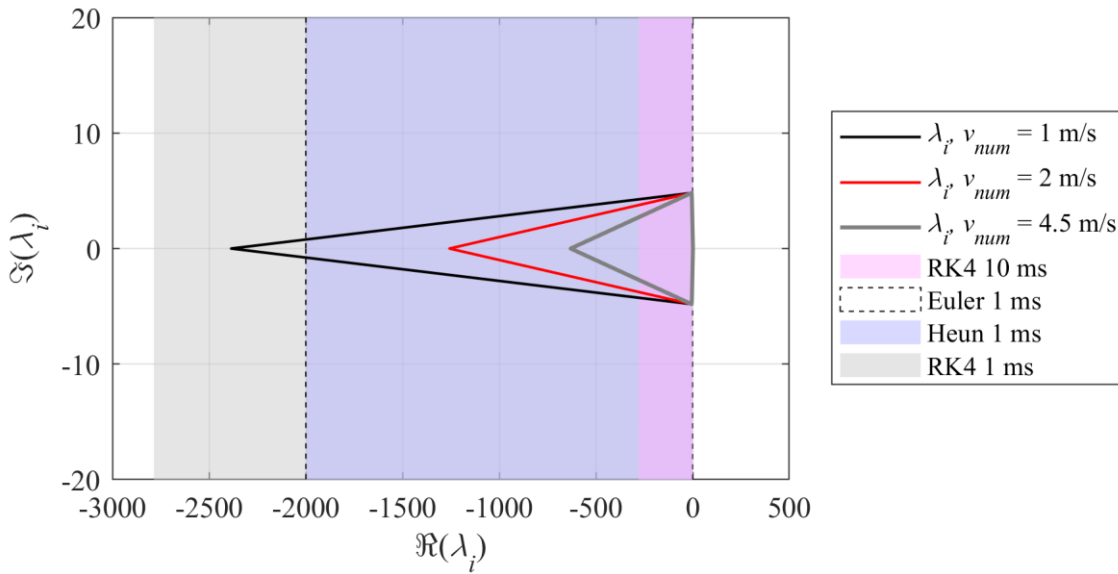
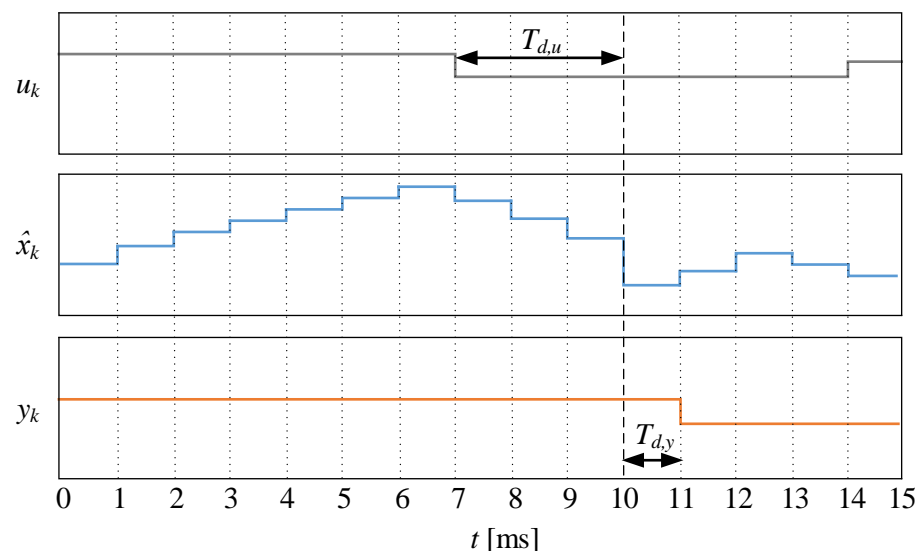


Abbildung 5.5: Eigenwerte des Modells des Versuchsfahrzeugs und Stabilitätsgebiete für $\Delta t = 1$ ms und 10 ms

Während der *a-priori*-Schätzung werden die Werte der Eingangsgrößen u_k aufgrund der niedrigeren Abtastzeit der Sensoren solange konstant gehalten bis ein neuer Wert vorliegt. Zur Berücksichtigung der dadurch entstehenden Fehler könnte bei der *a-priori*-Schätzung die Kovarianz der Zustandsstörung w_k angepasst werden. Die *a-posteriori*-Schätzung der Zustandsgrößen erfolgt unter Berücksichtigung von Tabelle 5.2 mit einer Zeitschrittweite von $\Delta T^+ = 10$ ms. Die Messung der Raddrehzahlsensoren und der GNSS-Geschwindigkeit erfolgt mit einer Abtastzeit von 20 ms, weshalb für jede zweite *a-posteriori*-Schätzung die Werte aus dem vorherigen Zeitschritt gehalten werden müssen.



<i>a-priori</i> -Schätzung	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
<i>a-posteriori</i> -Schätzung	x														x

Abbildung 5.6: Zeitlicher Ablauf von *a-priori*- und *a-posteriori*-Schätzung; bei den Eingangs- und Ausgangsgrößen sind beispielhaft Totzeiten dargestellt

Da diese Messgrößen eine vergleichsweise niedrige Dynamik im Bereich von 0-30-Hz aufweisen, wird diese Vereinfachung als vertretbar angesehen [73]. Weiterhin weisen die Signale der Sensoren, da sie über einen CAN-Bus (Controller Area Network) mit dem Steuergerät kommunizieren, eine unbekannte Totzeit T_d auf. Auch hier wird angenommen, dass die dadurch entstehenden Fehler durch eine Anpassung der Kovarianzmatrix der Messstörung v_k näherungsweise berücksichtigt werden können. Zur Reduktion der durch Totzeiten bei der Messung entstehenden Fehler könnte der UKF so modifiziert werden, dass die *a-posteriori*-Schätzung mit dem Eintreffen der Messwerte synchronisiert wird. Es existieren dafür Modifikationen des KALMAN-Filters bei denen nicht der gesamte Messvektor y_k vorliegen muss, sondern auch einzelne Einträge für ein *a-posteriori*-Schätzung genutzt werden können [21].

5.2.2 Neuauslegung des UKF

Da sich sowohl das Fahrzeugmodell als auch die Implementierung des UKF gegenüber des in Kapitel 4 vorgestellten Zustands- und Parameterschätzers verändert haben, müssen auch die Kovarianzmatrizen Q_k und R_k neu gewählt werden. Diese werden auch im Folgenden als zeitinvariant betrachtet. Die Korrelation zwischen den Zustands- und Messstörgrößen wird weiterhin vernachlässigt und daher $\Sigma_k = \mathbf{0}$ gewählt, da dies, wie in Kapitel 3.3.2 beschrieben, den Aufwand zur Berechnung der UKF-Gleichungen reduziert, auch wenn dies möglicherweise eine Vergrößerung des Schätzfehlers zur Folge hat. Die Auswirkungen dieser Vereinfachung könnten in zukünftigen Arbeiten untersucht werden. Für die Messstörungen lautet die angepasste Kovarianzmatrix

$$R_k = \text{diag}\left(\sigma_{a_x}^2 + \sigma_{a_n}^2, \sigma_{a_y}^2 + \sigma_{a_n}^2, \sigma_{\omega_z}^2, \mathbf{1}^{1 \times 4} \cdot \sigma_{\omega_w}^2, \sigma_{v_{GNSS,n}}^2\right) \quad (5.3)$$

wobei die Werte für die Standardabweichungen des Messrauschens wieder denen aus Tabelle 4.1 entsprechen. Die Werte für σ_{a_x} und σ_{a_y} sind demnach unbekannt und mittels Optimierung zu bestimmen. Die angepasste Kovarianzmatrix der Zustandsstörgrößen lautet für das ordnungsreduzierte Fahrzeugmodell

$$Q_k = \text{diag}\left(\sigma_{v_x}^2, \sigma_{v_y}^2, \sigma_{\omega_z}^2, \mathbf{1}^{1 \times 4} \cdot \sigma_{\omega_w}^2, \mathbf{1}^{1 \times 4} \cdot \sigma_{p_\mu}^2\right) \quad (5.4)$$

wobei hier alle Werte für die Standardabweichungen zu bestimmen sind. Wie auch in Kapitel 4.3, erfolgt dies mittels einer Minimierung des quadratischen Schätzfehlers für ein vorgegebenes Fahrmanöver. Die Trainingsdaten werden jedoch nicht in der Referenzsimulation generiert, sondern stammen aus Realfahrversuchen mit dem Versuchsfahrzeug BugEE. Für die Optimierung und Validierung werden Daten aus verschiedenen Fahrversuchen verwendet, in denen in Anlehnung an Kapitel 3.4 Fahrmanöver zur gezielten Anregung der Längs- und Querdynamik bis in den Grenzbereich der Fahrstabilität durchgeführt wurden, da zur Realisierung von Fahrdynamikregelsystemen gerade dort eine exakte Zustands- und Parameterschätzung erforderlich ist. Dazu gehören beispielsweise Slaloms, Konstantkreisfahrten, Ausweichmanöver oder Beschleunigung auf Niedrig- μ (Abbildung 5.7). Da im Vergleich zur Simulation Beschränkung aufgrund der Platzverhältnisse auf dem Testgelände sowie der

Erzeugung der Fahrbahnbedingungen bestehen, konnten die Einzelmanöver nicht wie in der Simulation hintereinanderweg durchgeführt werden. Auch die erreichten Fahrzeuggeschwindigkeiten liegen unterhalb derer in der Simulation.

Im Fall der Trainingsdaten für die Optimierung wurden folgende Fahrmanöver ausgewählt:

- Slalommanöver auf einer glatten Fahrbahnoberfläche ($\mu_{road,i} \approx 0,3 \dots 0,4$) mit einer Geschwindigkeit von ca. 40 km/h und einem Abstand von 15 m zwischen den Pylonen,
- ein Beschleunigungsmanöver aus dem Stillstand auf einer glatten Fahrbahnoberfläche ($\mu_{road,i} \approx 0,1 \dots 0,2$), wobei gleichzeitig an allen Rädern ein hoher Reifenschlupf auftritt,
- sowie eine Konstantkreisfahrt mit einem Radius von 20 m auf trockener Fahrbahnoberfläche und einer Steigerung der Geschwindigkeit bis zum Ausbrechen des Fahrzeugs bei ca. 50 km/h.

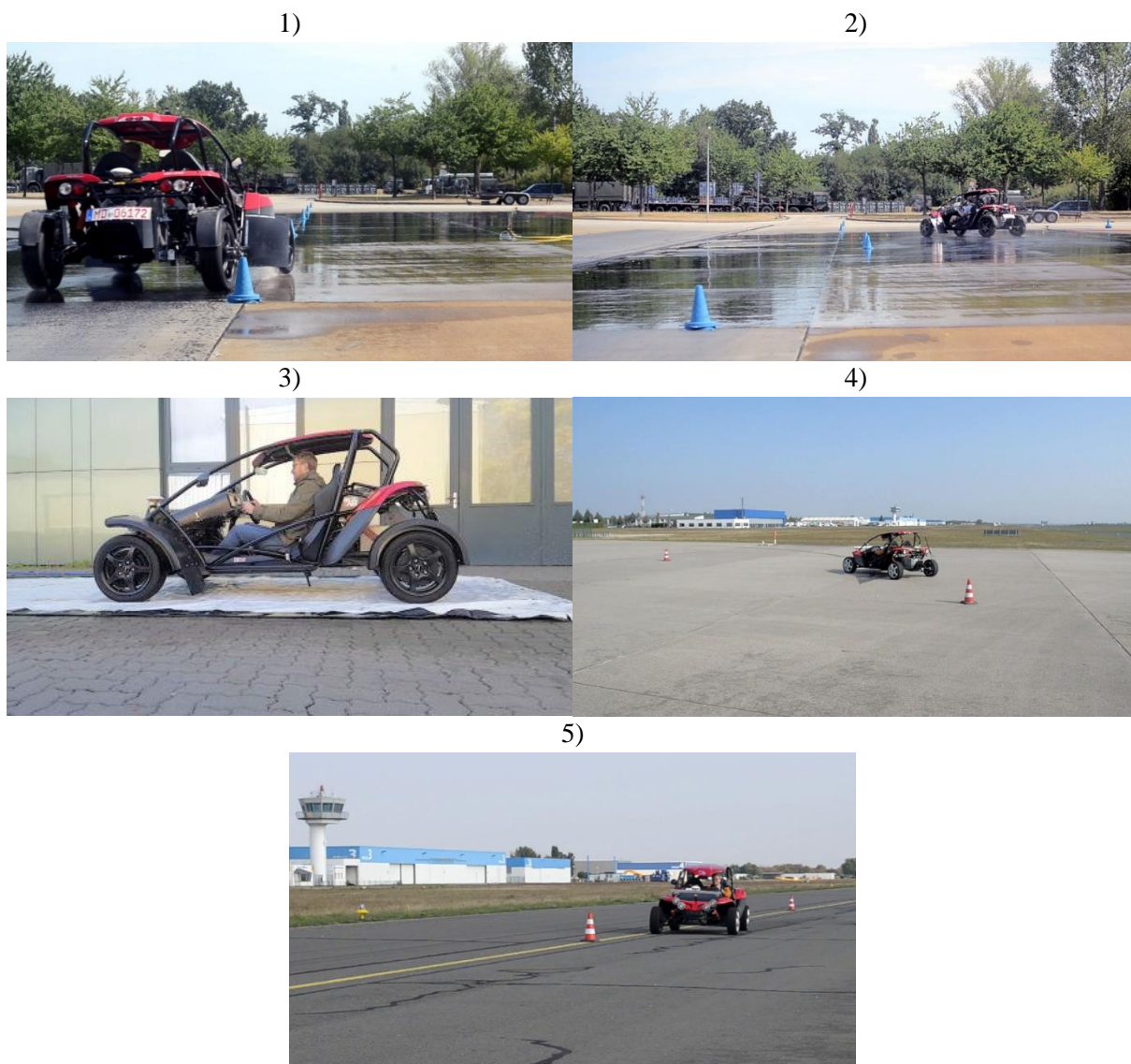


Abbildung 5.7: Realfahrversuche zur Erzeugung der Trainings- und Testdaten; 1) Slalom auf glatter Fahrbahnoberfläche, 2) Ausweichmanöver auf glatter Fahrbahnoberfläche, 3) Beschleunigung auf glatter Fahrbahnoberfläche, 4) Konstantkreisfahrt auf trockener Fahrbahnoberfläche, 5) Slalom auf trockener Fahrbahnoberfläche

Eine detaillierte Darstellung der zeitlichen Verläufe der Eingangs- und Ausgangsgrößen während der Fahrmanöver findet sich in Anhang D-1. Als Referenzgrößen werden dabei die Geschwindigkeitsmesswerte $v_{x,S350,m}$ und $v_{y,S350,m}$ des optischen Geschwindigkeitssensors in Längs- und Querrichtung genutzt. Die Transformation der geschätzten Geschwindigkeit in die Koordinaten des optischen Geschwindigkeitssensors erfolgt entsprechend

$$\begin{bmatrix} \hat{v}_{x,S-350,k} \\ \hat{v}_{y,S-350,k} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \hat{v}_{x,k} + b_{S-350,k} \hat{\omega}_{z,k} \\ \hat{v}_{y,k} - l_{S-350,k} \hat{\omega}_{z,k} \end{bmatrix}. \quad (5.5)$$

Für die Bestimmung der neuen Kovarianzmatrizen wird mit demselben Verfahren wie in Kapitel 4.3.3 eine globale Optimumsuche mittels mehrerer lokaler Optimierungen für zufällig generierte Startlösungen durchgeführt. Der Bereich für die Generierung der Startlösungen wird aus dem Optimierungsergebnis $\sigma_{2,opt}$ aus Kapitel 4.3.3 abgeleitet und entspricht $\|\sigma_0\|_\infty = 2$. Dabei wird eine modifizierte Kostenfunktion

$$\begin{aligned} \mathbf{e}_{v,S-350,k,j} &= \begin{bmatrix} \hat{v}_{x,S-350} \\ \hat{v}_{y,S-350} \end{bmatrix}_{k,j} - \begin{bmatrix} v_{x,S-350,m} \\ v_{y,S-350,m} \end{bmatrix}_{k,j}, \quad \mathbf{e}_{a,k,j} = \begin{bmatrix} \hat{a}_x \\ \hat{a}_y \end{bmatrix}_{k,j} - \begin{bmatrix} a_x \\ a_y \end{bmatrix}_{k,j} \\ \mathbf{e}_{\omega,k,j} &= \hat{\omega}_{w,k,j} - \omega_{w,k,j} \\ \mathbf{L} &= \text{diag}(3,3,1,1, r_w, r_w, r_w, r_w)^2 \end{aligned} \quad (5.6)$$

$$f_{c,2} = \sum_{j=1}^3 \left(\frac{1}{N_j} \sum_{k=1}^{N_j} \begin{bmatrix} \mathbf{e}_{v,S-350,k,j}^T & \mathbf{e}_{a,k,j}^T & \mathbf{e}_{\omega,k,j}^T \end{bmatrix} \mathbf{L} \begin{bmatrix} \mathbf{e}_{v,S-350,k,j} & \mathbf{e}_{a,k,j} & \mathbf{e}_{\omega,k,j} \end{bmatrix}^T \right)$$

verwendet, in der die quadratischen Fehler der Geschwindigkeit am Referenzsensor, als auch die der Längs- und Querb beschleunigung sowie der Raddrehzahlen über alle Zeitschritte k von N_j und alle drei Fahrmanöver, hier mit dem Index j gekennzeichnet, addiert werden. Damit sind die Schätzfehler aller Zustandsgrößen direkt oder indirekt in der Kostenfunktion enthalten. Da jedoch für die Beschleunigungen und Raddrehzahlen aufgrund fehlender Referenzsensoren die Messwerte der Fahrzeugsensoren genutzt werden müssen, gehen deren Messfehler ebenfalls in die Kostenfunktion ein. Dadurch besteht die Gefahr, dass die Messgrößen durch den UKF nach der Optimierung zu stark gewichtet werden und die Schätzung stark verrauscht ist. Um diesen Effekt abzumildern, wurde eine stärkere Gewichtung der Abweichungen von der Referenzgeschwindigkeit in der Kostenfunktion vorgenommen. Die sauberere Lösung wäre allerdings die Nutzung unabhängiger Referenzmessungen für diese Größen. Die Optimierung liefert entsprechend Tabelle 5.4 zwei Optima mit nahezu gleichen Werten für die Kostenfunktion von $f_c(\sigma_{3,opt,1}) \approx f_c(\sigma_{3,opt,2}) = 9,2 \cdot 10^{-3}$, die sich im Wesentlichen bei den Größenordnungen der Standardabweichungen von Quergeschwindigkeit, Gierrate und Querb beschleunigung unterscheiden. Bei $\sigma_{3,opt,1}$ ist die Standardabweichung der Gierrate deutlich erhöht, während diese bei $\sigma_{3,opt,2}$ deutlich verringert ist und stattdessen die Standardabweichungen der Quergeschwindigkeit und der -beschleunigung erhöht sind. Informationen zu den Startlösungen und den Ergebnissen der einzelnen lokalen Optimierungen finden sich in Anhang D-2.

Tabelle 5.4: Ergebnisse $\sigma_{3,opt,1}$ und $\sigma_{3,opt,2}$ der Optimierung zur Bestimmung der Kovarianzmatrizen für den Zustands- und Parameterschätzer im Realfahrzeug

$\sigma_{3,opt,1}$	σ_{v_x}	[m/s]	$1,03 \cdot 10^{-7}$	σ_{p_μ}	[-]	$49,5 \cdot 10^{-7}$
	σ_{v_y}	[m/s]	$6,04 \cdot 10^{-7}$	σ_{a_x}	[m/s]	$1,64 \cdot 10^{-12}$
	σ_{ω_z}	[rad/s]	$22,9 \cdot 10^{-7}$	σ_{a_y}	[m/s]	$0,11 \cdot 10^{-12}$
	σ_{ω_w}	[rad/s]	$31,5 \cdot 10^{-7}$			
$\sigma_{3,opt,2}$	σ_{v_x}	[m/s]	$1,38 \cdot 10^{-7}$	σ_{p_μ}	[-]	$17,4 \cdot 10^{-7}$
	σ_{v_y}	[m/s]	$30,1 \cdot 10^{-7}$	σ_{a_x}	[m/s]	$0,03 \cdot 10^{-12}$
	σ_{ω_z}	[rad/s]	$0,19 \cdot 10^{-12}$	σ_{a_y}	[m/s]	$0,41 \cdot 10^{-7}$
	σ_{ω_w}	[rad/s]	$21,1 \cdot 10^{-7}$			

In Abbildung 5.8 sind die Schätz- und Referenzgrößen der Geschwindigkeiten in den Koordinaten des optischen Sensors und in Abbildung 5.9 die Ausgangsgrößen für beide Lösungen dargestellt. Im Anhang D-3 finden sich Darstellungen der Eingangsgrößen sowie des Reifenschlupfs. Nach der Optimierung kann prinzipiell eine hohe Schätzgenauigkeit festgestellt werden. Die größten Unterschiede zeigen die beiden Optimierungsergebnisse bei der Quergeschwindigkeit während des Beschleunigungsmanövers auf glatter Fahrbahn und in den Momenten des Ausbrechens ($t = 65 \text{ s} / t = 75 \text{ s}$) bei der Konstantkreisfahrt. Während bei ersterem der Fehler mit $\sigma_{3,opt,2}$ deutlich kleiner ist, wird mit $\sigma_{3,opt,1}$ bei letzterem ein kleinerer Schätzfehler erreicht. Entgegen der Geschwindigkeitsschätzung sind die Verläufe der Ausgangsgrößen für beide Varianten nahezu gleich. Da die Verbesserung der Quergeschwindigkeitsschätzung beim Beschleunigungsmanöver größer ist als die Verschlechterung bei der Konstantkreisfahrt, wird für die weitere Validierung $\sigma_{3,opt,2}$ ausgewählt.

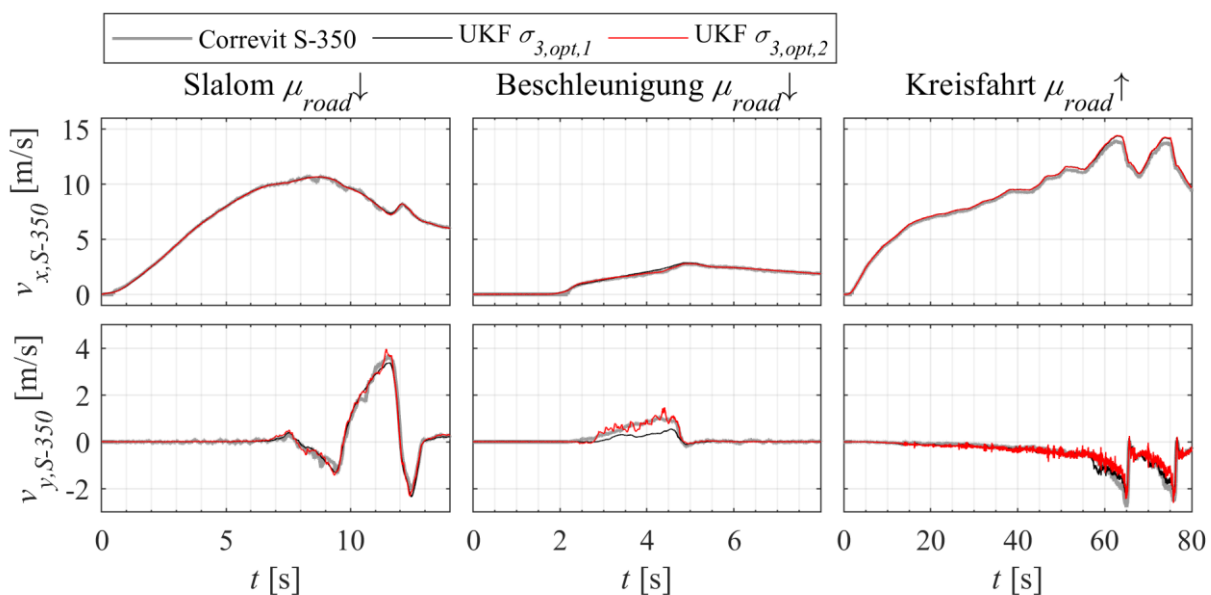


Abbildung 5.8: Verläufe der geschätzten Geschwindigkeiten und der Referenzmessung für die Trainingsdaten nach der Optimierung

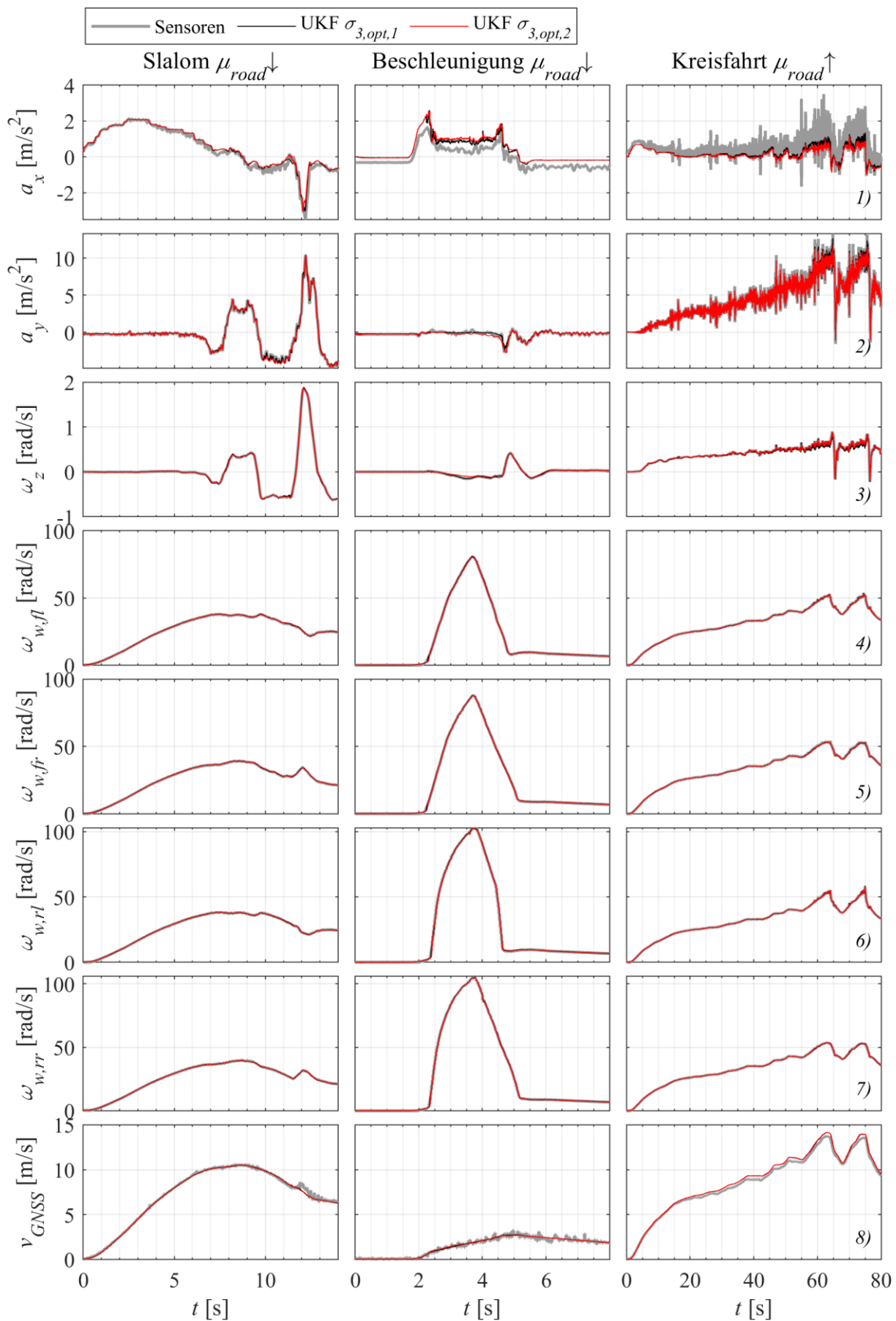


Abbildung 5.9: Verläufe der Ausgangsgrößen für die Trainingsdaten nach der Optimierung

5.3 Validierung anhand von Realfahrzeugmessungen

5.3.1 Versuchsaufbau

Zur Validierung wird der Zustands- und Parameterschätzer auf einem Rapid-Control-Prototyping-Steuergerät implementiert, welches identisch mit dem im realen Versuchsfahrzeug verbauten Gerät ist. Mittels einer CAN-Bus Schnittstelle wird die Kommunikation der Sensoren mit dem Steuergerät realisiert. Um den Aufwand bei der Validierung zu verringern, werden die Sensormesswerte zuvor als CAN-Rohdaten im Rahmen von Realfahrversuchen mit dem Testfahrzeug aufgezeichnet und dann im Rahmen einer Hardware-in-the-Loop-Simulation (HiL) verwendet. Anstatt mit den realen Sensoren ist das Steuergerät dabei mit einem PC über einen CAN-Bus mit einer Übertragungsrate von 500 kBit/s verbunden. Über diesen erfolgt mit Hilfe der Software IXXAT CanAnalyser anschließend die Simulation der Sensoren durch Wiedergabe der aufgezeichneten Sensorrohdaten. Derselbe PC verfügt über eine Ethernet-Verbindung zum Steuergerät und mittels der Software dSPACE ControlDesk werden die vom Zustands- und Parameterschätzer berechneten Größen aufgezeichnet. Durch diesen HiL-Versuchsaufbau, welcher in Abbildung 5.10 schematisch dargestellt ist, kann eine Validierung des Zustandsschätzers unter Echtzeitbedingungen mit realen Sensorsignalen erfolgen. Dabei kann zum einen die tatsächlich benötigte Rechenzeit auf dem Steuergerät gemessen als auch die Robustheit der Schätzung gegenüber unbekanntem Störungen, die während der Realfahrversuche wirken, untersucht werden. Durch den gewählten Aufbau werden die Verhältnisse im Versuchsfahrzeug realitätsgetreu abgebildet, wodurch sich der Zustands- und Parameterschätzer direkt ins reale Versuchsfahrzeug integrieren ließe.

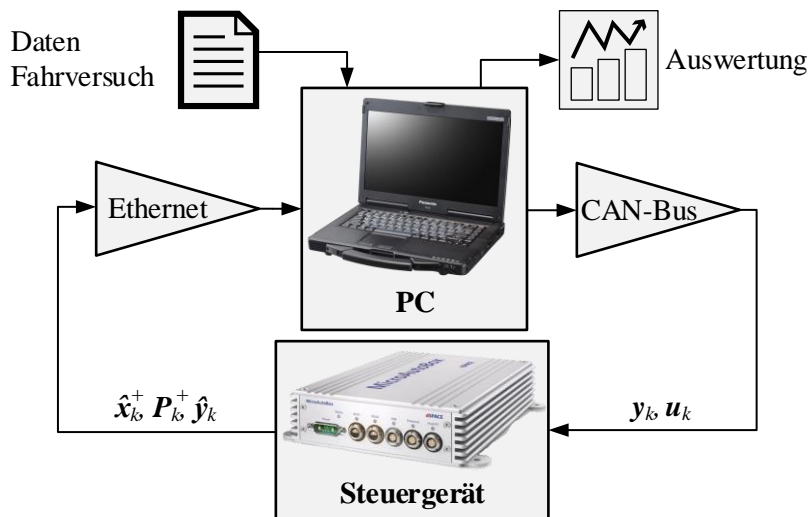


Abbildung 5.10: HiL-Aufbau zur Validierung des Zustandsschätzers auf dem Fahrzeugsteuergerät; Copyright: dSPACE, Panasonic

Zur Validierung der Schätzung wird aus den zuvor durchgeführten Messungen mit dem Realfahrzeug ein Satz von Testdaten ausgewählt. Diese unterscheiden sich wie in Kapitel 4 von den Trainingsdaten im Verlauf der Fahrprofile, um eine Überanpassung durch die Optimierung auszuschließen. Dabei handelt es sich konkret um

- ein Ausweichmanöver, rollend bei einer Geschwindigkeit von ca. 40 km/h und einem Querversatz von ca. 4 m auf einer glatten Fahrbahnoberfläche ($\mu_{road,i} \approx 0,3 \dots 0,4$),
- ein weiteres Beschleunigungsmanöver aus dem Stillstand auf einer glatten Fahrbahnoberfläche ($\mu_{road,i} \approx 0,1 \dots 0,2$) mit hohem Reifenschlupf an allen Rädern,
- eine weitere Konstantkreisfahrt mit einem Radius von 20 m auf einer trockenen Fahrbahnoberfläche mit Steigerung der Geschwindigkeit bis zum Ausbrechen des Fahrzeugs bei ca. 50 km/h
- sowie ein Beschleunigungsmanöver aus dem Stillstand mit nachfolgendem Slalom auf trockener Fahrbahn bei einer Geschwindigkeit von 50 km/h.

Die Schätzgüte während der Fahrmanöver wird zum einen anhand der Abweichungen der geschätzten Geschwindigkeiten von den Messwerten des optischen Geschwindigkeitssensors als auch der Abweichungen der geschätzten Ausgangsgrößen von den Messwerten der Sensoren untersucht. Die Schätzung der Zustandsgrößen durch den UKF erfolgt, wie bereits in Kapitel 4.4, sowohl mit als auch ohne GNSS-Geschwindigkeitsmessung. Letzterer Fall wird realisiert, indem die Standardabweichung der entsprechenden Messstörung in der Kovarianzmatrix \mathbf{R}_k auf $\sigma_{vGNSS,n} = 10^6$ m/s gesetzt wird.

5.3.2 Rechenzeiten

Um die Ausführung des Zustands- und Parameterschätzers unter Echtzeitbedingungen zu untersuchen, werden die Rechenzeiten des UKF auf dem Steuergerät gemessen. Diese liegen, wie in Abbildung 5.11 dargestellt, im Durchschnitt bei $t_C = 390 \mu\text{s}$, was knapp 40% der Diskretisierungsschrittweite des Steuergeräts von $\Delta T_{ECU} = 1$ ms ausmacht. Somit kann die Echtzeitfähigkeit des Zustands- und Parameterschätzers als gewährleistet angesehen werden. Allerdings sind während des Tests keine weiteren Funktionen auf dem Steuergerät implementiert, die Rechenleistung benötigen. Im Hinblick auf die immer weiter ansteigende Rechenleistung moderner Steuergeräte im Automobilbereich, die durch die technische Entwicklung als auch die Anforderungen durch Anwendungen wie das automatische Fahren bedingt sind, sollte sich dies jedoch als unproblematisch erweisen.

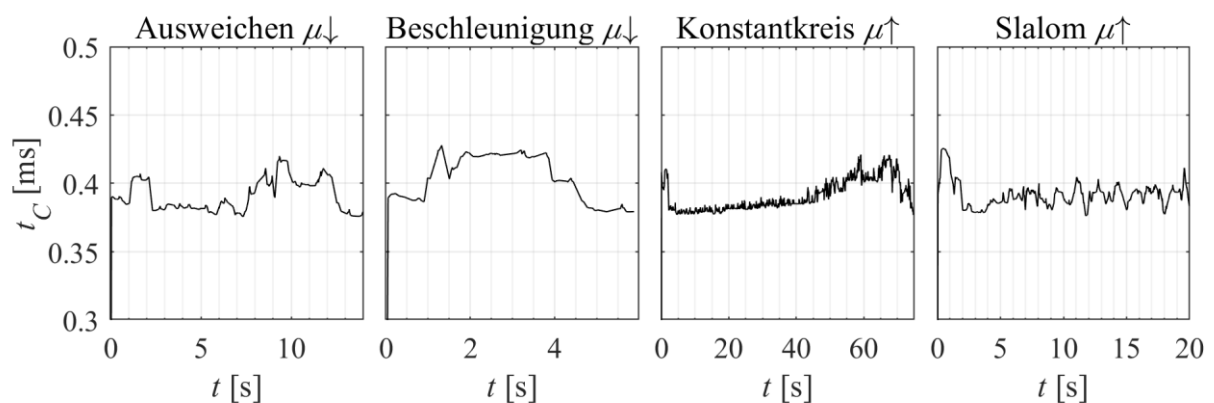


Abbildung 5.11: Rechenzeiten des Zustandsschätzers auf dem Fahrzeugsteuergerät während der Validierung bei einer Abtastzeit von $\Delta T_{ECU} = 1$ ms

5.3.3 Referenz- und Ausgangsgrößen sowie Schätzfehler

In Abbildung 5.12 sind die während der Realfahrversuche mit dem optischen Geschwindigkeitssensor gemessenen Werte zusammen mit der Schätzung entsprechend Gleichung (5.5), sowohl mit als auch ohne GNSS-Geschwindigkeitsmessung, dargestellt. Während des Ausweichmanövers auf rutschiger Fahrbahn als auch der Konstantkreisfahrt auf trockenem Untergrund sind die Schätzfehler für beide Varianten sehr gering. Bei dem Beschleunigungsmanöver auf rutschiger Fahrbahn sind während der Phase von $t = 2 \dots 3,5$ s, in der hoher Reifenschlupf gleichzeitig an allen vier Rädern auftritt (siehe Abbildung 5.16), größere Schätzfehler zu erkennen. Ohne GNSS-Messung ist in dieser Fahr situation ein stärkeres Anwachsen des Schätzfehlers der Quergeschwindigkeit im Bereich von $t = 2 \dots 3$ s erkennbar, wogegen bei der Längsgeschwindigkeit der Einfluss geringer ist. Während der anderen Fahrmanöver ist der Reifenschlupf an mindestens einem Rad niedrig. Da in diesem Fall die Radumfanggeschwindigkeit und die Radlängsgeschwindigkeit näherungsweise gleich sind, stützen die Raddrehzahlen die Geschwindigkeitsschätzung und die zusätzliche Messung über den GNSS-Sensor bringt keine neuen Informationen. Somit kann festgestellt werden, dass sich die GNSS-Geschwindigkeitsschätzung nur in Situation mit gleichzeitigem Auftreten von hohem Reifenschlupf an allen Rädern positiv auf den Schätzfehler auswirkt. Während des Slaloms treten von $t = 6 \dots 9$ s erkennbare Abweichungen der Schätzungen gegenüber der Referenz für den Fall, dass keine GNSS-Geschwindigkeitsmessung verwendet wird, auf. Die Ursache hierfür könnten möglicherweise Störungen durch eine unmodellerte Steigung der Testfläche, Fehler im Reifenmodell oder Abweichungen des Radradius sein.

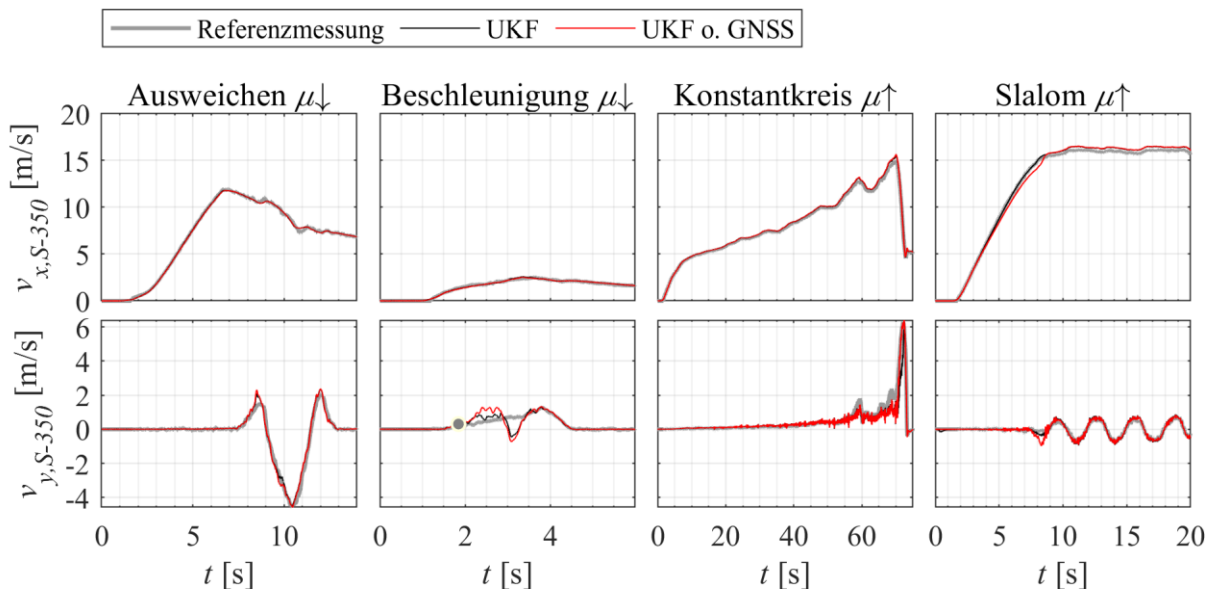


Abbildung 5.12: Verläufe der geschätzten Geschwindigkeiten und der Referenzmessung für die Testdaten

Die zeitlichen Verläufe der geschätzten Ausgangsgrößen und der entsprechenden Messwerte sind in Abbildung 5.13 dargestellt. Während die Abweichungen beim Ausweichmanöver auf glatter Fahrbahn und der Konstantkreisfahrt durchweg gering ausfallen, werden beim Beschleunigungsmanöver einige Auffälligkeiten sichtbar. Zunächst weist der Messwert der Längsbeschleunigung dort einen deutlichen

Nullpunktoffset auf, welcher beispielsweise durch den Nullpunktbias des Sensors oder die Steigung der verwendeten Testfläche zustande kommen kann. Die Schätzung ist jedoch robust gegenüber diesen Störungen. Die Fehler bei der Geschwindigkeitsschätzung während des Beschleunigungsmanövers und des Slaloms, die auch in Abbildung 5.12 sichtbar sind, zeigen sich auch bei der geschätzten GNSS-Geschwindigkeit, da diese Größen direkt zusammenhängen.

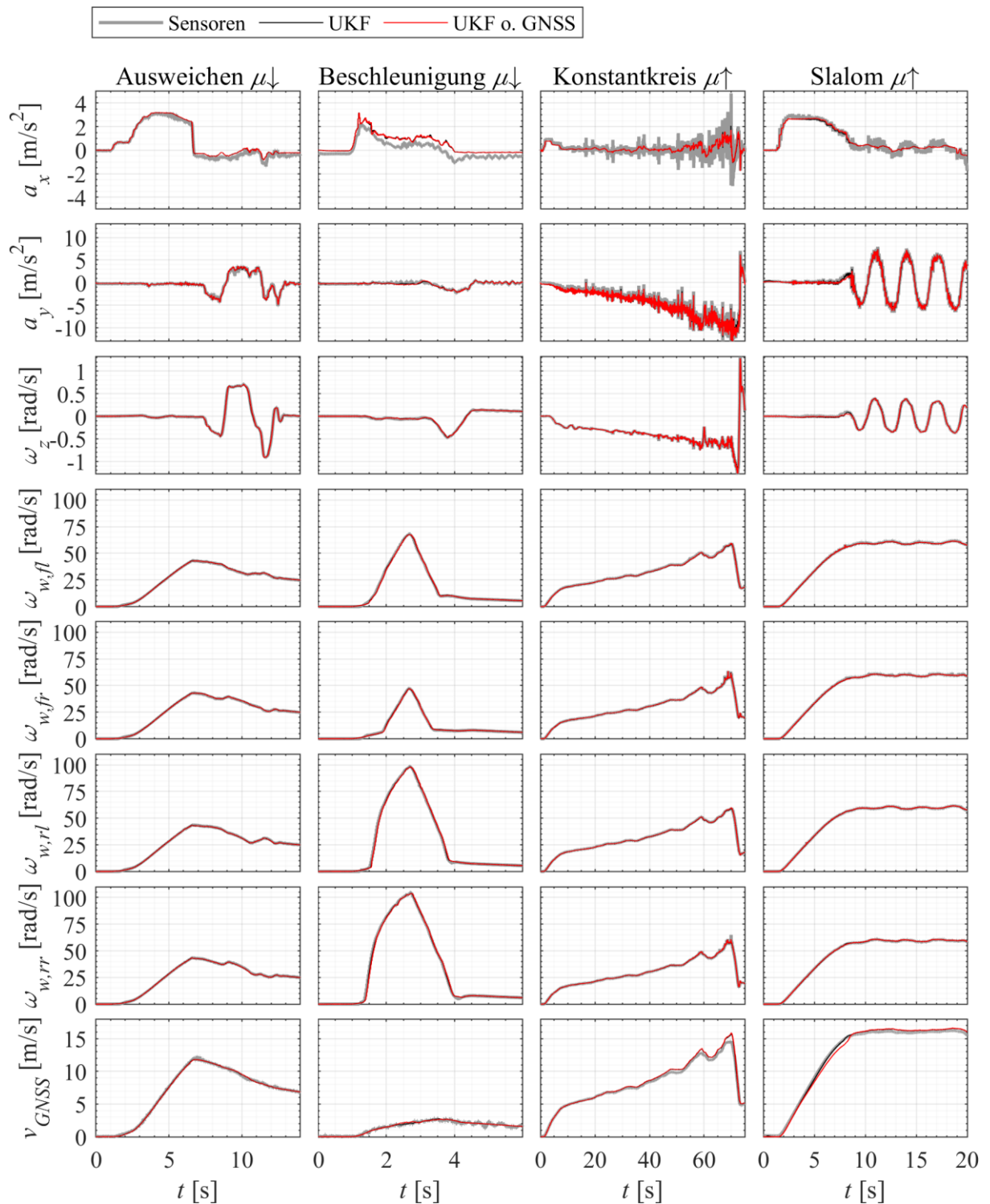


Abbildung 5.13: Zeitlicher Verlauf der geschätzten und gemessenen Ausgangsgrößen y_k während der Realfahrversuche zur Validierung

Bei der Konstantkreisfahrt ist auf den Messwerten der Beschleunigungen a_x und a_y sowie der Gierrate ω_z eine Dauerschwingung zusehen, deren Amplitude mit zunehmender Geschwindigkeit ansteigt. Die Ursache könnte eine Unwucht an einem der Räder des Versuchsfahrzeugs sein. Es ist jedoch festzustellen, dass die Schätzung dadurch nicht negativ beeinflusst wird.

Eine detaillierte Darstellung der Schätzfehler der Geschwindigkeit mit Bezug auf die Messwerte des optischen Geschwindigkeitssensors findet sich in Abbildung 5.14. Daneben sind auch die geschätzten Drei-Sigma-Intervalle für die Schätzung dargestellt, welche sich mit (5.5) entsprechend

$$\mathbf{R}_{S-350} = \begin{bmatrix} \sigma_{n,S-350}^2 & 0 \\ 0 & \sigma_{n,S-350}^2 \end{bmatrix} \quad (5.7)$$

$$\mathbf{P}_{v,S-350,k} = \mathbf{T}_{S-350} \mathbf{P}_k \mathbf{T}_{S-350}^T + \mathbf{R}_{S-350}$$

$$\sigma_{v,S-350,k,i} = \sqrt{\mathbf{P}_{v,S-350,k,i,i}}$$

aus den Kovarianzen der Längsgeschwindigkeits-, Quergeschwindigkeits- und Gierratenschätzung sowie der Varianz des Messrauschens des optischen Geschwindigkeitssensors berechnet. In der Darstellung ist deutlich der positive Einfluss der GNSS-Geschwindigkeitsmessung auf den Schätzfehler der Quergeschwindigkeit während des Beschleunigungsmanövers bei $t = 2 \dots 3$ s sowie der Längsgeschwindigkeit während des Slaloms bei $t = 4 \dots 8$ s zu erkennen. Weiterhin steigt der Schätzfehler bei der Konstantkreisfahrt mit steigender Geschwindigkeit zunächst langsam und beim Ausbrechen des Fahrzeugs bei $t = 60$ s und $t = 70$ s stärker an. Die Ursache für den geschwindigkeitsproportionale Fehlerzuwachs können Modellfehler sein, z.B. im Reifenmodell, beim Radradius oder beim vereinfachten Vertikalmodell.

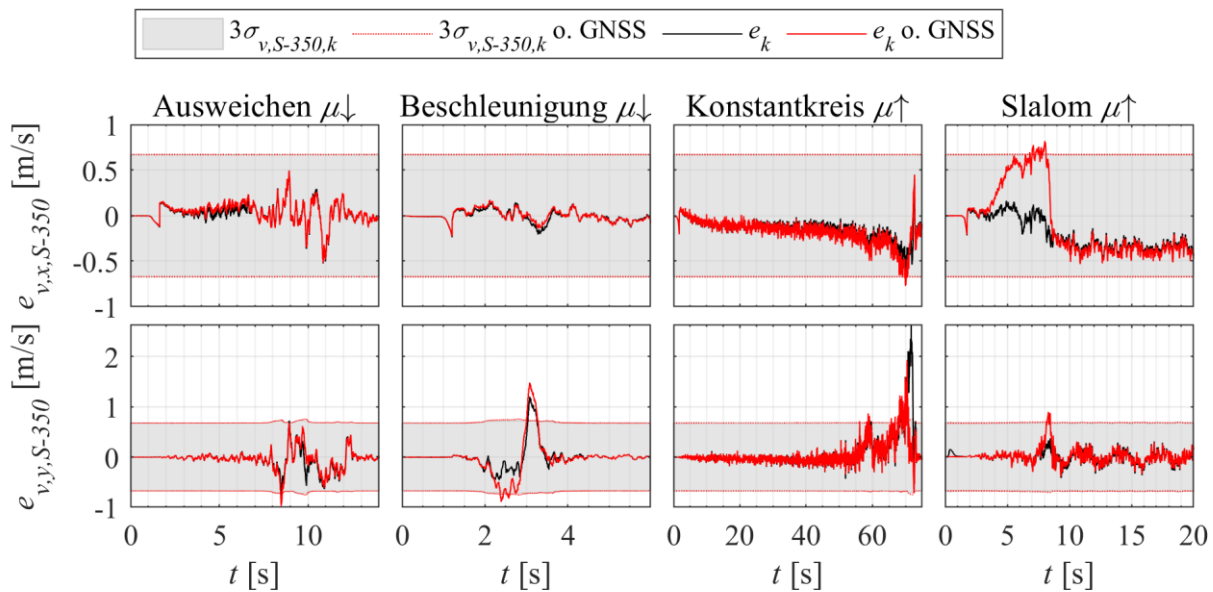


Abbildung 5.14: Zeitlicher Verlauf der Schätzfehler der Geschwindigkeit und der Drei-Sigma-Intervalle während der Realfahrversuche zur Validierung

Eine weitere Fehlerquelle kann darin bestehen, dass der optische Geschwindigkeitssensor nicht fest im Fahrzeug verbaut ist und bei der Montage- und Demontage eine leicht veränderte Positionierung

zustände kommen kann. Dadurch entstehen Modellfehler bei der Koordinatentransformation in Gleichung (5.5) und somit Fehler bei der Referenzmessung. Entgegen der Erwartung ist der Schätzfehler der Quergeschwindigkeit bei der Konstantkreisfahrt bei $t = 70$ s mit GNSS-Geschwindigkeitsmessung größer als ohne diese Ausgangsgröße. Scheinbar existieren dort Modellierungsfehler der Ausgangsgröße, deren Entstehung näher untersucht werden könnte. Bei den Drei-Sigma-Intervallen ist auffällig, dass diese jeweils nahezu konstant sind, was daraus resultiert, dass die Varianz der Messtörung des optischen Geschwindigkeitssensors $\sigma_{v,s-350}^2$ erheblich größer als die Varianzen der Schätzungen der Längsgeschwindigkeit $\mathbf{P}_{v,x,k}$, der Quergeschwindigkeit $\mathbf{P}_{v,y,k}$ und der Gierrate $\mathbf{P}_{\omega,z,k}$ ist.

In Abbildung 5.15 sind die Schätzfehler der Ausgangsgrößen mit den entsprechenden Schätzungen der Drei-Sigma-Intervalle basierend auf den Kovarianzmatrizen der Ausgangsgrößen

$$\sigma_{y,i,k} = \sqrt{\mathbf{P}_{y,i,k}} \quad (5.8)$$

dargestellt. Ein signifikantes Ansteigen der Schätzfehler ist während der Beschleunigungsvorgangs auf glatter Fahrbahn von $t = 2 \dots 3,5$ s bei den Raddrehzahlen zu erkennen. In diesem Fahrzustand nimmt der Reifenschlupf an allen Rädern gleichzeitig einen hohen Wert an und die Fahrbahnbedingungen weichen stark von den Bedingungen, für die das nominale Reifenmodell identifiziert wurden ab. Deshalb muss das Reifenmodell durch den Straßenkraftschlussbeiwert $\hat{\mu}_{road,i}$ stark korrigiert werden, was wiederum die Raddrehzahlschätzung stark beeinflusst. Die entsprechenden Drei-Sigma-Intervalle werden währenddessen zu klein geschätzt. Während der Konstantkreisfahrt steigt der Geschwindigkeitsschätzfehler proportional zur tatsächlichen Geschwindigkeit an, was darauf hindeutet, dass während des Fahrversuchs möglicherweise die Radradien aufgrund eines veränderten Reifendrucks von den parametrisierten Werten abweichen. Dies kann durch die GNSS-Geschwindigkeitsmessung offensichtlich nicht ausglich werden, wobei ein übermäßiges Ansteigen der Schätzfehler wie bei der Robustheitsuntersuchung in Kapitel 4.5 jedoch nicht festzustellen ist. Das entsprechende Drei-Sigma-Intervall wird auch in diesem Fall zu klein geschätzt. Weiterhin ist der Mittelwert des Querbeschleunigungsschätzfehlers ungleich null, was entweder am Nullpunktbias des Sensors liegt oder eine Folge der Vereinfachung des Vertikalmodells und der damit einhergehenden Vernachlässigung des Wankwinkels sein könnte. Bei der Gierratenschätzung werden die Drei-Sigma-Intervalle hingegen für alle Fahrmanöver tendenziell zu groß geschätzt, was jedoch durch ein Anpassung des Werts für $\sigma_{\omega,z}$ behoben werden könnte. Auffällig ist weiterhin, dass während der Konstantkreisfahrt für die Beschleunigungen, die Gierrate und die Raddrehzahlen das Rauschen der Schätzwerte mit zunehmender Geschwindigkeit ansteigt, was beispielsweise durch eine Radunwucht oder die Rauheit des Fahrbahnbelags erklärt werden könnte. Gleiches ist bei den Raddrehzahlfehlern während des Slaloms der Fall. Die Schätzwerte der Drei-Sigma-Intervalle bleiben hingegen nahezu konstant und zu klein. Insgesamt lässt sich feststellen, dass wie zuvor in der Simulation zwar die Erwartungswerte der Zustandsgrößen mit hoher Genauigkeit geschätzt werden, jedoch nicht die Varianzen bzw. die

Standardabweichungen der Schätzfehler. Durch eine Berücksichtigung dieser Größen in der Kostenfunktion für die Optimierung ließe sich möglicherweise die Schätzung verbessern. In diesem Zusammenhang könnte auch untersucht werden, ob mittels zeitvarianter Kovarianzmatrizen Q_k und R_k die Kovarianzschätzung verbessert werden kann.

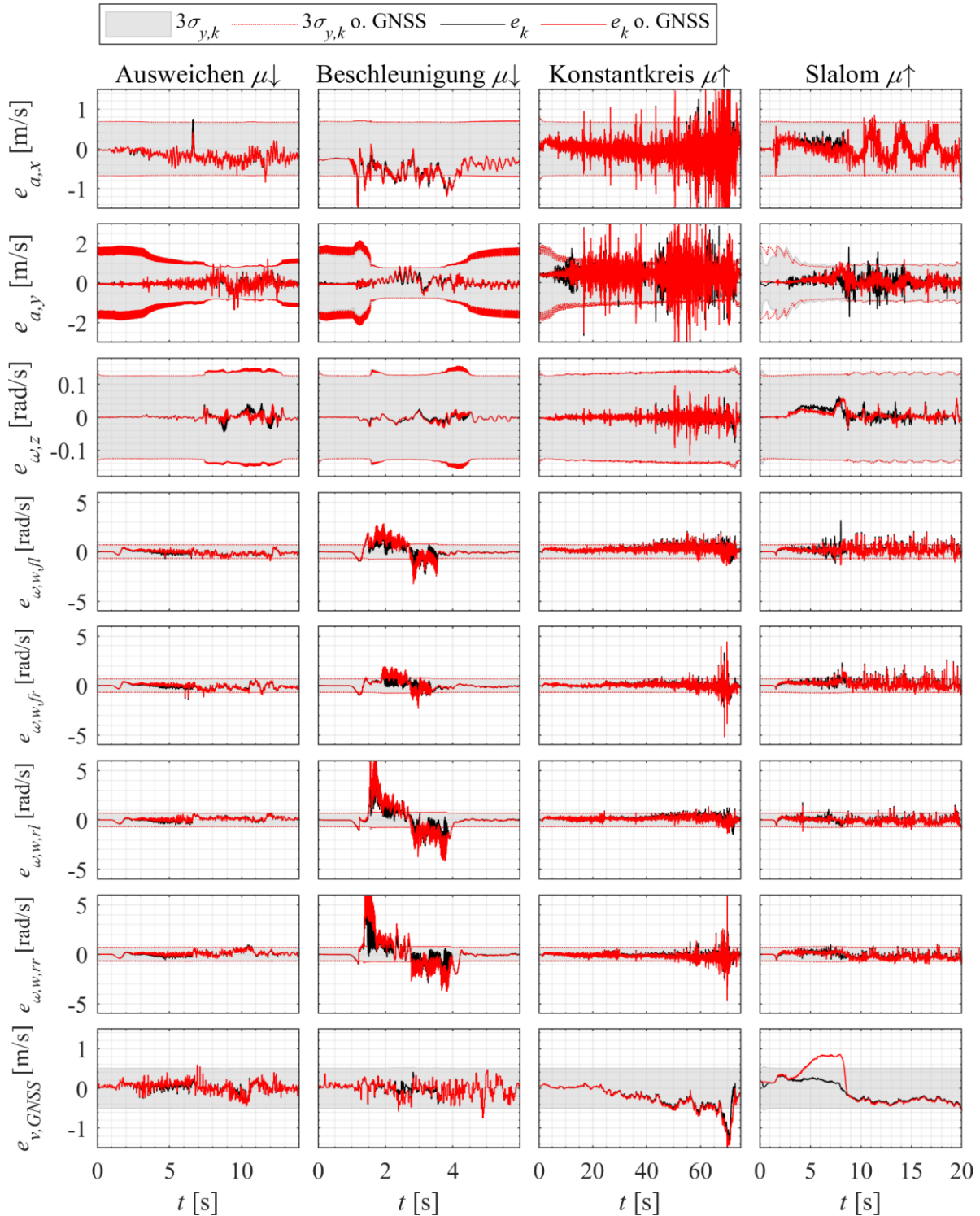


Abbildung 5.15: Zeitlicher Verlauf der Schätzfehler der Ausgangsgrößen und der Drei-Sigma-Intervalle während der Realfahrversuche zur Validierung

5.3.4 Reifenschlupf- und Kraftschlussbeiwert

Die zeitlichen Verläufe des während der Realfahrversuche geschätzten Reifenlängs- und querschlupfs sowie die geschätzten Kraftschlussbeiwerte $\hat{\mu}_{road,i}$ sind in Abbildung 5.16 mit und ohne Nutzung der GNSS-Geschwindigkeitsmessung dargestellt. Dabei wurden die Referenzverläufe für den Reifenschlupf aus den Messwerten der fahrzeuginternen Raddrehzahlsensorik, des Gierratensensors und des optischen Referenz-Geschwindigkeitssensors entsprechend (3.19) und (3.24) berechnet.

Während des Ausweichmanövers auf rutschiger Fahrbahn tritt vorwiegend Reifenquerschlupf im Zeitraum von $t = 8 \dots 12$ s auf. Dies geschieht jedoch zeitgleich an allen Rädern. Der Zustandsschätzer ist in der Lage diese Fahrsituation korrekt, mit lediglich geringen Abweichungen von den Referenzwerten, zu schätzen. Gleichzeitig wird für den Kraftschlussbeiwert der Fahrbahn ein Wert im Bereich von $\hat{\mu}_{road,i} = 0,3 \dots 0,5$ geschätzt, was für den verwendeten Fahrbahnbelag plausibel ist. Die Schwankungen des Schätzwertes resultieren zum einen aus der Inhomogenität der Fahrbahnoberfläche als auch des instationären Arbeitspunkts des Reifenschlupfs. Eine nennenswerte Vergrößerung des Schätzfehlers ohne Nutzung der GNSS-Geschwindigkeitsmessung ist nicht feststellbar. Während des Beschleunigungsmanövers erreicht der Reifenlängsschlupf von $t = 1,5 \dots 3$ s an allen Rädern nahezu den Maximalwert von $s_{w,x,i} = 1$, was vom Zustandsschätzer mit hoher Genauigkeit abgebildet werden kann. Für den Fall, dass keine GNSS-Geschwindigkeitsmessung genutzt wird, steigt der Schätzfehler des Reifenquerschlupfs von $t = 2..3$ s leicht an, was im Einklang mit den erhöhten Schätzfehlern bei der Fahrzeuggeschwindigkeit steht. Bei der Schätzung des Reifenquerschlupfs baut sich zwischen $t = 3$ s und $t = 3,5$ s kurzzeitig ein größerer Fehler auf, während der tatsächliche Wert des Querschlupfs im Verhältnis zum Längsschlupf klein ist. In dieser Fahrsituation mit hohem kombinierten Reifenschlupf sind die Fehler bei der Modellierung des Reifenverhaltens groß, weshalb folglich ein größerer Schätzfehler zu erwarten ist. Für die Kraftschlussbeiwerte der Fahrbahnoberfläche an den einzelnen Rädern werden mit $\hat{\mu}_{road,i} = 0,1 \dots 0,15$ plausible Werte geschätzt. Während der Konstantkreisfahrt auf trockenem Beton werden bis zum Moment des Ausbrechens bei $t = 70$ s nur geringe Reifenschlupfwerte erreicht, wobei diese jedoch zu niedrig geschätzt werden. Die Ursache dafür ist bei diesem Fahrversuch, wie bereits zuvor vermutet, ein Modellfehler des Radradius. Nichtsdestotrotz wird der dann folgende sprunghafte Anstieg des Reifenquerschlupfs korrekt geschätzt. Die geschätzten Kraftschlussbeiwerte steigen mit zunehmender Geschwindigkeit an, da auch die Reifenkräfte ansteigen und somit zunehmend mehr Informationen über das tatsächliche Reifenverhalten zur Verfügung stehen. Es sei nochmal darauf hingewiesen, dass die Kraftschlussbeiwerte sämtliche Abweichungen des Reifenmodells abbilden und nicht nur die Abweichung des maximal erreichbaren Kraftschlussbeiwerts. Im Vergleich zum verwendeten Nominalmodell scheint die Steigung der Reifenkennlinie (siehe Abbildung 3.6) des realen Reifens steiler zu sein, weshalb die Kraftschlussbeiwerte mit bis zu $\hat{\mu}_{road,i} = 1,4$ geschätzt werden. Im Zeitpunkt des Ausbrechens wird das Maximum der Reifenkennlinie erreicht und die Schätzwerte verringern sich wieder auf $\hat{\mu}_{road,i} \approx 1,1 \dots 1,2$, was für die verwendete Fahrbahnoberfläche plausibel ist. Aufgrund der Längsgeschwindigkeitsschätzfehler ohne GNSS-Messung beim Slalommanöver von

$t = 5 \dots 8$ s ergeben sich ebenfalls größere Schätzfehler beim Längsschlupf. Auch die Querschlupfschätzung weist ohne GNSS-Messung bei $t = 8$ s etwas größere Fehler auf. Allerdings ist in beiden Fällen der tatsächliche Wert des Reifenschlupfs niedrig und somit im linearen Bereich. Dort würde eine Fahrdynamikregelung üblicherweise nicht eingreifen und sich die Schätzfehler somit nicht negativ auswirken.

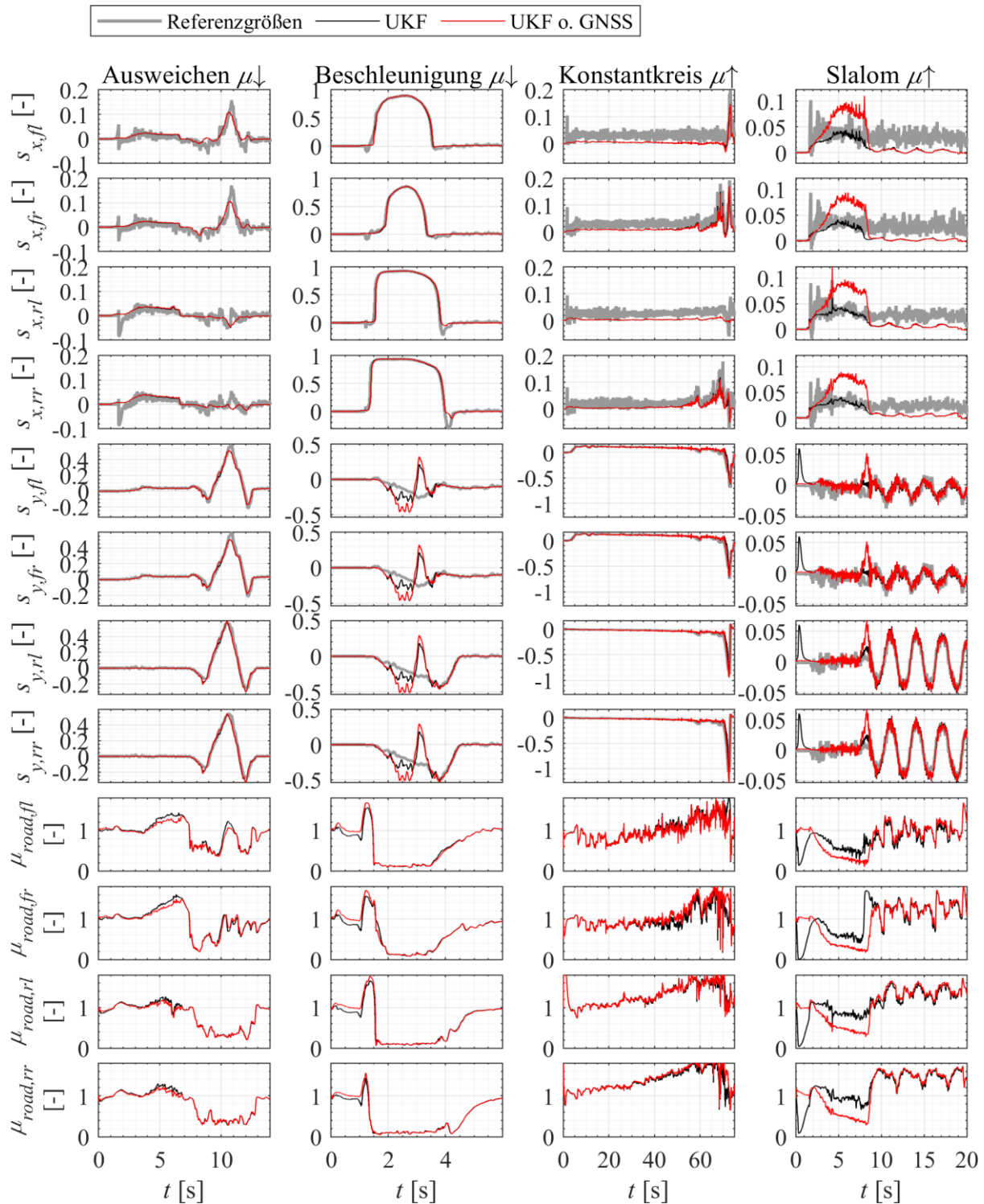


Abbildung 5.16: Zeitlicher Verlauf von Reifenlängs- und querschlupf während der Realfahrversuche zur Validierung

Auffällig ist das Verhalten der Kraftschlussbeiwertschätzung im Stillstand, welches z.B. während der Konstantkreisfahrt von $t = 0 \dots 1,5$ s und des Slaloms von $t = 0 \dots 2$ s zu beobachten ist. Der Schätzwert variiert dort teils mehr oder weniger stark, was auf die fehlende Beobachtbarkeit und die wirkenden externen Störgrößen zurückzuführen ist. Beispielsweise konnte es während der Fahrversuche, aufgrund leichter Steigungen der Fahrbahn, nicht immer vermieden werden das Fahrzeug mit der Bremse am Wegrollen zu hindern. Zu Beginn des Slaloms führt dies zu einem Ansteigen des Querschlupfs, welcher physikalisch nicht plausibel ist. Es können jedoch während der betrachteten Fahrmanöver keine weiteren daraus resultierenden Probleme festgestellt werden. Dieses Verhalten könnte durch die Einführung einer zeitvarianten Wahl der Einträge der Zustandskovarianzmatrix für die Zustandsgrößen zur Adaption $p_{\mu,i}$ unterbunden werden. Diese müssten während des Stillstands $\sigma_{p,\mu} = 0$ betragen, damit der geschätzte Kraftschlussbeiwert konstant gehalten wird, bzw. auf seinen Nominalwert konvergiert (siehe Gleichung (4.15) - (4.18)).

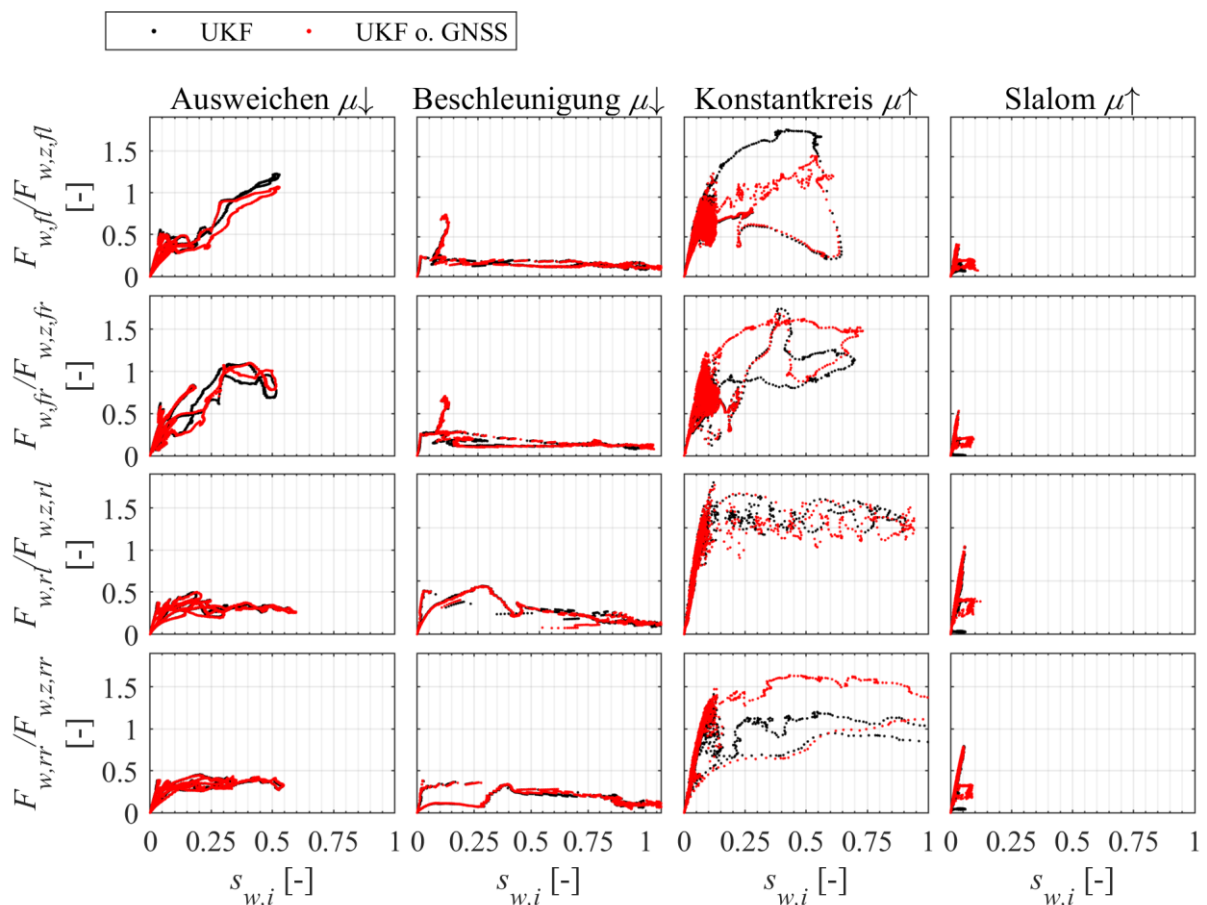


Abbildung 5.17: Geschätzte Reifenkennlinien während der Realfahrversuche zur Validierung

Um einen tieferen Einblick in die Adaption des Reifenmodells während der Fahrversuche zu bekommen, sind in Abbildung 5.17 die Wertepaare von kombiniertem Reifenschlupf und adaptierten Kraftschlussbeiwert jeweils für alle vier Räder dargestellt. Prinzipiell kann eine Ähnlichkeit zu den in Abbildung 3.6 dargestellten Reifenkennlinien festgestellt werden, jedoch sind die Schätzwerte aufgrund der zahlreichen Störeinflüsse gestreut. Besonders während des Ausweichmanövers zeigt sich an den Hinterrädern der charakteristische lineare Anstieg für niedrige Reifenschlupfwerte sowie das

darauffolgende ausgeprägte Maximum mit anschließend leicht abfallendem Kraftschlussbeiwert. An den Vorderrädern ist die Kennlinie ab einem Wert von $s_{w,i} > 0,25$ stark verzerrt, was möglicherweise auf die Lenkbewegungen an den Vorderrädern zurückzuführen ist. Bis auf eine größere Streuung im Bereich niedriger Reifenschlupfwerte ist auch während des Beschleunigungsmanövers eine typische Reifenkennlinie zu erkennen, jedoch mit deutlich reduziertem Maximalwert. Die große Streuung bei kleinen Schlupfwerten kann mit der großen Dynamik der Schlupfänderung und dem Wechsel der Fahrbahnbedingungen bei Befahren der Gleitfläche erklärt werden. Während der Konstantkreisfahrt liegen viele Datenpunkte unterhalb des Reifenschlupfs am Maximum der Reifenkennlinie. Die Datenpunkte oberhalb des Maximums zeigen eine starke Streuung, welche wiederum durch die hohe Dynamik der Reifenschlupfänderung während des Ausbrechens am Ende der Konstantkreisfahrt hervorgerufen werden kann, wobei vermehrt Modellfehler ins Gewicht fallen. Es ist jedoch ein physikalisch plausibler Maximalwert des Kraftschlussbeiwerts zwischen 1 ... 1,5 zu erkennen. Hier gibt es auch deutlich sichtbare Unterschiede zwischen der Schätzung mit und ohne GNSS-Geschwindigkeit, insbesondere an den Vorderrädern und am rechten Hinterrad, wobei kein eindeutig positiver oder negativer Einfluss auf die Schätzung durch die Nutzung der GNSS-Geschwindigkeitsmessung zu erkennen ist. Während des Slalommanövers werden nur vergleichsweise geringe Reifenschlupfwerte und Reifenkräfte erreicht, weshalb sich alle Datenpunkte im linearen Bereich der Kennlinie befinden.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass auch unter realen Bedingungen eine hohe Schätzgenauigkeit für die Zustandsgrößen und Parameter und folglich auch für den Reifenschlupf erreicht werden kann. Ein eindeutiger positiver Einfluss der GNSS-Geschwindigkeitsmessung auf den Schätzfehler ist bei den untersuchten Fahrmanövern nur während des Beschleunigungsmanövers mit zeitgleich auftretendem hohem Reifenschlupf an allen Rädern sowie während des Slalommanövers erkennbar. Grundsätzlich lässt sich jedoch auch ohne diese Messgröße eine genaue Schätzung erreichen. In den Trainings- und Testdaten sind zahlreiche Störgrößen, z.B. leichte Steigungen, Gefälle und Unebenheiten der Fahrbahn oder externer Wind präsent. Weiterhin resultieren beispielsweise aus der weiteren Vereinfachung des Vertikalmodells sowie Offsets, Totzeiten und Einbaulagefehlern der Sensoren oder Veränderungen des Reifendruckes, und somit des Radradius, Modellfehler. In der Simulation, in der das UKF unter idealen Bedingungen ausgelegt wurde, zeigte dieses bei der Validierung teilweise ein übermäßiges Ansteigen der Schätzfehler unter Einfluss bestimmter Störgrößen. Im Gegensatz dazu konnte solch ein Verhalten im Rahmen der Untersuchungen mit realen Versuchsdaten nicht festgestellt werden. Dies unterstützt die These, dass durch die Berücksichtigung von Störgrößen bei der Auslegung die Robustheit der Schätzung erhöhen kann. Im Unterschied zur Simulation sind weiterhin die Abtastzeiten der Sensoren größer als die kleinstmögliche Abtastzeit des RCP-Steuergeräts. Aus diesem Grund wurde der Zustands- und Parameterschätzer als hybrides UKF mit unterschiedlichen Abtastzeiten für die *a-priori*- und *a-posteriori*-Schätzungen realisiert. Dessen Echtzeitfähigkeit konnte auf dem RCP-Steuergerät erfolgreich demonstriert werden. Zur Schätzung der Größen der Nick- und Wankdynamik im Realfahrzeug könnte das Versuchsfahrzeug im Rahmen

zukünftiger Entwicklungen mit entsprechenden Fahrzeug- und Referenzsensoren ausgestattet werden. Ebenso sind Referenzsensoren für die Gierrate, die Beschleunigungen sowie die Raddrehzahlen, welche von den Fahrzeugsensoren unabhängige Messdaten für die Minimierung des Schätzfehlers liefern, sinnvoll.

6 Integration mit einer Reifenlängsschlupfregelung in der Simulation

Der im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Zustands- und Parameterschätzer wird mit der Zielstellung entwickelt Regelgrößen zur Realisierung von Fahrdynamikregelsystemen zu liefern. Das Zusammenspiel des Zustands- und Parameterschätzers sowie des Regelsystems wird daher im Folgenden am Beispiel einer Reifenlängsschlupfregelung in der Simulationsumgebung untersucht. Zunächst wird ein kurzer Überblick über den Stand der Forschung bei Reifenschlupfregelungen mit dem Fokus auf Elektrofahrzeuge gegeben und anschließend wird der verwendete Regler erläutert. Da der Schwerpunkt dieser Arbeit auf der Zustands- und Parameterschätzung liegt, wird die Thematik der Reglerauslegung dabei nur angeschnitten. Anschließend wird anhand eines Fahrmanövers das Verhalten von Zustands- und Parameterschätzer sowie Reifenschlupfregler validiert.

6.1 Reifenlängsschlupfregelung

Die Reifenlängsschlupfregelung soll dann eingreifen, wenn das Maximum der Kraftschlussbeiwertkurve (Abbildung 3.6) überschritten wird, da sich ab dort mit ansteigendem Reifenschlupf die übertragene Reifenkraft und somit auch die erreichbare Fahrzeugbeschleunigung verringern. Zur Auslegung des Reifenlängsschlupfreglers wird im Folgenden ein Modell für die Reifenschlupfdynamik verwendet, welches aus der in den Gleichungen (3.16) - (3.32) beschriebenen Raddynamik resultiert. Zur Vereinfachung wird die Annahme getroffen, dass ausschließlich Längsschlupf ($s_{w,y,i} = 0$) vorliegt und die Dynamik der Fahrzeuglängsgeschwindigkeit gegenüber der Raddynamik so langsam ist, dass diese als konstant betrachtet werden kann. Weiterhin werden die Rollreibungskraft $F_{w,R,i}$ und der degressive Einfluss der Radlast auf die Reifenlängskraft vernachlässigt und angenommen, dass kein Eingriff der Reibbremse vorliegt und somit $M_{B,i} = 0$ ist. Damit ergibt sich für die Dynamik des Reifenlängsschlupfs mit

$$\begin{aligned}\dot{s}_{w,x,i} &= \frac{ds_{w,x,i}}{d\omega_{w,i}} \dot{\omega}_{w,i}, \quad i \in \{fl, fr, rl, rr\} \\ &= \frac{ds_{w,x,i}}{d\omega_{w,i}} (M_{M,i} - r_w F_{w,x,i})\end{aligned}\tag{6.1}$$

und

$$F_{w,x,i} = \text{sgn}(s_{w,x,i}) \mu_{w,i}(s_{w,x,i}) F_{w,z,i}\tag{6.2}$$

eine nichtlineare Differentialgleichung erster Ordnung, deren Herleitung sich in Anhang E-1 findet. Eine derartige Beschreibung der Reifenlängsschlupfdynamik findet sich häufig in der Literatur zur Reifenlängsschlupfregelung, beispielsweise in [123] und [3]. Zur Steigerung der Modellgenauigkeit

könnte das Modell um die in (3.37) - (3.39) beschriebene Dynamik des Reifenkraftaufbaus erweitert werden, worauf hier jedoch verzichtet wird, um ein möglichst simples Entwurfsmodell zu erhalten.

Da es sich bei (6.1) um eine nichtlineare Differentialgleichung handelt, ist die Nutzbarkeit klassischer Reglerentwurfsverfahren eingeschränkt und es sind häufig spezielle Regelungs- bzw. Entwurfsverfahren erforderlich. Im Kontext der Reifenlängsschlupfregelung finden sich Ansätze wie PID-Regler, Sliding-Mode-Regler und Nonlinear-Model-Predictive-Control, wobei keiner der Ansätze klar bevorzugt wird [124]. Der Einsatz von Fuzzy-Logic-Reglern zur Regelung des Reifenlängsschlupfs wird in [125] untersucht und in [126] wird ein Gain-Scheduling-PI-Ansatz verwendet. Aufgrund seines simplen Aufbaus wird im Folgenden ein PI-Regler mit festen Verstärkungen entsprechend

$$u_{PI,i} = K_p e_i + K_i \int_0^t e_i d\tau, \quad i \in \{fl, fr, rl, rr\} \quad (6.3)$$

$$e_{s,w,x,i} = s_{w,x,set,i} - s_{w,x,i}$$

für die Regelung des Reifenlängsschlupfs auf den Sollwert $s_{w,x,set,i}$ verwendet. Der in Abbildung 6.1 dargestellte Standard-Regelkreis enthält neben der eigentlichen Regelstrecke und dem Regler die Dynamik des Elektroantriebsmotors. Für den Entwurf wird der Zustands- und Parameterschätzer vernachlässigt. Weiterhin sind die Regelabweichung $e_{s,w,x,i}$, die auf das Maximaldrehmoment $M_{M,max}$ normierte Motorstellgröße $u_{M,i} = M_{M,i}/M_{M,max}$, das Motordrehmoment $M_{M,i}$, die Reglerstellgröße $u_{PI,i}$ und die durch den Fahrer angeforderte Motorstellgröße u_{Dr} dargestellt. Letztere wirkt bei aktiver Reifenlängsschlupfregelung als Störgröße.

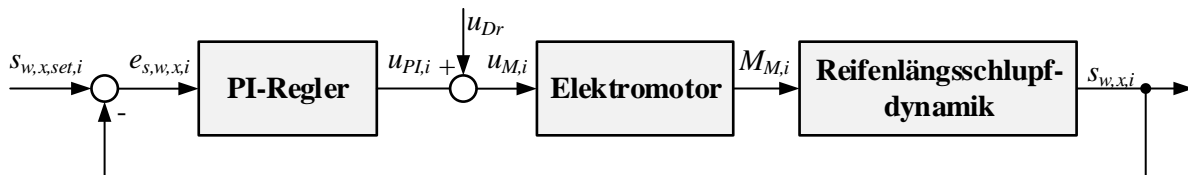


Abbildung 6.1: Standard-Regelkreis für den Reifenlängsschlupf

Aufgrund der Forderung, dass der Drehmomentwunsch des Fahrers berücksichtigt werden muss und die Reifenlängsschlupfregelung nur bei Überschreiten des Maximums der Kraftschlussbeiwertkurve aktiv sein soll, sind Strategien zur Steuerung des Regeleingriffs erforderlich. Im Folgenden wird zu diesem Zweck der Standardregelkreis modifiziert und eine Begrenzungsregelung [91] genutzt, bei der jeweils nur ein Regelkreis bei der Überschreitung des positiven Längsschlupf-Grenzwerts $s_{w,x,set,i+}$ (beim Antreiben) oder bei der Unterschreitung des negativen Längsschlupf-Grenzwerts $s_{w,x,set,i-}$ (beim Bremsen) aktiv ist. Die eigentliche Steuerung des Regeleingriffs wird dabei, wie in Abbildung 6.2 dargestellt, durch Begrenzungen der jeweiligen Regler-Stellgröße realisiert. Dabei wird die Stellgröße des Reglers für die Überschreitung des positiven Grenzwerts auf $u_{PI,i+} = [-1 - u_{Dr} \dots 0]$ und die Stellgröße des Reglers für die Unterschreitung des negativen Grenzwerts auf $u_{PI,i-} = [0 \dots 1 - u_{Dr}]$ begrenzt. Die

Summe aus den beiden Reglerstellgrößen $u_{Pl,i+} / u_{Pl,i-}$ und der Fahrerstellgröße u_{Dr} bildet schließlich die Stellgröße $u_{M,i}$ für den Elektromotor. Um ein „Volllaufen“ des I-Anteils des PI-Reglers zu verhindern, wird eine Anti-Wind-Up-Struktur verwendet [23]. Zur Realisierung einer radindividuellen Regelung, existiert die beschriebene Reglerstruktur folglich für jedes elektrisch angetriebene oder gebremste Rad des Fahrzeugs. Die Reglerverstärkungen werden mit $K_p = 5$ und $K_i = 100$ gewählt, wobei die Stabilität des Regelkreises nach Abbildung 6.1 durch Linearisierung der Regelstrecke für verschiedene Ruhelagen und Parametervariationen untersucht wird. In Anhang E wird darauf näher eingegangen.

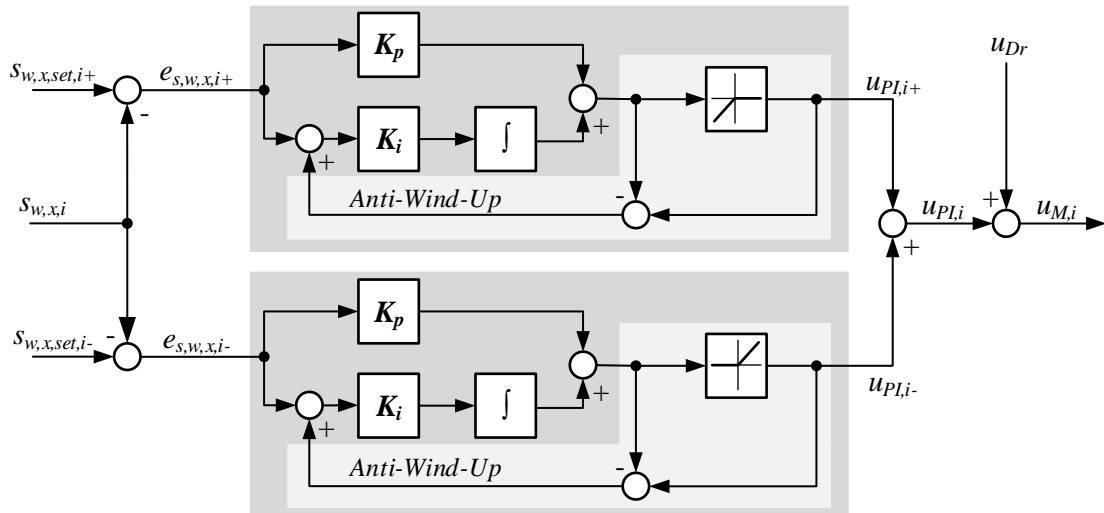


Abbildung 6.2: Begrenzungsregelung für den Reifenlängsschlupf

Neben der Bestimmung der Reglerverstärkungen und der Realisierung der Eingriffsstrategie kommt der Wahl der Sollwerte für die Reifenlängsschlupfregelung eine große Bedeutung zu, da diese die Höhe der erreichbaren Reifenkräfte maßgeblich bestimmen (vgl. Abbildung 3.6). Da der Wert des Reifenschlupfs im Maximum der Kraftschlussbeiwertkurve für unterschiedliche Fahrbahnbedingungen signifikant variieren kann, gibt es in der Literatur zahlreiche Ansätze zur Online-Schätzung der Kraftschlussbeiwertkurve und der Ableitung des optimalen Sollwerts daraus oder der direkten Ermittlung des optimalen Sollwerts, bspw. in den Quellen [29, 127 bis 130]. Da die hier verwendete Regelung lediglich zu Demonstrationszwecken des Zusammenspiels zwischen Zustandsschätzer und Regelsystem in der Simulationsumgebung dient, wird ein fester Sollwert für den Reifenlängsschlupf gewählt. Dieser wird für das virtuelle Versuchsfahrzeug aus dem Maximum der Kraftschlussbeiwertkurve entsprechend Gleichung (3.32) und Tabelle 4.2 unter der Annahme, dass $s_{w,y,i} = 0$ ist, entsprechend

$$\frac{d\mu_{w,i}(s'_{w,i})}{ds_{w,i}} \stackrel{!}{=} 0, \quad i \in \{fl, fr, rl, rr\} \quad (6.4)$$

$$s'_{w,x,i} = s'_{w,i} = -\frac{\ln\left(\frac{p_{t,3}}{p_{t,1}p_{t,2}}\right)}{p_{t,2}} \approx 0,15$$

bestimmt. Das Gesamtsystem aus Zustandsschätzer und Reifenlängsschlupfregler in der Simulationsumgebung ist in Abbildung 6.3 dargestellt. Für die Diskretisierung der Integratoren der PI-Regler wird dabei das Euler-Verfahren mit einer Abtastzeit von $\Delta T = 1$ ms gewählt. Weiterhin erfolgt eine Modellierung von Messstörungen v_k in Form von mittelwertfreiem weißen Rauschen, welches additiv auf die Messwerte y_k der Fahrzeugsensoren wirkt. Die Varianz der Störungen entspricht den Werten in Tabelle 4.1. Der Messwert der Fahrzeuggeschwindigkeit wird für die Zustandsschätzung nicht verwendet, um einen Empfangsausfall des GNSS-Empfängers zu simulieren und so das Schätz- und Regelverhalten unter erschwerten Bedingungen zu untersuchen.

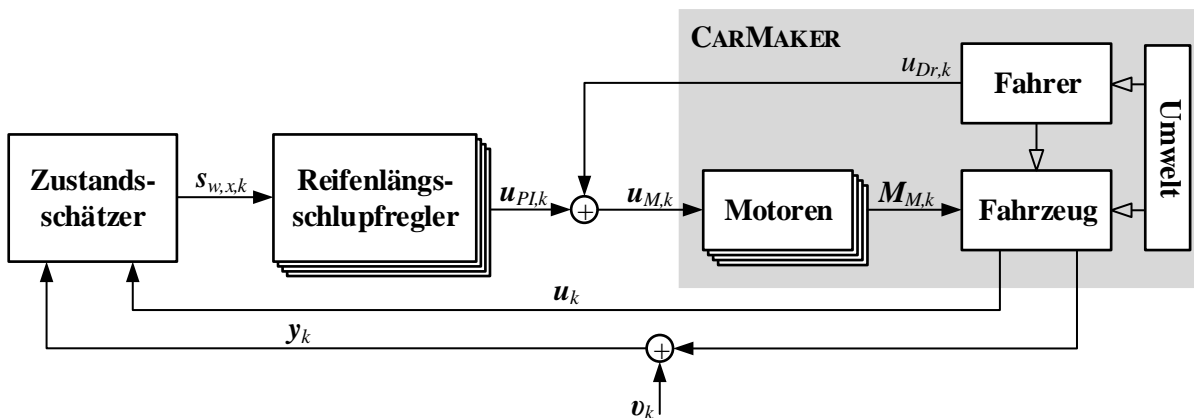


Abbildung 6.3: Zustandsschätzer mit Reifenlängsschlupfregler in der Simulationsumgebung

6.2 Fahrmanöver und Ergebnisse

Das Fahrmanöver zum Test des Reifenlängsschlupfreglers im Zusammenspiel mit dem Zustandsschätzer besteht aus einem geradlinigen Beschleunigungs- und Abbremsmanöver bei Längsgeschwindigkeiten von 50 km/h und 90 km/h sowie bei wechselndem maximalen Kraftschlussbeiwert der Fahrbahn ($\mu_{road,i} = [0,3, 0,4, 1]$). Dabei liegen auch μ -Split-Situationen vor, bei denen die Fahrbahnbedingungen auf der Fahrer- und Beifahrerseite unterschiedlich sind. Die exakte Fahrbahnreibungswerte an den einzelnen Rädern sind in den folgenden Abbildungen farblich gekennzeichnet. In Abbildung 6.4 sind die Längsgeschwindigkeit des Fahrzeugs sowie der Referenz- und Schätzwert des Reifenlängsschlupfs während des Fahrmanövers dargestellt. Zunächst beschleunigt das Fahrzeug bei $t = 1$ s aus dem Stand auf 50 km/h, worauf das Fahrzeug kurz die Geschwindigkeit hält, um dann bis in den Stillstand abgebremst zu werden. Anschließend beschleunigt das Fahrzeug auf eine Längsgeschwindigkeit von 50 km/h, um dann bei $t = 23,5$ s kurz vor dem Erreichen der nächsten Niedrig- μ -Bereiche auf 90 km/h zu beschleunigen. Nach kurzem Halten der Geschwindigkeit wird dann bei $t = 27$ s auf 30 km/h abgebremst, wobei hier wieder Niedrig- μ -Bereiche befahren werden. Wie in Abbildung 6.5 ersichtlich, wird vom Fahrer während der Beschleunigungs- und Bremsvorgänge jeweils das maximale Drehmoment der Motoren angefordert, wodurch an den Rädern auf den Fahrbahnabschnitten mit niedrigem Kraftschlussbeiwert ein hoher Reifenlängsschlupf entsteht, während an den restlichen Rädern nur ein geringer Schlupf auftritt.

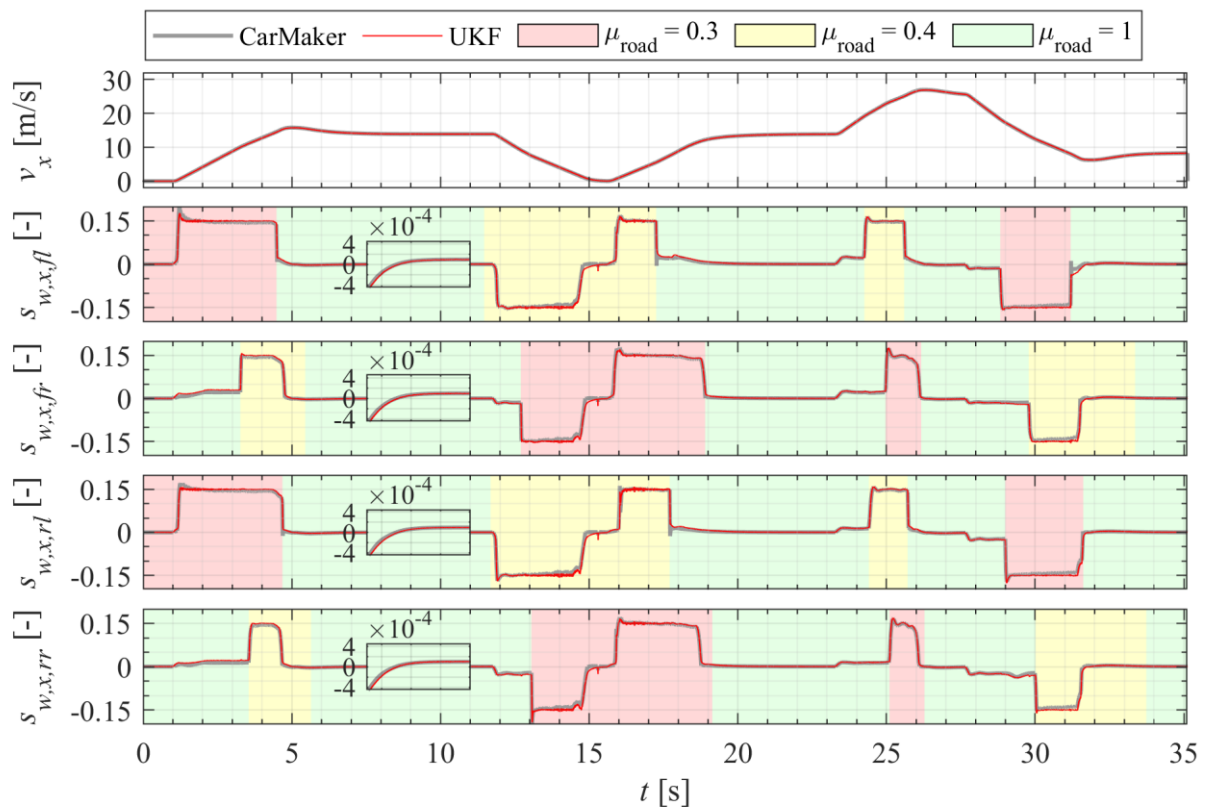


Abbildung 6.4: Referenz- und Schätzwert für Längsgeschwindigkeit und Reifenlängsschlupf mit Regelung

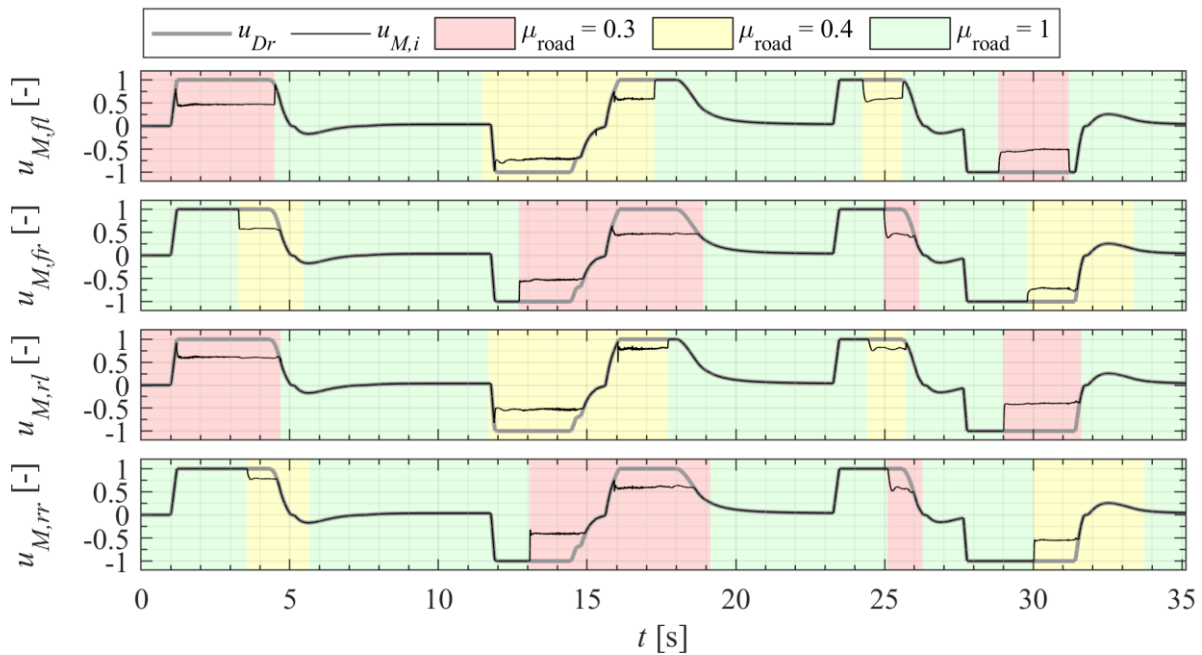


Abbildung 6.5: Vom Fahrer angeforderte und geregelte normierte Motorstellgröße

Die Schätzung der Längsgeschwindigkeit und des Reifenschlupfs erfolgt dabei mit lediglich geringen Abweichungen vom Referenzwert und die Regelung ist in der Lage den Längsschlupfgrenzwert unabhängig von den Fahrbahnbedingungen und der Längsgeschwindigkeit des Fahrzeugs zuverlässig einzuregeln. Dabei tritt lediglich ein geringes Überschwingen auf und der stationäre Regelfehler ist verschwindend gering. Vom Überschreiten des maximal zulässigen Reifenlängsschlupfs bis zum Einregeln durch den Regler vergehen während des Fahrversuchs durchschnittlich ca. 300 ms. In Abbildung 6.5 sind die vom Fahrer angeforderte Motorstellgröße als auch die tatsächliche Motorstellgröße mit Regeleingriff dargestellt. Es ist klar zu erkennen, wie in den Phasen mit reduziertem Kraftschlussbeiwert der Fahrbahn die Motorstellgröße durch den Regelkreis reduziert wird. Zum Ende dieser Phasen wird der Stelleingriff durch den Regler unverzüglich beendet und der Fahrer hat wieder vollen Durchgriff auf die Motorstellgröße. Der Einfluss des Messrauschens auf die Stellgröße ist dabei gering.

In Abbildung 6.6 sind der Schätz- und der Referenzwert für $\mu_{road,i}$ an jedem Rad dargestellt. Wie bereits zuvor in Kapitel 5.3.4 festgestellt, erfolgt im Stillstand (hier bei $t = 0 \dots 1$ s) keine plausible Schätzung, was vermutlich aufgrund der fehlenden Beobachtbarkeit geschieht. Im Moment des Losfahrens konvergieren die Schätzung jedoch zügig zum Referenzwert, wobei der Fehler an den Rädern mit niedrigem $\mu_{road,i}$ geringer sind, da dort ein größerer Reifenschlupf auftritt und sich der Reifen somit nahe des Maximums der Kraftschlussbeiwertkurve befindet. Die Reifen auf den Fahrbahnabschnitten mit hohem $\mu_{road,i}$ weisen lediglich einen niedrigen Reifenschlupf auf, weshalb der maximale Kraftschlussbeiwert der Fahrbahn dort nicht beobachtbar ist und stattdessen eher Fehler des Reifenmodells im linearen Bereich ausgeglichen werden. Dies ist auch der Fall, wenn der Kraftschlussbeiwert niedrig und gleichzeitig das Drehmoment gering ist, z.B. bei $t = 15 \dots 16$ s.

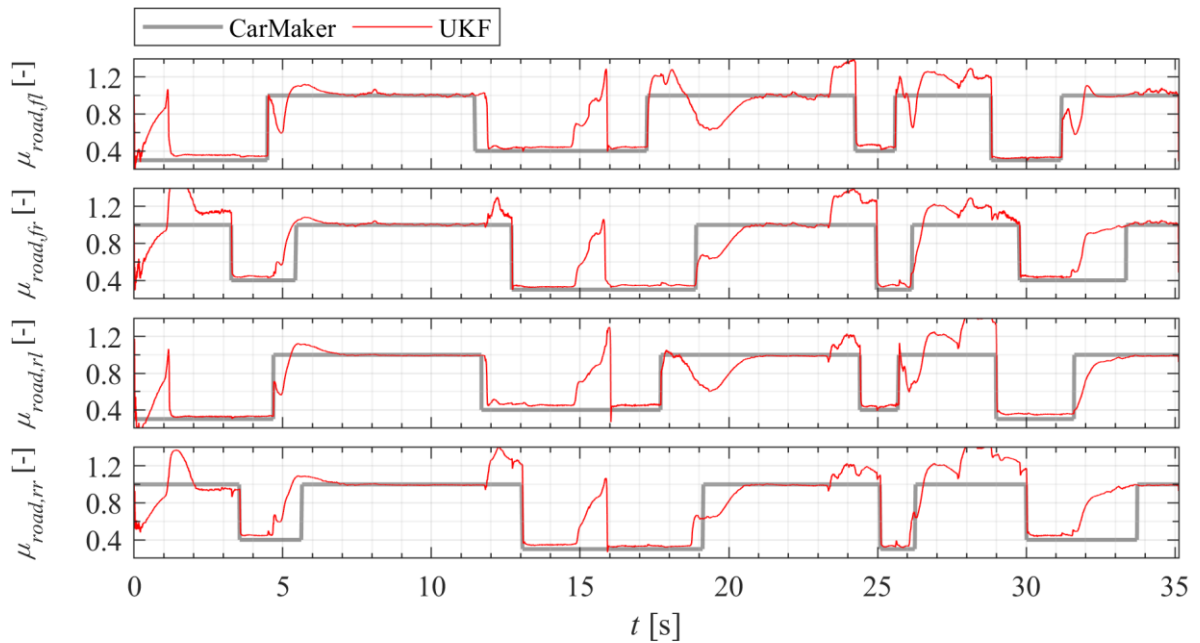


Abbildung 6.6: Referenz und Schätzung des Kraftschlussbeiwerts mit Regelung

Im Rahmen des untersuchten Fahrversuchs kann festgestellt werden, dass mit dem entwickelten Zustands- und Parameterschätzer eine Regelung des Reifenlängsschlupfs problemlos realisiert werden kann. Diese ist in der Lage schnell auf wechselnde Fahrbahnbedingungen zu reagieren und an jedem Rad effektiv die Überschreitung des maximal zulässigen Reifenlängsschlupfs zu verhindern. Der Regelfehler ist dabei aufgrund der hohen Schätzgenauigkeit des Reifenlängsschlupfs gering und die durchschnittliche Dauer bis zum Ausregeln einer Überschreitung des maximalen Reifenlängsschlupfs beträgt 300 ms. Für zukünftige Untersuchungen ist eine Umsetzung der Regelung im Versuchsträger erstrebenswert, um belastbare Aussagen zur Leistungsfähigkeit des Gesamtsystems aus Schätzer und Regler unter der Einwirkung realer Störgrößen zu erhalten. Weiterhin kann untersucht werden, wie neben dem Reifenschlupf weitere Schätzgrößen, z.B. die Fahrzeuggeschwindigkeit oder der Straßenkraftschlussbeiwert, vom Regler verwendet werden können, um die Regelgüte weiter zu erhöhen.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Bei der Entwicklung und dem Test eines Zustands- und Parameterschätzers für den Einsatz mit Systemen zur Regelung der Fahrzeuglängs- und Querdynamik am Beispiel einzelradgetriebener Elektrofahrzeuge wurden zu Beginn in Tabelle 2.1 verschiedene Anforderungen gestellt, die in der folgenden Zusammenfassung der Ergebnisse dieser Arbeit nochmals aufgegriffen werden.

Um eine möglichst universelle Anwendbarkeit, Wiederholbarkeit und Erweiterbarkeit entsprechend Anforderung 8 zu erreichen, wurde die Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme entsprechend VDI 2206 unter Nutzung modellbasierter Ansätze und Werkzeuge gewählt. Konkret waren dies Model-in-the-Loop-Simulationen des Zustands- und Parameterschätzers im ersten und im dritten sowie Hardware-in-the-Loop-Simulationen mit einem RCP-Steuergerät im zweiten Entwicklungsschritt. Zu Beginn des ersten Entwicklungsschritts wurde entsprechend Anforderung 1 ein Prozessmodell für den Zustands- und Parameterschätzer basierend auf einem Zweispurmodell mit Längs- und Querdynamik, Nick- und Wankdynamik, Raddrehzahldynamik sowie transientem Reifenverhalten entwickelt. Die vertikale Bewegung von Karosserie und Rädern wurde, weil der Fokus entsprechend Anforderung 10 auf der Schätzung der Längs- und Querdynamik sowie der Reifenkraftübertragung auf glatter, ebener Straße liegt, vernachlässigt. Weiterhin wurde ein ordnungsreduziertes Modell, bei dem nur das stationäre Reifenverhalten und die stationären Radlasten berücksichtigt sowie die Nick- und Wankdynamik vernachlässigt werden, abgeleitet. Externe Störgrößen, die auf die Zustands- und Ausgangsgrößen wirken, sowie Modellunsicherheiten bei den Reifenkräften wurden anschließend durch Störgrößenmodelle berücksichtigt. Letztere wurden entsprechend Anforderung 2 und 3 durch einen radindividuellen Straßen-Kraftschlussbeiwert abgebildet, der als zeitlich korrelierter stochastischer Prozess modelliert wird. Die restlichen Störgrößen, wie beispielsweise externer Wind, Straßensteigungen oder Störungen aufgrund von weiteren Modellfehlern, wurden zur Vereinfachung durch mittelfreies weißes Rauschen abgebildet. Da der Zustands- und Parameterschätzer auf einem Digitalrechner implementiert werden soll, erfolgte anschließend die zeitliche Diskretisierung des Fahrzeugmodells. Entsprechend Anforderung 3 wurde die Abtastzeit so klein wie möglich gewählt, wobei die untere Grenze aufgrund der verwendeten Simulationsumgebung IPG CARMAKER bei 1 ms liegt. Anhand der Systemeigenwerte und der jeweiligen Stabilitätsgebiete für die Diskretisierungsschrittweite von 1 ms konnte für die Modellvariante mit transientem Reifenverhalten das EULER-Verfahren und für die Variante mit stationärem Reifenverhalten das RUNGE-KUTTA-4-Verfahren ausgewählt werden. Die betrachteten Ausgangsgrößen sind entsprechend Anforderung 5 die Beschleunigungen des Fahrzeugs im Schwerpunkt, die Drehraten des Fahrzeugs und die Raddrehzahlen. Weiterhin wurde die Messung der Über-Grund-Geschwindigkeit des Fahrzeugs mittels eines GNSS-Empfängers berücksichtigt. Damit erfolgte anschließend die

Untersuchung der lokalen Beobachtbarkeit der beiden Modellvarianten. Bei beiden sind die Straßenkraftschlussbeiwerte im Stillstand nicht beobachtbar, da dort keine Reifenkräfte auftreten. Dies wird jedoch nicht als problematisch angesehen, da im Stillstand ohnehin keine Fahrdynamikregelung aktiv ist. Zusätzlich ist das System mit transientem Reifenschlupf bei Geradeausfahrt nicht vollständig beobachtbar, weshalb dieses Modell verworfen und im Weiteren das Modell mit stationärem Reifenverhalten verwendet wurde. Ausgehend vom zeitdiskreten Prozessmodell erfolgte anschließend die Auslegung des Zustands- und Parameterschätzers. Dabei wurde ein *Unscented* KALMAN Filter verwendet, da dieses für das nichtlineare Prozessmodell geeignet sowie leicht zu implementieren ist und damit Anforderung 6 erfüllt. Mit dem UKF ist lediglich eine suboptimale Schätzung möglich. Da jedoch kein optimaler Zustandsschätzer für nichtlineare Systeme zur Verfügung steht, wurde dies als bestmögliche Lösung für Anforderung 7 angenommen. Die Wahl der Kovarianzmatrizen der Zustand- und Messstörgrößen erfolgte ebenfalls entsprechend Anforderung 7 mittels einer Optimierung des quadratischen Schätzfehlers. Zur Erzeugung von Trainingsdaten wurde ein Fahrmanöver in der Simulation durchgeführt, welches Fahrsituationen, in denen Fahrdynamikregelungen typischerweise eingreifen, enthält. Es wurde eine globale Optimumsuche mittels mehrerer lokaler Optimierungen mit dem Quasi-NEWTON-Verfahren und zufällig generierten Startlösungen durchgeführt. Dass der Schätzfehler dadurch global minimal wird, kann jedoch nicht garantiert werden. Um die Gefahr einer Überanpassung an die Trainingsdaten zu verringern, wurde die Anzahl der freien Parameter klein gehalten und die Kovarianzmatrizen wurden als zeitinvariante Diagonalmatrizen gewählt. Anschließend erfolgte die Validierung des Optimierungsergebnisses anhand von Testdaten aus der Simulation, wobei der Schätzfehler der Zustandsgrößen sowie des Reifenschlupfs und des Straßenkraftschlussbeiwerts untersucht wurde. Es konnte dabei eine hohe Schätzgenauigkeit der Zustandsgrößen und des Reifenschlupfs sowie eine schnelle Adaption des Reifenmodells festgestellt werden. Bei der Schätzung der Kovarianzen des Messfehlers gibt es jedoch einige Diskrepanzen, was vermutlich daran liegt, dass diese Größen in der Kostenfunktion für die Optimierung nicht berücksichtigt oder die Kovarianzmatrizen als zeitinvariant angenommen wurden. Negative Auswirkungen auf den Schätzfehler der Zustandsgrößen und Parameter konnten jedoch nicht festgestellt werden. Um Anforderung 9 nach einer robusten Schätzung gerecht zu werden, wurde der Einfluss verschiedener nicht modellierter Störungen und Modellfehler auf den Schätzfehler untersucht. Es wurden dabei der Nullpunktbias der Beschleunigungssensoren, Abweichungen der Fahrzeugmasseparameter und des Radradius sowie Straßensteigungen, Gegenwind und Fahrbahnunebenheiten betrachtet. Der Anstieg des Schätzfehlers gegenüber einem Bias des Längsbeschleunigungssensors sowie einer Abweichung des Radradius an einem einzelnen Rad fällt dabei sehr groß aus, während die Schätzung gegenüber den anderen untersuchten Störungen robust ist. Es wurde daraufhin vorgeschlagen, die Robustheit durch eine Berücksichtigung der Störgrößen in den Trainingsdaten zu verringern. Weiterhin wurde untersucht wie sich ein Ausfall des GNSS-Geschwindigkeitssignals auf die Schätzung auswirkt. Dazu wurden alle Untersuchungen mit und ohne GNSS-Geschwindigkeitsmessung durchgeführt, wobei hauptsächlich

während der Robustheitsuntersuchung ein positiver Einfluss der Geschwindigkeitsmessung auf den Anstieg des Schätzfehlers aufgrund der unmodellierten Störgrößen sowie die Modellfehler festgestellt werden konnte. Jedoch lässt sich prinzipiell auch ohne die Geschwindigkeitsmessung eine exakte Schätzung realisieren.

Im zweiten Entwicklungsschritt wurde aufgrund dessen, dass im realen Versuchsfahrzeug keine Referenzsensorik zur Messung des Nick- und Wankwinkels zur Verfügung stand, das Fahrzeugmodell angepasst, indem das Nick- und Wankverhalten vernachlässigt und ein stationäres Radlastmodell eingesetzt wurde. Somit konnte Anforderung 1 dort nicht vollständig erfüllt werden. Aufgrund der begrenzten Abtastrate der realen Fahrzeugsensoren musste weiterhin die Schrittweite der *a-posteriori*-Schätzung auf 10 ms vergrößert werden. Für die *a-priori*-Schätzung wurde entsprechend Anforderung 3 die mit dem verwendeten Steuergerät kleinstmögliche Abtastzeit von 1 ms gewählt. Dadurch lassen sich auch Sensoren mit höheren Abtastraten verwenden und es kann das vergleichsweise wenig rechenaufwändige EULER-Verfahren zur Diskretisierung genutzt werden. Das UKF wird aufgrund der unterschiedlichen Abtastzeiten für *a-priori*- und *a-posteriori*-Schätzung zu einem hybriden UKF. Da das Prozessmodell sowie die Implementierung des UKF im Vergleich zur Simulation verändert wurden, musste die Auslegung wiederholt werden. Dazu wurden im Gegensatz zum ersten Entwicklungsschritt, bei dem weitestgehend ideale Trainingsdaten verwendet wurden, Daten aus realen Fahrversuchen genutzt. Somit sind bereits bei der Auslegung zahlreiche unmodellierte Störungen und Modellfehler präsent, wobei deren genaue Quantifizierung aufgrund der begrenzten Verfügbarkeit nicht möglich war. Im Rahmen einer HiL-Simulation auf einem Rapid-Control-Prototyping-Steuergerät, welches identisch zu dem im Versuchsfahrzeug verbauten Modell ist, wurde der Zustands- und Parameterschätzer schließlich unter Verwendung von Testdaten aus weiteren realen Fahrversuchen validiert. Dabei konnte erneut eine hohe Schätzgenauigkeit bei unterschiedlichsten Fahrbahnbedingungen und unter Wirkung realer Störgrößen und Modellfehler erreicht werden. Ein positiver Einfluss der GNSS-Geschwindigkeitsmessung auf den Schätzfehler wurde auch hier in einigen Fahrsituationen, z.B. während eines Allradstarts auf glatter Fahrbahn, festgestellt. Allerdings ist auch ohne diese Messgröße in allen relevanten Fahrsituationen eine gute Schätzung möglich. Im Zuge der HiL-Simulation wurde weiterhin die Rechenzeit auf dem Steuergerät untersucht, wobei die Echtzeitfähigkeit entsprechend Anforderung 4 auf der verwendeten Hardware bestätigt werden konnte.

In der letzten Iteration erfolgte die Integration von Zustands- und Parameterschätzer sowie einer einfachen Reifenlängsschlupfregelung. Mittels einer MiL-Simulation wurde während eines Fahrmanövers mit schnell wechselnden Fahrbahnbedingungen und für verschiedene Längsgeschwindigkeiten das Zusammenspiel beider Systeme untersucht. Es konnte ein stabiles Verhalten festgestellt werden, wobei die Reifenschlupfregelung mit Anregelzeiten von maximal 300 ms und stationärer Genauigkeit arbeitet.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein funktionsfähiger Prototyp eines Zustands- und Parameterschätzers entwickelt und dessen Funktion unter weitestgehender Erfüllung der in Tabelle 2.1 genannten Anforderungen und Randbedingungen erfolgreich validiert. Bei den Untersuchungen mit Daten aus Realfahrversuchen könnte jedoch die Vielfalt der berücksichtigten Fahrmanöver erhöht werden, indem beispielsweise Übergänge zwischen unterschiedlichen Fahrbahnbedingungen oder höhere Geschwindigkeitsbereiche berücksichtigt werden. Daneben haben sich zahlreiche weiterführende Fragestellungen ergeben, die im Folgenden kurz erläutert werden. Zunächst wäre es interessant zu untersuchen wie sich die Schätzgenauigkeit durch die Nutzung eines komplexeren Reifenmodells, welches beispielsweise unterschiedliche Eigenschaften in Längs- und Querrichtung berücksichtigt, verbessern lässt. Weiterhin wäre eine Erweiterung des Prozessmodells um zusätzliche Freiheitsgrade, z.B. die vertikale Bewegung von Karosserie und Rädern denkbar, sodass diese Schätzgrößen auch für Regelsysteme der Vertikaldynamik zur Verfügung stehen. Ebenso ist die Adaption weiterer Parameter denkbar, z.B. des Radradius, welcher sich in Abhängigkeit der Radlast und des Reifendrucks ändern kann, oder der Fahrzeugmasseparameter. Dies könnte zur Erkennung von Passagieren und Beladung im Fahrzeug oder zur Unterstützung von Onboard-Diagnosesystemen bei der Feststellung von Defekten genutzt werden. Bei einer Steigerung der Anzahl von Schätzgrößen kann es jedoch zu Problemen bei der Beobachtbarkeit kommen. Dies kann den Einsatz weiterer Sensoren wie beispielsweise Fahrwerk- oder Reifensensoren erfordern. Hinsichtlich der Realisierung von reifenschlupfbasierten Fahrdynamikregelsystemen ließe sich untersuchen wie eine Schätzung des kritischen Reifenschlupfs oder des aktuellen Gradienten der Reifenkennlinie im UKF realisiert werden könnte. Auch die Einbindung von für die fahrdynamische Zustandsschätzung untypischen Sensoren, z.B. des Regensensors oder des Außentempersensors, könnte in Betracht gezogen werden. Für den Fall, dass niedrige Außentemperaturen herrschen oder Regen erkannt wird, könnte z.B. eine Umschaltung des nominalen Reifenmodells und gegebenenfalls der Kovarianzmatrizen des UKF erfolgen.

Beim Entwurf des UKF wurde angenommen, dass die Eigenschaften der Störgrößen zeitinvariant sind und somit eine Vereinfachung getroffen. Durch zeitvariante Kovarianzmatrizen könnten die Eigenschaften der Störgrößen möglicherweise besser abgebildet werden und dadurch die Schätzgenauigkeit verbessert werden. Weiterhin könnte untersucht werden, welchen Einfluss die Anzahl der freien Parameter und der Kostenfunktion auf die Optimierung hat. Ebenso könnte die Anzahl an Startlösungen für die globale Optimierung erhöht werden. Wie bereits erwähnt, gibt es bei der Kovarianz des Schätzfehlers teilweise deutliche Abweichungen von den anhand der Referenzgrößen berechneten Werten, weshalb deren Berücksichtigung in der Kostenfunktion sinnvoll wäre. Im realen Fahrzeug wäre dazu jedoch eine Referenzmessung aller Zustandsgrößen notwendig. Ein anderer Punkt betrifft die Thematik eines Ausfalls des GNSS-Geschwindigkeitssignals. Statt bei der Auslegung der Kovarianzmatrizen anzunehmen, dass dieses Signal stets verfügbar ist, könnte eine adaptive Auslegung in Abhängigkeit des GNSS-Empfangsstatus durchgeführt werden. Im einfachsten Fall wird die Optimierung des Schätzfehlers mit und ohne GNSS-Messung durchgeführt und dann im Betrieb

zwischen den jeweiligen Kovarianzmatrizen umgeschaltet sowie untersucht, ob sich dadurch Vorteile erzielen lassen. Die formulierte These, dass sich die Robustheit der Schätzung durch Erweiterung der Trainingsdaten um relevante Störgrößen erhöhen lässt, könnte weiterhin in der Simulation und anhand von Versuchen mit dem realen Fahrzeug näher untersucht werden. Bisher ist dies nur implizit in Kapitel 5 erfolgt. Im Hinblick auf die Implementierung auf einem Steuergerät könnten weitere Maßnahmen zur Verringerung der benötigten Rechenzeit getroffen werden. Dazu gehört beispielsweise die Vermeidung der Neuberechnung der Sigma-Punkte bei der *a-posteriori*-Schätzung (siehe Kapitel 3.3.2). Weiterhin könnte das Fahrzeugmodell in einen linearen und einen nichtlinearen Teil aufgespalten werden, wobei sich für ersteren dann die Berechnungen der *Unscented*-Transformation vereinfachen. Außerdem könnte eine Untersuchung des Einflusses der getroffenen Vereinfachungen der UKF-Gleichungen, z.B. der Vernachlässigung der Kreuzkovarianz zwischen Zustands- und Messstörung in Kapitel 5.2.1, auf die Schätzgenauigkeit erfolgen. Die explizite Berücksichtigung von Totzeiten und asynchronem Eintreffen der Messgrößen im UKF ist ein weiterer wichtiger Punkt, der näher untersucht werden könnte.

8 Literaturverzeichnis

- [1] Statistisches Bundesamt: Verkehrsunfälle. Zeitreihen 2018. Wiesbaden 2019
- [2] Winner, H., Hakuli, S., Lotz, F. u. Singer, C.: Handbuch Fahrerassistenzsysteme. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden 2015
- [3] Isermann, R.: Fahrdynamik-Regelung. Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme, Mechatronik. Wiesbaden: Friedr. Vieweg & Sohn Verlag | GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden 2006
- [4] Kasper, R.: Game-Changing Lightweight E-Motor Design Enables Unrivalled In-Wheel Drives and Other Applications. In: CTI SYMPOSIUM 2018. 17th International Congress and Expo 3-6 December 2018, Berlin, Germany. Proceedings. Berlin, Germany: Springer Vieweg 2020, S. 210–225
- [5] Lohner, A., Voßwinkel, M., Böh, M. u. Platte, V.: Forschungsprojekt SR4Wheel "Felgenantrieb als Geschaltete Reluktanzmaschine", 2019. https://www.th-koeln.de/informations-medien-und-elektrotechnik/forschungsprojekt-sr4wheel_32829.php, abgerufen am: 24.06.2020
- [6] Kasper, R. u. Schünemann, M.: Potentiale elektrischer Einzelradantriebe. In: Tschöke, H. (Hrsg.): Die Elektrifizierung des Antriebsstrangs. Basiswissen. ATZ/MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2015, S. 42–48
- [7] Depner, N.: Einfluss elektrischer Radnabenantriebe auf die Raumeffizienz von Personenkraftwagen, RWTH Aachen Dissertation
- [8] Heidrich, L.: Beitrag zur methodischen Entwicklung von Fahrwerksystemen für elektrische Radnabenmaschinen, TU Ilmenau Dissertation. Ilmenau 2017
- [9] Pautzke, F.: Radnabenantriebe. Studie zur Abschätzung der Verfügbarkeit, des Entwicklungsstandes und des Potentials von Radnabenantrieben in der Elektromobilität. Berichte aus der Fahrzeugtechnik. Aachen: Shaker 2010
- [10] Reis, K.: Hochausgenutzte kompakte E-Maschinen zum Einsatz in Radnabenantrieben, Dissertation
- [11] LARA - Luftgekühlter Radnabenmotor mit hoher Drehmomentdichte auf Basis gegossener Aluminiumspulen, Fraunhofer Systemforschung Elektromobilität, 2019
- [12] E-Wheel Drive, Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG, 2014
- [13] Elaphe Ltd.: Direct-drive in-wheel motors. <https://in-wheel.com/de/solutions/direct-drive-in-wheel-motors/>, abgerufen am: 24.06.2020
- [14] Nidec Corporation: Nidec Announces In-Wheel Motor Prototype for Electric Vehicles, 2019. <https://www.nidec.com/en/product/news/2019/news0305-01/>, abgerufen am: 24.06.2020
- [15] ProteanDrive®-Pd18 Product Data Sheet, Protean Electric, 2020

- [16] Schünemann, M.: Konzeption, Entwicklung und Umsetzung einer Fahrdynamikregelung für Kraftfahrzeuge mit elektrischen Einzelradantrieben, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg Dissertation. Magdeburg 2017
- [17] Luenberger, D. G.: Observing the state of a linear system. *IEEE transactions on military electronics* 8 (1964) 2, S. 74–80
- [18] Kalman, R. E.: A New Approach to Linear Filtering and Prediction Problems. *Journal of Basic Engineering* 82 (1960) 1, S. 35–45
- [19] Anderson, B. D. u. Moore, J. B.: *Optimal filtering*. Prentice-Hall information and system sciences series. Englewood Cliffs, NJ: Prentice-Hall 1979
- [20] Julier, S. J. u. Uhlmann, J. K.: Unscented Filtering and Nonlinear Estimation. *Proceedings of the IEEE* 92 (2004) 3, S. 401–422
- [21] Simon, D.: *Optimal state estimation. Kalman, H [infinity], and nonlinear approaches*. Hoboken, NJ: Wiley-Interscience 2006
- [22] Papageorgiou, M., Leibold, M. u. Buss, M.: *Optimierung. Statische, dynamische, stochastische Verfahren für die Anwendung*. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg 2015
- [23] Adamy, J.: *Nichtlineare Systeme und Regelungen*. Berlin: Springer Vieweg 2018
- [24] Besançon, G.: *Nonlinear observers and applications. Lecture notes in control and information sciences, Bd. 363*. Berlin, New York: Springer 2007
- [25] Shtessel, Y., Edwards, C., Fridman, L. u. Levant, A.: *Sliding Mode Control and Observation*. New York, NY: Springer New York 2014
- [26] Acosta, M., Kanarachos, S. u. Blundell, M.: Virtual tyre force sensors. An overview of tyre model-based and tyre model-less state estimation techniques. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 4 (2017), 095440701772819
- [27] Singh, K. B., Arat, M. A. u. Taheri, S.: Literature review and fundamental approaches for vehicle and tire state estimation. *Vehicle System Dynamics* 1 (2018), S. 1–23
- [28] Guo, H., Cao, D., Chen, H., Lv, C., Wang, H. u. Yang, S.: Vehicle dynamic state estimation: state of the art schemes and perspectives. *IEEE/CAA Journal of Automatica Sinica* 5 (2018) 2, S. 418–431
- [29] Guo, H., Yin, Z., Cao, D., Chen, H. u. Lv, C.: A Review of Estimation for Vehicle Tire-Road Interactions Toward Automated Driving. *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics: Systems* 49 (2019) 1, S. 14–30
- [30] Viehweger, M., Vasseur, C., van Aalst, S., Acosta, M., Regolin, E., Alatorre, A., Desmet, W., Naets, F., Ivanov, V., Ferrara, A. u. Victorino, A.: Vehicle state and tyre force estimation: demonstrations and guidelines. *Vehicle System Dynamics* 28 (2020) 6, S. 1–28
- [31] Bevy, D. M. u. Cobb, S.: *GNSS for vehicle control. GNSS technology and applications series*. Boston: Artech House 2010

- [32] Ray, L. R.: Nonlinear state and tire force estimation for advanced vehicle control. *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 3 (1995) 1, S. 117–124
- [33] Ray, L. R.: Nonlinear Tire Force Estimation and Road Friction Identification. *Simulation and Experiments. Automatica* 33 (1997) 10, S. 1819–1833
- [34] C. Best, M. u. Gordon, T. J.: Combined state and parameter estimation of vehicle handling dynamics. In: *Society of Automotive Engineers of Japan (Hrsg.): Proceedings of the 5th International Symposium on Advanced Vehicle Control*. 2000, S. 429–436
- [35] Ryu, J. u. Gerdes, J. C.: State and parameter estimation for vehicle dynamics control using GPS, Stanford University Dissertation. Stanford, Kalifornien, Vereigte Staaten von Amerika 2005
- [36] Wenzel, T. A., Burnham, K. J., Blundell, M. V. u. Williams, R. A.: Dual extended Kalman filter for vehicle state and parameter estimation. *Vehicle System Dynamics* 44 (2006) 2, S. 153–171
- [37] Opfermann, A., Bertram, T., Baum, D. u. Karas, P.: Robuste Fahrzeugnick- und Wankwinkelschätzung. Unscented Kalman-Filterung für die gemeinsame rekursive Schätzung fahrdynamischer Zustandsgrößen und sensitiver Fahrzeugparameter. *Mechatronik 2007, Innovative Produktentwicklung. Maschinenbau, Elektrotechnik, Informationstechnik. VDI-Berichte, Bd. 1971*. Düsseldorf: VDI-Verl 2007, S. 119–132
- [38] Chu, L., Shi, Y., Zhang, Y., Liu, H. u. Xu, M.: Vehicle lateral and longitudinal velocity estimation based on Adaptive Kalman Filter. 3rd International Conference on Advanced Computer Theory and Engineering (ICACTE), 2010. 20 - 22 Aug. 2010, Chengdu, China ; proceedings. Piscataway, NJ: IEEE 2010, V3-325-V3-329
- [39] Antonov, S., Fehn, A. u. Kugi, A.: Unscented Kalman filter for vehicle state estimation. *Vehicle System Dynamics* 49 (2011) 9, S. 1497–1520
- [40] Tong, L.: An Approach for Vehicle State Estimation Using Extended Kalman Filter. In: Xiao, T., Zhang, L. u. Ma, S. (Hrsg.): *System Simulation and Scientific Computing. International Conference, ICSC 2012, Shanghai, China, October 27-30, 2012. Proceedings, Part I. Communications in Computer and Information Science*. Berlin, Heidelberg: Springer 2012, S. 56–63
- [41] Hsu, L.-Y. u. Chen, T.-L.: Vehicle dynamic prediction systems with on-line identification of vehicle parameters and road conditions. *Sensors (Basel, Switzerland)* 12 (2012) 11, S. 15778–15800
- [42] Doumiati, M., Charara, A., Victorino, A., Lechner, D. u. Dubuisson, B.: *Vehicle Dynamics Estimation using Kalman Filtering*. Hoboken, NJ USA: John Wiley & Sons, Inc 2012
- [43] Doumiati, M. u. Lechner, D.: Unscented Kalman Filter in Intelligent Vehicles. In: Ehsani, M., Wang, F.-Y. u. Brosch, G. L. (Hrsg.): *Transportation technologies for sustainability*. New York, NY: Springer 2013, S. 991–1005

- [44] Hong, S., Smith, T., Borrelli, F. u. Hedrick, J. K.: Vehicle inertial parameter identification using Extended and unscented Kalman Filters. 16th International IEEE Conference on Intelligent Transportation Systems (ITSC 2013). IEEE 2013, S. 1436–1441
- [45] Saadeddin, K., Abdel-Hafez, M. F. u. Jarrah, M. A.: Estimating Vehicle State by GPS/IMU Fusion with Vehicle Dynamics. *Journal of Intelligent & Robotic Systems* 74 (2014) 1-2, S. 147–172
- [46] Abdel-Hafez, M. F., Saadeddin, K. u. Amin Jarrah, M.: Constrained low-cost GPS/INS filter with encoder bias estimation for ground vehicles' applications. *Mechanical Systems and Signal Processing* 58-59 (2015), S. 285–297
- [47] Ren, H., Chen, S., Shim, T. u. Wu, Z.: Effective assessment of tyre–road friction coefficient using a hybrid estimator. *Vehicle System Dynamics* 52 (2014) 8, S. 1047–1065
- [48] Ren, H., Chen, S., Liu, G. u. Zheng, K.: Vehicle State Information Estimation with the Unscented Kalman Filter. *Advances in Mechanical Engineering* 6 (2014) 8, S. 589397
- [49] Hamann, H., Hedrick, J. K., Rhode, S. u. Gauterin, F.: Tire force estimation for a passenger vehicle with the Unscented Kalman Filter. 2014 IEEE Intelligent Vehicles Symposium Proceedings. IEEE 2014, S. 814–819
- [50] Bechtloff, J.: Fast identification of a detailed two-track model with onboard sensors and GPS. In: Pfeffer, P. E. (Hrsg.): 5th International Munich Chassis Symposium 2014. Proceedings. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden 2014, S. 303–325
- [51] Qi, Z., Taheri, S., Wang, B. u. Yu, H.: Estimation of the tyre–road maximum friction coefficient and slip slope based on a novel tyre model. *Vehicle System Dynamics* 53 (2015) 4, S. 506–525
- [52] Yu, H., Duan, J., Taheri, S., Cheng, H. u. Qi, Z.: A model predictive control approach combined unscented Kalman filter vehicle state estimation in intelligent vehicle trajectory tracking. *Advances in Mechanical Engineering* 7 (2015) 5, 168781401557836
- [53] Jia, G., Li, L. u. Cao, D.: Model-Based Estimation for Vehicle Dynamics States at the Limit Handling. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 137 (2015) 10, S. 104501
- [54] Chen, L., Bian, M., Luo, Y. u. Li, K.: Estimation of Road-Tire Friction with Unscented Kalman Filter and MSE-Weighted Fusion based on a Modified Dugoff Tire Model. SAE 2015 World Congress & Exhibition. SAE Technical Paper Series. SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States 2015
- [55] Bechtloff, J. u. Isermann, R.: A redundant sensor system with driving dynamic models for automated driving. In: Bargende, M., Reuss, H.-C. u. Wiedemann, J. (Hrsg.): 15. Internationales Stuttgarter Symposium. Automobil- und Motorentchnik. Proceedings. Wiesbaden: Springer Vieweg 2015, S. 755–774
- [56] Liu, W., He, H. u. Sun, F.: Vehicle state estimation based on Minimum Model Error criterion combining with Extended Kalman Filter. *Journal of the Franklin Institute* 353 (2016) 4, S. 834–856

- [57] Katriniok, A. u. Abel, D.: Adaptive EKF-Based Vehicle State Estimation With Online Assessment of Local Observability. *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 24 (2016) 4, S. 1368–1381
- [58] Cordeiro, R. A., Victorino, A. C., Ferreira, P. A.V., Paiva, E. C. de u. Bueno, S. S.: Tire-Ground Forces Estimation in a 4-Wheel Vehicle Using a Delayed Interconnected Cascade-Observer Structure**The authors acknowledge the grants. Ph.D. FAPESP (2014/06610-8), BEPE FAPESP (2014/27240-4) and Regular FAPESP Project VERDE (2014/02672-9). This work was carried out within the framework of the Equipex ROBOTEX (Reference ANR-10-EQPX-44-01) Heudiasyc Laboratory UMR CNRS UTC 7253. *IFAC-PapersOnLine* 49 (2016) 15, S. 139–144
- [59] Zhang, X. u. Göhlich, D.: A hierarchical estimator development for estimation of tire-road friction coefficient. *PloS one* 12 (2017) 2, e0171085
- [60] van Hoek, R., Alirezaei, M., Schmeitz, A. u. Nijmeijer, H.: Vehicle State Estimation Using a State Dependent Riccati Equation. *IFAC-PapersOnLine* 50 (2017) 1, S. 3388–3393
- [61] Melendez-Pastor, C., Ruiz-Gonzalez, R. u. Gomez-Gil, J.: A data fusion system of GNSS data and on-vehicle sensors data for improving car positioning precision in urban environments. *Expert Systems with Applications* 80 (2017), S. 28–38
- [62] Acosta, M., Kanarachos, S. u. Fitzpatrick, M. E.: A Virtual Sensor for Integral Tire Force Estimation using Tire Model-less Approaches and Adaptive Unscented Kalman Filter. *Proceedings of the 14th International Conference on Informatics in Control, Automation and Robotics. SCITEPRESS - Science and Technology Publications* 2017, S. 386–397
- [63] Acosta, M. u. Kanarachos, S.: Tire lateral force estimation and grip potential identification using Neural Networks, Extended Kalman Filter, and Recursive Least Squares. *Neural Computing and Applications* 49 (2017) 11, S. 1497
- [64] Wielitzka, M., Busch, A., Dagen, M. u. Ortmaier, T.: Unscented Kalman Filter for State and Parameter Estimation in Vehicle Dynamics. In: Ginalber Luiz de Oliveira Serra (Hrsg.): *Kalman Filters - Theory for Advanced Applications*. InTech 2018, S. 56–75
- [65] Pei, X., Hu, X., Liu, W., Chen, Z. u. Yang, B.: State Estimation of Vehicle's Dynamic Stability Based on the Nonlinear Kalman Filter. *Automotive Innovation* 1 (2018) 3, S. 281–289
- [66] Bogdanski, K. u. Best, M. C.: Kalman and particle filtering methods for full vehicle and tyre identification. *Vehicle System Dynamics* 56 (2018) 5, S. 769–790
- [67] Zhang, W., Wang, Z., Zou, C., Drugge, L. u. Nybacka, M.: Advanced Vehicle State Monitoring: Evaluating Moving Horizon Estimators and Unscented Kalman Filter. In: *IEEE Transactions on Vehicular Technology*. 2019
- [68] Acosta, M. u. Kanarachos, S.: Optimized Vehicle Dynamics Virtual Sensing Using Metaheuristic Optimization and Unscented Kalman Filter. In: Andrés-Pérez, E., González, L. M., Periaux, J., Gauger, N., Quagliarella, D. u. Giannakoglou, K. (Hrsg.): *Evolutionary and Deterministic Methods for Design Optimization and Control With Applications to Industrial and Societal*

- Problems. Computational Methods in Applied Sciences, Bd. 49. Cham: Springer International Publishing 2019, S. 275–290
- [69] Bersani, M., Vignati, M., Mentasti, S., Arrigoni, S. u. Cheli, F.: Vehicle state estimation based on Kalman filters. 2019 AEIT International Conference of Electrical and Electronic Technologies for Automotive (AEIT AUTOMOTIVE). IEEE 2019 - 2019, S. 1–6
- [70] VDI 2206:2004-06. *Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme*
- [71] Schwarz, H. R. u. Köckler, N.: Numerische Mathematik. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag / Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH Wiesbaden 2011
- [72] Riekert, P. u. Schunck, T. E.: Zur Fahrmechanik des gummibereiften Kraftfahrzeugs. Ingenieur-Archiv 11 (1940) 3, S. 210–224
- [73] Schramm, D., Hiller, M. u. Bardini, R.: Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2010
- [74] Diermeyer, F.: Methode zur Abstimmung von Fahrdynamikregelsystemen hinsichtlich Überschlagsicherheit und Agilität, Technische Universität München Dissertation. München 2008
- [75] PACEJKA, H. B. u. Besselink, I.: Tire and vehicle dynamics. Amsterdam, Boston: Elsevier/BH 2012
- [76] RMOD-K Formula Documentation, Oertel, C., Brandenburg an der Havel 2014
- [77] ADAMS/FTire -A Tire Model for Ride & Durability Simulations, Gipser, M., 2015
- [78] Burckhardt, M.: Radschlupf-Regelsysteme. Reifenverhalten, Zeitabläufe, Messung des Drehzustands der Räder, Anti-Blockier-System (ABS), Theorie Hydraulikkreisläufe, Antriebs-Schlupf-Regelung (ASR), Theorie Hydraulikkreisläufe, elektronische Regeleinheiten, Leistungsgrenzen, ausgeführte Anti-Blockier-Systeme und Antriebs-Schlupf-Regelungen. Vogel-Fachbuch : Fahrwerktechnik. Würzburg: Vogel 1993
- [79] Kiencke, U. u. Daiss, A.: Estimation of Tire Friction for Enhanced ABS-Systems. In: Society of Automotive Engineers of Japan (Hrsg.): Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control. 1994, S. 515–520
- [80] Dugoff, H., Fancher, P.S. u. Segel, L.: Tire Performance Characteristics Affecting Vehicle Response to Steering and Braking Control Inputs: Final Report - May 1968-August 1969. Highway Safety Research Institute, University of Michigan 1969
- [81] Rill, G.: TMeasy - A Handling Tire Model based on a three-dimensional slip approach. In: Proceedings of the XXIII International Symposium on Dynamic of Vehicles on Roads and on Tracks. 2013
- [82] Canudas de Wit, C. u. Tsiotras, P.: Dynamic tire friction models for vehicle traction control. Proceedings of the 38th IEEE Conference on Decision and Control (Cat. No.99CH36304). IEEE 1999, S. 3746–3751
- [83] Norm DIN ISO 8855:2013-1:2013-11. *Straßenfahrzeuge - Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten - Begriffe*

- [84] Rill, G.: Wheel Dynamics. In: Varoto, P. S. u. Trindade, M. A. (Hrsg.): Proceedings of the XII International Symposium on Dynamic Problems of Mechanics (DINAME 2007). ABCM, Ilhabela, SP, Brazil, February 26 - March 2, 2007. Brazil 2007
- [85] Tanelli, M., Piroddi, L., Piuri, M. u. Savaresi, S. M.: Real-time identification of tire-road friction conditions. 2008 IEEE International Conference on Control Applications. [CCA] ; San Antonio, TX, 3 - 5 September 2008 ; [part of 2008 IEEE Multi-Conference on Systems and Control (MSC)]. Piscataway, NJ: IEEE Service Center 2008, S. 25–30
- [86] Schünemann, M. u. Kasper, R.: Neuartige Methode zur Regelung der Fahrzeuglängsdynamik für Elektrofahrzeuge mit radindividuellen Direktantrieben. Fachtagung Mechatronik 2013. Aachen 2013, S. 61–66
- [87] Wendel, J.: Integrierte Navigationssysteme. Sensordatenfusion, GPS und inertielle Navigation. München: Oldenbourg 2011
- [88] Reif, K.: Fahrstabilisierungssysteme und Fahrerassistenzsysteme. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden 2010
- [89] Bosch Mobility Solutions: Inertialsensoreinheit. Sechsdimensionale Messung der Beschleunigungen und Drehraten entlang der drei Achsen. <https://www.bosch-mobility-solutions.de/de/produkte-und-services/pkw-und-leichte-nutzfahrzeuge/fahrsicherheitssysteme/elektronisches-stabilitäts-programm/inertialsensoreinheit/>, abgerufen am: 22.05.2019
- [90] Lerch, R.: Elektrische Messtechnik. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg 2012
- [91] Schröder, D.: Elektrische Antriebe - Regelung von Antriebssystemen. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg 2015
- [92] Thermally Enhanced, Fully Integrated, Hall-Effect-Based High-Precision Linear Current Sensor IC with 100 $\mu\Omega$ Current Conductor, Allegro MicroSystems, L. L.C., 2018
- [93] INA240 High- and Low-Side, Bidirectional, Zero-Drift, Current-Sense Amplifier With Enhanced PWM Rejection, Texas Instruments Incorporated, 2018
- [94] Aghili, F.: 3D SLAM using IMU and its observability analysis. 2010 International Conference on Mechatronics and Automation. (ICMA) ; 4 - 7 August 2010, Xi'an, China. Piscataway, NJ: IEEE 2010, S. 377–383
- [95] Lunze, J.: Regelungstechnik 2. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg 2014
- [96] Sun, F., Huang, X., Rudolph, J. u. Lolenko, K.: Vehicle state estimation for anti-lock control with nonlinear observer. Control Engineering Practice 43 (2015), S. 69–84
- [97] Zeidler, E.: Springer-Taschenbuch der Mathematik. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden 2013
- [98] Paige, C.: Properties of numerical algorithms related to computing controllability. IEEE Transactions on Automatic Control 26 (1981) 1, S. 130–138
- [99] Marchthaler, R. u. Dingler, S.: Kalman-Filter. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden 2017

- [100] Haykin, S. S.: Kalman filtering and neural networks. Adaptive and learning systems for signal processing, communications, and control. New York: Wiley 2001
- [101] Georgii, H.-O.: Stochastik. Einführung in die Wahrscheinlichkeitstheorie und Statistik. De-Gruyter-Lehrbuch. Berlin: De Gruyter 2009
- [102] Axelsson, P., Orguner, U., Gustafsson, F. u. Norrlöf, M.: ML Estimation of Process Noise Variance in Dynamic Systems. IFAC Proceedings Volumes 44 (2011) 1, S. 5609–5614
- [103] Bavdekar, V. A., Deshpande, A. P. u. Patwardhan, S. C.: Identification of process and measurement noise covariance for state and parameter estimation using extended Kalman filter. Journal of Process Control 21 (2011) 4, S. 585–601
- [104] Ge, M. u. Kerrigan, E. C.: Noise Covariance Estimation for Time-varying and Nonlinear Systems. IFAC Proceedings Volumes 47 (2014) 3, S. 9545–9550
- [105] Wiley, J. F.: R Deep learning essentials. Build automatic classification and prediction models using unsupervised learning. Community experience distilled. Birmingham, UK: Packt Publishing 2016
- [106] Valappil, J. u. Georgakis, C.: Systematic estimation of state noise statistics for extended Kalman filters. AIChE Journal 46 (2000) 2, S. 292–308
- [107] Kiencke, U. u. Nielsen, L.: Automotive control systems. For engine, driveline, and vehicle. Berlin, New York: Springer 2005
- [108] Heißing, B., Ersoy, M. u. Gies, S.: Fahrwerkhandbuch. Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden 2013
- [109] Laboratory Test Procedure for Dynamic Rollover. Fishhook Maneuver Test Procedure, National Highway Traffic Safety Administration, 2013
- [110] CarMaker® Reference Manual Version 8.0.2, IPG Automotive Group, 2019
- [111] Heidfeld, H., Schünemann, M. u. Kasper, R.: Modellierung und Identifikation der dynamischen Radlasten des Elektrofahrzeugs BugEE. In: 14. Magdeburger Maschinebautage. 2019
- [112] United Nations Organization: Global Technical Regulation on Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedures (WLTP). ECE/TRANS/180/Add.15/Amend.4. 2018
- [113] Grewal, M. S. u. Andrews, A. P.: Kalman filtering. Theory and practice using MATLAB. New York, NY: Wiley-Interscience 2001
- [114] Brown, R. G. u. Hwang, P. Y. C.: Introduction to random signals and applied Kalman filtering. With MATLAB exercises and solutions. New York: Wiley 1997
- [115] Shampine, L. F., Reichelt, M. W. u. Kierzenka, J. A.: Solving Index-1 DAEs in MATLAB and Simulink. SIAM Review 41 (1999) 3, S. 538–552
- [116] Martins, J. R. R. A., Sturdza, P. u. Alonso, J. J.: The complex-step derivative approximation. ACM Transactions on Mathematical Software 29 (2003) 3, S. 245–262

- [117] Bundesministerium für Verkehr und digitale Infrastruktur: Verordnung über eine allgemeine Richtgeschwindigkeit auf Autobahnen und ähnlichen Straßen (Autobahn-Richtgeschwindigkeits-V). BABRiGeschwV. 1978
- [118] Matlab R2019a Documentation. MultiStart, The MathWorks, 2019
- [119] Matlab R2019a Documentation. fminunc, The MathWorks, 2019
- [120] Rockhausen, L. u. Laßmann, J. (Hrsg.): Taschenbuch der Technischen Mechanik. Mit zahlreichen Tabellen. München, Wien: Fachbuchverlag Leipzig im Carl Hanser Verlag 2016
- [121] MicroAutoBox II. Compact, stand-alone prototyping unit, dSPACE GmbH, 2020
- [122] Heidfeld, H., Schünemann, M. u. Kasper, R.: Parameteridentifikation der Längs- und Querdynamik des Modulträger Elektrofahrzeugs „BugEE“ anhand standardisierter Fahrmanöver. In: 13. Magdeburger Maschinebautage. 2017
- [123] Savitski, D., Ivanov, V., Augsburg, K., Emmei, T., Fuse, H., Fujimoto, H. u. Fridman, L.: Wheel Slip Control for the Electric Vehicle with In-Wheel Motors: Variable Structure and Sliding Mode Methods. IEEE Transactions on Industrial Electronics (2019), S. 1
- [124] Savitski, D., Ivanov, V., Augsburg, K., Shyrokau, B. u. Fujimoto, H.: Recent Advancements in Continuous Wheel Slip Control. In: Klomp, M., Bruzelius, F., Nielsen, J. u. Hillemyr, A. (Hrsg.): ADVANCES IN DYNAMICS OF VEHICLES ON ROADS AND TRACKS. Proceedings of the. Lecture Notes in Mechanical Engineering. [S.l.]: SPRINGER NATURE 2020, S. 1525–1535
- [125] Khatun, P., Bingham, C. M., Schofield, N. u. Mellor, P. H.: Application of fuzzy control algorithms for electric vehicle antilock braking/traction control systems. IEEE Transactions on Vehicular Technology 52 (2003) 5, S. 1356–1364
- [126] Johansen, T. A., Petersen, I., Kalkkuhl, J. u. Ludemann, J.: Gain-scheduled wheel slip control in automotive brake systems. IEEE Transactions on Control Systems Technology 11 (2003) 6, S. 799–811
- [127] Savitski, D., Schleinin, D., Ivanov, V. u. Augsburg, K.: Robust Continuous Wheel Slip Control With Reference Adaptation: Application to the Brake System With Decoupled Architecture. IEEE Transactions on Industrial Informatics 14 (2018) 9, S. 4212–4223
- [128] Acosta, M., Kanarachos, S. u. Blundell, M.: Road Friction Virtual Sensing: A Review of Estimation Techniques with Emphasis on Low Excitation Approaches. Applied Sciences 7 (2017) 12, S. 1230
- [129] Rajamani, R., Piyabongkarn, N., Lew, J., Yi, K. u. Phanomchoeng, G.: Tire-Road Friction-Coefficient Estimation. IEEE Control Systems Magazine 30 (2010) 4, S. 54–69
- [130] Lex, C., Eichberger, A. u. Hirschberg, W.: Methoden zur Ermittlung des Reifen-Fahrbahn-Kraftschlusspotenzials für Fahrerassistenzsysteme. ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 113 (2011) 12, S. 992–997

- [131] Schmidt, S.: Ein optimales Steuerungs- und Regelungskonzept für autonome Elektrofahrzeuge, Otto-von-Guericke-Universität Dissertation. Magdeburg 2013
- [132] Lunze, J.: Regelungstechnik 1. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg 2014
- [133] Schulz, G.: Regelungstechnik 1. Lineare und Nichtlineare Regelung, Rechnergestützter Reglerentwurf. München: Oldenbourg 2010

Anhang A Fahrzeugmodell

Anhang A-1 Längs-, Quer- und Vertikalmodell

Das im Rahmen dieser Arbeit verwendete Modell für die Längs-, Quer- und Vertikaldynamik des Fahrzeugs basiert auf dem räumlichen Zweispurmodell aus [73], welches unter Annahme einer ebenen Fahrbahn sowie kleiner Nick- und Wankbewegungen vereinfacht wurde. Um die Komplexität des Modells gering zu halten, wurden die Fahrbahnneigung und -steigung, die Massen der Räder und die Elastizität der Reifen vernachlässigt. Im Folgenden werden das Ausgangsmodell und die vorgenommenen Vereinfachungen erläutert. In Abbildung A-1 sind die verwendeten Koordinatensysteme dargestellt. Diese sind

- das Inertialsystem mit dem Index 0 und dem Ursprung O ,
- das Fahrzeugkoordinatensystem, welches um die KARDAN-Winkel, bestehend aus dem Gierwinkel ψ , dem Nickwinkel θ und dem Wankwinkel φ , bezüglich des Inertialsystems verdreht ist, keinen Index verwendet und dessen Ursprung im Schwerpunkt CG (Centre of Gravity) des Fahrzeugs liegt
- und die vier Radkoordinatensysteme mit den Ursprüngen in den Radmittelpunkten und den Indizes w,fl , w,fr , w,rl , und w,rr , wobei in Abbildung A-1 nur das vordere rechte Radkoordinatensystem dargestellt ist. Die Vorderräder sind um die Summe aus Lenkwinkel δ und Gierwinkel ψ gegenüber dem Inertialkoordinatensystem verdreht.

Weiterhin verfügt jedes Koordinatensystem über die Koordinaten x , y und z entlang der Längs-, Quer- und Vertikalachsen.

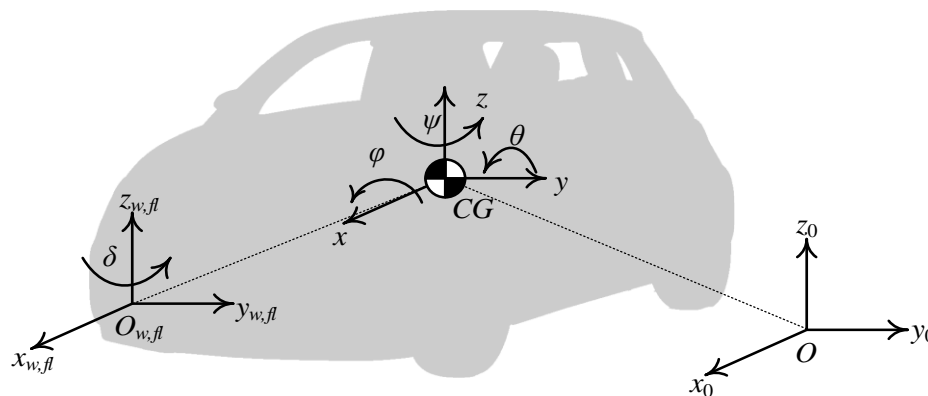


Abbildung A-1.1: Verwendete Koordinatensysteme

Zunächst werden der Fahrzeuggeschwindigkeits- und der Fahrzeugdrehratenvektor in Fahrzeugkoordinaten sowie der Winkelvektor entsprechend

$$\mathbf{v} = \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \\ v_z \end{bmatrix}, \boldsymbol{\omega} = \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix}, \boldsymbol{\phi} = \begin{bmatrix} \psi \\ \theta \\ \varphi \end{bmatrix} \quad (\text{A.A-1.1})$$

definiert. Zur Umrechnung der Vektoren von den Koordinaten des Fahrzeugsystems in die des Inertialsystems wird die Transformationsmatrix

$$\mathbf{T}_0 = \begin{bmatrix} c(\psi) c(\theta) & -s(\psi) c(\varphi) + c(\psi) s(\theta) s(\varphi) & s(\psi) s(\varphi) + c(\psi) s(\theta) c(\varphi) \\ s(\psi) c(\theta) & c(\psi) c(\varphi) + s(\psi) s(\theta) s(\varphi) & -c(\psi) s(\varphi) + s(\psi) s(\theta) c(\varphi) \\ -s(\theta) & c(\theta) s(\varphi) & c(\theta) c(\varphi) \end{bmatrix} \quad (\text{A.A-1.2})$$

mit $c(x) = \cos(x)$ und $s(x) = \sin(x)$ verwendet. Zur Umrechnung der Vektoren von Fahrzeug- in Radkoordinaten wird die Transformationsmatrix

$$\mathbf{T}_w = \begin{bmatrix} c(\delta) c(\theta) & s(\delta) c(\varphi) + c(\delta) s(\theta) s(\varphi) & -s(\delta) s(\varphi) + c(\delta) s(\theta) c(\varphi) \\ -s(\delta) c(\theta) & c(\delta) c(\varphi) - s(\delta) s(\theta) s(\varphi) & -c(\delta) s(\varphi) - s(\delta) s(\theta) c(\varphi) \\ -s(\theta) & c(\theta) s(\varphi) & c(\theta) c(\varphi) \end{bmatrix} \quad (\text{A.A-1.3})$$

verwendet. Unter der Annahme, dass die Luftwiderstandskraft parallel zur Fahrbahn und von vorn wirkt, lautet der Impulserhaltungssatz in Fahrzeugkoordinaten

$$m(\dot{\mathbf{v}} + \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{v}) = \mathbf{F} + \mathbf{T}_0^T(\psi = 0) \begin{bmatrix} -\frac{1}{2} \rho c_w A v_x |v_x| \\ 0 \\ -mg \end{bmatrix} \quad (\text{A.A-1.4})$$

mit der Summe der Reifenkräfte in Längsrichtung $F_{w,x,i}$ und Querrichtung $F_{w,y,i}$ sowie der Radaufstandskräfte $F_{w,z,i}$ gemäß

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} = \sum_{i \in \{fl, fr, rl, rr\}} \mathbf{T}_w^T \begin{bmatrix} F_{w,x,i} \\ F_{w,y,i} \\ F_{w,z,i} \end{bmatrix}. \quad (\text{A.A-1.5})$$

wobei die Hinterräder nicht gelenkt sind und $\delta_{fl} = \delta_{fr}$ und $\delta_{rl} = \delta_{rr} = 0$ gilt. Für die Berechnung der auf das Fahrzeug wirkenden Drehmomente werden die Angriffspunkte der Reifen-, Feder- und Dämpferkräfte bezüglich des Schwerpunkts benötigt. Es wird zur Vereinfachung angenommen, dass die Angriffspunkte der Feder- und Dämpferkräfte auf Schwerpunkthöhe und die Angriffspunkte der Reifenkräfte auf Höhe der Radaufstandspunkte liegen. Damit lauten die Koordinaten der Angriffspunkte der Federkräfte

$$\mathbf{l}_{c,fl} = \begin{bmatrix} l_f \\ b_{c,f} \\ 0 \end{bmatrix}, \mathbf{l}_{c,fr} = \begin{bmatrix} l_f \\ -b_{c,f} \\ 0 \end{bmatrix}, \mathbf{l}_{c,rl} = \begin{bmatrix} -l_r \\ b_{c,r} \\ 0 \end{bmatrix}, \mathbf{l}_{c,rr} = \begin{bmatrix} -l_r \\ -b_{c,r} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (\text{A.A-1.6})$$

die der Dämpferkräfte

$$\mathbf{l}_{d,fl} = \begin{bmatrix} l_f \\ b_{d,f} \\ 0 \end{bmatrix}, \mathbf{l}_{d,fr} = \begin{bmatrix} l_f \\ -b_{d,f} \\ 0 \end{bmatrix}, \mathbf{l}_{d,rl} = \begin{bmatrix} -l_r \\ b_{d,r} \\ 0 \end{bmatrix}, \mathbf{l}_{d,rr} = \begin{bmatrix} -l_r \\ -b_{d,r} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (\text{A.A-1.7})$$

und die der Radkräfte

$$\mathbf{l}_{w,fl} = \begin{bmatrix} l_f \\ b_f \\ -(h_{CG} + r_w) + z_{s,fl} \end{bmatrix}, \mathbf{l}_{w,fr} = \begin{bmatrix} l_f \\ -b_f \\ -(h_{CG} + r_w) + z_{s,fr} \end{bmatrix}, \quad (\text{A.A-1.8})$$

$$\mathbf{l}_{w,rl} = \begin{bmatrix} -l_r \\ b_r \\ -(h_{CG} + r_w) + z_{s,rl} \end{bmatrix}, \mathbf{l}_{w,rr} = \begin{bmatrix} -l_r \\ -b_r \\ -(h_{CG} + r_w) + z_{s,rr} \end{bmatrix}.$$

Weiterhin soll gelten, dass die Verhältnisse der Hebelarme um die Fahrzeuglängsachse

$$\frac{b_{c,f}}{b_f} = \frac{b_{c,r}}{b_r} = k_c, \quad \frac{b_{d,f}}{b_f} = \frac{b_{d,r}}{b_r} = k_d \quad (\text{A.A-1.9})$$

betragen. Für die Luftwiderstandskraft wird der Angriffspunkt als mittig auf Höhe des Schwerpunkts angenommen. Der Drehimpulserhaltungssatz in Fahrzeugkoordinaten lautet damit

$$\mathbf{J}\dot{\boldsymbol{\omega}} + \boldsymbol{\omega} \times (\mathbf{J}\boldsymbol{\omega}) = \sum_{i \in \{fl, fr, rl, rr\}} \left(\mathbf{l}_{c,i} \times \mathbf{T}_w^T \mathbf{F}_{c,i} + \mathbf{l}_{d,i} \times \mathbf{T}_w^T \mathbf{F}_{d,i} + \mathbf{l}_{w,i} \times \mathbf{T}_w^T \begin{bmatrix} F_{w,x,i} \\ F_{w,y,i} \\ 0 \end{bmatrix} \right) + \begin{bmatrix} M_{st,f} + M_{st,r} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (\text{A.A-1.10})$$

mit

$$\mathbf{J} = \begin{bmatrix} J_x & 0 & 0 \\ 0 & J_y & 0 \\ 0 & 0 & J_z \end{bmatrix}. \quad (\text{A.A-1.11})$$

Der Zusammenhang zwischen den Drehraten um die Achsen des Fahrzeugkoordinatensystems und den Ableitungen des Gier-, Nick- und Wankwinkels lautet

$$\dot{\boldsymbol{\phi}} = \begin{bmatrix} -s(\theta) & 0 & 1 \\ c(\theta)s(\varphi) & c(\varphi) & 0 \\ c(\theta)c(\varphi) & -s(\varphi) & 0 \end{bmatrix}^{-1} \boldsymbol{\omega}. \quad (\text{A.A-1.12})$$

Bei der Berechnung der Fahrwerkskräfte wird vereinfachend angenommen, dass diese senkrecht zur Fahrbahn wirken und dass die Räder keine Hubbewegung ausführen. Zunächst werden die Einfederwege benötigt, welche in Abhängigkeit des Nickwinkels, des Wankwinkels und der vertikalen Auslenkung z des Fahrzeugs

$$z_{s,i} = [0 \quad 0 \quad 1] \cdot \left(\mathbf{l}_{s,i} - \mathbf{T}_w \left[\mathbf{l}_{s,i} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ z \end{bmatrix} \right] \right), \quad i \in \{fl, fr, rl, rr\} \quad (\text{A.A-1.13})$$

betragen. Letztere wird durch Integration der Vertikalgeschwindigkeit v_z berechnet. Hierbei wird nur die Vektorkomponente senkrecht zur Fahrbahn in Radkoordinaten berechnet. Analog dazu sind die Einfedergeschwindigkeiten

$$\dot{z}_{s,i} = -[0 \quad 0 \quad 1] \cdot \mathbf{T}_w \left(\begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ 0 \end{bmatrix} \times \left[\mathbf{l}_{s,i} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ z \end{bmatrix} \right] + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ v_z \end{bmatrix} \right), \quad i \in \{fl, fr, rl, rr\}. \quad (\text{A.A-1.14})$$

definiert. Die Feder-Dämpfer-Kräfte in Radkoordinaten lauten damit

$$\mathbf{F}_{c,i} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ c_{s,i}(z_{s,i} + z_{s0}) \end{bmatrix}, \quad \mathbf{F}_{d,i} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ d_{s,i}\dot{z}_{s,i} \end{bmatrix}, \quad i \in \{fl, fr, rl, rr\} \quad (\text{A.A-1.15})$$

wobei z_{s0} den statischen Einfederweg bezeichnet und $c_{s,fl} = c_{s,fr} = c_{s,f}$ und $d_{s,fl} = d_{s,fr} = d_{s,r}$ gilt. Weiterhin wirken beim Wanken die Kräfte des Wankstabilisators

$$\mathbf{F}_{st,i} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \pm \frac{c_{st,i}}{2} \varphi \end{bmatrix}^T, \quad i \in \{fl, fr, rl, rr\} \quad (\text{A.A-1.16})$$

mit $c_{st,fl} = c_{st,fr} = c_{st,f}$ und $c_{st,rl} = c_{st,rr} = c_{st,r}$ auf die Räder. Die durch die Wankstabilisatoren auf das Fahrzeug wirkenden Momente lauten

$$M_{st,f} = -\frac{c_{st,f} b_{st} \varphi}{2}, \quad M_{st,r} = -\frac{c_{st,r} b_{st} \varphi}{2} \quad (\text{A.A-1.17})$$

mit der Stabilisatorlänge b_{st} , welche zur Vereinfachung als gleich an der Vorder- und Hinterachse angenommen wird. Die Radaufstandskräfte in Radkoordinaten berechnen sich aus den Feder-Dämpferkräften und den Stabilisatorkräften entsprechend

$$F_{wz,i} = [0 \quad 0 \quad 1](\mathbf{F}_{c,i} + \mathbf{F}_{d,i} + \mathbf{F}_{st,i}), \quad i \in \{fl, fr, rl, rr\}. \quad (\text{A.A-1.18})$$

Damit das Fahrzeug hinten und vorn gleichmäßig einfedert, gilt der Zusammenhang

$$\begin{aligned} c_{s,f} l_f &= c_{s,r} l_r = c_s \\ d_{s,f} l_f &= d_{s,r} l_r = d_s \end{aligned} \quad (\text{A.A-1.19})$$

und der stationäre Einfederweg beträgt

$$z_{s0} = \frac{mg}{2(c_{s,f} + c_{s,r})}. \quad (\text{A.A-1.20})$$

Nach Einsetzen von (A.A-1.2) - (A.A-1.3), (A.A-1.5) - (A.A-1.9) und (A.A-1.13) - (A.A-1.20) in die Differentialgleichungen (A.A-1.4), (A.A-1.10) und (A.A-1.12) sowie Auflösen nach den höchsten Ableitungen ergibt sich ein nichtlineares Differentialgleichungssystem

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \quad (\text{A.A-1.21})$$

mit dem Zustandsvektor

$$\mathbf{x} = [v_x \ v_y \ v_z \ \dot{\varphi} \ \dot{\theta} \ \dot{\psi} \ \varphi \ \theta \ z]^T \quad (\text{A.A-1.22})$$

und dem Eingangsvektor

$$\mathbf{u} = [F_{wx,fl} \ \dots \ F_{wx,rr} \ F_{wy,fl} \ \dots \ F_{wy,rr}]^T. \quad (\text{A.A-1.23})$$

Da in modernen Fahrzeugen nur begrenzte Nick- und Wankwinkel bis maximal 5° zu erwarten sind [74], wird das Differentialgleichungssystem um den ebenen Arbeitspunkt

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_{op} &= [v_x \ v_y \ 0 \ 0 \ 0 \ \dot{\psi} \ 0 \ 0 \ 0]^T \\ \mathbf{u}_{op} &= \mathbf{0} \end{aligned} \quad (\text{A.A-1.24})$$

mit einer Taylorreihenentwicklung entsprechend

$$\mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) = \mathbf{f}(\mathbf{x}_{op}, \mathbf{u}_{op}) + \left. \frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{x}} \right|_{\substack{\mathbf{x}=\mathbf{x}_{op} \\ \mathbf{u}=\mathbf{u}_{op}}} (\mathbf{x} - \mathbf{x}_{op}) + \left. \frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{u}} \right|_{\substack{\mathbf{x}=\mathbf{x}_{op} \\ \mathbf{u}=\mathbf{u}_{op}}} (\mathbf{u} - \mathbf{u}_{op}) \quad (\text{A.A-1.25})$$

angenähert, woraus die Gleichungen (3.6), (3.7), (3.8) und (3.11) des Zweispurmodells resultieren. Auf die gleiche Art und Weise werden die Radaufstandskräfte aus (A.A-1.18) mit

$$F_{wz,i} = F_{wz,i}(\mathbf{x}_{op}) + \left. \frac{\partial F_{wz,i}}{\partial \mathbf{x}} \right|_{\mathbf{x}=\mathbf{x}_{op}} (\mathbf{x} - \mathbf{x}_{op}) \quad (\text{A.A-1.26})$$

linearisiert, was Gleichung (3.12) ergibt. Aufgrund der Annahme einer glatten und ebenen Fahrbahn, wird die Hubbewegung zur Vereinfachung mit $z = v_z = 0$ vernachlässigt. Zur Berechnung des Reifenschlupfs werden weiterhin die Geschwindigkeiten der Radmittelpunkte in Radkoordinaten benötigt, welche mit

$$\mathbf{v}_{w,i} = \begin{bmatrix} v_{wx,i} \\ v_{wy,i} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \mathbf{T}_w (\underline{\mathbf{v}} + \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{l}_{w,i}) \quad (\text{A.A-1.27})$$

berechnet werden können. Auch hier wird eine Taylorreihe um den ebenen Betriebspunkt entwickelt, woraus die vereinfachten Gleichungen aus (3.19) resultieren, wobei angenommen wurde, dass die Terme $\omega_x(h_{CG} + r_w)$ und $\omega_y(h_{CG} + r_w)$ vernachlässigbar klein sind.

Anhang A-2 Reifenmodell

Zur Sicherstellung der numerischen Stabilität bei niedrigen Geschwindigkeiten wird dem Nenner des Reifenschlupfs eine numerische Geschwindigkeit hinzugefügt. Der modifizierte Reifenschlupf lautet dann

$$\mathbf{s}_{w,i} = \begin{bmatrix} s_{wx,i} \\ s_{wy,i} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-\Delta v_{wx,i}}{\max(|v_{wr,i}|, |v_{wx,i}|, v_{num})} \\ \frac{\Delta v_{wy,i}}{\max(|v_{wx,i}|, v_{num})} \end{bmatrix}. \quad (\text{A.A-2.28})$$

Um auch bei der Rollreibungskraft eine stetige Differenzierbarkeit zu gewährleisten, wird die Definition aus (3.18) entsprechend

$$F_{R,i} = \tanh(\omega_{w,i} \cdot c_R) \mu_R F_{w,z,i} \quad (\text{A.A-2.29})$$

modifiziert, wobei sich mittels des Parameters c_R die Steigung der Anfangstangente der Tangens-Hyperbolicus-Funktion einstellen lässt. Ein Vergleich der beiden Definitionen für die Rollreibungskraft ist in Abbildung dargestellt.

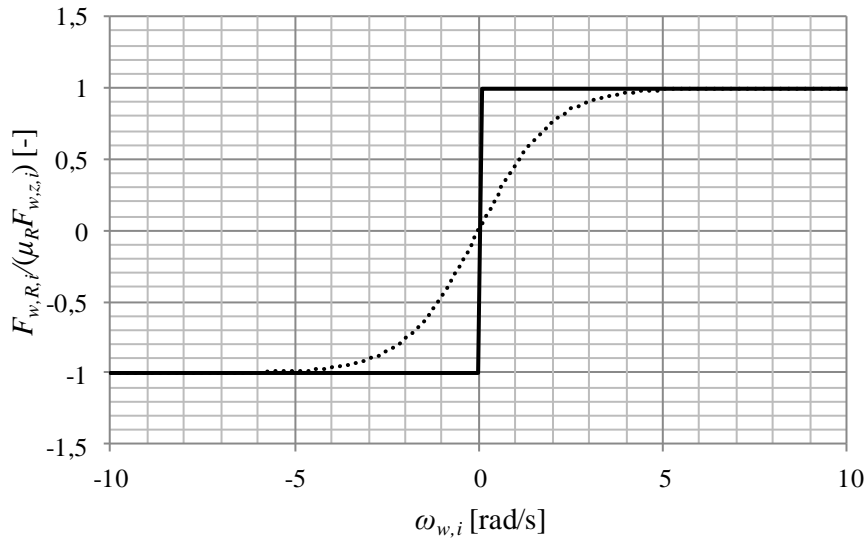


Abbildung A-2.1: Vergleich der Definitionen für die Rollreibungskraft; durchgezogene Linie mit Signum-Funktion, gestrichelte Linie mit Tangens-Hyperbolicus-Funktion und $c_R = 0,5$

Anhang A-3 Sensormodelle

Die im Schwerpunkt des vom Beschleunigungssensor gemessene Beschleunigung beträgt in Fahrzeugkoordinaten

$$\mathbf{a} = \begin{bmatrix} a_x \\ a_y \\ a_z \end{bmatrix} = \dot{\mathbf{v}} + \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{v} + \mathbf{T}_0^T \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ g \end{bmatrix}. \quad (\text{A.A-3.1})$$

Durch Linearisierung der Beschleunigung im Betriebspunkt (A.A-1.24) ergibt sich Gleichung (3.44).

Anhang A-4 Numerische Verfahren zur Lösung von Anfangswertproblemen

Grundsätzlich lassen sich numerische Verfahren zur Lösung von Anfangswertproblemen in Einschritt- und Mehrschrittverfahren einteilen, wobei sich die Einschrittverfahren nochmals in explizite und implizite Verfahren aufteilen lassen [71]. Die einzelnen Verfahren unterscheiden sich bei gleicher Schrittweite in ihrer Genauigkeit, dem Aufwand zur Berechnung der Lösung im nächsten Zeitschritt sowie der Stabilität der berechneten Lösung. Im Allgemeinen bieten implizite Verfahren eine höhere Stabilität, erfordern jedoch in vielen Fällen die rechnerisch aufwendige Lösung eines nichtlinearen Gleichungssystems [71]. Mehrschrittverfahren hingegen nutzen zur Erhöhung der Genauigkeit Informationen aus mehreren vorherigen Rechenschritten. Im Folgenden wird der Fokus auf explizite Einschrittverfahren gelegt, da diese zeitdiskrete Systemmodelle der Form

$$\mathbf{x}_k = \mathbf{f}_d(\mathbf{x}_{k-1}, \mathbf{u}_{k-1}) \quad (\text{A.A-4.1})$$

liefern, welche sich besonders gut als Grundlage für den später verwendeten Ansatz zur Zustands- und Parameterschätzung eignen. Es wird im Folgenden angenommen, dass die Schrittweite ΔT konstant ist, es existieren aber auch Verfahren zur Reduktion des Rechenaufwands bei gleichbleibendem Fehler und umgekehrt durch Verwendung einer variablen Schrittweite [71]. Diese Verfahren eignen sich aufgrund der nicht vorhersagbaren Rechenzeiten für die Berechnung eines Zeitschritts jedoch weniger für einen Einsatz im Echtzeitbetrieb [131]. Das EULER-Verfahren ist ein explizites Einschrittverfahren erster Ordnung, welches den Zustandsvektor zum aktuellen Zeitpunkt

$$\mathbf{x}_k = \mathbf{x}_{k-1} + \Delta T \mathbf{f}(\mathbf{x}_{k-1}, \mathbf{u}_{k-1}) \quad (\text{A.A-4.2})$$

in Abhängigkeit vom letzten Zeitschritt und dem aktuellen Eingangsvektor sowie dem nichtlinearen Systemmodell berechnet. Hierbei wird das Integral zur Lösung des Anfangswertproblems durch ein Rechteck angenähert. Ein weiteres explizites Einschrittverfahren ist das Verfahren von HEUN, welches das Integral durch ein Trapez approximiert. Dazu wird Gleichung (3.1) am Anfang und am Ende des aktuellen Zeitschritts entsprechend

$$\begin{aligned} \mathbf{k}_1 &= \mathbf{f}(\mathbf{x}_{k-1}, \mathbf{u}_{k-1}) \\ \mathbf{x}_k &= \mathbf{x}_{k-1} + \frac{\Delta T}{2} [\mathbf{k}_1 + \mathbf{f}(\mathbf{x}_{k-1} + \Delta T \mathbf{k}_1, \mathbf{u}_{k-1})] \end{aligned} \quad (\text{A.A-4.3})$$

ausgewertet. Bei gleicher Schrittweite ist die Genauigkeit im Vergleich zum EULER-Verfahren höher, jedoch werden dafür mehr Rechenoperationen ausgeführt. Das klassische Runge-Kutta-Verfahren ist ein explizites Einschrittverfahren vierter Ordnung (RUNGE-KUTTA-4). Zur Näherung der Lösung wird Gleichung (3.1) ausgehend vom letzten Zeitschritt viermal ausgewertet und anschließend kombiniert, um den Zustandsvektor zum aktuellen Zeitpunkt entsprechend

$$\begin{aligned}
\mathbf{k}_1 &= \mathbf{f}(\mathbf{x}_{k-1}, \mathbf{u}_{k-1}) \\
\mathbf{k}_2 &= \mathbf{f}\left(\mathbf{x}_{k-1} + \frac{\Delta T}{2} \mathbf{k}_1, \mathbf{u}_{k-1}\right) \\
\mathbf{k}_3 &= \mathbf{f}\left(\mathbf{x}_{k-1} + \frac{\Delta T}{2} \mathbf{k}_2, \mathbf{u}_{k-1}\right) \\
\mathbf{k}_4 &= \mathbf{f}(\mathbf{x}_{k-1} + \Delta T \mathbf{k}_3, \mathbf{u}_{k-1}) \\
\mathbf{x}_k &= \mathbf{x}_{k-1} + \frac{\Delta T}{6} (\mathbf{k}_1 + 2\mathbf{k}_2 + 2\mathbf{k}_3 + \mathbf{k}_4)
\end{aligned} \tag{A.A-4.4}$$

zu berechnen. Im Vergleich zum HEUN-Verfahren liefert das klassische Runge-Kutta-Verfahren bei gleicher Schrittweite eine höhere Genauigkeit mit gegenüber dem EULER-Verfahren nochmals erhöhtem Rechenaufwand. Eine für die erfolgreiche Anwendung numerische Lösungsverfahren notwendige Voraussetzung ist die absolute Stabilität, die anhand einer Testfunktion

$$\dot{x}(t) = \lambda x(t), \quad x(0) = 1, \quad \lambda \in \mathbb{C} \tag{A.A-4.5}$$

untersucht werden kann [71]. Für die vorgestellten Verfahren ergeben sich die dafür die numerischen Lösungen

$$\begin{aligned}
\text{EULER: } x_k &= (1 + \Delta T \lambda) \cdot x_{k-1} \\
\text{HEUN: } x_k &= \left(1 + \Delta T \lambda + \frac{(\Delta T \lambda)^2}{2}\right) \cdot x_{k-1} \\
\text{RUNGE-KUTTA 4: } x_k &= \left(1 + \Delta T \lambda + \frac{(\Delta T \lambda)^2}{2} + \frac{(\Delta T \lambda)^3}{6} + \frac{(\Delta T \lambda)^4}{24}\right) \cdot x_{k-1}.
\end{aligned} \tag{A.A-4.6}$$

Der Term in Klammern, mit dem durch Multiplikation jeweils die Lösung des folgenden Zeitschritts aus der aktuellen Lösung berechnet wird, wird als Stabilitätsfunktion $F(\Delta T \lambda)$ bezeichnet. Für Systeme mit einem Realteil aller Eigenwerte $\Re(\lambda) < 1$ muss der Betrag der Stabilitätsfunktion kleiner als Eins sein, damit das Lösungsverfahren absolut stabil ist. Die Menge

$$\{\Delta T \lambda \in \mathbb{C} \mid |F(\Delta T \lambda)| < 1\} \tag{A.A-4.7}$$

wird als Gebiet der absoluten Stabilität bezeichnet [71]. In Abbildung A-4. sind die Stabilitätsgebiete der vorgestellten Lösungsverfahren dargestellt, wobei erkennbar ist, dass bei gleicher Schrittweite das RUNGE-KUTTA-4-Verfahren das größte Stabilitätsgebiet besitzt. Um ein gegebenes Differentialgleichungssystem stabil numerisch lösen zu können, muss also die Schrittweite ΔT so gewählt werden, dass für alle Eigenwerte λ_j des Systems $\Delta T \lambda_j \in B$ gilt. Im Falle nichtlinearer Systeme wie (3.1) müssen die lokalen Eigenwerte des linearisierten Systems betrachtet werden [71], welche sich in Abhängigkeit des Arbeitspunkts jedoch stark ändern können.

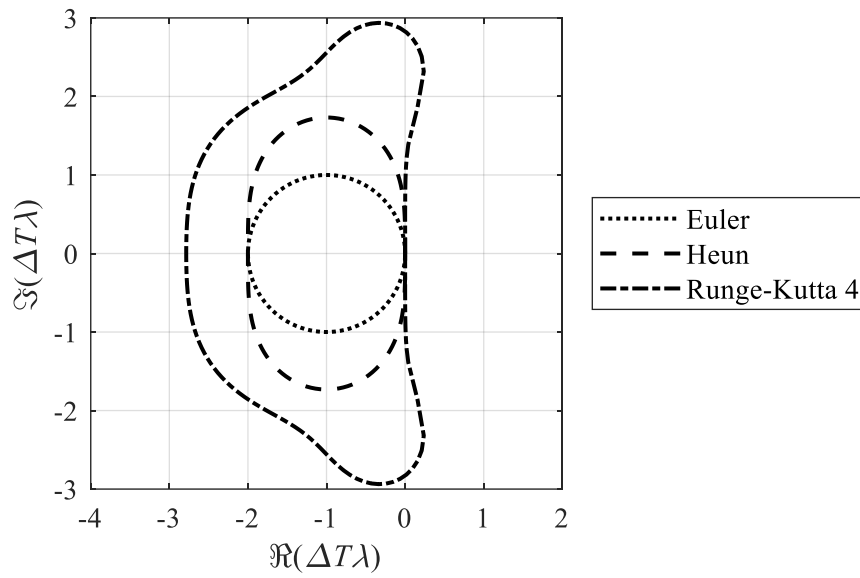


Abbildung A-4.1: Numerische Stabilitätsgebiete

Anhang B Auslegung des Unscented KALMAN Filter

Anhang B-1 Globale Optimumsuche

Die 15 Startlösungen für die globale Optimumsuche sind in Tabelle B-1.1 aufgelistet. Während die Startlösungen #1-14 zufällig im Bereich $\sigma = 0 \dots 1$ generiert wurden, erfolgte die Wahl von #15 manuell.

Tabelle B-1.1: Startlösungen σ_0 der globalen Optimumsuche (Simulation)

#	σ_{v_x}	σ_{v_y}	σ_{ω_z}	σ_{ω_x}	σ_{ω_y}	σ_{φ}	σ_{θ}	σ_{ω_w}	$\sigma_{\Delta\mu}$	σ_{a_x}	σ_{a_y}	σ_{a_z}
	$\cdot 10^{-7}$	$\cdot 10^{-7}$	$\cdot 10^{-7}$	$\cdot 10^{-7}$	$\cdot 10^{-7}$	$\cdot 10^{-7}$	$\cdot 10^{-7}$	$\cdot 10^{-7}$	$\cdot 10^{-7}$	$\cdot 10^{-7}$	$\cdot 10^{-7}$	$\cdot 10^{-7}$
1	8,05	3,11	6,47	4,48	9,19	2,97	7,40	0,99	7,37	7,54	0,41	4,79
2	6,29	7,16	4,12	0,20	5,03	3,00	8,48	2,04	7,87	6,77	1,05	6,85
3	2,65	9,19	8,06	5,09	7,82	0,53	8,68	4,96	6,35	6,59	0,38	8,30
4	8,27	5,84	9,08	4,19	3,98	2,32	5,58	3,78	5,50	1,40	9,37	1,93
5	6,01	6,58	6,26	5,52	8,59	1,36	6,69	1,15	7,09	4,68	7,56	0,02
6	0,94	6,98	3,66	3,10	7,23	1,71	0,61	5,42	2,00	2,44	8,48	6,90
7	9,30	3,57	9,31	7,62	4,85	8,34	3,26	6,95	6,00	1,39	7,27	8,63
8	8,12	1,56	9,36	1,09	4,90	6,07	8,92	4,74	9,24	7,86	8,50	9,32
9	9,14	2,16	5,31	3,19	6,29	5,07	3,78	9,92	6,36	7,03	4,65	5,10
10	6,85	5,15	1,23	0,03	6,81	4,28	6,76	6,52	1,37	7,97	6,08	6,11
11	7,46	8,31	4,46	2,93	0,12	4,98	0,62	3,08	9,91	2,03	8,53	9,60
12	4,43	9,29	3,90	3,59	0,94	6,62	1,38	8,32	8,31	2,89	2,71	2,40
13	9,15	8,68	9,00	6,75	7,01	0,99	9,76	8,27	4,80	0,57	2,07	9,19
14	9,41	4,86	2,37	9,19	4,91	5,14	5,89	0,77	8,21	4,69	1,64	3,44
15	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	1,00	0,00	0,00	0,00

Die Ergebnisse der lokalen Optimumsuche sind in Tabelle B-1.2 mit dem jeweiligen Wert der Kostenfunktion dargestellt. Für eine Startlösung ist die Optimierung nicht konvergiert, weshalb nur 14 Ergebnisse aufgelistet sind.

Tabelle B-1.2: Ergebnisse $\sigma_{1,opt,i}$ der globalen Optimumsuche (Simulation)

#	σ_{v_x} $\cdot 10^{-7}$	σ_{v_y} $\cdot 10^{-7}$	σ_{ω_z} $\cdot 10^{-7}$	σ_{ω_x} $\cdot 10^{-7}$	σ_{ω_y} $\cdot 10^{-7}$	σ_{φ} $\cdot 10^{-7}$	σ_{θ} $\cdot 10^{-7}$	σ_{ω_w} $\cdot 10^{-7}$	$\sigma_{\Delta\mu}$ $\cdot 10^{-7}$	σ_{a_x} $\cdot 10^{-7}$	σ_{a_y} $\cdot 10^{-7}$	σ_{a_z} $\cdot 10^{-7}$	$f_c(\sigma_{1,opt,i})$
1	4,21	1,10	3,78	6,29	7,75	0,80	8,09	1,76	27,46	12,28	0,26	0,00	$9,9 \cdot 10^{-5}$
2	0,51	1,44	1,53	1,47	0,04	1,95	3,29	3,85	31,55	7,77	0,41	0,48	$1,4 \cdot 10^{-4}$
3	6,17	8,89	7,61	5,58	7,56	0,56	8,66	5,04	9,96	5,49	0,37	8,22	$1,8 \cdot 10^{-4}$
4	5,28	0,77	5,94	6,37	6,46	0,56	9,97	4,78	19,00	10,40	15,83	0,00	$1,8 \cdot 10^{-4}$
5	5,45	3,38	5,81	5,52	8,48	1,60	6,58	1,20	8,55	4,92	14,66	0,00	$2,4 \cdot 10^{-4}$
6	2,31	0,00	1,25	3,32	7,04	1,37	1,98	5,56	9,91	2,53	16,84	6,79	$2,4 \cdot 10^{-4}$
7	6,60	0,00	9,22	7,59	5,28	8,21	4,57	6,90	6,32	9,28	7,88	8,62	$2,8 \cdot 10^{-4}$
8	8,12	1,56	9,36	1,09	4,90	6,07	8,92	4,74	9,24	7,86	8,50	9,32	$3,1 \cdot 10^{-4}$
9	9,14	2,16	5,31	3,19	6,29	5,07	3,78	9,92	6,36	7,03	4,65	5,10	$3,5 \cdot 10^{-4}$
10	6,85	5,15	1,23	0,03	6,81	4,28	6,76	6,52	1,37	7,97	6,08	6,11	$1,4 \cdot 10^{-3}$
11	7,46	8,31	4,46	2,93	0,12	4,98	0,62	3,08	9,91	2,03	8,53	9,60	$1,0 \cdot 10^{-1}$
12	4,43	9,29	3,90	3,59	0,94	6,62	1,38	8,32	8,31	2,89	2,71	2,40	$1,6 \cdot 10^{-1}$
13	9,15	8,68	9,00	6,75	7,01	0,99	9,76	8,27	4,80	0,57	2,07	9,19	$6,3 \cdot 10^{-1}$
14	9,41	4,86	2,37	9,19	4,91	5,14	5,89	0,77	8,21	4,69	1,64	3,44	$2,7 \cdot 10^0$

Anhang B-2 Eingangsgrößen für die Trainingsdaten

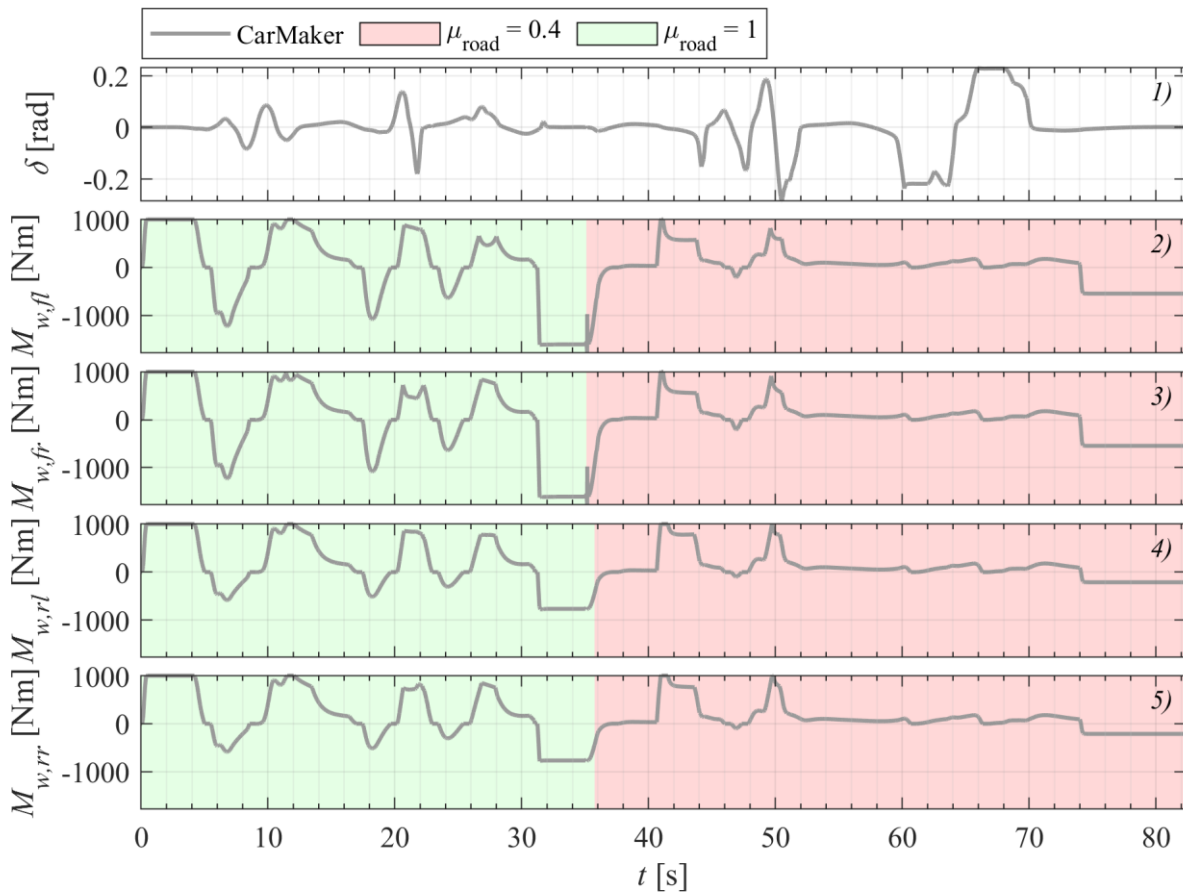


Abbildung B-2.1: Zeitliche Verläufe der Eingangsgrößen während des Fahrmanövers zur Optimierung; Der max. Kraftschlussbeiwert zwischen dem jeweiligen Reifen und der Fahrbahn ist farblich gekennzeichnet

Anhang C Entwicklung und Validierung in der Simulation

Anhang C-1 Einfluss der Straßensteigung und des externen Winds

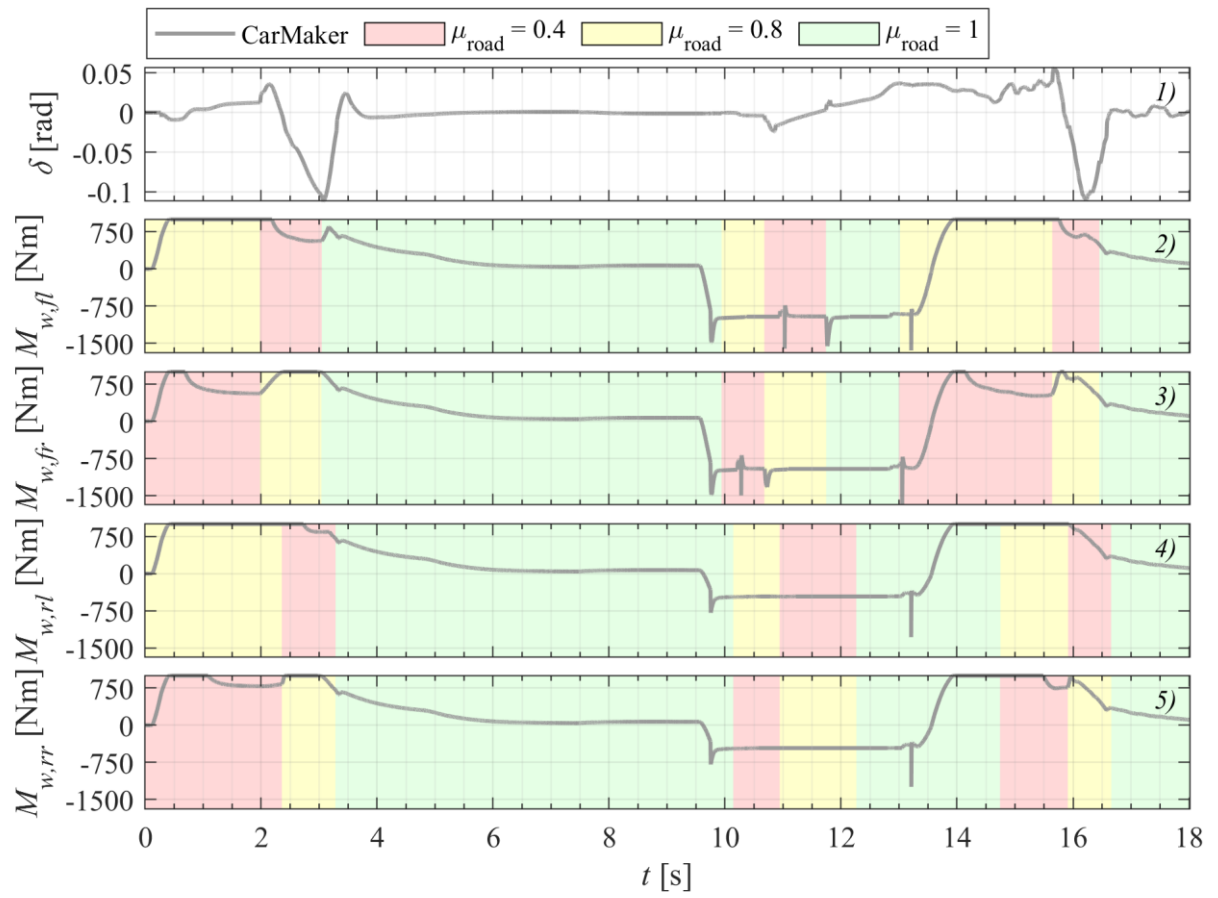


Abbildung C-1.1: Zeitlicher Verlauf der Eingangsgrößen

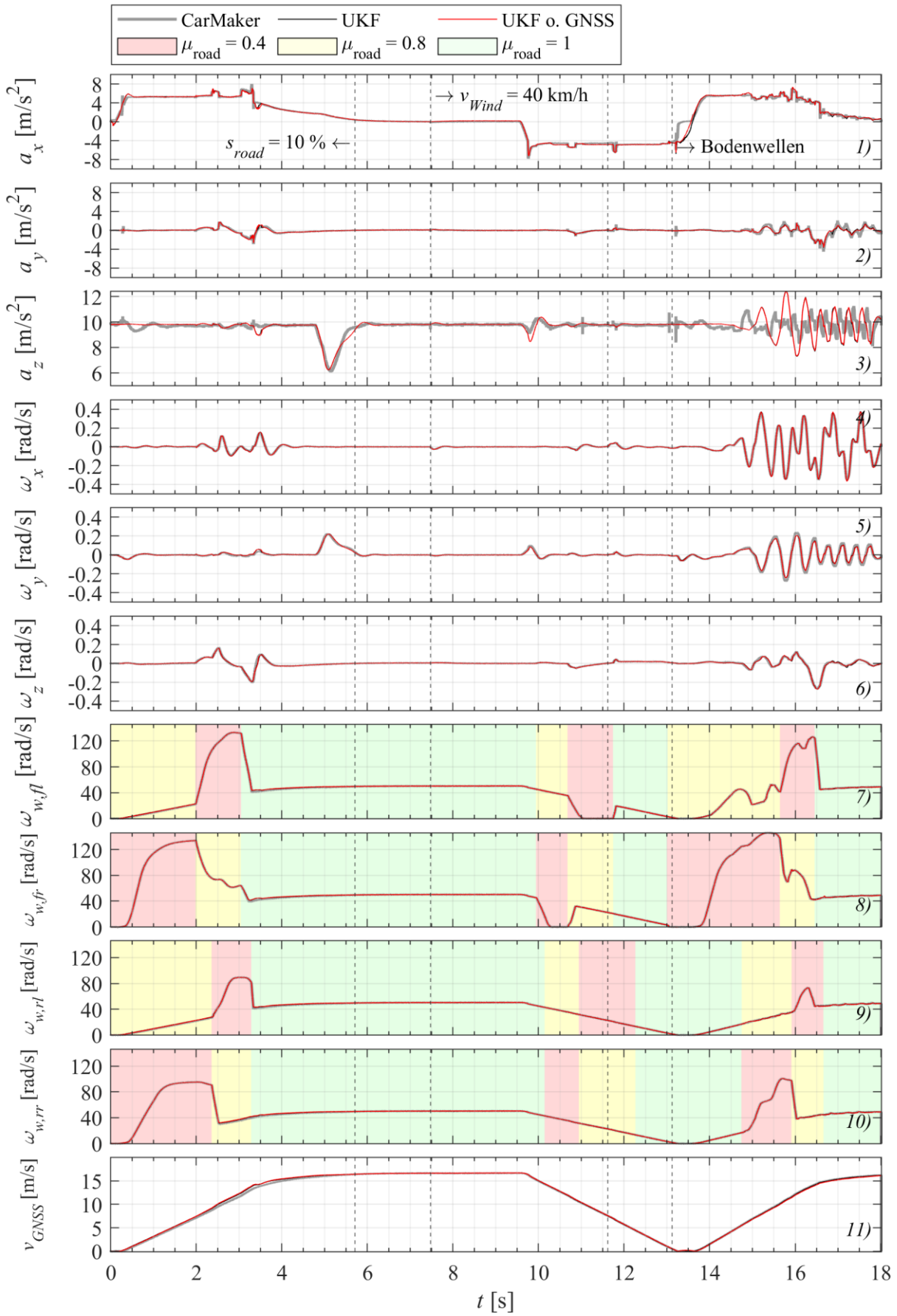


Abbildung C-1.2: Zeitlicher Verlauf der geschätzten Ausgangsgrößen sowie der Referenz

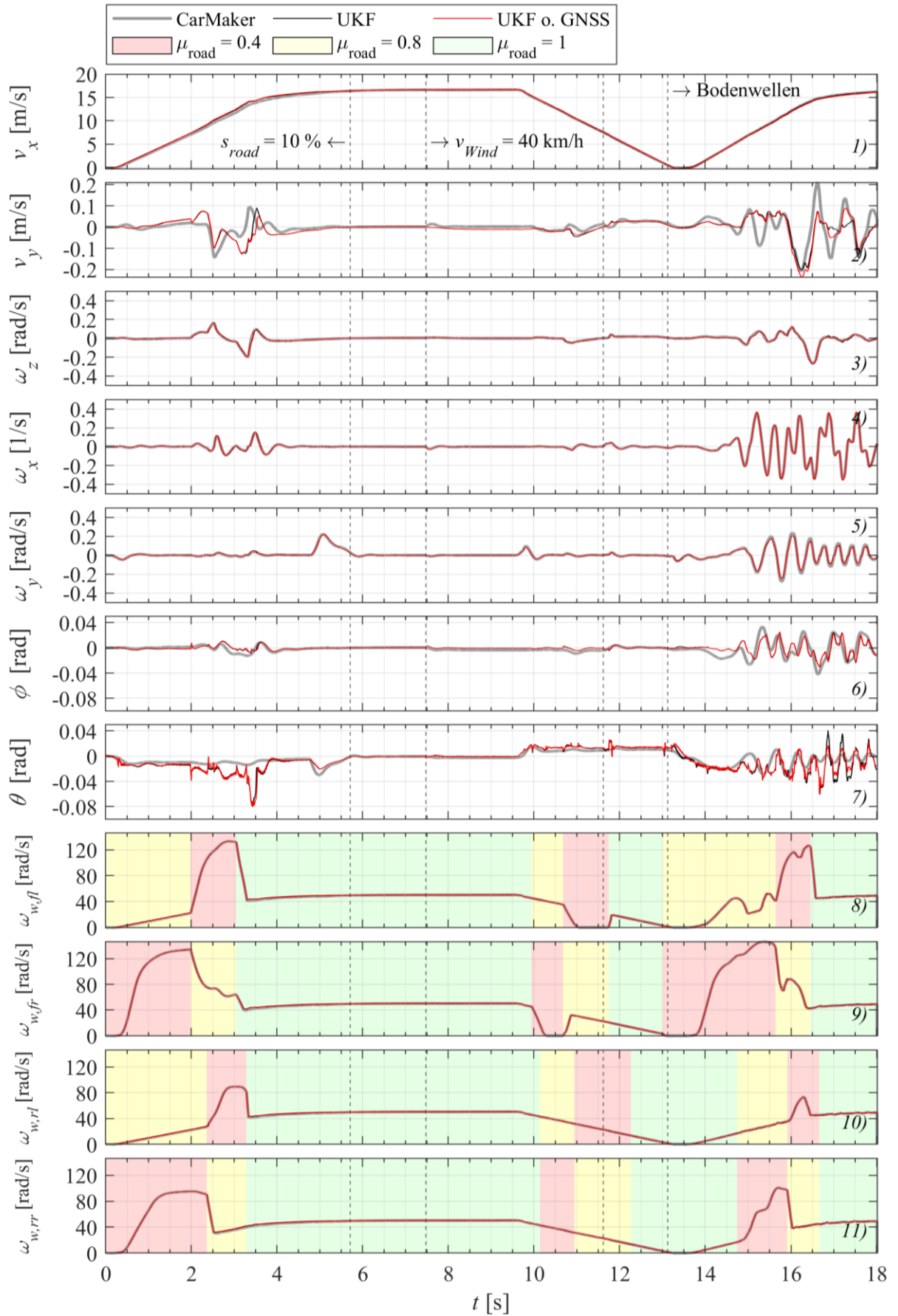


Abbildung C-1.3: Zeitlicher Verlauf der geschätzten Zustandsgrößen sowie der Referenz unter Einfluss von Straßensteigung und Seitenwind

Anhang D Anwendung und Validierung im Versuchsfahrzeug

Anhang D-1 Fahrmanöver zur Untersuchung der zeitlichen Diskretisierung

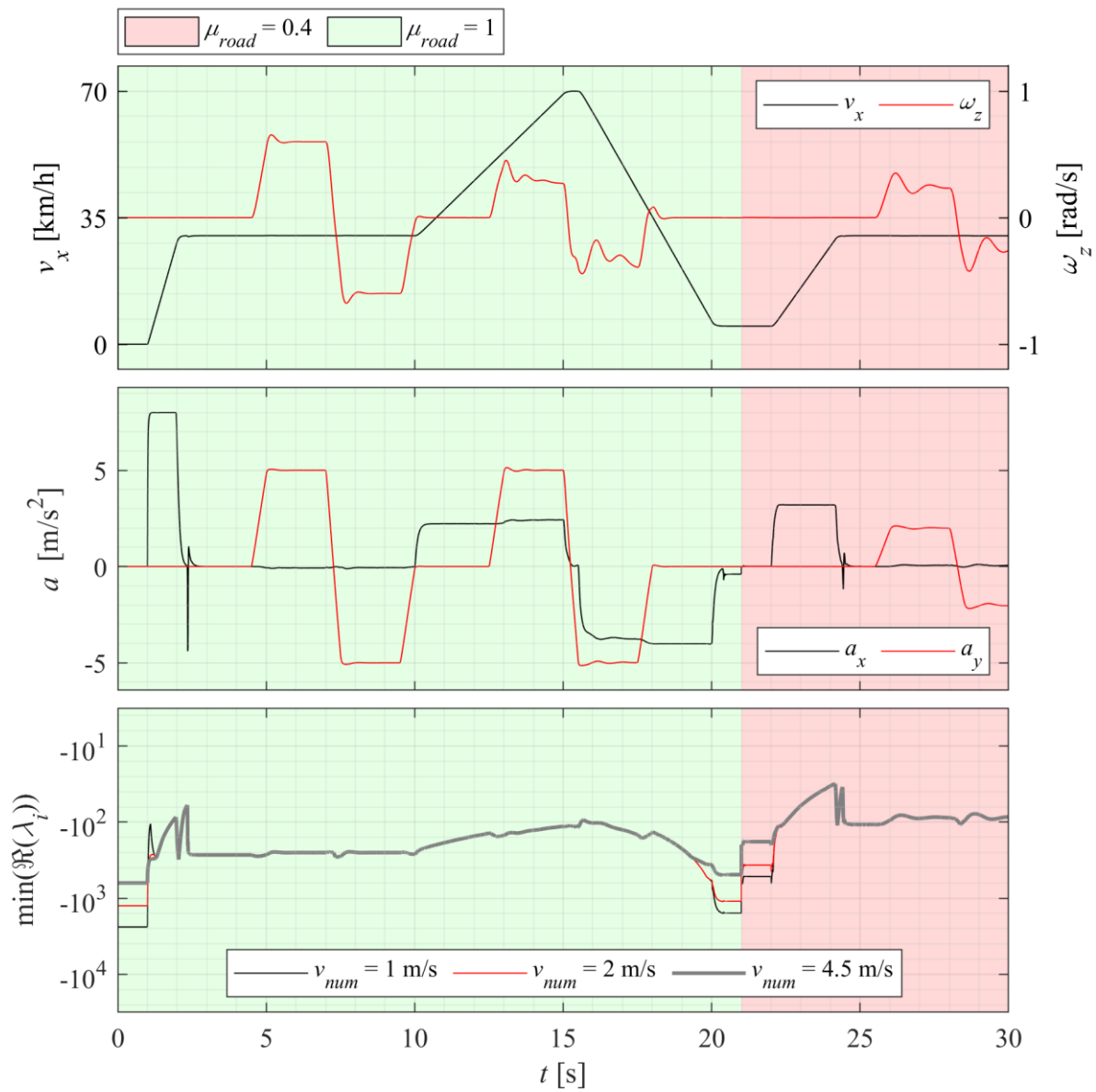


Abbildung D-1.1: Fahrmanöver zur Untersuchung der zeitlichen Diskretisierung des Modells des realen Versuchsfahrzeugs

Anhang D-2 Globale Optimumsuche

Tabelle D-2.1: Startlösungen σ_0 der globalen Optimumsuche (Realfahrzeug)

#	σ_{v_x} $\cdot 10^{-7}$	σ_{v_y} $\cdot 10^{-7}$	σ_{ω_z} $\cdot 10^{-7}$	σ_{ω_w} $\cdot 10^{-7}$	$\sigma_{\Delta\mu}$ $\cdot 10^{-7}$	σ_{a_x} $\cdot 10^{-7}$	σ_{a_y} $\cdot 10^{-7}$
1	2,29	14,18	10,40	16,14	1,96	2,13	3,48
2	1,53	16,43	10,40	4,41	5,96	11,03	15,04
3	9,48	18,48	14,77	18,01	17,68	8,15	0,34
4	10,84	4,01	5,96	16,00	12,85	5,02	12,46
5	16,53	9,61	0,53	5,23	19,38	11,21	1,31
6	9,93	12,69	14,20	0,37	17,61	7,47	11,79
7	4,08	15,73	14,56	3,31	14,72	1,88	7,75
8	16,65	16,62	4,88	6,49	5,87	5,26	4,86
9	1,98	14,75	14,12	0,43	10,61	12,66	5,77
10	6,16	19,81	3,19	16,11	18,25	9,79	0,43
11	7,57	11,00	1,99	17,79	3,01	12,44	12,71
12	13,90	12,00	3,93	15,55	18,28	16,75	5,97
13	13,03	2,74	16,96	11,21	13,24	17,18	17,56
14	16,87	9,45	12,64	3,84	5,91	2,57	4,90
15	19,85	12,73	15,07	10,33	9,27	0,53	2,01

Tabelle D-2.2: Ergebnisse $\sigma_{3,opt,i}$ der globalen Optimumsuche (Realfahrzeug)

#	σ_{v_x} $\cdot 10^{-7}$	σ_{v_y} $\cdot 10^{-7}$	σ_{ω_z} $\cdot 10^{-7}$	σ_{ω_w} $\cdot 10^{-7}$	$\sigma_{\Delta\mu}$ $\cdot 10^{-7}$	σ_{a_x} $\cdot 10^{-7}$	σ_{a_y} $\cdot 10^{-7}$	$f_c(\sigma_{3,opt,i})$
1	1,03	6,04	22,93	31,55	49,47	0,00	0,00	0,0092
2	1,38	30,88	0,00	21,12	17,43	0,00	0,41	0,0092
3	1,38	30,88	0,00	21,12	17,43	0,00	0,41	0,0092
4	1,38	30,88	0,00	21,12	17,43	0,00	0,41	0,0092
5	1,38	30,88	0,00	21,12	17,43	0,00	0,41	0,0092
6	1,38	30,88	0,00	21,12	17,43	0,00	0,41	0,0092
7	1,38	30,87	0,00	21,12	17,43	0,00	0,41	0,0092
8	1,38	30,89	0,00	21,12	17,43	0,00	0,41	0,0092
9	1,38	30,88	0,00	21,13	17,43	0,00	0,41	0,0092
10	1,38	30,89	0,00	21,12	17,43	0,00	0,41	0,0092
11	1,18	31,39	0,00	17,42	15,75	12,02	0,41	0,0095
12	1,18	31,39	0,00	17,42	15,75	16,55	0,41	0,0095
13	1,18	31,39	0,00	17,42	15,75	16,88	0,41	0,0095
14	37,94	10,76	19,41	0,74	22,62	0,00	0,00	0,01
15	37,53	10,97	19,41	11,57	22,58	0,00	0,00	0,01

Anhang D-3 Fahrmanöver zur Bestimmung der Kovarianzmatrizen

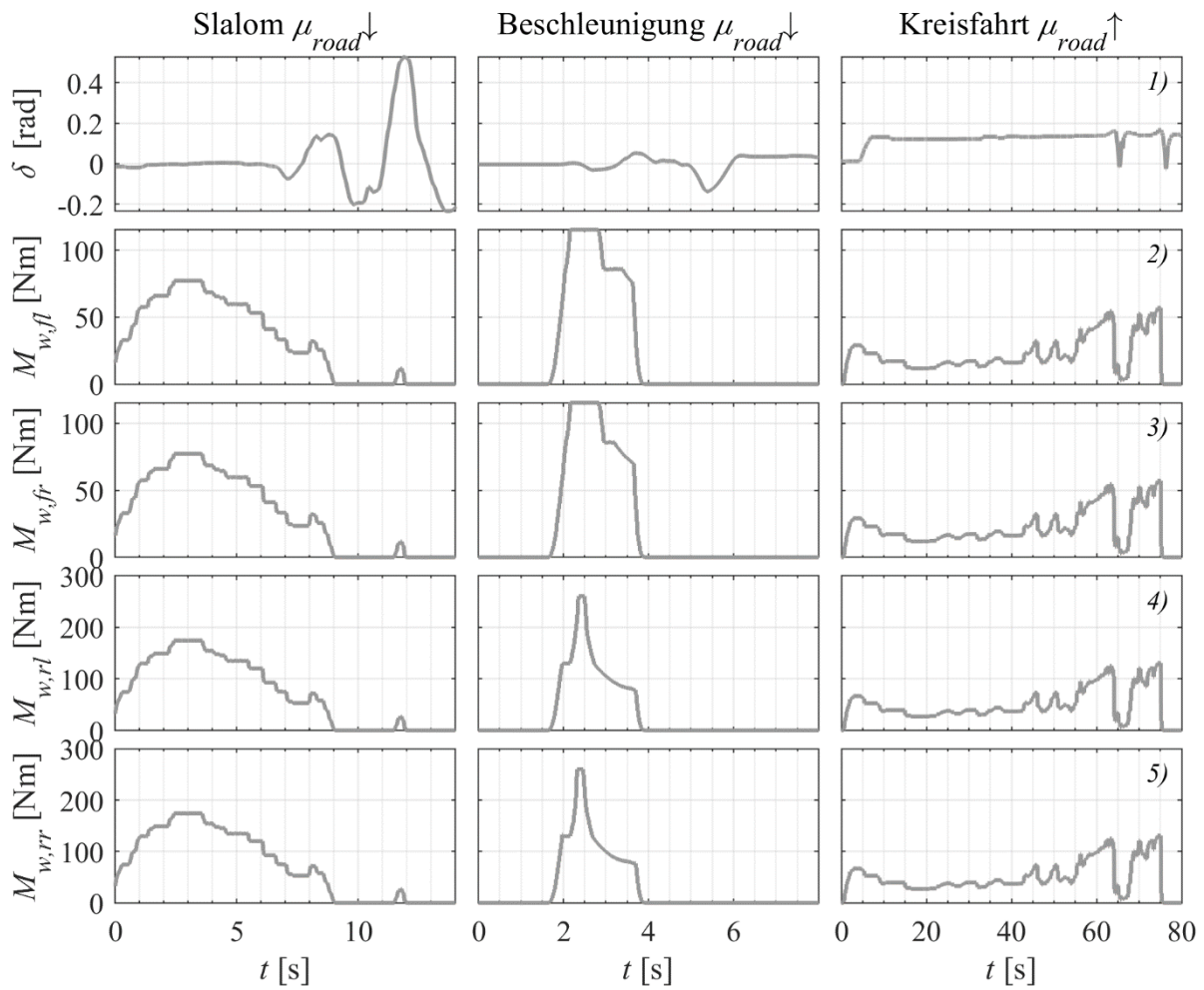


Abbildung D-3.1: Zeitlicher Verlauf der Eingangsgrößen während des Realfahrversuchs zur Optimierung der Kovarianzmatrizen

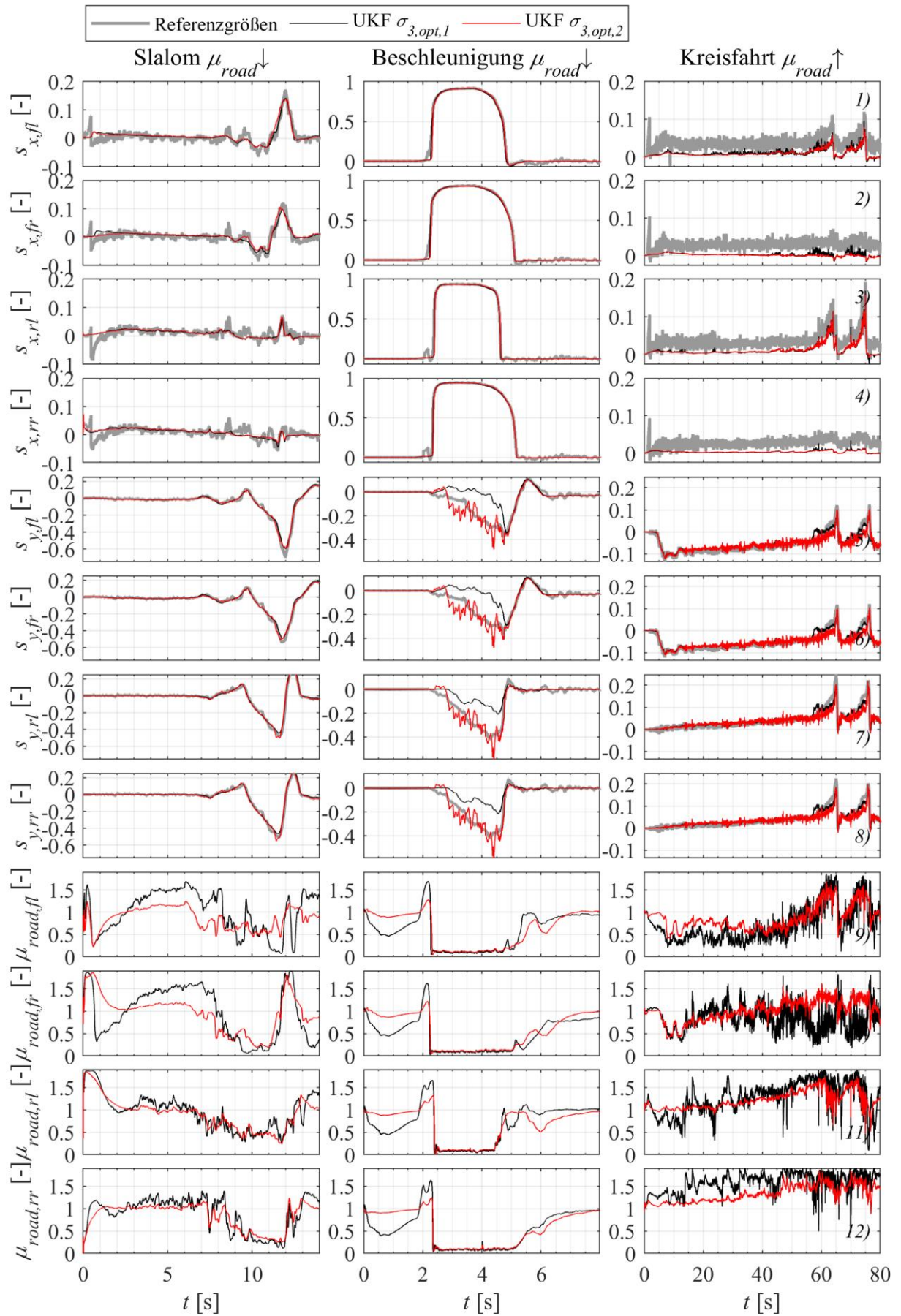
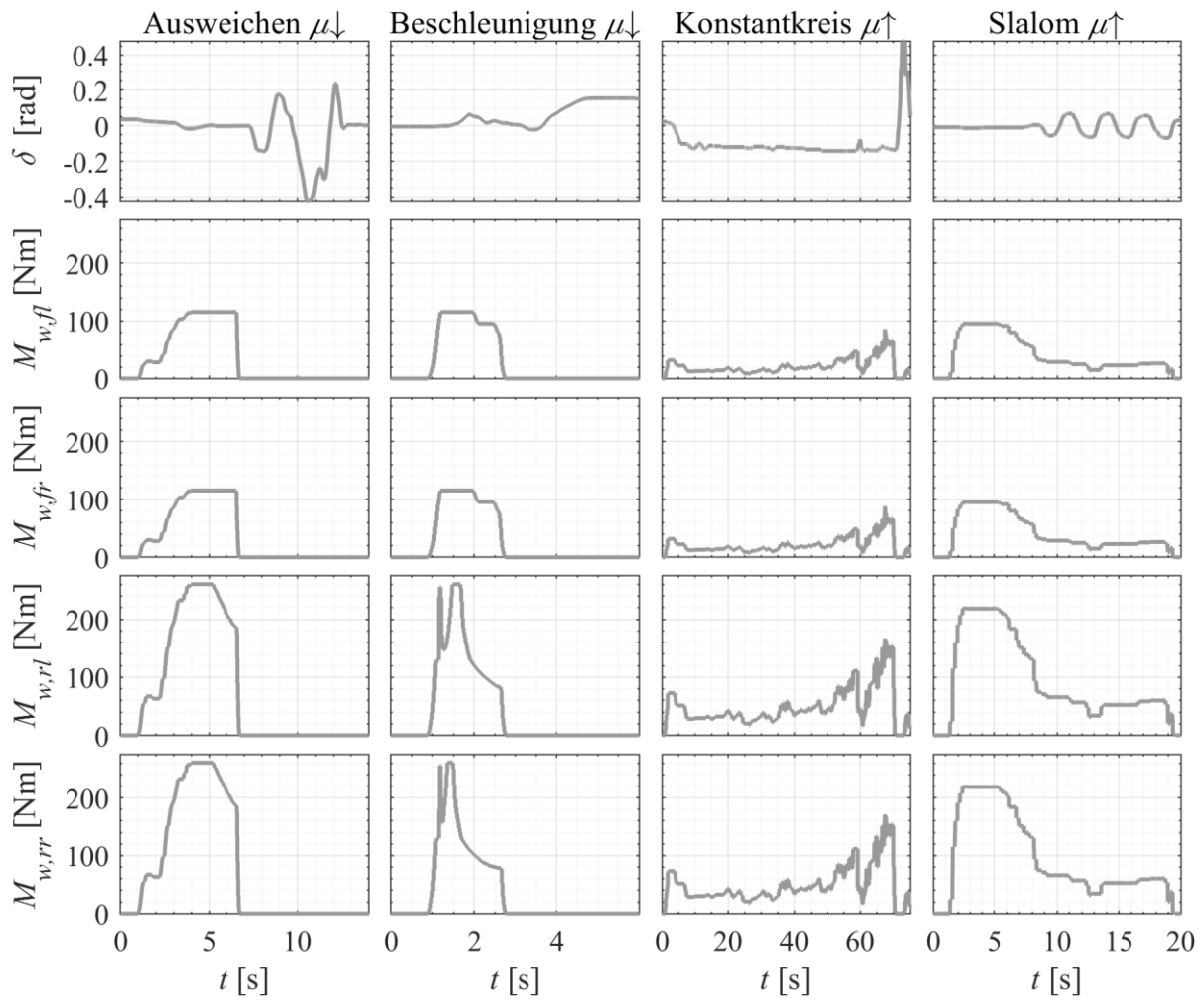


Abbildung D-3.2: Zeitlicher Verlauf der Ausgangsgrößen während des Realfahrversuchs zur Optimierung der Kovarianzmatrizen

Anhang D-4 Fahrmanöver zur Validierung

Abbildung D-4.1: Zeitlicher Verlauf der Eingangsgrößen u_k

Anhang E Reifenlängsschlupfregelung

Anhang E-1 Herleitung der Differentialgleichung für die Reifenschlupfdynamik

Durch Ableiten von Gleichung (3.25) ergibt sich mit (3.16) und (3.17) sowie $M_{B,i} = 0$ und $F_{R,i} = 0$

$$\begin{aligned}
 \dot{s}_{w,x,i} &= \frac{ds_{w,x,i}}{d\omega_{w,i}} \dot{\omega}_{w,i}, \quad i \in \{fl, fr, rl, rr\} \\
 \dot{s}_{w,x,i} &= \frac{d}{d\omega_{w,i}} \left(\frac{r_w \omega_{r,i} - v_{w,x,i}}{\max(|v_{w,r,i}|, |v_{w,x,i}|, v_{num})} \right) \dot{\omega}_{w,i} \\
 &= \left(\frac{r_w}{\max(|v_{w,r,i}|, |v_{w,x,i}|, v_{num})} \right. \\
 &\quad \left. - \frac{(r_w \omega_{r,i} - v_{w,x,i}) \frac{d}{d\omega_{w,i}} (\max(|v_{w,r,i}|, |v_{w,x,i}|, v_{num}))}{\max(|v_{w,r,i}|, |v_{w,x,i}|, v_{num})^2} \right) \dot{\omega}_{w,i} \\
 &= \frac{r_w}{J_w \max(|v_{w,r,i}|, |v_{w,x,i}|, v_{num})} \frac{1 - k \cdot s_{w,x,i}}{1} [M_{M,i} - r_w F_{w,x,i}]
 \end{aligned} \tag{E.E-1.1}$$

mit

$$\begin{aligned}
 F_{w,x,i} &= \operatorname{sgn}(s_{w,x,i}) \mu_{w,i}(s_{w,x,i}) F_{w,z,i} \\
 k &= \frac{\operatorname{sgn}[r_w \omega_{r,i} - \max(|v_{w,x,i}|, v_{num})] - 1}{2}.
 \end{aligned} \tag{E.E-1.2}$$

Anhang E-2 Stabilität des Regelkreises

Um die Stabilität des Reifenlängsschlupfregelkreises mit nichtlinearer Regelstrecke zu untersuchen können verschiedene Methoden, z.B. die Methoden von LJAPUNOV [23], angewendet werden. Da diese jedoch aufwendige analytische Berechnungen erfordern kann, wird hier die Regelstrecke um verschiedene Ruhelagen linearisiert und die lokale Stabilität in einer Umgebung dieser Arbeitspunkte anhand des linearisierten Systems untersucht. Das System aus (E.E-1.1) besitzt Ruhelagen $\dot{s}_{w,x,i,op} = 0$ im Betriebspunkt

$$M_{M,i,op} = r_w F_{w,x,i,op} = r_w \operatorname{sgn}(s_{w,x,i,op}) \mu_{w,i}(s_{w,x,i,op}) F_{w,z,i,op} \quad (\text{E.E-2.1})$$

und die Linearisierung des Systems entsprechend (A.A-1.25) ergibt

$$\begin{aligned} M_{M,i} &= M_{M,i,op} + \Delta M_{M,i} \\ s_{w,x,i} &= s_{w,x,i,op} + \Delta s_{w,x,i} \\ \dot{s}_{w,x,i} &= 0 + \Delta \dot{s}_{w,x,i} \\ \Delta \dot{s}_{w,x,i} &= \left. \frac{d\dot{s}_{w,x,i}}{ds_{w,x,i}} \right|_{s_{w,x,i}=s_{w,x,i,op}} \cdot \Delta s_{w,x,i} + \left. \frac{d\dot{s}_{w,x,i}}{dM_{M,i}} \right|_{s_{w,x,i}=s_{w,x,i,op}} \Delta M_{M,i} \\ \Delta \dot{s}_{w,x,i} &= -\frac{1}{\tau_{s,w,x,i}} \cdot \Delta s_{w,x,i} + \frac{K_{s,w,x,i}}{\tau_{s,w,x,i,i}} \Delta M_{M,i} \end{aligned} \quad (\text{E.E-2.2})$$

mit

$$\begin{aligned} \tau_{s,w,x,i} &= \frac{\max(|v_{w,r,i}|, |v_{w,x,i}|, v_{num}) J_w}{(1 - k \cdot s_{w,x,i}) r_w^2 \left. \frac{dF_{w,x,i}}{ds_{w,x,i}} \right|_{op}}, \quad K_{s,w,x,i} = \frac{1}{r_w \left. \frac{dF_{w,xxi}}{ds_{w,x,i}} \right|_{op}}, \\ \frac{dF_{w,x,i}}{ds_{w,x,i}} &= \frac{d \left[\frac{s_{w,x,i}}{|s_{w,x,i}|} \mu_{w,i}(s_{w,x,i}) \right]}{ds_{w,x,i}} F_{w,z,i} = [p_{t,1}(e^{-p_{t,2}|s_{w,x,i}|} p_{t,2}) - p_{t,3}] F_{w,z,i}. \end{aligned} \quad (\text{E.E-2.3})$$

Die Parameter der linearisierten Regelstrecke hängen von der Längsgeschwindigkeit $v_{w,x,i,op}$, dem Reifenlängsschlupf $s_{w,x,i,op}$ und der Radlast $F_{w,z,i,op}$ im Betriebspunkt ab. Aus der Längsgeschwindigkeit und dem Reifenlängsschlupf im Arbeitspunkt lässt sich die Raddrehzahl $\omega_{w,i,op}$ mit Gleichung (3.25) berechnen. Weiterhin haben die Parameter $p_{t,1..3}$ der Kraftschlussbeiwertkurve einen signifikanten Einfluss.

Aus (E.E-2.2) lässt sich mit der LAPLACE-Transformation [132] die linearisierte Übertragungsfunktion von der Änderung des Antriebsmoments auf die Änderung des Reifenlängsschlupfs um den Betriebspunkt

$$G_{\Delta s,w,x,i}(s) = \frac{\Delta s_{w,x,i}(s)}{\Delta M_{M,i}(s)} = \frac{K_{s,w,x,i}}{\tau_{s,w,x,i} s + 1} \quad (\text{E.E-2.4})$$

ermitteln. Der Sollwert $\pm s_{w,x,set,i}$ der Reifenlängsschlupfregelung ist konstant, weshalb an das Führungsverhalten des Regelkreises keine besonderen Anforderungen gestellt werden. Da bei aktiver Reifenlängsschlupfregelung jedoch die durch den Fahrer angeforderte Stellgröße u_{Dr} als Störgröße auf den Regelkreis wirkt, wird im Folgenden die Übertragungsfunktion auf den Regelfehler $e_{s,w,x,i}$ zur Auslegung verwendet. Diese ergibt sich entsprechend Abbildung 6.1 mit (E.E-2.4), $s_{w,x,i,B} = s_{w,x,set,i}$ und den Übertragungsfunktionen des $G_{PI}(s)$ des Reglers und $G_M(s)$ des geregelten Elektromotors zu

$$\begin{aligned} e_{s,w,x,i}(s) &= s_{w,x,set,i}(s) - s_{w,x,i}(s) \\ e_{s,w,x,i}(s) &= s_{w,x,set,i}(s) - \left(s_{w,x,i,B}(s) + \Delta s_{w,x,i}(s) \right) = -\Delta s_{w,x,i}(s) \\ e_{s,w,x,i}(s) &= -G_{\Delta s_{w,x,i}}(s) G_M(s) [\Delta u_{Dr} + G_{PI}(s) e_{s,w,x,i}(s)] \\ \frac{e_{s,w,x,i}(s)}{\Delta u_{Dr}} &= -\frac{G_{\Delta s_{w,x,i}}(s) G_M(s)}{1 + G_{\Delta s_{w,x,i}}(s) G_M(s) G_{PI}(s)} \end{aligned} \quad (\text{E.E-2.5})$$

mit

$$G_{PI}(s) = \frac{u(s)}{e(s)} = K_p + \frac{K_i}{s}, \quad G_M(s) = \frac{M_M(s)}{u(s)} = \frac{M_{M,max}}{\tau_M^2 s^2 + 2d_M \tau_M s + 1}. \quad (\text{E.E-2.6})$$

Es ergibt sich ein System vierter Ordnung der Form

$$G_d(s) = \frac{e_{s,w,x,i}(s)}{\Delta u_{Dr}} = -\frac{b_1 s}{1 + a_1 s + a_2 s^2 + a_3 s^3 + a_4 s^4} \quad (\text{E.E-2.7})$$

dessen Übergangsverhalten für eine sprungförmige Störung Δu_{Dr} im Folgenden näherungsweise mittels der in Abbildung E-2. dargestellten Kenngrößen beschrieben wird. Auf eine Analyse mittels des Pol-Nullstellen-Diagramms oder des BODE-Diagramms wird verzichtet, um den Umfang dieses Kapitels klein zu halten. Voraussetzung für einen stabilen Regelkreis ist, dass die komplexen Polstellen der Übertragungsfunktion $G_d(s)$ einen negativen Realteil aufweisen [132]. Zu diesem Zweck werden die Polstellen des geschlossenen Regelkreises für einen Bereich der Längsgeschwindigkeit von $v_{w,x,i,op} = 0,5 \dots 80$ km/h, des Reifenlängsschlupfs von $s_{w,x,i,op} = -0,9 \dots 0,9$ und der Radlast $F_{w,z,i,op} = [70\%, 100\%, 130\%] \cdot F_{z,i,stat}$ berechnet. Gleichzeitig werden die Parameter der Kraftschlussbeiwertkurve $p_{t,1} = [0,3, 1,2]$ und $p_{t,2} = [30, 50]$ variiert, wobei $p_{t,3}$ zur Vereinfachung konstant gehalten wird. Neben der Stabilität des Regelkreises über das gesamte Spektrum von Betriebspunkten ist das Führungsverhalten im Betriebspunkt $s_{w,x,i} = \pm s_{w,x,set,i}$ (vgl. (6.4)), also in der Umgebung des Sollwerts für die Reifenlängsschlupfregelung, von Bedeutung. Als Reglerverstärkungen werden $K_p = 5$ und $K_i = 100$ gewählt, womit sich für die untersuchten Betriebspunkte und die in Tabelle 4.2 gegebenen Modellparameter die in Tabelle aufgeführten Bereiche für die Kennwerte des Führungsverhaltens des geschlossenen Regelkreises ergeben. Weiterhin liegen damit für alle anderen Längsschlupf-Betriebspunkte sämtliche Polstellen in der linken Hälfte der komplexen Halbebene mit einem maximalen Realteil von $\Re(s) = -1$. Neben der analytischen Berechnung der Polstellen des Regelkreises wird im Rahmen von virtuellen Fahrversuchen in der Simulationsumgebung IPG

CarMaker das Führungsverhalten des Regelkreises für die ermittelten Reglerverstärkungen überprüft. Als Bewertungskriterium dienen dabei eine geringe Überschwingweite und eine kurze Ausregelzeit sowie ein möglichst geringes Überschwingen [133].

Tabelle E-2.1: Werte für die Kenngrößen des Führungsverhaltens des geschlossenen Regelkreises

Ausregelzeit	t_{Aus}	[ms]	127...253
Überschwingzeit	t_{ii}	[ms]	11...49
Überschwingweite	\ddot{u}	[%]	11,5...20,9

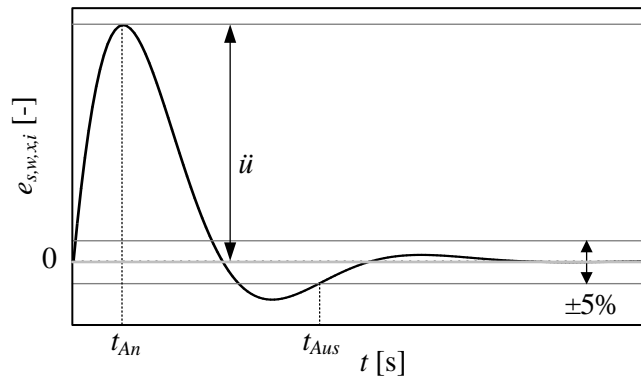


Abbildung E-2.1: Kenngrößen des Führungsverhaltens des geschlossenen Regelkreises [133]