

Reihe 12

Verkehrstechnik/
Fahrzeugtechnik

Nr. 809

M.Sc. Jakob Philipp Bechtloff,
Ludwigsburg

Schätzung des Schwimmwinkels und fahrdynamischer Parameter zur Verbesserung modellbasierter Fahrdynamikregelungen

Berichte aus dem

Institut für
Automatisierungstechnik
und Mechatronik
der TU Darmstadt



Schätzung des Schwimmwinkels und fahrdynamischer Parameter zur Verbesserung modellbasierter Fahrdynamikregelungen

Dem Fachbereich
Elektrotechnik und Informationstechnik
der Technischen Universität Darmstadt
zur Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
vorgelegte Dissertation

von

Jakob Philipp Bechtloff, M.Sc.

geboren am 12. März 1988 in Peine

Referent: Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Rolf Isermann
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Jürgen Adamy

Tag der Einreichung: 19. September 2017



D 17 · Darmstadt

Fortschritt-Berichte VDI

Reihe 12

Verkehrstechnik/
Fahrzeugtechnik

M.Sc. Jakob Philipp Bechtloff,
Ludwigsburg

Nr. 809

Schätzung des Schwimmwinkels und fahrdynamischer Parameter zur Verbesserung modellbasierter Fahrdynamikregelungen

Berichte aus dem

Institut für
Automatisierungstechnik
und Mechatronik
der TU Darmstadt



Bechtloff, Jakob Philipp

Schätzung des Schwimmwinkels und fahrdynamischer Parameter zur Verbesserung modellbasierter Fahrdynamikregelungen

Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr. 809. Düsseldorf: VDI Verlag 2018.

176 Seiten, 93 Bilder, 1 Tabelle.

ISBN 978-3-18-380912-7, ISSN 0178-9449,

€ 62,00/VDI-Mitgliederpreis € 55,80.

Für die Dokumentation: Nichtlineare Zustandsschätzung – Fahrzustandsschätzung – Fahrdynamikbeobachter – Unscented Kalman-Filter – Fahrdynamikmodelle – Sensorfusion – Schwimmwinkelschätzung – Reibwertschätzung – Schräglauftiefigkeiten – Fahrdynamikregelsysteme

Die vorliegende Arbeit wendet sich an Ingenieure und Wissenschaftler im Bereich der Fahrdynamikregelungen. Sie befasst sich mit der Entwicklung einer Methode zur Schätzung der nicht-messbaren Bewegungsgrößen Schwerpunktgeschwindigkeit und Schwimmwinkel. Dafür wird lediglich die Sensorik der Electronic Stability Control genutzt. Damit eine modellbasierte Steuerung oder ein Führungsmodell auf Veränderung des querdynamischen Fahrverhaltens reagieren kann, werden zusätzlich die fahrdynamisch wichtigsten Parameter, wie die Schräglauftiefigkeiten und der maximale Reibwert während des Fahrbetriebs geschätzt. Hierzu werden Fahrdynamikmodelle entwickelt, die alle erforderlichen Situationen, wie die Fahrt in der Steilkurve, Fahrten im physikalischen Grenzbereich auf Hoch- und Niedrigreibwert genau genug modellieren. Es wird gezeigt, warum ein Unscented Kalman-Filter im fahrdynamischen Grenzbereich durch die Berücksichtigung der Nichtlinearität der Achsquerkraftkennlinien den Schwimmwinkel robuster als der erweiterte Kalman-Filter schätzt.

Bibliographische Information der Deutschen Bibliothek

Die Deutsche Bibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliographische Daten sind im Internet unter www.dnb.de abrufbar.

Bibliographic information published by the Deutsche Bibliothek

(German National Library)

The Deutsche Bibliothek lists this publication in the Deutsche Nationalbibliographie (German National Bibliography); detailed bibliographic data is available via Internet at www.dnb.de.

Vorwort

Diese Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter bei Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Isermann am Institut für Regelungstechnik und Mechatronik der TU Darmstadt im Rahmen einer Forschungs Kooperation mit der Bosch Engineering GmbH.

Mein Dank gilt zuallererst Herrn Prof. Isermann für die wissenschaftliche Betreuung sowie den Freiraum, den er mir bei der Bearbeitung dieser Aufgabe ließ. Durch seine angenehme und gelassene Art ist er für mich auch menschlich ein Vorbild geworden.

Ich danke Herrn Prof. Adamy für die Übernahme des Korreferats und das Interesse an meiner Arbeit.

Danken möchte ich auch den Mitarbeitern der Bosch Engineering GmbH, die in vielen Gesprächen und Diskussionen anregende Impulse gaben und so wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit beitrugen. Vor allem möchte ich mich bei Dr. König bedanken. Er war der Initiator für die Forschungs Kooperation und konnte mich immer wieder motivieren und mit seinem fahrdynamischen Wissen unterstützen.

Ich möchte mich auch bei all meinen Kollegen am Institut für Automatisierungstechnik für das familiäre Arbeitsklima bedanken. Mit den Jahren sind echte Freundschaften entstanden. Für ihre Arbeit im Rahmen von Seminar- und Abschlussarbeiten möchte ich mich bei meinen ehemaligen Studenten bedanken. Herausheben möchte ich hier Sven Pospischil, dessen Arbeit ein Teil meiner Dissertation wurde. Ebenfalls möchte ich mich beim Team vom Sekretariat Ilse Brauer, Corinna Fischer und ganz besonders bei Brigitte Hoppe bedanken, die die Arbeit Korrektur gelesen hat.

Ein riesiger Dank gilt meinen Eltern, die es mir ermöglichten Maschinenbau und Mechatronik zu studieren. Allerdings schufen sie schon viel früher die Basis für diese Arbeit, indem sie mir große Freiräume ließen, meine Leidenschaft für die Geschwindigkeit und das Gefühl für den fahrdynamischen Grenzbereich von Kind an auszuleben. Mein Vater ließ sich im Laufe der Promotion auch von den Kalman-Filtern begeistern, sodass wir immer wieder anregende fachliche Diskussionen führen konnten. Meine Mutter gab mir den nötigen Halt und ermutigte mich, wenn meine Motivation auch mal nachließ.

Ludwigsburg, Januar 2018

Jakob Bechtloff

Inhaltsverzeichnis

Symbole und Abkürzungen	VIII
Kurzfassung	XIII
1 Einführung	1
1.1 Problemstellung	2
1.2 Zielsetzung und Stand der Technik	2
1.2.1 Übergrundgeschwindigkeit	2
1.2.2 Schwimmwinkel	4
1.2.3 Maximaler Reibwert	11
1.2.4 Schräglaufsteifigkeiten	14
1.2.5 Achsindividuelle maximale Reibwerte in Querrichtung	17
1.3 Konzeptbeschreibung und Gliederung der Arbeit	18
2 Modellbildung	21
2.1 Koordinatensysteme	21
2.2 Lagedarstellung	22
2.3 Reifen- und Achskraftmodelle	23
2.3.1 Reifenverhalten	24
2.3.2 Effektives Achsquerkraftmodell	25
2.3.3 Transientes Querkraftverhalten	29
2.3.4 Reifenlängskraftmodell	30
2.4 Starrkörperbewegung	31
2.4.1 Beispiel: Steilkurve	33
2.5 Zweispurmodell	34
2.6 Erweitertes Einspurmodell	40
2.7 Lineares Einspurmodell	41
2.8 Wankmodell	44
2.9 Zusammenfassung	45
3 Grundlagen der Zustandsschätzung	46
3.1 Erweitertes Kalman-Filter	47
3.2 Unscented Kalman-Filter	48
3.3 Vergleich des EKF mit dem UKF	50
4 Identifikation	53
4.1 Grundparameter	53
4.2 Referenzmesssystem	54

4.2.1	Aufbau	55
4.2.2	Ergebnisse	57
4.3	Wankmodell	58
4.4	Achsquerkraftmodelle	59
4.4.1	Vorgehen	59
4.4.2	Identifikation ohne Einfluss von Längsschlupf	63
4.4.3	Identifikation bei kombiniertem Schlupf	68
4.5	Achslängskraftmodelle	71
4.6	Validierung und Vergleich der Einspurfahrdynamikmodelle	72
4.6.1	Stationäres Verhalten	73
4.6.2	Bremsen in der Kurve	74
4.6.3	Dynamisches Verhalten	75
4.7	Zusammenfassung	75
5	Schätzung fahrdynamischer Zustände und Parameter	77
5.1	Aufbau der Kalman-Filter	77
5.2	Prädiktion	79
5.3	Korrektur	82
5.3.1	Einspurmodellvorderradgeschwindigkeit	83
5.3.2	Achslängskräfte	84
5.3.3	Achsquerkräfte	86
5.3.4	Schwimmwinkel für niedrige Geschwindigkeiten	88
5.4	Güte der Schätzung der Geschwindigkeit und der Fahrbahnsteigung	91
5.5	Güte der Schätzung des Schwimmwinkels und des Fahrbahnwinkels	95
5.6	Vergleich der Schwimmwinkelschätzung mit EKF und UKF	97
5.7	Zusammenfassung	100
6	Validierungsergebnisse für verschiedene Fahrmanöver	102
6.1	Geschwindigkeitsschätzung	102
6.2	Schwimmwinkel- und Reibwertschätzung	103
6.2.1	Stationäre Kreisfahrt	105
6.2.2	Doppelspurwechsel	105
6.2.3	Steilkurve	106
6.2.4	Handlingkurs	110
6.2.5	Driften	110
6.2.6	Niedrigreibwert	111
6.2.7	Zusammenfassung	115
6.3	Schätzung der Schräglauftiefigkeiten	120
6.3.1	Adaption von zufälligen Startwerten auf Winterbereifung	120
6.3.2	Adaption von Winter- auf Sommerbereifung	122
6.3.3	Vergleich mit dem EKF und modularer Parameterschätzung	123
6.4	Zusammenfassung	125

7	Adaptive modellbasierten Fahrdynamikregelung auf Basis der geschätzten Größen	127
7.1	Adaptive flachheitsbasierte Modellfolgesteuerung	127
7.1.1	Entwurf einer Steuerung für flache Systeme	128
7.1.2	Aufbau	129
7.1.3	Simulationsergebnisse	131
7.2	Schwimmwinkel- und Gierratenregelung durch Bremsingriffe	134
7.2.1	Aufbau der Gierraten- und Schwimmwinkelregelung	135
7.2.2	Simulationsergebnisse	138
7.3	Kombinierte Schwimmwinkel und Gierraten-Steuerung und Regelung	139
7.3.1	Performancesteigerung durch kombinierte Lenk- und Bremsingriffe	140
7.3.2	Virtueller Fahrversuch	141
7.4	Zusammenfassung	142
8	Zusammenfassung und Ausblick	143
9	Anhang	146
9.1	Definition der Flachheit	146
9.2	Übergang zur Geschwindigkeits-/ Schwimmwinkel-Darstellung des Zweispurmodells	146
9.3	Verwendete Zusatzsensorik	148
	Literaturverzeichnis	151
	Eigene Veröffentlichungen	159
	Betreute studentische Arbeiten	160

Symbole und Abkürzungen

Lateinische Symbole und Formelzeichen

Symbol	Beschreibung	Einheit
A	Systemmatrix	
A_X	Fahrzeugstirnfläche	
a	Beschleunigung	m/s^2
a_c	Zentripetalbeschleunigung	m/s^2
B	Eingangsmatrix	
B	Pacejka-Reifenmodell-Parameter für die Steigung	
b	mittlere Spurweite	m
b_f	Spurweite vorne	m
b_r	Spurweite hinten	m
b_S	Abstand Sensor - Schwerpunkt in Y-Richtung	m
C	Pacejka-Reifenmodell-Formparameter	
C_{Roll}	Parameter für die Wankmomentverteilung	
c_W	Luftwiderstandsbeiwert	
c_{s_X}	Schlupfstеifigkeit	N
$c_{s_X}^*$	auf die Radlast bezogene Schlupfstеifigkeit	
c_α	Schräglaufstеifigkeit	N/rad
D	Pacejka-Reifenmodell-Parameter für das Kraftmaximum	
D_{Roll}	Dämpfung des Wankmodells	$\text{rad}/(\text{m/s})$
E	Pacejka-Reifenmodell-Formparameter	
F	Kraft	N
F_T	Reifenkraft	N
F_R	Rollwiderstandskraft	N
g	Gravitationskonstante	m/s^2
H	Ausgangsmatrix	
h	Ausgangsfunktionsvektor	
h	Schwerpunkthöhe des Fahrzeugs	m
h_S	Höhe des Sensors	m
i_S	Lenkübersetzung	
J	Trägheitsmoment	kgm^2/rad
K	Kalman-Verstärkung	
K_{Roll}	Verstärkung des Wankmodells	$\text{rad}/(\text{m/s}^2)$
k_α	Quotient aus Querkraft und Schräglaufstеifigkeit	
l	Radstand	m

Symbol	Beschreibung	Einheit
l_r	Abstand Hinterachse - Fahrzeugschwerpunkt	m
l_f	Abstand Vorderachse - Fahrzeugschwerpunkt	m
l_s	Abstand Sensor - Schwerpunkt in X-Richtung	m
l_T	Einlauflänge	m
M	Drehmoment	Nm
M_D	Antriebsmoment	Nm
M_B	Bremsmoment	Nm
m	Gesamtfahrzeugmasse	kg
\mathbf{P}	Kovarianzmatrix des Schätzfehlers	
\mathbf{P}_{xy}	Kreuzkovarianzmatrix zwischen Schätzfehler und Ausgang	
\mathbf{P}_{zz}	Kovarianzmatrix der Messung	
\mathbf{p}	Parametervektor	
\mathbf{Q}	Kovarianzmatrix des Prozessrausches	
\mathbf{R}	Kovarianzmatrix des Messrausches	
R	Kurvenradius	m
r_{dyn}	dynamischer Reifenhalbmesser	m
s_Y	Querschlupf	
s_X	Längsschlupf	
s	resultierender Schlupf	
$s_{X,\text{crit}}$	kritischer Schlupf	
\mathbf{T}	Transformationsmatrix	
T_0	Abtastzeit	s
T_{Roll}	Zeitkonstante des Wankmodells	s
t	Zeit	s
\mathbf{u}	Eingangsvektor	
\mathbf{v}	Messrauschvektor	
v	Schwerpunktgeschwindigkeit	m/s
\mathbf{W}	Jacobimatrix des Prozessrauschens	
\mathbf{w}	Prozessrauschvektor	
\mathbf{X}	Sigma-Partikel	
\mathbf{x}	Zustandsvektor	
$\hat{\mathbf{x}}$	geschätzter Zustandsvektor	
x_E	laterale Position	m
\mathbf{Y}	Sigma-Partikel durch die Ausgangsfunktion transformiert	
\mathbf{y}	Systemausgang	
y_E	longitudinale Position	m
\mathbf{z}	Messvektor	

Griechische Symbole und Formelzeichen

Symbol	Beschreibung	Einheit
α	Schräglaufwinkel	rad
α_{crit}	Schräglaufwinkel bei dem die maximale Querkraft entsteht	rad
α_f	Schräglaufwinkel an der Vorderachse	rad
α_{ij}	Schräglaufwinkel	rad
α_r	Schräglaufwinkel an der Hinterachse	rad
β	Schwimmwinkel in Aufbau-Koordinaten (DIN-ISO-8855:2013-11 (2013) bezieht sich auf die Ebene)	rad
$\dot{\beta}$	Schwimmwinkelgeschwindigkeit in Aufbau-Koordinaten (DIN-ISO-8855:2013-11 (2013) bezieht sich auf die Ebene)	rad/s
δ_f	mittlerer Lenkwinkel an der Vorderachse	rad
δ_H	Lenkradwinkel	rad
δ_r	mittlerer Lenkwinkel an der Hinterachse	rad
θ	Parametervektor	
θ	Nickwinkel des Aufbaus relativ zur horizontalen Ebene	rad
θ_K	Nickwinkel des Aufbaus relativ zur Fahrbahnebene	rad
θ_T	Nickwinkel der Fahrbahnebene relativ zur horizontalen Ebene	rad
κ	Parameter des Achsquerkraftmodells zur Parametrierung des Längsschlupfeinflusses	
μ_{ij}	resultierender Kraftschlussbeiwert am Rad ij, $ij \in \{fl, fr, rl, rr\}$	
$\mu_{\text{max},i}$	maximaler Kraftschlussbeiwert an Achse i, $i \in \{f, r\}$	
ξ	Regressionsvektor	
ρ	Luftdichte	kg/m ³
σ	Standartabweichung	
φ	Wankwinkel des Aufbaus relativ zur horizontalen Ebene	rad
φ_K	Wankwinkel des Aufbaus relativ zur Fahrbahnebene	rad
φ_T	Wankwinkel der Fahrbahnebene relativ zur horizontalen Ebene	rad
Ψ	Vektor der Eulerwinkel	rad
ψ	Gierwinkel zum erdfesten Koordinatensystem	rad
$\dot{\psi}$	Gierrate in der Ebene	rad/s
$\ddot{\psi}$	Gierbeschleunigung in der Ebene	rad/s ²
ω_{ij}	Raddrehgeschwindigkeit	rad/s
ω_X	gemessene Winkelgeschwindigkeit um die Fahrzeuglängsachse (Wankrate)	rad/s
ω_Z	gemessene Winkelgeschwindigkeit um die Fahrzeughochachse (Gierrate)	rad/s
$\dot{\omega}_X$	gemessene Wankwinkelbeschleunigung	rad/s ²
$\dot{\omega}_Z$	Gierbeschleunigung um die Fahrzeughochachse	rad/s ²

Indizes

Indize	Beschreibung
Corr	Correxit
E	im erdfesten Koordinatensystem
f	an der Vorderachse
fl	Vorderachse links
fr	Vorderachse rechts
r	an der Hinterachse
rl	Hinterachse links
rr	Hinterachse rechts
S	im Sensorkoordinatensystem
V	im Fahrzeugkoordinatensystem
X	in X-Richtung im jeweiligen Koordinatensystem
Y	in Y-Richtung im jeweiligen Koordinatensystem
Z	in Z-Richtung im jeweiligen Koordinatensystem

Abkürzungen

Kürzel	vollständige Bezeichnung
ABS	Antiblockiersystem
ATP	Automotiv Testcenter Papenburg
CG	Center of Gravity (Schwerpunkt)
EG	Eigenlenkgradient
EKF	erweitertes Kalman-Filter
ESC	Electronic Stability Control
ESM	Einspurmodell
ESP	elektronisches Stabilisierungsprogramm
FDM	Fahrdynamikmodell
GPS	Global-Positioning-System
HA	Hinterachse
HK	Handlingkurs
IMU	Inertial-Measurement-Unit
KIN	kinematisches Modell
KF	Kalman-Filter
LS	Least-Square
max	maximal
min	minimal
NLB	nichtlinearer Beobachter
PT1	Verzögerungsglied 1. Ordnung
PT2	Verzögerungsglied zweiter Ordnung
PZB	Prüfzentrum Boxberg
RC	Rollcenter (Wankpol)
RLS	Recursive-Least-Square
STM	Single Track Model
rms	root mean square
SG	Schwimmwinkelgradient
SR	Sommerreifen
UKF	Unscented Kalman-Filter
WG	Wankwinkelgradient
WI	Wankindex
WR	Winterreifen
VA	Vorderachse
ZVF	Zustandsvariablenfilter
ZSM	Zweispurmodell

Kurzfassung

Ziel dieser Arbeit war die Entwicklung einer Methode zur Schätzung der wichtigsten Bewegungsgrößen Schwerpunktgeschwindigkeit und Schwimmwinkel, um diese einer Fahrdynamikregelung zur Verfügung zu stellen. Dazu sollte lediglich die Sensorik der Electronic Stability Control (ESC) genutzt werden. Damit eine modellbasierte Steuerung oder ein Führungsmodell auf Veränderung des querdynamischen Fahrverhaltens reagieren kann, sollten zusätzlich die fahrdynamisch wichtigsten Parameter, wie die Schräglaufsteifigkeiten und der maximale Reibwert während des Fahrbetriebs geschätzt werden.

Fahrdynamische Modelle wurden auf Basis der Starrkörperbewegung im Raum entwickelt, die alle erforderlichen Situationen, wie die Fahrt in der Steilkurve, Fahrten im physikalischen Grenzbereich auf Hoch- und Niedrigreißwert genau genug modellieren. Dabei wurde ein optimaler Kompromiss aus Komplexität und Genauigkeit gefunden.

Die fahrzeug- und reifenabhängigen Parameter dieser nichtlinearen Schlupf-Kraftmodelle wurden durch Fahrversuche und einer neu entwickelten Referenzsensorik-Konfiguration bestehend aus 6D-IMU, GPS und *Correxit*-Sensor identifiziert. Dabei wurden erstmals auch Manöver mit gleichzeitigem Längs- und Querschluß (Kurvenbremsungen) verwendet, um die Querkraftabschwächung in Abhängigkeit des Längsschlupfes zu parametrieren. Die Validierung mit einer Kurvenbremsung bei maximaler Querbeschleunigung zeigt die Leistungsfähigkeit des resultierenden Fahrdynamikmodells auf.

Die Schätzung der fahrdynamischen Zustände und Parameter mit ESC-Sensorik wurde auf Basis von erweiterten und Unscented Kalman-Filtern entwickelt. Die Prädiktion der Zustände erfolgte wie in der Luft- und Raumfahrt üblich mit einem kinematischen Modell, d.h. durch Integration der Längs- und Querbeschleunigungssignale, sowie der Gierrate. Die Korrektur dieser instabilen Integration erfolgte durch die Geschwindigkeiten der Vorderräder und mit den (aus Sensorgrößen geschätzten) Längs- und Querkraften der Vorder- und Hinterachse. Durch Berücksichtigung des maximalen Reibwerts in den Achslängs- und Querkraftmodellen wird dieser bei genügend Schlupf beobachtbar.

Es konnte gezeigt und erstmals begründet werden, warum der hier zur Zustandsschätzung eingesetzte Unscented Kalman-Filter im fahrdynamischen Grenzbereich durch die Berücksichtigung der Nichtlinearität den Schwimmwinkel robuster als der erweiterte Kalman-Filter schätzt.

Die Schwimmwinkelschätzung wurde mittels 355 unterschiedlicher, vom Autor selbst durchgeführter Testfahrten auf Fahrdynamikflächen, Steilkurven, Handlingkursen und auf Schnee validiert. Der Algorithmus lieferte auf ca. 1000 Testfahrt-Kilometern in allen erdenklichen fahrdynamisch relevanten Situationen robuste Ergebnisse. Im Mittel betrug der maximale Schwimmwinkelfehler während einer Testfahrt $2,7^\circ$. Der entwickelte Schwimmwinkelschätzer kann daher einen entscheidenden Beitrag bei der Weiterentwicklung des ESC leisten, indem insbesondere

kritische Situationen frühzeitig erkannt werden. Die Reibwertschätzung reagierte sehr schnell, so dass bereits bei ca. 80-85% der maximalen Querschleunigung der maximale Reibwert richtig eingeschätzt wurde. Die Schräglauftiefigkeiten konnten während einer Landstraßenfahrt mit mittleren Querschleunigungen robust geschätzt werden. Der Unterschied zwischen einer Winter- und Sommerbereifung wurde deutlich.

Um das Zusammenspiel des entwickelten Schätzalgorithmus mit einer Fahrdynamikregelung zu demonstrieren, wurde eine Modellfolgesteuerung einer aktiven Vorder- und Hinterachslenkung zur Verbesserung der Gierdynamik in einer *IPG-Carmaker*-Simulation implementiert. Durch die Rückführung des geschätzten Schwimmwinkels und einem einfachen P-Regler konnte das Fahrzeug durch Bremsengriffe auch bei einem langsam anwachsenden Schwimmwinkel frühzeitig stabilisiert werden, was durch eine Gierratenrückführung nicht möglich war.

1 Einführung

In der Automobilindustrie haben sich in den letzten Jahren zwei große Entwicklungsziele hervorgehoben: Die Reduktion der Schadstoffemissionen, sowie die weitere Verbesserung der Fahrsicherheit. In Europa wird die Messung der "real-driving emissions"(RDE) ab September 2017 eingeführt. Ziel ist es die Bewertung der Schadstoffemissionen vom Prüfstand auf die Straße zu verlagern. Zudem sollen die CO₂-Grenzwerte für die Fahrzeugflotten weiter abgesenkt werden, Bargende u. a. (2017).

Die Verbesserung der Fahrsicherheit und darüber hinaus ein deutlicher Komfortgewinn soll durch die (Teil-)Automatisierung der Fahrzeugführung stattfinden. Teilautomatisierte Fahrfunktionen, wie das selbstständige Spurhalten, das Einregeln des Abstandes zum vorausfahrenden Fahrzeug und das Fahrspurwechseln sind bereits in der aktuellen Mercedes S-Klasse verfügbar, Daimler (2017). Die S-Klasse war auch vor gut 20 Jahren Vorreiter bei dem Thema Fahrsicherheit: Das elektronische Stabilitätsprogramm (Electronic Stability Control, ESC) verhindert seit 1995 mittels Bremsengriffen Schleuderunfälle und ist seit November 2014 europaweit für alle Neuwagen Pflicht, Van Zanten (2006).

Um nicht nur die Fahrsicherheit, sondern allgemein die fahrdynamischen Leistungen eines Fahrzeugs weiter zu entwickeln, werden zusätzlich zu den Bremsengriffen z.B. auch aktive Hinterachslenkungen eingesetzt. Die Reaktion eines passiven Fahrzeugs ist stark geschwindigkeitsabhängig. Der Lenkaufwand ist bei niedriger Geschwindigkeit sehr groß und die Fahrzeugreaktion gut gedämpft. Bei hoher Geschwindigkeiten ist sie weniger stark gedämpft und der Lenkaufwand sehr gering, sodass das Fahrverhalten als „nervös“ beschrieben wird, Heißing und Ersoy (2008). Aktive Hinterachslenkung können diesen Zielkonflikt zwischen Agilität und Stabilität auflösen, Obermüller (2012). Weitere eingesetzte Aktoren zur Beeinflussung der fahrdynamischen Eigenschaften sind z.B. aktive Differentiale, Stabilisatoren, Dämpfer und Überlagerungslenkung an der Vorderachse. Z.B. lassen sich durch Bremsengriffe, aktives Differential und Zugriff auf die Motorsteuerung das Fahrverhalten bei maximaler Querbeschleunigung und die Gierdämpfung von Sportfahrzeugen gleichzeitig verbessern, König u. a. (2014).

Um die Vorteile der zusätzlichen Aktoren optimal nutzbar zu machen und den Applikationsprozess der Fahrdynamikregelung schlank zu halten, werden integrierte modellbasierte Ansätze notwendig. Informationsplattformen mit Sensorüberwachungen und Schätzalgorithmen berechnen aus Sensorgrößen Bewegungszustände und Parameter von Fahrdynamikmodellen, die sich nicht direkt messen lassen, und stellen sie der Fahrdynamikregelung zur Verfügung, Halbe (2008). Diese können sich dann optimal an die Fahrsituation anzupassen.

Es wird klar, dass aktive Systeme mit den entsprechenden intelligenten Regelungen zusätzliche Freiheitsgrade in der Fahrwerksentwicklung schaffen und eine zunehmende Entkopplung und gezielte Beeinflussung spezifischer Fahreigenschaften erlauben, sodass sie eine immer größere Rolle bei der zukünftigen KFZ-Entwicklung spielen, König u. a. (2014). Isermann (2006) spricht in diesem Zusammenhang vom „mechatronischen Kraftfahrzeug“ und hebt dabei das wichtige Zusam-

menspiel aus Aktorik, Mechanik, Sensorik und Informationsverarbeitung im Fahrwerksbereich hervor.

1.1 Problemstellung

Die vorliegende Arbeit entstand zum Teil im Rahmen des Kooperationsprojekts „Verbesserung einer modellbasierten Fahrdynamikregelung“ mit der Bosch Engineering GmbH (BEG). Ziel des Projekts war die Entwicklung eines Schätzalgorithmus, der die wichtigsten Bewegungsgrößen Schwerpunktgeschwindigkeit und Schwimmwinkel schätzt und einer modellbasierten Fahrdynamikregelung zur Verfügung stellt, um diese zu verbessern und neue Möglichkeiten zu schaffen. Dazu soll lediglich die vorhandene ESC-Sensorik zur Erfassung von Raddrehzahlen, Lenkradwinkel, Gierrate, Quer- und Längsbeschleunigung für eine Sensordatenfusion genutzt werden. Die drei Messgrößen Gierrate, Quer- und Längsbeschleunigung werden von einer inertialen Messeinheit (Inertial Measurement Unit, IMU) erfasst, siehe Anhang 9.3. Im Folgenden wird von einer 3D-IMU gesprochen. Damit eine flachheitsbasierte Steuerung oder ein Führungsmodell auf Veränderungen des querdynamischen Fahrverhaltens reagieren kann, sollen außerdem die fahrdynamisch wichtigsten Parameter, die Schräglaufsteifigkeiten und die maximalen Reibwerte in Quer- richtung an der Vorder- und Hinterachse, im Fahrbetrieb geschätzt werden. Eine besondere Herausforderung ist der Anspruch, dass insbesondere die Schätzung des Schwimmwinkels in allen erdenklichen Situationen robuste Ergebnisse liefern muss.

1.2 Zielsetzung und Stand der Technik

Die zu schätzenden Größen werden in den folgenden Unterpunkten noch einmal motiviert, die Anforderung an die Schätzgüte formuliert und der Stand der Technik bzgl. der jeweiligen Schätzgröße dargestellt. Methoden, die zusätzliche Sensoren im Vergleich zur typischen ESC-Sensorik verwenden, sollen hier nur bei sehr ähnlicher Sensorikkonfiguration genannt werden. Arbeiten, die zusätzlich GPS-Messgrößen (Global-Positioning-System) verwenden, sind z.B. Bevely u. a. (2000), Ryu (2004), Bevely und Cobb (2010) und Bauer (2015). In Reina u. a. (2008) wird eine kamerabasierte Schwimmwinkelschätzung entwickelt.

1.2.1 Übergrundgeschwindigkeit

Das Antiblockiersystem (ABS) verhindert bereits seit 1978 das Blockieren einzelner Räder und stellt so die Lenkbarkeit eines Fahrzeugs auch bei großem Schlupf und damit auch bei Vollbremsungen sicher. Die wichtigste Regelgröße ist dabei der Schlupf jedes Rades, der zwischen 5% und 20% stabil gehalten werden muss, um minimale Bremswege und eine ausreichende Lenkbarkeit zu erzielen, siehe Breuer und Bill (2012). Um den Schlupf aus der Raddrehzahl zu berechnen, muss die Übergrundgeschwindigkeit des Fahrzeugs geschätzt werden. Die Übergrundgeschwindigkeit soll daher unabhängig von den Antriebs- und Bremsschlupfregelsystemen funktionieren,

d.h. auch dann, wenn sich einige Räder in hohen Schlupfbereichen befinden, wie z.B. bei Vollbremsung oder Driftmanöver.

Die Querdynamik des Fahrzeugs ist zudem stark abhängig von der Geschwindigkeit, sodass die Fahrzeuggeschwindigkeit zur Parametrierung der meisten Fahrdynamikregelsysteme herangezogen werden muss.

Stand der Technik

Van Zanten (2006) stellt einen Geschwindigkeitsschätzer vor, der von der sogenannten Anpassungsphase profitiert. Dazu werden während einer ABS-Bremmung einzelne Räder kurz „unterbremsst“ und mit der Radwinkelgeschwindigkeit ω , dem dynamischen Reifenhalbmesser r_{dyn} , der Reifenlängssteifigkeit c_{sX} und der momentanen Reifenlängskraft F_{TX} die freirollende Radgeschwindigkeit

$$v_{T,\text{frei}} = \frac{\omega \cdot r_{\text{dyn}}}{(F_{TX}/c_{sX}) + 1} \quad (1.1)$$

berechnet. Über Gierrate, Lenkwinkel und Schwimmwinkel wird diese Geschwindigkeit in den Fahrzeugschwerpunkt transformiert. Diese „virtuelle“ Geschwindigkeit wird dann einem Kalman-Filter als Messgröße bereitgestellt. Der Kalman-Filter prädiziert die Längsgeschwindigkeit

$$\dot{v}_X \approx \frac{1}{m} \cdot [F_{TX,\text{fl}} + F_{TX,\text{fr}} + F_{TX,\text{rl}} + F_{TX,\text{rl}} - F_{\text{Air}} - \dot{v}_{X,\text{Offset}}], \quad \ddot{v}_{X,\text{Offset}} = 0, \quad (1.2)$$

durch Integration¹ der berechneten Reifenlängskräfte F_{TX} , den Luftwiderstand F_{Air} und einem Offset $\dot{v}_{X,\text{Offset}}$, der ebenfalls im Kalman-Filter als „Random-Walk“, siehe Grewal u. a. (2001), mitgeschätzt wird und eine langsam veränderliche Straßensteigung kompensieren kann. Über eine Fuzzy-Logik werden abhängig von der Raddrehbeschleunigung und dem Raddrehzahlvergleich aller vier Räder die einzelnen virtuellen Messungen gewichtet. Der Einfluss des Schwimmwinkels wird bei der Integration vernachlässigt.

Würtenberger (1997) nutzt ebenfalls einen Kalman-Filter zur Geschwindigkeitsschätzung. Eingänge zur Prädiktion der Geschwindigkeit (z.B. Längsbeschleunigung) werden nicht benutzt. Der Längsbeschleunigungssensor wird allerdings als Messgröße zur Korrektur im Kalman-Filter verwendet. Je nach Fahrsituation wird der Kalman-Filter regelbasiert, ähnlich wie in Van Zanten (2006), umparametriert. Eine Berücksichtigung eines linearen Schlupf-Kraft-Verhaltens erfolgt nicht. Der Schwimmwinkel wird ebenfalls nicht berücksichtigt. Daiss und Kiencke (1995), Schorn (2007) und Halbe (2008) verwenden ein sehr ähnliches Konzept. Ergebnisse werden jeweils bei ABS-Geradeausbremsungen auf Hochreihwert gezeigt.

Semmler (2006) berechnet parallel die Schwerpunktgeschwindigkeit aus den Raddrehzahlen durch Integration der Längsbeschleunigung und durch Integration der Summe der Brems- und Luftkräfte. Eine aufwändige Fuzzy-Logik, die zwischen vielen verschiedenen Situationen entscheidet, gewichtet dann die einzelnen Schätzungen. Die Fahrbahnsteigung wird bei frei rollenden Rädern

¹ in Van Zanten (2006) Extrapolation genannt

durch Ableiten der geschätzten Geschwindigkeit und Vergleich mit dem Längsbeschleunigungssensor geschätzt. Der Schätzer liefert gute Ergebnisse bei Vollbremsungen auf Schnee und Asphalt. Messungen bei größeren Schwimmwinkeln und Fahrbahnsteigungen werden nicht gezeigt.

Die angesprochenen Ansätze bedienen sich vieler heuristischer Zusatzfunktionen, um die Schätzung an die Fahrsituation anzupassen. Der Mehraufwand zur Parametrierung dieser Zusatzfunktionen soll durch einen stärker modellbasierten Ansatz vermieden werden.

1.2.2 Schwimmwinkel

Der Schwimmwinkel β beschreibt den Winkel zwischen der Fahrzeuglängsachse und dem Geschwindigkeitsvektor des Schwerpunktes mit der Länge v in der Ebene. Der Gierwinkel ψ ist der Winkel zwischen Fahrzeuglängsachse und dem erdfesten Koordinatensystem X_E, Y_E . Die Gierrate $\dot{\psi}$ beschreibt die Änderung des Gierwinkels und somit die Drehrate um die Fahrzeug-Hochachse, siehe Bild 1.1.

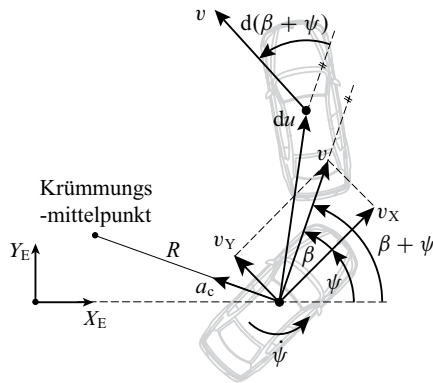


Bild 1.1: Darstellung von Schwimmwinkel β , Gierrate $\dot{\psi}$, Schwerpunkts- v , Längs- v_x und Quergeschwindigkeit v_y , Krümmungsradius R , Zentripetalbeschleunigung a_c , Gierwinkel ψ , Kurswinkel $\beta + \psi$ und Bogenlängenänderung du

Er lässt sich auch aus der Längs- und Quergeschwindigkeit zu

$$\beta = \arctan\left(\frac{v_y}{v_x}\right) \quad (1.3)$$

bestimmen. Die Differentialgleichung der Schwimmwinkeländerung lässt sich durch den Reziprokwert des Krümmungsradius R

$$\frac{1}{R} = \frac{d(\beta + \psi)}{du} \quad (1.4)$$

mit der Kurswinkeländerung $d(\beta + \psi)$ und der Bogenlängenänderung du , siehe Bild 1.1 nach Mitschke (2013), herleiten. Mit der Geschwindigkeit

$$v = \sqrt{v_X^2 + v_Y^2} = \frac{du}{dt} \quad (1.5)$$

lässt sich Gl. (1.4) in die Zentripetalbeschleunigung

$$a_c = \frac{v^2}{R} = v^2 \cdot \frac{\dot{\beta} + \dot{\psi}}{v} = v \cdot (\dot{\beta} + \dot{\psi}) \quad (1.6)$$

mit der Änderung des Gierwinkels $\dot{\psi}$ umformen und nach der Schwimmwinkeländerung

$$\dot{\beta} = \frac{a_c}{v} - \dot{\psi} \quad (1.7)$$

auffösen. Die detaillierte Modellbildung von Fahrdynamikmodellen ist in Kapitel 2 beschrieben. Die Grundgleichungen sollen hier nur zum weiteren Verständnis für den Stand der Technik der Schwimmwinkelschätzung dienen.

Neben der Gierrate $\dot{\psi}$ ist der Schwimmwinkel β ein wichtiger Zustand in Fahrdynamikmodellen zur Beschreibung der Horizontaldynamik und wird herangezogen, um die Schräglaufwinkel an der Vorder- und der Hinterachse zu berechnen und um zu beurteilen, ob sich das Fahrzeug in einem stabilen oder instabilen Zustand befindet, siehe Van Zanten (2006). Klier u. a. (2008) nutzt den geschätzten Schwimmwinkel für eine Schwimmwinkelregelung und kann gegenüber einer reinen Gierratenregelung Vorteile bei der Stabilisierung des Fahrzeugs während eines Doppelspurwechsels zeigen.

Für Versuchsfahrten wird üblicherweise ein Schwimmwinkelsensor (*Correvit*-Sensor) montiert, der auf der Erkennung von Texturverschiebungen mittels 2-phasigen optischen Gittersystemen basiert, siehe Anhang 9.3. Auch Systeme basierend auf der Fusion von Inertialmesstechnik mit (D)-GPS werden häufig bei Testfahrten eingesetzt, siehe GeneSys Elektronik GmbH (2015). Für ein Serienfahrzeug sind diese Messsysteme allerdings aufgrund sehr hoher Kosten nicht einsetzbar. In der Praxis werden daher bereits seit Einführung des ESC Methoden erforscht, wie der Schwimmwinkel nur aus der für das ESC benötigten Sensoren zu schätzen ist. Robuste Schätzungen des Schwimmwinkels nur mit der ESC-Sensorik in allen erdenklichen Situationen konnten allerdings bis heute nicht erzielt werden.

Eine besondere Herausforderung ist es, den Schwimmwinkel robust in allen Fahrsituationen, auf allen Fahrbahnbelägen und unter Einfluss von Parametervariationen des Fahrzeugs zu schätzen. Z.B. soll die Schätzung in der Lage sein, sich an niedrige maximale Reibwerte bis $\mu_{\max} = 0,25$ auf Schnee zu adaptieren, trotzdem sollen Steilkurvendurchfahrten mit Steilkurvenwinkeln bis $\varphi = 30^\circ$ nicht fälschlicherweise als ein langsames Übersteuern auf Niedrigreißwert interpretiert werden. Das Manöver wird durch einen Lastwechsel bei maximaler Querschleunigung eingeleitet. Der Schwimmwinkel wächst langsam an, das Fahrzeug übersteuert stark und wird instabil. Dabei unterscheidet sich die gemessene Gierrate kaum von der Gierrate, die man aufgrund des aktuellen Lenkwinkels (ohne gegen zu lenken) vermuten würde. Nach Van Zanten (2006) stellt daher das Erkennen des langsamen Übersteuerns auf Niedrigreißwert und Unterscheidung von einer Steilkurve eine besondere Schwierigkeit dar.

Stand der Technik

Die Methoden der Schwimmwinkelschätzung werden in drei Untergruppen eingeteilt

- Methoden mit einem Fahrdynamikmodell als Systemmodell,
- kinematische Methoden und
- datengetriebene Methoden ohne physikalisch motivierte Modelle.

Die einzelnen Veröffentlichungen werden nun detailliert erörtert und die Ergebnisse grafisch zugeordnet.

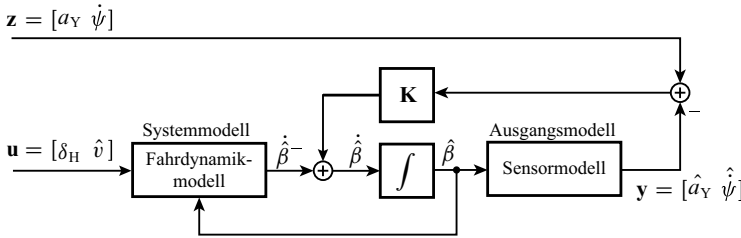


Bild 1.2: Signalflussplan eines Schwimmwinkelschätzers mit einem Fahrdynamikmodell als Systemmodell und einem Sensormodell als Ausgangsmodell

Schwimmwinkelschätzung mit einem Fahrdynamikmodell als Systemmodell: Bild 1.2 zeigt ein Beispiel eines Schwimmwinkelschätzers, der als Systemmodell ein semi-physikalisches Fahrdynamikmodell nach Gl. (1.7)

$$\dot{\hat{\beta}}^- = \frac{\hat{a}_c}{\hat{v}} - \dot{\hat{\psi}} \quad (1.8)$$

nutzt. Die prädiizierte geschätzte Schwimmwinkeländerung $\dot{\hat{\beta}}^-$ wird mittels der Rückführverstärkung \mathbf{K} und dem Ausgangsschätzfehler $\mathbf{e} = \mathbf{z} - \mathbf{y}$ zu der geschätzten korrigierten Schwimmwinkeländerung $\dot{\hat{\beta}}$. Für die Zentripetalbeschleunigung \hat{a}_c wird vereinfacht die „Modellquerbeschleunigung“

$$\hat{a}_c \approx \hat{a}_Y = \frac{F_{YT,f}(\delta_H, \hat{\beta}, \hat{\psi}, \hat{v}) + F_{YT,r}(\hat{\beta}, \hat{\psi}, \hat{v})}{m}, \quad (1.9)$$

verwendet, welche mit einem linearen oder nichtlinearen Modell der Querkraftkennlinien an der Vorderachse $F_{YT,f}$ und Hinterachse $F_{YT,r}$ in Abhängigkeit der geschätzten Zustände Schwimmwinkel $\hat{\beta}$, Gierrate $\hat{\psi}$ und Geschwindigkeit \hat{v} , sowie dem Eingang Lenkradwinkel δ_H berechnet wird. Die Größen Geschwindigkeit und Gierrate werden innerhalb des selben Filters geschätzt oder separat in eigenen Schätzalgorithmen. Um gute Ergebnisse zu erhalten, müssen die Querkraftkennlinien offline mittels Testfahrten identifiziert werden. Die Messgrößen des Beobachters

sind meistens die Querbesehleunigung und die Gierrate. Durch die Ruckföhrung des Ausgangsschätzfehlers $\mathbf{e} = \mathbf{z} - \mathbf{y}$ mit der Ruckföhrverstärkung \mathbf{K} soll bei einem Luenberger-Beobachter eine bestimmte Fehlerdynamik erfüllt werden, während beim Einsatz eines Kalman-Filters die quadratischen Zustandsschätzfehler minimiert werden. Bei Einsatz von diskreten Zustandsschätzern spricht man auch von der „Korrektur“ der prädizierten Zustände durch die Messung \mathbf{z} , siehe Grewal u. a. (2001).

Kiencke und Daiß (1997) schätzt die Zustände $\mathbf{x} = [v, \beta, \dot{\psi}]$ eines Zweispurmodells mit einem auf nichtlineare Systeme erweiterten Luenenberger-Beobachter. Es wird ein lineares Reifenmodell verwendet, welches bei steigenden Schräglaufwinkeln angepasst wird, um auch höhere Querbesehleunigungen zu modellieren. Als Eingangsgrößen $\mathbf{u} = [\mathbf{F}_{\text{XT}}, \delta_{\text{H}}]$ werden die Radlängskräfte und der Lenkwinkel genutzt. Die Korrektur der geschätzten Zustandsgrößen erfolgt mit einer separat geschätzten Geschwindigkeit auf Basis der Raddrehzahlen und der gemessenen Gierrate $\mathbf{z} = [\dot{v}, \dot{\psi}]$. Die Querbesehleunigung wird nicht verwendet. In Kiencke und Nielsen (2005) werden Ergebnisse während einer stationären Kreisfahrt, einem Slalom und einer Klothoide bis ca. 6 m/s^2 Querbesehleunigung gezeigt. Vietinghoff u. a. (2005) nutzt ein identisches Konzept, allerdings mit einem nichtlinearen Reifenmodell nach Hiemer u. a. (2004). Bauer (2015) verwendet ein sehr ähnliches Konzept, nutzt zur Korrektur der Schätzung aber auch das Querbesehleunigungssignal a_Y und GPS-Messungen. Validiert wird die Schätzung mit einem Doppelspurwechsel bis 6 m/s^2 .

Börner (2004) nutzt das Konzept von Kiencke und Daiß (1997) mit den Zuständen $\mathbf{x} = [v, \beta, \dot{\psi}]$ und Korrekturgrößen $\mathbf{z} = [\dot{v}, \dot{\psi}]$, adaptiert aber das lineare Reifenmodell mit der aktuell geschätzten Radquerkraft und den geschätzten Schräglaufwinkeln außerhalb des Filters, siehe Bild 1.8 in Abschnitt 1.2.4. Es wird allerdings keine Validierung mit Realdaten gezeigt. Schorn (2007) und Halbe (2008) verwenden dieses Konzept mit der Ruckföhrung des Schwimmwinkels, um die Schräglaufsteifigkeiten zu adaptieren. Schorn (2007) zeigt Vergleiche mit dem nichtlinearen Luenenberger-Beobachter und einem erweiterten Kalman-Filter (EKF) mit Realdaten während einer Wedelfahrt und Doppelspurwechsel bis ca. 7 m/s^2 . Stationäre Manöver werden nicht gezeigt. Durch die Ruckföhrung des geschätzten Schwimmwinkels und der Schätzung der Seitenkräfte auf Basis des Besehleunigungssensors können allerdings Erdbesehleunigungsanteile die Schwimmwinkelschätzung destabilisieren. Dies tritt vor allem bei stationären Manövern auf. Eine ausführliche Herleitung ist in Bechtloff (2013) zu finden.

Ray (1997) nutzt ein aufwändiges Zweispurmodell mit elastokinematischer Aufhängung und Raddrehdynamik. Sie schätzt mit einem EKF alle Radlängs- und Querkräfte. Eine Reibwertadaption erfolgt außerhalb des Filters und bedient sich offline der online geschätzten Schlüpfte und Kräfte. Validiert wird die Schwimmwinkelschätzung nur mit einem J-Turn¹.

¹ Manöver ähnlich eines Lenkwinkelsprungs, bei dem maximale Querbesehleunigung erreicht wird, siehe Forkenbrock u. a. (2003).

Baffet u. a. (2007) untersucht einen EKF mit unterschiedlichen Reifenmodellen, um den Schwimmwinkel zu schätzen. Unter den geschätzten Zuständen

$$\mathbf{x} = [v, \beta, \dot{\psi}, F_{YT,f}, F_{YT,r}, F_{XT,f}] \quad (1.10)$$

sind auch die Achsquer- und Längskräfte. Der Eingang besteht nur aus dem Lenkwinkel $\mathbf{u} = \delta_H$. Korrigiert wird mit einer separat geschätzten Geschwindigkeit, den Quer- und Längsbeschleunigungen und der Gierrate: $\mathbf{z} = [\hat{v}, a_Y, a_X, \dot{\psi}]$. Das Filter auf Basis eines erweiterten Einspurmodells mit Burckhardt-Reifenmodell mit dynamischem Kraftaufbau erreicht gute Resultate bei einer realen Stadtfahrt ($a_Y < 4 \text{ m/s}^2$), stationären Kreisfahrt ($a_Y < 2 \text{ m/s}^2$), Doppelspurwechseln und einem Slalom bei maximaler Querbeschleunigung. Eine separate Reibwert-Adaption wird nur in der Simulation gezeigt. Doumiati u. a. (2011) nutzen das Konzept von Baffet u. a. (2007) und erweitern es auf ein Zweispurmodell. Sie konzentrieren sich hauptsächlich auf die Schätzung genauer einzelner Reifenkräfte mit einem EKF und Unscented Kalman-Filter (UKF). Die Schwimmwinkelschätzung ist nur mit einer Kurve ($a_Y < 7 \text{ m/s}^2$) und sehr kleinen Schwimmwinkeln validiert.

Reif u. a. (2007) benutzt einen UKF und die Pacejka-Magic-Formula, siehe Pacejka (2012), in einem Zweispurmodell. Ergebnisse werden nur in der Simulation gezeigt.

Sentouh u. a. (2007) nutzt ebenfalls ein Zweispurmodell mit der Pacejka-Magic-Formula, um den Schwimmwinkel mit einem EKF zu schätzen. Korrigiert wird mit einer geschätzten Geschwindigkeit und der Gierrate. Der Steilkurvenwinkel wird anschließend mit einem PI-Unknown-Input-Observer² geschätzt.

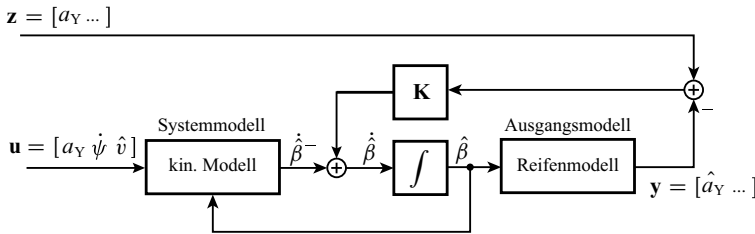


Bild 1.3: Signalfflussplan eines Schwimmwinkelschätzers mit einem kinematischen Modell als Systemmodell und einem Reifenmodell als Ausgangsmodell

Kinematische Methoden: Mit dem kinematischen Zusammenhang nach Gl. (1.7)

$$\dot{\hat{\beta}} \approx \frac{a_Y}{\hat{v}} - \dot{\psi} \Rightarrow \hat{\beta} \approx \int \left(\frac{a_Y}{\hat{v}} - \dot{\psi} \right) dt \quad (1.11)$$

und der Vereinfachung $a_Y \approx a_c$ wird der Schwimmwinkel durch Integration der gemessenen Querbeschleunigung a_Y und der Gierrate $\dot{\psi}$ bestimmt, siehe Bild 1.3. Ist eine 6D-IMU³ vorhanden, wird auch vom „Strapdown-Algorithmus“ gesprochen, siehe Wendel (2007). Darunter wird

²siehe Wojciechowski (1978)

³eine 6D-IMU misst drei Beschleunigungen und drei Drehraten

eine Rechenvorschrift verstanden, die angibt, wie mit körperfest gemessenen Beschleunigungen und Drehraten und des vergangenen Zeitschritts die Bewegungsgrößen zum aktuellen Zeitpunkt bestimmt werden. Angewendet mit einer reduzierten 3D-IMU ist diese Methode unabhängig von fahrdynamischen Parametern und ist auch dann sehr genau, wenn Offset-Fehler des Querbeschleunigungssensors gering sind und nur in der Ebene gefahren wird. In Kurven mit Querneigung mit dem Steilkurvenwinkel φ wird die Querbeschleunigung um den Erdbeschleunigungsanteil $g \sin \varphi$ überlagert und die Integration der Schwimmwinkeldifferentialgleichung wird sehr schnell instabil. Um dies zu verhindern, wird durch eine Beobachterstruktur der Schwimmwinkel mit modellierten Ausgangsgrößen wie z.B. der modellierten Querbeschleunigung auf Basis von Reifenmodellen korrigiert. D.h. fahrdynamische Parameter werden nicht im Systemmodell, sondern erst für die Korrektur des Strapdown-Algorithmus benötigt.

Farrelly und Wellstead (1996) nutzen nur eine geschätzte Übergrundgeschwindigkeit aus Raddrehzahlen, um die Integration der Längs- und Quergeschwindigkeit $\mathbf{x} = [v_x, v_y]$ zu korrigieren. Der Ansatz beschränkt sich auf Fahrten in der Ebene, da der geringe Zusammenhang aus Geschwindigkeitsmessung und Schwimmwinkel nicht ausreicht, um die Fehler der kinematischen Methode bei Steilkurven zu kompensieren.

Fukada (1999) schätzt Achsquerkräfte mit der Quer- und Gierbeschleunigung, bildet dann eine gewichtete Summe mit Achsquerkräften, die mit dem geschätzten Schwimmwinkel und einem Reifenmodell berechnet werden, und nutzt die resultierende Querbeschleunigung zur Integration des Schwimmwinkels. Der maximale Reibwert und der Steilkurvenwinkel werden durch den Vergleich der Gierrate mit einer Referenzgierrate geschätzt. Der Algorithmus wird mit einem Doppelspurwechsel und J-Turn auf Schnee gezeigt.

In dem Patent Suissa u. a. (1996) wird bereits vorgeschlagen, die Integration mit den modellierten Querbeschleunigung aus Gl. (1.9), berechnet mit einem gebrochen rationalen Reifenmodell und dem geschätzten Schwimmwinkel, zu stützen. Das Reifenmodell kann mit einem maximalen Reibwertfaktor auf Niedrigreißwert adaptiert werden. Der maximale Reibwert wird als Random-Walk modelliert. Um Steilkurven zu erkennen, wird davon ausgegangen, dass ein Drehratensensor in der Fahrzeuglängsachse vorhanden ist. Die Methode wird ohne Drehratensensor in der Fahrzeuglängsachse in Immsland u. a. (2007) getestet. Der Reibwert, der Steilkurvenwinkel φ und der Steigungswinkel θ werden statt Random-Walk als Gauss-Markov-Modelle 1. Ordnung modelliert, siehe Grewal u. a. (2001). Ergebnisse sowohl auf Hochreißwert, in der Steilkurve als auch auf Niedrigreißwert werden gezeigt. Gleichungen oder Details werden allerdings nicht preisgegeben. In Bechtloff u. a. (2016) wird das Konzept wieder aufgenommen. Wenn direkt mit den schwimmwinkel-abhängigen Raddrehzahlen der frei rollenden Vorderräder korrigiert wird, können Steilkurven besser von dem Manöver „langsam Eindreihen auf Niedrigreißwert“ unterschieden werden.

Immsland u. a. (2005) und Immsland u. a. (2006) nutzen die mit der Pacejka-Magic-Formula modellierten Achsquerkräfte $F_{Y,T,f/r}$, um die Integration der Sensorgrößen

$$\dot{\hat{\beta}} \approx \frac{a_Y}{\hat{v}} - \dot{\psi} - K_{\beta} \cdot \left(m \cdot a_Y - (F_{Y,T,f}(\delta_H, \hat{\beta}, \dot{\psi}, \hat{v}) + F_{Y,T,r}(\hat{\beta}, \dot{\psi}, \hat{v})) \right) \quad (1.12)$$

mit einem nichtlinearen Beobachter zu stabilisieren. Die Geschwindigkeit \hat{v} wird in einem separaten Beobachter geschätzt.

In Imsland u. a. (2007) wird diese Methode um die Schätzung eines Steilkurvenwinkels mit einem Unknown-Input-Observer und der Schätzung eines maximalen Reibwerts erweitert. Die Rückführverstärkungen des Beobachters werden ähnlich wie bei einem EKF mit der partiellen Ableitung der Ausgangsgröße nach dem jeweiligen Zustand skaliert. Die Geschwindigkeit und der Reibwert werden von modularen Beobachtern mit ähnlicher Methodik wie der Schwimmwinkel geschätzt.

Grip u. a. (2009) entwickelt den Ansatz nach Imsland u. a. (2007) weiter. Der Steilkurvenwinkel wird nun mit einem ähnlichen Ansatz wie der Schwimmwinkel geschätzt. Es wird genauer auf die Implementierung des Reibwert-Schätzers eingegangen. Das Einstellen einer einzelnen Rückführverstärkung scheint einfach. Die heuristisch gestaltete Reibwert- und Steilkurvenschätzung bedient sich unterschiedlicher Schwellen, die aufwendig einzustellen sind.

Die Validierung erfolgt mittels vieler realer Testfahrten eines Fahrzeugs mit Hinterradantrieb und beinhalten stationäre und dynamische Manöver mit Winter- und Sommerreifen. Auch Manöver mit Steilkurven bis $\varphi = 6^\circ$ und Niedrigreibwert auf Schnee versprechen gute Schätzergebnisse. Bei den Ergebnissen auf Niedrigreibwert fällt auf, dass, wenn der Schwimmwinkel langsam wächst (langames Übersteuern des Fahrzeug), der Schwimmwinkel stark unterschätzt wird. D.h. das Manöver wird nicht erkannt.

Klier u. a. (2008) nutzt eine 6D-IMU für den Strapdown-Algorithmus und schätzt so mittels eines EKF die Orientierung und Geschwindigkeit

$$\mathbf{x} = [v_x, v_y, \varphi, \theta] \quad (1.13)$$

des Fahrzeugs in der Ebene. Da der Wankwinkel φ bereits gut aus der Integration der Rollrate bestimmt wird, reicht die Korrektur mit einer aus Raddrehzahlen geschätzten Geschwindigkeit $z = \hat{v}_x$ und eine situationsabhängige Adaption der Kovarianzmatrix, um eine stabile Schätzung aller Größen aus Gl. (1.13) zu erhalten. Sehr gute Ergebnisse können für ein Drift-Manöver (bis 35° Schwimmwinkel), einer Steilkurvenfahrt (bis 27° Steilkurvenwinkel) und einem Doppelspurwechsel (bis 40° Schwimmwinkel) gezeigt werden. Reibwertabhängige Reifenmodelle sind aufgrund der sehr guten Schätzung des Steilkurvenwinkels mittels Rollratensensor nicht erforderlich.

Datengetriebene Methoden ohne physikalisch motivierte Modelle: Eine andere Gruppe von Methoden zur Schwimmwinkelschätzung, die nicht auf fahrdynamische Parameter angewiesen sind, nutzt „Black-Box-Regression“-Modelle, siehe Milanese u. a. (2015). Nach dem Training von z.B. neuronalen Netzen mit einem gemessenen Schwimmwinkel und der ESC-Sensorik und ihren Ableitungen als Eingangsgrößen wird es möglich den Schwimmwinkel

$$\hat{\beta} = f_{\text{BlackBox}}(\mathbf{u}, \dot{\mathbf{u}}, \dots, \mathbf{u}^n) \quad (1.14)$$

mit den Eingangsdaten

$$\mathbf{u} = [\delta_f, \dot{\psi}, a_x, a_y, \omega]. \quad (1.15)$$

zu schätzen. Dabei werden die Eingangsdaten dazu benutzt, um fahrdynamische Effekte mit der Schwimmwinkelschätzung zu verbinden. Diese Methode liefert eine hohe Schätzgüte im trainierten Bereich. Wenn dieser Bereich allerdings verlassen wird, sind keine plausiblen Schätzergebnisse mehr zu erwarten, siehe Eckart (2016). Das bedeutet auch, dass wenn sich das Fahrverhalten durch Verschleiß verändert, dieser Bereich verlassen werden kann. Zudem müssen für eine neue Fahrzeugvariante neue Trainingsdaten in jedem erdenklich Arbeitspunkt erstellt werden, was zu einem großen Zeit- und somit Kostennachteil führt.

Mischformen aus physikalisch motivierten Modellierungen und datengetriebenen Methoden sind ebenfalls denkbar. Halfmann und Holzmann (2003) sprechen von einer hybriden Modellbildung und zeigen, wie Teilsysteme des physikalischen Modells durch neuronale Netze ersetzt werden können.

Zusammenfassung: Bild 1.6 ordnet einige Methoden zur Schwimmwinkelschätzung ohne Anspruch auf Vollständigkeit nach validierten Testmanövern und ihrem Aufbau nach ein. Ähnlich wie die Einteilung von Fahrdynamikregelung in modulare Konzepte (friedliche Koexistenz, Krimmel u. a. (2006)) sollen in Bild 1.6 die Methoden in modulare Schätzer, die pro Schätzgröße einen modularen Schätzer verwenden, und in integrierte Schätzalgorithmen unterteilt werden, siehe Bild 1.7. Integrierte Lösungen (meist mit Kalman-Filtern umgesetzt) schätzen alle Zustände in einem Filter und profitieren von der korrekten Berücksichtigung der Auswirkung eines Schätzfehlers eines Zustands auf den Schätzfehler eines anderen Zustands. In der Kalman-Filter-Theorie spricht man in diesem Zusammenhang von der Kovarianz der geschätzten Zustände. Auffällig ist, dass modulare Konzepte nur für viele Manöver funktionieren, wenn eine Vielzahl von Heuristiken implementiert werden.

Der Anspruch dieser Arbeit ist es, alle Manöver abzudecken, trotzdem einfach zu parametrierende Modelle zu verwenden und dabei schwierig zu applizierende Heuristiken zu vermeiden. Damit platziert sich diese Arbeit am rechten oberen Rand von Bild 1.6.

1.2.3 Maximaler Reibwert

Der maximale Reibwert in Querrichtung des als Punktmasse vereinfachten Fahrzeugs kann z.B. für Glatteis bis zu griffigen Asphalt mit straßenzugelassenen Hochleistungsreifen zwischen 0,15 bis 1,5 variieren. Trotz dieser großen Spannweite des maximalen Reibwerts sollen Fahrdynamikregelungen auch auf schneebedeckter Fahrbahn eine Verbesserung des Fahrverhaltens erzielen. Um diesen Ansprüchen gerecht zu werden, wird zum einen ein zuverlässiger Reibwert-Schätzer und zum anderen eine Applikation der Fahrdynamikregelung auf den geschätzten maximalen Reibwert benötigt. Weber (2005) untersucht das Verbesserungspotenzial von Stabilisierungssystemen durch eine Reibwertsensorik und kommt zu dem Schluss, dass durch einen bekannten maximalen Reibwert signifikante Verbesserungen von Längs- und Querdynamikregelungen möglich sind.

Die Adaption des maximalen Reibwerts sollte gerade für Reibwertsprünge hin zu niedrigen Reibwerten möglichst schnell sein, wenn sich mindestens ein Rad nahe der Kraftschlussgrenze befindet.

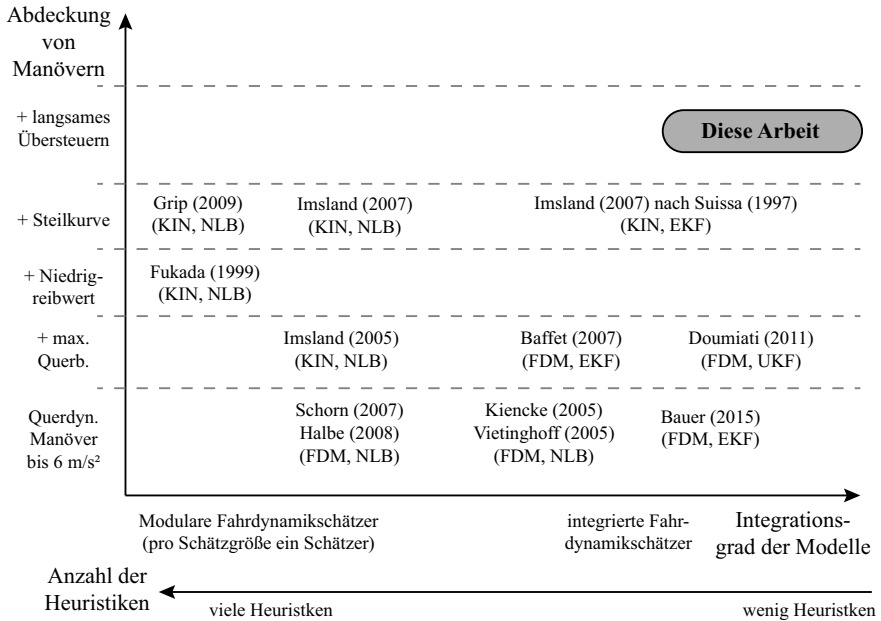


Bild 1.4: Einteilung von Schwimmwinkelschätzalgorithmen nach Integrität und Abdeckung nach validierten Manövern; Prozessmodell mit kinematischen Modell (KIN), Prozessmodell mit Fahrdynamikmodell (FDM), Schätzmethode mit nichtlinearem Beobachter (NLB), Schätzmethode mit erweiterten oder Unscented-Kalman-Filter (EKF/UKF)

Bild 1.5: Einteilung von Schwimmwinkelschätzalgorithmen nach Integrität und Abdeckung nach validierten Manövern; Prozessmodell mit kinematischen Modell (KIN), Prozessmodell mit Fahrdynamikmodell (FDM), Schätzmethode mit nichtlinearem Beobachter (NLB), Schätzmethode mit erweiterten oder Unscented-Kalman-Filter (EKF/UKF)

Bild 1.6: Einteilung von Schwimmwinkelschätzalgorithmen nach Integrität und Abdeckung nach validierten Manövern; Prozessmodell mit kinematischen Modell (KIN), Prozessmodell mit Fahrdynamikmodell (FDM), Schätzmethode mit nichtlinearem Beobachter (NLB), Schätzmethode mit erweiterten oder Unscented-Kalman-Filter (EKF/UKF)

Bei fehlender Anregung soll der Reibwert in Richtung Hochreibwert eingestellt werden, um im Zweifel die Fahrdynamikregelung auf die Hochreibwert-Applikation zu parametrieren.

Stand der Technik

Die Güte von Verfahren zur Schwimmwinkelschätzung, die auf nichtlinearen Reifenmodellen basieren, sind vom aktuellen maximalen Reibwert stark abhängig. Daher werden in Imssland u. a.

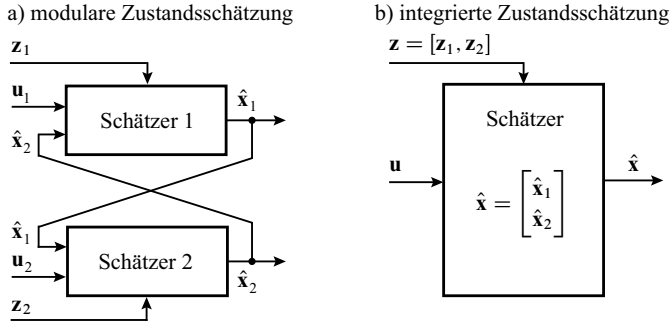


Bild 1.7: Vergleich von modularer a) und integrierter Zustandsschätzung b)

(2007) basierend auf Suissa u. a. (1996) und in Bechtloff u. a. (2016) der maximale Reibwert direkt neben den Bewegungsgrößen

$$\mathbf{x} = [\dots, \mu_{\max}] \quad (1.16)$$

in einem EKF geschätzt.

In Ray (1997), Grip u. a. (2006), Imsland u. a. (2007), Grip u. a. (2009) wird der maximale Reibwert separat geschätzt.

Grip u. a. (2009) korrigiert den maximalen Reibwert durch die Rückführung der Differenz gemessener a_Y und geschätzter Querbeschleunigung $a_Y(\hat{\mathbf{x}}, \mathbf{u})$ mit der Pacejka-Magic-Formel

$$\dot{\mu}_{\max} = K_{\mu}(\hat{\mathbf{x}}, \mathbf{u}) (a_Y - a_Y(\hat{\mathbf{x}}, \mathbf{u})) \quad (1.17)$$

Die Beobacherverstärkung $K_{\mu}(\hat{\mathbf{x}}, \mathbf{u})$ ist dabei abhängig vom aktuell geschätzten Schwimmwinkel. Der Reibwert wird nur bei Erfüllung mehrerer Bedingungen adaptiert. Die Gierrate muss z.B. groß genug sein, die Schwimmwinkelgeschwindigkeit muss eine Grenze überschreiten oder ESC-Eingriffe müssen bemerkt werden. Wird der maximale Reibwert gerade nicht angepasst, wird er gegen einen Standardwert mit einer Zeitkonstante gefiltert. Es wird allerdings aufgezeigt, dass die Reibwertadaption bei stationären Manövern nicht gut funktioniert, da die Adaptionsschwellen oft nicht erreicht werden. Besonders auf Niedrigreibwert führt dies zu Problemen, da der Schwimmwinkel stark unterschätzt wird, wenn der Reibwert wegen mangelnder Anregung nicht schnell genug adaptiert wird. Ein Kompromiss bei der Applikation der Schwellen ist nicht zu umgehen.

Villagra u. a. (2011) schätzt den maximalen Reibwert, indem die aktuelle Steigung der Längsreibwertkennlinie

$$\frac{d\mu_X}{ds_X} = \frac{d\mu_X}{dt} \frac{dt}{ds_X} = \frac{\dot{\mu}_X}{s_X} \quad (1.18)$$

durch Differenzieren von Längsschlupf s_X und Längsreibwert

$$\mu_X = F_{TX} / F_Z \quad (1.19)$$

ausgewertet wird. Ist die Steigung kleiner als eine Schwelle, wird der maximale Reibwert gleich dem aktuellen Reibwert gesetzt. Es werden Ergebnisse mit Realdaten während einer Bremsung auf Hochreibwert gezeigt.

Lee u. a. (2004) schätzt die aktuelle auf die Radlast normierte Schlupfsteifigkeit $c_{sx}^* = c_{sx}/F_Z$ und schließt so auf den maximalen Reibwert in Längsrichtung, lange bevor dieser erreicht wird. Messungen auf nassem Asphalt ergeben z.B. normierte Schlupfsteifigkeiten von $c_{sx}^* = 40$ im Vergleich zu $c_{sx}^* = 52$ bei trockenem Asphalt. D.h., auch bei geringer Anregung in Längsrichtung könnte eine Aussage über den maximalen Reibwert in Querrichtung getroffen werden.

1.2.4 Schräglaufsteifigkeiten

Das ESC vergleicht die gemessene Gierrate mit einer simulierten Gierrate eines linearen Einspurmodells. Bei größeren Abweichungen wird davon ausgegangen, dass sich das Fahrzeug nicht mehr wie das lineare Modell verhält. Dementsprechend werden Bremseingriffe zur Stabilisierung erzeugt, Van Zanten (2006). Die simulierte Modellgierrate hängt stark von den verwendeten Schräglaufsteifigkeiten ab. Ändern sich die Schräglaufsteifigkeiten des echten Fahrzeugs, z.B. durch ein anderes Reifenfabrikat, Verschleiß oder Reifenluftdruckabfall, können die Abweichungen der Gierrate bereits in nicht kritischen Fahrsituationen so groß werden, dass es zu Fehleingriffen kommt, Van Zanten (2006). Um diese Fehleingriffe zu vermeiden, müssen die aktuellen Schräglaufsteifigkeiten im normalen Fahrbetrieb geschätzt werden, siehe Chen u. a. (2013).

Unterschiedliche Bereifungen sollen nach einiger Zeit „erkannt“ werden. Steifigkeitsänderungen, die mit kleinen Massenänderungen einhergehen, werden als weniger kritisch eingestuft, da sich die relative Steifigkeit

$$c_\alpha/F_Z \approx \text{const.} \quad (1.20)$$

bezogen auf die Normalkraft F_Z bei geringen Massenänderungen kaum ändert.

Stand der Technik

Die Online-Schätzung von Schräglaufsteifigkeiten kann in drei Kategorien unterteilt werden:

- direkte Adaption mit geschätzten Schwimmwinkel,
- indirekte Adaption durch parallele Zustands- und Parameterschätzung und
- indirekte Adaption unter speziellen Annahmen.

Direkte Adaption mit geschätztem Schwimmwinkel: Börner (2004), Schorn (2007) und Halbe (2008) schätzen die adaptiven Schräglaufsteifigkeiten

$$k_{\alpha, f/r} = \hat{F}_{Y, f/r}(\tilde{\psi}, a_Y)/\hat{\alpha}_{f/r}(\hat{\beta}) \quad (1.21)$$

direkt mit dem geschätzten Schräglaufwinkel $\hat{\alpha}(\hat{\beta})$ aus der Schwimmwinkelschätzung, der geschätzten Achsquerkraft $\hat{F}_{Y,T,f/r}$ aus Sensorgrößen und einem RLS-Verfahren. Bild 1.9 zeigt den Aufbau der Methode. Der Ansatz funktioniert für dynamische Manöver gut, für stationäre Manöver kann die Schätzung des Schwimmwinkels und damit der Schräglaufsteifigkeiten allerdings divergieren, siehe Bechtloff (2013). Auch im nichtlinearen Bereich des Querkraft-Schräglauf-Verhaltens wird k_α so angepasst, dass auch Manöver mit großen Schräglaufwinkeln beschreiben zu können, siehe Bild 1.8. In dieser Arbeit ist mit einer adaptiven Schräglaufsteifigkeit allerdings immer die Schräglaufsteifigkeit im Ursprung gemeint, da sich diese nur langsam über Verschleiß oder in engeren Grenzen bei einem Reifenwechsel ändert.

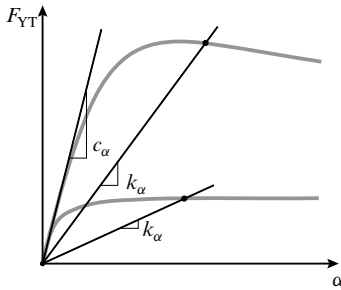


Bild 1.8: Definition von der Schräglaufsteifigkeit im Ursprung c_α und adaptiver Schräglaufsteifigkeit k_α nach Börner (2004)

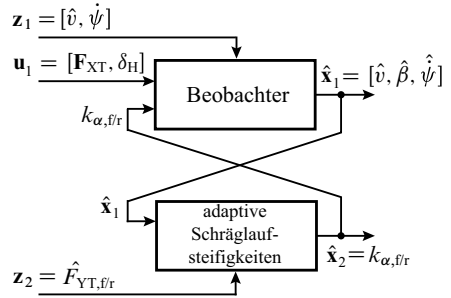


Bild 1.9: Adaption der Schräglaufsteifigkeiten eines Einspurmodells $k_{\alpha,f/r}$ auf Basis der geschätzten Zustände und der geschätzten Radquerkräfte $F_{Y,T,f/r}$

Sienel (1997) umgeht das Problem des unbekannten Schwimmwinkels, indem er auf die zeitliche Ableitungen von Messgrößen zurückgreift, um die Schräglaufsteifigkeit

$$c_\alpha = \frac{dF_Y}{d\alpha} = \frac{dF_Y}{dt} \cdot \frac{dt}{d\alpha} = \frac{\dot{F}_Y(\ddot{\psi}, \dot{\alpha}_Y)}{\dot{\alpha}(\ddot{\psi}, \dot{\delta}_f)} \quad (1.22)$$

zu berechnen. Problematisch sind allerdings die zweifachen Ableitungen der Gierrate. In Sienel (1997) wird dies vermieden, indem die Querbeschleunigung nicht im Fahrzeugschwerpunkt, sondern an der Vorderachse gemessen wird.

Indirekte Adaption durch parallele Zustands- und Parameterschätzung: Best u. a. (2000) nehmen die Schräglaufsteifigkeiten in den Zustandsvektor $\mathbf{x} = [v, \beta, c_{\alpha,f}, c_{\alpha,r}]$ eines EKF auf und schätzen diese zusammen mit den Zuständen eines linearen Einspurmodells. Ergebnisse werden nur in der Simulation gezeigt.

Baffet u. a. (2009) schätzt mit einem EKF erst die Achslängs- und Querkräfte und korrigiert damit einen Schwimmwinkelschätzer basierend auf einem Einspurmodell und einem linearen Reifenmodell, bei dem die Schräglaufsteifigkeiten als Random-Walk im Zustandsvektor mitgeschätzt werden. Validiert wird der Schätzer mit Slalom- und Kreisfahrten.

Bechtloff u. a. (2015) und Bechtloff u. a. (2016) modellieren die Schräglaufsteifigkeiten ebenfalls als Random-Walk und nehmen sie ebenfalls in den Zustandsvektor mit auf. Der Schätzer basiert auf einem EKF mit einem erweiterten Einspurmodell und Pacejka-Reifenmodell. Die Steifigkeiten werden erfolgreich bei einem Slalom-Manöver mit maximaler Querbeschleunigung geschätzt. Auch bei geringen Anregungen auf der Landstraße konvergieren die Steifigkeiten nach ca. 8 Minuten Testfahrt. Bechtloff u. a. (2015) merkt an, dass die Steifigkeiten nur durch eine gewisse dynamische Anregung identifiziert werden können, da sich die Gier- und Querbeschleunigungsverstärkung bei geringen Frequenzen und Schräglaufsteifigkeiten, die den gleichen Eigenlenkgradient bilden, nicht unterscheiden.

Indirekte Adaption unter speziellen Annahmen: Wesemeier (2011) schätzt während stationären Manövern den Eigenlenkgradient EG mittels der aktuellen Giervverstärkung auf Basis des linearen Einspurmodells mit einem RLS. Über die Annahme, dass sich die Schräglaufsteifigkeiten über einen gemeinsamen Faktor κ und den Basis-Schräglaufsteifigkeiten $c_{\alpha,f/r0}$ adaptieren lassen, kann der Faktor

$$\kappa = \frac{EG_0}{EG} \Rightarrow c_{\alpha,f} = c_{\alpha,r0} \cdot \frac{EG_0}{EG} \Rightarrow c_{\alpha,r} = c_{\alpha,r0} \cdot \frac{EG_0}{EG} \quad (1.23)$$

mit der aktuellen Eigenlenkgradient EG und einem Basis-Eigenlenkgradient EG_0 geschätzt werden. Die Methode setzt voraus, dass sich das Verhältnis der Schräglaufsteifigkeiten $c_{\alpha,f}/c_{\alpha,r}$ nicht verändert. Zudem darf der aktuelle Eigenlenkgradient nicht null werden. Sierra u. a. (2006) verwendet eine ähnliche Methode, bei der das Verhältnis der Schräglaufsteifigkeiten konstant bleiben muss. Beide Annahmen haben in der Praxis gezeigt, dass die Methode nur sehr eingeschränkt verwendet werden kann, siehe Bechtloff (2013).

Das Patent Chen u. a. (2013) schlägt zur Vermeidung von Fehleingriffen des ESC vor, lediglich die hintere Schräglaufsteifigkeit

$$c_{\alpha,r} = \frac{m \cdot l_f \cdot \frac{a_Y - J_Z \cdot \ddot{\psi}}{v \cdot \dot{\psi}}}{\frac{l^2}{v^2} - \frac{l \cdot \delta_f}{v \cdot \dot{\psi}} + \frac{m \cdot l_f \cdot a_Y}{c_{\alpha,r} \cdot v \cdot \dot{\psi}} + \frac{J_Z \cdot \ddot{\psi}}{c_{\alpha,r} \cdot v \cdot \dot{\psi}}} \quad (1.24)$$

durch Umformen der Einspurmodell-Differentialgleichungen zu schätzen. Alle anderen Parameter des linearen Einspurmodells werden als konstant angenommen. Es wird sogar zwischen einer Steifigkeit für Rechts- und für Linkskurven unterschieden, um asymmetrische Fahreigenschaften zu berücksichtigen.

Würtenberger (1997) minimiert mit einem Simplex-Downhill-Algorithmus den Ausgangsfehler (Querbeschleunigung und Gierrate) des linearen Einspurmodells

$$J = \sum (a_Y - a_{Y,ESM})^2 + (\dot{\psi} - \dot{\psi}_{ESM})^2, \quad (1.25)$$

um die Schräglaufsteifigkeiten nach dynamisch angeregten Testfahrten zu identifizieren. Dadurch, dass erst eine Reihe von geeigneten Testfahrtsequenzen gesammelt werden muss, braucht die Methode mehr Speicherplatz und ist daher nicht direkt als Online-Schätzalgorithmus einsetzbar.

1.2.5 Achsindividuelle maximale Reibwerte in Querrichtung

Die Differenz der maximalen Reibwerte der Vorder- und Hinterachse $\mu_{Y,\max,f} - \mu_{Y,\max,r}$ bestimmen das Fahrverhalten im Grenzbereich. Serienmäßig ist die Vorderachse immer schwächer (z.B. $\mu_{Y,\max,f} = 0.9$ und $\mu_{Y,\max,r} = 1.0$) als die Hinterachse ausgelegt, um ein untersteuerndes Fahrverhalten und eine große Gierdämpfung bei hohen Querbeschleunigungen a_Y zu erhalten. Sollen maximale Kurvengeschwindigkeiten erreicht werden, ist eine „stärkere“ Vorderachse wünschenswert. Dies kann unter anderem auch durch das Aufbringen eines Zusatzgierrmoments M_Z um die Hochachse durch Bremsengriffe oder einseitige Antriebsmomente (elektronische Differentialsperre) erreicht werden. So wird die verfügbare Seitenkraftreserve an der Hinterachse durch ein Zusatzmoment an die Vorderachse „gereicht“. Orend (2005), Andreasson (2007), Moseberg (2013) und Hoedt (2013) untersuchen solche optimalen Radkraftverteilungen im Hinblick auf eine gleichmäßige Ausnutzung der maximalen Reibwerte aller vier Reifen bei bekannten maximalen Reibwerten je Achse. Bild 1.10 veranschaulicht den Einfluss eines Zusatzgierrmoments M_Z und die Wirkung auf die Querkraftkennlinien a). Die Vorderachse wird „virtuell stärker“ durch das Zusatzgierrmoment. Das Pacejka-Handling-Diagramm b), bei dem die normierte Querbeschleunigung über die Schräglaufwinkeldifferenz $\alpha_f - \alpha_r$ aufgetragen wird, veranschaulicht das Fahrverhalten eines Fahrzeugs bis in den Grenzbereich, siehe Pacejka (2012). Es wird deutlich, dass eine größere normierte Querbeschleunigung erzeugt werden kann als ohne Zusatzgierrmoment.

Ist der maximale Reibwert der Hinterachse allerdings durch z.B. Erhitzung oder Verschleiß der Hinterreifen stark im Vergleich zum vorderen gesunken, kann ein Fahrzeug mit diesem Zusatzmoment, welches das Untersteuern vermeiden sollte, sehr stark übersteuern und nahezu unfahrbar werden. In diesem Fall ist es wichtig, die achsindividuellen maximalen Reibwerte im Fahrbetrieb mitzuschätzen. Da sich die Reibwertdifferenz nur langsam ändert, gelten keine hohen Dynamikanforderungen an die Schätzung.

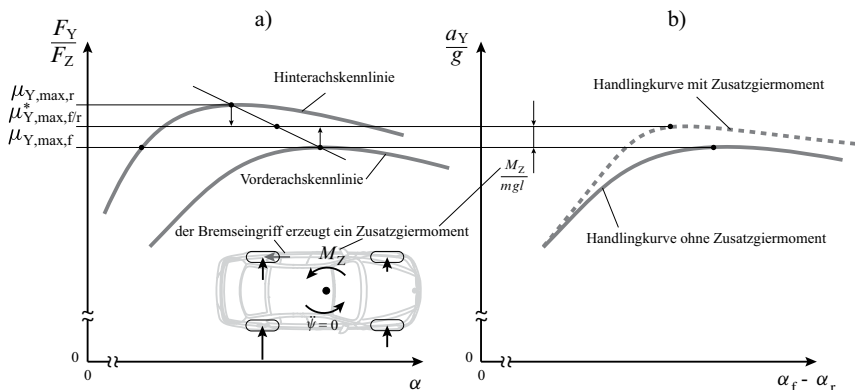


Bild 1.10: a) Prinzip der Wirkung des Zusatzgierrmoments durch ein Bremsengriff am kurveninneren Hinterrad auf die resultierenden Achsquerkraftkennlinien; b) Resultierendes Pacejka-Handling-Diagramm mit und ohne Zusatzgierrmoment

Stand der Technik

In Abschnitt 1.2.3 sind einige Verfahren dargestellt, die einen schnell veränderlichen maximalen Reibwert schätzen, der die Vorder- und Hinterachsquerkraftkennlinien zusammen auf Niedrigreibwertkennlinien anpasst. Wird allerdings nach Verfahren gesucht, die auch eine veränderliche Differenz der maximalen Reibwerten an der Vorder- und Hinterachse oder deren Verhältnis schätzen, sind kaum Veröffentlichungen bekannt. Lediglich Bechtloff u. a. (2015) verwendet die Pacejka-Magic-Formula und nimmt die achsindividuellen maximalen Reibwerte als Random-Walk in den Zustandsvektor

$$\mathbf{x} = [\dots, \mu_{\max, f}, \mu_{\max, r}]^T \quad (1.26)$$

auf, um sie bei großer Anregung neben den Bewegungsgrößen zu schätzen.

1.3 Konzeptbeschreibung und Gliederung der Arbeit

Ziel dieser Arbeit ist es, einer modernen Fahrdynamikregelung die wichtigsten Bewegungsgrößen Schwerpunktgeschwindigkeit und Schwimmwinkel zur Verfügung zu stellen. Dazu soll lediglich die vorhandene ESC-Sensorik genutzt werden. Damit eine Steuerung oder ein Führungsmodell auf Veränderung des querdynamischen Fahrverhaltens reagieren kann, sollen außerdem die fahrdynamisch wichtigsten Parameter, wie die Schräglaufsteifigkeiten und der maximale Reibwert an der Vorder- und Hinterachse während des Fahrbetriebs geschätzt werden. Ein besonderer Anspruch ist, dass gerade die Schätzung des Schwimmwinkels in allen erdenklichen Situationen robuste Ergebnisse liefern muss, um nicht fälschlicher Weise eine instabile Fahrsituation als stabile Fahrsituation zu detektieren und Fehleingriffe einer Stabilisierungsregelung auszulösen.

Daher werden in Kapitel 2 fahrdynamische Modelle hergeleitet, die zwar noch einfach genug sind, um sie direkt für die Regelung und Zustandsschätzung verwenden zu können, aber dennoch in der Lage sind, alle erforderlichen Situationen wie die Fahrt in der Steilkurve, Fahrten im physikalischen Grenzbereich auf Hoch- und Niedrigreibwert genau genug zu modellieren. Bild 1.11 zeigt den konzeptionellen Signalflussplan und ordnet den einzelnen Blöcken die Kapitel in dieser Arbeit zu.

Die Grundlagen der Zustandsschätzung mit Kalman-Filtern wird Kapitel 3 behandelt.

Um das erweiterte Einspurmodell mit den nichtlinearen Achsquerkraftkennlinien zu parametrieren, werden in Kapitel 4 die benötigten fahrzeugabhängigen Parameter durch Fahrversuche und einer Referenzsensorik bestehend aus 6D-IMU, GPS und *Correxit*-Sensor identifiziert. Dabei werden Manöver gefahren, die in der Lage sind, die Vorder- und Hinterachse über den gesamten Schräglaufwinkelbereich bis ca. 20° abzudecken. Die identifizierten Parameter dienen dann der Zustandsschätzung und der Fahrdynamikregelung als Grundparametrierung.

Die Zustandsschätzung mit ESC-Sensorik wird in Kapitel 5 behandelt. Durch eine Beobachtbarkeitsanalyse wird deutlich, dass die Qualität der Schwimmwinkelschätzung mit einem erweiterten Kalman-Filter abhängig vom Arbeitspunkt ist. Anhand des Vergleichs der Rückführverstärkungen

eines EKF und eines UKF wird der Unterschied bzgl. der Stabilisierung des Schwimmwinkels bei einer besonders kritischen Situation gezeigt.

In Kapitel 6 erfolgt die Validierung mittels unterschiedlicher Testfahrten mit einem BMW F10 550i auf Fahrdynamikflächen, Steilkurven, Handlingkursen und auf Schnee. Insgesamt kann gezeigt werden, dass der Algorithmus auf ca. 1000 Testfahrt-Kilometern in allen erdenklichen fahrdynamisch relevanten Situationen robuste Ergebnisse liefert. Zudem werden an einigen Stellen die Vorteile einer zusätzlichen Roll- und Nickratenmessung aufgezeigt.

Kapitel 7 zeigt ein Beispiel einer Fahrdynamikregelung, die die geschätzten Größen zur Verbesserung der Regelgüte nutzen kann. Sie basiert auf einer flacheheitsbasierten Modellfolgesteuerung, die die geschätzten Schräglaufsteifigkeiten für eine Inversion der Reifenkennlinie nutzt. Durch die Rückführung des geschätzten Schwimmwinkels und einem einfachen P-Regler erfolgt die Stabilisierung des Fahrzeugs bei langsam anwachsenden Schwimmwinkeln. Die Stellgrößen sind überlagerte Vorderachs- und Hinterachslenkwinkel, sowie Bremseneingriffe. Ergebnisse von Lenkwinkelsprüngen, Doppelspurwechseln und langsamen Übersteuern auf Niedrigreiwert werden mit der Simulation *IPG Carmaker* gezeigt.

Die Arbeit schließt mit einer Zusammenfassung in Kapitel 8.

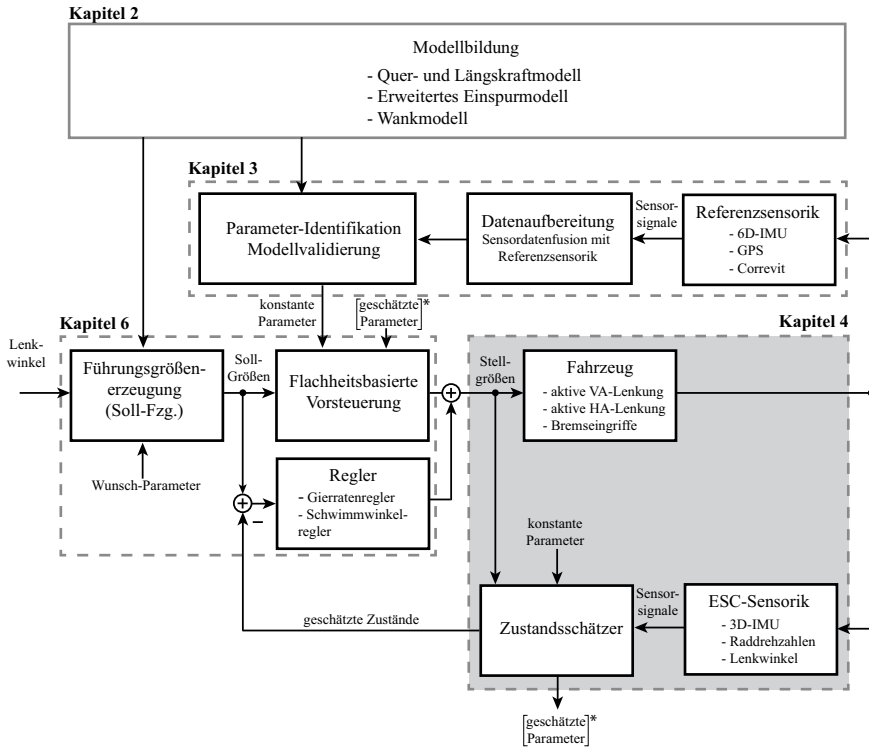


Bild 1.11: Informationsfluss im Gesamtkonzept und Zuordnung zu den entsprechenden Kapiteln dieser Arbeit

2 Modellbildung

Dieses Kapitel beschreibt die Modellierung des Fahrverhaltens bis in den fahrphysikalischen Grenzbereich. Die entsprechenden Modelle werden später für die Zustandsschätzung und Regelung herangezogen. Zuerst werden die genutzten Koordinatensysteme beschrieben. Zur Bewegungserzeugung müssen Kräfte zwischen der Fahrbahn und den Reifen durch Längs- und Querschlupf entstehen. Experimentelle Modelle, die diesen Zusammenhang aus Kraft und Schlupf beschreiben, werden vorgestellt. Die Fahrzeugbewegung wird nicht nur in der Ebene, sondern im dreidimensionalen Raum als Zweispurmodell betrachtet. So sind die entwickelten Modelle auch bei Fahrten in Steilkurven bei gleichzeitiger Fahrbahnsteigung gültig. Durch Zusammenfassen der Räder einer Achse entsteht das erweiterte Einspurmodell. Ein Wankmodell, welches zur Schätzung des Wankwinkels zwischen dem Aufbau und der Fahrbahn verwendet werden soll, wird ebenfalls vorgestellt.

2.1 Koordinatensysteme

Ein Kraftfahrzeug ist ein komplexes System, das aus vielen Teilsystemen besteht. Je nach betrachtetem Teilsystem werden Koordinatensysteme mit unterschiedlichen Ausrichtungen genutzt. Für die Beschreibung der Fahrdynamik eines Kraftfahrzeugs werden in dieser Arbeit vier orthogonale Rechtssysteme, die sich an die Koordinatensysteme der DIN-ISO-8855:2013-11 (2013) orientieren, definiert. In Abbildung 2.1 sind alle Koordinatensysteme und zugehörige Winkel dargestellt.

1. Ortsfestes Koordinatensystem (Inertialsystem) X_E, Y_E, Z_E (Anmerkung: „E“ = earth-fixed)
Die X_E - und Y_E -Achsen liegen in der Horizontalebene. Die Z_E -Achse ist nach oben gerichtet. Die Position sowie die von einem GPS gemessenen Geschwindigkeiten werden in diesem Koordinatensystem beschrieben.
2. Fahrzeugfestes Koordinatensystem X_V, Y_V, Z_V (Anmerkung: „V“ = vehicle)
Das Fahrzeug besitzt sechs Freiheitsgrade im Raum. Der Ursprung des fahrzeugfesten Koordinatensystems liegt fest im gefederten **Schwerpunkt** des Fahrzeugaufbaus. Die translatorischen Bewegungen in Richtung der X_V -, Y_V - und Z_V -Achse werden als Zucken, Schieben und Heben bezeichnet. Da die meisten Fahrzeugsignale in diesem Koordinatensystem gemessen werden und es sich anbietet die Fahrdynamik auch in diesem System darzustellen, wird in dieser Arbeit für die Beschreibung von Größen im fahrzeugfesten Koordinatensystem der Index „V“ weggelassen, um die Gleichungen übersichtlich zu halten.

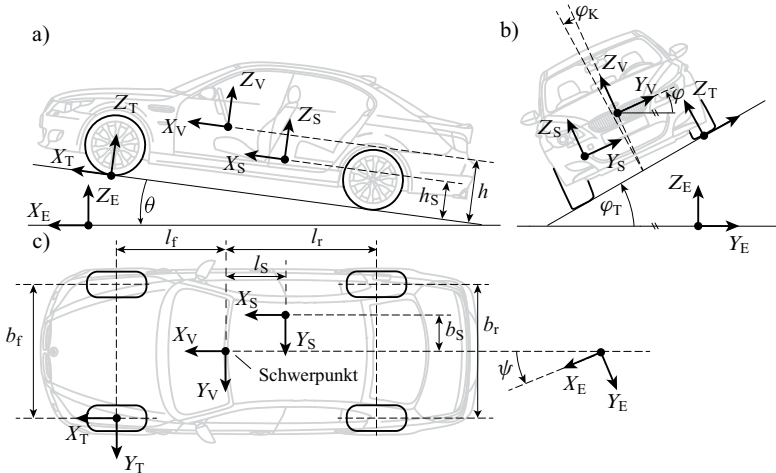


Bild 2.1: Koordinatensysteme, Winkel und Fahrzeugabmessungen nach DIN-ISO-8855:2013-11 (2013)

3. Reifenfestes Koordinatensystem X_T, Y_T, Z_T (Anmerkung: „T“ = tire)

Für jedes Rad des Fahrzeuges wird ein reifenfestes Koordinatensystem definiert. Der Ursprung liegt im Reifenaufstandspunkt. Die X_T - Z_T -Ebene liegt in der Radmittelebene und die X_T - Y_T -Ebene in der Fahrbahnebene. Mit diesem Koordinatensystem wird auch die Lage der Fahrbahn durch die Winkel φ_T und θ_T relativ zur horizontalen Ebene beschrieben.

4. Fahrzeugfestes Sensor-Koordinatensystem X_S, Y_S, Z_S (Anmerkung: „S“ = sensor)

Zusätzlich wird ein fahrzeugfestes Sensor-Koordinatensystem eingeführt. Es liegt fest im Fahrzeug mit den Abständen l_s und b_s vom Schwerpunkt entfernt.

Die Lage des Schwerpunktes wird horizontal mit dem Radstand l und dem Abstand zur Vorderachse l_f oder zur Hinterachse l_r und vertikal mit der Schwerpunkthöhe h definiert. Die Spurweiten vorne und hinten werden mit b_f und b_r bezeichnet.

2.2 Lagedarstellung

Um Größen zwischen den unterschiedlichen Koordinatensystemen zu transformieren, sind drei Elementardrehungen erforderlich. In dieser Arbeit wird die Drehreihenfolge um die Eulerwinkel nach DIN-ISO-8855:2013-11 (2013) genutzt. Eulerwinkel sind zur Beschreibung der Lage sehr anschaulich. Der Nachteil, dass bei einem Nickwinkel von $\pm 90^\circ$ Singularitäten auftreten, kommt bei der Beschreibung der Fahrzeugbewegung nicht zum Tragen. Für den Übergang vom ortsfesten

Inertialsystem „E“ in das fahrzeugfeste Aufbausystem „V“

$$\begin{bmatrix} x_V \\ y_V \\ z_V \end{bmatrix} = \mathbf{T}_E^V(\varphi, \theta, \psi) \cdot \begin{bmatrix} x_E \\ y_E \\ z_E \end{bmatrix} \quad (2.1)$$

mit der Richtungskosinusmatrix

$$\mathbf{T}_E^V = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varphi & \sin \varphi \\ 0 & -\sin \varphi & \cos \varphi \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos \theta & 0 & -\sin \theta \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \theta & 0 & \cos \theta \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos \psi & \sin \psi & 0 \\ -\sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.2)$$

erfolgt zuerst eine Drehung um die Z_E -Achse mit dem Gierwinkel ψ . Um die neue Y -Achse wird mit dem Nickwinkel θ gedreht. Zuletzt erfolgte eine Drehung um die neue X_V -Achse mit dem Wankwinkel φ .

Durch Invertierung der Richtungskosinusmatrix lassen sich die Drehungen rückgängig machen und beschreiben eine Transformation von dem fahrzeugfesten in das erdfeste Koordinatensystem

$$\begin{bmatrix} x_E \\ y_E \\ z_E \end{bmatrix} = (\mathbf{T}_E^V)^{-1} \cdot \begin{bmatrix} x_V \\ y_V \\ z_V \end{bmatrix}. \quad (2.3)$$

Die Verdrehungen zwischen dem Aufbaukoordinatensystem „V“ und den Reifenkoordinatensystemen „T“ werden mittels des Wankwinkels φ_K , des Nickwinkels θ_K der Radaufhängung und einer Verdrehung um die Z_V -Achse mit dem Lenkwinkel δ beschrieben. In dieser Arbeit wird von sehr kleinen Nickwinkeln ausgegangen, sodass lediglich der Wank- und der Lenkwinkel bei der Transformation

$$\begin{bmatrix} x_V \\ y_V \\ z_V \end{bmatrix} = \mathbf{T}_T^V(\varphi_K, 0, \delta) \cdot \begin{bmatrix} x_T \\ y_T \\ z_T \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varphi_K & \sin \varphi_K \\ 0 & -\sin \varphi_K & \cos \varphi_K \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos \delta & \sin \delta & 0 \\ -\sin \delta & \cos \delta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_T \\ y_T \\ z_T \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

berücksichtigt werden muss.

2.3 Reifen- und Achskraftmodelle

Über die Aufstandsfläche des Reifen, auch Latsch genannt, werden sämtliche Kräfte zwischen Fahrzeug und Fahrbahn übertragen. Die Reifen bestimmen daher das längs- und querdynamische Fahrverhalten maßgeblich und sollen deswegen genauer betrachtet werden.

Besonders bei der Betrachtung der Querdynamik ist die resultierende Achsquerkraftcharakteristik von Interesse. Die entsprechenden Achsquerkraftmodelle resultieren aus den Reifenquerverhalten der jeweiligen Achse und der zugehörigen Fahrwerksauslegung. Z.B. wird durch die unterschiedliche Auslegung des Fahrwerks der Vorder- und Hinterachse, aus Gründen der Fahrsicherheit, ein untersteuerndes Fahrzeug mit den selben Reifen an der Vorder- und Hinterachse zu erzeugen.

2.3.1 Reifenverhalten

In diesem Abschnitt werden nach der Definition des Reifenschlupfes einige wichtige Einflussgrößen auf die Reifenkraft beschrieben.

Schlupfdefinition

Längsschlupf entsteht aufgrund einer Differenz zwischen der Reifenumfangs- und der Reifenlängsgeschwindigkeit, die zu einer Scherverformung der Profilelemente führt. Dies führt wiederum dazu, dass Kräfte zwischen der Fahrbahn und dem Reifen übertragen werden. In dieser Arbeit soll die Längsschlupfdefinition nach Pacejka (2012) und DIN-ISO-8855:2013-11 (2013) verwendet werden. Hierbei wird der Längsschlupf

$$s_X = \frac{\omega r_{\text{dyn}} - v_{XT}}{v_{XT}} \quad (2.5)$$

aus der Längsgeschwindigkeit in Reifenkoordinaten v_{XT} und der Umfangsgeschwindigkeit, welche aus dem dynamischen Reifenhaltmesser r_{dyn} und der Raddrehgeschwindigkeit ω berechnet wird, gebildet. Ist die Umfangsgeschwindigkeit größer als die Längsgeschwindigkeit, wird der Schlupf positiv. Es wird von Antriebsschlupf gesprochen. Bremschlupf wird durch kleinere Umfangsgeschwindigkeiten relativ zur Längsgeschwindigkeit erzeugt. Das Vorzeichen des Schlupfes wird negativ. Auf eine Fallunterscheidung bei der Schlupfberechnung zwischen Brems- und Antriebsschlupf wie in Burckhardt (1993) wird verzichtet.

Der Querschlupf

$$s_Y = -\frac{v_{YT}}{v_{XT}} = \tan \alpha \quad (2.6)$$

wird in Pacejka (2012) als negativer Quotient der Quer- und Längsgeschwindigkeit in Reifenkoordinaten verstanden. Dies entspricht, wie aus Bild 2.2 zu entnehmen, dem Tangens des Schräglaufwinkels α . Durch das negative Vorzeichen erzeugt ein positiver Schräglaufwinkel eine positive Kraft.

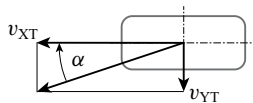


Bild 2.2: Schräglaufwinkel am Reifen

Treten Längs- und Querschlupf gleichzeitig auf, wird von einem kombinierten Schlupf

$$s = \sqrt{\tan^2 \alpha + s_X^2} \quad (2.7)$$

gesprochen.

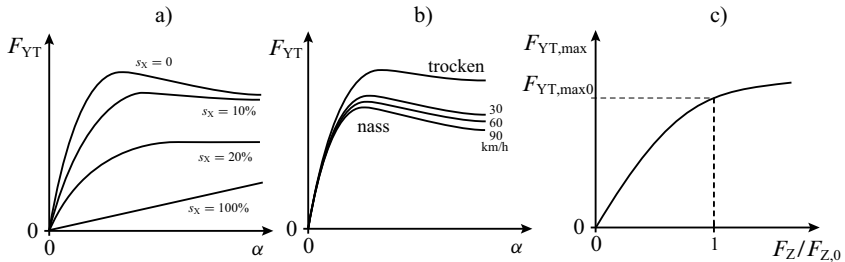


Bild 2.3: a) Prinzipielle Reifenquerkraftkennlinien mit Einfluss des Längsschlupfes; b) Prinzipielle Reifenquerkraftkennlinie bei unterschiedlichem Untergrund und Geschwindigkeiten nach Pacejka (2012); c) Prinzipielles Reifenquerkraftmaximum in Abhängigkeit der Radlast

Einflüsse von Schlupf, Radlast, Fahrbahn, Geschwindigkeit

Bild 2.3 a) zeigt typische Reifenquerkraftkennlinien mit Einfluss des Längsschlupfes. Je größer der Längsschlupf wird, desto stärker wird die Querkraft abgeschwächt. In Bild 2.3 b) wird deutlich, dass nicht nur der Untergrund maßgeblich für die maximal übertragbare Kraft ist, sondern auch, gerade auf nasser Fahrbahn, die Geschwindigkeit einen Einfluss hat. Die maximale Querkraft $F_{YT,max}$ der Querkraftkennlinie verändert sich wie in Bild 2.3 c) nichtlinear abhängig von der Radlast. D.h., der maximale Reibwert ist nicht konstant und somit steigt die maximale Kraft nicht proportional zur Radlast an.

2.3.2 Effektives Achsquerkraftmodell

Für einfache Fahrdynamikmodelle ist die Größe der Querkraft an einer Achse wichtiger als an einem Reifen. Daher soll nun gezeigt werden, wie sich aus dem Reifenverhalten im Zusammenspiel mit dem Fahrwerk effektive Achsquerkraftmodelle herleiten lassen, die sich gleichermaßen für Zwei- als auch für Einspurmodelle bei gleicher Parametrierung eignen.

Einfluss der Kinematik

Zusätzlich zu den aufgeführten Einflüssen von Radlast, Fahrbahn, Geschwindigkeit auf die Querkraftkennlinie kann die effektive Achsquerkraft noch von den momentanen Spurwinkeln der Räder, die die Schräglaufwinkel vergrößern oder auch verkleinern können, beeinflusst werden, siehe Heißing und Ersoy (2008). Durch die Kinematik der Radaufhängung verändert sich bei der Ein- und Ausfederbewegung die Spur des jeweiligen Rades. Es wird versucht, durch mehr Vorspur am wichtigeren kurvenäußeren Rad (Einfedern) die effektive Anfangssteigung zu vergrößern. Dieser Effekt wird Wanklenken genannt. Bild 2.4 zeigt eine sogenannte Raderhebungskurve, welche die Spuränderung in Abhängigkeit des Ein- bzw. Ausfederwegs darstellt. Auch in verschiedenen Fahr-situationen können unterschiedliche Effekte bzgl. der effektiven Achsquerkraft erzielt werden. So

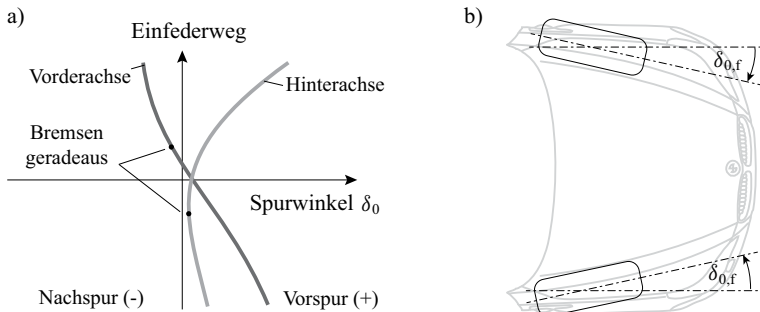


Bild 2.4: a) Prinzipielle Raderhebungskurve: Typische Spuränderung abhängig vom Radhub der Vorder- und Hinterachse in Anlehnung an Heißing und Ersoy (2008); b) Darstellung eines positiven Spurwinkels an der Vorderachse (Vorspur)

gehen z.B. die Vorderräder in Bild 2.4 beim Einfedern typischerweise in Nachspur und die Hinterräder beim Ausfedern mehr in Richtung Vorspur. Dies hat bei Bremsungen einen stabilisierenden Effekt.

Einfluss der Elastokinematik

Durch elastische Gummilager und Einwirken von Quer- oder Längskräften kann der Spurwinkel zusätzlich beeinflusst werden. Es wird von Querkraft- oder Längskraftlenken gesprochen, siehe Reimpell (1986). Bild 2.5 macht die Wirkung der Elastokinematik auf die effektive Reifenquerkraft deutlich: Durch eine Querkraft verdreht sich das Rad um den Winkel $\Delta\alpha_{el}$ Richtung kleinerer effektiver Schräglaufwinkel $\alpha = \alpha_{kin} - \Delta\alpha_{el}$. Die Anfangssteigung der effektiven Querkraftkennlinie $F_Y(\alpha)$ über den kinematischen Schräglaufwinkel α_{kin} kann so deutlich abgesenkt werden. Durch eine andere Anordnung des elastischen Lagers kann der effektive Schräglaufwinkel allerdings auch verkleinert werden, sodass die effektive Schräglaufsteifigkeit auch zunehmen kann.

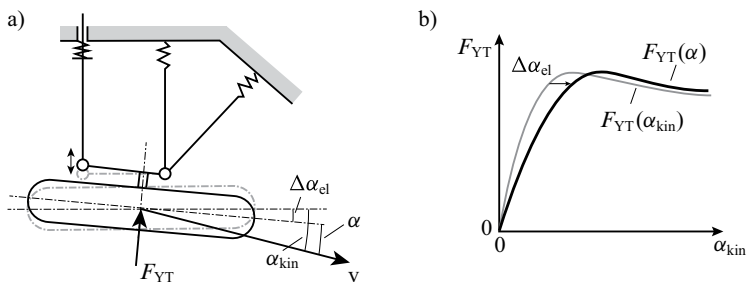


Bild 2.5: a) Prinzip des Achsquerkraftlenkens in Anlehnung an Pacejka (2012); b) Wirkung auf die effektive Reifenkennlinie

Einfluss der Wankabstützung

Durch den degressiven Zusammenhang aus Radlast und Querkraft (siehe Bild 2.3) wird die größere Radlast am kurvenäußeren Rad in der Regel weniger Querkraft erzeugen, als das kurveninnere Rad verliert. Bild 2.6 verdeutlicht den Effekt durch die Radlastverschiebung. Das linke Rad muss durch das Wankmoment deutlich mehr Radlast abstützen als das rechte Rad ($F_{Z,\text{fl}} \gg F_{Z,\text{fr}}$). Die Querkraft des linken Rads $F_{Y\text{T},\text{fl}}$ wächst allerdings nicht proportional zur Radlast, sodass die Summe der Reifenquerkräfte $F_{Y\text{T},\text{fl}} + F_{Y\text{T},\text{fr}} < F_{Y\text{T},\text{f}}$ geringer ist als bei der mittleren Radlast $F_{Z,\text{f}}$. Mit unterschiedlichen Federraten und Stabilisatoren an Vorder- und Hinterachse kann das Wankmoment und damit die Radlastunterschiede während einer Kurvenfahrt unterschiedlich stark abgestützt werden. Dies wird genutzt, um eine größere Radlastverschiebung an der Vorderachse als an der Hinterachse zu erzeugen und so, auch bei gleichen Reifen, die effektive Achsquerkraft der Hinterachse im Vergleich zur Vorderachse zu vergrößern und eine Untersteuertendenz bei hohen Querbeschleunigungen zu erzeugen.

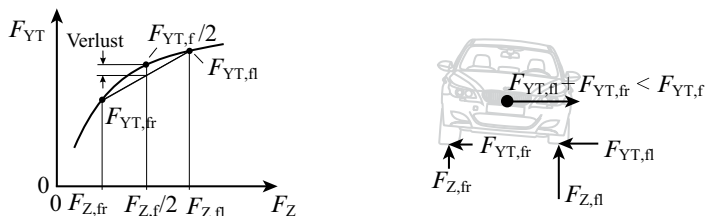


Bild 2.6: Prinzip des Einflusses der Radlastverschiebung während einer Rechtskurve auf die effektive Querkraft der Vorderachse in Anlehnung an Andreasson (2007)

Stationäres Achsquerkraftmodell

Durch die gezeigten Effekte und Einflüsse lassen sich die effektiven Achsquerkraftkennlinien im Fahrwerksauslegungsprozess in gewissen Grenzen so anpassen, dass ein gewünschtes passives Fahrverhalten resultiert. Für den Entwurf von Reglern und Beobachtern ist diese Modellierung allerdings zu komplex. Viele unbekannte Kennlinien und Kennfelder können aus einem Fahrversuch nicht eindeutig identifiziert werden. Stattdessen soll wie in Grip u. a. (2009) und Bauer (2015) mit empirischen Achsquerkraftmodellen, die bereits die genannten Effekte abbilden, gearbeitet werden. Mit der weit verbreiteten Magic Formula

$$F_{Y\text{T}} = D_Y \cdot \sin[C_Y \cdot \arctan(B_Y \alpha - E_Y \cdot (B_Y \alpha - \arctan(B_Y \alpha)))] \quad (2.8)$$

nach Pacejka (2012) lassen sich die Nichtlinearitäten der Reifenkennlinie in hoher Qualität abbilden und es ist einfach zu parametrieren. Das gebrochen rationale Reifenmodell nach Bechtloff (2013) und Bauer (2015) lässt sich ebenfalls einfach parametrieren und hat Vorteile bzgl. Rechenzeit und analytischen Invertierbarkeit, kann aber den Kraftverlauf bei Schräglaufwinkeln nach Auftreten der maximalen Seitenkraft nicht mehr genau genug modellieren. Der Faktor

$$D_Y = \mu_{Y,\text{max}} \cdot F_Z^* \quad (2.9)$$

bestimmt die maximale Querkraft. Mit der modifizierten Radlast

$$F_Z^* = F_Z \cdot \left(1 - k_{FZ} \frac{F_{Z,0} - F_Z}{F_{Z,0}} \right) \quad (2.10)$$

wird das degressive Verhalten der Querkraftkennlinie gegenüber der Radlast entsprechend Bild 2.3 c) berücksichtigt. Bei der nominellen Radlast $F_{Z,0}$ hat die Modifikation keinen Einfluss, siehe Bild 2.7.

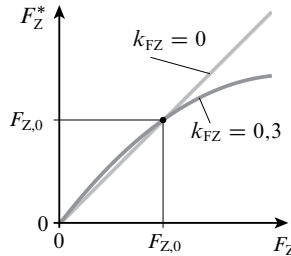


Bild 2.7: Modell des degressiven Radlasteinflusses auf die Querkraft durch die modifizierte Radlast nach Gl. (2.10)

Der Steifigkeitsfaktor

$$B_Y = \frac{F_Z^*}{F_{Z,0}} c_\alpha / (C_Y \cdot D_Y) \quad (2.11)$$

wird so eingestellt, dass bei nomineller Radlast die Anfangssteigung der Querkraftkennlinie der Schräglaufsteifigkeit c_α entspricht. Der Formfaktor C_Y ist ein freier Parameter und bestimmt die Form der Kurve hauptsächlich nach dem Maximum: Desto größer C_Y , je stärker sinkt die Querkraft nach dem Maximum wieder ab. Der Formfaktor

$$E_Y = \frac{B_Y \cdot \alpha_{\text{crit}} - \tan\left(\frac{\pi}{2C}\right)}{B_Y \cdot \alpha_{\text{crit}} - \arctan(B_Y \cdot \alpha_{\text{crit}})} \quad (2.12)$$

wird so parametrisiert, dass die maximale Kraft $F_{Y,T,\text{max}}$ genau zu dem Schräglaufwinkel α_{crit} erreicht wird.

Auch das Auftreten von kombinierten Schlupfzuständen, wie sie z.B. bei Kurvenbremsungen und Driften entstehen, soll ausreichend gut abgebildet werden. Zur Berücksichtigung der Querkraftabschwächung durch Längsschlupf setzt man statt des Schräglaufwinkels α den resultierenden Schlupf s in Gl. (2.8) ein

$$F_T = D_Y \sin[C_Y \arctan(B_Y s - E_Y \cdot (B_Y s - \arctan(B_Y s)))] \quad (2.13)$$

und teilt die resultierende Kraft F_T im Verhältnis des Querschlupfes und resultierenden Schlupf s nach Gl. (2.7) auf

$$F_{YT} = F_T \cdot \frac{s_Y}{s} = F_T \cdot \frac{s_Y}{\sqrt{s_Y^2 + (\kappa \cdot s_X)^2}}. \quad (2.14)$$

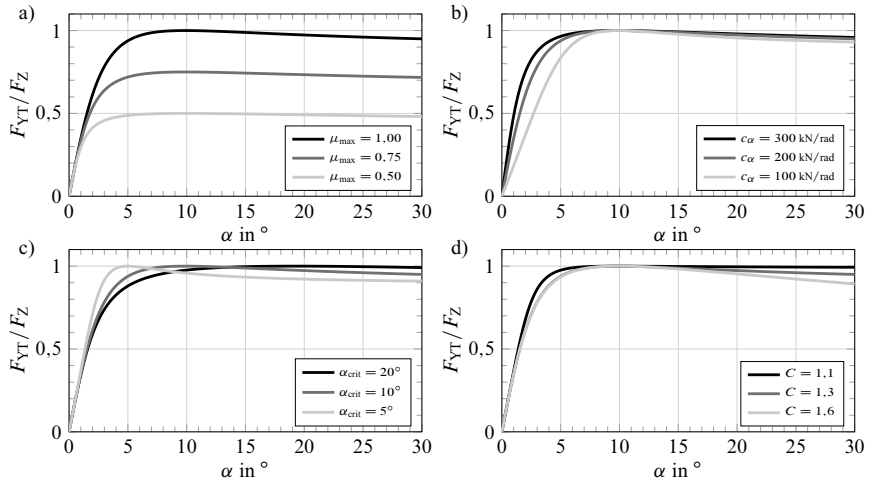


Bild 2.8: Berechnete Achskraftmodelle nach Gl. (2.8): a) Variation des maximalen Reibwerts μ_{\max} ; b) Variation der Schräglauftiefe c_α ; c) Variation des kritischen Schräglaufwinkels α_{crit} ; d) Variation des Formfaktors C

Mit dem Faktor κ kann der Längsschlupf modifiziert werden, um eine stärkere ($\kappa > 1$) oder schwächere ($\kappa < 1$) Querkraftabschwächung einzustellen.

Bild 2.8 zeigt Variationen der zu identifizierenden Parameter maximaler Reibwert μ_{\max} , Schräglauftiefe c_α , kritischer Schräglaufwinkel α_{crit} sowie Formparameter C . Kapitel 4 behandelt die Identifikation dieser Parameter.

2.3.3 Transientes Querkraftverhalten

Im stationären Achskraftmodell wird die Beziehung zwischen der Querkraft und dem Schräglaufwinkel bei stationären Fällen für $\alpha(t) = \text{const.}$ beschrieben. Für schnelle Schräglaufwinkeländerungen muss das stationäre Modell modifiziert werden. Bei einer Schräglaufwinkeländerung muss sich erst der Latsch verformen, bevor sich eine Querkraft aufbaut. Bild 2.9 zeigt die Modellvorstellung des dehnbaren Bandes nach Pacejka (2012). Der Einlaufvorgang ist somit wegabhängig und kann durch die Einlauflänge l_T beschrieben werden, siehe Böhm (1966) und Mitschke (2013).

Ein Standardverfahren für die Berücksichtigung des Einlaufverhaltens ist ein Verzögerungsglied 1. Ordnung nach Böhm (1966)

$$\dot{F}_{YT} = -\frac{1}{l_T/v} \cdot F_{YT} + \frac{1}{l_T/v} \cdot F_{YT,\text{stat.}} \quad (2.15)$$

Die Zeitkonstante $T_1 = l_T/v$ ist direkt abhängig von der Geschwindigkeit. Als Eingang wird das stationäre Modell nach Gl. (2.14) verwendet.

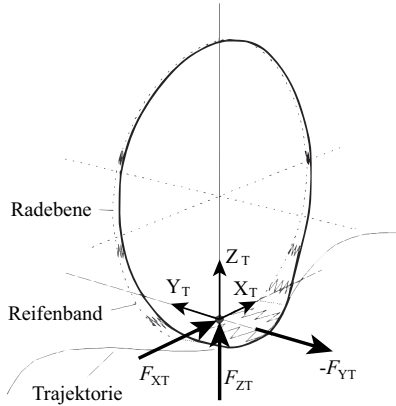


Bild 2.9: Modellvorstellung des dehnbaren Band-Modells in Anlehnung an Pacejka (2012)

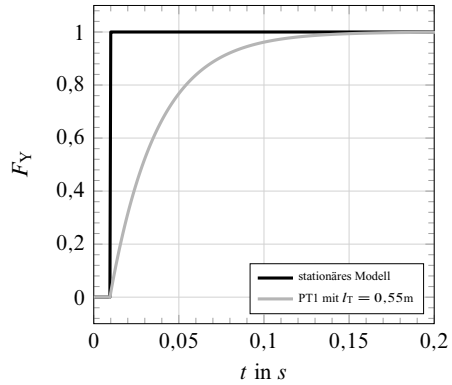


Bild 2.10: Simuliertes stationäres und dynamisches Querkraftmodell nach Gl. (2.15) bei einem Schräglaufwinkelsprung bei 65 km/h und einer Einlauf-länge von $l_T = 0,55\text{m}$

2.3.4 Reifenlängskraftmodell

Durch den Zugriff auf geschätzte Brems- und Antriebsmomente sowie der Raddrehzahlen der einzelnen Räder wird es möglich, mit dem Fahrversuch Reifenlängskraftmodelle zu identifizieren. Es wird wie beim Achsquerkraftmodell die empirische Magic Formula

$$F_X = D_X \sin[C_X \arctan(B_X s_X - E_X \cdot (B_X s_X - \arctan(B_X s_X)))] \quad (2.16)$$

nach Pacejka (2012) genutzt. Die Parametrierung erfolgt ebenso wie bei dem Querkraftmodell. Der Faktor

$$D_X = \mu_{X,\max} \cdot F_Z \quad (2.17)$$

bestimmt die maximale Längskraft. Der Zusammenhang aus maximaler Längskraft und Radlast wird wieder als proportional mit dem maximalen Reibwert in Längsrichtung $\mu_{X,\max}$ vereinfacht. Der Steifigkeitsfaktor

$$B_X = c_{sX} / (C_X \cdot D_X) \quad (2.18)$$

wird so eingestellt, dass die Anfangssteigung der Längssteifigkeit c_{sX} entspricht. Der Formfaktor

$$E_X = \frac{B_X \cdot s_{X,\text{crit}} - \tan\left(\frac{\pi}{2C_X}\right)}{B_X \cdot s_{X,\text{crit}} - \arctan(B_X \cdot s_{X,\text{crit}})} \quad (2.19)$$

wird so parametrisiert, dass die maximale Kraft $F_{XT,\max}$ genau zu dem Schlupf $s_{X,\text{crit}}$ erreicht wird. Setzt man statt des Längsschlupfes s_X den resultierenden Schlupf s in Gl. (2.16) ein

$$F_T = D_X \sin[C_X \arctan(B_X s - E_X \cdot (B_X s - \arctan(B_X s)))] \quad (2.20)$$

und teilt die resultierende Kraft F_T im Verhältnis des Längsschlupfes s_X und resultierenden Schlupf s auf, erhält man eine Reifenlängskraft

$$F_{XT} = F_T \cdot \frac{s_X}{s} = F_T \cdot \frac{s_X}{\sqrt{s_Y^2 + s_X^2}}, \quad (2.21)$$

welche durch Querschlupf abgeschwächt werden kann.

2.4 Starrkörperbewegung

Für ein nichtlineares Modell der Fahrdynamik im Raum kann die Bewegung des Fahrzeugschwerpunkts mit Hilfe der Newton-Euler-Gleichungen als Kräfte- und Momentenbilanz beschrieben werden, siehe Gross (2015).

Drehraten

Die Eulerschen Kreiselgleichungen

$$\mathbf{M} = \dot{\mathbf{L}} + (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{L}) \quad (2.22)$$

mit dem Drehimpuls $\mathbf{L} = \mathbf{J} \cdot \boldsymbol{\omega}$

$$\begin{bmatrix} M_X \\ M_Y \\ M_Z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} J_X & 0 & 0 \\ 0 & J_Y & 0 \\ 0 & 0 & J_Z \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{\omega}_X \\ \dot{\omega}_Y \\ \dot{\omega}_Z \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \omega_Y \cdot \omega_Z \cdot (J_Z - J_Y) \\ \omega_Z \cdot \omega_X \cdot (J_X - J_Z) \\ \omega_X \cdot \omega_Y \cdot (J_Y - J_X) \end{bmatrix} \quad (2.23)$$

beschreiben die rotatorischen Freiheitsgrade des Starrkörpers.

Lage

Die zeitliche Änderung der Eulerwinkel aufgrund der fahrzeugfest gemessenen Drehraten wird durch die Differentialgleichungen

$$\begin{bmatrix} \dot{\varphi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & \sin \varphi \cdot \tan \theta & \cos \varphi \cdot \tan \theta \\ 0 & \cos \theta & -\sin \varphi \\ 0 & \sin \varphi / \cos \theta & \cos \varphi / \cos \theta \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \omega_X \\ \omega_Y \\ \omega_Z \end{bmatrix} \quad (2.24)$$

beschrieben und ist nicht nur abhängig von den körperfesten Drehraten, sondern auch von der aktuellen Lage, siehe Titterton und Weston (2009) und Wendel (2007). Z.B. ändert sich der Gierwinkel nach Gl. (2.24) in einer $\varphi = 90^\circ$ - Steilkurve

$$\dot{\psi} = \underbrace{\sin \varphi / \cos \theta}_{1} \cdot \omega_Y + \underbrace{\cos \varphi / \cos \theta}_{0} \cdot \omega_Z \quad (2.25)$$

ohne einer körperfesten Gierrate ω_Z bei entsprechender Nickrate ω_Y . Bei der Fahrt in der Ebene sind die Eulerwinkel sehr klein und damit die Ableitungen der Eulerwinkel

$$\begin{bmatrix} \dot{\varphi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} \approx \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \omega_X \\ \omega_Y \\ \omega_Z \end{bmatrix} \quad (2.26)$$

gleich den gemessenen Drehraten in den Fahrzeugkoordinaten.

Werden die Drehraten zwischen dem erdfesten- und dem Aufbaukoordinatensystem von einer IMU gemessenen, müssen die Anteile der Erddrehrate und der Transportrate abgezogen werden, siehe Wendel (2007). Die Transportrate resultiert aus der Bewegung gegenüber der gekrümmten Erdoberfläche in Nord- und Ostrichtung, wodurch sich das Navigationskoordinatensystem mitdrehen muss. Aufgrund der im Automobilbereich geringen Auflösung der gemessenen Drehraten und geringen Geschwindigkeit des Fahrzeugs können beide Anteile vernachlässigt werden.

Geschwindigkeit

Die translatorische Bewegung eines Starrkörpers beschreibt der Impulssatz von Newton

$$\mathbf{F} = m \cdot (\dot{\mathbf{v}} + \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{v}). \quad (2.27)$$

Der Anteil $\dot{\mathbf{v}}$ beschreibt die Ableitung der Geschwindigkeiten in Fahrzeugkoordinaten. Das Kreuzprodukt $\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{v}$ entspricht der Zentripetalbeschleunigung für die Starrkörperbewegung im Raum. Mit dem Drehratenvektor des Fahrzeugs $\boldsymbol{\omega} = [\omega_X, \omega_Y, \omega_Z]^T$ und dem Geschwindigkeitsvektor $\mathbf{v} = [v_X, v_Y, v_Z]^T$ ergibt sich die Bilanzgleichung

$$\mathbf{F} = m \cdot \left(\begin{bmatrix} \dot{v}_X \\ \dot{v}_Y \\ \dot{v}_Z \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \omega_Y \cdot v_Z - \omega_Z \cdot v_Y \\ \omega_Z \cdot v_X - \omega_X \cdot v_Z \\ \omega_X \cdot v_Y - \omega_Y \cdot v_X \end{bmatrix} \right). \quad (2.28)$$

Die am Starrkörper wirkenden Kräfte

$$\mathbf{F} = \mathbf{F}^* + \mathbf{T}_E^V \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -g \cdot m \end{bmatrix} \quad (2.29)$$

werden in Kräfte, die direkt in Fahrzeugkoordinaten wirken, $\mathbf{F}^* = [F_X, F_Y, F_Z]$ und Kräfte aufgrund der Erdbeschleunigung g unterteilt, siehe Sendobry (2014). Der Erdbeschleunigungsanteil wirkt entgegengesetzt der Z_E -Achse und wird mit der Transformationsmatrix \mathbf{T}_E^V , siehe Gl. (2.2), vom ortsfesten in das fahrzeugfeste Koordinatensystem transformiert. Durch Umstellen der Gl. (2.28) erhält man die Geschwindigkeitsdifferentialgleichung der Starrkörperbewegung im Raum

$$\dot{v}_X = \frac{F_X}{m} - \omega_Y \cdot v_Z + \omega_Z \cdot v_Y + g \cdot \sin \theta, \quad (2.30)$$

$$\dot{v}_Y = \frac{F_Y}{m} + \omega_X \cdot v_Z - \omega_Z \cdot v_X - g \cdot \cos \theta \cdot \sin \varphi, \quad (2.31)$$

$$\dot{v}_Z = \frac{F_Z}{m} - \omega_X \cdot v_Y + \omega_Y \cdot v_X - g \cdot \cos \varphi \cdot \cos \theta. \quad (2.32)$$

Die fahrzeugfesten Kräfte \mathbf{F}^* können auch mit den ideal gemessenen Beschleunigungskräften

$$\mathbf{F}^* = m \cdot \mathbf{a} \quad (2.33)$$

ausgedrückt werden. Dadurch entsteht eine Rechenvorschrift

$$\dot{v}_X = a_X - \omega_Y \cdot v_Z + \omega_Z \cdot v_Y + g \cdot \sin \theta, \quad (2.34)$$

$$\dot{v}_Y = a_Y + \omega_X \cdot v_Z - \omega_Z \cdot v_X - g \cdot \cos \theta \cdot \sin \varphi, \quad (2.35)$$

$$\dot{v}_Z = a_Z - \omega_X \cdot v_Y + \omega_Y \cdot v_X - g \cdot \cos \varphi \cdot \cos \theta, \quad (2.36)$$

mit der es möglich ist, aus den gemessenen Beschleunigungen und der aktuellen Lage die Geschwindigkeiten durch Integration von den Gl. (2.34) bis (2.36) zu erhalten. Ein solcher Algorithmus wird als „Strapdown-Algorithmus“ bezeichnet, siehe Wendel (2007), Sendobry (2014) und Klier u. a. (2008).

Position

Die Änderung der Position in ortsfesten Koordinaten

$$\dot{\mathbf{p}} = \mathbf{T}_V^E \mathbf{v} \quad (2.37)$$

ergibt sich aus den Geschwindigkeiten in Fahrzeugkoordinaten \mathbf{v} in Richtung der aktuellen Lage, welche mit der Richtungskosinusmatrix \mathbf{T}_V^E beschrieben ist, siehe Wendel (2007).

2.4.1 Beispiel: Steilkurve

Die stationäre Fahrt durch eine Steilkurve wird mit dem konstanten Wank- und Nickwinkel

$$\dot{\varphi} = 0, \quad \dot{\theta} = 0 \quad (2.38)$$

sowie vorgegebener Gierwinkeländerung

$$\dot{\psi} = \frac{v}{R} \quad (2.39)$$

durch Vorgabe eines Bahnradius R und einer konstanten absoluten Geschwindigkeit v

$$\dot{v}_X = 0, \quad \dot{v}_Y = 0, \quad \dot{v}_Z = 0 \quad (2.40)$$

beschrieben, siehe Bild 2.11. Setzt man den Nickwinkel θ , die Hubgeschwindigkeit v_Z und die Quergeschwindigkeit v_Y zu null, d.h.

$$\theta = 0, \quad v_Z = 0, \quad v_Y = 0 \quad (2.41)$$

lassen sich die Gl. (2.24) und (2.34) bis (2.36) nach den Beschleunigungen

$$a_{X,\text{stat}} = 0, \quad a_{Y,\text{stat}} = \underbrace{\cos(\varphi)}_{a_c} \cdot \frac{v^2}{R} + \sin(\varphi) \cdot g, \quad a_{Z,\text{stat}} = -\sin(\varphi) \cdot \frac{v^2}{R} + \cos(\varphi) \cdot g \quad (2.42)$$

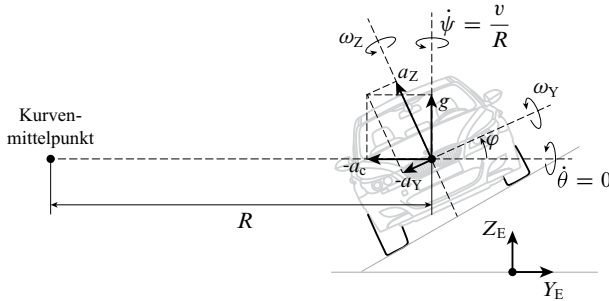


Bild 2.11: Darstellung der Bewegungsgrößen während einer stationären Fahrt in der Steilkurve (Rechtskurve, negative Querbeschleunigung)

und den Drehraten

$$\omega_{X,\text{stat}} = 0, \quad \omega_{Y,\text{stat}} = \sin(\varphi) \cdot \frac{v}{R}, \quad \omega_{Z,\text{stat}} = \cos(\varphi) \cdot \frac{v}{R}, \quad (2.43)$$

in Fahrzeugkoordinaten in Abhängigkeit des Wankwinkels φ auflösen. Die Zentripetalbeschleunigung

$$a_c = \frac{v^2}{R} \quad (2.44)$$

beschreibt gerade die Querbeschleunigung des Fahrzeugs während einer stationären Kreisfahrt mit dem Radius R und der Geschwindigkeit v in der Ebene.

Bild 2.12 zeigt die Ein- und Ausfahrt einer Steilkurve mit einem Wankwinkel von knapp 30° . Es wird deutlich, dass nach Gl. (2.42) die Vertikalbeschleunigung stark zunimmt und ein Teil der erdfesten Gierrate $\dot{\psi}$ auch in der Nickrate ω_y nach Gl. (2.43) vorkommt.

2.5 Zweispurmodell

Bild 2.5 zeigt die verwendeten Größen des Zweispurmodells in der Ebene. Zur Herleitung des Zweispurmodells werden die Newton-Euler-Gleichungen mit der Erweiterung des Erdbeschleunigungsanteils nach Gl. (2.29) verwendet. Durch die Annahme kleiner Vertikalgeschwindigkeiten

$$v_z \approx 0, \quad \dot{v}_z \approx 0 \quad (2.45)$$

können Änderungen der absoluten Höhe im ortsfesten „E“-Koordinatensystem nur durch einen Nickwinkel hervorgerufen werden, siehe Bild 2.14. Die Gl. (2.30) bis (2.32) vereinfachen sich so zu

$$\dot{v}_x = \frac{F_x}{m} + \omega_z \cdot v_y + g \cdot \sin \theta, \quad (2.46)$$

$$\dot{v}_y = \frac{F_y}{m} - \omega_z \cdot v_x - g \cdot \cos \theta \cdot \sin \varphi. \quad (2.47)$$

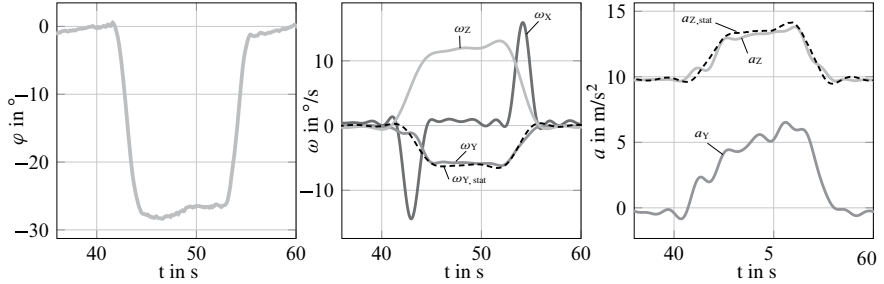


Bild 2.12: Einfahrt in und Ausfahrt aus einer Steilkurve mit 27° Wankwinkel, $R \approx 250$ m und $v = 200$ km/h. BMW F10 550i auf dem Prüfgelände Boxberg. Vergleich der gemessenen Nickrate ω_Y und Vertikalbeschleunigung a_Z mit den Modellen $\omega_{Y,stat}$ und $a_{Z,stat}$ für die stationäre Steilkurvenfahrt nach Gl. (2.43) und Gl. (2.42). Weitere gemessene Größen: Gierrate ω_Z , Rollrate ω_X und Querbeschleunigung a_Y

Fahrten mit starker Nickbewegung des Fahrzeugaufbaus gegenüber der Fahrbahn, Sprünge und der freie Fall des Fahrzeugs werden so allerdings nicht mehr berücksichtigt. Die Längskräfte

$$F_X = \cos \delta_f (F_{XT,fl} + F_{XT,fr}) - \sin \delta_f (F_{YT,fl} + F_{YT,fr}) + \cos \delta_r (F_{XT,rl} + F_{XT,rr}) \dots \dots - \sin \delta_r (F_{YT,rl} + F_{YT,rr}) - F_R - F_{X,Air} \quad (2.48)$$

setzen sich aus Reifenkräften F_{XT}, F_{YT} aller vier Räder transformiert mit den Lenkwinkeln δ_f, δ_r in das fahrzeugfeste Koordinatensystem, dem Rollwiderstand F_R und dem Luftwiderstand

$$F_{X,Air} = \frac{1}{2} \rho \cdot c_W \cdot A_X \cdot v_X^2 \quad (2.49)$$

mit der Luftdichte ρ , dem Luftwiderstandsbeiwert c_W und der Stirnfläche A_X zusammen. Die Querkkräfte bei einem Wankwinkel φ_K relativ zur Fahrbahnebene

$$F_Y = \cos \varphi_K (\cos \delta_f (F_{YT,fl} + F_{YT,fr}) + \sin \delta_f (F_{XT,fl} + F_{XT,fr}) \dots \dots \cos \delta_r (F_{YT,rl} + F_{YT,rr}) + \sin \delta_r (F_{XT,rl} + F_{XT,rr})) + \sin(\varphi_K) \sum F_{ZT,ij} \quad (2.50)$$

beinhalten durch die Transformation von radfesten in fahrzeugfeste Koordinaten

$$\mathbf{F}_{ij} = \mathbf{F}_{V,ij} = \mathbf{T}_T^V(\varphi_K, 0, \delta_{ij}) \cdot \mathbf{F}_{T,ij} \quad (2.51)$$

einen Anteil $\sin(\varphi_K) \sum F_{ZT,ij}$ der Summe der Radlasten. Die Indizes

$$ij \in \{fl, fr, rl, rr\} \quad (2.52)$$

stehen dabei für die linken (left, l) und rechten (right, r) Räder der Vorderachse (front, f) und der Hinterachse (rear, r). Wird die Summe der Radlasten

$$\sum F_{ZT,ij} \approx mg \quad (2.53)$$

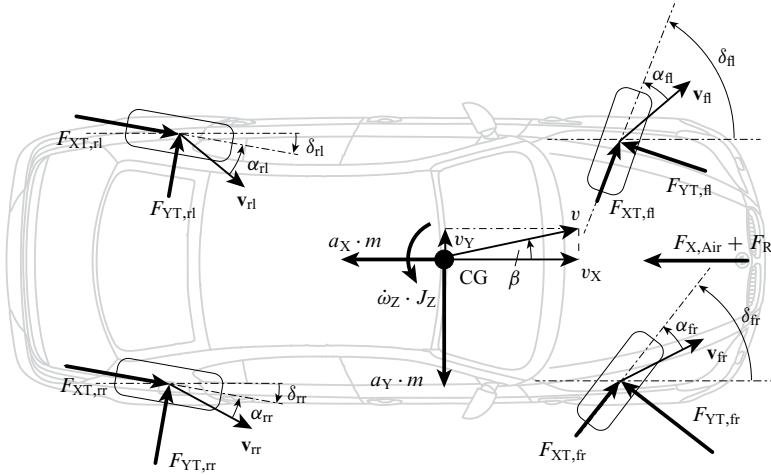


Bild 2.13: Zweipurmodell in der Ebene mit den Längs- und Querkraften (F_{XT} und F_{YT}) in radfesten Koordinaten (T), den Schräglaufwinkeln α , den Lenkwinkeln δ , den Geschwindigkeitsvektoren an den Rädern \vec{v} , den Reaktionskräften ($a_X \cdot m$ und $a_Y \cdot m$), dem Giermoment $\omega_Z \cdot J_Z$ und der Luft- und Rollwiderstandskraft $F_{X,Air} + F_R$

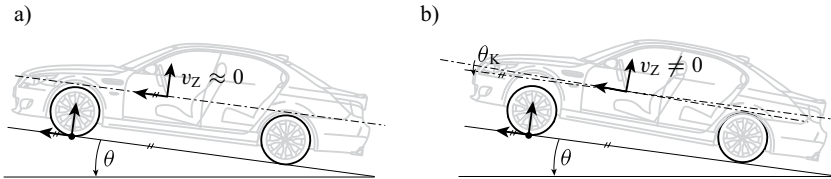


Bild 2.14: Vernachlässigung der Vertikalgeschwindigkeit: a) Fahrzeugfestes Koordinatensystem parallel zur Fahrbahnebene ($\theta_K = 0$); b) Fahrzeugfestes Koordinatensystem durch starkes Fahrwerksnicken nicht parallel zur Fahrbahnebene ($\theta_K \neq 0$)

in der Ebene mittels Erdbeschleunigung g und Fahrzeuggesamtmasse m geschätzt, können die Querkräfte in Fahrzeugkoordinaten

$$F_Y = F_Y^* + mg \sin(\varphi_K) \quad (2.54)$$

mit den um die Lenkwinkel in Aufbaukoordinaten transformierten Querkräfte

$$\begin{aligned} F_Y^* = & \cos \varphi_K (\cos \delta_f (F_{YT,fl} + F_{YT,fr}) + \sin \delta_f (F_{XT,fl} + F_{XT,fr}) \dots \\ & \dots \cos \delta_r (F_{YT,rl} + F_{YT,rr}) + \sin \delta_r (F_{XT,rl} + F_{XT,rr})) \end{aligned} \quad (2.55)$$

und dem Erdbeschleunigungsanteil $mg \sin(\varphi_K)$, unter der Annahme kleiner Wankwinkel der Rad-aufhängung $\cos(\varphi_K) \approx 1$, ausgedrückt werden.

Ist der Wankwinkel der Radaufhängung gleich dem Wankwinkel des Aufbaus relativ zur horizontalen Ebene $\varphi_K = \varphi$, vereinfacht sich die Differentialgleichung für die Quergeschwindigkeit

$$\dot{v}_Y = \frac{\sum F_Y^* + mg \sin(\varphi_K = \varphi)}{m} - \omega_Z \cdot v_X - g \cdot \cos \theta \cdot \sin \varphi \quad (2.56)$$

zu der bekannten Form

$$\dot{v}_Y = \frac{\sum F_Y^*}{m} - \omega_Z \cdot v_X \quad (2.57)$$

für Fahrten in der Ebene, siehe Isermann (2006) und Bauer (2015).

Zur Beschreibung der Drehdynamik um die Hochachse wird die Gierdifferentialgleichung aus Gl. (2.22)

$$\dot{\omega}_Z = \frac{1}{J_Z} (M_Z + \omega_X \cdot \omega_Y \cdot (J_X - J_Y)) \quad (2.58)$$

für das Zweispurmodell genutzt. Das Moment um die Hochachse

$$M_Z = (F_{Y,\text{fl}} + F_{Y,\text{fr}})l_f - (F_{Y,\text{rl}} + F_{Y,\text{rr}})l_r + (F_{X,\text{fr}} - F_{X,\text{fl}})\frac{b_f}{2} + (F_{X,\text{rr}} - F_{X,\text{rl}})\frac{b_r}{2} \quad (2.59)$$

berechnet sich aus den in Fahrzeugkoordinaten transformierten Radkräften. Mit der Annahme kleiner Wankwinkel der Radaufhängung $\cos(\varphi_K) \approx 1$ muss der Winkel φ_K nicht im Giermoment mit eingesetzten Reifenkräften

$$\begin{aligned} M_Z = & [\cos(\delta_f) \cdot (F_{YT,\text{fl}} + F_{YT,\text{fr}}) + \sin(\delta_f) \cdot (F_{XT,\text{fl}} + F_{XT,\text{fr}})] \cdot l_f \dots \\ & \dots - [\cos(\delta_r) \cdot (F_{YT,\text{rl}} + F_{YT,\text{rr}}) + \sin(\delta_r) \cdot (F_{XT,\text{rl}} + F_{XT,\text{rr}})] \cdot l_r \dots \\ & \dots + [\cos(\delta_f) \cdot (F_{XT,\text{fr}} - F_{XT,\text{fl}}) - \sin(\delta_f) \cdot (F_{XT,\text{fr}} - F_{XT,\text{fl}})] \cdot \frac{b_f}{2} \dots \\ & \dots + [\cos(\delta_r) \cdot (F_{XT,\text{rr}} - F_{XT,\text{rl}}) - \sin(\delta_r) \cdot (F_{XT,\text{rr}} - F_{XT,\text{rl}})] \cdot \frac{b_r}{2} \end{aligned} \quad (2.60)$$

berücksichtigt werden.

Formt man Gl. (2.58) nach dem Giermoment

$$M_Z = \dot{\omega}_Z \cdot J_Z - \omega_X \cdot \omega_Y \cdot (J_X - J_Y) = M_{\dot{\omega}_Z} + M_{\omega_X \omega_Y} \quad (2.61)$$

um und zerlegt das gesamte Giermoment in die Giermomentanteile, die durch die Gierbeschleunigung $M_{\dot{\omega}_Z} = \dot{\omega}_Z \cdot J_Z$, und den Anteil, der durch die Kreiselkräfte entsteht $M_{\omega_X \omega_Y} = -\omega_X \cdot \omega_Y \cdot (J_X - J_Y)$, und vergleicht die Größenordnungen in Bild 2.5 während der Ein- und Ausfahrt in und aus einer Steilkurve mit nahezu 30° Wankwinkel, wird deutlich, dass der Kreiselanteil $M_{\omega_X \omega_Y}$ vernachlässigt werden kann. Somit folgt die vereinfachte Gierdifferentialgleichung

$$\dot{\omega}_Z = \frac{1}{J_Z} M_Z \quad (2.62)$$

mit eingesetzten Kräften in fahrzeugfesten Koordinaten. Mit den Zuständen

$$\mathbf{x} = [v_X \quad v_Y \quad \omega_Z]^T \quad (2.63)$$

ergibt sich das Zweispurmodell in Längs- und Quergeschwindigkeitsform mit Gl. (2.46), (2.47) und (2.62).

Das Zweispurmodell kann allerdings auch mit dem einfacher zu interpretierenden Schwimmwinkel ausgedrückt werden.

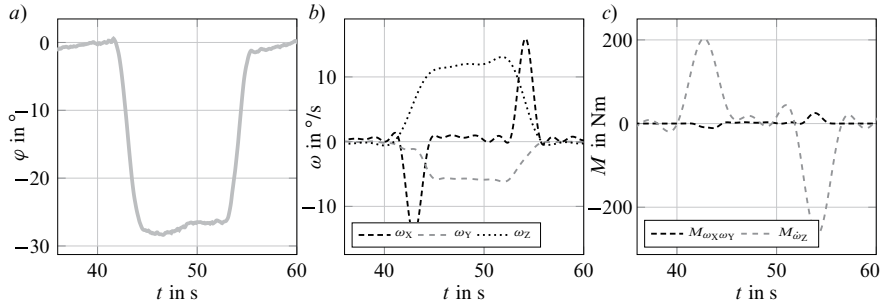


Bild 2.15: Messung einer Einfahrt in und Ausfahrt aus einer Steilkurve mit ca. 27° Wankwinkel und $v = 200$ km/h, BMW F10 auf dem Prüfgelände Boxberg: a) Wankwinkel φ , b) Fahrzeugfeste Drehraten, c) Vergleich des berechneten Kreismoments $M_{\omega_X \omega_Y}$ aufgrund der Rollrate ω_X und Nickrate ω_Y mit dem Trägheitsmoment $M_{\dot{\omega}_Z}$ nach Gl. (2.61)

Geschwindigkeits-/ Schwimmwinkel-Darstellung

Drückt man die Längs- und die Quergeschwindigkeit,

$$v_X = \cos \beta \cdot v, \quad v_Y = \sin \beta \cdot v, \quad (2.64)$$

mit der Übergrundgeschwindigkeit des Schwerpunkts v und dem Schwimmwinkel β aus und setzt ihre Ableitungen

$$\dot{v}_X = -\sin \beta \cdot \dot{\beta} \cdot v + \cos \beta \cdot \dot{v}, \quad \dot{v}_Y = \cos \beta \cdot \dot{\beta} \cdot v + \sin \beta \cdot \dot{v} \quad (2.65)$$

in Gl. (2.46) und (2.47) ein, erhält man das Zweispurmodell nach mehreren Zwischenschritten (siehe Anhang 9.2) zu

$$\dot{v} = \cos \beta \cdot \left(\frac{F_X}{m} + g \cdot \sin \theta \right) + \sin \beta \cdot \left(\frac{F_Y}{m} - g \cdot \cos \theta \cdot \sin \varphi \right) \quad (2.66)$$

$$\dot{\beta} = \cos \beta \cdot \frac{1}{v} \cdot \left(\frac{F_Y}{m} - g \cdot \cos \theta \cdot \sin \varphi \right) - \sin \beta \cdot \frac{1}{v} \cdot \left(\frac{F_X}{m} + g \cdot \sin \theta \right) - \omega_Z \quad (2.67)$$

$$\dot{\omega}_Z = \frac{1}{J_Z} M_Z \quad (2.68)$$

mit dem Zustandsvektor

$$\mathbf{x} = [v \quad \beta \quad \omega_Z]^T \quad (2.69)$$

mit den Elementen Übergrundgeschwindigkeit v , Schwimmwinkel β und Gierrate ω_Z .

Längs- und Querschlupf

Um Reifenquer- und Längskräfte nach Gl. (2.14) und (2.21) zu bestimmen, werden die Schräglaufwinkel der einzelnen Räder

$$\alpha_{ij} = \delta_{ij} - \arctan \left(\frac{v_{Y,ij}}{v_{X,ij}} \right) \quad (2.70)$$

mit den Geschwindigkeiten der Radaufstandspunkte

$$\mathbf{v}_{fl} = \begin{bmatrix} v_X - \omega_Z \cdot b_f/2 \\ v_Y + \omega_Z \cdot l_f \end{bmatrix}, \quad \mathbf{v}_{fr} = \begin{bmatrix} v_X + \omega_Z \cdot b_f/2 \\ v_Y + \omega_Z \cdot l_f \end{bmatrix}, \quad (2.71)$$

$$\mathbf{v}_{rl} = \begin{bmatrix} v_X - \omega_Z \cdot b_r/2 \\ v_Y - \omega_Z \cdot l_r \end{bmatrix}, \quad \mathbf{v}_{rr} = \begin{bmatrix} v_X + \omega_Z \cdot b_r/2 \\ v_Y - \omega_Z \cdot l_r \end{bmatrix} \quad (2.72)$$

mit der Gierrate ω_Z , der Längs- v_X und Quergeschwindigkeit v_Y sowie mit den mittleren Lenkwinkeln an der Vorder- δ_f und Hinterachse δ_r berechnet, siehe Börner (2004). Die Längsschlüpfе nach Pacejka (2012)

$$s_{X,ij} = \frac{\omega_{ij} \cdot r_{\text{dyn},f/r} - v_{XT,ij}}{v_{XT,ij}} \quad (2.73)$$

ergeben sich aus den Geschwindigkeiten der Radaufstandspunkte der jeweiligen Raddrehzahlen ω_{ij} und den dynamischen Reifenhalmessern $r_{\text{dyn},f}$ und $r_{\text{dyn},r}$ sowie die in Reifenkoordinaten transformierten Längsgeschwindigkeiten

$$v_{XT,ij} = \cos \delta_{ij} \cdot v_{X,ij} - \sin \delta_{ij} \cdot v_{Y,ij}. \quad (2.74)$$

Reifenaufstandskräfte

Mit den statischen Achslasten

$$F_{Z,f0} = mg \frac{l_r}{l_f + l_r}, \quad F_{Z,r0} = mg \frac{l_f}{l_f + l_r} \quad (2.75)$$

und Radlastverschiebungen durch Längs- und Querbeschleunigung

$$\Delta F_{Z,\text{Pitch}} = \frac{h}{l_f + l_r} m a_X, \quad \Delta F_{Z,\text{Roll}} = \frac{h}{b} m a_Y \quad (2.76)$$

lassen sich die einzelnen Radlasten

$$F_{Z,fl} = \frac{1}{2} (F_{Z,f0} - \Delta F_{Z,\text{Pitch}}) - C_{\text{Roll}} \cdot \Delta F_{Z,\text{Roll}} \quad (2.77)$$

$$F_{Z,fr} = \frac{1}{2} (F_{Z,f0} - \Delta F_{Z,\text{Pitch}}) + C_{\text{Roll}} \cdot \Delta F_{Z,\text{Roll}} \quad (2.78)$$

$$F_{Z,rl} = \frac{1}{2} (F_{Z,r0} + \Delta F_{Z,\text{Pitch}}) - (1 - C_{\text{Roll}}) \cdot \Delta F_{Z,\text{Roll}} \quad (2.79)$$

$$F_{Z,rr} = \frac{1}{2} (F_{Z,r0} + \Delta F_{Z,\text{Pitch}}) + (1 - C_{\text{Roll}}) \cdot \Delta F_{Z,\text{Roll}} \quad (2.80)$$

ohne Berücksichtigung der Wank- oder Nickdynamik berechnen, siehe Kiencke und Nielsen (2005). Durch den Faktor C_{Roll} lässt sich die stationäre Wankmomentabstützung variabel zwischen der Vorderachse ($C_{\text{Roll}} = 1$) und Hinterachse ($C_{\text{Roll}} = 0$) verteilen. Die Radlasten werden für die Berechnung der Reifenkräfte in Gl. (2.9), (2.10) und (2.11) verwendet.

Zusammenfassung

Die Reifenkräfte in Längs- und Querrichtung $F_{X/YT,ij}$ nach Gl. (2.21) und (2.14) werden mit den Radlasten $F_{Z,ij}$ nach Gl. (2.75) bis (2.80), Schlüpfen $s_{X,ij}$ und Schräglaufwinkeln α_{ij} nach Gl. (2.70) bis (2.74) bestimmt und in die Gl. (2.48) und (2.50) für die Summen der Längs- und Querkräfte $F_{X/Y}$ in Fahrzeugkoordinaten sowie dem Giermoment M_Z nach Gl. (2.60) eingesetzt. Die zusammengefassten Kräfte können dann in den Differentialgleichungen des Zweispurmodells in Längs- und Quergeschwindigkeitsform nach Gl. (2.46) und Gl. (2.47) verwendet werden. Wählt man die Geschwindigkeits-/ Schwimmwinkel-Darstellung des Zweispurmodells, werden die Kräfte in Gl. (2.66) für die Geschwindigkeitsänderung und in Gl. (2.67) für die Schwimmwinkeländerung eingesetzt. Die Differentialgleichung der Gierrate wird mit dem zusammengefassten Moment M_Z in beiden Fällen mit Gl. (2.62) bestimmt.

2.6 Erweitertes Einspurmodell

Im Vergleich zum weit verbreiteten linearen Einspurmodell, siehe Mitschke (2013), sollen in dieser Arbeit für das

- Achskraftmodell und
- kinematischen Beziehungen für die Berechnungen der Zustandsänderungen und der Schräglaufwinkel

nichtlineare Modelle für das erweiterte (nichtlineare) Einspurmodell verwendet werden.

Für das Einspurmodell werden die Quer- und Längskräfte einer Achse zusammengefasst, siehe Bild 2.16, sodass sich die Summen der Kräfte in Gl. (2.46) und (2.47) zu

$$F_X = \cos \delta_f \cdot F_{XT,f} - \sin \delta_f \cdot F_{YT,f} + \cos \delta_r \cdot F_{XT,r} - \sin \delta_r \cdot F_{YT,r} - F_R - F_{X,Air} \quad (2.81)$$

und

$$F_Y = \cos \varphi_K \cdot (\cos \delta_f \cdot F_{YT,f} + \sin \delta_f \cdot F_{XT,f} + \cos \delta_r \cdot F_{YT,r} + \sin \delta_r \cdot F_{XT,r}) + mg \sin(\varphi_K) \quad (2.82)$$

ergeben. Um in der Gierdifferenzialgleichung des Einspurmodells

$$\dot{\omega}_Z = \frac{1}{J_Z} \cdot (F_{Y,f} \cdot l_f - F_{Y,r} \cdot l_r + M_Z) \quad (2.83)$$

z.B. stabilisierende ESC-Bremseingriffe zu berücksichtigen, muss ein Zusatzmoment

$$M_Z = (F_{X,fr} - F_{X,fl}) \cdot \frac{b_f}{2} + (F_{X,rr} - F_{X,rl}) \cdot \frac{b_r}{2} \quad (2.84)$$

eingeführt werden. Die Schräglaufwinkel an der Vorder- und Hinterachse

$$\alpha_f = \delta_f - \arctan\left(\frac{v_Y + l_f \dot{\psi}}{v_X}\right), \quad \alpha_r = \delta_r - \arctan\left(\frac{v_Y - l_r \dot{\psi}}{v_X}\right) \quad (2.85)$$

beziehen sich jetzt auf die jeweils mittleren Räder auf der Fahrzeuglängsachse. Bei realen Fahrzeugen treten an jedem Rad Längsschlüfe auf, die im Gegensatz zu den Schräglaufwinkeln der rechten und linken Räder sehr unterschiedlich sein können. Daher wird für das Einspurmodell ein Ersatzschlupf je Achse

$$s_{X,f} = \frac{s_{X,fl} \cdot F_{Z,fl} + s_{X,fr} \cdot F_{Z,fr}}{F_{Z,fl} + F_{Z,fr}}, \quad s_{X,r} = \frac{s_{X,rl} \cdot F_{Z,rl} + s_{X,rr} \cdot F_{Z,rr}}{F_{Z,rl} + F_{Z,rr}} \quad (2.86)$$

berechnet. Je nach Radlast wird der Schlupf mehr oder weniger gewichtet.

Die Achslasten

$$F_{Z,f} = F_{Z,f0} - \Delta F_{Z,Nick} = \frac{m}{l} \cdot (gl_r - a_X h), \quad (2.87)$$

$$F_{Z,r} = F_{Z,r0} + \Delta F_{Z,Nick} = \frac{m}{l} \cdot (gl_f + a_X h) \quad (2.88)$$

berechnet aus der gemessenen Längsbeschleunigungen a_X , vereinfachen sich, durch das Zusammenfassen der Räder zu einer Achse. Bild 2.16 zeigt alle wirkenden Kräfte und resultierende Beschleunigungen und Bewegungsgrößen am erweiterten Einspurmodell.

2.7 Lineares Einspurmodell

Um das nichtlineare Einspurmodell mit dem Zustandsvektor $\mathbf{x} = [\beta, \omega_Z]$ um einen Arbeitspunkt $[\mathbf{x}_{AP}, \mathbf{u}_{AP}]$ zu linearisieren, werden die Kleinwinkelnäherungen

$$\sin x \approx x, \quad \cos x \approx 1, \quad \tan x \approx x$$

genutzt. Die Schräglaufwinkel mit der Kleinwinkelnäherung

$$\alpha_f = \delta_f - \beta - \frac{\omega_Z l_f}{v} \quad \text{und} \quad \alpha_r = \delta_r - \beta + \frac{\omega_Z l_r}{v} \quad (2.89)$$

sind nach Kiencke und Nielsen (2005) für Schräglaufwinkel kleiner 5° gültig.

Die linearisierten Achsquerkräfte

$$F_{YT,f} = \alpha_f \cdot c_{\alpha,f}^*(\mathbf{x}_{AP}, \mathbf{u}_{AP}) \quad \text{und} \quad F_{YT,r} = \alpha_r \cdot c_{\alpha,r}^*(\mathbf{x}_{AP}, \mathbf{u}_{AP}) \quad (2.90)$$

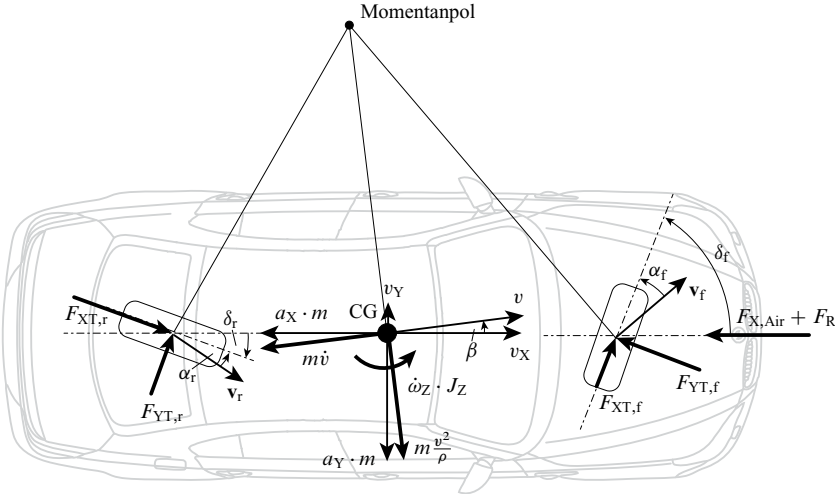


Bild 2.16: Einspurmodell in der Ebene, welches sich um den Momentanpol dreht, mit den Längs- und Querkraften (F_{XT} und F_{YT}) radfesten Koordinaten (T), den Schräglaufwinkeln der Vorder- und Hinterachse (α_f und α_r), den Lenkwinkeln (δ_f und δ_r), den Geschwindigkeitsvektoren der Vorder- und Hinterachse (\vec{v}_f und \vec{v}_r), den Trägheitskräften ($a_X \cdot m$ und $a_X \cdot m$), dem Giermoment $\dot{\omega}_Z \cdot J_Z$, den Reaktionskräften ($a_X \cdot m$ und $a_X \cdot m$), dem Giermoment $\dot{\omega}_Z \cdot J_Z$ und der Luft- und Rollwiderstandskraft $F_{X,Air} + F_R$

werden im Arbeitspunkt in Abhängigkeit ihrer lokalen Schräglaufsteifigkeit $c_{\alpha}^*(\mathbf{x}_{AP}, \mathbf{u}_{AP})$ ausgedrückt. Bei der Linearisierung um die Geradeausfahrt

$$\mathbf{x}_{AP} = [\beta = 0, \omega_Z = 0]^T, \quad \mathbf{u}_{AP} = \delta_f = 0 \quad (2.91)$$

sind die lokalen Schräglaufsteifigkeiten

$$c_{\alpha,f}^* = c_{\alpha,f}, \quad c_{\alpha,r}^* = c_{\alpha,r} \quad (2.92)$$

gleich der Anfangssteigungen der Querkraftkennlinien. Das resultierende Zustandsraummodell

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\omega}_Z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-c_{\alpha,f} + c_{\alpha,r}}{m v} & \frac{c_{\alpha,r} l_r - c_{\alpha,f} l_f}{m v^2} - 1 \\ \frac{c_{\alpha,r} l_r - c_{\alpha,f} l_f}{J_Z} & -\frac{c_{\alpha,f} l_f^2 - c_{\alpha,r} l_r^2}{J_Z v} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ \omega_Z \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{c_{\alpha,f}}{m v i_S} \\ \frac{c_{\alpha,r} l_r}{J_Z i_S} \end{bmatrix} \delta_H \quad (2.93)$$

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A} \mathbf{x} + \mathbf{b} u$$

wurde erstmals in Rieckert und Schunck (1940) hergeleitet und wird seitdem für die Analyse des dynamischen Systemverhaltens des Fahrzeugs, siehe Mitschke (2013), oder zur linearen Reglerauslegung genutzt.

Die stationäre Gierverstärkung

$$\left| G_{\dot{\psi}}(v, EG) \right| = \left| \frac{\dot{\psi}}{\delta_f} \right| = \frac{v}{l + v^2 \cdot EG} \quad (2.94)$$

lässt sich mit dem Eigenlenkgradient

$$EG = m \frac{c_{\alpha,r} l_r - c_{\alpha,f} l_f}{c_{\alpha,f} \cdot c_{\alpha,r} \cdot l} = \frac{d\delta_f}{da_Y}, \quad [EG] = \frac{\text{rad}}{\text{m/s}^2}, \quad (2.95)$$

berechnet aus den Schräglaufsteifigkeiten, ausdrücken, siehe Mitschke (2013). Bild 2.17 a) zeigt den geschwindigkeitsabhängigen Verlauf der Gierverstärkung für ein unter-, ein über- und ein neutralsteuerndes Fahrzeug. Der Eigenlenkgradient eines untersteuernden Fahrzeugs ist größer null. Die Gierverstärkung nimmt bei einem untersteuernden Fahrzeug mit der Geschwindigkeit erst zu und erreicht dann bei der charakteristischen Geschwindigkeit

$$v_{\text{ch}} = \sqrt{\frac{l}{EG}}, \quad [v_{\text{ch}}] = \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (2.96)$$

ein Maximum. Ist der Eigenlenkgradient kleiner null, steigt die Gierverstärkung überproportional mit der Geschwindigkeit an. Das Lenkverhalten wird als übersteuernd bezeichnet. Bei Erreichen der kritischen Geschwindigkeit

$$v_{\text{krit}} = \sqrt{-\frac{l}{EG}}, \quad [v_{\text{krit}}] = \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (2.97)$$

steigt die Verstärkung gegen Unendlich, das Fahrzeug wird instabil. In Bild 2.17 b) ist der Lenkwinkelbedarf für einen Radius $R = 100 \text{ m}$ über die Querbeschleunigung aufgetragen. Das untersteuernde Fahrzeug benötigt linear abhängig von der Querbeschleunigung einen wachsenden Lenkwinkel

$$\delta_f = \frac{l}{R} + \alpha_f - \alpha_r = \delta_A + EG \cdot a_Y. \quad (2.98)$$

Die Steigung $d\delta_f/da_Y$ ist gerade der Eigenlenkgradient EG . Das neutrale Fahrzeug benötigt unabhängig von der Beschleunigung den Ackermannlenkwinkel δ_A . Pacejka (2012) nutzt eine weitere Darstellung wie in Bild 2.17 c): Aufgetragen wird die normierte Querbeschleunigung a_Y/g über die Differenz der Schräglaufwinkel. Das untersteuernde Fahrzeug braucht größere Schräglaufwinkel an der Vorderachse als an der Hinterachse und hält sich im linken Bereich des Diagramms auf.

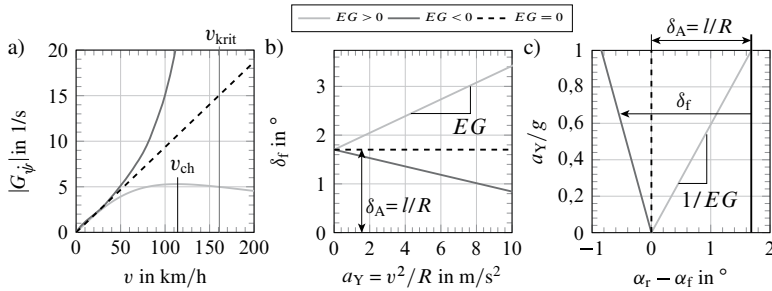


Bild 2.17: Verschiedene Darstellungen der stationären Lenkwinkelverstärkungen des linearen Einspurmodells berechnet für ein unter-, ein über- und ein neutralsteuerndes Fahrzeug auf Basis der Parameter eines BMW F10 550i und $R = 100$ m: a) Gierverstärkung in Abhängigkeit der Geschwindigkeit nach Gl. (2.94); b) Lenkwinkelbedarf in Abhängigkeit der Querbeschleunigung bei dem festgelegten Kurvenradius R nach Gl. (2.98); c) Pacejka-Handling-Diagramm mit eingezeichneten Lenkwinkelbedarf für einen gegebenen Kurvenradius R nach Pacejka (2012)

2.8 Wankmodell

Um die Kräfte, die am Schwerpunkt angreifen, in Reifenkräfte umzurechnen damit in Kapitel 4 die Parameter der Reifenmodelle identifiziert werden können, wird der erforderliche Wankwinkel mit Wankmodellen geschätzt. Im Folgenden werden zwei Wankmodelle beschrieben. In Kapitel 4 werden die Parameter bestimmt und die Modellgüte miteinander verglichen.

PT2-Wankmodell

Die gemessene Querbeschleunigung a_Y stellt wie in Ackermann u. a. (2013) und Bauer (2015) einen geeigneten Eingang des Wankmodells 2. Ordnung

$$\frac{1}{\omega_{0,Roll}^2} \cdot \ddot{\varphi}_K + \frac{2D_{Roll}}{\omega_{0,Roll}} \cdot \dot{\varphi}_K + \varphi_K = K_{Roll} \cdot a_Y \quad (2.99)$$

da. Die drei zu identifizierenden Parameter sind die Kennkreisfrequenz $\omega_{0,Roll}$, die Dämpfung D_{Roll} und die Verstärkung K_{Roll} . Anders als in Ackermann u. a. (2013) oder Bauer (2015) wird von der physikalisch motivierten Modellierung abgesehen, da benötigte Parameter wie die Wankpolhöhe nicht zur Verfügung stehen und die Modellausgangsgüte durch die physikalische Modellierung nicht verbessert werden konnte, siehe Meister (2014). Bild 2.18 zeigt den Signalfuss.

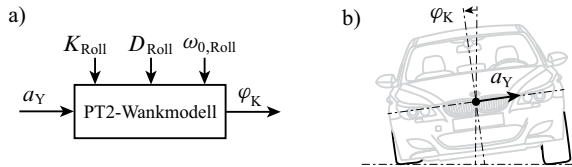


Bild 2.18: a) Signalfluss und Parameter des PT2-Wankmodells; b) Prinzip der Wirkung der gemessenen Querbeschleunigung auf den Wankwinkel

Stationäres Wankmodell

Setzt man die Wankbeschleunigung und Geschwindigkeit in (2.99) zu null erhält man ein einfaches stationäres Wankmodell

$$\varphi_K = K_{\text{Roll}} \cdot a_Y, \quad (2.100)$$

welches den stationären Wankwinkel genau abbildet.

2.9 Zusammenfassung

Zuerst wurden die Koordinatensysteme und dessen Lagedarstellung mit den Eulerwinkeln beschrieben. Durch entsprechender Transformationen mit der orthogonalen Richtungskosinusmatrix wurden Größen im radfesten Koordinatensystem in das fahrzeugfeste Koordinatensystem überführt. Dabei wurde auch der Wankwinkel des Fahrwerks φ_K berücksichtigt. Als wichtigstes Element zur Kraftübertragung des Kraftfahrzeugs wurde der Reifen detailliert behandelt. Für die Modellierung der Achsquerkraft und Reifenlängskraft wurde die Magic Formula nach Pacejka (2012) aufgrund der guten Abbildung der gesamten Kraft-Schlupf-Kennlinie und der einfachen Parametrierung gewählt. Zusätzlich wurden Modifikationen eingeführt, die das degressive Verhalten der Achsquerkraft über die Radlast modellieren. Über die Starrkörperbewegung im Raum wurden der sogenannte „Strapdown-Algorithmus“ hergeleitet, der angibt, wie aus der Integration der Drehraten und der Beschleunigungen die Lage und die Geschwindigkeiten des Fahrzeug bestimmt werden können. Basierend auf diesen Gleichungen und den beschriebenen Reifen- und Achskraftmodellen wurde das Zweispurmodell, welches auch Fahrten in der Steilkurve und in Steigungen berücksichtigt, hergeleitet. Durch Zusammenführen der Räder einer Achse wurde das erweiterte nichtlineare Einspurmodell erzeugt. Das Modell unterscheidet sich von Modellen aus der Literatur vor allem durch die korrekte Berücksichtigung von großen Wank- und Nickwinkeln (φ, θ), die bei Steilkurvenfahrten oder an großen Gefällen auftreten. Aufgrund der geringeren Komplexität soll dieses Modell in dieser Arbeit weiter genutzt werden. Durch weitere Vereinfachungen entstand dann das lineare Einspurmodell, mit dem das Systemverhalten mit einfachen Methoden der linearen Regelungstechnik analysiert werden kann.

3 Grundlagen der Zustandsschätzung

Viele reale Systeme sind nichtlinear. Abhängig vom Prozess selbst und dem Arbeitspunkt können manche Prozesse allerdings mit linearen Modellen und einem linearen Kalman-Filter beobachtet werden. In anderen Fällen ist die lineare Approximation nicht genau genug und Zustandsschätzer, basierend auf nichtlinearen Prozessmodellen, müssen eingesetzt werden. Da bereits in Kapitel 2 gezeigt werden konnte, wie sich das Fahrverhalten eines Fahrzeug je nach Arbeitspunkt aufgrund von starken Nichtlinearitäten der Querkraftkennlinien verändert, werden in diesem Abschnitt lediglich Schätzverfahren für nichtlineare Systeme vorgestellt. Die bekannteste Methode, einen Kalman-Filter für ein nichtlineares System einzusetzen, ist der erweiterte Kalman-Filter (EKF), siehe Welch und Bishop (2006). Der EKF prädiziert die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion mit Hilfe einer linearen kontinuierlich angepassten Approximation des Systems um einen Arbeitspunkt. Um dies zu ermöglichen, müssen die Jacobi-Matrizen des Prozess- und Messmodells berechnet werden, was unter Umständen sehr aufwendig sein kann.

Ändert sich das Systemverhalten in unmittelbarer Nähe zum linearisierten Arbeitspunkt stark, kann es zudem vorkommen, dass die lineare Approximation das eigentliche Systemverhalten nur ungenügend repräsentiert und die erzeugten Rückführverstärkungen nicht optimal sind.

Um die Nachteile des EKF zu überwinden, wurden eine Reihe weiterer Methoden zur nichtlinearen Zustandsschätzung entwickelt. Darunter ist der Unscented-Kalman-Filter (UKF) eine vielversprechende Alternative, siehe Julier u. a. (1995). Der UKF prädiziert die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion in einer einfachen Art und Weise und ist für Nichtlinearitäten bis zur 2. Ordnung genau in der Schätzung des Mittelwert und der Kovarianz. Die Implementierung des EKF und des UKF werden im Folgenden kurz erläutert.

Ein diskretes Filter soll die Zustände \mathbf{x}_k eines stochastischen Prozesses, siehe Bild 3.1

$$\mathbf{x}_k = \mathbf{f}(\mathbf{x}_{k-1}, \mathbf{u}_{k-1}) + \mathbf{w}_{k-1} \quad (3.1)$$

in diskreter nichtlinearer Form mit den Eingängen \mathbf{u}_{k-1} und dem Prozessrauschens \mathbf{w}_{k-1} schätzen. Um eine Approximation der zeitdiskreten Darstellung

$$\mathbf{x}_k = \mathbf{f}(\mathbf{x}_{k-1}, \mathbf{u}_{k-1}) + \mathbf{w}_{k-1} \approx \mathbf{x}_{k-1} + T_0 [\mathbf{f}_c(\mathbf{x}_{k-1}, \mathbf{u}_{k-1}) + \mathbf{w}] \quad (3.2)$$

aus dem nichtlinearen kontinuierlichen System \mathbf{f}_c zu erhalten, wird in dieser Arbeit das explizite Euler-Verfahren mit der Abtastzeit T_0 verwendet. Die Zustände können mittels der Messgleichung

$$\mathbf{z}_k = \mathbf{h}(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k) + \mathbf{v}_k, \quad (3.3)$$

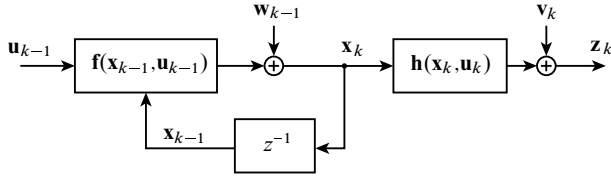


Bild 3.1: Diskretes nichtlineares Prozessmodell mit dem Systemeingang \mathbf{u}_{k-1} , dem Zustandsvektor \mathbf{x}_{k-1} , dem Systemrauschen \mathbf{w}_{k-1} , der Messung \mathbf{z}_k und dem Messrauschen \mathbf{v}_k

die die Zustände nichtlinear mit der durch \mathbf{v}_k verrauschten Messung \mathbf{z}_k verknüpft, korrigiert werden. Die Rauschanteile müssen für korrekte Funktionsweise des Kalman-Filters jeweils voneinander unabhängig, weiß und normalverteilt sein. Für ihre Kovarianzmatrizen gilt im Fall des Systemrauschens $\mathbf{Q}_{k-1} = E[\mathbf{w}_{k-1}\mathbf{w}_{k-1}^T]$ und $\mathbf{R}_k = E[\mathbf{v}_k\mathbf{v}_k^T]$ für das Messrauschen. Soll der Zustandsvektor im Bezug der Minimierung eines quadratischen Gütemaßes optimal geschätzt werden, so besteht die Aufgabe des Kalman-Filters darin, die Schätzfehlerkovarianzmatrix $\mathbf{P}_k = E[\mathbf{e}_k\mathbf{e}_k^T]$ mit dem Schätzfehler

$$\mathbf{e}_k = \mathbf{x}_k - \hat{\mathbf{x}}_k \quad (3.4)$$

zu minimieren.

3.1 Erweitertes Kalman-Filter

Der Filteralgorithmus gliedert sich in die beiden Schritte Prädiktion und Korrektur. Bild 3.2 b) zeigt den Signalfluss der Prädiktion und Korrektur des geschätzten Zustandsvektors $\hat{\mathbf{x}}$. Die Prädiktion und Korrektur der Kovarianzmatrix \mathbf{P}_k wird aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht im Bild dargestellt.

Prädiktion

Die Zustände

$$\mathbf{x}_k^- = \mathbf{f}(\hat{\mathbf{x}}_{k-1}, \mathbf{u}_{k-1}) \quad (3.5)$$

werden mit dem nichtlinearen Prozessmodell um einen Abtastschritt prädiiziert. Die Prädiktion der Kovarianzmatrix

$$\mathbf{P}_k^- = \mathbf{A}_{k-1}\mathbf{P}_{k-1}\mathbf{A}_{k-1}^T + \mathbf{Q}_{k-1} \quad (3.6)$$

basiert auf dem Kalman-Filter für lineare Systeme. Hierzu muss das nichtlineare Prozessmodell im Arbeitspunkt $[\hat{\mathbf{x}}_{k-1}, \mathbf{u}_{k-1}]$ mit der Jacobi-Matrix

$$\mathbf{A}_{k-1} = \left. \frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{x}} \right|_{\hat{\mathbf{x}}_{k-1}, \mathbf{u}_{k-1}} \quad (3.7)$$

linearisiert werden.

Korrektur

Für die Korrektur muss zunächst die Kreuzkovarianz

$$\mathbf{P}_{xy,k} = \mathbf{P}_k^{-1} \mathbf{H}_k^T \quad (3.8)$$

zwischen Zustandsfehler und Ausgangsfehler mit der Ausgangs-Linearisierung im Arbeitspunkt

$$\mathbf{H}_k = \left. \frac{\partial \mathbf{h}}{\partial \mathbf{x}} \right|_{\hat{\mathbf{x}}_k^-, \mathbf{u}_k} \quad (3.9)$$

berechnet werden. Die Kovarianz der Messung

$$\mathbf{P}_{zz,k} = \mathbf{P}_{yy,k} + \mathbf{R}_k = \mathbf{H}_k \mathbf{P}_k^{-1} \mathbf{H}_k^T + \mathbf{R}_k \quad (3.10)$$

setzt sich aus der Kovarianz des Ausgangs $\mathbf{P}_{yy,k}$ und der Kovarianzmatrix des Messrauschens \mathbf{R}_k zusammen. Mit Gl. (3.8) und (3.10) wird die Kalman-Filter-Verstärkung

$$\mathbf{K}_k = \mathbf{P}_{xy,k} (\mathbf{P}_{zz,k})^{-1} \quad (3.11)$$

und die Differenz aus Messung \mathbf{z}_k und prädierten Systemausgang $\mathbf{h}(\hat{\mathbf{x}}_k^-, \mathbf{u}_k)$ zur Korrektur der prädierten Zustände

$$\hat{\mathbf{x}}_k = \hat{\mathbf{x}}_k^- + \mathbf{K}_k \cdot (\mathbf{z}_k - \mathbf{h}(\hat{\mathbf{x}}_k^-, \mathbf{u}_k)) \quad (3.12)$$

verwendet. Daraufhin muss die Kovarianzmatrix

$$\mathbf{P}_k = (\mathbf{I} - \mathbf{K}_k \mathbf{H}_k) \cdot \mathbf{P}_k^- = \mathbf{P}_k^- - \mathbf{K}_k \mathbf{P}_{xy,k}^T \quad (3.13)$$

in Abhängigkeit der Größe der Kalman-Filter-Verstärkung korrigiert werden, da der prädierte Schätzfehler durch die Korrektur abnimmt.

Für eine ausführliche Herleitung und weitere Informationen siehe Welch und Bishop (2006) oder Grewal und Andrews (2008).

3.2 Unscented Kalman-Filter

Der UKF prädiert die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion, indem geeignete Sigma-Partikel¹ durch die nichtlineare Funktion mittels der „Unscented Transformation“ transformiert werden und so der Mittelwert und die Kovarianz nach der Transformation neu ermittelt werden kann. Bild 3.2 c) zeigt den Signalfuss der Prädiktion und Korrektur des geschätzten Zustandsvektors $\hat{\mathbf{x}}$. Die Prädiktion und Korrektur der Kovarianzmatrix \mathbf{P}_k wird aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht im Bild dargestellt. Im Folgenden soll lediglich der Algorithmus erläutert werden, für eine Herleitung sei auf Julier u. a. (1995) verwiesen.

¹ Als Sigma-Partikel sollen hier um den Mittelwert verteilte Zustandsvektoren verstanden werden. In der englischsprachigen Literatur wird von „Sigma-Points“ gesprochen. Ihre Entfernung vom Mittelwert hängt von ihrer Standardabweichung σ ab.

Verteilung von Sigma-Partikeln

Auf Basis der Cholesky-Zerlegung² \mathbf{C} der aktuellen Kovarianz \mathbf{P}_{k-1} werden $2n + 1$ (n = Anzahl der Zustände) Sigma-Partikel

$$\mathbf{X}_{k-1} = [\hat{\mathbf{x}}_{k-1} \quad \hat{\mathbf{x}}_{k-1} + \sqrt{n + \lambda_{\text{UKF}}} \cdot \mathbf{C}^T \quad \hat{\mathbf{x}}_{k-1} - \sqrt{n + \lambda_{\text{UKF}}} \cdot \mathbf{C}^T] \quad (3.14)$$

um den geschätzten Erwartungswerts $\hat{\mathbf{x}}_{k-1}$ verteilt. Der Parameter

$$\lambda_{\text{UKF}} = \alpha_{\text{UKF}}^2 \cdot \kappa_{\text{UKF}} + (1 - \alpha_{\text{UKF}}^2) \cdot n \quad (3.15)$$

wird aus den Skalierungsfaktoren α_{UKF} und κ_{UKF} berechnet.

Prädiktion

Die Sigma-Points werden durch das diskrete Prozessmodell transformiert

$$\mathbf{X}_k^{*-} = \mathbf{f}(\mathbf{X}_{k-1}, \mathbf{u}_{k-1}). \quad (3.16)$$

Der Erwartungswert des prädierten Zustands

$$\hat{\mathbf{x}}_k^- = W_0 \mathbf{X}_{k,0}^- + \sum_{i=1}^{2n} W_i \mathbf{X}_{k,i}^- \quad (3.17)$$

wird mit den Gewichten

$$W_0 = \lambda_{\text{UKF}} / (n + \lambda_{\text{UKF}}), \quad W_i = 1 / [2(n + \lambda_{\text{UKF}})], \quad 1 \leq i \leq 2n \quad (3.18)$$

$$W_0^p = \lambda_{\text{UKF}} / (n + \lambda_{\text{UKF}}) + 1 - \alpha_{\text{UKF}}^2 + \beta_{\text{UKF}}, \quad W_i^p = 1 / [2(n + \lambda_{\text{UKF}})], \quad 1 \leq i \leq 2n \quad (3.19)$$

gebildet. Die Gewichte W_i^p und die Differenzen aus Erwartungswert \mathbf{x}_k^- und Sigma-Partikel $\mathbf{X}_{k,i}^-$ werden für die Berechnung der prädierten Kovarianzmatrix

$$\mathbf{P}_k^- = \sum_{i=0}^{2n} W_i^p (\mathbf{X}_k^{*-} - \hat{\mathbf{x}}_k^-) (\mathbf{X}_k^{*-} - \hat{\mathbf{x}}_k^-)^T + \mathbf{Q}_{k-1} \quad (3.20)$$

verwendet. Mit dem Faktor β_{UKF} kann das Filter an unterschiedliche Verteilungsdichtefunktionen angepasst werden. Für Gauss-Verteilungen wird der Faktor $\beta_{\text{UKF}} = 2$ empfohlen, siehe Van der Merwe und Wan (2001).

²Die Cholesky-Zerlegung bezeichnet eine Zerlegung einer symmetrischen positiv definiten Matrix $\mathbf{P} = \mathbf{C}\mathbf{C}^T$ in ein Produkt aus einer unteren Dreiecksmatrix \mathbf{C} und deren Transponierter \mathbf{C}^T , siehe Golub und Van Loan (1996).

Korrektur

Auf Basis der Cholesky-Zerlegung \mathbf{C} der prädizierten Kovarianz \mathbf{P}_k^- werden wieder $2n + 1$ Sigma-Partikel

$$\mathbf{X}_k^- = [\hat{\mathbf{x}}_k^- \quad \hat{\mathbf{x}}_k^- + \sqrt{n + \lambda_{\text{UKF}}} \cdot \mathbf{C}^T \quad \hat{\mathbf{x}}_k^- - \sqrt{n + \lambda_{\text{UKF}}} \cdot \mathbf{C}^T] \quad (3.21)$$

diesesmal um den prädizierten Erwartungswerts $\hat{\mathbf{x}}_k^-$ verteilt. Die Sigma-Partikel werden durch das diskrete Ausgangsmodell transformiert

$$\mathbf{Y}_k^- = \mathbf{h}(\mathbf{X}_k^-, \mathbf{u}_k) \quad (3.22)$$

und der Erwartungswert

$$\mathbf{y}_k^- = \sum_{i=0}^{2n} W_i \mathbf{Y}_{k,i}^- \quad (3.23)$$

wieder mit den Gewichten berechnet. Die Ausgangskovarianzmatrix

$$\mathbf{P}_{zz,k} = \sum_{i=0}^{2n} W_i^p (\mathbf{Y}_k^- - \mathbf{y}_k^-)(\mathbf{Y}_k^- - \mathbf{y}_k^-)^T + \mathbf{R}_k \quad (3.24)$$

wird ähnlich zu Gl. (3.20) mit der Messrauschkovarianzmatrix \mathbf{R}_k berechnet. Die Kreuzkovarianz zwischen Zustands- und Ausgangsfehler

$$\mathbf{P}_{xy,k} = \sum_{i=0}^{2n} W_i^p (\mathbf{X}_k^- - \hat{\mathbf{x}}_k^-)(\mathbf{Y}_k^- - \mathbf{y}_k^-)^T \quad (3.25)$$

wird nicht auf Basis von Linearisierungen (wie beim EKF), sondern durch die Differenzen der nichtlinear transformierten Sigma-Partikel berechnet. Die Kalman-Verstärkung, die Korrektur der Zustände und der Kovarianzmatrix

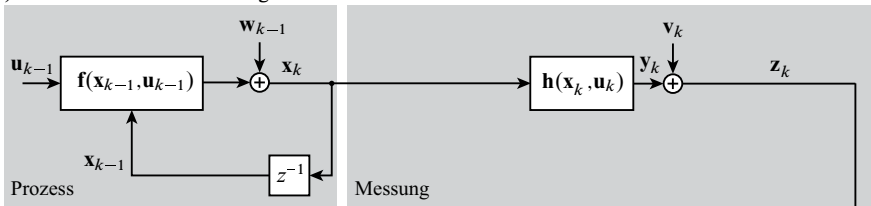
$$\begin{aligned} \mathbf{K}_k &= \mathbf{P}_{xy,k} (\mathbf{P}_{zz,k})^{-1} \\ \hat{\mathbf{x}}_k &= \hat{\mathbf{x}}_k^- + \mathbf{K}_k \cdot (\mathbf{z}_k - \mathbf{y}_k^-) \\ \mathbf{P}_k &= \mathbf{P}_k^- - \mathbf{K}_k \mathbf{P}_{xy,k}^T \end{aligned}$$

erfolgt genau wie beim EKF mit Gl. (3.11) bis (3.13).

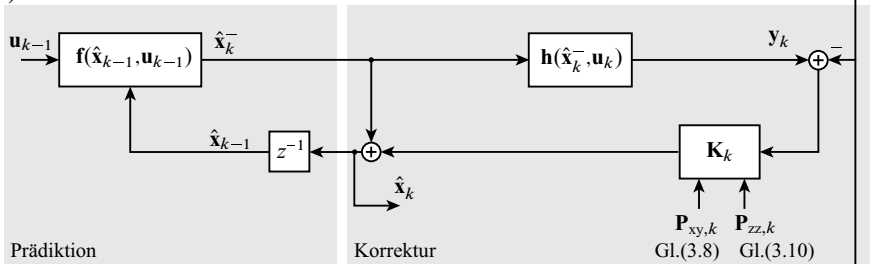
3.3 Vergleich des EKF mit dem UKF

Bild 3.2 zeigt den Signalfluss der Prädiktion und Korrektur des Zustandsvektors $\hat{\mathbf{x}}_k$ mit dem erweiterten Kalman-Filter und mit einem Unscented Kalman-Filter. Durch die zusätzlichen Blöcke des UKF „Gewichtung“ und „Verteilung neuer Sigma-Partikel“ im Vergleich zum EKF wirkt es so, als wäre der UKF-Algorithmus deutlich komplexer und benötigt mehr Rechenzeit. Allerdings

a) Realer Prozess- und Messung



b) Erweiterter Kalman-Filter



c) Unscented Kalman-Filter

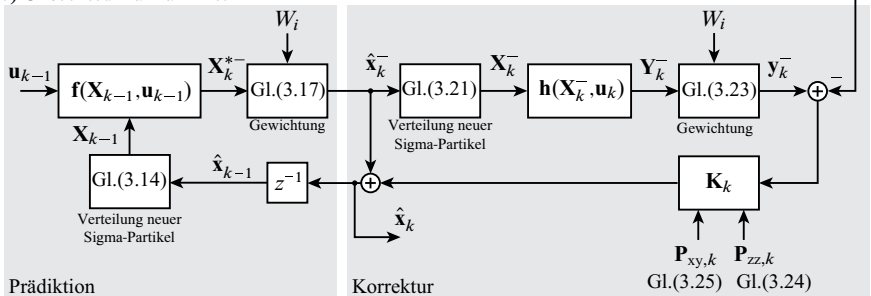


Bild 3.2: a) Nichtlinearer realer Prozess und Messung; b) Prädiktion und Korrektur des Zustandsvektors $\hat{\mathbf{x}}_k$ mit dem erweiterten Kalman-Filter und c) dem Unscented Kalman-Filter

scheint dies nur bei der Prädiktion und Korrektur des Zustandsvektors $\hat{\mathbf{x}}_k$. Die Prädiktion und Korrektur der Kovarianzmatrix \mathbf{P}_k des EKF benötigt die Berechnung der Jacobi-Matrizen \mathbf{A}_{k-1} und \mathbf{H}_k nach Gl. (3.7) und Gl. (3.9), was je nach Nichtlinearität sehr aufwendig sein kann. Der UKF benötigt hierzu lediglich die Gewichte W_i und die transformierten Sigma-Partikel.

Bild 3.3 illustriert die Prädiktion von Mittelwert und Kovarianz durch eine nichtlineare Funktion: Das EKF ist nicht in der Lage, die „Verzerrung“ durch die nichtlineare Funktion zu berücksichtigen. Mittelwert und Kovarianz liegen weit von den tatsächlichen Transformierten (Partikelfilter) entfernt. Das UKF ist in der Lage mit einer geringen Anzahl von Partikeln die wahre Kovarianz und Mittelwert deutlich besser anzunähern.

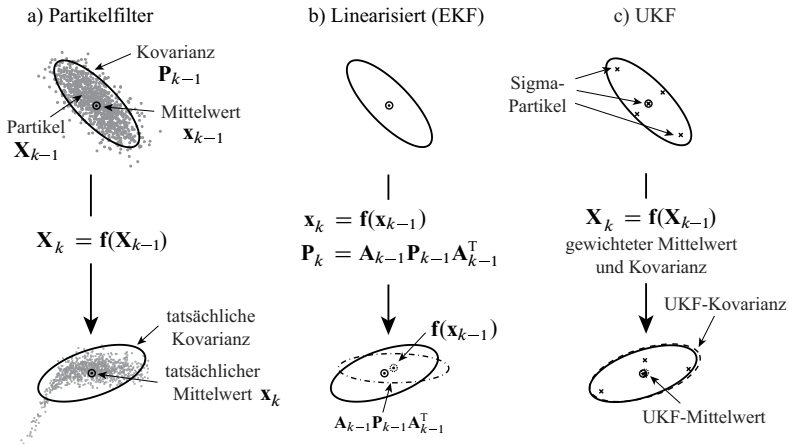


Bild 3.3: Beispiel der Prädiktion von Mittelwert und Kovarianz in Anlehnung an Van der Merwe und Wan (2001): a) Ideal (Partikelfilter); b) EKF; c) UKF

4 Identifikation

In diesem Kapitel wird beschrieben, wie die unbekannten Parameter der Modelle aus Kapitel 2 aus dem Fahrversuch zu bestimmen sind. Einige Parameter wie Abmessungen können allerdings direkt durch eine Grundvermessung bestimmt werden. Durch eine über die ESC-Sensorik hinausgehende Referenzsensorik, bestehend aus hochwertiger 6D-IMU, Correvit und 3-Antennen-GPS, kann die dreidimensionale Fahrzeugbewegung genau erfasst und so gemessene Größen der Identifikation bereitgestellt werden. Wie in Bauer (2015) müssen verschiedene Manöver mit unterschiedlichen Anregungen durchgeführt werden, um alle weiteren Modellparameter zuverlässig ermitteln zu können. In dieser Arbeit soll ein Hauptaugenmerk auf die Identifikation der nichtlinearen Achsquerkraftkennlinien gelegt werden. Dazu werden Daten auf unterschiedlichen Reibwerten von trockenem Asphalt bis zu schneebedeckter Fahrbahn verarbeitet. Auch das Querkraftverhalten unter Längsschlupfeinfluss muss ausreichend gut parametrisiert werden. Dazu werden Daten aus den Manövern „Bremsen in der Kurve“ und „Driften“ herangezogen. Der dynamische Querkraftaufbau spielt nur bei schnellen Schräglaufwinkeländerungen eine Rolle und soll ebenfalls identifiziert werden. Abschließend werden die resultierenden Fahrdynamikmodelle mit verschiedenen Manövern validiert. Als Versuchsfahrzeug wird ein BMW F10 550i verwendet.

4.1 Grundparameter

Nachdem die Parameter Spurbreite b und Radstand l vermessen wurden, wird die Radlast m_f an der Vorder- und die Radlast m_r an Hinterachse mit Radlastwaagen in der Ebene ohne Insassen bestimmt. Die Schwerpunktpositionen

$$l_f = l \cdot \frac{m_r}{m_f + m_r} \quad \text{und} \quad l_r = l - l_f \quad (4.1)$$

ergeben sich durch die Momentenbilanz um die Vorderachse.

Dann wird das Fahrzeug in die Schräge mit Steigung θ gebracht und die Schwerpunkthöhe

$$h = l \cdot \frac{\Delta m_r}{m \tan \theta} \quad (4.2)$$

aus der Radlastdifferenz Δm_r im Vergleich zur Messung in der Ebene bestimmt, siehe Goertz (2007). Die dynamischen Reifenhalbmesser

$$r_{\text{dyn},f} = \frac{2v}{\omega_{fl} + \omega_{fr}} \quad \text{und} \quad r_{\text{dyn},r} = \frac{2v}{\omega_{rl} + \omega_{rr}} \quad (4.3)$$

werden durch eine Geradeausfahrt und Mittelwertbildung von Gl. (4.3) geschätzt. Die Geschwindigkeit v wird dabei mit einem GPS-System oder *Correvit* gemessen. Ist GPS serienmäßig im

Fahrzeug verbaut, kann der Parameter auch Online mit einem RLS-Verfahren geschätzt werden, siehe Bauer (2015).

Tabelle 4.1 gibt einen Überblick über die gewonnenen Fahrzeugparameter aus der Grundparametrierung.

Tabelle 4.1: Grundparameter: Masse, Schwerpunktlage und Abmessungen eines BMW F10 550i

Symbol	Beschreibung	Wert
l	Abstand von Vorder- zu Hinterachse	2,97 m
b	Spurweite	1,61 m
m_f	Fahrzeugmasse an der Vorderachse	1063 kg
m_r	Fahrzeugmasse an der Hinterachse	973 kg
m	Fahrzeuggesamtmasse	2036 kg
l_f	Abstand vom Schwerpunkt zur Vorderachse	1,42 m
l_r	Abstand vom Schwerpunkt zur Hinterachse	1,55 m
h	Schwerpunkthöhe	0,54 m
$r_{\text{dyn},f/r}$	dynamischer Radhalbmesser	0,335 m

4.2 Referenzmesssystem

Um die Fahrzeuggeschwindigkeit im Raum $\mathbf{v} = [v_x, v_y, v_z]$ und die Lage $\Psi = [\varphi, \theta, \psi]$ zu jeder Zeit zuverlässig zu erfassen, wurde im Rahmen dieser Arbeit ein Referenzsensormesssystem bestehend aus einem 3-Antennen-GPS-System, einer hochwertigen 6D-IMU und einem *Correvit*-Sensor aufgebaut. Dieses Messsystem steht nur im Versuchsfahrzeug zur Verfügung und ist im Anhang 9.3 näher erläutert. Im Serienfahrzeug werden nur die Messgrößen des Serien-ESC-Systems für die Zustandsschätzung und Fahrdynamikregelung verwendet. Darauf wird in Kapitel 5 eingegangen.

Im Gegensatz zu Bauer (2015) und Ryu (2004), die für jede Größe des Zustandsvektors $\mathbf{x} = [v_x, v_y, v_z, \varphi, \theta, \psi]$ modulare Beobachter verwenden, wird in dieser Arbeit ein Kalman-Filter für alle Zustände genutzt. Vorteil dieser integrierten Lösung ist, dass der Wank- und der Nickwinkel auch dann noch über den *Correvit*-Sensor beobachtbar sind, wenn das 3-Antennen-GPS ausfällt. Der Gierwinkel kann noch beobachtet werden, wenn die Geschwindigkeitsmessungen des GPS in erdfesten Koordinaten verfügbar sind.

4.2.1 Aufbau

Bild 4.1 zeigt den Aufbau der Sensordatenfusion der drei verschiedenen Messsysteme auf Basis eines EKF. Das EKF ist im Allgemeinen in Abschnitt 3.1 näher beschrieben. Der Schwimmwinkel

$$\beta = \text{atan2}(v_Y, v_X) = \begin{cases} \arctan(v_Y/v_X) & \text{für } v_X > 0, \\ \arctan(v_Y/v_X) + \pi & \text{für } v_X < 0 \text{ und } v_Y \geq 0, \\ \arctan(v_Y/v_X) - \pi & \text{für } v_X < 0 \text{ und } v_Y < 0, \\ +\pi/2 & \text{für } v_X = 0 \text{ und } v_Y > 0, \\ -\pi/2 & \text{für } v_X = 0 \text{ und } v_Y < 0. \end{cases} \quad (4.4)$$

wird aus der Längs- und Quergeschwindigkeit mit der Funktion atan2 berechnet, um auch Dreher mit über 90° Schwimmwinkel korrekt darzustellen.

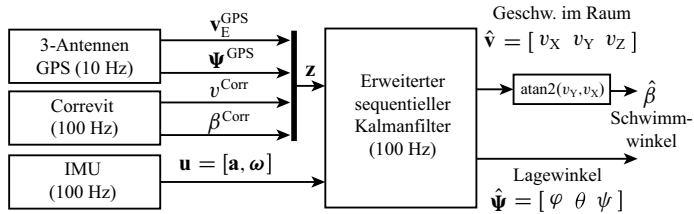


Bild 4.1: Signalfluss der Sensordatenfusion mit der Referenzsensorik des Versuchsfahrzeugs mit einem erweiterten Kalman-Filter

Das kontinuierliche Systemmodell

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) + \mathbf{w} \\ \begin{bmatrix} \dot{v}_X \\ \dot{v}_Y \\ \dot{v}_Z \\ \dot{\varphi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} a_X - \omega_Y \cdot v_Z + \omega_Z \cdot v_Y + g \cdot \sin \theta \\ a_Y + \omega_X \cdot v_Z - \omega_Z \cdot v_X - g \cdot \cos \theta \cdot \sin \varphi \\ a_Z - \omega_X \cdot v_Y + \omega_Y \cdot v_X - g \cdot \cos \varphi \cdot \cos \theta \\ \omega_X + \omega_Y \cdot \sin \varphi \tan \theta + \omega_Z \cdot \cos \varphi \tan \theta \\ \omega_Y \cdot \cos \theta - \omega_Z \cdot \sin \varphi \\ \omega_Y \cdot \sin \varphi / \cos \theta + \omega_Z \cdot \cos \varphi / \cos \theta \end{bmatrix} + \mathbf{w} \end{aligned} \quad (4.5)$$

basiert auf den Strapdown-Gleichungen (2.24) und (2.34) bis (2.36) zur Beschreibung der Lage- und Geschwindigkeitsänderung mit den Systemeingängen der Kreiselplattform

$$\mathbf{u} = [a_X \ a_Y \ a_Z \ \omega_X \ \omega_Y \ \omega_Z]^T = [\mathbf{a} \ \boldsymbol{\omega}]^T \quad (4.6)$$

aus den aufbaufest gemessenen Drehraten $\boldsymbol{\omega}$ und Beschleunigungen \mathbf{a} . Der Vektor \mathbf{w} beschreibt das Systemrauschen. Als Messgrößen nach Gl. (3.3)

$$\mathbf{z} = \mathbf{h}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) + \mathbf{v}_{\text{KF}} \quad (4.7)$$

$$\begin{bmatrix} \mathbf{v}_{\text{E}}^{\text{GPS}} \\ \boldsymbol{\Psi}^{\text{GPS}} \\ v^{\text{Corr}} \\ \beta^{\text{Corr}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{T}_{\text{V}}^{\text{E}} (\mathbf{v} - \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{l}_{\text{GPS}}) \\ \boldsymbol{\Psi} \\ \sqrt{v_X^2 + v_Y^2} \\ \arctan(v_Y/v_X) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{v}_{\text{v}}^{\text{GPS}} \\ \mathbf{v}_{\boldsymbol{\Psi}}^{\text{GPS}} \\ v_v^{\text{Corr}} \\ v_{\beta}^{\text{Corr}} \end{bmatrix}$$

wird der GPS-Geschwindigkeitsvektor $\mathbf{v}_{\text{E}}^{\text{GPS}} = [v_{X,E}^{\text{GPS}}, v_{Y,E}^{\text{GPS}}, v_{Z,E}^{\text{GPS}}]^T$, die Winkelmessung des 3-Antennen-GPS $\boldsymbol{\Psi} = [\varphi^{\text{GPS}}, \theta^{\text{GPS}}, \psi^{\text{GPS}}]^T$ sowie die Geschwindigkeits- und Schwimmwinkelmessung (v^{Corr} , β^{Corr}) des *Correvit*-Sensors (transformiert in den Fahrzeugschwerpunkt, siehe Gl. (9.21) im Anhang 9.3) verwendet. Der Systemausgang $\mathbf{h}(\mathbf{x}, \mathbf{u})$ stellt diese Messgrößen in Abhängigkeit der Systemzustände dar. Der Geschwindigkeitsvektor \mathbf{v} muss mit dem Vektor von der GPS-Hauptantenne zum Schwerpunkt \mathbf{l}_{GPS} transformiert werden. Das Messrauschen

$$\mathbf{v}_{\text{KF}} = [\mathbf{v}_{\text{v}}^{\text{GPS}}, \mathbf{v}_{\boldsymbol{\Psi}}^{\text{GPS}}, v_v^{\text{Corr}}, v_{\beta}^{\text{Corr}}]^T \quad (4.8)$$

wird als unkorreliert angenommen, d.h. die Fehler einer Messung sind unabhängig von den Fehlern einer anderen Messung. Die Kovarianzmatrix des Messrauschens

$$\mathbf{R} = \text{cov}(\mathbf{v}_{\text{KF}}) = \mathbf{I}[\text{var}(v_{X,E}^{\text{GPS}}, \text{var}(v_{Y,E}^{\text{GPS}}), \dots, \text{var}(v_{\beta}^{\text{Corr}})] \quad (4.9)$$

besteht daher aus einer Diagonalmatrix und den Varianzen des Messrauschens. Unter diesen Annahmen kann die Kalman-Filter-Korrektur sequentiell durchgeführt werden, siehe Simon (2006) und Grewal u. a. (2001). D.h. jeder Messwert wird einzeln verarbeitet. Das GPS-Signal wird immer wieder durch Bäume oder Gebäude abgeschattet und liefert unplausible Messergebnisse. Der *Correvit*-Sensor liefert unbrauchbare Messungen, wenn durch Pflützen oder nasse Kacheln gefahren wird. Damit die Qualität der Sensordatenfusion von solchen Fehlern nicht beeinflusst wird, soll die i -te Messgröße nur zur Schätzung der Zustände herangezogen werden, wenn die Differenz aus Messung und geschätztem Systemausgang

$$z_i - y_i(\mathbf{x}, \mathbf{u}) < 4 \cdot \sqrt{P_{zz}(i,i)} \quad \text{mit } i \in \{1 \dots m = 8\} \quad (4.10)$$

kleiner der vierfachen Standardabweichung aus der geschätzten Kovarianz P_{zz} der Messung ist. Die Kovarianz der Messung

$$\mathbf{P}_{zz} = \mathbf{P}_{yy} + \mathbf{R} = \mathbf{H}\mathbf{P}\mathbf{H}^T + \mathbf{R}$$

ist ein Nebenprodukt des Kalman-Filters und wird mit der aktuellen Kovarianz der Zustandsschätzung \mathbf{P} , der linearisierten Ausgangsmatrix \mathbf{H} und dem Messrauschen \mathbf{R} berechnet.

Zudem wird nur alle 10 Abtastschritte mit den 10Hz-GPS-Signal korrigiert.

Der Kalman-Filteralgorithmus ist im Abschnitt 3.1 erläutert.

4.2.2 Ergebnisse

In Bild 4.2 werden die Rohdaten des GPS und des *Correvit*-Sensors mit dem Fusionsergebnis des Kalman-Filters während einem Slalom verglichen. Für die Geschwindigkeit a) und den Schwimmwinkel b) wirkt die Fusion störgrößendämpfend, ohne einen Phasenverzug zu erzeugen. Bei dem Vergleich der Wank- und Gierwinkel in Bild 4.2 c) und d) des 3-Antennen-GPS mit dem Kalman-Filter-Ergebnis fällt die 10-fach höhere Datenrate durch die Prädiktion mit den gemessenen Drehraten auf.

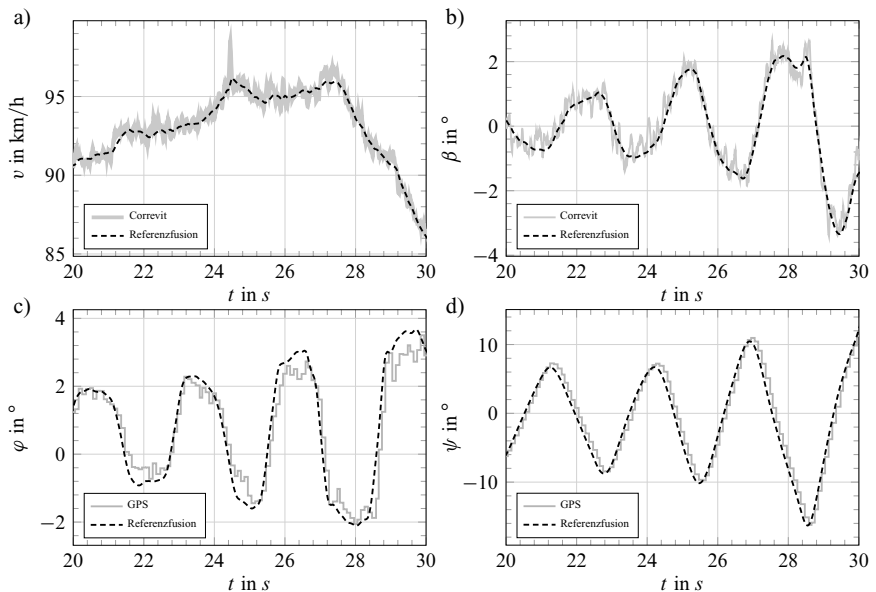


Bild 4.2: Vergleich der Datenfusion des Referenzmesssystems mit den Rohdaten von GPS und *Correvit*-Sensor während einer Slalomfahrt mit einem BMW F10 550i: a) Geschwindigkeit v ; b) Schwimmwinkel β ; c) Wankwinkel φ ; d) Gierwinkel ψ in $^\circ$

Bild 4.3 zeigt die Fahrt durch eine Pfütze bei ca. 123,5 s: Das *Correvit*-Signal wird stark durch die Spiegelung in der Pfütze gestört. Die Datenfusion mit dem Referenzmesssystem ist in der Lage, durch die Überprüfung der *Correvit*-Daten auf Plausibilität nach Gl. (4.10) die Geschwindigkeit und den Schwimmwinkel weiterhin genau zu schätzen. Somit können auch solche Ausreißer vermieden werden.

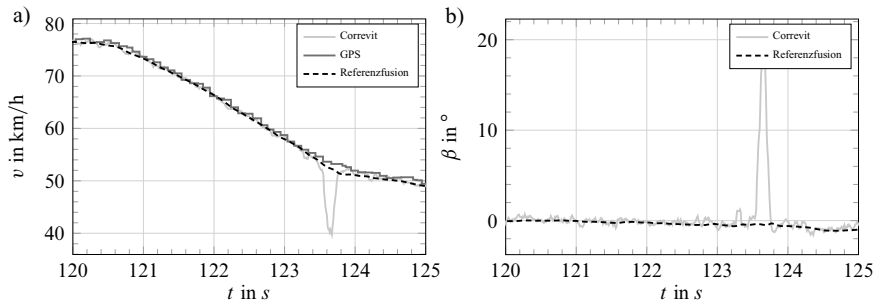


Bild 4.3: Vergleich der Datenfusion mit dem Referenzmesssystem mit den Rohdaten von GPS und *Correvit*-Sensor während einer Fahrt durch eine Pfütze bei ca. 123,5 s : a) Geschwindigkeit; b) Schwimmwinkel

4.3 Wankmodell

Die Parameter des in Abschnitt 2.8 beschriebenen Wankmodells werden durch die Methode der kleinsten Fehlerquadrate (Least Squares, LS), siehe Isermann und Münchhof (2011), bestimmt. Da der Wankwinkel φ_K zwischen Aufbau und Fahrbahnebene nicht direkt ermittelt werden kann, wird die Modellgleichung (2.99) mit dem Zusammenhang, vgl. Bild 2.1,

$$\varphi_K = \varphi - \varphi_T \quad (4.11)$$

aus Fahrbahnwankwinkel φ_T in Reifenkoordinaten und gesamtem Aufbauwankwinkel φ

$$a_Y = (\varphi - \varphi_T) \cdot \frac{1}{K_{\text{Roll}}} + (\dot{\varphi} - \dot{\varphi}_T) \cdot \frac{2D_{\text{Roll}}}{K_{\text{Roll}}\omega_{\text{Roll}}} + (\ddot{\varphi} - \ddot{\varphi}_T) \cdot \frac{1}{K_{\text{Roll}}\omega_{\text{Roll}}^2} \quad (4.12)$$

modifiziert. Durch Vernachlässigung der Wankwinkelgeschwindigkeit der Fahrbahn und Wankwinkelbeschleunigung sowie der Annahme, dass in der Ebene gefahren wird,

$$\dot{\varphi}_T \approx 0, \quad \ddot{\varphi}_T \approx 0, \quad \dot{\varphi} = \omega_X$$

erhält man die Modellgleichung

$$a_Y = \varphi \frac{1}{K_{\text{Roll}}} - \varphi_T \frac{1}{K_{\text{Roll}}} + \omega_X \frac{2D_{\text{Roll}}}{K_{\text{Roll}}\omega_{\text{Roll}}} + \dot{\omega}_X \frac{1}{K_{\text{Roll}}\omega_{\text{Roll}}^2} \quad (4.13)$$

in Form eines Messvektors y , einer Regressionsvektor ξ^T und dem Parametervektor θ :

$$a_Y = [1 \quad \varphi \quad \omega_X \quad \dot{\omega}_X] \begin{bmatrix} -\varphi_T/K_{\text{Roll}} \\ 1/K_{\text{Roll}} \\ 2D_{\text{Roll}}/(K_{\text{Roll}}\omega_{\text{Roll}}) \\ 1/(K_{\text{Roll}}\omega_{\text{Roll}}^2) \end{bmatrix} \quad (4.14)$$

$$y = \xi^T \theta$$

Die Fahrbahnneigung φ_T kann mit dieser Struktur in dem Gleichanteil $-\varphi_T/K_{\text{Roll}}$ mitgeschätzt werden. Der Wankwinkel φ wird aus der in Abschnitt 4.2 vorgestellten Sensordatenfusion der Referenzsensorik bestimmt, die Wankrate ω_X mit der IMU gemessen und die Wankbeschleunigung $\dot{\omega}_X$ mit einem Zustandsvariablenfilter, siehe Vogt (1998), berechnet.

Ergebnisse

Bild 4.4 zeigt die zur Identifikation verwendeten Daten und das Verhalten des identifizierten PT2-Wankmodells und des stationären Wankmodells nach Gl. (2.100) mit der Verstärkung K_{Roll} des PT2-Wankmodells. Die Fehler c des stationären Wankmodells nehmen mit der Anregungsfrequenz zu. Durch die Berücksichtigung der Wankdynamik ist der Fehler des Modells 2. Ordnung weitgehend unabhängig von der Anregungsfrequenz. Bis ca. 1 Hz Anregungsfrequenz ergeben sich nahezu identische Ergebnisse. Der identifizierte Parametervektor $\hat{\theta}$ kann in folgende Parameter umgerechnet werden:

$$\begin{aligned} K_{\text{Roll}} &= \frac{2,64^\circ}{9,81 \text{ m/s}^2} = 0,269 \frac{^\circ}{\text{m/s}^2} \\ D_{\text{Roll}} &= 0,29 \\ \omega_{\text{Roll}} &= 20 \text{ rad/s} \rightarrow f_{\text{Roll}} = \frac{\omega_{\text{Roll}}}{2\pi} = 3,2 \text{ Hz} . \end{aligned}$$

4.4 Achsquerkraftmodelle

Die in Kapitel 5 entwickelten Schätzalgorithmen sollen in jeglicher Fahrsituation robust sein und höchste Schätzgüte liefern. Dies ist nur zu erreichen, wenn die Achsquerkraftmodelle ebenfalls in jeder Situation die Realität bzw. die Messdaten ausreichend gut abbilden. Um eine gute Ausgangsparametrierung zu erreichen, werden daher im Fahrversuch Manöver ausgewählt, die den wichtigen Schräglaufwinkel- und Längsschlupf-Bereich an der Vorder- und Hinterachse abdecken.

4.4.1 Vorgehen

Um die nichtlinearen Achskraftkennlinien, das Gierträgheitsmoment des Fahrzeugs und die Einlauflänge der Reifen zu bestimmen, benutzt Kobetz (2003) ein zu optimierendes Gütekriterium, welches direkt die Größen Gierrate, Querbeschleunigung und Schwimmwinkel einschließt. D.h., in jedem Optimierungsschritt wird das Fahrdynamikmodell mit neuen Optimierungsvariablen, die Querkraftparameter beinhalten, simuliert und die Ausgänge mit den Messdaten Gierrate, Querbeschleunigung und Schwimmwinkel verglichen, um ein Gütekriterium zu bilden. Buric (2016) bemerkt allerdings einen Nachteil bei diesem Verfahren: Bei ungünstiger Wahl der Optimierungsvariablen kann das simulierte nichtlineare Einspurmodell instabil werden. Damit sind die Schwan-

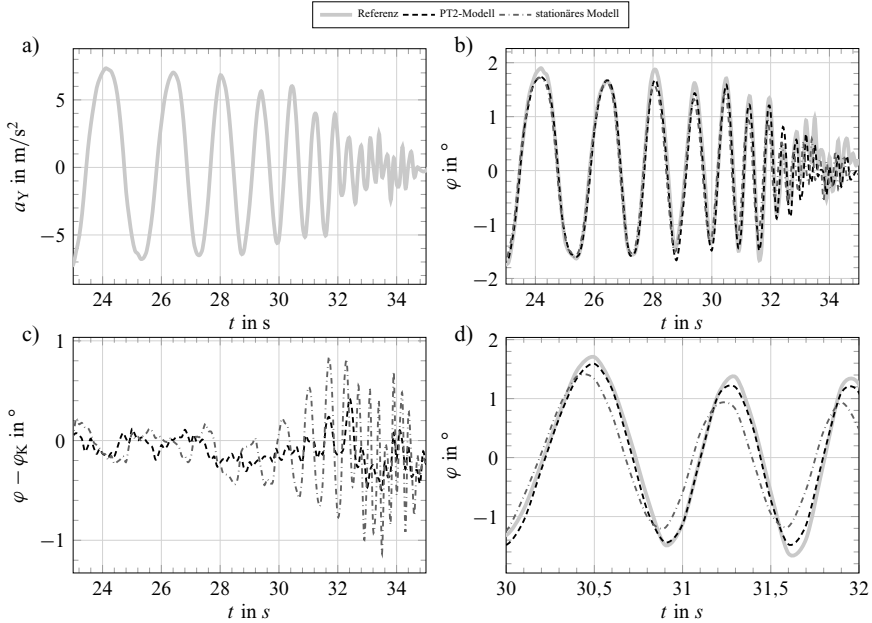


Bild 4.4: Vergleich des stationären Wankmodells mit dem PT2-Wankmodell während einer Wedelfahrt-Messung mit steigender Lenkwinkelfrequenz (Sinus-Sweep) mit 60 km/h: a) Gemessene Querbeschleunigung a_Y (Eingang der Wankmodelle), b) Wankwinkel φ , c) Modellfehler berechnet aus gemessenem Wankwinkel φ und simulierten Fahrwerks wankwinkel φ_K

kungen des Gütemaßes sehr groß und es ist wahrscheinlich, dass der Optimierer ein lokales Minimum findet, welches ebenfalls zu einem instabilen Verhalten führt und dabei unrealistische Parameter identifiziert. In dieser Arbeit soll daher das robustere Verfahren nach Bechtloff (2014) und Buric (2016) genutzt werden, bei dem die Reifenparameter direkt identifiziert werden, indem die gemessenen Zustandsgrößen und deren Ableitung in Achsquerkräfte umgerechnet werden. So können die berechneten Achsquerkräfte direkt mit den Modellachsquerkräften verglichen werden und die Parameter können direkt identifiziert werden.

Der Signalfloss für die Datenaufbereitung zur Identifikation ist in Bild 4.5 gezeigt. Um die Parameter von nichtlinearen Querkraftmodellen zu identifizieren, müssen die Ein- und Ausgangsgrößen des Modells bereitgestellt werden, was im Weiteren beschrieben ist. Die Schräglaufwinkel und Schlupfberechnung erfolgt nach Gl. (2.85) und (2.73). Die dafür benötigten Größen Längs- v_X und Quergeschwindigkeit v_Y werden von der vorgestellten Sensordatenfusion mit der Referenzsensorik bereitgestellt. Die serienmäßige ESC-Sensorik stellt für die Berechnung die Gierrate ω_Z , der Lenkwinkel δ_f und die Raddrehzahlen ω_{ij} bereit. Die Radlasten der vorder- und Hinterachse $F_{Z,f/r}$ werden unter Berücksichtigung der Schwerpunkthöhe und dem Einfluss der Längsbeschleunigung

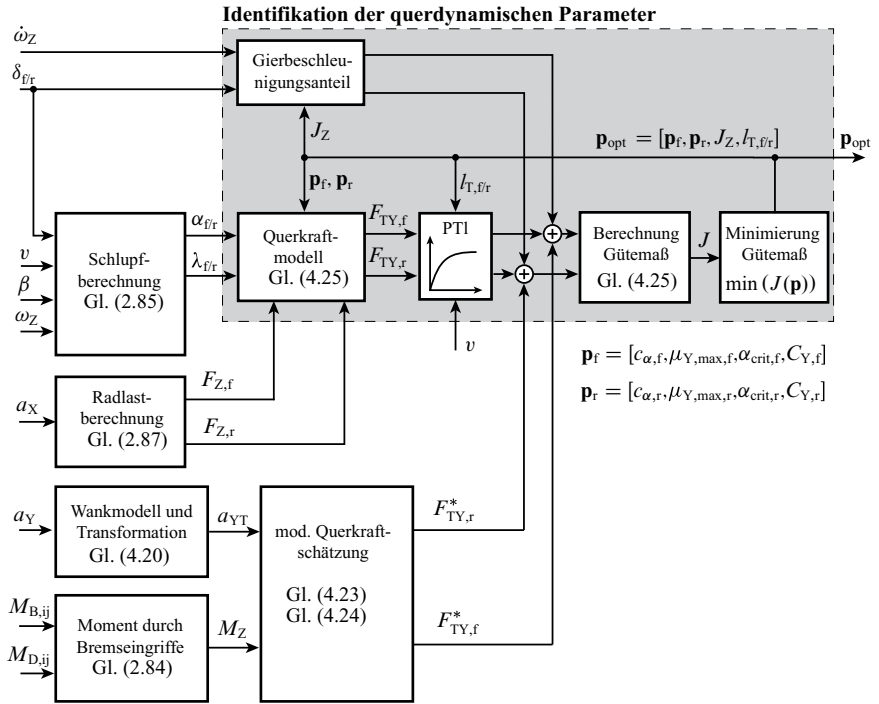


Bild 4.5: Signalflussplan für die Identifikation der Achskraftparameter $\mathbf{p}_{f/r}$ und des Gierträgheitsmoments J_Z

nigung mit Gl. (2.87) berechnet. Der Einfluss der Nickdynamik wird nicht berücksichtigt. Setzt man die auf den Aufbau wirkenden Radkräfte unter der Annahme kleiner Fahrwerkswankwinkel ($\cos(\varphi_K) \approx 1$) aus Gl. (2.50) in Gl. (2.33) ein, so erhält man für die Querkraft

$$F_Y = m \cdot a_Y = \cos \delta_f \cdot (F_{YT,\text{fl}} + F_{Y,\text{fr}}) + \sin \delta_f \cdot (F_{XT,\text{fl}} + F_{XT,\text{fr}}) \dots$$

$$\dots \cos \delta_r \cdot F_{YT,\text{rl}} + F_{YT,\text{rr}} + \sin \delta_r \cdot (F_{XT,\text{rl}} + F_{XT,\text{rr}}) + \sin(\varphi_K) \cdot mg \quad (4.15)$$

Verwendet man des Weiteren das Giergleichgewicht in Abhängigkeit der Radkräfte aus Gl. (2.62)

$$\dot{\omega}_Z = \frac{1}{J_Z} \left[(F_{Y,\text{fl}} + F_{Y,\text{fr}})l_f - (F_{Y,\text{rl}} + F_{Y,\text{rr}})l_r + (F_{X,\text{fr}} - F_{X,\text{fl}})\frac{b_f}{2} + (F_{X,\text{rr}} - F_{X,\text{rl}})\frac{b_r}{2} \right], \quad (4.16)$$

können Gl. (4.15) und (4.16) unter der Annahme gleich großer Radquerkräfte an linker und rechter Seite

$$F_{YT,\text{fl}} = F_{YT,\text{fr}}, \quad F_{YT,\text{rl}} = F_{YT,\text{rr}}, \quad (4.17)$$

nach den Summen der Radseitenkräfte je Achse

$$F_{YT,\text{fl}} + F_{YT,\text{fr}} = F_{YT,\text{f}} = \frac{1}{\cos \delta_f} \cdot \left[\frac{a_{YT} \cdot l_f \cdot m + \dot{\omega}_Z \cdot J_Z - M_Z}{l} - \sin \delta_f \cdot (F_{XT,\text{fl}} + F_{XT,\text{fr}}) \right], \quad (4.18)$$

$$F_{YT,\text{rl}} + F_{YT,\text{rr}} = F_{YT,\text{r}} = \frac{1}{\cos \delta_r} \cdot \left[\frac{a_{YT} \cdot l_f \cdot m - \dot{\omega}_Z \cdot J_Z + M_Z}{l} - \sin \delta_r \cdot (F_{XT,\text{rl}} + F_{XT,\text{rr}}) \right] \quad (4.19)$$

in Abhängigkeit von Sensorgrößen aufgelöst werden. Die Gierbeschleunigung $\dot{\omega}_Z$ wird aus der gemessenen ideal gefilterten¹ Gierrate ω_Z mittels Differentiation offline gebildet. Die Querbeschleunigung bezogen auf Reifenkoordinaten

$$a_{YT} = a_Y - g \sin(\varphi_K(a_Y)) \quad (4.20)$$

wird aus der gemessenen Querbeschleunigung und der Kompensation mittels des geschätzten Wankwinkels berechnet. Dabei beschreibt

$$M_Z = \frac{b}{2} \cdot [\cos \delta_f \cdot (F_{XT,\text{fr}} - F_{XT,\text{fl}}) + \cos \delta_r \cdot (F_{XT,\text{rr}} - F_{XT,\text{rl}})] \quad (4.21)$$

das Zusatzmoment durch Bremsengriffe. Die Längskräfte in Reifenkoordinaten

$$F_{XT,\text{ij}} = \frac{M_{D,\text{ij}} - M_{B,\text{ij}}}{r_{\text{dyn},i}} \quad (4.22)$$

ergeben sich aus dem Momentengleichgewicht am Rad. Die Bremsmomente $M_{B,\text{ij}}$ werden mittels Bremsdrücken und Hydraulikmodellen vom ESC-Steuergerät bereits geschätzt und über den Fahrzeug-Bus zur Verfügung gestellt. Die Radantriebsmomente $M_{D,\text{ij}}$ wurden durch ein Momentenmodell des Motors mit Geriebe und Antriebsachse bereits von der Motorsteuerung geschätzt. Die Größen werden daher in dieser Arbeit als gegeben angenommen. Der Momentenanteil durch eine Radträgheit wurde vernachlässigt.

Unbekannt ist im Allgemeinen allerdings das Trägheitsmoment um die Hochachse J_Z . Durch Modifikation der Gl. (4.18) und (4.19)

$$F_{YT,\text{f}}^* = F_{YT,\text{f}} - \frac{\dot{\omega}_Z \cdot J_Z}{\cos \delta_f \cdot l} = \frac{1}{\cos \delta_f} \cdot \left[\frac{a_{YT} \cdot l_f \cdot m - M_Z}{l} - \sin \delta_f \cdot (F_{X,\text{fl}} + F_{X,\text{fr}}) \right] \quad (4.23)$$

$$F_{YT,\text{r}}^* = F_{YT,\text{r}} + \frac{\dot{\omega}_Z \cdot J_Z}{\cos \delta_r \cdot l} = \frac{1}{\cos \delta_r} \cdot \left[\frac{a_{YT} \cdot l_f \cdot m + M_Z}{l} - \sin \delta_r \cdot (F_{X,\text{rl}} + F_{X,\text{rr}}) \right] \quad (4.24)$$

¹ein ideales Tiefpassfilters hat keinen Phasenverzögerung und wird auch als „Zero-Phase-Filter“ bezeichnet, siehe Oppenheim und Schaffer (2010)

kann das Trägheitsmoment als Modellparameter mitgeschätzt werden, siehe Bechtloff und Isermann (2014). Das zu optimierende Gütefunktional

$$J = \sum \left[\mathbf{F}_{YT,f}^* - \left(F_{YT,f}(\mathbf{X}_f = [\alpha_f, \lambda_f, F_{Z,f}], \mathbf{p}_f = [c_{\alpha,f}, \mu_{Y,\max,f}, \alpha_{\text{crit},f}, C_{Y,f}]) - \frac{\dot{\omega}_Z \cdot J_Z}{\cos \delta_f \cdot l} \right) \right]^2 + \sum \left[\mathbf{F}_{YT,r}^* - \left(F_{YT,r}(\mathbf{X}_r = [\alpha_r, \lambda_r, F_{Z,r}], \mathbf{p}_r = [c_{\alpha,r}, \mu_{Y,\max,r}, \alpha_{\text{crit},r}, C_{Y,r}]) + \frac{\dot{\omega}_Z \cdot J_Z}{\cos \delta_r \cdot l} \right) \right]^2 \quad (4.25)$$

setzt sich dementsprechend aus den Kräften des Querkraftmodells mit den zu optimierenden Parametern Schräglaufsteifigkeit c_α , maximaler Reibwert $\mu_{Y,\max}$, kritischer Schräglaufwinkel α_{crit} und Formfaktor C_Y zusammen. Um auch das Einlaufverhalten zu berücksichtigen, werden in jedem Optimierungsschritt die Modellquerkräfte mittels eines PT1 Glieds verzögert, siehe Bild 4.5.

Die Optimierungsvariablen für das Querkraftverhalten

$$\mathbf{p}_{\text{opt}} = \mathbf{p}_{\text{opt},Y} = [\mathbf{p}_f, \mathbf{p}_r, J_Z, l_{T,f}, l_{T,r}] \quad (4.26)$$

setzen sich somit aus den Parametern für die stationäre Kennlinie $\mathbf{p}_{f/r}$ nach Gl. (2.13) und den Parametern für das dynamische Verhalten Gierträgheitsmoment J_Z und die Einlaufängen $l_{T,f/r}$ zusammen. Zur Schätzung des Gierträgheitsmoments J_Z ist eine entsprechende Queranregung mit $\dot{\omega}_Z \neq 0$ erforderlich, was durch eine Wedelfahrt mit hoher Lenkfrequenz erreicht wird.

Zur Minimierung des Gütefunktionals J nach Gl. (4.25) in Abhängigkeit der Optimierungsvariablen \mathbf{p}_{opt} nach Gl. (4.26) wird das innere-Punkt-Verfahren nach Waltz u. a. (2006) verwendet.

4.4.2 Identifikation ohne Einfluss von Längsschlupf

Manöver zur Identifikation der Vorderachsquerkraftkennlinie

Um die Parameter der Querkraftkennlinien an der Vorderachse zu identifizieren, muss ein ausreichend großer Schräglaufwinkel an der Vorderachse erzeugt werden. Steht genug Platz zur Verfügung, bietet sich eine stationäre Kreisfahrt an, bei der der Fahrer bei Erreichen der maximalen Querbeschleunigung die Lenkung weiter zuzieht. So kann auch der Querkraftabfall bei steigendem Schräglaufwinkel ($\alpha_f > \alpha_{\text{crit},f}$) erfasst werden. Ein alternatives Manöver, bei dem ebenfalls die gesamte Querkraftkennlinie erfasst werden kann, zeigt Bild 4.6: Bei gleichbleibender Frequenz wird die Amplitude des Lenkwinkels weiter erhöht. Bei Erreichen der maximalen Querbeschleunigung (ab ca. 22 s) wird der Lenkwinkel weiter vergrößert, sodass der Schräglaufwinkel an der Vorderachse weiter ansteigt. Das Fahrzeug bleibt stabil (kleiner Schwimmwinkel), untersteuert aber absichtlich sehr stark.

Manöver zur Identifikation der Hinterachsquerkraftkennlinie

Soll die Querkraftkennlinie der Hinterachse über alle relevanten Schräglaufwinkel erfasst werden, reicht die stationäre Kreisfahrt als Identifikationsmanöver nicht aus. So gut wie alle Fahrzeu-

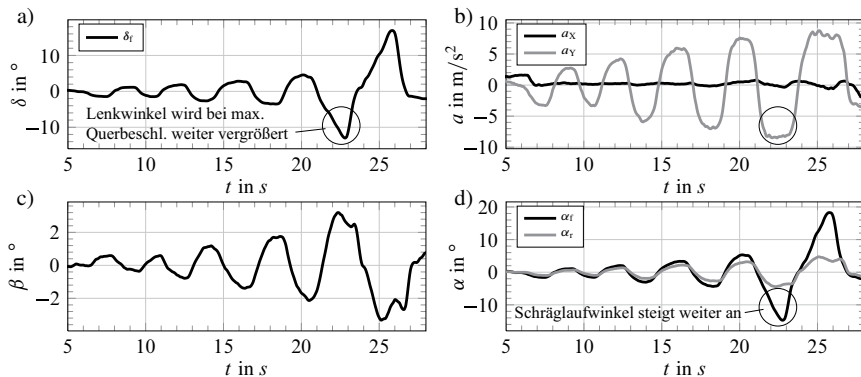


Bild 4.6: Messung eines Wedel-Manövers bei 90 bis 95 km/h mit kleinen bis großen Querbeschleunigungen und Zuziehen der Lenkung zur Identifikation der Vorderachsquerkraftkennlinie: a) Lenkwinkel der Vorderachse δ_f ; b) Beschleunigungen a_Y ; c) Schwimmwinkel β ; d) Schräglaufwinkel α

ge erzeugen eine höhere maximale Querkraft an der Hinter- als an der Vorderachse, sodass bei Erreichen der maximalen Querbeschleunigung bei weiter steigenden Lenkwinkel der Schwimmwinkel und die Gierrate nicht weiter anwachsen, da das Fahrzeug stark untersteuert. Um auch Schräglaufwinkel an der Hinterachse zu erzeugen, die größer als der kritische Schräglaufwinkel sind ($\alpha_r > \alpha_{crit,r}$), bietet sich eine nahezu instabile Wedelfahrt an. Bei diesem Manöver entstehen große Schwimmwinkel und dementsprechend große Schräglaufwinkel an der Hinterachse. Ein Lenkwinkelverlauf, der das Auto maximal destabilisiert, wird in König (2012) mittels einer Ljapunov-Funktion hergeleitet. Bild 4.7 zeigt ein solches Manöver: Durch den destabilisierenden Lenkwinkelverlauf wird ein Schräglaufwinkel an der Hinterachse von ca. 30° erreicht.

Bild 4.8 a) zeigt die geschätzten Achsquerkräfte $F_{YT}(a_Y, \dot{\omega}_Z)$ und die identifizierten Querkraftkennlinien auf trockenem Asphalt mit Sommerreifen auf der Fahrdynamikfläche des Prüfzentrum Boxberg (PZB). Zusätzlich zu den beschriebenen stabilen und instabilen Wedelfahrten wurden auch Wedelfahrten mit sehr hohen Lenkfrequenzen hinzugenommen, um die Einlaufängen und das Gierträgheitsmoment identifizieren zu können. Während der anderen Versuche wurden die dynamischen Parameter dann nicht mehr zur Identifikation hinzugenommen.

Bild 4.8 b) zeigt die Kennlinien auf feuchtem Asphalt mit Sommerreifen auf der Fahrdynamikfläche des Automotive Testcenters Papenburg (ATP).

Die identifizierten Querkraftkennlinien der Winterreifen auf trockenem Asphalt sind in Bild 4.8 c) zu sehen.

Auf einer bewässerten Teststrecke des ATP zeigen sich deutlich niedrigere maximale Querkräfte, siehe Bild 4.8 d). Nach Erreichen des Maximums fallen die Querkräfte bei steigenden Schräglaufwinkeln zudem auffällig stark ab.

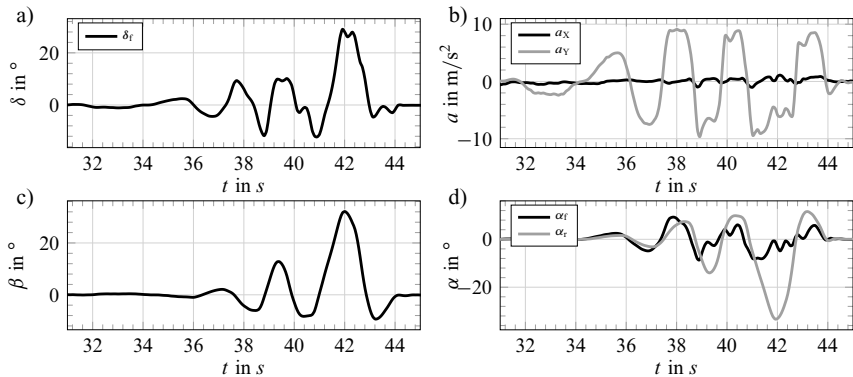


Bild 4.7: Messung eines Wedel-Manövers bei 65 bis 90 km/h mit großen Querbeschleunigungen und großen Schwimmwinkeln zur Identifikation der Hinterachsquerkraftkennlinie: a) Lenkwinkel der Vorderachse δ_f ; b) Beschleunigungen a_Y ; c) Schwimmwinkel β ; d) Schräglaufwinkel α

Auf schneebedeckter Fahrbahn auf dem Testgelände in Vaitoudden in Schweden sind die maximalen Querkräfte am geringsten, fallen bei steigenden Schräglaufwinkeln allerdings kaum ab, siehe Bild 4.9 e).

Vergleich

Tabelle 4.2 fasst die identifizierten Achsquerkraftparameter auf unterschiedlichen Fahrbahnbelägen und Bereifungen zusammen. Zudem wird aus den identifizierten Schräglaufsteifigkeiten der Eigenlenkgradient nach Gl. (2.95) berechnet, um die Variation der Über- oder Untersteuertendenz bei geringen Querbeschleunigungen zu zeigen.

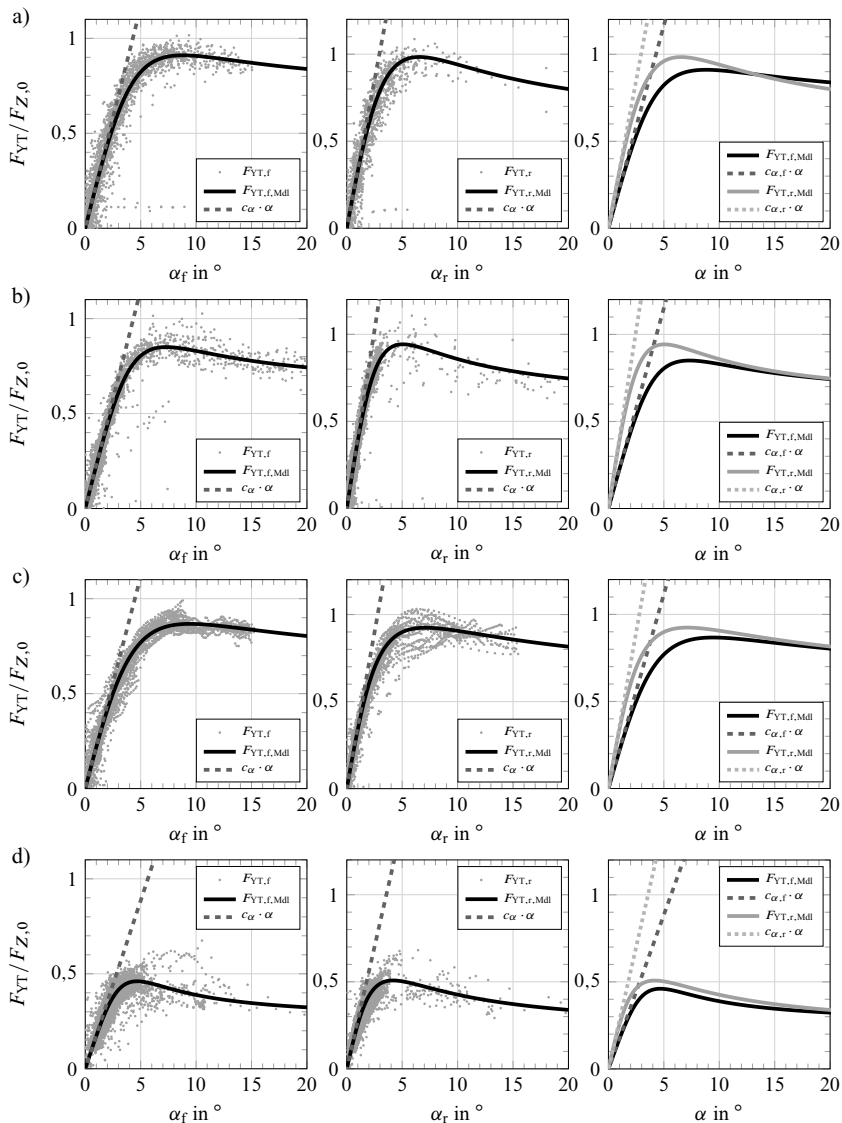


Bild 4.8: Geschätzte Achsquerkräfte $F_{YT}(\alpha_Y, \dot{\omega}_Z)$ und identifizierte Querkraftkennlinien $F_{YT}(\alpha, c_{\alpha}, \mu_{\max}, \alpha_{\text{crit}}, C_Y)$ sowie das lineare Achskraftmodell $F_{YT} = \alpha \cdot c_{\alpha}$ der Vorder- und Hinterachse auf: a) trockenem Asphalt mit Sommerreifen (Fahr dynamikfläche, PZB); b) feuchtem Asphalt mit Sommerreifen (Fahr dynamikfläche, ATP); c) trockenem Asphalt mit Winterreifen (Fahr dynamikfläche, ATP); d) nassem Asphalt (Nasshandlingkurs, ATP)

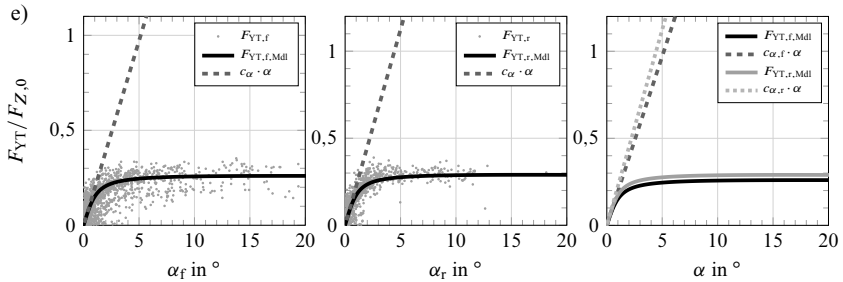


Bild 4.9: Geschätzte Achsquerkräfte $F_{YT}(\alpha_Y, \dot{\omega}_Z)$ und identifizierte Querkraftkennlinien $F_{YT}(\alpha, c_\alpha, \mu_{\max}, \alpha_{\text{crit}}, C_Y)$ sowie das lineare Achskraftmodell $F_{YT} = \alpha \cdot c_\alpha$ der Vorder- und Hinterachse auf e) schneebedeckter Fahrbahn (Vaitoudden, Schweden)

Tabelle 4.2: Zusammenfassung der identifizierten Achsquerkraftparameter auf unterschiedlichen Fahrbahnbelägen und Bereifungen auf Basis der Messungen der Fahrmanöver nach Bild 4.6 und 4.7. Sommerreifen (SR): Dunlop, VA: 245/40R19, HA: 275/35R19. Winterreifen (WR): Dunlop VA/HA: 245/45R18, Fahrzeug: BMW F10 550i

Parameter	Asphalt trocken, SR	Asphalt feucht, SR	Asphalt trocken, WR	Nasshandling-Kurs, SR	Schnee, WR	Einheit
$l_{T,f}$	0,25	-	-	-	-	m
$l_{T,r}$	0	-	-	-	-	m
J_z	3417	-	-	-	-	kgm ²
$\mu_{\max,f}$	0,91	0,85	0,88	0,46	0,26	—
$\mu_{\max,r}$	0,98	0,94	0,93	0,51	0,29	—
$c_{\alpha,f}$	139	137	132	106	116	kN/rad
$c_{\alpha,r}$	186	224	195	153	123	kN/rad
C_f	1,42	1,46	1,55	1,51	1,15	—
C_r	1,59	1,54	1,57	1,76	1,21	—
$\alpha_{\text{crit},f}$	8,9	7,3	9,6	4,5	20,0	°
$\alpha_{\text{crit},r}$	6,6	5,1	7,1	4,6	17,0	°
EG	2,41	3,41	3,06	3,66	1,25	rad/(m/s ²) · 10 ⁻³

Bild 4.10 zeigt alle identifizierten Querkraftkennlinien auf unterschiedlichen Fahrbahnbelägen und Reifen. Auffällig ist, dass die Winterreifen im Trockenen ihre maximale Querkraft erst bei größeren Schräglaufwinkeln erreichen als die Sommerreifen. Die Kurven mit Sommerreifen fallen steiler ab (Parameter C ist größer) als bei den Winterreifen. Gerade auf sehr nasser Fahrbahn (Sommerreifen, Nasshandling-Kurs ATP) ist dieses Verhalten auffällig. Auf Schnee fällt die Quer-

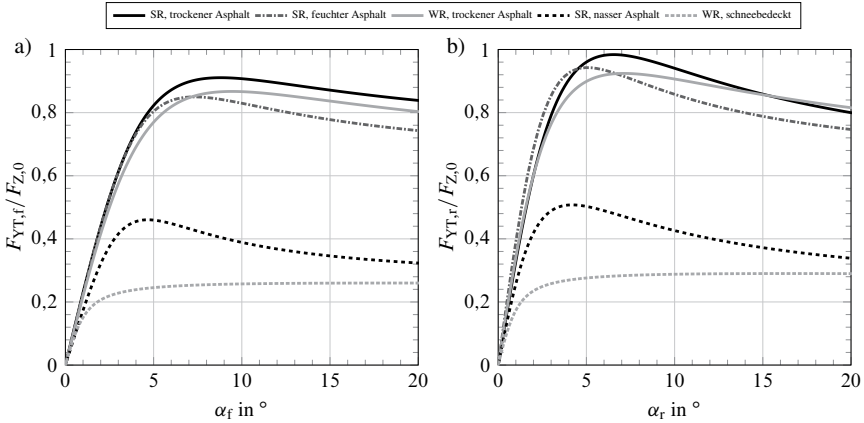


Bild 4.10: Identifizierte Querkraftkennlinien der Vorderachse a) und Hinterachse b) auf unterschiedlichen Fahrbahnbelägen, Sommerreifen (R) und Winterreifen (WR)

kraft nicht mehr mit wachsenden Schräglaufwinkeln ab.

Sonderbar erscheint das Ergebnis, dass die Steifigkeit der Hinterachse $c_{\alpha,i}$ der Sommerreifen auf trockenem Asphalt mit 186 kN/rad geringer ist als mit Sommerreifen auf feuchtem Asphalt mit 224 kN/rad. Auch mit unterschiedlichen Datensätzen auf trockenem und feuchten Asphalt wurden sehr ähnliche Parameter identifiziert, was für die Zuverlässigkeit der Parameterschätzung spricht. Grund könnte vielmehr ein unterschiedlicher Zustand der Reifen zum Zeitpunkt der Messung sein (Luftdruck, Temperatur, Verschleiß). Deutlich wird allerdings der größere maximale Reibwert μ_{\max} der Sommerreifen im Vergleich der Winterreifen.

Insgesamt wird deutlich, wie groß der Bereich der Achsquerkraftkennlinien ist und motiviert die Adaptionfähigkeit von Fahrdynamikregelungen und Beobachtern bzgl. des maximalen Reibwerts und der Schräglaufsteifigkeiten.

4.4.3 Identifikation bei kombiniertem Schlupf

In Abschnitt 2.3 wurde gezeigt, dass Längsschlupf die Reifenquerkraft abschwächt. Wie stark dies geschieht, wurde durch die Modellannahme (2.14)

$$F_{YT} = F_T \cdot \frac{s_Y}{\sqrt{s_Y^2 + (\kappa \cdot s_X)^2}}$$

ausgedrückt. Der Faktor κ skaliert den Schlupf und macht so die Stärke des Längsschlupfeinflusses auf unterschiedliche Reifen- bzw. Achsverhalten applizierbar. Zudem nimmt die Querkraft nicht proportional zur Radlast zu. Das degressive Verhalten wurde mit der modifizierten Radlast

(2.10)

$$F_Z^* = F_Z \cdot \left(1 - k_{FZ} \frac{F_{Z,0} - F_Z}{F_{Z,0}} \right)$$

mit dem Faktor $k_{FZ,f}$ für die Vorder- und $k_{FZ,r}$ für die Hinterachse beschrieben. Zur Identifikation der vier weiteren Parameter werden Daten von Kurvenbremsungen mit unterschiedlichen Längs- und Querbeschleunigungen verwendet. Die Optimierungsvariablen

$$\mathbf{p}_{\text{opt}} = \mathbf{p}_{\text{opt,sx}} = [k_f, k_r, k_{f,r}] \quad (4.27)$$

beschränken sich nun lediglich auf die Längsschlupffaktoren k_f und k_r und der Radlastfaktoren $k_{FZ,f}$ und $k_{FZ,r}$. Die Optimierungsvariablen für die reine Querkraftkennlinie $\mathbf{p}_{\text{opt,y}} = \text{const.}$ wurden bereits durch geeignete Testfahrten identifiziert und werden nun als fest angenommen.

Identifikation der Querkraftabschwächung ohne Radlast- und Schlupffaktoren

Bild 4.11 a) zeigt den Fehler der Querkraftmodelle

$$e_\mu = \frac{\hat{F}_Y - F_Y(\mathbf{X}, \mathbf{p})}{F_{Z0}} \quad (4.28)$$

über den Schlupf bei 26 Kurvenbremsungen mit Startgeschwindigkeiten zwischen 60 und 120 km/h mit der Grundparametrierung vor der Identifikation der Längsschlupffaktoren $k_f = 1$, $k_r = 1$ und den Radlastfaktoren $k_{FZ,f} = 0$ und $k_{FZ,r} = 0$. Die Fehler wurden nur bei Längsbeschleunigung über 3 m/s² ausgewertet.

An der Vorderachse sind gerade im wichtigen Schlupfbereich von 5 bis 15 % die Modellkräfte im Mittel $0.1 \cdot F_{Z,0}$ zu groß. Die Standardabweichungen der Fehler betragen

$$\sigma(e_{\mu,f}) = 0,058, \quad \sigma(e_{\mu,r}) = 0,055$$

Identifikation der Querkraftabschwächung ohne Radlastfaktoren

Bild 4.11 b) zeigt den Fehler der Querkraftmodelle mit den Basis-Radlastfaktoren $k_{FZ,f} = 1$ und $k_{FZ,r} = 1$ und identifizierten Längsschlupffaktoren $k_f = 1,33$, $k_r = 0,83$. Die Standardabweichungen der Fehler betragen

$$\sigma(e_{\mu,f}) = 0,054 \quad \sigma(e_{\mu,r}) = 0,053$$

und sind an der Vorder- und Hinterachse kleiner durch die Hinzunahme der Längsschlupffaktoren geworden. Durch die Ausgleichsgerade wird aber deutlich, dass noch ein Freiheitsgrad fehlt, um den Fehler gleichmäßiger über den Längsschlupf zu verteilen.

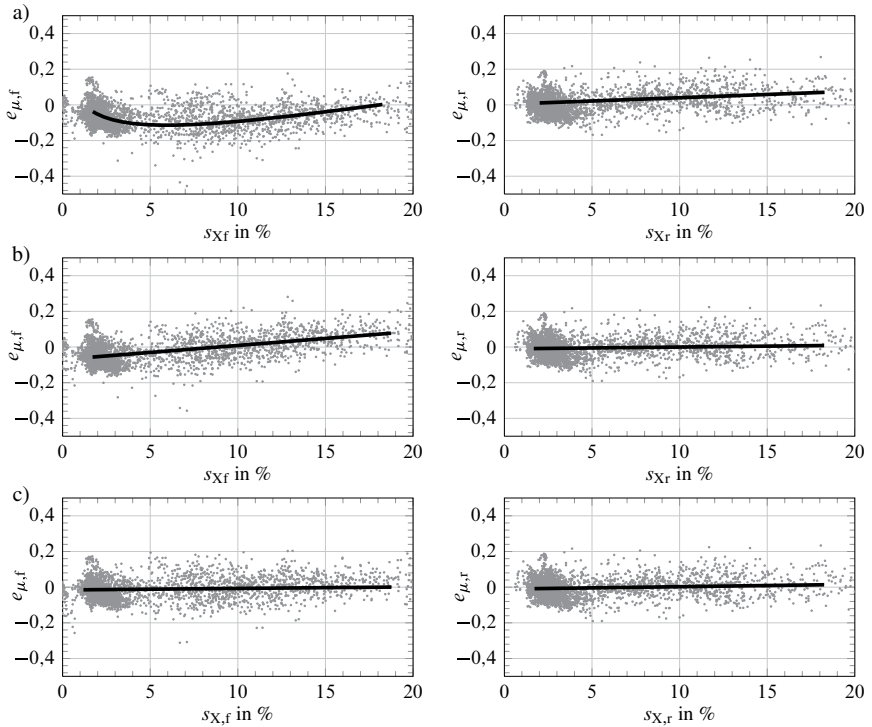


Bild 4.11: Fehler der identifizierten Querkraftmodelle in Abhängigkeit des Schlupfes bei 26 Kurvenbremsungen mit Startgeschwindigkeiten zwischen 60 und 120 km/h: a) ohne Schlupffaktoren ($\kappa_f = 1, \kappa_r = 1$), ohne Radlastfaktoren ($k_{FZ,f} = 0, k_{FZ,r} = 0$); b) mit Längsschlupffaktoren ($\kappa_f = 1,33, \kappa_r = 0,83$), ohne Radlastfaktoren ($k_{FZ,f} = 0, k_{FZ,r} = 0$); c) mit Längsschlupffaktoren ($\kappa_f = 0,93, \kappa_r = 0,83$), mit Radlastfaktoren ($k_{FZ,f} = 0,53, k_{FZ,r} = 0$)

Identifikation der Querkraftabschwächung mit Radlastfaktoren

Bild 4.11 c) zeigt den Fehler der Querkraftmodelle mit den identifizierten Längsschlupffaktoren $\kappa_f = 0,93, \kappa_r = 0,83$ und den Radlastfaktoren $k_{FZ,f} = 0,53$ und $k_{FZ,r} = 0$. Die Standardabweichungen der Fehler

$$\sigma(e_{\mu,f}) = 0,047, \quad \sigma(e_{\mu,r}) = 0,053.$$

konnten an der Vorderachse deutlich reduziert werden. Es zeigt sich eine gleichmäßige Fehlerverteilung über den wichtigen Schlupfbereich bis 20%. Auf die Hinterachse hat der Freiheitsgrad des Radlastfaktors keine weitere Verbesserung erzielt.

Tabelle 4.3: Zusammenfassung der Ergebnisse der Identifikation der Querkraftabschwächung

Variante	$\sigma(e_{\mu,f})$	$\sigma(e_{\mu,r})$
a) Basisparameter	0,058	0,055
b) + Schlupffaktor	0,054	0,053
c) + Radlastfaktor	0,048	0,053

Die Fehler der unterschiedlichen Modelle zur Querkraftabschwächung sind in Tabelle 4.3 aufgetragen. In Abschnitt 4.6 werden die einzelnen Modellierungen mit einer Simulation im Zeitbereich verglichen.

4.5 Achslängskraftmodelle

Die Längskräfte

$$F_{XT,ij} = \frac{M_{D,ij} - M_{B,ij}}{r_{dyn}} \quad (4.29)$$

werden wie in Gl. (4.22) aus den Bremsmomenten M_B und Radantriebsmomenten M_D geschätzt.

Für die Achslängskraftfehler an Vorder- und Hinterachse können nun zwei Gütefunktionale

$$J_{X,f} = J_{X,fl} + J_{X,fr}, \quad J_{X,r} = J_{X,rl} + J_{X,rr} \quad (4.30)$$

mit

$$J_{X,fl} = \sum [\mathbf{F}_{XT,fl} - (F_{XT,fl}(\mathbf{X}_f = [\alpha_{fl}, s_{X,fl}, F_{Z,fl}], \mathbf{p}_{X,f} = [c_{s_{X,f}}, \mu_{X,max,f}, s_{X,crit,f}, C_{X,fl}]))]^2, \quad (4.31)$$

$$J_{X,fr} = \sum [\mathbf{F}_{XT,fr} - (F_{XT,fr}(\mathbf{X}_f = [\alpha_{fr}, s_{X,fr}, F_{Z,fr}], \mathbf{p}_{X,f} = [c_{s_{X,f}}, \mu_{X,max,f}, s_{X,crit,f}, C_{X,fl}]))]^2, \quad (4.32)$$

$$J_{X,rl} = \sum [\mathbf{F}_{XT,rl} - (F_{XT,rl}(\mathbf{X}_{rl} = [\alpha_{rl}, s_{X,rl}, F_{Z,rl}], \mathbf{p}_{X,r} = [c_{s_{X,r}}, \mu_{X,max,r}, s_{X,crit,r}, C_{X,rl}]))]^2, \quad (4.33)$$

$$J_{X,rr} = \sum [\mathbf{F}_{XT,rr} - (F_{XT,rr}(\mathbf{X}_{rr} = [\alpha_{rr}, s_{X,rr}, F_{Z,rr}], \mathbf{p}_{X,r} = [c_{s_{X,r}}, \mu_{X,max,r}, s_{X,crit,r}, C_{X,rl}]))]^2 \quad (4.34)$$

aufgestellt werden, da die Optimierungsvariablen für das Längskraftverhalten, anders wie beim Querverhalten, keine gemeinsamen Parameter für die Vorder- und Hinterachse enthalten. Die Fehler jedes einzelnen Rades werden in den Gütefunktionalen berücksichtigt. Zur Minimierung der Gütefunktionale in Abhängigkeit der Optimierungsvariablen $\mathbf{p}_{X,f}$ und $\mathbf{p}_{X,r}$ wird das innere-Punkt-Verfahren nach Waltz u. a. (2006) verwendet.

Bild 4.12 zeigt die geschätzten Längskräfte $F_{XT}(M_D, M_B)$ und identifizierte Längskraftkennlinien während einer Bremsung bis in den ABS-Regelbereich. Gerade für den instabilen Schlupfbereich ab ca. 6% streuen die geschätzten Achslängskräfte stark. Auch mit der Berücksichtigung der Rad-drehbeschleunigung und Radträgheit konnte das Ergebnis nicht verbessert werden. Vermutlich sind die unterlagerten Hydraulik- und Bremskraftmodelle bei ABS-Regeleingriffen nicht mehr genau genug. Tabelle 4.4 fasst die identifizierten Parameter zusammen.

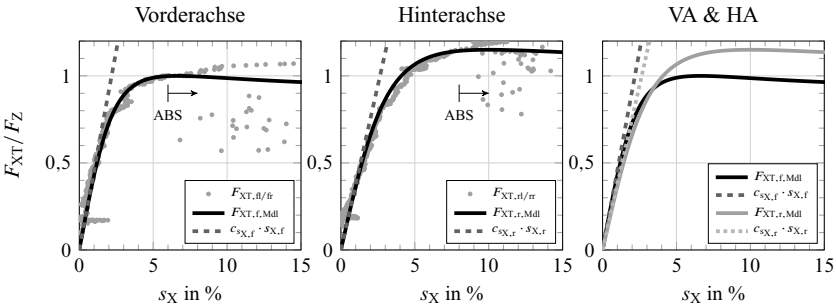


Bild 4.12: Geschätzte Achslängskräfte $F_{XT}(M_D, M_B)$ und identifizierte Längskraftkennlinien während einer Bremsung bis in den ABS-Regelbereich

Tabelle 4.4: Identifizierte Achslängskraftparameter mit Sommerreifen: Dunlop, VA: 245/40R19, HA: 275/35R19, Fahrzeug: BMW F10 550i

Parameter	c_{sX} in kN	$\mu_{X,max}$	$s_{X,crit}$ in %	C_X
Vorderachse	361	1,00	6,6	1,3
Hinterachse	477	1,15	10,0	1,3

4.6 Validierung und Vergleich der Einspurfahrdynamikmodelle

Mit verschiedenen Testfahrten soll das erweiterte Einspurmodell in unterschiedlichen Konfigurationen nun validiert werden. Bild 4.13 zeigt den Aufbau zur Validierung des erweiterten Einspurmodells. Da nur das querdynamische Verhalten überprüft werden soll, werden die Geschwindigkeit v , die Beschleunigung a_X und der Schlupf s_X als Eingänge des Modells vorgegeben.

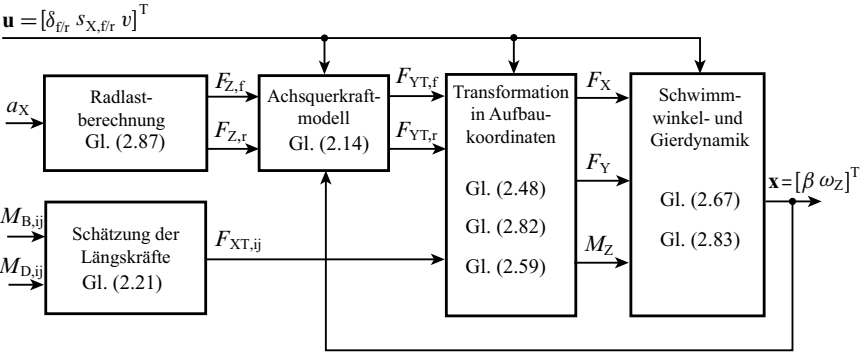


Bild 4.13: Aufbau zur Validierung des querdynamischen Verhaltens des erweiterten Einspurmodells

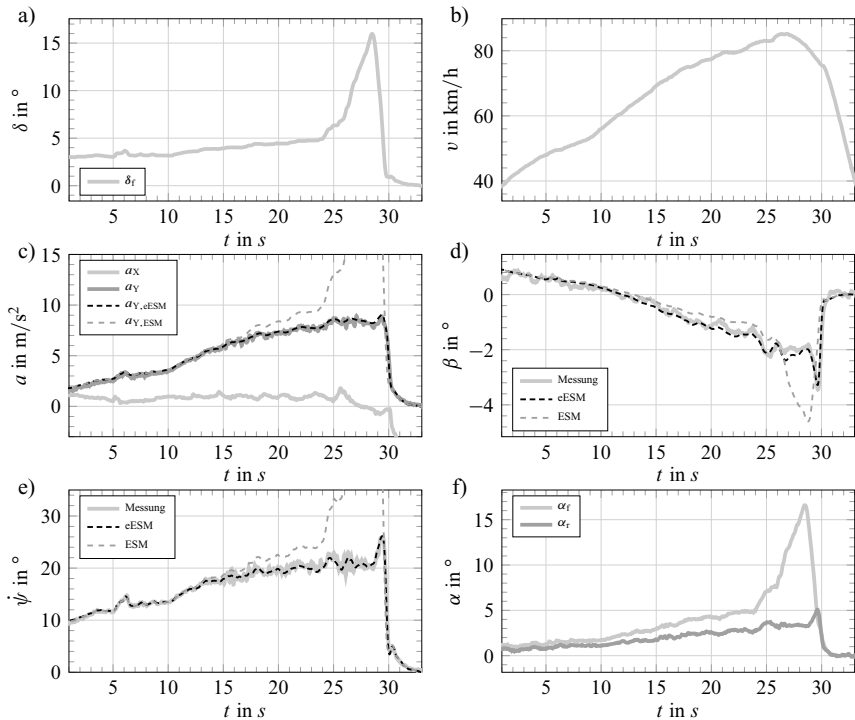


Bild 4.14: Simulation des linearen (ESM) und erweiterten Einspurmodells (eESM) und Vergleich mit einer Messung; Parameter: Sommerreifen, trockenener Asphalt; Manöver: Stationäre Kreisfahrt bis maximale Querschleunigung; a) Lenkwinkel der Vorderachse; b) Geschwindigkeit; c) Längs- und Querschleunigung; d) Schwimmwinkel; e) Gierrate; f) Einspurmodell-Schlupf

4.6.1 Stationäres Verhalten

Der Vergleich des linearen mit dem erweiterten Einspurmodell während einer stationären Kreisfahrt bis zur maximalen Querschleunigung und Überziehen der Lenkung ist in Bild 4.14 dargestellt. Das nichtlineare Modell ist in der Lage auch bei überzogener Lenkung und großen Schräglaufwinkeln an der Vorderachse, die Zustandsgrößen Gierrate und Schwimmwinkel sowie die Ausgangsgröße Querschleunigung zu modellieren. Die Fehler des linearen Einspurmodells werden in dem Moment sehr groß, ab dem der Lenkwinkel stark zunimmt und die Schräglaufwinkel an der Vorderachse größer 5° werden.

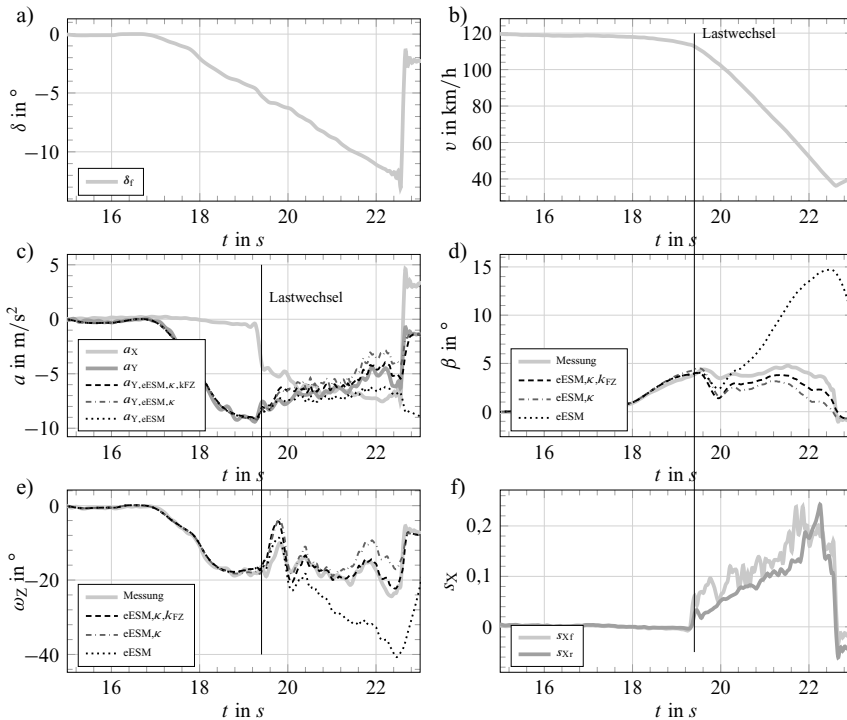


Bild 4.15: Simulation der drei Varianten des nichtlinearen Einspurmodells (eESM) und Vergleich mit einer Messung; Manöver: Vollbremsung bei maximaler Querbeschleunigung; a) Lenkwinkel der Vorderachse; b) Geschwindigkeit. c) Längs- und Querbeschleunigung; d) Schwimmwinkel; e) Gierrate; f) Einspurmodell-Schlupf

4.6.2 Bremsen in der Kurve

Bild 4.15 zeigt die Simulation des erweiterten Einspurmodells mit und ohne Berücksichtigung der Schlupf- und Radlastfaktoren im Vergleich mit Realdaten während einer Vollbremsung bei maximaler Querbeschleunigung. Bis auf den harten Lastwechsel bei 19 s wird die Gierrate, der Schwimmwinkel und die Querbeschleunigung von den Modellen mit Schlupfkorrektur (eESM,κ) gut abgebildet. Im weiteren Verlauf der Bremsung zeigt das komplexere Modell mit den Radlastkorrekturen (eESM,κ,κFZ) die besten Ergebnisse. Das Modell ohne die Korrekturen (eESM) wird nach der Lastwechselreaktion fast instabil: Gierrate und Schwimmwinkel steigen stark an.

4.6.3 Dynamisches Verhalten

Das dynamische Verhalten wird hier lediglich mit den linearen Einspurmodellen verglichen. Es soll untersucht werden, ob beim Versuchsfahrzeug der transiente Querkraftaufbau berücksichtigt werden sollte. In Bild 4.16 sind die Messungen mit der Simulation des linearen Einspurmodells während eines Sinus-Sweep-Manövers bei 60 km/h mit Lenkfrequenzen zwischen 0 und 4 Hz abgebildet. Auf den ersten Blick werden die Zustandsgrößen sehr gut abgebildet. Zwischen den Modellen mit und ohne dynamischen Querkraftaufbau sind im Zeitbereich kaum Unterschiede auszumachen, was bereits die geringe identifizierte Einlauflänge $l_{T,f} = 0,25$ m aufzeigt. Die geringe Einlauflänge resultiert höchstwahrscheinlich aus dem steifen Aufbau der Reifenseitenwand und der niedrigen Querschnittshöhe.

Analysiert man die gemessene Ein- und Ausgangssignale (Lenkwinkel und Gierrate) im Frequenzbereich mittels Fast Fourier Transformation, siehe Isermann und Münchhof (2011), und bildet die Gierübertragungsfunktion und dessen Phasengang

$$G_{\dot{\psi}}(j\omega) = \frac{\mathcal{F}(\dot{\psi}(t))}{\mathcal{F}(\delta_f(t))}, \quad \phi_{\dot{\psi}}(j\omega) = \arctan \frac{\operatorname{Im}(G_{\dot{\psi}}(j\omega))}{\operatorname{Re}(G_{\dot{\psi}}(j\omega))}, \quad (4.35)$$

dann erkennt man in Bild 4.16 e) und f) einen leichten Unterschied im Phasengang bei Frequenzen oberhalb 2 Hz. Die 20° Phasendifferenz bei 4 Hz entspricht allerdings einer Verzögerung der Gierrate mit Einlaufen um lediglich 0,014 s.

4.7 Zusammenfassung

Auf Basis der fusionierten Referenzsensorik wurde in Abschnitt 4.4 ein Konzept aufgezeigt, wie die Parameter der Achsquerkraft-Schlupf-Kennlinien mittels einfacher Fahrversuche identifiziert werden können. Nicht nur der Schlupf-Kraft-Zusammenhang bis zum Kraftmaximum wurde bestimmt, sondern auch der abfallende Anteil der Kennlinie. Bei Betrachtung der Ergebnisse wird klar, dass die Kennlinien stark in Abhängigkeit vom Untergrund und Reifenzustand variieren.

Außerdem wurden Modelle mit unterschiedlicher Komplexität bzgl. der Querkraftabschwächung untersucht: Das Modell mit applizierbaren Faktoren für die Querkraftabschwächung in Abhängigkeit des Längsschlupfs nach Gl. (2.14) und der Radlast nach Gl. (2.10) lieferten die besten Ergebnisse. Gegenüber der üblichen Extrapolation des Querkraftmodells bei auftretendem Längsschlupf nach Gl. (2.7), konnte mit dem komplexeren Modell der Querkraftfehler um 17 % und der Fehler in der Simulation der Gierrate um 62 % bei einer Kurvenbremsung reduziert werden.

Abschnitt 4.6 zeigt auf, dass die resultierenden nichtlinearen Einspurmodelle in der Lage sind, neben den stationären Manövern bis zur maximalen Querbeschleunigung auch Manöver mit gleichzeitigem Längs- und Querschlupf sehr gut zu modellieren. Bei dem Vergleich des Einspurmodells mit und ohne dynamischen Querkraftaufbau konnten Vorteile auch bei niedriger Geschwindigkeit (60 km/h) und sehr schneller Anregung über 2 Hz beim vorliegendem Fahrzeug festgestellt werden. Daher wird der dynamische Querkraftaufbau im Weiteren vernachlässigt.

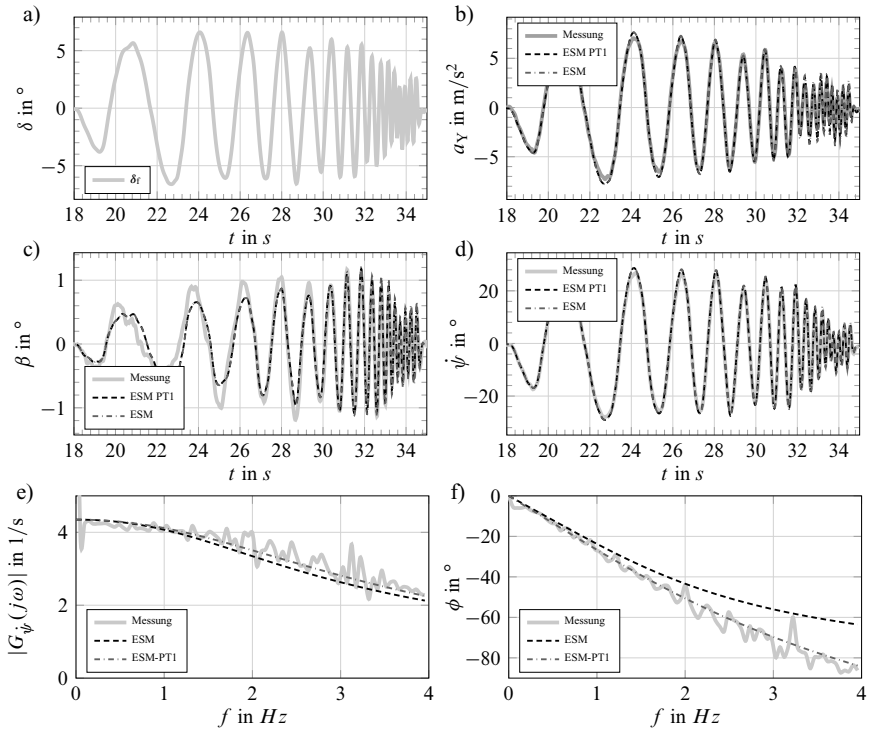


Bild 4.16: Simulation des linearen Einspurmodells mit dynamischen Querkraftaufbau (ESM PT1) und ohne (ESM), sowie Vergleich mit einer Messung; Parameter: Sommerreifen, trockener Asphalt; Manöver: Sinus-Sweep 0 - 4 Hz bei ca. 60 km/h; a) Lenkwinkel der Vorderachse; b) Querbewegung; c) Schwimmwinkel; d) Gierrate; e) und f) Vergleich des Amplituden- und Phasengang

5 Schätzung fahrdynamischer Zustände und Parameter

In diesem Kapitel wird die Schätzung der wichtigsten fahrdynamischen Bewegungsgrößen Geschwindigkeit und Schwimmwinkel beschrieben. Dazu wird lediglich die vorhandene ESC-Sensorik, bestehend aus Raddrehzahlen, Lenkradwinkel, Gierrate, Quer- und Längsbeschleunigung, genutzt. Die drei Größen Gierrate, Quer- und Längsbeschleunigung werden von einer 3D-IMU gemessen, welche ebenfalls serienmäßig zur ESC-Sensorik gehört. Damit eine flachheitsbasierte Steuerung oder ein Führungsmodell auf Veränderung des querdynamischen Fahrverhaltens reagieren kann, werden außerdem die fahrdynamisch wichtigsten Parameter, die Schräglauftiefigkeiten und die maximalen Reibwerte in Querrichtung an der Vorder- und Hinterachse im Fahrbetrieb geschätzt. Der Schätzalgorithmus auf Basis eines Kalman-Filters ist in die Abschnitte 5.2 Prädiktion und 5.3 Korrektur aufgeteilt.

Durch die Analyse der Beobachtbarkeit von Geschwindigkeit und Schwimmwinkel eines reduzierten Systems kann ein tieferes Verständnis für das Schätzproblem entwickelt und die Vorteile einer 6D-IMU bzgl. der Schätzgüte verdeutlicht werden. Durch den Vergleich der Rückführverstärkung bzgl. der Schwimmwinkelkorrektur, wird der Unterschied zwischen einem EKF und UKF gezeigt.

5.1 Aufbau der Kalman-Filter

Bild 5.1 zeigt den Aufbau des entwickelten Fahrdynamik-Kalman-Filter. Das Filter ist in die Schritte Prädiktion (Abschnitt 5.2) und Korrektur (Abschnitt 5.3) eingeteilt. Der Eingangsvektor des Kalman-Filters

$$\mathbf{u} = [\omega_Z, a_X, a_Y, \delta_f, \delta_r, \omega_B, \omega_{fr}, \omega_{fl}, \omega_{tr}, \varphi_K, \dot{\varphi}_K]^T \quad (5.1)$$

setzt sich nicht nur aus den Sensorsignalen zusammen, sondern enthält auch den Wankwinkel φ_K und die Wankrate $\dot{\varphi}_K$ des Wankmodells nach Gl. (2.99) mit dem Eingang Querbeschleunigung a_Y . So kann der (aus dem Wankmodell) geschätzte Wankwinkel des Fahrwerks im Kalman-Filter berücksichtigt werden. Der Messvektor \mathbf{z} umfasst nicht direkt die Sensorgrößen, sondern bereits umgerechnete „virtuelle“ Sensorsignale, um die Anzahl der Zustände gering zu halten und fahrdynamisch anschauliche Größen für die Korrektur zu verwenden. Dieser Schritt wird in Abschnitt 5.3 näher beschrieben.

Da die Messgrößen in unterschiedlichen Fahrsituationen unterschiedliche Genauigkeiten aufweisen, wird die Messkovarianzmatrix \mathbf{R} in Abhängigkeit der ESC-Sensorsignale an die Situation angepasst. Auch die Prozesskovarianzmatrix \mathbf{Q} muss an die Fahrsituation angepasst werden.

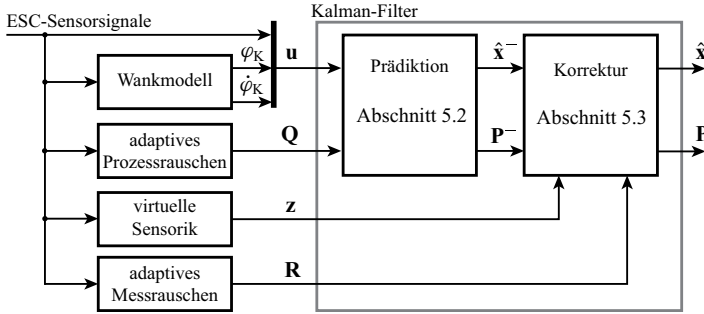


Bild 5.1: Aufbau des Fahr-dynamik-Kalman-Filters mit dem Eingangsvektor \mathbf{u} , der adaptiven Prozesskovarianzmatrix \mathbf{Q} , dem Messvektor \mathbf{z} und der adaptiven Messkovarianzmatrix \mathbf{R}

Der Zustandsvektor

$$\mathbf{x} = \left[\underbrace{v, \beta, \mu_{\max}, \varphi, \theta}_{\mathbf{x}_{\text{fast}}}, \underbrace{c_{\alpha, f}, EG, \Delta\mu}_{\mathbf{x}_{\text{slow}}} \right]^T \quad (5.2)$$

wird in schnell veränderliche Zustände \mathbf{x}_{fast} und in langsam veränderliche Zustände \mathbf{x}_{slow} eingeteilt. Die schnell veränderlichen Zustände umfassen unter anderem die nicht direkt messbaren Größen Übergrundgeschwindigkeit v und Schwimmwinkel β . Durch Berücksichtigung eines Wankwinkels φ und eines Nickwinkels θ sollen auch Situationen abgedeckt werden, bei denen ein größerer Teil der Erdbeschleunigung auf den Längs- und Querbeschleunigungssensoren während einer Fahrt in der Steilkurve oder bei größeren Fahrbahnsteigungswinkeln wirken.

Um den linearen Teil der Achsquerkraftkennlinien an der Vorder- und Hinterachse zu adaptieren, werden die Schräglaufsteifigkeit an der Vorderachse $c_{\alpha, f}$ und der Eigenlenkgradient EG zu den langsam veränderlichen Zuständen hinzugefügt. Für die Hinterachse wird durch Umstellen von Gl. (2.95) des linearen Einspurmodells die Schräglaufsteifigkeit

$$c_{\alpha, r} = \frac{m \cdot c_{\alpha, f} \cdot l_f}{m \cdot l_r - EG \cdot c_{\alpha, f} \cdot l} \quad (5.3)$$

aus dem geschätzten Eigenlenkgradient und der vorderen Schräglaufsteifigkeit berechnet. Statt die maximalen aktuellen Reibwerte beider Achsen $\mu_{\max, f/r}$ direkt als Zustände zu schätzen, wird für eine schnelle Adaption auf Niedrigreißwert der Zustand maximaler Reibwert μ_{\max} , der die Querkraftkennlinien der Vorder- und Hinterachse skaliert, verwendet. Um zu erkennen, ob die Querkraftkennlinien der Vorder- oder Hinterachse relativ zu einander weniger oder mehr maximalen Reibwert zulassen, wird der Zustand maximaler Reibwertunterschied zwischen Vorder- und Hinterachse $\Delta\mu$ in den Zustandsvektor aufgenommen. Die genaue Wirkung der geschätzten Zustände auf die Achsquerkraftkennlinien wird in Abschnitt 5.3 erläutert.

5.2 Prädiktion

Das kontinuierliche Prozessmodell

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}_c(\mathbf{x}, \mathbf{u}) + \mathbf{w} \quad (5.4)$$

wird in nichtlinearer Schreibweise formuliert. Das Prozessrauschen \mathbf{w} geht allerdings linear in den Prozess ein, um eine einfachere Variante des UKF, siehe Abschnitt 3.2, verwenden zu können. Die Zustandsänderung $\dot{\mathbf{x}}$ ist hierbei nichtlinear von dem Zustandsvektor \mathbf{x} , dem Eingangsvektor \mathbf{u} und linear von dem unbekannten Prozessrauschvektor \mathbf{w} abhängig.

Übergrundgeschwindigkeit

Die Änderung der Übergrundgeschwindigkeit des Schwerpunkts

$$\dot{v} = \cos \beta \cdot (a_X + w_{a_X} + \sin \theta \cdot g) + \sin \beta \cdot (a_Y + w_{a_Y} - \sin \varphi \cdot \cos \theta \cdot g) \quad (5.5)$$

wird auf Basis der Geschwindigkeits-/ Schwimmwinkel-Darstellung der Starrkörperbewegung mit Gl. (2.66) berechnet. Die Erdbeschleunigungsanteile werden in Abhängigkeit der Winkel θ und φ kompensiert und die Rauschanteile der Beschleunigungssensoren $w_{a_X/Y}$ berücksichtigt. Geht man von kleinen Schwimmwinkeln bzgl. der Rauschanteile aus, kann Gl. (5.5) vereinfacht werden, sodass die Änderung der Übergrundgeschwindigkeit

$$\dot{v} = \cos \beta \cdot (a_X + \sin \theta \cdot g) + \sin \beta \cdot (a_Y - \sin \varphi \cdot \cos \theta \cdot g) + w_{a_X} \quad (5.6)$$

nur noch linear vom Rauschen des Längsbeschleunigungssensors w_{a_X} abhängt.

Schwimmwinkel

Die Schwimmwinkel-Differentialgleichung

$$\dot{\beta} = -\frac{\sin \beta \cdot (a_X + \sin \theta \cdot g)}{v} + \frac{\cos \beta \cdot (a_Y - \sin \varphi \cdot \cos \theta \cdot g)}{v} - \omega_Z + \frac{w_{a_Y}}{v} + w_{\omega_Z} \quad (5.7)$$

nutzt ebenfalls die Vereinfachung für das Beschleunigungssensorrauschen.

Maximaler Reibwert

Die Änderung des maximalen Reibwerts

$$\dot{\mu}_{\max} = \frac{1}{T_\mu} \cdot (1 - \mu_{\max}) + w_{\mu_{\max}} \quad (5.8)$$

wird als Gauss-Markov-Prozess 1. Ordnung mit Mittelwert wie in Imsland u. a. (2007) und Bechtloff u. a. (2016), modelliert. Die Zeitkonstante T_μ bestimmt wie schnell der maximale Reibwert gegen den Mittelwert eins konvergiert, wenn er nicht beobachtbar ist. Im Folgenden wird bei diesem Effekt von der künstlichen Stabilisierung eines geschätzten Zustands gesprochen.

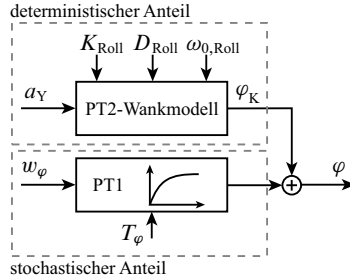


Bild 5.2: Darstellung des deterministischen Wankwinkels aus einem Wankmodell und einem stochastischen Anteil, modelliert als Gauss-Markov-Prozess 1. Ordnung

Wank- und Nickwinkel

Die Änderung des Wankwinkels

$$\dot{\varphi} = \dot{\varphi}_K + \frac{1}{T_\varphi} \cdot (\varphi_K - \varphi) + w_\varphi \quad (5.9)$$

setzt sich aus der geschätzten Wankrate $\dot{\varphi}_K$ und Wankwinkel φ_K des Fahrwerks mit dem Wankmodell aus Gl. (2.99) sowie einem stochastischen Anteil, modelliert als Gauss-Markov-Prozess 1. Ordnung zusammen. Bild 5.2 verdeutlicht das Konzept. Ist der Wankwinkel φ nicht beobachtbar, so wird gegen den Fahrwerks-Wankwinkel stabilisiert. Der Änderung Nickwinkel

$$\dot{\theta} = -\frac{1}{T_\theta} \cdot \theta + w_\theta \quad (5.10)$$

wird ebenfalls als Gauss-Markov-Prozess 1. Ordnung modelliert. Aufgrund sehr kleiner Nickwinkel wird kein bekannter Anteil durch ein Nickmodell hinzugefügt.

Schräglaufsteifigkeit, Eigenlenkgradient und Reibwertunterschied

Die Änderung der Schräglaufsteifigkeit der Vorderachse

$$\dot{c}_{\alpha,f} = w_{c_{\alpha,f}}, \quad (5.11)$$

der Eigenlenkgradient

$$\dot{E}G = w_{EG} \quad (5.12)$$

und der Reibwertunterschied

$$\dot{\Delta\mu} = w_{\Delta\mu} \quad (5.13)$$

werden als Random-Walk modelliert, was typisch für die Parameterschätzung mit einem Kalman-Filter ist, siehe Grewal und Andrews (2008). Das gesamte Prozessmodell entsprechend Gl. (5.4),

$$\dot{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} \dot{v} \\ \dot{\beta} \\ \dot{\mu}_{\max} \\ \dot{\varphi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{c}_{\alpha,f} \\ \dot{E}G \\ \dot{\Delta\mu} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\cos \beta \cdot (a_X + \sin \theta \cdot g) + \sin \beta \cdot (a_Y - \sin \varphi \cdot g)}{v} + \frac{\cos \beta \cdot (a_Y - \sin \varphi \cdot g)}{v} - \omega_Z \\ \frac{1}{T_\mu} \cdot (1 - \mu_{\max}) + w_{\mu_{\max}} \\ \dot{\varphi}_K + \frac{1}{T_\varphi} \cdot (\varphi_K - \varphi) \\ -\frac{1}{T_\theta} \cdot \theta \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} w_{a_X} \\ \frac{w_{a_Y}}{v} + w_{\omega_Z} \\ w_{\mu_{\max}} \\ w_\varphi \\ w_\theta \\ w_{c_{\alpha,f}} \\ w_{EG} \\ w_{\Delta\mu} \end{bmatrix}, \quad (5.14)$$

ergibt sich aus den Gl. (5.5) bis (5.13). Das Prozessrauschen wird im Vektor

$$\mathbf{w} = \left[w_{a_X}, \frac{w_{a_Y}}{v} + w_{\omega_Z}, w_{\mu_{\max}}, w_\varphi, w_\theta, w_{c_{\alpha,f}}, w_{EG}, w_{\Delta\mu} \right]^T \quad (5.15)$$

zusammengefasst. Der zweite Eintrag ist allerdings noch von der Geschwindigkeit v abhängig. Dies wird mit der Adaption der Prozessrauschkovarianzmatrix

$$\mathbf{Q}(t) = \begin{bmatrix} \sigma_{a_X}^2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & (\sigma_{a_Y}/v(t))^2 + \sigma_{\omega_Z}^2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_{\mu_{\max}}^2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \sigma_\varphi^2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \sigma_\theta^2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \sigma_{c_{\alpha,f}}^2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \sigma_{EG}^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \sigma_{\Delta\mu}^2 \end{bmatrix} \quad (5.16)$$

durch die Skalierung des zweiten Diagonalelements über die Geschwindigkeit berücksichtigt. Um eine Approximation der zeitdiskreten Darstellung

$$\mathbf{x}_k = \mathbf{f}(\mathbf{x}_{k-1}, \mathbf{u}_{k-1}) + \mathbf{w}_{k-1} \approx \mathbf{x}_{k-1} + T_0 [\mathbf{f}_c(\mathbf{x}_{k-1}, \mathbf{u}_{k-1}) + \mathbf{w}]$$

des nichtlinearen Systems mit der Abtastzeit $T_0 = 10$ ms zu erhalten, wird das einfache explizite Euler-Verfahren nach Gl. (3.2) verwendet. Um systematische Fehler durch Integrationsfehler gering zu halten, werden für Strapdown-Anwendungen mit hochwertiger 6D-IMU oft aufwendigere Verfahren verwendet, siehe hierzu Wendel (2007). Die diskrete Prozesskovarianzmatrix wird ebenfalls mit einer einfachen Approximation

$$\mathbf{Q}_{k-1} \approx \mathbf{Q}(t) \cdot T_0 \quad (5.17)$$

dargestellt.

Mit dem Prozessmodell nach Gl. (3.2) und der Prozesskovarianzmatrix nach Gl. (5.17) kann nun der Prädiktionsschritt mit einem EKF nach Gl. (3.5) und Gl. (3.6) oder mit einem UKF nach Gl. (3.16) bis Gl. (3.20) erfolgen.

Prozessmodell bei Verwendung einer 6D-IMU

Steht eine 6D-IMU zur Verfügung, müssen der Wankwinkel φ und der Nickwinkel θ und ihre entsprechenden Änderungen

$$\dot{\varphi} = \omega_X + \omega_Y \cdot \sin \varphi \cdot \tan \theta + \omega_Z \cdot \cos \varphi \cdot \tan \theta + w_\varphi, \quad (5.18)$$

$$\dot{\theta} = \omega_Y \cdot \cos \theta - \omega_Z \cdot \sin \theta + w_\theta, \quad (5.19)$$

nicht mehr als Gauss-Markov-Prozess 1. Ordnung modelliert werden, da über die Drehratensensorik die Änderungen der Winkel sehr gut bestimmt werden können. In Kapitel 6 wird der Schätzalgorithmus mit 3D-IMU nach Gl. (5.14) auch gegen einen Schätzer mit den zusätzlichen Eingängen Wank- ω_X und Nickrate ω_Y nach Gl. (5.18) und Gl. (5.19) verglichen.

5.3 Korrektur

Die Prädiktion der Prozesszustände Geschwindigkeit v und Schwimmwinkel β muss durch den Vergleich von Messgrößen \mathbf{z} mit Ausgangsmodellen $\mathbf{y} = \mathbf{h}(\mathbf{x}, \mathbf{u})$, welche von diesen Zuständen direkt oder indirekt abhängig sind, im Korrekturschritt stabilisiert werden. Außerdem sollen die Achsquerkraftparameter in den Ausgangsmodellen Einfluss haben, um diese ebenfalls schätzen zu können. Das Messmodell

$$\mathbf{z} = \mathbf{h}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) + \mathbf{v} = [v_{\text{STM}} \quad v_{\text{STM}} \quad F_{\text{XT},f} \quad F_{\text{XT},r} \quad F_{\text{YT},f} \quad F_{\text{YT},r} \quad \beta]^T + \mathbf{v} \quad (5.20)$$

umfasst die Fahrzeuggeschwindigkeit transformiert in das mittlere Vorderrad v_{STM} , die Achslängskräfte $F_{\text{XT},f/r}$, die Achsquerkräfte $F_{\text{YT},f/r}$ und den Schwimmwinkel β . Da diese Größen nicht direkt messbar sind, werden sie aus Sensorgrößen berechnet und werden im folgenden als „virtueller Sensor“ bezeichnet. Da die Ausgangsmodelle nicht in jeder Fahrsituation die Realität genau abbilden können, wird ihr Einfluss auf die Zustandsschätzung durch die Adaption der diagonalen Messkovarianzmatrix

$$\mathbf{R}_k = E[\mathbf{v}_k \mathbf{v}_k^T] = \begin{bmatrix} \sigma_{v_{\text{STM},f}}^2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_{v_{\text{STM},r}}^2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_{F_{\text{XT},f}}^2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \sigma_{F_{\text{XT},r}}^2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \sigma_{F_{\text{YT},f}}^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \sigma_{F_{\text{YT},r}}^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \sigma_\beta^2 \end{bmatrix} \quad (5.21)$$

situationsabhängig adaptiert. Im Folgenden wird die Berechnung der virtuellen Sensoren erläutert und es werden die jeweiligen Ausgangsmodelle gebildet.

5.3.1 Einspurmodellvorderradgeschwindigkeit

Virtueller Sensor

Um die Geschwindigkeitsschätzung zu stützen, werden die Vorderradgeschwindigkeiten

$$v_{\text{XT},\text{fl}} = \omega_{\text{fl}} \cdot r_{\text{dyn},f}, \quad v_{\text{XT},\text{fr}} = \omega_{\text{fr}} \cdot r_{\text{dyn},f}, \quad (5.22)$$

verwendet. Für eine bessere Vergleichbarkeit der Geschwindigkeiten werden diese mit der Gierrate ω_Z in die Mitte des Fahrzeugs transformiert und ergeben die virtuellen Messgrößen

$$z_1 = v_{\text{STM},\text{fl}} = \omega_{\text{fl}} \cdot r_{\text{dyn},f} + \cos \delta_f \cdot \omega_Z \cdot \frac{b_f}{2}, \quad (5.23)$$

$$z_2 = v_{\text{STM},\text{fr}} = \omega_{\text{fr}} \cdot r_{\text{dyn},f} - \cos \delta_f \cdot \omega_Z \cdot \frac{b_r}{2}. \quad (5.24)$$

So unterscheiden sich die Geschwindigkeiten auch in engen Kurven nur bei unterschiedlichen Längsschlupf am linken und rechten Vorderrad.

Ausgangsmodell

Diese virtuellen Messgrößen werden in Abhängigkeit des Zustandsvektors als Modellausgang

$$y_1 = y_2 = v_{\text{STM}}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) = v \cdot \cos(\delta_f - \beta) + \sin(\delta_f) \cdot l_f \cdot \omega_Z \quad (5.25)$$

formuliert. Die kinematischen Zusammenhänge zwischen den Zustandsgrößen und der Ausgangsgröße ESM-Vorderradgeschwindigkeit wird in Bild 5.3 a) dargestellt. Bild 5.3 b) zeigt die virtuelle Sensorgröße $v_{\text{STM},\text{fl/fr}}$ und den Modellausgang $v_{\text{STM}}(\mathbf{x}, \mathbf{u})$ während eines Manövers, bei dem sich das Fahrzeug langsam auf Niedrigreibwert, ohne gegenzulenken, eindreht: Steigt der Schwimmwinkel, so werden die frei drehenden Vorderräder langsamer, da der Geschwindigkeitsanteil in Längsrichtung des Rades sinkt.

Beispiel: Korrektur der Zustände nur mit Vorderradgeschwindigkeiten

Wenn keine Wank- oder Nickwinkel der Fahrbahn auftreten, können nur mit der Korrektur durch die Vorderradgeschwindigkeiten

$$\mathbf{z} = \mathbf{h}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) + \mathbf{v} = \begin{bmatrix} v_{\text{STM}} & v_{\text{STM}} \end{bmatrix}^T + \mathbf{v} \quad (5.26)$$

mit dem Systemmodell nach Gl. (5.14) und einem UKF nach Abschnitt 3.2 bereits sehr gute Ergebnisse für die Geschwindigkeits- und Schwimmwinkelschätzung erzielt werden. Bild 5.4 zeigt eine Fahrt in der Ebene auf einem zugefrorenen See des Bosch-Winterprüfzentrums in Vaitoudden (Schweden).

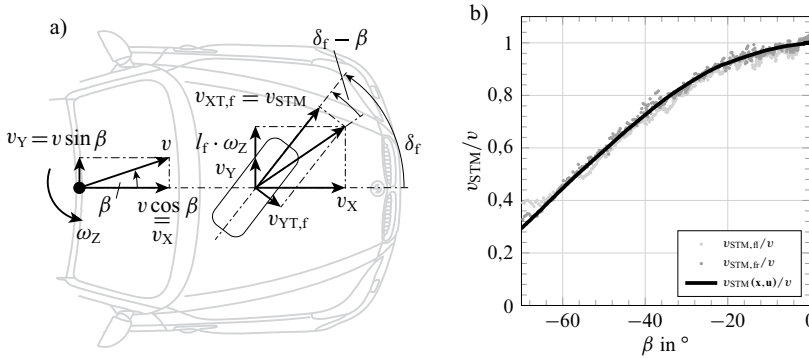


Bild 5.3: a) Darstellung der Zusammenhänge aus Übergrundgeschwindigkeit und Schwimmwinkel auf die Vorderradumfangsgeschwindigkeit bei Vernachlässigung von Längsschlupf; b) Virtueller Sensor berechnet mit ESC-Sensoren $v_{STM,fl/fr}$ und Ausgangsmodell $v_{STM}(x,u)$ berechnet mit der *Correvit*-Geschwindigkeit während eines Manövers, bei dem das Fahrzeug langsam auf Niedrigreißwert übersteuert ohne gegen zu lenken

5.3.2 Achslängskräfte

Bei starken Bremsungen gehen alle Räder in Schlupf. Eine Stützung der Zustände über die Radrehzahlen wird in diesem Fall durch die angesprochene Adaption des Messrauschens ausgeschaltet. Um auch in diesen Situationen, gerade bei Änderungen der Fahrbahnsteigung, gute Schätzungen der Übergrundgeschwindigkeit zu erhalten, ist es sinnvoller, auf Schlupf abhängige Achslängskraftmodelle zurückzugreifen. Außerdem kann durch die Berücksichtigung des maximalen Reibwerts im Längskraftmodell der maximale Reibwert bei Antriebs- oder Bremschlupf beobachtet werden.

Virtueller Sensor

Die virtuellen Messgrößen

$$z_3 = F_{XT,f} = (M_{B,fl} + M_{B,fr}) / r_{dyn,f}, \quad (5.27)$$

$$z_4 = F_{XT,r} = (M_{B,rl} + M_{B,rr} + M_D) / r_{dyn,r} \quad (5.28)$$

werden mit der vom Fahrzeugbus zur Verfügung gestellten geschätzten Antriebsmoment M_D und Bremsmomente $M_{B,ij}$ berechnet. Die Drehmomentanteile durch die Radbeschleunigung und der Raddrehträge werden nicht berücksichtigt, da sich in der Praxis keine Verbesserung der Schätzung ergab.

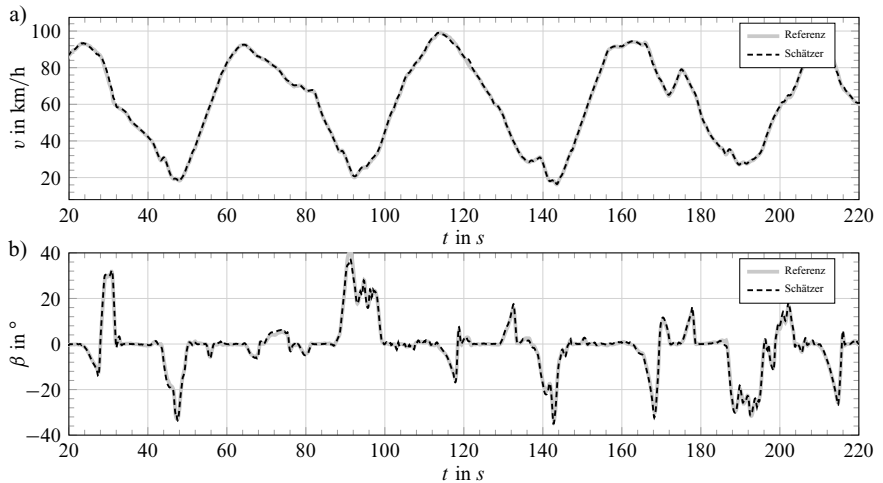


Bild 5.4: Schätzung mit dem UKF nach Abschnitt 3.2 (lediglich mit den Vorderradgeschwindigkeiten im Messvektor) im Vergleich mit den Signalen des Referenzmesssystems aus Abschnitt 4.2 für eine Messung auf einem zugefrorenen See mit großen Schwimmwinkel: a) Geschwindigkeit v , b) Schwimmwinkel β

Ausgangsmodell

Die Ausgangsmodelle der Achslängskräfte an der Vorder- und Hinterachse nach Gl. (2.21)

$$y_3 = F_{XT,f} (F_{Z,f}, s_{X,f}, \alpha_f, \mu_{X,max,f}, c_{s_{X,f}}, s_{X,crit,f}, C_{X,f}) , \quad (5.29)$$

$$y_4 = F_{XT,r} (F_{Z,r}, s_{X,r}, \alpha_r, \mu_{X,max,r}, c_{s_{X,r}}, s_{X,crit,r}, C_{X,r}) \quad (5.30)$$

verbinden die geschätzten Zustände mit den Ausgangsgrößen. Die Schräglaufwinkel $\alpha_{f/r}(v, \beta, \dots)$ und Längsschlüfe $s_{X,f/r}(v, \beta, \omega, \dots)$ an Vorder- und Hinterachse werden mit Gl. (2.85) und Gl. (2.86) berechnet und die Radlasten $F_{Z,f/r}(a_X)$ mit Gl. (2.87) geschätzt. Die maximalen Reibwerte der Vorder- und der Hinterachse

$$\mu_{X,max,f/r} = \mu_{X,max,f/r0} \cdot \mu_{max} \quad (5.31)$$

werden mit den maximalen Reibwerten aus der Basisparametrierung $\mu_{X,max,f/r0}$ und dem verallgemeinerten maximalen Reibwert μ_{max} berechnet. Somit hat der Zustand maximaler Reibwert μ_{max} direkten Einfluss auf den Ausgang und ist somit beobachtbar, wenn die Vorder- oder Hinterachse weit genug in Schlupf geht. Alle weiteren Parameter werden als konstant angenommen und werden aus der Basisparametrierung (Kapitel 4, Tabelle 4.4) verwendet.

Beispiel: Bremsen über eine Kuppe

Bild 5.5 zeigt die Schätzung der Geschwindigkeit bei einer Bremsung über eine Kuppe. Ohne Längskraftmodell kann der Nickwinkel θ in Abschnitt (1) nicht mehr beobachtet werden und bleibt deshalb etwa konstant, da den gemessenen Raddrehzahlen durch großes Messrauschen nicht mehr „vertraut“ wird. Die Geschwindigkeitsschätzung wird aufgrund des schlecht geschätzten Nickwinkels ebenfalls schlecht. Mit dem Längskraftmodell bleibt der Nickwinkel auch bei Schlupf an den Rädern beobachtbar.

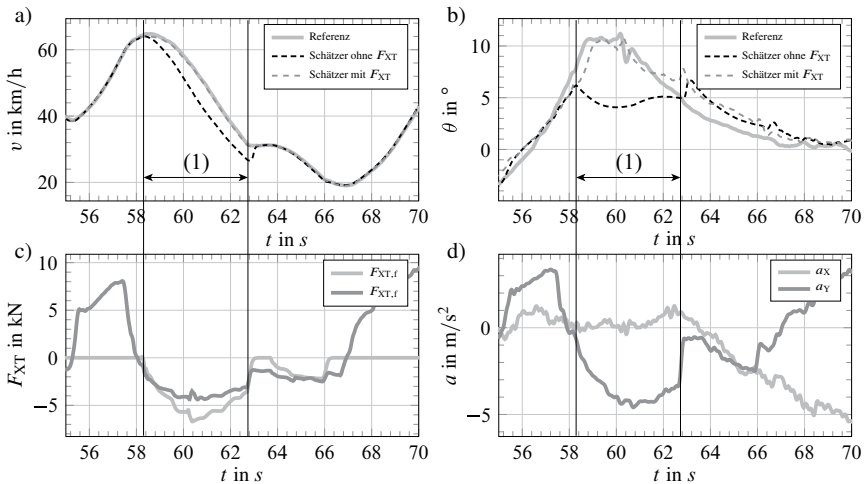


Bild 5.5: Schätzung und Vergleich mit einer Messung von Geschwindigkeit a) und Nickwinkel b) während einer Bremsung über eine Kuppe in Phase (1) mit und ohne Korrektur mit dem Längskraftmodell; c) Achslängskräfte; d) Längsbeschleunigung

5.3.3 Achsquerkräfte

Zur Korrektur des Schwimmwinkels ist es üblich, mit den direkten Messgrößen Gierrate und Querbeschleunigung zu arbeiten, siehe Baffet u. a. (2009). Um das Giergleichgewicht zu berücksichtigen, müsste die Gierrate allerdings als Zustand in den Zustandsvektor mit der Gierdifferentialgleichung (2.83) aufgenommen werden. Um eine Erweiterung des Zustandsvektor mit einer schon bekannten Größe zu vermeiden, werden in dieser Arbeit aus der Gierbeschleunigung $\dot{\omega}_Z$ und der Querbeschleunigung Achsquerkräfte geschätzt und erstmals mit diese Zwischengrößen zur Korrektur der Zustandsschätzung genutzt.

Virtueller Sensor

Die quasi-gemessenen Achsquerkräfte

$$z_3 = F_{YT,f} = \frac{1}{\cos \delta_f} \cdot \left[\frac{a_{YT} \cdot l_f \cdot m + \dot{\omega}_Z \cdot J_Z - M_Z}{l} - \sin \delta_f \cdot (F_{X,fl} + F_{X,fr}) \right],$$

$$z_4 = F_{YT,r} = \frac{1}{\cos \delta_r} \cdot \left[\frac{a_{YT} \cdot l_r \cdot m - \dot{\omega}_Z \cdot J_Z + M_Z}{l} - \sin \delta_r \cdot (F_{X,rl} + F_{X,rr}) \right]$$

wurden bereits in Kapitel 4 nach Gl. (4.18) und (4.19) verwendet, um die Achsquerkraftmodelle zu identifizieren. Die Querbeschleunigung, bezogen auf Reifenkoordinaten a_{YT} , wird nach Gl. (4.20) aus der gemessenen Querbeschleunigung a_Y und der Kompensation mit dem geschätzten Wankwinkel zwischen Aufbau- und Reifenkoordinatensystem berechnet. Das Zusatzgierrmoment M_Z durch Bremsengriffe wird nach Gl. (4.21) aus den Längskräfte $F_{XT,ij}$ berechnet.

Ausgangsmodell

Das Kraft-Schlupf-Modell nach der Pacejka-Magic-Formula

$$y_3 = F_{YT,f} \left(F_{Z,f}^*, \alpha_f, s_{X,f}, \mu_{Y,max,f}, c_{\alpha,f}, \alpha_{crit,f}, C_{Y,f} \right) \quad (5.32)$$

$$y_4 = F_{YT,r} \left(F_{Z,r}^*, \alpha_r, s_{X,r}, \mu_{Y,max,r}, c_{\alpha,r}, \alpha_{crit,r}, C_{Y,r} \right) \quad (5.33)$$

verbindet die geschätzten Zustände mit der Ausgangsgröße. Die Schräglaufwinkel $\alpha_{f/r}(v, \beta, \dots)$ und Längsschlüpf $s_{X,f/r}(v, \beta, \omega, \dots)$ an Vorder- und Hinterachse werden mit Gl. (2.85) und (2.86) berechnet. Die modifizierten Radlasten $F_{Z,f/r}^*(a_X)$ werden aus der physikalischen Radlast mit Gl. (2.87) und der Radlastmodifikation (2.10) berechnet.

Die aktuellen maximalen Reibwerte der Vorder- und Hinterachse

$$\mu_{Y,max,f} = \mu_{Y,max,f0} \cdot \mu_{max}, \quad \mu_{Y,max,r} = (\mu_{Y,max,f0} + \Delta\mu) \cdot \mu_{max} \quad (5.34)$$

werden aus der Basisparametrierung $\mu_{max,f0}$ und dem schnellen Reibwertfaktor μ_{max} adaptiert. Der maximale Reibwert der Hinterachse $\mu_{Y,max,r}$ wird noch über den geschätzten Anteil $\Delta\mu$ definiert. Den Startwert $\Delta\mu(t=0) = \mu_{Y,max,r0} - \mu_{Y,max,f0}$ erhält man aus der Basisparametrierung. Die Schräglaufsteifigkeit an der Vorderachse $c_{\alpha,f}$ ist direkt ein geschätzter Zustand. Für die Hinterachse wird die Schräglaufsteifigkeit mit Gl. (5.3) aus der Steifigkeit der Vorderachse und dem Eigenlenkgradient bestimmt. Unter der Annahme, dass eine Achse mit größerer Schräglaufsteifigkeit ihr Querkraftmaximum früher erreicht, werden die kritischen Schräglaufwinkel

$$\alpha_{crit,f} = \alpha_{crit,f0} \cdot \frac{c_{\alpha,f0}}{c_{\alpha,f}}, \quad \alpha_{crit,r} = \alpha_{crit,r0} \cdot \frac{c_{\alpha,r0}}{c_{\alpha,r}} \quad (5.35)$$

ausgehend von der Basisparametrierung α_{crit0} proportional zum Verhältnis aus geschätzter Schräglaufsteifigkeit c_α und Basis-schräglaufsteifigkeit $c_{\alpha0}$ angepasst.

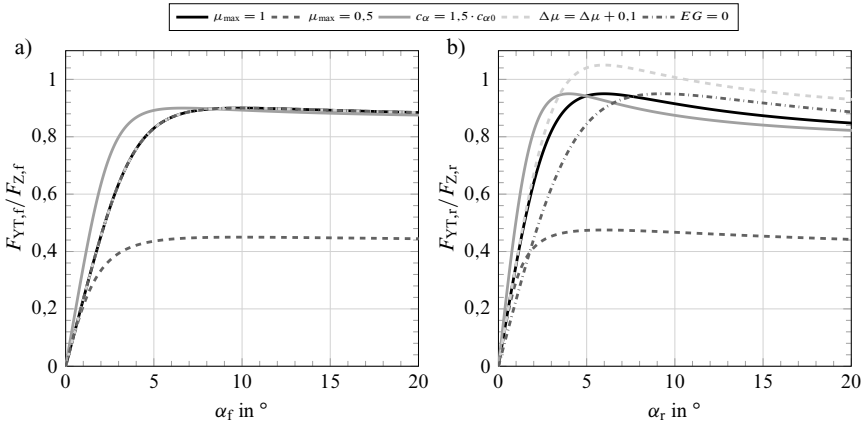


Bild 5.6: Nach Gl. (2.8) berechnete Auswirkung der Zustände maximaler Reibwert μ_{max} , Reibwertunterschied $\Delta\mu$, Schräglaufsteifigkeit $c_{\alpha,f}$ und Eigenlenkgradient EG auf die Achsquerkraftkennlinien der Vorder- und Hinterachse

Buric (2016) entwickelte noch weitere Methoden, um die Reifenkennlinien in Abhängigkeit des geschätzten maximalen Reibwerts und der Schräglaufsteifigkeiten zu extrapolieren. Er berücksichtigt z.B. auch die Änderung der Lage des Querkraftmaximums und die Veränderung der Formfaktoren $C_{Y,f}$ und $C_{Y,r}$ auf unterschiedlichen Untergründen.

Bild 5.6 zeigt die Auswirkung der Zustände maximaler Reibwert μ_{max} , Reibwertunterschied $\Delta\mu$, Schräglaufsteifigkeit $c_{\alpha,f}$ und Eigenlenkgradient EG auf die resultierenden Querkraftkennlinien. Es wird deutlich, dass die Querkraftkennlinien mit lediglich vier zu schätzenden Parametern in weiten Bereichen adaptiert werden können.

5.3.4 Schwimmwinkel für niedrige Geschwindigkeiten

Die Berechnung von Längs- und Querschlupf erfordert eine Division durch die Übergrundgeschwindigkeit v . Bei geringer Geschwindigkeit und kleinen Schätzfehlern der Geschwindigkeit kommt es zu großen Fehlern in der Berechnung von Quer- und Längsschlupf, sodass über die Schlupf-Kraftmodelle keine Schwimmwinkelschätzung mehr erfolgen kann. Bei geringen Geschwindigkeiten muss daher der Schwimmwinkel mit einem kinematischen Schwimmwinkel korrigiert werden.

Virtueller Sensor: Kinematischer Schwimmwinkel

Der Schwimmwinkel ohne Berücksichtigung von Schräglaufwinkeln lässt sich aus den kinematischen Beziehung des Einspurmodells herleiten. Die Messgröße

$$z_7 = \beta_{\text{kin1}} = \arctan \left[\tan(\delta_f) \cdot \frac{l_r}{l} + \tan(\delta_r) \cdot \frac{l_f}{l} \right] \quad (5.36)$$

lässt sich aus den Lenkwinkeln an Vorder- und Hinterachse sowie den Abständen zum Schwerpunkt berechnen.

Virtueller Sensor: Schwimmwinkel bei großen Schräglaufwinkeln an der Hinterachse

Bei Manövern, bei denen große Schräglaufwinkel an der Hinterachse bei geringen Geschwindigkeiten entstehen, kann der Schwimmwinkel mit Gl. (5.36) nicht genau genug bestimmt werden. Geht man davon aus, dass der Schräglaufwinkel an der Vorderachse bei diesen Manövern klein bleibt und mittels der geschätzten Querkraft nach Gl. (4.18) und einem linearen Reifenmodell

$$\alpha_f \approx \frac{F_{YT,f}}{c_{\alpha,f}} \quad (5.37)$$

geschätzt werden kann, lässt sich mit dem Schräglaufwinkel der Vorderachse

$$\alpha_f = \delta_f - \arctan \left(\frac{v_Y + \omega_Z \cdot l_f}{v_X} \right)$$

und der Schwerpunktsgeschwindigkeit transformiert in die Radkoordinaten des mittleren Vorderrades,

$$v_{\text{STM}} = \cos \delta_f \cdot v_X + \sin \delta_f \cdot (v_Y + \omega_Z \cdot l_f) ,$$

durch Lösen der Gleichungen nach der unbekannten Längs- und Quergeschwindigkeit

$$v_X = \frac{v_{\text{STM}}}{\cos \delta_f + \sin \delta_f \cdot (\delta_f - \alpha_f)} , \quad v_Y = v_X \cdot \tan(\delta_f - \alpha_f) - \omega_Z \cdot l_f , \quad (5.38)$$

der Schwimmwinkel

$$z_7 = \beta_{\text{kin2}} = \arctan \left(\frac{v_Y}{v_X} \right) \quad (5.39)$$

nur in Abhängigkeit des geschätzten Schräglaufwinkels der Vorderachse, der gemessenen Gierrate und einer Vorderraddrehzahl berechnen. Die Berechnung des Schwimmwinkels ist somit vollständig unabhängig von dem Schräglaufwinkel der Hinterachse.

Ausgangsmodell

Das Ausgangsmodell

$$y_7 = \beta \quad (5.40)$$

entspricht direkt dem geschätzten Schwimmwinkel.

Beispiel: 180°- Wendemanöver auf Schnee

Bild 5.7 zeigt ein 180°- Wendemanöver auf Schnee mit großen Schräglaufwinkeln an der Hinterachse. Verglichen wird die einfache Berechnung des Schwimmwinkels β_{kin1} nach Gl. (5.36) und nach der Berechnung mit der Gierrate und Raddrehzahl β_{kin2} nach Gl. (5.39) unter der Annahme, dass der Schräglaufwinkel der Vorderachse null ist ($\alpha_f = 0$).

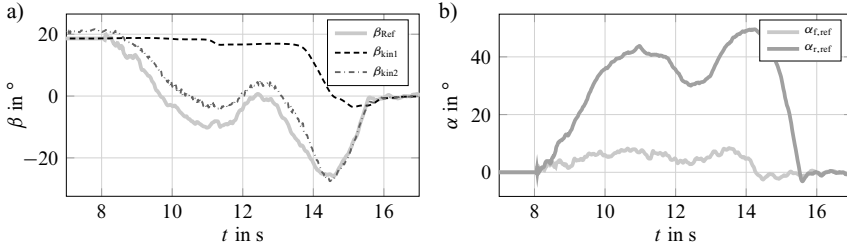


Bild 5.7: 180°-Wende mit großen Schräglaufwinkeln an der Hinterachse auf Schnee bei 5-10 km/h: a) Vergleich der einfachen Berechnung aus Lenkwinkeln (β_{kin1}) nach Gl. (5.36) mit der Berechnung aus Gierrate, Vorderachslenkwinkel und Raddrehzahl (β_{kin2}) nach Gl. (5.39) und der Messung (β_{Ref}); b) Gemessene Schräglaufwinkel

Der Schwimmwinkel β_{kin2} hilft somit dem Zustandsschätzer auch bei extremen Fahrmanövern bei sehr langsamer Geschwindigkeit gute Ergebnisse zu liefern. Dies kann genutzt werden, um gute „Startwerte“ vorzugeben, wenn bei höheren Geschwindigkeiten auf eine Kraft-Schlupf basierte Korrektur zurückgegriffen wird.

Überblick

Nun sind alle Teilmodelle für das gesamte Ausgangsmodell beschrieben. Zusammenfassend kann das Ausgangsmodell

$$\begin{aligned}
 \mathbf{y} &= \mathbf{h}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \\
 \begin{bmatrix} v_{STM} \\ v_{STM} \\ F_{XT,f} \\ F_{XT,r} \\ F_{YT,f} \\ F_{YT,r} \\ \beta \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} v \cdot \cos(\delta_f - \beta) + \sin(\delta_f) \cdot l_f \cdot \omega_Z \\ v \cdot \cos(\delta_f - \beta) + \sin(\delta_f) \cdot l_f \cdot \omega_Z \\ F_{XT,f}(F_{Z,f}, s_{X,f}, \alpha_f, \mu_{X,max,f}, c_{s_{X,f}}, s_{X,crit,f}, C_{X,f}) \\ F_{XT,r}(F_{Z,r}, s_{X,r}, \alpha_r, \mu_{X,max,r}, c_{s_{X,r}}, s_{X,crit,r}, C_{X,r}) \\ F_{YT,f}(F_{Z,f}^*, \alpha_f, s_{X,f}, \mu_{Y,max,f}, c_{\alpha,f}, \alpha_{crit,f}, C_{Y,f}) \\ F_{YT,r}(F_{Z,r}^*, \alpha_r, s_{X,r}, \mu_{Y,max,r}, c_{\alpha,r}, \alpha_{crit,r}, C_{Y,r}) \\ \beta \end{bmatrix} \quad (5.41)
 \end{aligned}$$

in Abhängigkeit der Zustände \mathbf{x} und Eingänge \mathbf{u} formuliert werden. Die virtuellen Sensoren

$$\mathbf{z} = \begin{bmatrix} v_{\text{STM}} \\ v_{\text{STM}} \\ F_{\text{XT},f} \\ F_{\text{XT},r} \\ F_{\text{YT},f} \\ F_{\text{YT},r} \\ \beta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{g}(\mathbf{u}^*) \\ \omega_{\text{fl}} \cdot r_{\text{dyn},f} + \cos \delta_f \cdot \omega_Z \cdot \frac{b_f}{2} \\ \omega_{\text{fr}} \cdot r_{\text{dyn},f} - \cos \delta_f \cdot \omega_Z \cdot \frac{b_f}{2} \\ (M_{\text{B,fl}} + M_{\text{B,fr}}) \cdot r_{\text{dyn},f} \\ (M_{\text{B,rl}} + M_{\text{B,rr}} + M_{\text{D}}) \cdot r_{\text{dyn},r} \\ \frac{1}{\cos \delta_f} \cdot \left[\frac{a_{\text{YT}} \cdot l_f \cdot m + \dot{\omega}_Z \cdot J - M_Z}{l} - \sin \delta_f \cdot (F_{\text{X,fl}} + F_{\text{X,fr}}) \right] \\ \frac{1}{\cos \delta_r} \cdot \left[\frac{a_{\text{YT}} \cdot l_f \cdot m - \dot{\omega}_Z \cdot J + M_Z}{l} - \sin \delta_r \cdot (F_{\text{X,rl}} + F_{\text{X,rr}}) \right] \\ \beta_{\text{kin1}} \text{ oder } \beta_{\text{kin2}} \end{bmatrix} \quad (5.42)$$

werden in Abhängigkeit der ESC-Sensorsignale \mathbf{u}^* berechnet.

Der Korrekturschritt kann nun mit dem Ausgangsmodell Gl. (5.41), den virtuellen Sensorgrößen Gl. (5.42) und der adaptiven Messkovarianzmatrix Gl. (5.21) mit einem EKF nach Gl. (3.8) bis Gl. (3.13) oder UKF nach Gl. (3.21) bis Gl. (3.25) durchgeführt werden.

5.4 Güte der Schätzung der Geschwindigkeit und der Fahrbahnsteigung

Mittels einer Beobachtbarkeitsmatrix nach Kalman und Prüfung dieser Matrix auf vollen Rang ist es möglich, die Beobachtbarkeit linearer Systeme zu prüfen, Föllinger u. a. (1994). Allerdings ist es nicht möglich, eine Aussage über die zu erwartende Qualität des Schätzergebnisses zu treffen. In diesem Abschnitt soll ein Weg aufgezeigt werden, wie die Qualität des Schätzergebnisses in Form der doppelten Standardabweichung 2σ analytisch berechnet werden kann.

Um die Beobachtbarkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit v und Fahrbahnsteigung θ anschaulich zu untersuchen, wird das Systemmodell

$$\begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}} \\ \dot{v} \\ \dot{\theta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \\ a_x + \sin \theta \cdot g \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{w} \\ w_{ax} \\ w_{\theta} \end{bmatrix} \quad (5.43)$$

auf diese zwei zu schätzenden Größen mit dem Zustandsvektor

$$\mathbf{x} = [v \quad \theta]^T \quad (5.44)$$

reduziert. Für kleine Steigungswinkel ($\sin \theta \approx \theta$) kann das System in die lineare Zustandsraumdarstellung

$$\begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}} \\ \dot{v} \\ \dot{\theta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{A} \\ 0 & g \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \mathbf{x} + \begin{bmatrix} \mathbf{B} \\ v \\ \theta \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 \\ a_x \\ 0 \end{bmatrix} \mathbf{u} + \begin{bmatrix} \mathbf{w} \\ w_{ax} \\ w_{\theta} \end{bmatrix} \quad (5.45)$$

überführt werden.

Es soll berücksichtigt werden, dass die Räder bei ABS-Bremungen über den kritischen Längsschlupf hinaus gebremst werden können. Daher wird ein nichtlineares Modell der Reifenlängskraft nach Gl. (2.16)

$$\mathbf{z} = \mathbf{h}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) + \mathbf{v} = F_{\text{XT}}(s_X, \dots) + v_{F_{\text{XT}}} \quad (5.46)$$

mit der vereinfachten Schlupfberechnung

$$s_X = \frac{\omega \cdot r_{\text{dyn}} - v}{v} \quad (5.47)$$

für die Geradeausfahrt als Ausgangsgröße verwendet. Es wird davon ausgegangen, dass immer das schnellste Rad während eines Bremsvorgangs und das langsamste Rad während des Beschleunigungsvorgangs ausgewählt wird. Das nichtlineare Ausgangsmodell wird für die Analyse mit der Jacobi-Matrix

$$\mathbf{H} = \frac{\partial \mathbf{h}(\mathbf{x}, \mathbf{u})}{\partial \mathbf{x}} = \begin{bmatrix} c_{s_X}^*(s_X) \cdot \frac{(v - \omega r_{\text{dyn}})}{v^2} - \frac{c_{s_X}^*(s_X)}{v} & 0 \end{bmatrix} \quad (5.48)$$

im Arbeitspunkt linearisiert und ist von der Schlupfsteifigkeit im aktuellen Arbeitspunkt $c_{s_X}^*(s_X)$ abhängig. Mit der Annahme, dass das System beobachtbar und die Kovarianz \mathbf{P} nach endlicher Zeit gegen feste Werte konvergiert, lässt sich die Riccati-Differentialgleichung (siehe Adamy (2009) und Lunze (2013))

$$\dot{\mathbf{P}} = \mathbf{A}\mathbf{P} + \mathbf{P}\mathbf{A}^T + \mathbf{Q} + \mathbf{P}\mathbf{H}^T\mathbf{R}^{-1}\mathbf{H}\mathbf{P} = \mathbf{0} \quad (5.49)$$

für dieses einfache System lösen. Die Kovarianz des Prozessrauschens

$$\mathbf{Q}(t) = \begin{bmatrix} E[w_{a_X}(t)w_{a_X}(t)^T] = Q_{a_X} & 0 \\ 0 & E[w_{\theta}(t)w_{\theta}(t)^T] = Q_{\theta} \end{bmatrix} \quad (5.50)$$

und des Messrauschens

$$\mathbf{R} = E[v_{F_X}(t)v_{F_X}(t)^T] = R_{F_X} \quad (5.51)$$

setzen sich aus den jeweiligen Varianzen zusammen. Die Lösung von Gl. (5.49) für den stationären Endwert der Varianz der Geschwindigkeit

$$P_v(s_X, t \rightarrow \infty) = \frac{v^2 \sqrt{Q_{\theta} R_{F_X}} \cdot \sqrt{Q_{\theta} \cdot \left(Q_{a_X} + \frac{2g \cdot v^2 \cdot \cos \theta \cdot \sqrt{Q_{\theta} R_{F_X}}}{c_{s_X}^*(s_X) \cdot \omega \cdot r_{\text{dyn}}} \right)}}{Q_{\theta} \cdot c_{s_X}^*(s_X) \cdot \omega \cdot r_{\text{dyn}}} \quad (5.52)$$

soll in Bild 5.8 in Abhängigkeit des Arbeitspunktes genauer untersucht werden. Bild 5.8 a) zeigt die auf die Radlast normalisierte Längskraft. In dem Arbeitspunkt (1) bei ca. 4 % Schlupf hat die Kennlinie noch eine Steigung $c_{s_X}^*(s_X)$ von etwa 80 kN. Dies entspricht nach Gl. (5.52), ohne Messung der Nickrate und dementsprechend großer Varianz $Q_{\theta} = (2^\circ / \sqrt{s})^2$ einer 2σ-Schätzgüte von etwa 2 km/h. Wird die Nickrate gemessen, so kann die Varianz $Q_{\theta} = (0,2^\circ / \sqrt{s})^2$ sehr viel kleiner eingestellt werden. Die Schätzgüte verbessert sich auf etwa 1 km/h.

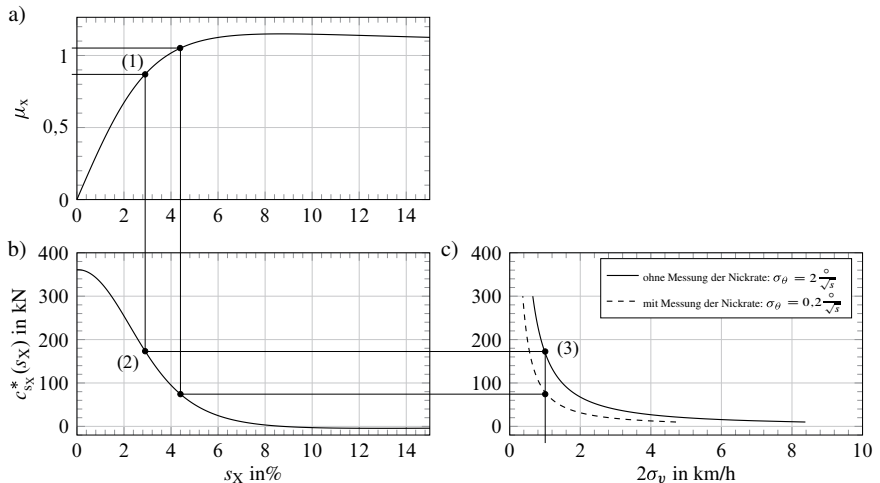


Bild 5.8: a) Längskraftmodell der Hinterachse und b) Ableitung über den Schlupf; c) Schätzqualität in Abhängigkeit der Schlupfsteifigkeit mit $Q_{a_X} = \left(0,01 \frac{\text{m/s}}{\sqrt{s}}\right)^2$, $R_{F_X} = (500 \text{ kN} \approx 0,1\mu_X)^2$ bei 100 km/h

Beispiel

Um minimale Bremswege zu erreichen, müssen bei einer ABS-Regelung alle Räder möglichst nah an ihrem kritischen Schlupf gebremst werden. Damit in der Praxis die Geschwindigkeit, welche für den Schlupfregler benötigt wird, berechnet werden kann, muss sich immer ein Rad in der sogenannten Anpassungsphase befinden, Van Zanten (2006). Das bedeutet, das ein Rad immer wieder in kleinere Schlupfbereiche durch unterbremsen gelangen muss. Nach 5.8 c) kann mit Messung der Nickrate die Schlupfsteifigkeit auf ca. 80 kN abnehmen, bis die Qualität der Geschwindigkeits-schätzung $2\sigma_v = 1 \text{ km/h}$ überschreitet. Ohne Messung der Nickrate darf die Schlupfsteifigkeit bei gleicher geforderter Schätzqualität 160 kN nicht unterschreiten.

Mit einem Nickratensensor gelingt es, ein Rad in der Anpassungsphase stärker in Schlupf zu bremsen (Bild 5.8 a) und so mehr Längsverzögerung

$$\begin{aligned}
 a_{\max,1} &\approx \frac{1}{m} [\mu_{X,f}(s_{X,\text{crit},f}) \cdot F_{Z,f} + \mu_{X,r}(s_{X,\text{crit},f}) \cdot F_{Z,r}/2 + \mu_X(c_{s_X}^* = 160 \text{ kN}) \cdot F_{Z,r}/2] \\
 &= 10,57 \text{ m/s}^2 \\
 a_{\max,2} &\approx \frac{1}{m} [\mu_{X,f}(s_{X,\text{crit},f}) \cdot F_{Z,f} + \mu_{X,r}(s_{X,\text{crit},f}) \cdot F_{Z,r}/2 + \mu_X(c_{s_X}^* = 80 \text{ kN}) \cdot F_{Z,r}/2] \\
 &= 10,24 \text{ m/s}^2
 \end{aligned}$$

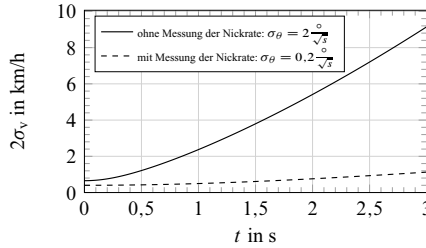


Bild 5.9: Degradation der Geschwindigkeitsschätzung ohne Korrekturen mit einem Längskraftmodell mit und ohne Nickratensensor bei 100 km/h

zu erzeugen, vorausgesetzt, dass sich immer ein Hinterrad in der Anpassungsphase befindet. Die Radlasten wurden mit der mittleren Längsverzögerung von 10 m/s^2 berechnet.

An diesem Beispiel wird deutlich, dass eine modellbasierte Zustandsschätzung auch Einfluss auf die erzielbare Leistung von Fahrdynamikregelsystemen hat.

Unter der Annahme, dass die lokale Steigung null wird (der Reifen wird genau bei seinem kritischen Schlupf gebremst, bei dem die maximale Kraft entwickelt wird) lässt sich kein stationärer Endwert der Geschwindigkeitsvarianz berechnen. Um nun zu zeigen, wie schnell die Schätzgüte in Abhängigkeit der Zeit nachlässt, kann Gl. 5.49 integriert werden

$$\int \dot{\mathbf{P}} dt = \begin{bmatrix} P_v^0 + Q_{ax} \cdot t + \frac{1}{3} Q_\theta \cdot t^3 \cdot g^2 + P_\theta^0 \cdot t^2 \cdot g^2, & -g \cdot \left(\frac{1}{2} Q_\theta \cdot t^2 + P_\theta^0 \cdot t \right) \\ -g \cdot \left(\frac{1}{2} Q_\theta \cdot t^2 + P_\theta^0 \cdot t \right), & P_\theta^0 \cdot t \cdot Q_\theta \cdot t \end{bmatrix}. \quad (5.53)$$

Durch Umrechnung der zeitabhängigen Varianz der Geschwindigkeit kann die nachlassende Schätzgüte als doppelte Standardabweichung

$$2\sigma_v(t) = 2\sqrt{P_v^0 + Q_{ax} \cdot t + \frac{1}{3} Q_\theta \cdot t^3 \cdot g^2 + P_\theta^0 \cdot t^2 \cdot g^2} \quad (5.54)$$

dargestellt werden. In Bild 5.9 ist die doppelte Standardabweichung $2\sigma_v(t)$ nach Gl. (5.54) mit und ohne Nickratensensor dargestellt. Die Startvarianzen P_v^0 und P_θ^0 zum Zeitpunkt $t = 0 \text{ s}$ werden ausgehend vom frei rollenden Rad mit maximaler Schlupfsteifigkeit berechnet. Nach 3 s ist die Qualität ohne Nickratensensor bereits stark auf $2\sigma_v(t = 3 \text{ s}) = 9 \text{ km/h}$ degradiert. Bezogen auf 100 km/h liegt der Fehler bereits bei ca. 9%. Es kann nicht mehr sichergestellt werden, dass das Rad im optimalen Schlupfbereich gebremst wird. Mit Nickratensensor degradiert die Geschwindigkeit langsamer. Nach 3 s liegt der wahrscheinliche Fehler bei ca. 1 km/h, was einem Schlupffehler von 1% entspricht.

5.5 Güte der Schätzung des Schwimmwinkels und des Fahrbahnwankwinkels

Um die Beobachtbarkeit des Schwimmwinkels β und des Fahrbahnwankwinkels φ anschaulich zu untersuchen, wird das Prozessmodell

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) + \mathbf{w} \\ \begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\varphi} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \frac{a_y - \sin \varphi \cdot g}{v} - \omega_Z \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} w_{\omega_Z} \\ w_{\varphi} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (5.55)$$

auf diese zwei zu schätzenden Größen mit dem Zustandsvektor

$$\mathbf{x} = [\beta \quad \varphi]^T \quad (5.56)$$

reduziert. Für kleine Wankwinkel ($\sin \varphi \approx \varphi$) kann das System in die lineare Zustandsraumdarstellung

$$\dot{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} 0 & -g/v \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ \varphi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1/v \\ 0 \end{bmatrix} a_y + \begin{bmatrix} w_{\omega_Z} \\ w_{\varphi} \end{bmatrix} \quad (5.57)$$

überführt werden.

Als Ausgangsgröße wird die Querbeschleunigung, welche aus der Summe der nichtlinearen Reifenseitenkräfte nach Gl. (2.8) an der Vorder- und Hinterachse

$$y = \frac{1}{m} (F_{Y_{T,f}}(\alpha_f) + F_{Y_{T,r}}(\alpha_r)) = h(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \quad (5.58)$$

berechnet wird, verwendet. Um die Ableitungen des Ausgangsmodells

$$\mathbf{H} = \frac{\partial h(\mathbf{x}, \mathbf{u})}{\partial \mathbf{x}} = \begin{bmatrix} -\frac{c_{\alpha,f}^*(\alpha_f) + c_{\alpha,r}^*(\alpha_r)}{m} & 0 \end{bmatrix} \quad (5.59)$$

zu vereinfachen, wird die Steigung der Seitenkraftmodelle im aktuellen Arbeitspunkt mit $c_{\alpha,f/r}^*$ bezeichnet. Mit der Annahme, dass das System beobachtbar und die Kovarianz nach endlicher Zeit gegen feste Werte konvergiert, lässt sich die Riccati-Differentialgleichung (siehe Adamy (2009) und Lunze (2013))

$$\dot{\mathbf{P}} = \mathbf{A}\mathbf{P} + \mathbf{P}\mathbf{A}^T + \mathbf{Q} + \mathbf{P}\mathbf{H}^T\mathbf{R}^{-1}\mathbf{H}\mathbf{P} = \mathbf{0}$$

für dieses vereinfachte System lösen. Im Weiteren soll die Teillösung $\mathbf{P}_{\beta}(t \rightarrow \infty)$ weiter untersucht werden. Bild 5.10 b) und d) zeigt, dass bei größer werdender Summe der Steifigkeiten $c_{\alpha}^* = c_{\alpha,f}^* + c_{\alpha,r}^*$ im aktuellen Arbeitspunkt der Schwimmwinkel und der Wankwinkel immer besser geschätzt werden kann. Bei mittleren Querbeschleunigungen wird deutlich, dass der Schwimmwinkel sehr gut geschätzt werden kann, da die Summe der Schräglauftiefigkeiten im Arbeitspunkt noch sehr groß sind und damit ein „enger“ Zusammenhang aus Querkraft und Schwimmwinkel besteht.

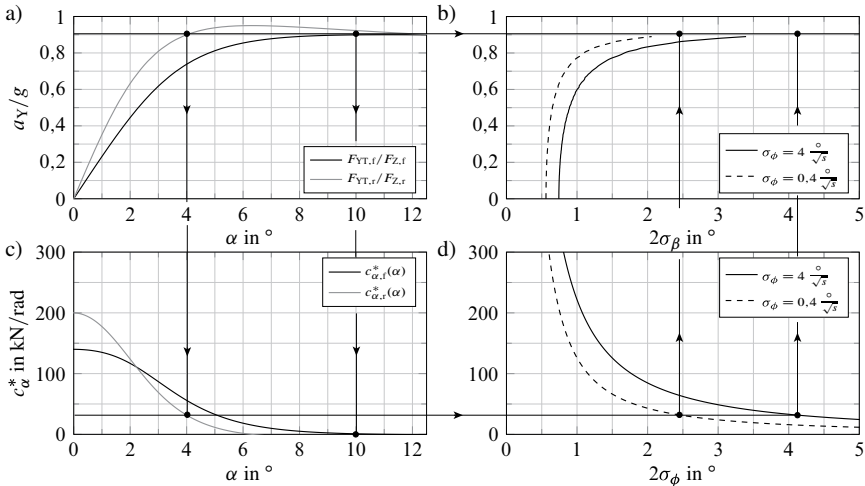


Bild 5.10: Konstruktion der $2\sigma_\beta$ -Schätzqualität bei maximaler Querbeschleunigung von $0,9\text{ g}$: a) Auf die Radlast normierte Seitenkraftmodelle der Vorder- und Hinterachse; b) Schräglaufsteifigkeiten in Abhängigkeit des Schräglaufwinkels; c) Schwimmwinkel-Schätzqualität in Abhängigkeit der Summe der Schräglaufsteifigkeiten mit und ohne Messung der Wankrate; d) $2\sigma_\beta$ -Schätzqualität in Abhängigkeit der Querbeschleunigung mit ($Q_{\omega_Z} = E[w_{\omega_Z} w_{\omega_Z}^T] = (0,4^\circ/\sqrt{s})^2$) und ohne ($Q_{\omega_Z} = E[w_{\omega_Z} w_{\omega_Z}^T] = (4^\circ/\sqrt{s})^2$) Messung der Wankrate

Bei sehr kleinen Summen der Steifigkeiten werden die Standardabweichungen sehr groß, das System ist kaum noch beobachtbar, d.h. die Schätzqualität nimmt mit höheren Querbeschleunigungen immer weiter ab. Da das Fahrzeug, wie gewöhnlich, an der Vorderachse (VA) eine geringere maximale Seitenkraft als an der Hinterachse (HA) verfügt, bestimmt die VA die maximal erreichbare Querbeschleunigung. Das bedeutet, dass in diesem Arbeitspunkt die VA zwar keine Steifigkeit zur Summensteifigkeit mehr beiträgt, die Hinterachse allerdings noch „Reserven“ hat und so die Beobachtbarkeit des Schwimmwinkels auch bei maximaler Querbeschleunigung ermöglicht. Ohne Wankratensensor beträgt die $2\sigma_\beta$ -Schätzqualität noch etwa $4,2^\circ$, mit Wankratensensor ca. $2,4^\circ$.

Deutlich wird, dass mit Einsatz eines Wankratensensors und damit bekannten Eingang der Differenzialgleichung des Wankwinkels die Varianz deutlich verringert werden kann, sodass der Schwimmwinkel auch bei sehr hohen Querbeschleunigungen und somit geringen Steifigkeiten zuverlässiger geschätzt werden kann.

5.6 Vergleich der Schwimmwinkelschätzung mit EKF und UKF

Anhand der Korrektur des Schwimmwinkels mit der Achsquerkraft als Ausgangsmodell soll in diesem Abschnitt gezeigt werden, wann das EKF andere Ergebnisse wie das UKF bei der Berechnung der Kalman-Filter-Verstärkung K_β erzeugt.

Die Kreuzkovarianz \mathbf{P}_{xy} beschreibt, wie ein Zustandsfehler mit einem Fehler des Ausgangs verknüpft ist. Dieser Zusammenhang fließt direkt in die Berechnung der Rückführverstärkung

$$\mathbf{K} = \mathbf{P}_{xy}(\mathbf{P}_{zz})^{-1}$$

nach Gl. (3.11) eines Kalman-Filters ein. Das EKF berechnet die Kreuzkovarianz

$$\mathbf{P}_{xy,k} = \mathbf{P}_k^- \mathbf{H}_k^T$$

nach Gl. (3.8) mit einer linearen Transformation der prädierten Kovarianz der Zustände \mathbf{P}_k^- und der Linearisierung nach Gl. (3.9),

$$\mathbf{H}_k = \left. \frac{\partial \mathbf{h}}{\partial \mathbf{x}} \right|_{\hat{\mathbf{x}}_k^-, \mathbf{u}_k},$$

des nichtlinearen Ausgangsmodell um den Arbeitspunkt $[\hat{\mathbf{x}}_k^-, \mathbf{u}_k]$. Ändert sich die Steigung in der Nähe des Arbeitspunktes, dann bildet diese lineare Transformation die eigentliche Transformation der Kovarianz nur fehlerhaft ab. Das UKF wählt auf Basis der aktuellen Kovarianz Sigma-Partikel aus, transformiert diese durch die nichtlineare Funktion und kann so auch bei Nichtlinearitäten die tatsächliche Kreuzkovarianz annähern. Die tatsächliche Kreuzkovarianz

$$\mathbf{P}_{xy} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\mathbf{X}_i - \bar{\mathbf{x}})(\mathbf{h}(\mathbf{X}_i, \mathbf{u}) - \bar{\mathbf{y}})^T \quad (5.60)$$

kann abgeschätzt werden, indem um den Arbeitspunkt $\bar{\mathbf{x}}$ eine Anzahl N von zufällig normalverteilten Partikeln \mathbf{X} durch die nichtlineare Ausgangsfunktion $\mathbf{h}(\mathbf{X}_i, \mathbf{u})$ transformiert werden.

Das folgende Beispiel verwendet nach Abschnitt 5.2 das auf die Zustände $\mathbf{x} = [\beta, \mu_{\max}]^T$ Schwimmwinkel und maximaler Reibwert reduzierte Prozessmodell. Die aktuelle Kovarianz

$$\mathbf{P} = \begin{bmatrix} \sigma_\beta^2 & 0 \\ 0 & \sigma_{\mu_{\max}}^2 \end{bmatrix}^T \quad (5.61)$$

setzt sich somit nur aus den Standardabweichungen des Schwimmwinkels und des maximalen Reibwerts zusammen. Effekte aufgrund von korrelierten Zustandsfehlern werden durch die Vernachlässigung der Nebendiagonale von \mathbf{P} in diesem Beispiel nicht berücksichtigt. Das Ausgangsmodell nach 5.3 wird auf die Querkraft an der Vorderachse $F_{Y,T,f} = h(\mathbf{x}, \mathbf{u})$ reduziert.

Bild 5.11 a) zeigt die Querkraftkennlinie und die verteilten Partikel mit der aktuellen Standardabweichung des Schwimmwinkels $\sigma_\beta = 0,5^\circ$ in einem Arbeitspunkt ($\beta = 0^\circ$), der die Geradeausfahrt repräsentiert. Die Partikel des UKF sind ebenfalls eingezeichnet. Die Kreuzkovarianz

$\mathbf{P}_{xz} = \mathbf{P}_{\beta, F_{YT}}$ zwischen dem Zustand Schwimmwinkel und der Ausgangsmessung wird in Form von 2σ -Ellipsen dargestellt. Der Unterschied zwischen der Kreuzkovarianz zur Berechnung der Kalman-Verstärkung \mathbf{P}_{xy} und der dargestellten Kreuzkovarianz \mathbf{P}_{xz} liegt lediglich darin, dass auch direkt das Messrauschen in der Ellipse von \mathbf{P}_{xz} mit abgebildet wird. Durch den linearen Charakter in diesem Abschnitt der Querkraftkennlinie sind die normal verteilten Partikel nach der Transformation immer noch normalverteilt. Die 2σ -Ellipse, berechnet mit der linearen Transformation (EKF), und die 2σ -Ellipse des UKF liegen genau auf der tatsächlichen Kovarianzellipse, die mit ihrer 2σ -Grenze 95,4% der verteilten Partikel einschließt. Die Kalman-Verstärkungen, die mit dem UKF, EKF und mit der tatsächlichen Kreuzkovarianz berechnet wurden, sind somit gleich groß.

In Bild 5.11 b) wurde der Arbeitspunkt auf den kritischen Schräglaufwinkel

$$\alpha = 10^\circ \hat{=} \beta = -10^\circ$$

für $\delta = \omega_z = 0$ verschoben. Nun wird deutlich, dass auch Sigma-Partikel nach oben und unten um die gewählte Standardabweichung des maximalen Reibwerts $\sigma_{\mu_{\max}} = 0,1$ gestreut werden. Durch die geringe Standardabweichung des Schwimmwinkels sind auch in diesem Arbeitspunkt mit den gewählten Randbedingungen keine Unterschiede in den Ellipsen und Verstärkungen auszumachen.

Wird das Filter allerdings länger ohne Korrekturen seiner Zustände und Kovarianz betrieben, würde aufgrund des Prozessrauschens \mathbf{Q} die Kovarianz und damit die Standardabweichung der geschätzten Zustände steigen. Dies wird in Bild 5.11 c) dargestellt. Es wird angenommen, dass die Standardabweichung des Schwimmwinkels $\sigma_\beta = 5^\circ$ stark angestiegen ist, da nur noch die Sensorgößen für einen gewissen Zeitraum integriert wurden. Nun wird deutlich, dass durch die große Varianz des Schwimmwinkels die Sigma-Partikel auch „weiter“ verteilt werden. Die wahre Fehlerellipse dreht sich, da die Querkraftkennlinie neben dem Arbeitspunkt stark abfällt. Ein Zusammenhang zwischen Ausgangs- und Zustandsfehler wie in Bild 5.11 a) ist nun wieder vorhanden. Das UKF kann diese Drehung der Fehlerellipse abbilden, das EKF durch die Linearisierung im Arbeitspunkt nicht. Die resultierende Kalman-Verstärkung des UKF und des Partikelfilters sind nun stark negativ und wirken so stabilisierend auf den Schwimmwinkel. Das EKF kann dieses Gefälle direkt neben dem Arbeitspunkt nicht „sehen“ und würde den Schwimmwinkel bei Abweichungen zwischen der Querkraftmessung und dem Querkraftmodell kaum korrigieren.

Bild 5.12 zeigt ein Beispiel, bei dem dieses Verhalten das EKF destabilisiert: Ab $t = 179$ s wird der maximale Reibwert im Bild 5.12 c) auf einen Wert von 0,4 heruntergeschätzt. Da die Kennlinie nach dem steilen (linearen) Bereich bei niedrigen Reibwerten bereits bei kleinen Schräglaufwinkeln abflacht, kann der Schwimmwinkel kaum noch über die Querkraftkennlinien gestützt werden kann. Der Schwimmwinkel im Bild 5.12 d) wird jetzt etwas überschätzt ($t = 184$ s). Wenn die Querbesehleunigung im Teilbild 5.12 b) bei Kurvenausfahrt sinkt, korrigiert das EKF nicht mehr den Schwimmwinkel, sondern nur noch den maximalen Reibwert nach unten, da aufgrund der zu groß geschätzten Schräglaufwinkel, siehe Bild 5.12 e) und f), keine Verbindung zwischen Ausgangsmodell F_{YT} und Schwimmwinkel besteht. Der UKF kann den Schwimmwinkel stabilisieren, da durch die groß gewordenen Varianz (in Bild 5.12 d), e) und f) als $\pm 2\sigma_\beta = \pm 2\sqrt{P_\beta}$

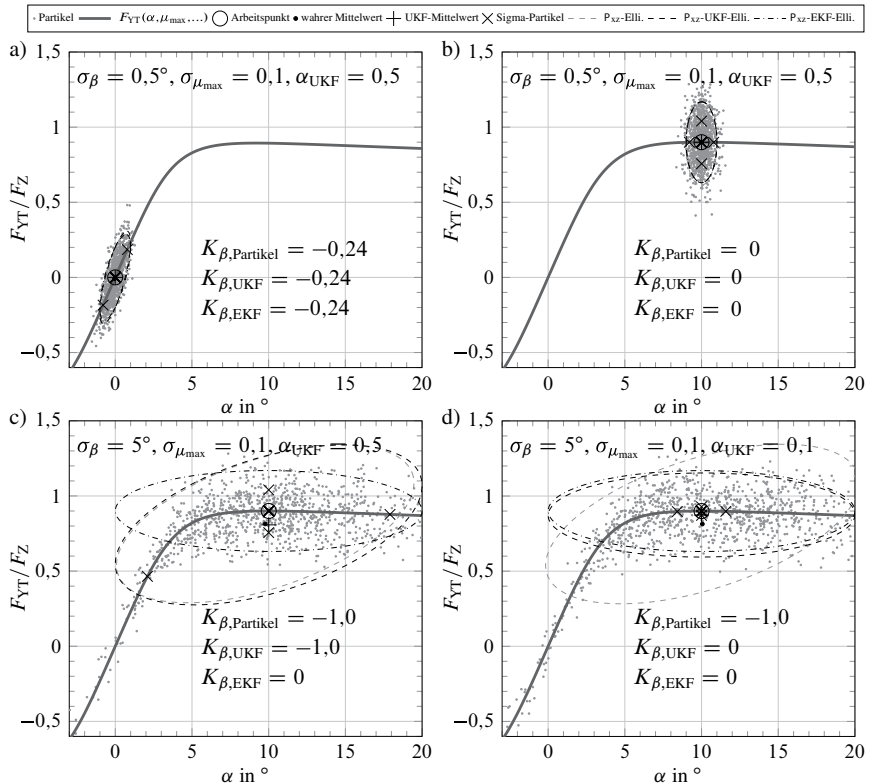


Bild 5.11: Vergleich der Kreuzkovarianz-Ellipsen und Kalman-Verstärkungen \mathbf{K} des Partikel-Filters (berechnet aus den durch die Ausgangsgleichung $h(\mathbf{x}, \mathbf{u})$ transformierten Partikeln) mit dem UKF und dem EKF in verschiedenen Arbeitspunkten: a) Geradeausfahrt, kleine Schwimmwinkelvarianz; b) Querkraftmaximum, kleine Schwimmwinkelvarianz; c) Querkraftmaximum, große Schwimmwinkelvarianz; d) Querkraftmaximum, große Schwimmwinkelvarianz, kleiner Skalierungsfaktor α_{UKF} des UKF

dargestellt) die UKF-Partikel auch in Richtung kleinerer Schräglaufwinkel verteilt werden und der Zusammenhang zwischen Querkraft und Schwimmwinkel bestehen bleibt. In Bild 5.11 d) wird der UKF-Tuning-Faktor α_{UKF} verkleinert. Der Faktor steuert die „Streuweite“ der Sigma-Partikel des UKF und kann so helfen, den Filter auf die entsprechende nichtlineare Funktion anzupassen. Wird der Faktor sehr klein gewählt, dann erhält man die gleichen Ergebnisse wie das EKF. In diesem Beispiel wird die Verstärkung fälschlicherweise wie beim EKF zu klein geschätzt.

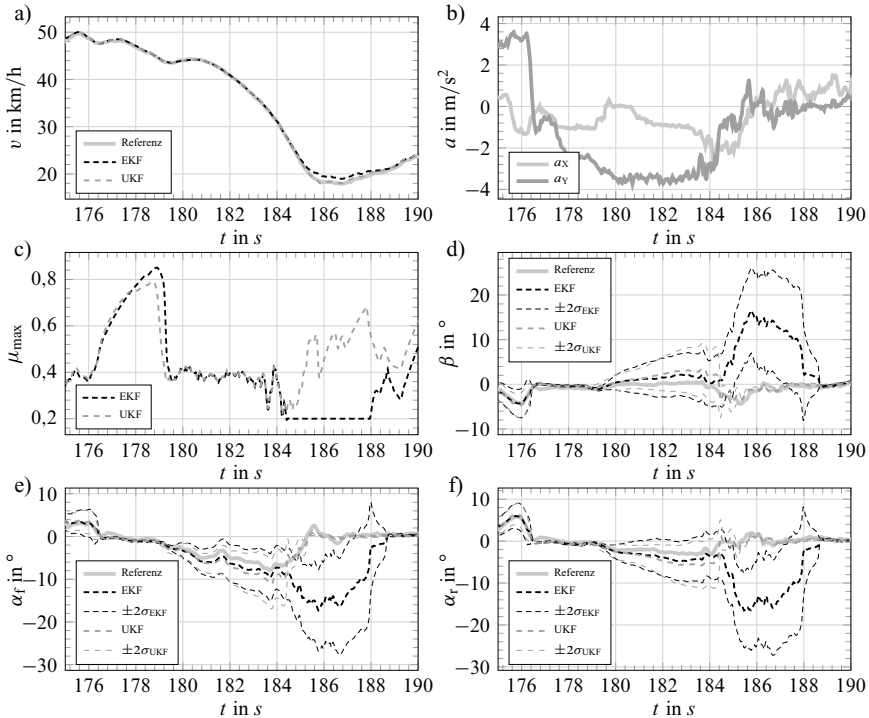


Bild 5.12: Vergleich des EKF und UKF während einer Fahrt auf schneebedeckter Fahrbahn und einem Fahrbahnwankwinkel von ca. 5°

5.7 Zusammenfassung

In Abschnitt 5.1 bis 5.3 wurde der Aufbau eines Schätzalgorithmus vorgestellt, der die Übergrundgeschwindigkeit und den Schwimmwinkel durch die „Strapdown“-Methode (Integration) mit den Beschleunigungssensoren und dem Gierratensensor schätzt. Bei Fahrten durch Steilkurven und Fahrten an großen Steigungen wirkt ein großer Teil der Erdbeschleunigung auf die Beschleunigungssensoren. Um diesen Effekt zu kompensieren, wurden die Zustände Wank- und Nickwinkel als Gauss-Markov-Prozesse 1. Ordnung zum Gesamtprozessmodell hinzugenommen. Durch die Hinzunahme der Parameter Eigenlenkgradient und maximaler Reibwertunterschied zwischen Vorder- und Hinterachse wurde es möglich, die stationäre Verstärkung des erweiterten Einspurmodells vom linearen bis in den nichtlinearen Bereich der Achsquerkraftkennlinien zu schätzen. Um auch eine Veränderung der Dynamik des Einspurmodells zu beobachten, wurde zudem noch die Schräglauftiefe der Vorderachse als Parameter in den Zustandsvektor aufgenommen.

In Abschnitt 5.4 und 5.5 wurde die Beobachtbarkeit der Geschwindigkeit und des Schwimmwinkels mit nichtlinearen Achskraftmodellen und reduzierten Prozessmodellen in Abhängigkeit des Arbeitspunktes untersucht. Es wurde deutlich, dass die Schätzqualität der Geschwindigkeit bzw. des Schwimmwinkels abnimmt, wenn die Steigung der Längs- bzw. Querkraftkennlinie geringer wird. Durch die Hinzunahme eines dreiachsigen Drehratensensors, der auch die Wank- und Nickrate misst, wurde die Unsicherheit des aktuellen Wank- bzw. Nickwinkels deutlich kleiner und die Qualität der Geschwindigkeits- bzw. Schwimmwinkelschätzung wurde wesentlich verbessert.

Abschnitt 5.6 analysierte die Korrektur des Schwimmwinkels mit der Achsquerkraft in unterschiedlichen Arbeitspunkten und verglich die Ergebnisse eines EKF mit dem eines UKF. Es konnte gezeigt werden, dass das UKF in Situationen mit großen Schräglaufwinkeln durch die Berücksichtigung der Nichtlinearität im Arbeitspunkt, den Schwimmwinkel robuster schätzt als ein EKF, welches nur die Nichtlinearität im Arbeitspunkt als lineare Funktion annähert. Das UKF gewährleistet somit auch in extremen Situationen eine zuverlässigere Schätzung des Schwimmwinkels.

6 Validierungsergebnisse für verschiedene Fahrmanöver

Die Validierung der entwickelten Algorithmen erfolgt mit über 1000 km bei 355 Testfahrten mit einem BMW F10 550i auf dem Prüfzentrum Boxberg, dem Automotive Testcenter Papenburg und dem Winter-Prüfzentrum Vaitoudden. Dabei werden die Manöver stationäre Kreisfahrt, Doppelspurwechsel, Steilkurve, Fahrten auf einem Handlingkurs, Driften und das langsame Übersteuern genauer untersucht.

Um die Vor- oder Nachteile der entwickelten Algorithmen darzustellen, werden auch Simulationen mit Abwandlungen des Zustandsschätzers gezeigt. Z.B. wird der Unterschied zu einem Schätzer mit 6D-IMU an einigen Testfahrten verdeutlicht. Bei der Validierung der Schätzung der Schräglaufsteifigkeit und des Eigenlenkgradienten werden auch Ergebnisse mit modularer statt integrierter Zustands- und Parameterschätzung betrachtet.

6.1 Geschwindigkeitsschätzung

Bild 6.1 a) zeigt die Schätzung der Übergrundgeschwindigkeit des Schwerpunkts bei einer ABS-Bremmung aus 150 km/h. Verglichen wird der entwickelte Schätzalgorithmus mit Korrekturen durch das nichtlineare Längskraftmodell (mit F_{XT}) nach Gl. (5.29) und Gl. (5.30). Der Schätzer ohne Längskraftstützung (ohne F_{XT}) nutzt das vorgestellte Prozessmodell nach Abschnitt 5.2, korrigiert bei einer Bremsung die Geschwindigkeit aber nicht mit den Längskräften nach Gl. (5.29) und Gl. (5.30), sondern immer mit der größten Raddrehzahl und führt eine lineare Schlupfkompensation

$$v_{\text{comp}} = \frac{\omega \cdot r_{\text{dyn}}}{1 - s_X} \quad \text{mit} \quad s_X = \frac{F_{XT}}{c_{sX}},$$

ähnlich wie der Schätzer nach Van Zanten (2006) durch. Zudem müssen weitere Heuristiken implementiert werden, um z.B. Antriebsschlupf der nicht angetriebenen Vorderräder auszuschließen. Der maximale Geschwindigkeitsfehler b) mit Längskraftmodell liegt bei ca. 2 km/h, ohne bei ca. 5 km/h. Der Schlupf des linken Vorderrads d) wird mit beiden Methoden bis 20,2 s sehr gut geschätzt. Dann zeigt die Schätzung mit Längskraftmodell deutliche Vorteile. Der heuristische Schätzer nach Van Zanten (2006) unterschätzt zwischen 20,2 s bis ca. 22 s den Schlupf sehr stark.

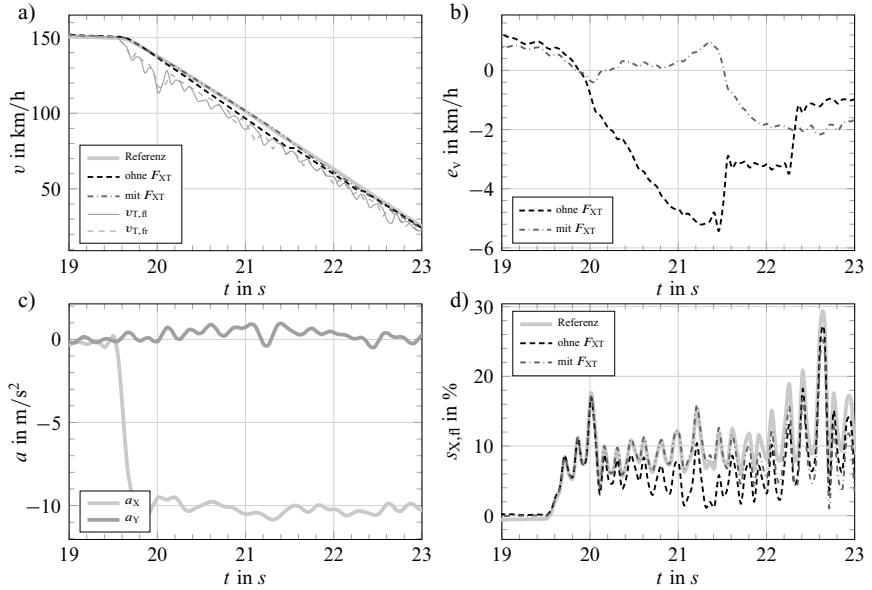


Bild 6.1: Schätzung und Messung der Geschwindigkeit bei einer ABS-Bremmung geradeaus aus 150 km/h; a) Geschwindigkeit; b) Geschwindigkeitsfehler; c) Beschleunigung; d) Schlupf vorne links

6.2 Schwimmwinkel- und Reibwertschätzung

Um die **Robustheit** der Schwimmwinkelschätzung mit dem vorgestellten UKF zu bewerten, kann der maximale Schwimmwinkelfehler

$$e_{\beta,\max} = \max \left(\left| \hat{\beta} - \beta \right| \right) \quad (6.1)$$

betrachtet werden. Nutzt man die aktuell geschätzte Kovarianz \mathbf{P} nach Gl. (3.13) zur Berechnung einer $2\sigma_\beta$ -Grenze als Vertrauensbereich, kann der maximal überschätzte Schwimmwinkel

$$e_{\beta,\text{Over},\max} = \max \left(\left| \beta \right| - \left| \hat{\beta} \right| - 2\sigma_\beta \right) \quad (6.2)$$

außerhalb dieses Bereichs ausgewertet werden. Wird der maximal überschätzte Schwimmwinkel groß, deutet dies auf ein Überschätzen des Schwimmwinkels aufgrund einer Steilkurve hin. Bild 6.2 zeigt den maximalen Schätzfehler $e_{\beta,\max} \approx 3^\circ$ und den maximal überschätzten Schwimmwinkel $e_{\beta,\text{Over},\max} \approx 1^\circ$. Als Referenz dient jeweils der Schwimmwinkel der Referenzdatenfusion aus Abschnitt 4.2.

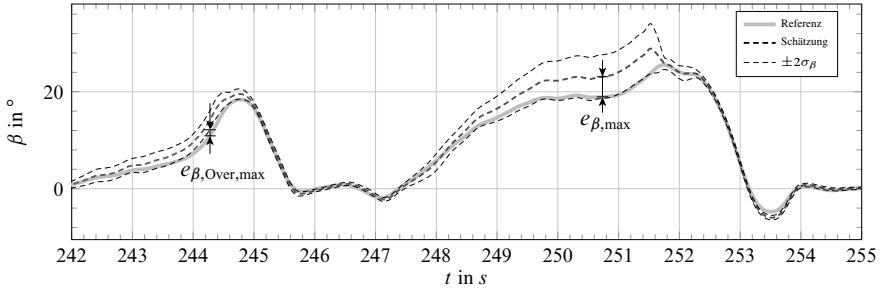


Bild 6.2: Fehlermaße zur Bewertung der Robustheit: Maximaler Schätzfehler $e_{\beta,\max}$ und maximal überschätzter Schwimmwinkel $e_{\beta,\text{Over},\max}$; Fahrmanöver: Quersteher auf Schnee

Die **Güte** der Schwimmwinkelschätzung lässt sich am einfachsten mit dem mittleren quadratischen Fehler (root mean square, rms)

$$e_{\beta,\text{rms}} = \frac{1}{N} \sqrt{\sum (\hat{\beta} - \beta)^2} \quad (6.3)$$

bewerten. Ausgewertet wird allerdings erst ab 2 m/s^2 Querbeschleunigung, um nur die Anteile in den Testfahrten zu bewerten, die auch einer querdynamischen Anregung unterlagen. Um zu überprüfen, ob das langsame Übersteuern des Fahrzeug erkannt wird, sollte der maximale unterschätzte Schwimmwinkel

$$e_{\beta,\text{Under},\max} = \max(|\hat{\beta}| - |\beta| - 2\sigma_\beta) \quad (6.4)$$

unter Berücksichtigung des $2\sigma_\beta$ -Vertrauensbereich verwendet werden. Bild 6.3 zeigt als Beispiel eine Testfahrt mit stark unterschätzten Schwimmwinkel $e_{\beta,\text{Under},\max} \approx 9^\circ$ und kaum überschätzten Schwimmwinkel $e_{\beta,\text{Over},\max} \approx 1^\circ$.

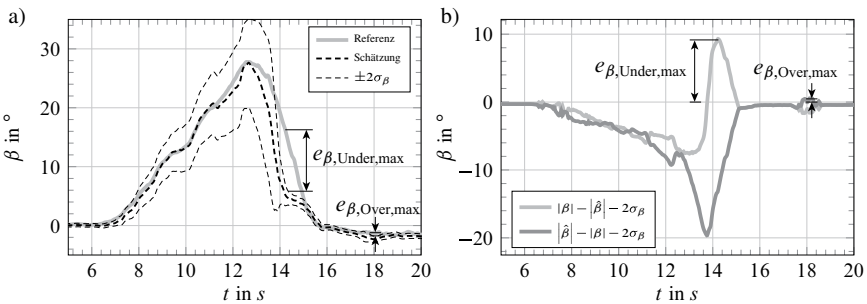


Bild 6.3: a) Maximal überschätzter Schwimmwinkel $e_{\beta,\text{Over},\max}$ und maximal unterschätzter Schwimmwinkel $e_{\beta,\text{Under},\max}$; b) Darstellung der Fehlermaßberechnung

6.2.1 Stationäre Kreisfahrt

In 6.4 ist die Auswertung einer stationären Kreisfahrt mit 40 m Radius auf feuchtem Asphalt zu sehen. Die Querbeschleunigung b) wird langsam durch Steigerung der Geschwindigkeit c) erhöht. Der maximale Reibwert e) ist aufgrund der schlechteren Beobachtbarkeit bei geringen Schräglaufwinkeln f) noch relativ unzuverlässig, was durch den großen 2σ -Vertrauensbereich zu erkennen ist. Erst wenn die Querbeschleunigung bei ca. $t = 95 \text{ s}$ $a_Y = 7 \text{ m/s}^2$ erreicht, wird die Schätzung des maximalen Reibwerts zuverlässiger. Dies sind ca. 82% bezogen auf die maximale Querbeschleunigung von ca. $8,5 \text{ m/s}^2$ bei diesem Manöver. Der Referenzwert des maximalen Reibwerts

$$\mu_{\max, \text{Ref}} = \frac{1}{\mu_{\max, f0}} \cdot \frac{a_{Y, \max}}{g} = \frac{1}{0,9} \cdot \frac{8,5}{9,81} = 0,96 \quad (6.5)$$

wird durch die erreichte maximale Querbeschleunigung und dem maximalen Reibwert $\mu_{\max, f0}$ der Vorderachse abgeschätzt.

Der Schwimmwinkel d) wird auch bei hohen Querbeschleunigungen sehr gut geschätzt. Der maximale Fehler liegt unter einem Grad. Der 2σ -Vertrauensbereich wächst mit steigender Querbeschleunigung, da der Zusammenhang aus der Querkraftkennlinie und dem Schräglaufwinkel (bzw. dem Schwimmwinkel) bei größeren Schräglaufwinkeln immer weiter abnimmt, da die Querkraftkennlinie flacher wird. Dieses Phänomen wurde bereits in Abschnitt 5.6 genauer untersucht.

Wird statt dem nichtlinearen Reifenmodell ein lineares verwendet, nimmt der Schwimmwinkelfehler in d) gerade bei größeren Querbeschleunigung ab ca. 5 m/s^2 stark zu.

6.2.2 Doppelspurwechsel

Der Doppelspurwechsel gilt als Referenzmanöver zur Bewertung der Agilität und Stabilität des Fahrzeugs. Durch ESC-Eingriffe können die auftretenden Schwimmwinkel verringert und so ein mögliches Schleudern verhindert werden. Das Manöver wird in vielen Veröffentlichungen über die Schwimmwinkelschätzung auch zur Validierung genutzt, siehe z.B. Imsland u. a. (2007), Klier u. a. (2008), Halbe (2008) und Bauer (2015). Bild 6.5 d) zeigt den geschätzten Schwimmwinkel während eines Doppelspurwechsel mit ausgeschalteten ESC. Das Messrauschen der Längs- und Querkraftmessung wurde auf den 10-fachen Wert der Basisparametrierung eingestellt, um zu demonstrieren, dass bei diesem Manöver in der Ebene die Schwimmwinkelschätzung bereits sehr gut durch die Integration der Sensorgrößen nach Gl. (5.7) und minimaler Korrekturen zum Ausgleich kleiner Fahrbahnwinkel arbeitet, obwohl die maximale Querbeschleunigung bei fast 10 m/s^2 liegt. Der maximale Fehler liegt bei $1,2^\circ$.

Dieses Ergebnis zeigt auch, dass der Schwimmwinkel für die Identifikation der Querkraftkennlinien in Kapitel 4 bei dynamischen Fahrten auch ohne Referenzsensorik, wie ein *Correxit*-Sensor, ermittelt werden kann.

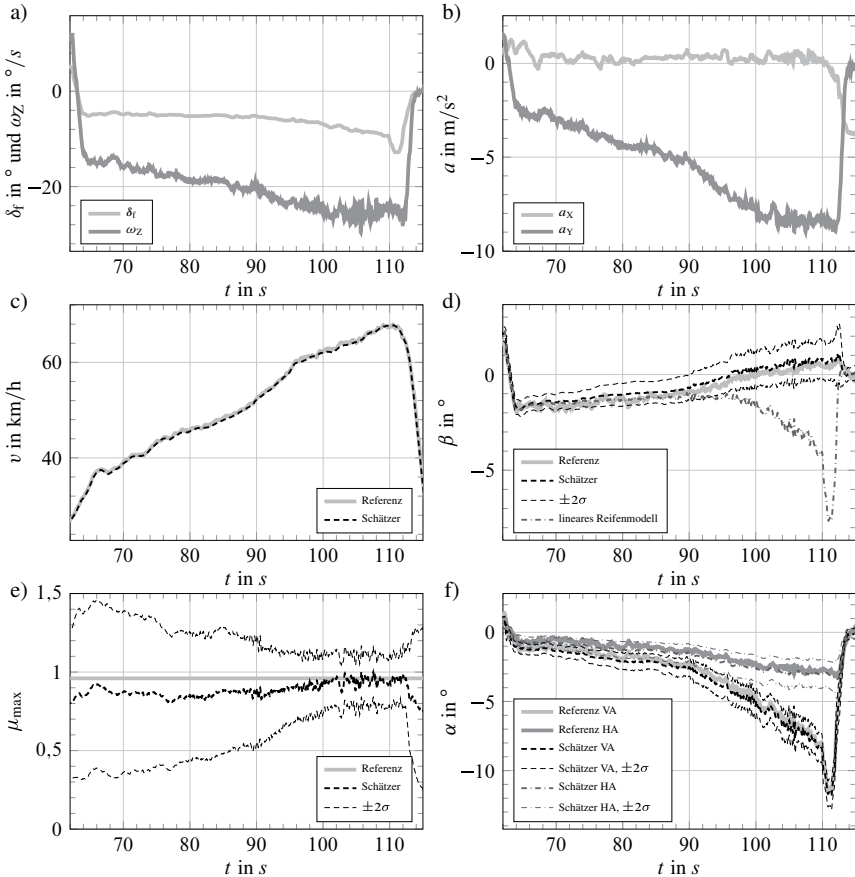


Bild 6.4: Schwimmwinkelschätzung während einer gemessenen stationären Kreisfahrt mit 40 m Radius auf feuchtem Asphalt: a) Lenkwinkel und Gierrate; b) Beschleunigung; c) Geschwindigkeit; d) Schwimmwinkel; e) maximaler Reibwert; f) Schräglaufwinkel

6.2.3 Steilkurve

In Steilkurven misst der Querbeschleunigungssensor, wie schon erwähnt, einen großen Teil der Erdbeschleunigung mit. Wird dieser Anteil in Gl. (5.7)

$$\dot{\beta} = -\frac{\sin \beta \cdot (a_x + \sin \theta \cdot g)}{v} + \frac{\cos \beta \cdot (a_y - \cos \theta \cdot \sin \varphi \cdot g)}{v} - \omega_Z$$

nicht kompensiert, wird der geschätzte Schwimmwinkel sehr schnell divergent. Um den Wankwinkel zu schätzen und damit die Querbeschleunigung zu korrigieren, werden hauptsächlich die

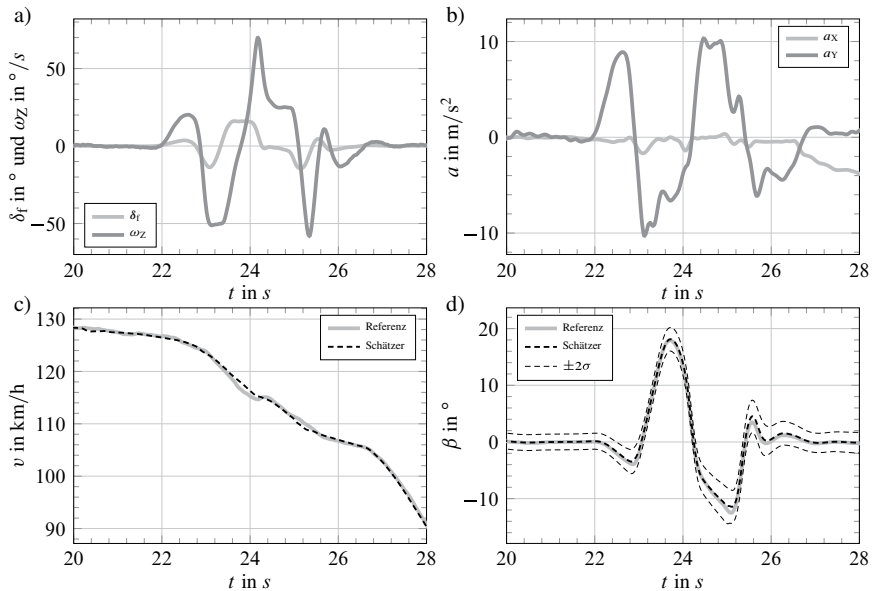


Bild 6.5: Schwimmwinkelschätzung während eines gemessenen Doppelspurwechsels ohne Korrektur mit Achslängs- und Querkraften: a) Lenkwinkel und Gierrate; b) Beschleunigung; c) Geschwindigkeit; d) Schwimmwinkel

Achsquerkraftmodelle genutzt. Bei gleichzeitiger Schätzung des unbekannten maximalen Reibwerts kann es allerdings vorkommen, dass statt dem großen Fahrbahnwankwinkel ein sehr niedriger Reibwert geschätzt wird und der fälschlicherweise wachsende Schwimmwinkel nicht mehr korrigiert wird. Es kommt zur „Verwechslung“ der Manöver wachsender Schwimmwinkel (langsameres Übersteuern) auf Niedrigreibwert und Steilkurvenfahrt. Nach Van Zanten (2006) können solche Situationen mit einem kurzen Bremsimpuls und Auswertung der Radbeschleunigung unterschieden werden können. Im Folgenden wird aufgezeigt, wie das entwickelte Verfahren ohne diesen Bremsimpuls die Steilkurvenfahrt erkennen kann.

Bild 6.7 zeigt geschätzte Größen während einer Steilkurvenfahrt bis ca. 27° . Verglichen wird der vorgestellte Algorithmus mit und ohne Korrekturen aufgrund des Längskraftmodells nach Abschnitt 5.3.2. Außerdem wird noch die Schätzung basierend auf einer 6D-IMU ohne Korrektur mit dem Längskraftmodell gezeigt. In Bild 6.7 b) wird deutlich, dass ohne Längskraftmodell der Schwimmwinkel nicht stabil in der Steilkurve geschätzt wird. In c) ist zwar zu erkennen, dass der Wankwinkel am Anfang ($t = 9$ s) angepasst wird, kurz danach aber der maximale Reibwert in Richtung Niedrigreibwert geschätzt wird. In d) und b) wird deutlich, dass der Reibwert unter- und der Schwimmwinkel überschätzt wird. Der Ausgang des Längskraftmodells der Hinterachse $F_{XT,r}(s_{X,f}, \alpha_r, \mu_{\max}, \dots)$ wird allerdings viel zu klein (wird zur Korrektur nicht genutzt). In Bild 6.6

a) ist die Abhängigkeit der normierten Achslängskraft vom maximalen Reibwert nach Gl. (5.30) gezeigt. Bei großem Schlupf ($s_X = 16\%$) ist die Längskraft stark abhängig vom geschätzten maximalen Reibwert. Bei kleinem Schlupf, wie in dieser Steilkurven-Situation ($s_X = 1\%$), hat der maximale Reibwert kaum Einfluss auf den Ausgang, d.h. der Kalman-Filter würde bei einer Differenz zwischen Modellausgang und Sensor den maximalen Reibwert kaum korrigieren. Ausschlaggebend für die Konvergenz des Schwimmwinkels ist vielmehr die starke Abhängigkeit der Längskraft vom Schwimmwinkel bei niedrigem Schlupf, siehe Bild 6.6 b). Dieses Phänomen lässt sich mit der Drehung des resultierenden Schlupfvektors

$$F_{XT} = F_T \cdot \left(\sqrt{s_X^2 + s_Y^2} \right) \cdot \frac{s_X}{\sqrt{s_X^2 + s_Y^2}} \quad (6.6)$$

begründen: Bei wenig Längsschlupf s_X kann etwas Querschlupf s_Y die Kraft in Längsrichtung stark verkleinern. Auf den Korrekturschritt des Kalman-Filters mit der Achslängskraft wirkt sich das wie folgt aus: Bei zu geringer Längskraft (berechnet mit den geschätzten Zustandsgrößen) im Vergleich zur gemessenen Längskraft wird zu geringeren Schwimmwinkeln hin korrigiert, um den Querschlupf zu verkleinern und den Ausgangsfehler zu minimieren.

Der Schätzer mit Längskraftmodell kann mit Hilfe dieses Effekts große Schwimmwinkel ausschließen und folgt mit der Achslängskraft $F_{XT,r}(s_{X,f}, \alpha_r, \mu_{\max}, \dots)$ der virtuellen Sensorgröße.

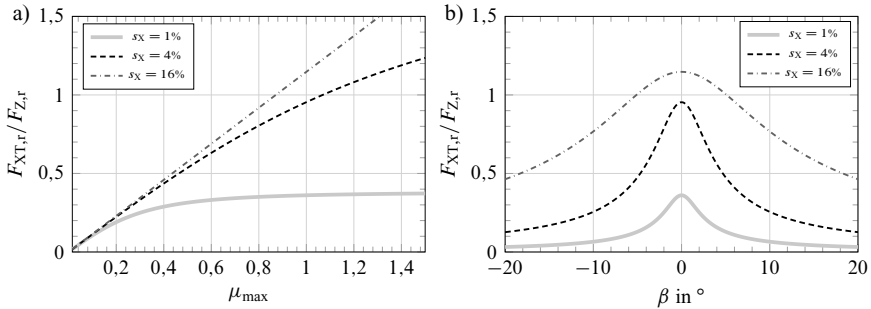


Bild 6.6: a) Abhängigkeit der normierten Achslängskraft berechnet nach Gl. (5.30) vom maximalen Reibwert; b) Abhängigkeit der normierten Achslängskraft berechnet nach Gl. (5.30) vom Schwimmwinkel

Der Schätzer mit 6D-IMU kann mit der gemessenen Wankrate den großen Wankwinkel auch ohne Korrekturen mit dem Längskraftmodell robust bestimmen. Die Standardabweichung des Querkraftmodells wurde auf 10-fach größere Werte eingestellt gegenüber dem Schätzer mit 3D-IMU. Trotzdem ist die Schwimmwinkelschätzung stabil. Dies soll verdeutlichen, dass mit zusätzlicher Wankratenmessung robuste Schwimmwinkelschätzung auch mit weniger Modellwissen (das Querkraftmodell muss weniger genau sein) und damit weniger Komplexität bzgl. der Algorithmen möglich ist.

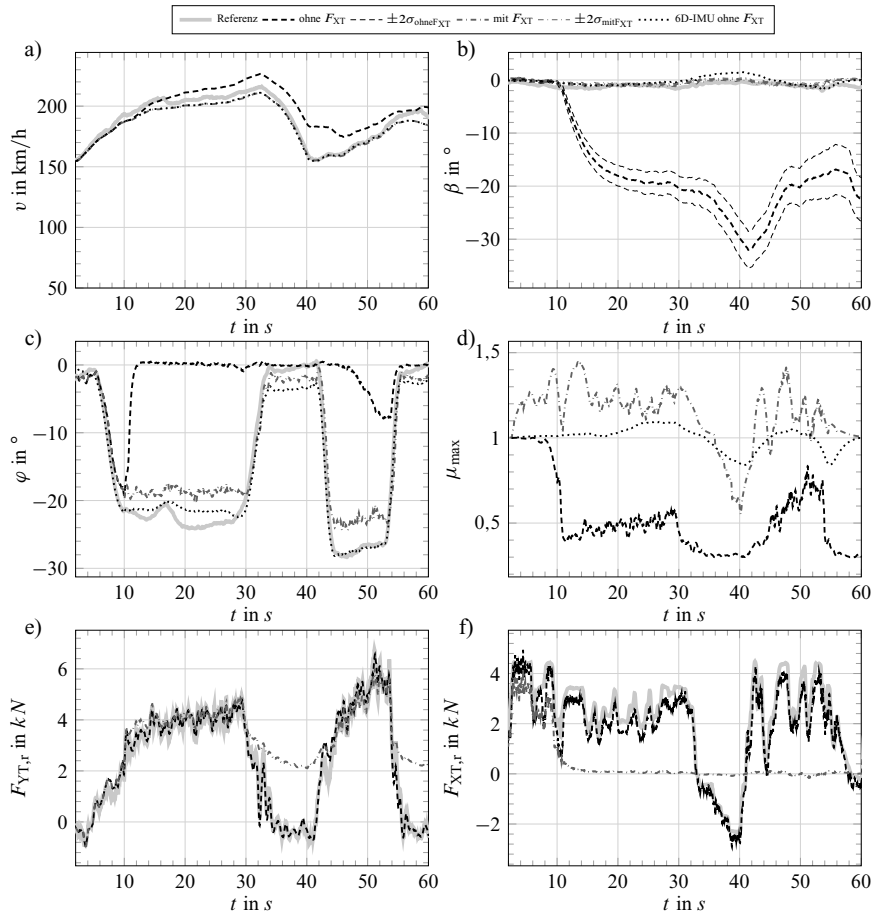


Bild 6.7: Schwimmwinkelschätzung während einer gemessenen Steilkurvenfahrt mit und ohne Korrektur mit Achslängskräften sowie einem Schätzer mit 6D-IMU: a) Geschwindigkeit; b) Schwimmwinkel; c) Wankwinkel; d) Maximaler Reibwert; e) Achsquerkraft hinten; f) Achslängskraft hinten

6.2.4 Handlingkurs

Bild 6.8 zeigt die Geschwindigkeits- und Schwimmwinkelschätzung während einer Fahrt auf dem Handlingkurs des Automotive Testcenter Papenburg (HK-ATP). Das Fahrzeug wurde am fahrphysikalischen Limit bewegt. Durch großen Längsschlupf an der Hinterachse kommt es immer wieder zu „Querstehern“ oder „Drifts“ mit großen Schwimmwinkeln. Die „Sachskurve“ mit ca. 5° Steilkurvenwinkel wurde bei $t = 230$ s im Drift gefahren. Der maximale Fehler des Schätzers beträgt ca. 3° (bei $t = 244$ s). Dieser Fehler liegt allerdings noch in dem geschätzten Band der zweifachen Standardabweichung $\pm 2\sigma$. D.h. die Schwimmwinkelschätzung liefert sehr gute Ergebnisse auch bei Fahrbahnwankwinkeln, hohen Querbeschleunigungen a_Y bis 10 m/s^2 und Längsbeschleunigungen a_X bis -10 m/s^2 .

6.2.5 Driften

In Bild 6.9 sind die wichtigsten fahrdynamischen Größen und indirekt die Schätzung des Schwimmwinkels in Form der geschätzten Schräglaufwinkel während eines Driftmanövers dargestellt. Ein stationärer Arbeitspunkt, bei dem ein Giergleichgewicht herrscht, d.h. die vordere und hintere Querkraft gleich groß sind, wurden markiert. Auf diesem Arbeitspunkt beziehen sich die Querkraftkennlinien in Bild 6.9 e) an der Vorder- und Hinterachse.

Wird mit einem Fahrzeug mit Standardantrieb im Drift gefahren, bewegt sich die Querkraft der Vorderachse nah an ihrem Maximum, siehe Bild 6.9 c) und e), allerdings nur selten darüber hinaus, siehe Velenis u. a. (2010). Die Querkraft der Hinterachse wird mit genügend Längsschlupf soweit auf das Niveau der Vorderachse abgeschwächt, dass ein quasi-stationärer Arbeitspunkt bei sehr großen Schwimmwinkeln bzw. Schräglaufwinkel an der Hinterachse erreicht wird, siehe Bild 6.9 e). Die Steigung der Hinterachsquerkraft in Bild 6.9 e) wird in diesem Arbeitspunkt sehr flach. Nach der Beobachtbarkeitsuntersuchung aus Abschnitt 5.5 lässt sich der Schwimmwinkel nur dann beobachten, wenn noch eine Steigung der Querkraftkennlinie vorhanden ist. Dies zeigt die große Kalman-Verstärkung $K_{YTr,\beta} = -0,44^\circ/\text{kN}$ bzgl. der Vorderachsquerkraft auf den Schwimmwinkel. Die Hinterachsquerkraft wird aufgrund der kleinen Rückführverstärkung $K_{YTr,\beta} = -0,043^\circ/\text{kN}$ nicht mehr zur Korrektur des Schwimmwinkels verwendet. Anhand der zehnmal größeren Rückführverstärkung der Hinterachsquerkraft auf den maximalen Reibwert $K_{YTr,\mu_{\max}} = 0,044 \text{ 1/kN}$ im Vergleich zur Vorderachse $K_{YTr,\mu_{\max}} = 0,005 \text{ 1/kN}$ wird deutlich, dass die Messung der Hinterachsquerkraft in diesem Arbeitspunkt zur Schätzung des maximalen Reibwerts verwendet wird. Dies ist wiederum nützlich für die Schwimmwinkelschätzung, da Niedrigreibwert und ein großer Schräglaufwinkel der Vorderachse sicher ausgeschlossen werden kann.

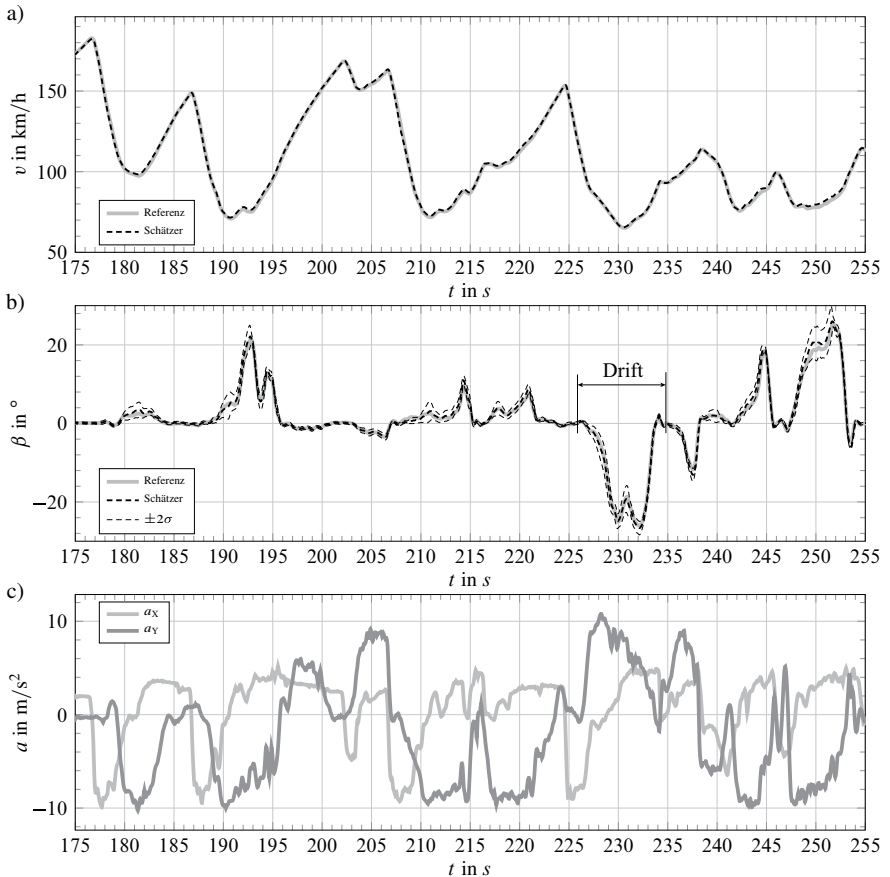


Bild 6.8: Schwimmwinkelschätzung während Messung auf dem Handlingkurs des ATP mit Drifts; a) Geschwindigkeit; b) Schwimmwinkel; c) Beschleunigungen

6.2.6 Niedrigreibwert

Gemischte Testfahrt in der Ebene

Bild 6.10 zeigt eine Fahrt auf einem zugefrorenen See auf dem Testgelände Vaitoudden in Schweden auf Niedrigreibwert und großen Schwimmwinkeln. Der maximale Schwimmwinkelfehler liegt bei beiden Schätzern bei ca. 6° . Da die Fahrbahn eben ist, hat die 6D-Sensorik bzgl. des maximalen Schätzfehlers kaum Vorteile gegen den Schätzer mit 3D-IMU. Betrachtet man allerdings den Ausschnitt c), dann wird deutlich, dass der Schätzer mit 6D-IMU den Vertrauensbereich

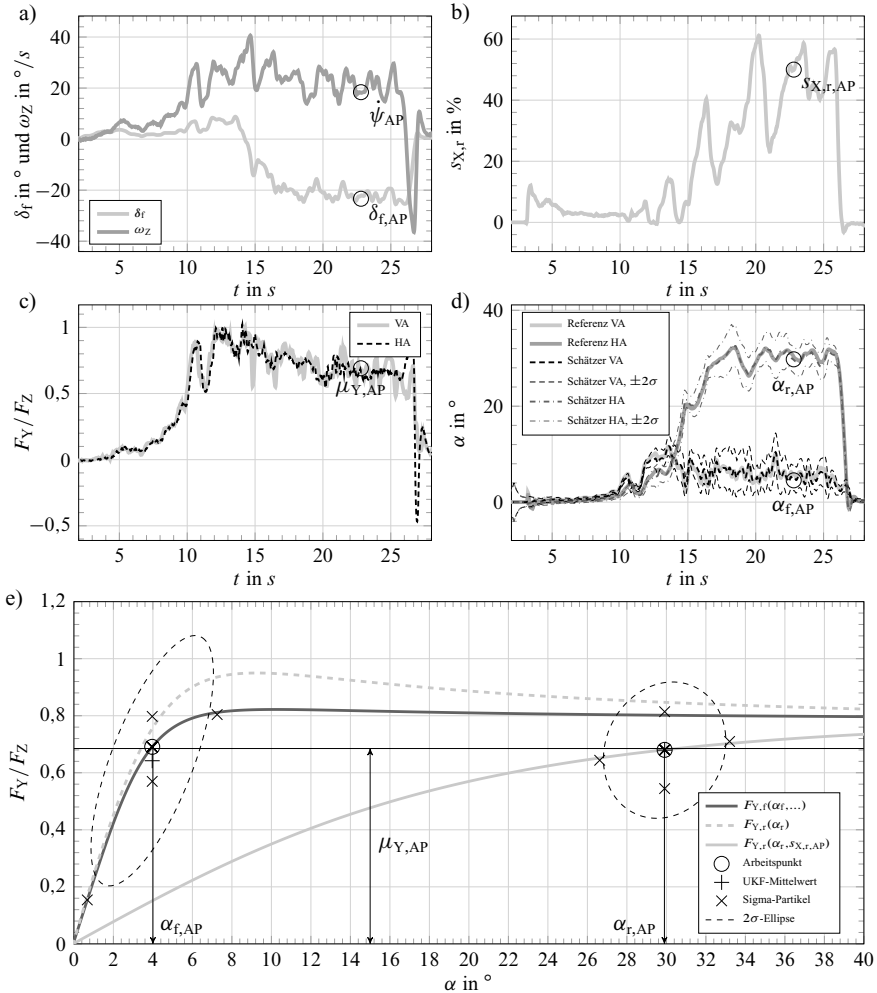


Bild 6.9: Schwimmwinkelschätzung während eines gemessenen Drifts bei $v \approx 70$ km/h und Schwimmwinkeln bis ca. 30° auf trockenem Asphalt mit eingetragenem stationären Arbeitspunkt; a) Lenkwinkel und Gierrate; b) Längsschlupf der Hinterachse; c) Achsquerkräfte in Fahrzeugkoordinaten; d) Schräglaufwinkel; e) Berechnete Querkraftkennlinien in Fahrzeugkoordinaten im Arbeitspunkt

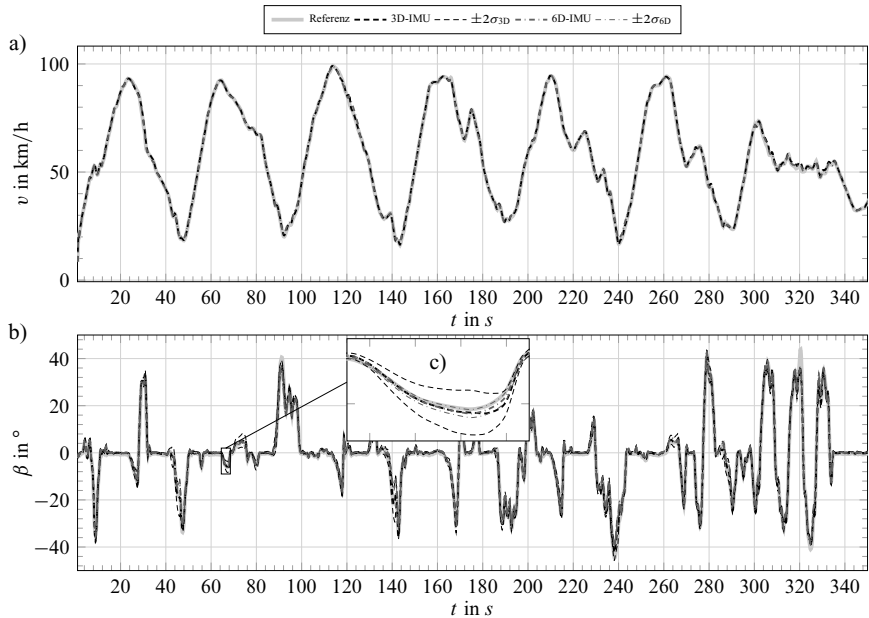


Bild 6.10: Schwimmwinkelschätzung während einer Messung auf einem zugefrorenen See auf dem Testgelände Vaittouden in Schweden auf Niedrigreibwert und großen Schwimmwinkeln; a) Geschwindigkeit; b) und c) Schwimmwinkel

in Form der $\pm 2\sigma_{6D}$ -Grenze viel kleiner einschätzt als der Schätzer mit 3D-IMU, da der aktuelle Fahrbahn-Wankwinkel besser geschätzt werden kann.

Der Bereich von 20 s bis 32 s ist in Bild 6.11 genauer dargestellt. Bei diesem Ausschnitt dreht sich Fahrzeug ab ca. 24 s durch einen Lastwechsel ein. Der niedrige Reibwert in Bild 6.9 e) wird bei ca. 24 s erkannt. Zu diesem Zeitpunkt liegt die Querbeschleunigung b) etwa bei 3 m/s^2 . Der steigende Schwimmwinkel in Bild 6.9 d) und die damit steigenden Schräglaufwinkel in Bild 6.9 f) werden erkannt. Die maximale Querbeschleunigung liegt bei etwa $3,5 \text{ m/s}^2$, d.h. der Reibwert wurde bereits bei 85% der maximalen Querbeschleunigung richtig geschätzt. Im weiteren Verlauf des Manövers wird stark gegengelenkt, der Schräglaufwinkel der Vorderachse in Bild 6.9 f) wird sehr klein, sodass die doppelte Standardabweichung des Schwimmwinkels ebenfalls wieder sehr klein wird, da die Kalman-Verstärkung im linearen Bereich der Querkraftkennlinien sehr groß im Vergleich zum gesättigten flacheren Bereich wird.

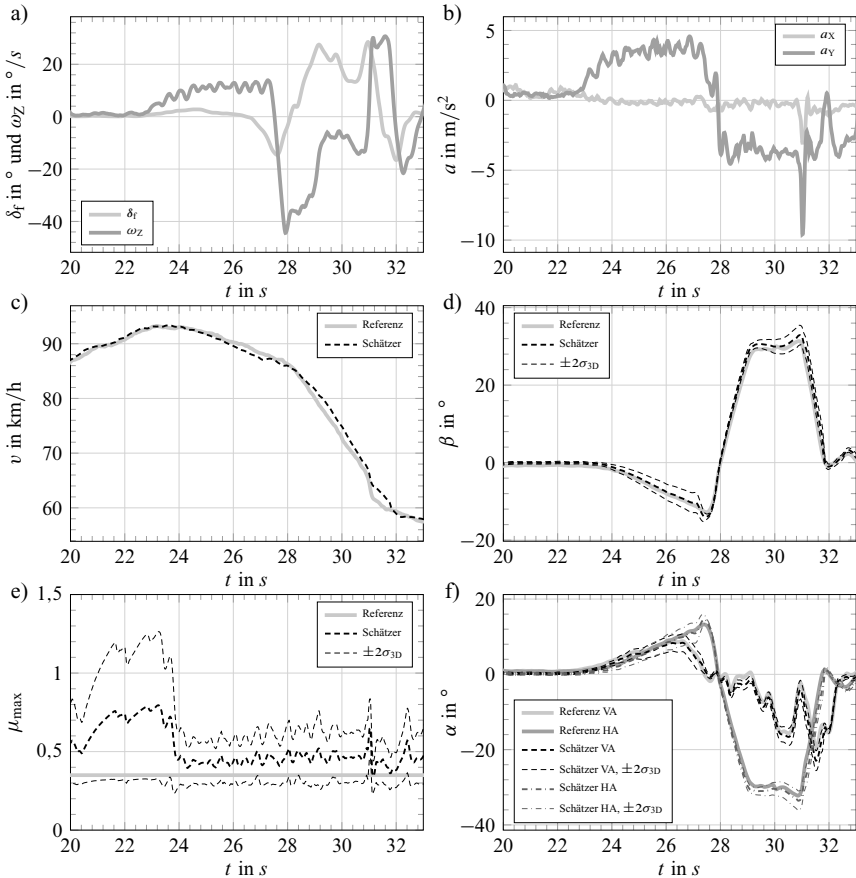


Bild 6.11: Schwimmwinkelschätzung während einer Messung auf einem zugefrorenen See auf dem Testgelände Vaitouden in Schweden auf Niedrigreibwert und großen Schwimmwinkeln: a) Lenkwinkel und Gierrate; b) Beschleunigung; c) Geschwindigkeit; d) Schwimmwinkel; e) maximaler Reibwert; f) Schräglaufwinkel

Langsames Übersteuern

Besonders schwierig zu unterscheiden ist das Manöver Steilkurve und langsames Übersteuern auf Niedrigreibwert, wie bereits in Abschnitt 6.2.3 erklärt. Bei beiden Manövern ist der Quotient

$$\frac{a_Y}{v} < \omega_Z$$

aus Querschleunigung a_Y und Geschwindigkeit v geringer als die Gierrate ω_Z , was auf einen steigenden Schwimmwinkel

$$\dot{\beta} \approx \frac{a_Y - g \cdot \sin \varphi}{v} - \omega_Z$$

hindeutet, wenn der Wankwinkel φ unbekannt ist. Bild 6.12 zeigt eine Fahrt auf Niedrigreißwert, bei der sich das Fahrzeug während einer Kurvenbremsung langsam eindrehet (steigende Schwimmwinkel). Das langsame Übersteuern wird durch die schnelle Schätzung des maximalen Reibwerts gut erkannt. Lediglich ab ca. 13 s wird der Schwimmwinkel unterschätzt. Hier entsteht der größte maximale Schwimmwinkelfehler $e_{\beta, \max} \approx 10^\circ$ aus allen 355 Testfahrten.

Insgesamt wurde das Manöver 25-mal auf unterschiedlichen Untergründen und verschiedenen Variationen wiederholt. In Bild 6.13 sind die unterschiedlich ausgewerteten Schwimmwinkel über die Anzahl dieser Testfahrten aufgetragen. Die maximalen Schwimmwinkelfehler $\leq 10^\circ$ in a) erscheinen groß, allerdings entstehen wie in c) zu erkennen die größten Fehler durch das Unterschätzen des Schwimmwinkels, wie in Bild 6.12 gezeigt erst am Ende des Manövers. Der wachsende Schwimmwinkel zu Beginn des Manövers wird bei allen 25 Testfahrten erkannt. D.h. ein stabilisierender Bremsengriff auf Basis der entwickelten Schwimmwinkelschätzung hätte noch rechtzeitig erfolgen können.

6.2.7 Zusammenfassung

Bild 6.14 zeigt unterschiedlich ausgewertete Schwimmwinkelfehler über alle 355 Testfahrten. Die Tabelle 6.1 fasst die Ergebnisse zusammen. Dabei werden Testfahrten zu unterschiedlichen Kategorien zusammenfasst und die jeweiligen Bewertungsmaße über alle Testfahrten der jeweiligen Kategorie berechnet, d.h. z.B. der maximale Schwimmwinkelschätzfehler

$$e_{\beta, \max}^* = \max(e_{\beta, \max})$$

über alle Testfahrten einer Kategorie wird mit einem Sternchen gekennzeichnet. Er liegt bei 12° und wurde bei einem Manöver, bei dem das Fahrzeug langsam auf Niedrigreißwert übersteuert, durch das Unterschätzen des Schwimmwinkels verursacht, siehe Bild 6.12. Die mittleren maximalen Schwimmwinkelfehler

$$\bar{e}_{\beta, \max} = \frac{1}{N} \sum_i^N e_{\beta, \max, i}$$

sind über alle $N = 355$ Testfahrten mit $2,7^\circ$ deutlich geringer.

Der maximal überschätzte Schwimmwinkel $e_{\beta, \text{Over}, \max}^*$ beträgt $6,0^\circ$. Durchschnittlich über alle Testfahrten wird der Schwimmwinkel $\bar{e}_{\beta, \text{Over}, \max} = 0,7^\circ$ allerdings kaum überschätzt.

Der größte mittlere quadratische Fehler $e_{\beta, \text{rms}}^* = 3,8^\circ$ bei Querschleunigungen über 2 m/s^2 tritt ebenfalls bei dem Manöver langsames Übersteuern auf. In Anbetracht der großen Schwimmwinkel von bis zu 40° bei diesem Manöver ist dieses Ergebnis allerdings als gut zu betrachten.

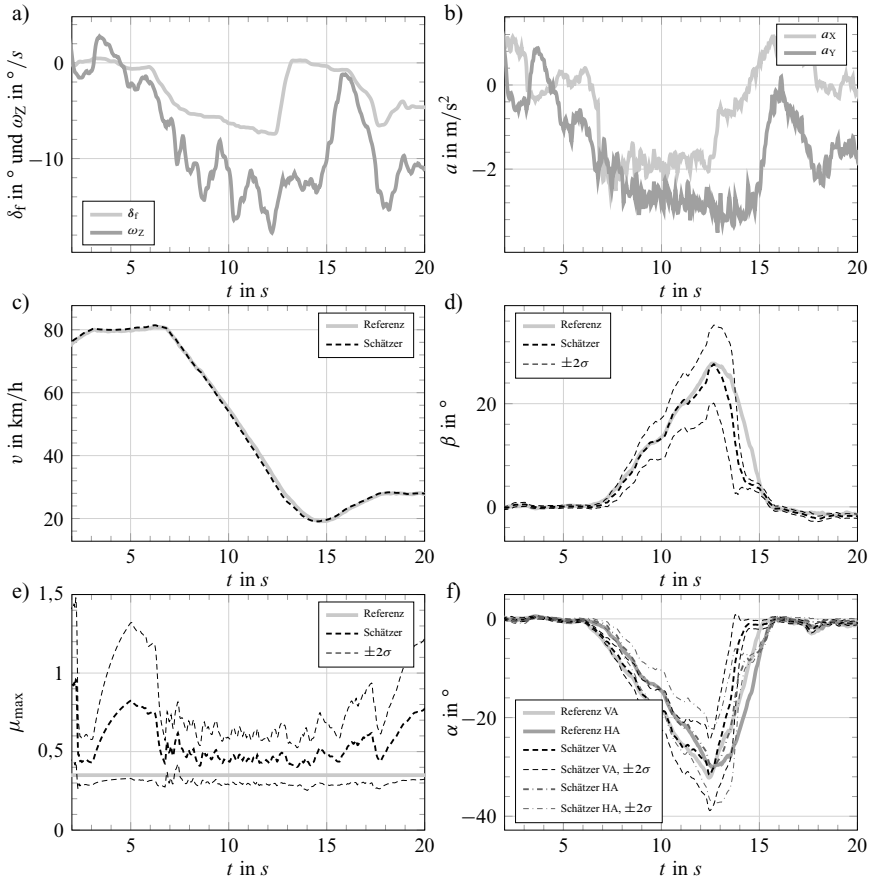


Bild 6.12: Messung und Schätzung für das Manöver langsames Übersteuern auf Niedrigreißwert auf dem Testgelände Vaitoudden in Schweden: a) Lenkwinkel und Gierrate; b) Beschleunigung; c) Geschwindigkeit; d) Schwimmwinkel; e) maximaler Reibwert; f) Schräglaufwinkel

Durchschnittlich über alle Testfahrten ist der mittlere quadratische Fehler $\bar{e}_{\beta, \text{rms}}$ mit $0,8^\circ$ sehr gering.

Der größte unterschätzte Schwimmwinkel $e_{\beta, \text{Under}, \text{max}}^*$ tritt ebenfalls bei dem Manöver langsames Übersteuern auf, siehe Bild 6.12. Allerdings wird das anfängliche Ansteigen des Schwimmwinkels beim langsamen Übersteuern bei allen Testfahrten erkannt ($\bar{e}_{\beta, \text{Under}, \text{max}} = 1,7^\circ$).

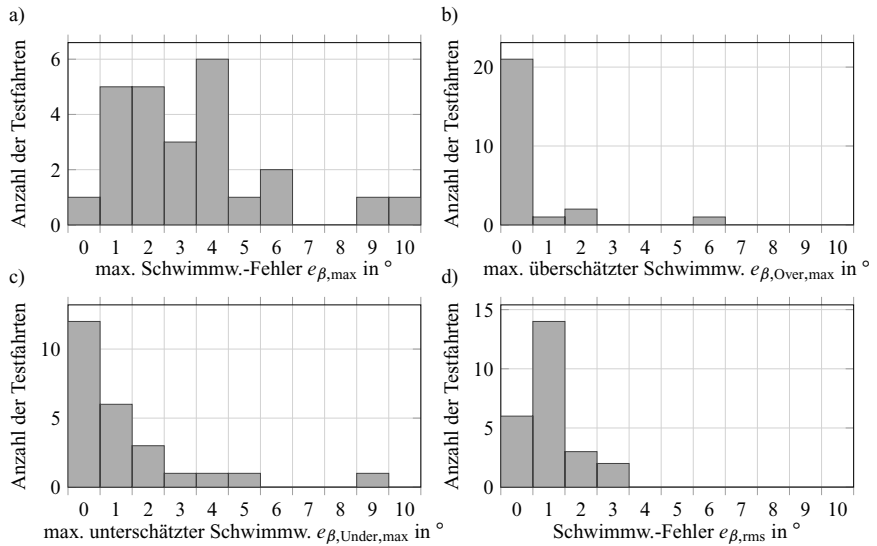


Bild 6.13: Unterschiedlich ausgewertete Schwimmwinkelfehler bei Messungen mit dem Manöver langsames Übersteuern auf Schnee und nassen Kacheln: a) maximaler Schwimmwinkelfehler; b) maximaler überschätzter Schwimmwinkel; c) maximaler unterschätzter Schwimmwinkel; d) RMS-Schwimmwinkelfehler

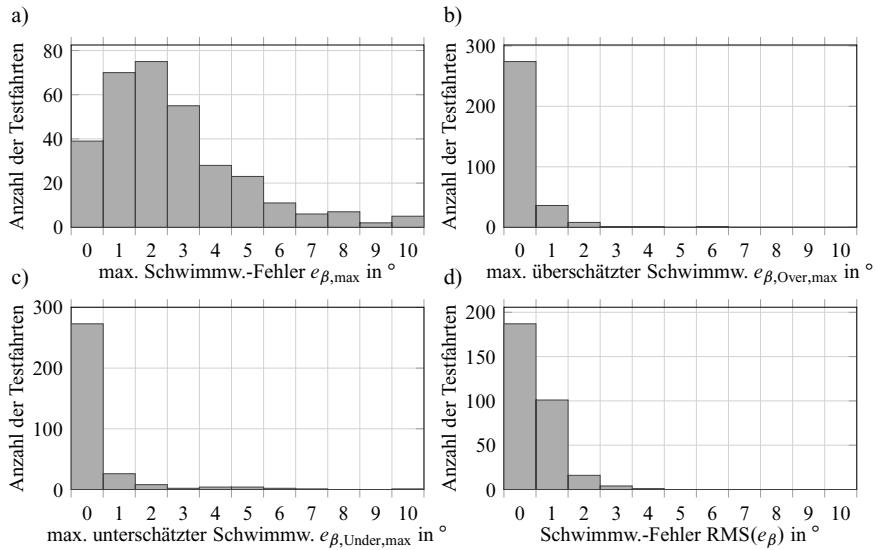


Bild 6.14: Unterschiedlich ausgewertete Schwimmwinkelfehler über alle Messungen a) maximaler Schwimmwinkelfehler; b) maximaler überschätzter Schwimmwinkel; c) maximaler unterschätzter Schwimmwinkel; d) RMS-Schwimmwinkelfehler

Tabelle 6.1: Auswertung der Schwimmwinkelfehler aller Messungen

N		Robustheit				Güte			
		$e_{\beta,\max}^*$	$\bar{e}_{\beta,\max}$	$e_{\beta,\text{Over},\max}^*$	$\bar{e}_{\beta,\text{Over},\max}$	$e_{\beta,\text{rms}}^*$	$\bar{e}_{\beta,\text{rms}}$	$e_{\beta,\text{Under},\max}^*$	$\bar{e}_{\beta,\text{Under},\max}$
355	Alle	12,0	2,7	6,0	0,7	3,8	0,8	9,5	0,7
9	Landstraße	2,9	2,2	1,6	0,5	0,8	0,4	2,6	0,8
9	HK-ATP	6,0	3,9	2,4	0,8	1,2	0,7	0,8	0,3
10	Driften	4,7	3,2	1,9	0,9	1,3	0,9	2,6	1,4
45	Kurvenbremsen	9,3	2,9	4,6	0,4	2,3	0,8	0,8	0,2
10	Steilwand	2,0	1,0	0,4	0,2	0,6	0,4	0,9	0,4
25	langsames Übersteuern	12,0	4,0	6,0	0,6	3,8	1,6	9,5	1,7
19	Doppelspurwechsel	4,6	1,8	2,0	0,9	2,1	0,8	1,5	0,3
103	Wedeln	5,6	2,2	3,0	0,7	1,9	0,7	3,4	0,5
194	alle anderen	9,2	2,4	6,4	0,7	2,3	0,7	8,2	0,7

6.3 Schätzung der Schräglaufsteifigkeiten

Da als Zustände die vordere Schräglaufsteifigkeit $c_{\alpha,f}$ und der Eigenlenkgradient EG geschätzt werden, wird die hintere Schräglaufsteifigkeit $c_{\alpha,r}$ nach Gl. (5.3) über das lineare Einspurmodell aus den beiden geschätzten Größen berechnet. Die Standardabweichung für die hintere Steifigkeit kann ebenfalls nach Gl. (5.3) berechnet werden, wenn statt EG und $c_{\alpha,f}$ die Standardabweichungen der Zustandsgrößen σ_{EG} und $\sigma_{c_{\alpha,f}}$ eingesetzt werden.

6.3.1 Adaption von zufälligen Startwerten auf Winterbereifung

Zur Validierung der Schräglaufsteifigkeitsschätzung dient eine Landstraßenfahrt über sechs Minuten und mittleren Querschleunigungen zwischen drei und fünf m/s^2 . Es werden erhöhte Standardabweichungen zum Zeitpunkt $t = 0 \text{ s}$ für die Schräglaufsteifigkeit und dem Eigenlenkgradient

$$\sigma_{c_{\alpha,f}}(t = 0 \text{ s}) = 50 \text{ kN/rad}, \quad \sigma_{EG}(t = 0 \text{ s}) = 2 \text{ rad}/(\text{m/s}^2) \cdot 10^{-3} \quad (6.7)$$

im UKF eingestellt, um den größeren Anfangsfehler zu berücksichtigen. In Bild 6.15 c) ist zu erkennen, dass der Eigenlenkgradient deutlich schneller als die Schräglaufsteifigkeiten konvergiert. Nach zwei Rechts- und einer Linkskurve (ca. 40 s) mit $a_{Y,\max} = 4,5 \text{ m/s}^2$ ist der Eigenlenkgradient bereits sehr nahe am stationären Endwert angelangt. Am Ende der Testfahrt ist der geschätzte Eigenlenkgradient $\hat{EG}(t = 360 \text{ s}) = 2,99 \text{ rad}/(\text{m/s}^2) \cdot 10^{-3}$ sehr nahe am identifizierten Parameter $EG = 3,06 \text{ rad}/(\text{m/s}^2) \cdot 10^{-3}$ aus Kapitel 4 mit Winterbereifung. Der Fehler beträgt 2,2%. Dies entspricht bei mittlerer Querschleunigung von 5 m/s^2 nach Gl. (2.98) ein Lenkwinkelunterschied von lediglich $0,25^\circ$.

Die Standardabweichungen der Schräglaufsteifigkeiten konvergieren erst nach ca. 160 s. Durch die höherfrequente Anregung am Ende der Testfahrt werden sie noch einmal in Richtung der offline identifizierten Werte ($c_{\alpha,f} = 132 \text{ kN/rad}$, $c_{\alpha,r} = 195 \text{ kN/rad}$) aus Kapitel 4 korrigiert. Insgesamt werden die Steifigkeiten mit $\hat{c}_{\alpha,f}(t = 350 \text{ s}) = 131 \text{ kN/rad}$ und $\hat{c}_{\alpha,r}(t = 350 \text{ s}) = 190 \text{ kN/rad}$ nur leicht unterschätzt. Der geschätzte Vertrauensbereich liegt bei $2\sigma_{c_{\alpha}} = \pm 10 \text{ kN/rad}$ oder 8% am Ende der Testfahrt.

Der Eigenlenkgradient kann deutlich schneller identifiziert werden, da er die stationäre Verstärkung zwischen Lenkwinkel und Gierrate repräsentiert, siehe Gl. (2.94). Er ist dementsprechend auch bei den stationären Anteilen der Testfahrt beobachtbar. Bei festgelegtem Eigenlenkgradient und damit stationärer Verstärkung bestimmt die Schräglaufsteifigkeit der Vorderachse die Gierdynamik. Dementsprechend muss das Fahrzeug dynamischer angeregt werden, um die Steifigkeit zu adaptieren. Dies passiert unter anderem während 110 ... 130 s und 330 ... 350 s in der behandelten Testfahrt.

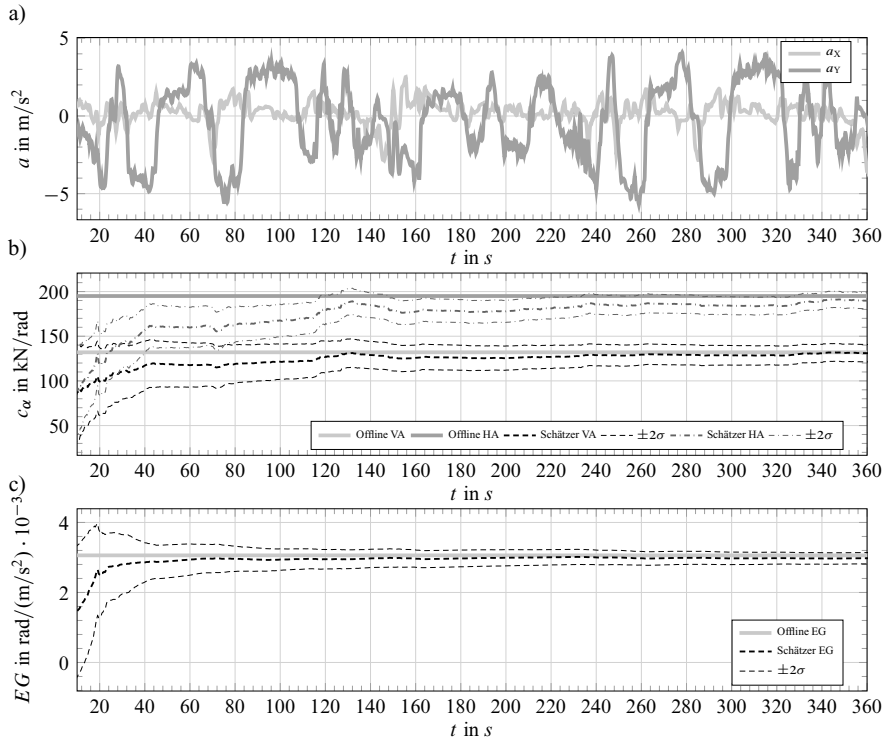


Bild 6.15: Schätzung der Schräglaufsteifigkeiten (Schätzer VA/HA) und Vergleich mit den identifizierten Parametern aus Abschnitt 4.4, Tabelle 4.2 (Offline VA/HA) während einer Landstraßenfahrt mit mittleren Querbeschleunigungen (Winterreifen): a) Gemessene Beschleunigungen; b) Geschätzte Schräglaufsteifigkeiten; c) Geschätzter Eigenlenkgradient

Sensitivität der Startwerte

Um die Sensitivität der Parameterschätzung gegenüber unterschiedlichen Startwerten zu prüfen, wurde das in Bild 6.15 gezeigte Manöver mit drei unterschiedlichen Startwerten je Parameter

$$\hat{c}_{\alpha,i}(t=0) = [80; 80; 80; 140; 140; 140; 180; 180; 180] \cdot \text{kN/rad} \quad (6.8)$$

$$\hat{EG}(t=0) = [1; 3; 5; 1; 3; 5; 1; 3; 5] \cdot \text{rad}/(\text{m/s}^2) \cdot 10^{-3} \quad (6.9)$$

simuliert. Dies ergibt neun unterschiedliche Schräglaufsteifigkeiten an der Hinterachse. Bild 6.16 zeigt, dass die Endwerte unabhängig von den Startwerten zuverlässig geschätzt werden. Nach ca. 250 s werden die Unterschiede sehr klein.

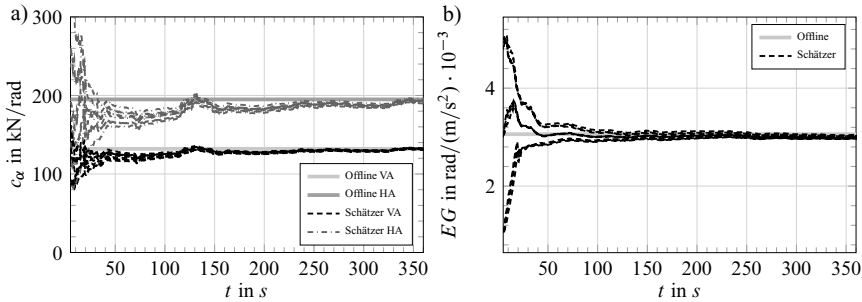


Bild 6.16: Schätzung der Schräglaufsteifigkeiten während einer Landstraßenfahrt mit mittleren Querbeschleunigungen und unterschiedlichen Startparametern (Winterreifen): a) Schräglaufsteifigkeiten; b) Eigenlenkgradient

6.3.2 Adaption von Winter- auf Sommerbereifung

Um die Adaption von den identifizierten Winterreifen auf die Parameter der Sommerreifen zu validieren, wird wieder eine Landstraßenfahrt mit mittleren Querbeschleunigungen und montierten Sommerreifen ausgewählt. Die Standardabweichungen der Parameter

$$\sigma_{c_{\alpha,f}}(t = 0) = 5 \text{ kN/rad}, \quad \sigma_{EG}(t = 0) = 0.15 \text{ rad}/(\text{m/s}^2) \cdot 10^{-3} \quad (6.10)$$

werden auf die Endwerte aus den Experimenten aus Bild 6.15 eingestellt. Bild 6.17 zeigt die Adaption der Schräglaufsteifigkeiten b) und des Eigenlenkgradienten c). Der Eigenlenkgradient wird mit $\hat{EG}(t = 295\text{s}) = 3,41 \text{ rad}/(\text{m/s}^2) \cdot 10^{-3}$ exakt gleich dem offline identifizierten Wert geschätzt. Die Steifigkeiten der Vorderachse $\hat{c}_{\alpha,f}(t = 295\text{s}) = 135 \text{ kN/rad}$ und der Hinterachse $\hat{c}_{\alpha,r}(t = 295\text{s}) = 218 \text{ kN/rad}$ werden maximal um 7 kN/rad unterschätzt. Diese Ergebnisse sind noch einmal in Tabelle 6.2 zusammengefasst.

Tabelle 6.2: Adaptionsergebnisse mit Sommerreifen (SR Online) und Vergleich mit den offline identifizierten Sommerreifen (SR Offline) auf feuchten Asphalt aus Tabelle 4.2

	WR (Startp.)	SR Online	SR Offline	Einheit
$c_{\alpha,f}$	131	135	137	kN/rad
$c_{\alpha,r}$	190	218	224	kN/rad
EG	3,06	3,41	3,41	$\text{rad}/(\text{m/s}^2) \cdot 10^{-3}$

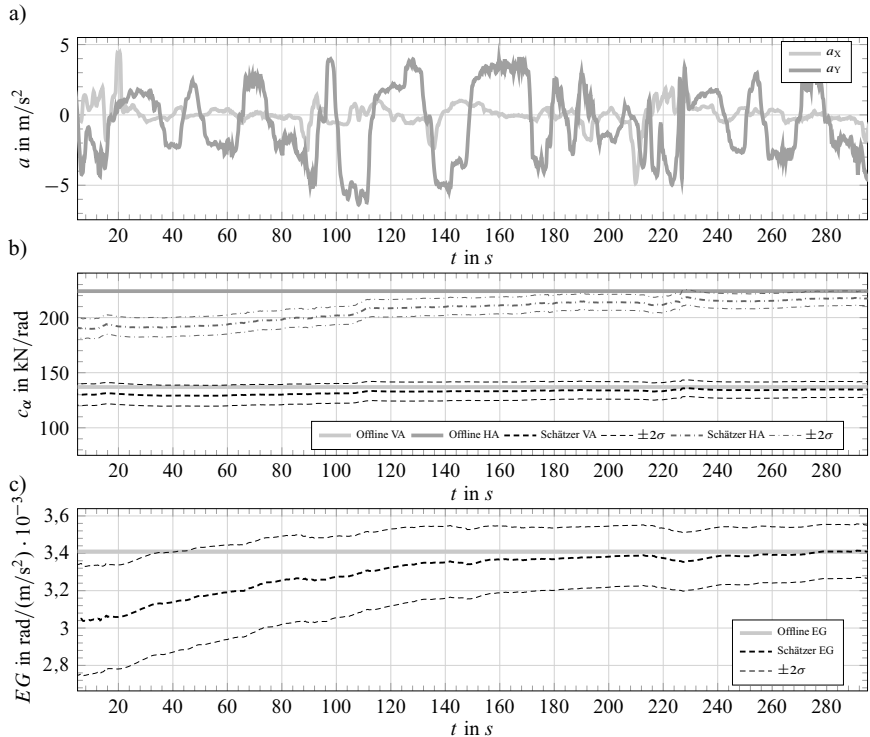


Bild 6.17: Schätzung der Schräglauftiefigkeiten während einer Landstraßenfahrt mit mittleren Querbeschleunigungen (Startparametern der Winterreifen): a) Gemessene Beschleunigungen; b) Geschätzte Schräglauftiefigkeiten; c) Geschätzter Eigenlenkgradient

6.3.3 Vergleich mit dem EKF und modularer Parameterschätzung

Wenn für die Prädiktion und Korrektur statt des UKF ein EKF verwendet wird, konnte bereits in Abschnitt 5.6 Nachteile bzgl. der Schwimmwinkelschätzung festgestellt werden. Bild 6.19 zeigt den Vergleich eines UKF mit einem EKF bzgl. der Schätzung der Schräglauftiefigkeiten und des Eigenlenkgradienten während der vorgestellten Testfahrt mit Sommerreifen und Startparametern der Winterreifen. Das EKF ist nicht in der Lage die größeren Steifigkeiten der Sommerreifen zu schätzen, stattdessen wird die Steifigkeit der Vorderachse $\hat{c}_{\alpha,f}(t = 295 \text{ s}) = 125 \text{ kN/rad}$ sogar unter die Anfangssteifigkeit $\hat{c}_{\alpha,f}(t = 0 \text{ s}) = 131 \text{ kN/rad}$ geschätzt. Die Vorteile eines UKF im Vergleich zu einem EKF bei bestimmten Nichtlinearitäten konnten bereits in vielen Arbeiten nachgewiesen werden, siehe Julier und Uhlmann (2004) sowie Van der Merwe und Wan (2001). Die Schätzung des Eigenlenkgradienten EG in Bild 6.19 c) ist relativ unabhängig von der eigentlichen Schätzmethode.

Statt der vorgestellten integrierten Methode (UKF), bei der die Zustände und die Parameter in einem Filter geschätzt werden, kann auch eine modulare Parameterschätzung (UKF-MPS), bei der das Prozessmodell nach Gl. (5.14) in zwei Prozessmodelle mit einem schnell veränderlichen Zustandsvektor

$$\mathbf{x}_{\text{fast}} = [v, \beta, \mu_{\text{max}}, \varphi, \theta]^T \quad (6.11)$$

und mit einem langsam veränderlichen Parametervektor

$$\mathbf{x}_{\text{slow}} = [c_{\alpha, f}, EG, \Delta\mu]^T \quad (6.12)$$

aufgetrennt wird, verwendet werden. Die Zustände \mathbf{x}_{fast} und \mathbf{x}_{slow} werden dann von zwei separaten UKF mit den gleichen Messvektoren nach Gl. (5.20) verarbeitet, siehe Bild 6.18.

Nach Bild 6.19 a) und b) werden die Steifigkeiten mit der modularen Parameterschätzung (UKF-MPS) sehr stark unterschätzt. Die Schätzung des Eigenlenkgradienten in c) ergibt sehr ähnliche Ergebnisse wie die integrierte Methode (UKF). Dieser Parameter könnte also auch außerhalb des Filters der Zustandsgrößen geschätzt werden.

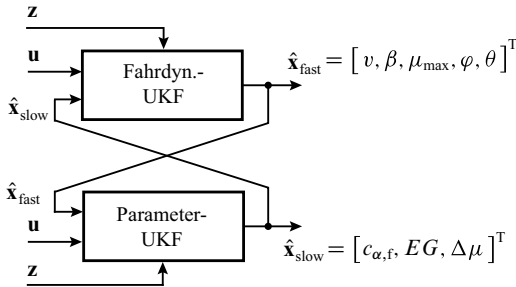


Bild 6.18: Aufbau der modularen Zustands- und Parameterschätzung mit zwei separaten UKF, aufgeteilt in schnell veränderliche \mathbf{x}_{fast} und langsam veränderliche Zustände \mathbf{x}_{slow}

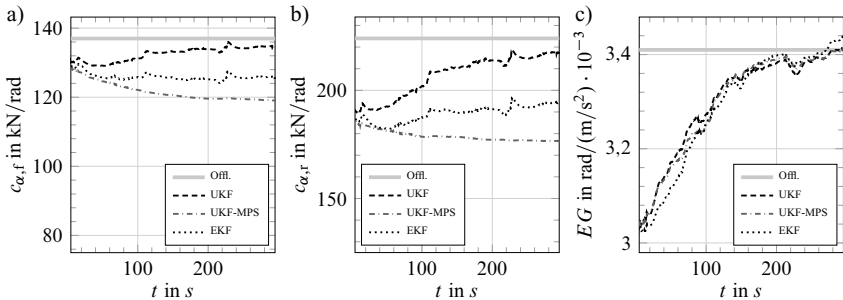


Bild 6.19: Vergleich der integrierten Parameter und Zustandsschätzung (UKF) mit einem erweiterten Kalman-Filter (EKF) und einer modularer Parameterschätzung (UKF-MPS) während einer Messung mit mittleren Querbeschleunigungen auf einer Landstraße (Startparametern der Winterreifen): a) Schräglaufsteifigkeit vorne; b) Schräglaufsteifigkeit hinten; c) Eilenlenkgradient

6.4 Zusammenfassung

Durch die Hinzunahme eines Längskraftmodells konnten leichte Vorteile bzgl. einer ABS-Bremsung, bei denen sich alle Räder in dem nichtlinearen Kraft-Schlupf-Bereich befinden, aufgezeigt werden. Zudem wird durch die Verwendung des nichtlinearen Längskraftmodells auch der maximale Reibwert beobachtbar.

Sehr gute Ergebnisse bzgl. der Schwimmwinkelschätzung werden bei den Standardmanövern, stationäre Kreisfahrt bis maximaler Querbeschleunigung und Doppelspurwechsel mit großen Schwimmwinkeln mit dem entwickelten Algorithmus erzielt. Schätzer mit linearen Modellen können bei höheren Querbeschleunigungen dem realen Schwimmwinkel nicht mehr folgen.

Schwieriger ist die Unterscheidung zwischen der Steilkurvenfahrt und einem Manöver, bei dem sich das Fahrzeug langsam bei geringen Querbeschleunigung eindreht (langsames Übersteuern). Durch die Nutzung des Längskraftmodells konnte der Schwimmwinkel auch in der Steilkurve stabilisiert werden. Das langsame Übersteuern wird bei allen 25 Testfahrten, wie z.B. in Bild 6.12, erkannt. D.h., die entwickelte Schwimmwinkelschätzung könnte einen entscheidenden Beitrag bei der Weiterentwicklung des ESC leisten, indem auch kritische Situationen frühzeitig erkannt werden, bei denen das Fahrzeug langsam übersteuert und der Fahrer nicht durch Gegenlenken reagiert.

Bei Nutzung einer 6D-IMU für die Schwimmwinkelschätzung ist der Wankwinkel durch die Integration des Rollratensensors genauer bekannt und Steilkurvenfahrten sind auch ohne starke Korrekturen durch Längs- und Querkraftmodelle stabil. Zudem ist der $2\sigma_\beta$ -Vertrauensbereich deutlich kleiner, sodass dem geschätzten Schwimmwinkel bei der Anwendung einer Fahrdynamikregelung stärker vertraut werden kann. Zudem wird es möglich, den Algorithmus zu vereinfachen und z.B.

nur mit einer Messung, den Raddrehzahlen, zu korrigieren. Dies würde die Komplexität des Verfahrens stark reduzieren.

Es konnte auch gezeigt werden, dass die Schätzung des maximalen Reibwerts sehr schnell ist und bereits bei ca. 80-85% der maximalen Querbeschleunigung den maximalen Reibwert richtig einschätzt.

Die Schräglaufsteifigkeiten und der Eigenlenkgradient konnte mit dem entwickelten Algorithmus für eine Landstraßenfahrt mit mittleren Querbeschleunigungen innerhalb 5 Minuten unabhängig von den Startwerten sehr gut geschätzt werden. Der Wechsel zwischen Winter- und Sommerädern wird erkannt. Wird statt dem UKF ein EKF verwendet, wird der Eigenlenkgradient noch gut geschätzt, die Steifigkeiten werden allerdings unterschätzt. Die Zustands- und Parameterschätzung, aufgeteilt in zwei modulare UKF, erzielt bei der Schätzung des Eigenlenkgradienten gute Ergebnisse, unterschätzt die Schräglaufsteifigkeiten allerdings sehr deutlich, da die Kovarianz zwischen Schwimmwinkel und Schräglaufsteifigkeit nicht mehr berücksichtigt wird.

Durch den gut geschätzten Eigenlenkgradient ist die stationäre Gierverstärkung bis zu mittleren Querbeschleunigung bekannt. Zusammen mit der vorderen Schräglaufsteifigkeit wird auch die Gierdynamik sehr gut abgebildet. Nutzt man diese Parameter für ein adaptives Einspurmodell zur Führungsgrößenerzeugung des ESC, so könnten Fehleingriffen bei stark veränderten Reifencharakteristika vermieden werden.

7 Adaptive modellbasierten Fahrdynamikregelung auf Basis der geschätzten Größen

In diesem Kapitel wird beispielhaft gezeigt, wie die geschätzten Größen zur Verbesserung einer modellbasierten Fahrdynamikregelung eingesetzt werden können. In Abschnitt 7.1 wird eine flachheitsbasierte Modellfolgesteuerung vorgestellt, deren Stellgrößen abhängig von den geschätzten Schräglauftiefigkeiten adaptiv berechnet werden.

In Abschnitt 7.2 wird ein Ansatz vorgestellt, um die Stabilisierungsfunktion des ESC zu verbessern. Dreht sich das Fahrzeug nur langsam ein, ist bei einem klassischen ESC-Gieratenregler die Gieratendifferenz zu gering, um stabilisierende Bremsingriffe zu erzeugen. Daher wird der geschätzte Schwimmwinkel verwendet, um das Fahrzeug in dieser Situation zu stabilisieren. In Abschnitt 7.3 wird dann gezeigt, wie sich die Fahrleistung bei einem Doppelspurwechsel mit der Kombination aus entworfener Steuerung und Regelung verbessern lässt.

7.1 Adaptive flachheitsbasierte Modellfolgesteuerung

Durch die Steuerung einer aktiven Hinterachslenkung und Überlagerungslenkung an der Vorderachse, welche in Ergänzung zum Lenkradwinkel zusätzliche Stellgrößen zulassen, sollen die fahrdynamischen Eigenschaften des Fahrzeugs verbessert werden. Im Vergleich zu einer Regelung hat eine Modellfolgesteuerung im Allgemeinen einen geringeren Phasenverzug und damit ein besseres Ansprechverhalten, was Grundlage für die Kundenakzeptanz von Fahrdynamikregelungen darstellt, Obermüller (2012) und König u. a. (2014). Um eine stationäre Genauigkeit der Modellfolgesteuerung zu erzielen, muss allerdings ein sehr gutes Modell der Strecke verfügbar sein.

Im Folgenden soll ein grober Überblick über Modellfolgesteuerung im Bezug auf Fahrdynamikregelung gegeben werden.

Die durch eine Einzelradaktorik¹ zusätzlichen Freiheitsgrade werden von Orend (2007), Andreasson (2007) und Hoedt (2013) genutzt, um einer beliebigen Zustandssolltrajektorie eines Führungsmodells in Form eines Einspurmodells zu folgen. Da allerdings mehr Freiheitsgrade als Zielgrößen vorliegen, ist das Trajektorienfolgeproblem überbestimmt. Die übrigen Freiheitsgra-

¹jedes Rad kann gelenkt, angetrieben und gebremst werden

de werden genutzt, um eine optimale Radkraftverteilung, die den maximalen Kraftschluss aller vier Räder minimiert, zu erzielen. Orend (2007) und Andreasson (2007) nutzten dafür eine numerische Optimierung, die allerdings nicht echtzeitfähig ist. Andreasson (2007) nutzt bei dieser Optimierung Randbedingungen, um auch herkömmliche Aktorkonfigurationen, wie eine normale Vorderachs- und Hinterachslenkung, zu verwenden. Hoedt (2013) untersucht auch Führungsmodelle, die nicht auf fahrdynamischen Modellen beruhen, sondern direkt aus fahrdynamisch objektiven Kenngrößen gebildet werden können. Zudem wird auf Aktorausfälle und eine entsprechende Rekonfiguration der Steuerung und Regelung eingegangen. Moseberg (2013) löst das Optimierungsproblem bzgl. der Solltrajektorienfolge und der Ausnutzung des minimalen Kraftschlusses aufgrund der Überaktuierung analytisch und überwindet damit das Problem der Echtzeitfähigkeit von Orend (2007). Luft (2014) nutzt die Ansätze nach Orend (2007) und Moseberg (2013) für die automatisierte gebremste Notausweichmanöver, kann allerdings nur geringe Vorteile einer optimalen Radkraftverteilung bei konventioneller Aktuierung (Vorderachslenkung und Bremsenriffe) gegenüber festen Radkraftverteilungen feststellen.

Alle Ansätze nutzen invertierte Reifenmodelle, um für die geforderten Kräfte zur Umsetzung der Sollbewegung passende Schräglaufwinkel und Längsschlüpfe zu berechnen. Die Parameter der Reifenmodelle werden als bekannt angenommen.

Obermüller (2012) verwendet die Inversion des linearen Einspurmodells zur Ansteuerung einer Hinterachslenkung und adaptiert die Steuerung, wie im nachfolgend dargestellten Konzept, mit geschätzten Schräglauftiefigkeiten. Diese entsprechen allerdings nicht mehr den wahren Anfangssteigungen der Querkraftkennlinien, sondern beschreiben den Quotient $k_\alpha = F_{YT}/\alpha$ aus aktueller Querkraft und Schräglaufwinkel, ähnlich wie in Börner (2004) und Halbe (2008), siehe Gl. (1.21). Um das Fahrverhalten bei hohen Querbeschleunigungen zu beschreiben, muss der Quotient k_α schnell genug angepasst werden, damit die Steuerung richtig reagiert. So findet allerdings auch ein starke Rückkopplung von Messgrößen in die Steuerung statt, sodass nicht mehr von einer reinen Steuerung gesprochen werden kann.

Abschnitt 7.1.2 beschreibt den Aufbau einer beispielhaft entworfenen Steuerung, die sich an König u. a. (2014) orientiert. Durch die Nutzung des vorgestellten nichtlinearen Querkraftmodells mit geschätzten Schräglauftiefigkeiten, die nur langsam adaptiert werden, ist die Steuerung weitgehend unabhängig von der aktuellen Messung.

In Abschnitt 7.1.3 wird die Verbesserung der fahrdynamischen Eigenschaften auf Basis von Simulationen von Lenkwinkelsprüngen gezeigt. Für eine detailliertere Herleitung sei auf Pospischil (2016) verwiesen.

7.1.1 Entwurf einer Steuerung für flache Systeme

Für das System der Form

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \quad (7.1)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{g}(\mathbf{x}) \quad (7.2)$$

ergibt sich der Entwurf einer flachen Steuerung genau dann, wenn der Ausgang

$$\mathbf{y} = \mathbf{g}(\mathbf{x}) = \mathbf{h}(\mathbf{x}) \quad (7.3)$$

flach ist und mit der Regelgröße übereinstimmt, siehe Anhang 9.1. Die Steuerfunktion

$$\mathbf{u} = \mathbf{S}(\mathbf{y}, \dot{\mathbf{y}}, \dots, \mathbf{y}^{(\gamma+1)}), \quad (7.4)$$

kann dann in Abhängigkeit vom Ausgangsgrößenvektor \mathbf{y} und seinen γ -fachen zeitlichen Ableitungen berechnet werden, siehe Adamy (2009). Das Blockschaltbild zeigt Bild 7.1. Durch Vorga-

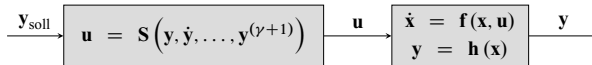


Bild 7.1: Steuerung eines flachen Systems

be eines Solltrajektorienvektors und der zugehörigen Ableitungen $\left[\mathbf{y}_{\text{soll}}(t), \dot{\mathbf{y}}_{\text{soll}}(t), \dots, \mathbf{y}_{\text{soll}}^{(\gamma+1)}(t) \right]$ kann für den Fall eines exakten Modells der Ausgang des zu steuernden Prozesses genau auf der Solltrajektorie geführt werden

$$\mathbf{y}(t) = \mathbf{y}_{\text{soll}}(t) \quad (7.5)$$

Hierbei ist zu beachten, dass die Solltrajektorie $\mathbf{y}_{\text{soll}}(t)$ $(\gamma + 1)$ -mal differenzierbar sein muss. Führungsgrößensprünge sind im Fall verzögernder System $(\gamma > 0)$ nicht realisierbar.

7.1.2 Aufbau

Der Aufbau der Modellfolgesteuerung ist in Bild 7.3 dargestellt. Ähnlich zum ESC nach Van Zanten (2006) wird ein Fahrdynamikmodell mit dem Lenkwinkel δ_f als Eingang zur Führungsgrößenerzeugung (Soll-Fahrzeug) verwendet. Allerdings wird, statt einem linearen Einspurmodell, das erweiterte Modell nach Abschnitt 2.6 verwendet. Über die Parameter des Soll-Fahrzeugs $[c_{\alpha, f}^*, c_{\alpha, r}^*, J_Z^*]$ lässt sich das Soll-Fahrverhalten bestimmen.

Bild 7.2 zeigt Eigenfrequenz und Gierdämpfung unterschiedlicher Fahrzeugtypen, um den querdynamischen Unterschied anhand des Gierverhaltens aufzuzeigen. Als passives Ausgangsfahrzeug dient der in dieser Arbeit untersuchte BMW F10 550i, siehe Bild 7.2 a). Das Erhöhen der Schräglauftiefigkeiten des Soll-Fahrzeugs auf identifizierte Werte eines Supersportwagens in Bild 7.2 b) resultiert in einer höheren Eigenfrequenz. Dadurch reagiert der Supersportwagen deutlich schneller auf Lenkbefehle des Fahrers als das Ausgangsfahrzeug. Dennoch kann eine Überreaktion bei starkem Einlenken aufgrund der besseren Gierdämpfung vermieden werden. Eine weitere Verschiebung von Gierdämpfung und Eigenfrequenz kann durch Reduktion der Gierträgheit, repräsentiert durch einen Rennwagen in Bild 7.2 c), erreicht werden. Die Fahrdynamik soll in diesem Kapitel wieder in der Ebene betrachtet werden, sodass die Gierrate in der Ebene

$$\omega_Z \approx \dot{\psi} \quad (7.6)$$

der aufbaufesten Gierrate ω_Z entspricht.

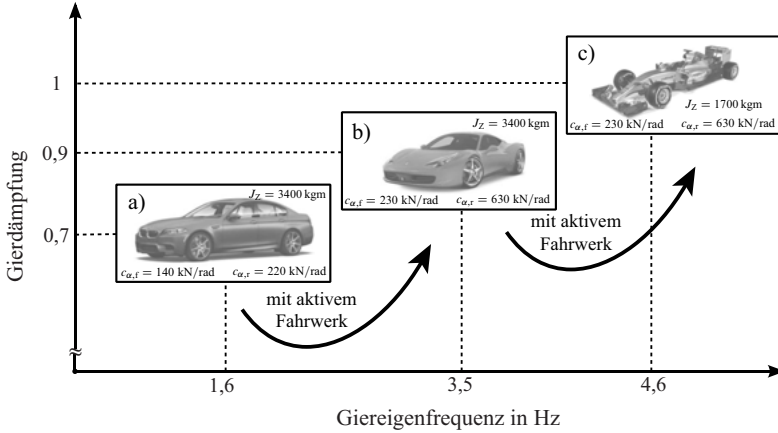


Bild 7.2: Vergleich der Gierdämpfung und Eigenfrequenz von Einspurmodellen unterschiedlicher Fahrzeugtypen bei einer Geschwindigkeit von $v = 100$ km/h in Anlehnung an Heißing und Ersoy (2008): a) Versuchsfahrzeug BMW F10 550i; b) Supersportfahrzeug; c) virtueller Rennwagen

Aus der Solltrajektorie $\mathbf{y}_{\text{soll}} = [\dot{\psi}^*, \beta^*, \ddot{\psi}^*, \dot{\beta}^*]^T$, die sich direkt aus den Zuständen und deren Ableitung des Einspurmodells zusammensetzt, berechnet die flachheitsbasierte Steuerung die nötigen Stelleingriffe $\mathbf{u}_{\text{VS}} = [\delta_{f,\text{VS}}, \delta_f]$ für Hinterachs- und Überlagerungslenkung. Der Lenkwinkel der Überlagerungslenkung $\delta_{f,\text{ges}} = \delta_f + \delta_{f,\text{VS}}$ setzt sich aus dem Lenkwinkel des Fahrers δ_f und dem Lenkwinkel der Steuerung $\delta_{f,\text{VS}}$ zusammen.

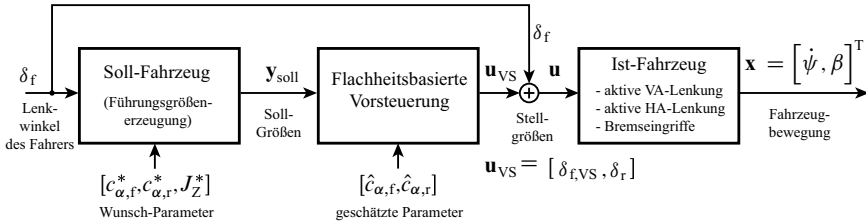


Bild 7.3: Struktur der Modellfolgesteuerung

Die Struktur der eigentlichen Steuerung ist in Abbildung 7.4 a) dargestellt. Für die Berechnung der Lenkeingriffe werden zunächst die erforderlichen Achsseitenkräfte

$$F_{Y_{T,f,VS}}(\dot{\psi}^*, \beta^*, \ddot{\psi}^*, \dot{\beta}^*) = \frac{2 \cdot (l_f m v \cdot (\dot{\psi}^* + \dot{\beta}^*) + J_Z \ddot{\psi}^* \cdot \cos(\beta^*))}{\cos(\beta^* + \delta_f) \cdot (l_f + 2l_r) + l_f \cdot \cos(\beta^* - \delta_f)}, \quad (7.7)$$

$$F_{Y_{T,r,VS}}(\dot{\psi}^*, \beta^*, \ddot{\psi}^*, \dot{\beta}^*) = \frac{2 \cdot (l_r m v \cdot \cos(\delta_f) \cdot (\dot{\psi}^* + \dot{\beta}^*) + J_Z \ddot{\psi}^* \cdot \cos(\beta^* + \delta_f))}{\cos(\beta^* + \delta_f) \cdot (l_f + 2l_r) + l_f \cdot \cos(\beta^* - \delta_f)} \quad (7.8)$$

durch Auflösen der nichtlinearen Differentialgleichungen Gl. (2.67), (2.83), (2.81) und (2.82) aus den Solltrajektorien $[\dot{\psi}^*, \beta^*, \ddot{\psi}^*, \dot{\beta}^*]$ rekonstruiert. Die Reifenseitenkräfte $F_{Y_{T,f}}$ und $F_{Y_{T,r}}$ können als flache Eingänge des Systems interpretiert werden. Beide Zustandsgrößen $\dot{\psi}$ und β des nichtlinearen Einspurmodells bilden die flachen Ausgänge für die Steuerung. Die erforderlichen Reifenseitenkräfte $F_{Y_{T,f,VS}}$ und $F_{Y_{T,r,VS}}$ sind wie gefordert als Funktionen der Ausgangsgrößen $\dot{\psi}^*$ und β^* des Soll-Fahrzeugs und deren Ableitungen $\ddot{\psi}^*$ und $\dot{\beta}^*$ darstellbar. Mit $\mathbf{x} = \mathbf{y}$ und $\dim(\mathbf{y}) = \dim(\mathbf{u}) = 2$ sind alle Bedingungen an ein flaches System erfüllt, siehe Fliess u. a. (1995).

Um die Schräglaufwinkel $\alpha_{f,VS}$ und $\alpha_{r,VS}$ berechnen zu können, wird ein inverses Reifenmodell

$$\alpha_{f,VS} = \alpha_f(F_{Y_{T,f,VS}}, \hat{c}_{\alpha,f}) \quad \alpha_{r,VS} = \alpha_r(F_{Y_{T,r,VS}}, \hat{c}_{\alpha,r}) \quad (7.9)$$

verwendet, welches auch die aktuell geschätzten Schräglaufsteifigkeiten $[\hat{c}_{\alpha,f}, \hat{c}_{\alpha,r}]$ berücksichtigt. Die Berechnung der erforderlichen Lenkwinkel aus den Differenzen der Schräglaufwinkel

$$\alpha_{f,VS} - \alpha_f^* = \delta_f, \quad \text{bzw.} \quad \alpha_{r,VS} - \alpha_r^* = \delta_r \quad (7.10)$$

soll anhand von Bild 7.4 b) erläutert werden. Beispielhaft soll angenommen werden, dass die Hinterachsschräglaufsteifigkeit des Ist-Fahrzeugs durch einen Lenkeingriff verdoppelt werden soll. D.h. wenn für das Ist-Fahrzeugs eine hintere Schräglaufsteifigkeit von $c_{\alpha,r} = 220 \frac{\text{kN}}{\text{rad}}$ geschätzt wird, wird die Steifigkeit des Soll-Fahrzeugs mit $c_{\alpha,r}^* = 440 \frac{\text{kN}}{\text{rad}}$ eingestellt.

Wie in Bild 7.4 b) zu erkennen, erfordert das Reifenmodell des Soll-Fahrzeugs einen Schräglaufwinkel von $\alpha_r^* = 1,4^\circ$, um eine geforderte Seitenkraft von $F_{Y_{T,r}}^* = 8 \text{ kN}$ umzusetzen. Bei diesem Soll-Schräglaufwinkel (berechnet mit den Sollgrößen $\dot{\psi}^*$ und β^*) erreicht die Reifenkennlinie des Ist-Fahrzeugs lediglich eine Seitenkraft von $F_{Y_{T,r}} = 5 \text{ kN}$. Erst bei einem Schräglaufwinkel von $\alpha_r = 2,8^\circ$ erreicht der Reifen des Ist-Fahrzeugs eine Seitenkraft von $F_{Y_{T,r}} = 8 \text{ kN}$. Die Differenz $\delta_r = \alpha_{f,VS} - \alpha_r^* = 1,4^\circ$ muss mit der Hinterachslenkung erzeugt werden.

7.1.3 Simulationsergebnisse

Die Parameter der nichtlinearen Einspurmodelle von Soll- und Ist-Fahrzeug sind aus Kapitel 4 für den BMW 550i entnommen. Um die Fahrleistungen des gesteuerten Fahrzeugs zu steigern, werden die Schräglaufsteifigkeiten des Soll-Fahrzeugs virtuell vergrößert:

$$c_{\alpha,f}^* = 230 \text{ kN/rad} \quad \text{anstelle von} \quad c_{\alpha,f} = 140 \text{ kN/rad}, \quad (7.11)$$

$$c_{\alpha,r}^* = 630 \text{ kN/rad} \quad \text{anstelle von} \quad c_{\alpha,r} = 220 \text{ kN/rad} \quad (7.12)$$

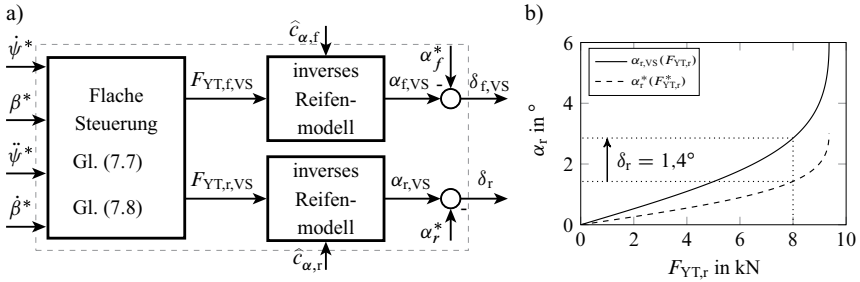


Bild 7.4: a) Blockschaftbild der Steuerung; b) Schema der Berechnung des Hinterachslenkwinkels mit Inversion des nichtlinearen Querkraftmodells

Die Gierträgeigkeit des Soll-Fahrzeugs $J_Z^* = 0,5 J_Z$ wird halbiert. Die Zeitverläufe der Stell- und Zustandsgrößen für einen Lenkwinkelsprung von $\delta_f = 4^\circ$ bei einer Geschwindigkeit von $v = 100$ km/h sind in Bild 7.5 dargestellt. Durch die Lenkeingriffe an Vorder- und Hinterachse in Bild 7.5 a) und b) folgen die Zustandsgrößen in Bild 7.5 c) und d) des gesteuerten Fahrzeugs den Trajektorien des Soll-Fahrzeugs. Aufgrund der geringeren Gierträgeigkeit und größeren Schräglauftiefigkeiten des Soll-Fahrzeugs kann eine schnellere Reaktion der Gierrate $\dot{\psi}$ auf den Lenkwinkelsprung im Vergleich zum ungesteuerten Fahrzeug erzeugt werden. Außerdem kann die Gierdämpfung deutlich verbessert werden. Die Hinterachse lenkt im ersten Augenblick bei $t = 0,5$ s entgegengesetzt der Vorderachse. Im weiteren Verlauf dann aber gleichsinnig. Der Gesamtwinkel der Vorderachse $\delta_{f,ges} = \delta_f + \delta_{f,VS}$ ist größer als am passiven Fahrzeug, da die Hinterachse gleichsinnig lenkt (würde weniger Gierverstärkung bei gleichem Vorderachslenkwinkel erzeugen) und die Parameter des Soll-Fahrzeugs mit der Forderung gleicher Gierverstärkung ausgelegt wurden. Das nicht-minimale Phasenverhalten des Schwimmwinkels in Bild 7.5 d) zeigt sich beim aktiven wie auch beim passiven Fahrzeug. Die Reduktion des stationären Schwimmwinkels β wird durch die virtuell größere Schräglauftiefigkeit der Hinterachse $c_{\alpha,r}^*$ und dem daraus resultierenden positiven Hinterachslenkwinkel erreicht. Die Vorsteuerung ist solange exakt, wie die Schräglauftiefigkeiten für die Inversion des Querkraftmodells gerade genau dem Ist-Fahrzeugs entsprechen. Werden die Schräglauftiefigkeiten nicht im Fahrbetrieb geschätzt und es kommt zu Änderungen aufgrund von Verschleiß, Luftdruck oder Reifenwechsel, so kommt es zu Fehlern bei der Inversion. Bild 7.6 zeigt die Lenkwinkelsprungantwort bei fehlerhafter Schräglauftiefigkeiten. Die vordere Schräglauftiefigkeit wurde um den prozentualen Fehler $\pm 50\%$ verstellt. Bei Annahme eines konstanten Eigenlenkgradienten $EG = \text{const.}$ wird die hintere Schräglauftiefigkeit aus der vorderen und dem Eigenlenkgradient nach Gl. (5.3) berechnet. Zu einem sehr ungünstigem Verhalten kommt es gerade dann, wenn die Steifigkeiten als zu klein angenommen werden: Die Gierrate in Bild 7.6 c) steigt durch die Zusatzlenkwinkel schneller an, fällt dann allerdings wieder ab, um dann aufgrund des gleichen Eigenlenkgradienten stationär der Soll-Gierrate zu folgen. Dieser Effekt würde vom Fahrer sehr negativ empfunden werden und zeigt, dass die Steuerung in diesem Fall das Fahrverhalten auch verschlechtern kann. Pospischil (2016) untersucht diesen Effekt genauer und kann durch die Betrachtung der äquivalenten linearen Modellfolgesteuerung zeigen, dass die Pole der

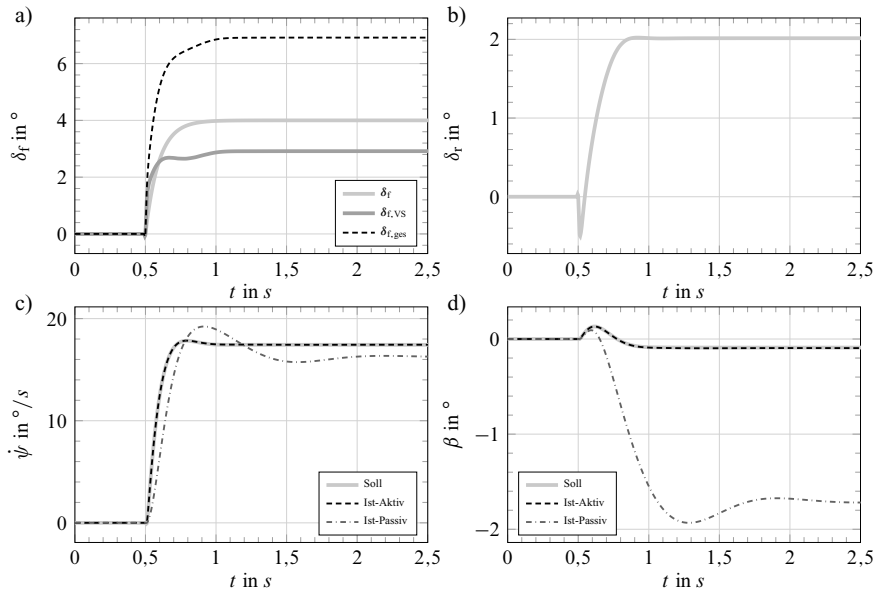


Bild 7.5: Simulation des erweiterten Einspurmodells mit und ohne flachheitsbasierter Modellfolgesteuerung während eines Lenkwinkelsprungs: a) Vorderachslenkwinkel; b) Hinterachslenkwinkel; c) Gierrate; d) Schwimmwinkel

Strecke nicht mehr exakt kompensiert werden und das resultierende Zustandsraummodell zwei weitere Zustände durch die fehlerhafte Steuerung erhält.

Anhand des Gütefunktional

$$J_q = \int_0^\infty (\dot{\psi}^* - \dot{\psi})^2 dt. \quad (7.13)$$

kann für den Lenkwinkelsprung gezeigt werden, dass das Unterschätzen der Schräglauftiefe ein größeren Effekt auf die Gierrate hat als das Überschätzen, siehe Bild 7.7.

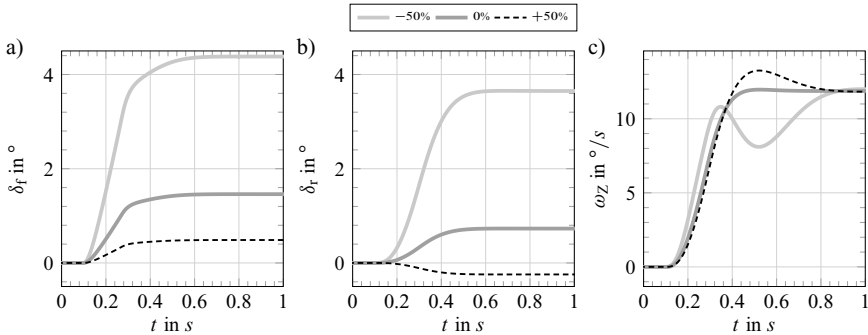


Bild 7.6: Simulation des erweiterten Einspurmodells, Lenkwinkelsprung bei Variation der geschätzten Schräglauftiefigkeiten: a) Vorderachslenkwinkel; b) Hinterachslenkwinkel; c) Gierrate

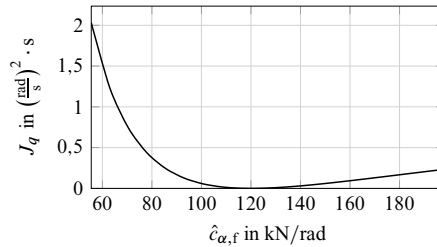


Bild 7.7: Bewertung des Einschwingverhaltens im Zeitbereich mittels quadratischem Gütemaß J_q

7.2 Schwimmwinkel- und Gierratenregelung durch Bremsengriffe

Das ESC nutzt die Differenz aus Gierrate eines linearen Einspurmodells und gemessener Gierrate als Eingang eines Gierraten-PID-Reglers, der als Ausgang ein Gierrmoment ausgibt, siehe Van Zanten (2006). Van Zanten (2006) deutet auch an, dass die PID-Reglerparameter abhängig von der Geschwindigkeit, eines geschätzten maximalen Reibwerts und des geschätzten Schwimmwinkels sind. Der Schwimmwinkel wird allerdings nicht direkt als Regelgröße verwendet. Vietinghoff (2008) nutzt zur Aktivierung ihrer Gierratenregelung nicht eine Totzone für die Gierratendifferenz wie in Van Zanten (2006), sondern prüft, ob sich der aktuelle Zustand noch im Bereich stabiler Trajektorien in der vorher (offline) simulierten Zustandsebene eines erweiterten Einspurmodells befindet. Hac und Bedner (2007) und Lu u. a. (2016) nutzten neben der Gierraten auch eine direkte Schwimmwinkelregelung und kommen zum Ergebnis, dass bereits einfache P-Regler für die Gierrate- und den Schwimmwinkel ausreichen, um das Fahrzeug zu stabilisieren. Klier u. a. (2008)

kann Vorteile eines Schwimmwinkelreglers gegenüber eines Gierratenregler bei einem Doppelspurwechsel zeigen.

Bisher wurde allerdings noch nicht der Vorteil der Schwimmwinkelregelung mit einem geschätzten Schwimmwinkel bzgl. des Manövers langsames Übersteuern auf Niedrigreißwert gezeigt. Bild 7.8 b) zeigt die gemessene und mit dem erweiterten Einspurmodell simulierten Gierrate, Bild 7.8 c) den geschätzten, den gemessenen und den simulierten Schwimmwinkel, während sich das Fahrzeug langsam auf Schnee, trotz eingeschaltetem ESC, eindreht. Die Längskräfte in Bild 7.8 d) zeigen die Eingriffszeitpunkte des ESC. Bei einem Lenkwinkel von $\delta_f = 5^\circ$ baut sich langsam ein Schwimmwinkel mit einer Geschwindigkeit von etwa $\dot{\beta} = 8^\circ/\text{s}$ auf. Aufgrund von Abweichungen zwischen gemessener Gierrate $\dot{\psi}$ und der des Führungsmodells (ESM) kommt es bei $t = 3 \text{ s}$ zu einem stabilisierenden Bremseingriff durch die Gierratenregelung. Da die Gierratenregelabweichung allerdings sehr gering ist, ist der Bremseingriff nicht stark genug, um den Schwimmwinkel aufbau zu unterbinden. Da ab $t = 4 \text{ s}$ die Abweichung der Gierraten zu klein ist, greift die Gierratenregelung nicht weiter ein. Das Fahrzeug dreht sich weiter ein, bis bei $t = 7 \text{ s}$ durch starkes Gegenlenken des Fahrers eine deutliche Abweichung der Soll-Gierrate (ESM) für das ESC erkennbar wird. Erst jetzt wird das Fahrzeug durch einen stärkeren Bremseingriff stabilisiert. Zu diesem Zeitpunkt beträgt der Schwimmwinkel jedoch bereits $\beta = 40^\circ$.

Das Beispiel macht deutlich, dass die Stabilisationsregelung lediglich mit der Gierrate nicht immer zielführend ist. Vielmehr müssen beide Zustände zur Beschreibung der Fahrdynamik Gierrate und Schwimmwinkel betrachtet werden. Die Schwimmwinkelschätzung aus Kapitel 5 ist in der Lage, das langsame Übersteuern anhand des Schwimmwinkels in Bild 7.8 c) zu erkennen. Stabilisierende Bremseingriffe über einen Schwimmwinkelregler hätten das Fahrzeug früher stabilisieren können.

Im Folgenden wird der Aufbau einer kombinierten Gierraten- und Schwimmwinkelregelung vorgestellt. Die Schwimmwinkelregelung basiert auf dem geschätzten Schwimmwinkel und nutzt auch den 2σ -Vertrauensbereich, um Fehleingriffe zu vermeiden.

7.2.1 Aufbau der Gierraten- und Schwimmwinkelregelung

Der Aufbau der Regelung orientiert sich am ESC, nach Van Zanten (2006) mit Rückführung der Gierrate $\dot{\psi}$. Zusätzlich wird aber auch der geschätzte Schwimmwinkel $\hat{\beta}$ zurückgeführt. Bild 7.9 zeigt die Anordnung mit ausgeschalteter Vorsteuerung, bestehend aus der Regelung von Gierrate und Schwimmwinkel, Berechnung der Soll-Trajektorien und dem Schätzalgorithmus. Als Stellgrößen

$$\mathbf{u}_R = [\delta_{f,R} = 0, \delta_{r,R} = 0, \mathbf{M}_B]^T \quad (7.14)$$

werden nur Bremseingriffe $\mathbf{M}_B = [M_{B,fl}, M_{B,fr}, M_{B,rl}, M_{B,rr}]$ verwendet.

Mit dem Vergleich der Gierraten von Soll- und Ist-Fahrzeug

$$e_{\dot{\psi}} = |\dot{\psi}^*| - |\dot{\psi}|, \quad (7.15)$$

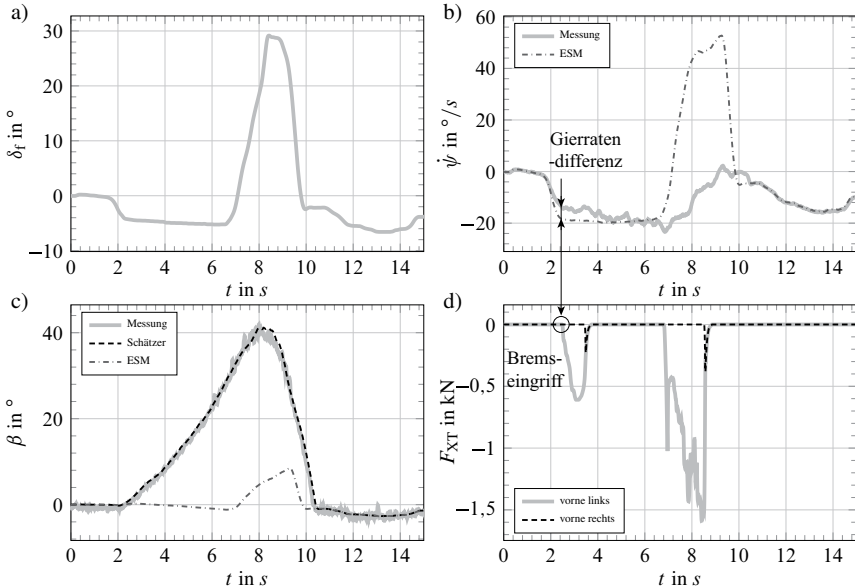


Bild 7.8: Messung der Stell- und Zustandsgrößen bei langsamem Übersteuern auf Niedrigreißwert: a) Lenkwinkel; b) gemessene Gierrate und Gierrate des erweiterten Einspurmodells; c) Schwimmwinkel; d) Längskräfte

kann zwischen Unter- ($e_{\dot{\psi}} > 0$) und Übersteuern ($e_{\dot{\psi}} < 0$) unterschieden werden. Da im Fall von Untersteuern vermutet wird, dass der Kraftschluss an der Vorderachse zu gering ist, müssen die Bremsengriffe am kurveninneren Hinterrad umgesetzt werden, um die Gierbewegung des Fahrzeugs zu unterstützen. Wird Übersteuern festgestellt, reagiert die Regelung mit Bremsengriffen am kurvenäußeren Vorderrad, um der Gierbewegung entgegen zu wirken, siehe Van Zanten (2006).

Weil die Bremsengriffe vom Fahrer als störend empfunden werden können und ohnehin von Abweichungen zwischen gemessener Gierrate $\dot{\psi}$ und der mit einem nichtlinearen Einspurmodell berechneten Gierrate des Soll-Fahrzeugs $\dot{\psi}^*$ ausgegangen werden muss, ist wie im ESC üblich, eine Totzone für die Regelabweichung $e_{\dot{\psi}}$ vorgesehen. Erst nach Überschreiten einer Schwelle wird die Gierratenregelung aktiv, siehe Van Zanten (2006).

In einem zusätzlichen Regelkreis wird der Schwimmwinkel zurückgeführt. Da angenommen wird, dass der Schwimmwinkel im Gegensatz zur Gierrate nicht als Messgröße zur Verfügung steht, wird auf den geschätzten Schwimmwinkel $\hat{\beta}$ zurückgegriffen. Der Schwimmwinkelregler soll, wie auch der Gierratenregler, nicht kontinuierlich eingreifen. Lediglich in sicherheitskritischen Situationen sollen gezielte Bremsengriffe für eine Stabilisierung des Fahrzeugs sorgen.

Die Standardabweichung des Schwimmwinkels σ_{β} , berechnet mit dem Kalman-Filter, die ein Maß

der Schwimmwinkelregler, wie in Gleichung 7.16 beschrieben, aktiv wird. Abbildung 7.10 verdeutlicht die Funktionen der Gewichtungsfaktoren g_β und $g_{\dot{\psi}}$. Die gewichtete Zusammenführung mit dem Überblendbereich β_{blend} der Stellgrößen von Gierraten- und Schwimmwinkelregler dient der Vermeidung von sprunghaften Stellgrößenverläufen $M_{Z,\text{reg}}$. Das Gierrmoment $M_{Z,\text{reg}}$ wird in radindividuelle Bremsmomente $M_{B,ij}$ umgerechnet und an das ABS-System übergeben, siehe Van Zanten (2006).

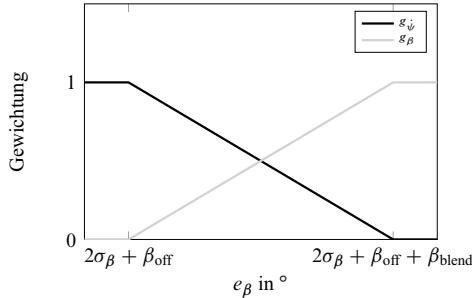


Bild 7.10: Prinzip der Gewichtung der Stellgrößen von Gierraten- und Schwimmwinkelregler

7.2.2 Simulationsergebnisse

Zum Testen der Steuerung und Regelung werden Simulationen für unterschiedliche Fahrmanöver in der Simulationsumgebung *IPG-CarMaker* durchgeführt. Die Parameter des Simulationsfahrzeugs aus *IPG-CarMaker* werden an das reale Fahrzeug angepasst. Verwendet wird das aufwendigere Reifenmodell „Pacjeka Magic Formula 5.2“, welches mit Skalierungsfaktoren so angepasst wird, dass es in etwa den Längs- und Querkraftkennlinien aus Kapitel 4 entspricht.

Da lediglich die Funktion der Regelung untersucht werden soll, unterscheiden sich die Parameter von Soll- und Ist-Fahrzeugmodell zunächst nicht, sodass keine Eingriffe der Steuerung mit der Aktivlenkung erfolgt.

Das Manöver aus Bild 7.8, bei dem das Fahrzeug langsam auf Schnee übersteuert, wird mit der Simulationsumgebung in Bild 7.11 nachgestellt. Bei stationärer Kreisfahrt mit einem Radius von $R = 100$ m und einer Geschwindigkeit von $v = 67$ km/h befindet sich das simulierte Fahrzeug bereits bei $a_Y \approx 3.5$ m/s² an der Kraftschlussgrenze der Vorderachse. Zum Zeitpunkt $t = 10$ s wird ein Lastwechsel provoziert, indem die Fahrpedalstellung auf 0% reduziert und der Lenkwinkel weiter erhöht wird. Der Schwimmwinkel in c) wächst an. Der Unterschied zur Sollgierrate in b) ist allerdings sehr gering, sodass ein Regler, der nur auf der Gierrate basiert ($\dot{\psi}$ -Regler), zunächst keinen Bremsengriff in d) stellt. Erst bei ca. $t \approx 12$ s und einem großen Schwimmwinkel $\beta_{\dot{\psi}} = -16^\circ$ ist die Gierratendifferenz groß genug, sodass ein Bremsengriff erfolgt. Der maximale Schwimmwinkel liegt bei ca. -18° .

Eine Sekunde früher bei $t = 11$ s unterschreitet die $2\sigma_{\beta} + \beta_{\text{off}}$ -Grenze den Sollschwimmwinkel in Bild 7.8 c), sodass ein stärkerer Bremsengriff der kombinierten Gierraten- und Schwimmwinkelregelung ($\beta + \dot{\psi}$ -Regler) das weitere Anwachsen des Schwimmwinkels unterbindet. Der maximale Schwimmwinkel beträgt lediglich ca. -6° .

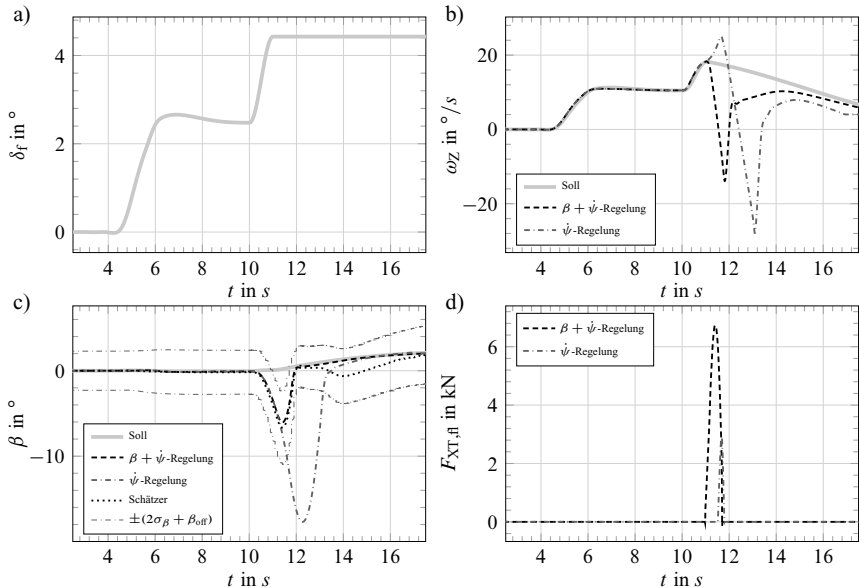


Bild 7.11: IPG-CarMaker-Simulation der Stell- und Zustandsgrößen bei langsamem Übersteuern aufgrund eines Lastwechsels auf Niedrigreibwert; Offset des Schwimmwinkelreglers $\beta_{\text{off}} = 2^{\circ}$; Offset des Gierratenreglers $\dot{\psi}_{\text{off}} = 5^{\circ}/s$; a) Lenkwinkel; b) Gierrate; c) Schwimmwinkel; d) Längskräfte

7.3 Kombinierte Schwimmwinkel und Gierraten-Steuerung und Regelung

Der Aufbau der Regelung orientiert sich am Zwei-Freiheitsgrad-Entwurf, siehe Horowitz (1963), mit der in Abschnitt 7.1 entworfenen Steuerung im Vorwärtszug und der zusätzlichen Rückführung der Gierrate $\dot{\psi}$ und dem geschätzten Schwimmwinkel $\hat{\beta}$. Bild 7.9 zeigt die Anordnung der kombinierten Regelung von Gierrate und Schwimmwinkel mit Vorsteuerung, Berechnung der Soll-Trajektorien und dem Schätzalgorithmus.

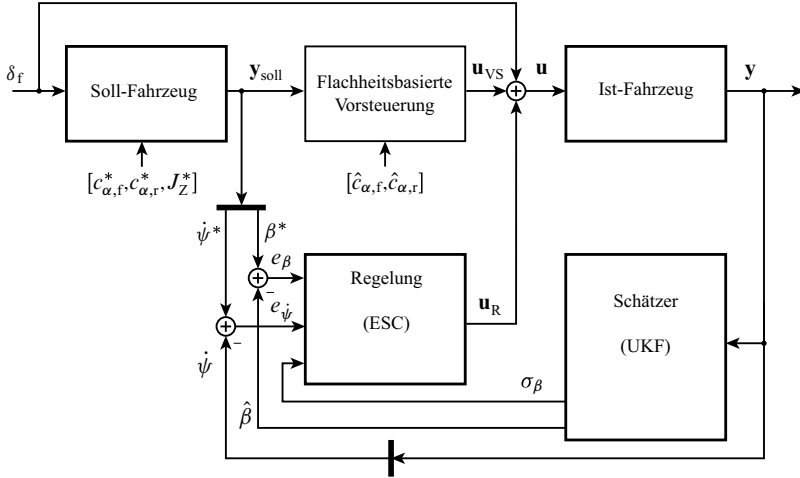


Bild 7.12: Struktur der Regelung von Gierrate und Schwimmwinkel mit modellbasierter Vorsteuerung nach Bild 7.3

7.3.1 Performancesteigerung durch kombinierte Lenk- und Bremsingriffe

Um das mögliche Potential der Steuerung in Kombination mit der Regelung aus Bild 7.12 zu zeigen, soll nachfolgend der Einfluss von kombinierten Lenk- und Bremsingriffen während eines Doppelspurwechsels mit einer Anfangsgeschwindigkeit von $v = 150 \text{ km/h}$ untersucht werden. Um die Fahrleistungen des Fahrzeugs zu steigern, werden die Schräglauftiefigkeiten

$$c_{\alpha,f}^* = 230 \text{ kN/rad und } c_{\alpha,r}^* = 630 \text{ kN/rad}$$

des Soll-Fahrzeugs vergrößert. Die Gierträgeit

$$J_Z^* = 0,5 J_Z$$

des Soll-Fahrzeugs soll halbiert werden.

Bild 7.13 zeigt den Vergleich der Geschwindigkeiten und Schwimmwinkel während des Doppelspurwechsels mit der reinen Gierratenregelung ($\dot{\psi}$ -Regler), mit Gierraten- und Schwimmwinkelregelung ($\beta + \dot{\psi}$ -Regler) sowie der Steuerung kombiniert mit der Gierraten- und Schwimmwinkelregelung (Steuerung + $\beta + \dot{\psi}$ -Regler). Durch die Eingriffe der Aktivlenkung kann der Schwimmwinkel im Vergleich zu den rein geregelten Simulationen um den Faktor fünf reduziert werden. Aufgrund der guten Sollwertfolge durch die Steuerung kommt es zu weniger und schwächeren Bremsingriffen, sodass die Endgeschwindigkeit mit der Steuerung deutlich höher wird.

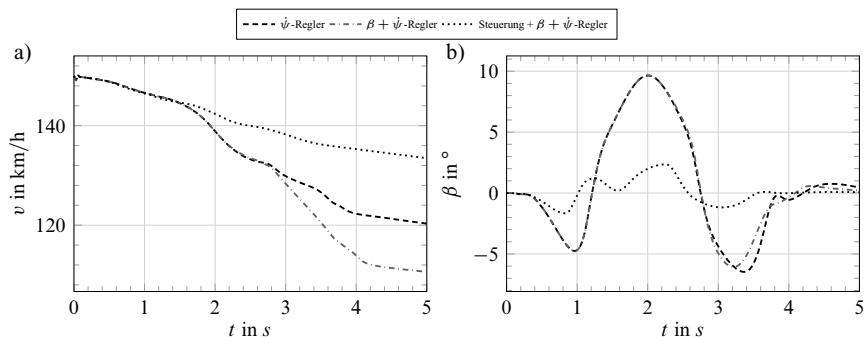


Bild 7.13: Vergleich der Gierratenregelung mit der kombinierten Regelung und der Steuerung mit Regelung bei einem Doppelspurwechsel mit einer Eingangsgeschwindigkeit von $v = 150$ km/h (IPG-CarMaker-Simulation)

7.3.2 Virtueller Fahrversuch

Durch eine Anbindung von Lenkrad und Pedalerie an die verwendete Simulationsumgebung *IPG-CarMaker* kann die Fahrzeugführung auch manuell erfolgen, sodass die Steuerungs- und Regelungskonzepte im virtuellen Fahrversuch erprobt werden können.

Zur subjektiven Bewertung des Fahrgefühls wird wieder der Doppelspurwechsel aus Abschnitt 7.3.1 verwendet. Ziel des virtuellen Fahrversuchs ist das Durchfahren der Pylonengassen ohne die Pylonen zu berühren, um den Einfluss der unterschiedlichen Steuerungs- und Regelungskonzepte auf die maximale Eingangsgeschwindigkeit festzustellen. Tabelle 7.1 zeigt die maximal erreichten Anfangsgeschwindigkeiten v_0 .

Tabelle 7.1: Anfangsgeschwindigkeiten v_0 bei einem Doppelspurwechsel mit unterschiedlichen Steuerungs- und Regelungskonzepten (IPG-CarMaker-Simulation)

Konzept	v_0 in km/h
Ist-Fahrzeug ohne Eingriffe	126
Gierratenregelung	133
Modellfolgesteuerung	140
Modellfolgesteuerung + Gierratenregelung	152

Mit dem ungesteuerten und ungeregelten Ist-Fahrzeug kann eine maximale Anfangsgeschwindigkeit von $v_0 = 126$ km/h erreicht werden.

Die Gierratenregelung stabilisiert das Fahrzeug und erlaubt eine höher Eingangsgeschwindigkeiten von $v_0 = 133$ km/h.

Durch die Modellfolgesteuerung wird das Fahrverhalten auch subjektiv als bedeutend agiler empfunden. Dies ist auch an der weiter gesteigerten maximalen Eingangsgeschwindigkeiten von $v_0 = 140$ km/h zu erkennen.

Die Kombination von Lenkeingriffen der Modellfolgesteuerung und den geregelten Bremseneingriffen der Gierratenregelung erlaubt durch den Sicherheitsgewinn der Zustandsrückführung eine weitere Steigerung der maximalen Eingangsgeschwindigkeit auf $v_0 = 152$ km/h. Es ist allerdings anzumerken, dass diese Ergebnisse als subjektiv zu bewerten sind und auch vom jeweiligen Fahrer abhängen.

7.4 Zusammenfassung

Durch die flachheitsbasierte Modellfolgesteuerung mit einem virtuellen agileren Soll-Fahrzeug als Führungsmodell wurde gezeigt, dass das Gierverhalten bei Lenkwinkelsprüngen deutlich verbessert werden kann. Um keine Verschlechterung des Fahrverhaltens aufgrund der Steuerung zu erhalten, müssen die Schräglaufsteifigkeiten hinreichend genau durch Schätzalgorithmen bekannt sein. Es wurde gezeigt, dass sich das Gierverhalten bei unterschätzten Steifigkeiten deutlich negativ in Form von Unterschwingern auswirkt. Das Überschätzen der Steifigkeit hat lediglich geringere Eingriffe der Aktivlenkung zur Folge und verschlechtert das Fahrverhalten daher weniger.

Dreht sich das Fahrzeug auf Niedrigreibwert langsam ein, reicht die geringe Differenz aus gemessener und Soll-Gierrate nicht aus, um das Fahrzeug zu stabilisieren. Durch die Rückführung des geschätzten Schwimmwinkels konnte in einer *IPG-Carmaker*-Simulation gezeigt werden, dass ein Schwimmwinkelregler das Fahrzeug deutlich früher stabilisieren kann.

Das Konzept der flachheitsbasierten Vorsteuerung in Kombination der Regelung der Gierrate und Schwimmwinkel wurde anhand eines Dopperspurwechsels mit einem virtuellen Fahrer aber auch im virtuellen Fahrversuch mit menschlichen Fahrern untersucht. Im Vergleich zum passiven Fahrzeug konnten höhere Manövereingangsgeschwindigkeiten durch ein agileres Ansprechverhalten erreicht werden. Somit vereint die entworfene kombinierte Steuerung und Regelung das sportlicheren (agileren) Fahrverhalten durch die Steuerung mit dem erhöhten Sicherheitspotential der Gierraten- und Schwimmwinkelregelung.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Ziel dieser Arbeit war die Entwicklung einer Methode zur Schätzung der wichtigsten Bewegungsgrößen Schwerpunktgeschwindigkeit und Schwimmwinkel, um diese einer Fahrdynamikregelung zur Verfügung zu stellen. Dazu sollte lediglich die ESC-Sensorik genutzt werden. Damit eine modellbasierte Steuerung oder ein Führungsmodell auf Veränderung des querdynamischen Fahrverhaltens reagieren kann, sollten zusätzlich die fahrdynamisch wichtigsten Parameter, wie die Schräglauftiefigkeiten und der maximale Reibwert an der Vorder- und Hinterachse während des Fahrbetriebs geschätzt werden.

Die intensive Analyse des Stands der Technik macht deutlich, dass gerade auf dem Gebiet der Schwimmwinkelschätzung bereits seit der Einführung des ESC in den 90er-Jahren viele Methoden veröffentlicht wurden. Allerdings konnte bei keiner dem Autor bekannten Methode gezeigt werden, dass sie in jeder, insbesondere in extremen Fahrsituationen gute und zuverlässige Schätzergebnisse liefert.

In Kapitel 2 wurden fahrdynamische Modelle auf Basis der Starrkörperbewegung im Raum entwickelt, die alle erforderlichen Situationen, wie die Fahrt in der Steilkurve, Fahrten im physikalischen Grenzbereich auf Hoch- und Niedrigreißwert genau genug modellieren. Dabei wurde ein optimaler Kompromiss aus Komplexität und Genauigkeit gesucht. Das für den Entwurf des Schätzers und einer Steuerung verwendete erweiterte Einspurmodell nutzte die nichtlinearen Schlupf-Kraftmodelle nach Pacejka (2012). Die Radlasten wurden vereinfacht mit den quasi-stationären Radlastverschiebungen durch die auf den Schwerpunkt angreifenden Trägheitskräfte berechnet.

Die fahrzeug- und reifenabhängigen Parameter dieser nichtlinearen Schlupf-Kraftmodelle wurden in Kapitel 4 durch Fahrversuche und einer Referenzsensorik bestehend aus 6D-IMU, GPS und *Correvit*-Sensor identifiziert. Dabei wurden Manöver verwendet, die in der Lage waren die Vorder- und Hinterachse über den gesamten Schräglaufwinkelbereich bis ca. 20° abzudecken. Auch Manöver mit gleichzeitigem Längs- und Querschlupf (Kurvenbremsungen) wurden verwendet, um die Querkraftabschwächung in Abhängigkeit des Längsschlupfes zu parametrieren. Die Validierung mit einer Kurvenbremsung bei maximaler Querbeschleunigung zeigt die Leistungsfähigkeit des resultierenden erweiterten Einspurmodells. Es konnten deutliche Verbesserung gegenüber Modellen mit unparametrierter Querkraftabschwächung erzielt werden.

Die Schätzung der fahrdynamischen Zustände und Parameter mit ESC-Sensorik auf Basis von Kalman-Filtern wurde in Kapitel 5 behandelt. Die Prädiktion der Zustände erfolgte mit einem kinematischen Modell, d.h. durch Integration der Längs- und Querbeschleunigungssensorsignale, sowie der Gierrate. Die Korrektur dieser instabilen Integration erfolgte durch die Geschwindigkeiten der Vorderräder und der Längs- und Querkräfte der Vorder- und Hinterachse. Durch Berücksichtigung des maximalen Reibwerts in den Achslängs- und Querkraftmodellen wird dieser bei genügend Schlupf beobachtbar.

Durch eine Untersuchung der Beobachtbarkeit in Abhängigkeit des Arbeitspunktes wurde deutlich, dass die Schätzqualität der Geschwindigkeit bzw. des Schwimmwinkels abnimmt, wenn die Steigung der Längs- bzw. Querkraftkennlinie geringer wird. Wird ein dreiachsiger Drehratensensor, der auch die Wank- und Nickrate misst, verwendet, wurde die Unsicherheit des aktuellen Wank- bzw. Nickwinkels geringer und so die Qualität der Geschwindigkeits- bzw. Schwimmwinkelschätzung merklich verbessert.

In Abschnitt 5.6 wurde die Korrektur des Schwimmwinkels mit einem EKF und einem UKF in unterschiedlichen Arbeitspunkten analysiert. Es wurde gezeigt, dass das UKF in Situationen mit großen Schräglaufwinkeln durch die Berücksichtigung der Nichtlinearität den Schwimmwinkel stärker stabilisiert als ein EKF, sodass robustere Schwimmwinkelschätzungen mit einem UKF möglich waren.

In Kapitel 6 wurde die Schwimmwinkelschätzung mittels 355 unterschiedlicher Testfahrten auf Fahrdynamikflächen, Steilkurven, Handlingkursen und auf Schnee validiert. Der Algorithmus lieferte auf ca. 1000 Testfahrt-Kilometern in allen erdenklichen fahrdynamisch relevanten Situationen robuste Ergebnisse. Im Mittel betrug der maximale Schwimmwinkelfehler während einer Testfahrt $2,7^\circ$. Bei Berücksichtigung des 2σ -Vertrauensbereich überschätzt der Algorithmus den Schwimmwinkel im Mittel um lediglich $0,7^\circ$. Besonders schwierig war es, das Manöver Steilkurve und langsames Übersteuern auf Niedrigreibwert zu unterscheiden. Das langsame Übersteuern wurde durch die schnelle Reibwertschätzung bei allen 25 Testmanövern auf unterschiedlichen Untergründen und verschiedenen Variationen erkannt. Trotzdem konnten stabile Schwimmwinkelschätzungen in der Steilkurve realisiert werden. Der entwickelte Schwimmwinkelschätzer kann daher einen entscheidenden Beitrag bei der Weiterentwicklung des ESC leisten, indem auch kritische Situationen frühzeitig erkannt werden, bei denen das Fahrzeug langsam übersteuert und der Fahrer nicht durch Gegenlenken reagiert.

Die Reibwertschätzung reagierte sehr schnell, sodass bereits bei ca. 80-85% der maximalen Querbeschleunigung der maximale Reibwert richtig eingeschätzt wurde. Ein derartiger Reibwertschätzer kann auch für die automatische Fahrzeugführung vorteilhaft sein, wenn bereits vor Erreichen der maximalen Längs- und Querkraft die Trajektorie aufgrund von erkanntem Niedrigreibwert neu geplant werden muss.

Die Schräglaufsteifigkeiten konnten während einer Landstraßenfahrt mit mittleren Querbeschleunigungen mit dem integrierten Zustandsschätzer auf Basis des UKF (Schwimmwinkelschätzung zusammen mit der Parameterschätzung in einem Filter) robust geschätzt werden. Der Unterschied zwischen der Winter- und Sommerbereifung wurde deutlich. Bei Verwendung eines EKF oder eines UKF in modularer Ausführung (Schwimmwinkelschätzung getrennt von der Parameterschätzung) wurden die Steifigkeiten deutlich unterschätzt.

In Kapitel 7 wurde eine Fahrdynamikregelung entwickelt, die die geschätzten Größen zur Verbesserung der Regelgüte nutzt. Eine Modellfolgesteuerung einer aktiven Vorder- und Hinterachslenkung zur Verbesserung der Gierdynamik verwendete die geschätzten Schräglaufsteifigkeiten, um sich an unterschiedliche Bereifungen anzupassen. Die Stabilisierung des Fahrzeugs in einer *IPG-Carmaker*-Simulation bei langsam anwachsenden Schwimmwinkeln konnte nicht mit einem Gierratenregler erfolgen, da die Differenz von Soll- und Ist-Gierrate zu gering war. Erst durch die

Rückführung des geschätzten Schwimmwinkels und einem einfachen P-Regler konnte das Fahrzeug bei diesem Manöver frühzeitig stabilisiert werden.

Einige wesentlichen Beiträge der Arbeit sind zusammenfassend:

- Modellbildung eines erweiterten Einspurmodells mit Einfluss der Fahrbahnwank- und Nickwinkel und unterschiedlichen maximalen Reibwerten, welches auch bei Manövern mit hohen Quer- und Längsbeschleunigungen gültig ist,
- Entwicklung einer Datenfusion mit Kalman-Filtern für ein Referenzmesssystem bestehend aus einer 6D-IMU, 3-Antennen-GPS und Correvit-Sensor,
- Schätzung von Achslängs- und Querkraften und Identifikation von Achskraftkennlinien auf unterschiedlichen Untergründen im Fahrversuch,
- Entwicklung und Validierung eines Fahrdynamikschätzers basierend auf einem UKF und dem entwickelten erweiterten Einspurmodell, welcher auch auf Niedrigreibwert und in Steilkurven robuste Schwimmwinkel liefert,
- Entwicklung einer modellbasierten Fahrdynamikregelung mit flachheitsbasierter Vorsteuerung und Gierraten- und Schwimmwinkelregelung basierend auf den Schätzgrößen des vorgestellten Fahrdynamikschätzers.

Zusammenfassend wurden also in dieser Arbeit auf Basis der entwickelten Fahrdynamikmodelle und dem UKF-Verfahren Schätzalgorithmen entwickelt, deren Schätzgrößen von allen Fahrdynamikregelsystemen, angefangen vom ABS über das ESC bis zu modellbasierten Steuerungen, zur Verbesserung ihrer Regelgüte verwendet werden können. Obwohl seit den 90er-Jahren Schwimmwinkelschätzer erforscht werden, kann der hier entwickelte Algorithmus sich durch die hohe Qualität und Robustheit der Schätzung abheben und einen praxistauglichen Ansatz liefern. Diese Arbeit liefert damit einen wesentlichen Beitrag bei der Entwicklung zukünftiger Fahrdynamikregelsysteme.

9 Anhang

9.1 Definition der Flachheit

Ein System

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \quad (9.1)$$

sei für $\mathbf{x} \in \mathbb{R}^n$ und $\mathbf{u} \in \mathbb{R}^m$ mit $m \leq n$ definiert und es gelte

$$\text{rang} \left(\frac{\partial \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u})}{\partial \mathbf{u}} \right) = m. \quad (9.2)$$

Es sei flach, wenn ein realer oder fiktiver Ausgangsvektor

$$\mathbf{y} = \mathbf{h}(\mathbf{x}, \mathbf{u}, \dot{\mathbf{u}}, \dots, \mathbf{u}^{(\alpha)}) \quad (9.3)$$

mit einem endlichen Wert $\alpha \in \mathbb{N}$ existiert, so dass

1. der Zustandsvektor \mathbf{x} als Funktion von \mathbf{y} und einer endlichen Zahl γ von Ableitungen $\mathbf{y}^{(\gamma)}$ als

$$\mathbf{x} = \mathbf{S}_1(\mathbf{y}, \dot{\mathbf{y}}, \dots, \mathbf{y}^{(\gamma)}) \quad (9.4)$$

dargestellt werden kann,

2. der Eingangsvektor \mathbf{u} als Funktion

$$\mathbf{u} = \mathbf{S}_2(\mathbf{y}, \dot{\mathbf{y}}, \dots, \mathbf{y}^{(\gamma+1)}) \quad (9.5)$$

darstellbar ist und

3. für Ein- und Ausgangsvektor

$$\dim(\mathbf{y}) = \dim(\mathbf{u}) \quad (9.6)$$

gilt.

Der Ausgangsvektor \mathbf{y} heißt flacher Ausgang, siehe Adamy (2009).

9.2 Übergang zur Geschwindigkeits-/ Schwimmwinkel-Darstellung des Zweispurmodells

Die Längs- und Quergeschwindigkeit

$$v_X = \cos \beta \cdot v, \quad v_Y = \sin \beta \cdot v \quad (9.7)$$

ausgedrückt mit der Übergrundgeschwindigkeit des Schwerpunkts v und dem Schwimmwinkel β werden nach der Zeit t unter Verwendung der Produktregel abgeleitet

$$\frac{dv_X}{dt} = \dot{v}_X = -\sin \beta \cdot \dot{\beta} \cdot v + \cos \beta \cdot \dot{v} , \quad (9.8)$$

$$\frac{dv_Y}{dt} = \dot{v}_Y = \cos \beta \cdot \dot{\beta} \cdot v + \sin \beta \cdot \dot{v} . \quad (9.9)$$

Durch Einsetzen der Geschwindigkeiten und ihrer Ableitung (Gl. (9.7) bis (9.9)) in die Längs- und Quergeschwindigkeitsdarstellung nach Gl. (2.46) und (2.47) des Zweispurmodells erhält man die Gleichungen

$$-\sin \beta \cdot \dot{\beta} \cdot v + \cos \beta \cdot \dot{v} = \frac{F_X}{m} + \omega_Z \cdot \sin \beta \cdot v + g \cdot \sin \theta , \quad (9.10)$$

$$\cos \beta \cdot \dot{\beta} \cdot v + \sin \beta \cdot \dot{v} = \frac{F_Y}{m} - \omega_Z \cdot \cos \beta \cdot v - g \cdot \cos \theta \cdot \sin \varphi \quad (9.11)$$

Durch Umstellen von Gl. (9.11)

$$\dot{\beta} \cdot v = \frac{1}{\cos \beta} \left(\frac{F_Y}{m} - \omega_Z \cos \beta \cdot v - g \cdot \cos \theta \cdot \sin \varphi - \sin \beta \cdot \dot{v} \right) \quad (9.12)$$

und Einsetzen in Gl. (9.10) erhält man

$$-\frac{\sin \beta}{\cos \beta} \left(\frac{F_Y}{m} - \omega_Z \cos \beta \cdot v - g \cdot \cos \theta \cdot \sin \varphi - \sin \beta \cdot \dot{v} \right) + \cos \beta \cdot \dot{v} = \frac{F_X}{m} + \omega_Z \cdot \sin \beta \cdot v + g \cdot \sin \theta . \quad (9.13)$$

Durch Umstellen von Gl. (9.13)

$$\dot{v} \left(\cos \beta + \frac{\sin^2 \beta}{\cos \beta} \right) = \frac{\sin \beta}{\cos \beta} \left(\frac{F_Y}{m} - \omega_Z \cos \beta \cdot v - g \cdot \cos \theta \cdot \sin \varphi \right) + \frac{F_X}{m} + \omega_Z \cdot \sin \beta \cdot v + g \cdot \sin \theta \quad (9.14)$$

und Multiplikation von Gl. (9.14) mit $\cos \beta$ sowie Umstellen erhält man

$$\begin{aligned} \dot{v} \underbrace{(\cos^2 \beta + \sin^2 \beta)}_{=1} &= \sin \beta \left(\frac{F_Y}{m} - g \cdot \cos \theta \cdot \sin \varphi \right) + \cos \beta \left(\frac{F_X}{m} + g \cdot \sin \theta \right) \\ &\quad + \omega_Z \cdot v \cdot \underbrace{(\cos \beta \sin \beta - \cos \beta \sin \beta)}_{=0} \end{aligned} \quad (9.15)$$

und somit die Differentialgleichung für die Schwerpunktschwindigkeit

$$\dot{v} = \cos \beta \left(\frac{F_X}{m} + g \cdot \sin \theta \right) + \sin \beta \left(\frac{F_Y}{m} - g \cdot \cos \theta \cdot \sin \varphi \right) . \quad (9.16)$$

Durch Umstellen von Gl. (9.10)

$$\dot{v} = \frac{1}{\cos \beta} \left(\frac{F_X}{m} + \omega_Z \cdot \sin \beta \cdot v + g \cdot \sin \theta + \sin \beta \cdot \dot{\beta} \cdot v \right) \quad (9.17)$$

und Einsetzen von Gl. (9.17) in Gl. (9.11) erhält man

$$\begin{aligned} \cos \beta \cdot \dot{\beta} \cdot v + \frac{\sin \beta}{\cos \beta} \left(\frac{F_X}{m} + \omega_Z \cdot \sin \beta \cdot v + g \cdot \sin \theta + \sin \beta \cdot \dot{\beta} \cdot v \right) \\ = \frac{F_Y}{m} - \omega_Z \cdot \cos \beta \cdot v - g \cdot \cos \theta \cdot \sin \varphi. \end{aligned} \quad (9.18)$$

Mit der Multiplikation von Gl. (9.18) mit $\cos \beta$ und Umstellen

$$\begin{aligned} \underbrace{\dot{\beta} (\cos^2 \beta + \sin^2 \beta)}_{=1} \cdot v = \cos \beta \left(\frac{F_Y}{m} - g \cdot \cos \theta \cdot \sin \varphi \right) + \sin \beta \left(\frac{F_X}{m} + g \cdot \sin \theta \right) \\ + \omega_Z \cdot v \cdot \underbrace{(\cos \beta \sin \beta - \cos \beta \sin \beta)}_{=0} \end{aligned} \quad (9.19)$$

ergibt sich die Differentialgleichung für den Schwimmwinkel

$$\dot{\beta} = \cos \beta \cdot \frac{1}{v} \left(\frac{F_Y}{m} - g \cdot \cos \theta \cdot \sin \varphi \right) - \sin \beta \cdot \frac{1}{v} \left(\frac{F_X}{m} + g \cdot \sin \theta \right) - \omega_Z. \quad (9.20)$$

9.3 Verwendete Zusatzsensorik

Über die ESC-Sensorik hinaus wurde in dieser Arbeit eine Zusatzsensorik verwendet, die im Folgenden näher beschrieben wird.

Correvit

Der *Correvit*-Sensor vom Hersteller *CORRSYS-DATRON Sensorsysteme GmbH* erfasst die Fahrzeuggeschwindigkeit in Längs- und Querrichtung berührungslos mit einem optischen Messprinzip. Die Oberflächenstruktur des Untergrunds wird mit einem Objektiv auf ein zweiphasiges optisches Gitter abgebildet und die Intensität des hindurchtretenden Lichts von einem Photosensor gemessen. Die Frequenz der Helligkeitsschwankungen dient zu der Ermittlung der Fahrgeschwindigkeit in Längs- und Querrichtung. Der *Correvit*-Sensor kann üblicherweise nicht im Fahrzeugschwerpunkt montiert werden. Die *Correvit*-Geschwindigkeiten v_X^{Corr} und v_Y^{Corr} werden mit

$$\begin{bmatrix} v_X^{\text{Corr}} \\ v_Y^{\text{Corr}} \\ v_Z^{\text{Corr}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} v_{X,\text{Corr}} \\ v_{Y,\text{Corr}} \\ 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \varphi_K \\ 0 \\ \omega_Z \end{bmatrix} \times \mathbf{I}_{\text{Corr}} \quad (9.21)$$

und der gemessenen Drehrate um die Hochachse ω_Z , der Fahrwerkswankrate φ_K und dem Vektor vom *Correvit*-Sensor zum Schwerpunkt \mathbf{I}_{Corr} in den Fahrzeugschwerpunkt transformiert werden. Bei dem verwendeten Versuchsfahrzeug wurde der Sensor an der Abschleppöse montiert. In Bild 9.1 ist die Position des Sensors zu erkennen. Daraus ergeben sich der Schwimmwinkel

$$\beta^{\text{Corr}} = \arctan \left(\frac{v_Y^{\text{Corr}}}{v_X^{\text{Corr}}} \right) \quad (9.22)$$

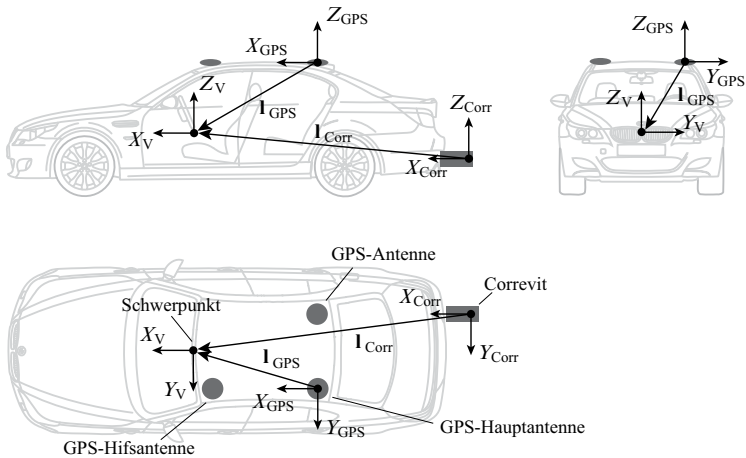


Bild 9.1: Anordnung der Zusatzsensorik

und die absolute Geschwindigkeit

$$v^{\text{Corr}} = \sqrt{v_X^{\text{Corr}^2} + v_Y^{\text{Corr}^2}}. \quad (9.23)$$

Inertialmesseinheit

Eine Inertialmesseinheit misst üblicherweise drei Beschleunigungen $\mathbf{a} = [a_X \ a_Y \ a_Z]$ und drei Drehraten $\boldsymbol{\omega} = [\omega_X \ \omega_Y \ \omega_Z]$ eines körperfesten Koordinatensystems bzgl. eines inertialen Koordinatensystems. Man spricht aufgrund der sechs Messwerte auch von einer 6D-IMU. Im ESC-Umfeld wird üblicherweise nur eine 3D-IMU verwendet, mit der lediglich die Drehrate um die Hochachse ω_Z sowie die Längs- und Querbeschleunigung a_X , a_Y gemessen wird. Das inertiale Koordinatensystem sitzt fest im Zentrum der Erdkugel. Bei einer hochwertigen 6D-IMU werden die Drehratensensoren hoch genug aufgelöst, sodass auch die natürliche Erddrehrate messbar wird.

Die Messung der Beschleunigungen erfolgt im niedrig- bis mittelpreisigen Segment mit MEMS (Micro-Electrical-Mechanical-Systems) auf Basis der Messung der Auslenkung einer Masse-Feder-Konstruktion. Diese Art der Messung wird üblicherweise im ESC verwendet. Hochpreisige Geräte verwenden Servo-Beschleunigungsaufnehmer. Hierbei wird die Kraft gemessen die dazu nötig ist eine Probemasse in Position zu halten.

Die Drehraten werden ebenfalls im niedrig- bis mittelpreisigen Segment mit MEMS gemessen. Eine Schwinggabel wird kapazitiv in Schwingung gebracht. Dreht sich die Gabel, wird durch Coriolis-Kräfte eine zur Grundschiwingung senkrechten Schwingung überlagert. Durch Auswer-

tung dieser Schwingung kann eine Drehrate berechnet werden. Diese Art der Messung wird üblicherweise im niedrigpreisigen (ESC-)Segment verwendet. Hochpreisige Drehratensensoren verwenden optische Laserkreisel, welche auf der Interferenz zweier Lichtstrahlen beruhen, die gegenseitig in einer aufgewickelten Glasfaser umlaufen. Durch die Auswertung der Differenzfrequenz der Lichtstrahlen kann auf die Drehrate geschlossen werden.

Einen Überblick über Inertialsensorik ist in Wendel (2007) in kompakter Form zu finden.

3-Antennen-GPS

Das 3-Antennen-GPS *PolaRx2* des Herstellers *Septentrio* misst nicht nur (wie bei einem 1-Antennen-System) den Geschwindigkeitsvektor

$$\mathbf{v}_E^{\text{GPS}} = [v_{X,E}^{\text{GPS}}, v_{Y,E}^{\text{GPS}}, v_{Z,E}^{\text{GPS}}]^T$$

und den Positionsvektor

$$\mathbf{p}_E^{\text{GPS}} = [p_{X,E}^{\text{GPS}}, p_{Y,E}^{\text{GPS}}, p_{Z,E}^{\text{GPS}}]^T$$

in dem erdfesten Koordinatensystem „E“, sondern auch die Lagewinkel

$$\Psi = [\varphi^{\text{GPS}}, \theta^{\text{GPS}}, \psi^{\text{GPS}}].$$

Bild 9.1 zeigt die Anordnung der drei Antennen. Die Positionsmessung erfolgt durch die Ermittlung des Abstands zwischen der Hauptantenne zu mindestens vier Satelliten. Der Abstand wird aus den Signallaufzeiten der Satelliten und der Lichtgeschwindigkeit in einem Kalman-Filter geschätzt. Der vierte Satellit wird benötigt, um den Uhrenfehler laufend zu schätzen. Genauigkeitsfehler entstehen aufgrund der Veränderung der Lichtgeschwindigkeit durch atmosphärische Effekte der Ionos- und Troposphäre. Weitere Ungenauigkeiten werden durch Mehrwegausbreitung (Reflektierung der GPS-Signale an z. B. Häuserwänden), Uhren- und Rundungsfehler, relativistische Effekte sowie ungünstige geometrische Anordnung der Satelliten erzeugt, siehe Wendel (2007). Durch das „Space-Based Augmentation System“ SBAS werden die atmosphärischen Fehler von geostationären Referenzstationen geschätzt und den entsprechenden Satelliten mitgeteilt. Diese Informationen werden dann von den SBAS-Satelliten und dem GPS-Empfänger geteilt, sodass die Fehler korrigiert werden können. Durch die geringen Abständen der Hauptantenne zu den zwei Hilfsantennen, erfahren alle Antennen die gleichen Positionsfehler, sodass die relative Position zueinander D-GPS-Qualität („Differential“-GPS) im Zentimeterbereich erhält. Aus den relativen Positionen können dann die Lagewinkel im erdfesten Koordinatensystem mit Kalman-Filtern geschätzt werden. Die GPS-Geschwindigkeitsmessung basiert nicht wie die Positionsmessung auf den Abständen der Satelliten, sondern auf dem Dopplereffekt, bei dem die Frequenzänderung des Satellitensignals durch die Antennenbewegung gemessen und so die Geschwindigkeit geschätzt werden kann.

Literaturverzeichnis

- Ackermann, C., Bauer, M. und Isermann, R. (2013). „Identification of roll dynamic behaviour of vehicles using a gyro-box and GPS“. In: *13. Internationales Stuttgarter Symposium: Automobil- und Motorentechnik*. Hrsg. von Hofacker, A. und Reichenbach, M. Wiesbaden: Springer Fachmedien, ATZLive, S. 385–401.
- Adamy, J. (2009). *Nichtlineare Regelungen*. Berlin u.a: Springer.
- Andreasson, J. (2007). „On generic road vehicle motion modelling and control“. Royal Institute of Technology Vehicle Dynamics. Dissertation. Stockholm: Royal Institute of Technology, KTH.
- Baffet, G., Charara, A. und Dherbomez, G. (2007). „An observer of tire–road forces and friction for active security vehicle systems“. In: *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 12 (6), S. 651–661.
- Baffet, G., Charara, A. und Lechner, D. (2009). „Estimation of vehicle sideslip, tire force and wheel cornering stiffness“. In: *Control Engineering Practice* 17 (11), S. 1255–1264.
- Bargende, M., Reuss, H.-C. und Wiedemann, J., Hrsg. (2017). *17. Internationales Stuttgarter Symposium: Automobil- und Motorentechnik*. Wiesbaden: Springer Vieweg.
- Bauer, M. (2015). *Methoden zur modellbasierten Fahrdynamikanalyse und Bewertung von Fahrdynamikregelsystemen*. Düsseldorf: Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12, 792. VDI Verlag.
- Bechtloff, J. (2013). „Schätzung von fahrdynamischen Zuständen und objektive Beurteilung von Kraftfahrzeugen während Bremsmanövern“. Institut für Automatisierungstechnik. Masterthesis. TU Darmstadt.
- Best, M. C., Gordon, T. J. und Dixon, P. J. (2000). „An extended adaptive kalman filter for real-time state estimation of vehicle handling dynamics“. In: *Vehicle System Dynamics* 34 (1), S. 57–75.
- Bevly, D. M. und Cobb, S. (2010). *GNSS for vehicle control*. Artech House GNSS technology and applications series. Boston: Artech House.
- Bevly, D. M., Gerdes, J. C., Wilson, C. und Zhang, G. (2000). „The use of GPS based velocity measurements for improved vehicle state estimation“. In: *Proceedings of the 2000 American Control Conference*. Bd. 4. IEEE, S. 2538–2542.

- Böhm, F. (1966). „Zur Mechanik des Luftreifens“. Habilitationsschrift. Technische Hochschule Stuttgart.
- Börner, M. (2004). *Adaptive Querdynamikmodelle für Personenkraftfahrzeuge - Fahrzustandserkennung und Sensorfehlertoleranz*. Düsseldorf: Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12, 563. VDI Verlag.
- Breuer, B. und Bill, K. H. (2012). *Bremsenhandbuch. Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik*. 4. überar. u. erw. Aufl. ATZ/MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag.
- Burckhardt, M. (1993). *Radschlupf-Regelsysteme*. 1. Aufl. Vogel-Fachbuch: Fahrwerktechnik. Würzburg: Vogel.
- Chen, Z., Rogowski, L. und Roszyk, M. (2013). „Verfahren zur Anpassung einer Fahrdynamikregelung“. DE Patent App. DE 201 210 221 006.
- Daimler (2017). *Die neue S-Klasse: Intelligent Drive Next Level*, www.daimler.com/innovation/autonomes-fahren/die-neue-s-klasse-intelligent-drive-next-level.html. (Besucht am 10. 09. 2017).
- Daiss, A. und Kiencke, U. (1995). „Estimation of vehicle speed fuzzy-estimation in comparison with Kalman-filtering“. In: *Proceedings of the 4th IEEE Conference on Control Applications*, S. 281–284.
- DIN-ISO-8855:2013-11 (2013). *Straßenfahrzeuge - Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten - Begriffe*. Norm.
- Doumiati, M., Victorino, A. C., Charara, A. und Lechner, D. (2011). „Onboard real-time estimation of vehicle lateral tire-road forces and sideslip angle“. In: *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 16 (4), S. 601–614.
- Farrelly, J. und Wellstead, P. (1996). „Estimation of vehicle lateral velocity“. In: *Proceedings of the 1996 IEEE International Conference on Control Applications*. Sep, S. 552–557.
- Fliess, M., Lévine, J., Martin, P. und Rouchon, P. (1995). „Flatness and defect of non-linear systems: introductory theory and examples“. In: *International Journal of Control* 61 (6), S. 1327–1361.
- Föllinger, O., Dörrscheidt, F. und Klittich, M. (1994). *Regelungstechnik. Einführung in die Methoden und ihre Anwendung*. 8. überarb. Aufl. Heidelberg: Hüthig.
- Forkenbrock, G. J., Garrott, W. R., Heitz, M. und C. O’Harra, B. (2003). *An experimental examination of J-turn and fishhook maneuvers that may induce on-road, untripped, light vehicle rollover*. SAE Technical Paper 2003-01-1008. DOI: 10.4271/2003-01-1008. Warrendale: SAE International.

- Fukada, Y. (1999). „Slip-angle estimation for vehicle stability control“. In: *Vehicle System Dynamics* 32 (4-5), S. 375–388.
- GeneSys Elektronik GmbH (2015). <http://www.genesys-adma.de>. (Besucht am 19.01.2015).
- Goertz, H. A. (2007). „Identifikation von Fahrzeugträgheitsparametern in Fahrversuchen und auf Prüfständen“. Dissertation. Technischen Hochschule Aachen.
- Golub, G. H. und Van Loan, C. F. (1996). *Matrix Computations*. 3. Aufl. Baltimore, USA: Johns Hopkins University Press.
- Grewal, M. S. und Andrews, A. P. (2008). *Kalman filtering. Theory and practice using MATLAB*. 3. Aufl. Hoboken NJ: Wiley.
- Grewal, M. S., Andrews, A. P. und Weill, L. R. (2001). *Global positioning systems, inertial navigation, and integration*. New York und Toronto: J. Wiley.
- Grip, H. F., Imsland, L., Johansen, T. A., Fossen, T. I., Kalkkuhl, J. C. und Suissa, A. (2006). „Nonlinear vehicle velocity observer with road-tire friction adaptation“. In: *Proceedings of the 45th IEEE Conference on Decision and Control*. San Diego, CA, USA: IEEE, S. 3603–3608.
- Grip, H., Imsland, L., Johansen, T., Kalkkuhl, J. und Suissa, A. (2009). „Vehicle sideslip estimation“. In: *IEEE Control Systems Magazine* 29 (5), S. 36–52.
- Gross, D. (2015). *Technische Mechanik 3. Kinetik*. 13. überarb. Aufl. Springer-Lehrbuch. Berlin und Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg.
- Hac, A. und Bedner, E. (2007). „Robustness of side slip estimation and control algorithms for vehicle chassis control“. In: *International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV)*. Online-Paper 07-0353: www-nrd.nhtsa.dot.gov/departments/esv/20th/.
- Halbe, I. (2008). *Modellgestützte Sensoreninformationsplattform für die Quer- und Längsdynamik von Kraftfahrzeugen: Anwendungen zur Fehlerdiagnose und Fehlertoleranz*. Düsseldorf: Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12, 680. VDI Verlag.
- Halfmann, C. und Holzmann, H. (2003). *Adaptive Modelle für die Kraftfahrzeugdynamik*. Berlin, Heidelberg: Springer.
- Heißing, B. und Ersoy, M. (2008). *Fahrwerkhandbuch. Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven*. 2. verbesserte und aktualisierte Auflage. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH.
- Hiemer, M., Kiencke, U., Matsunaga, T. und Shirasawa, K. (2004). „Cornering Stiffness Adaptation for Improved Side Slip Angle Observation“. In: *IFAC Proceedings Volumes* 37.22, S. 667–672.

- Hoedt, J. (2013). „Fahrndynamikregelung für fehlertolerante X-By-Wire-Antriebstopologien“. Institut für Automatisierungstechnik und Mechatronik - Fachgebiet Regelungstechnik und Mechatronik. Dissertation. TU Darmstadt.
- Horowitz, I. M. (1963). *Synthesis of feedback systems*. New York: Academic Press.
- Imslund, L., Grip, H. F., Johansen, T. A., Fossen, T. I., Kalkkuhl, J. C. und Suissa, A. (2007). *Nonlinear observer for vehicle velocity with friction and road bank angle adaptation - validation and comparison with an extended kalman filter*. SAE Technical Paper 2007-01-0808. DOI: 10.4271/2007-01-0808. Warrendale: SAE International.
- Imslund, L., Johansen, T. A., Fossen, T. I., Fjær Grip, H., Kalkkuhl, J. C. und Suissa, A. (2006). „Vehicle velocity estimation using nonlinear observers“. In: *Automatica* 42 (12), S. 2091–2103.
- Imslund, L., Johansen, T. A., Fossen, T. I., Kalkkuhl, J. C. und Suissa, A. (2005). „Vehicle velocity estimation using modular nonlinear observers“. In: *44th IEEE Conference on Decision and Control*. Seville, Spain: IEEE, S. 6728–6733.
- Isermann, R., Hrsg. (2006). *Fahrndynamik-Regelung. Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme, Mechatronik*. Wiesbaden: Friedr. Vieweg & Sohn Verlag.
- Isermann, R. und Münchhof, M. (2011). *Identification of dynamic systems. An introduction with applications*. Berlin: Springer.
- Julier, S. J. und Uhlmann, J. K. (2004). „Unscented filtering and nonlinear estimation“. In: *Proceedings of the IEEE* 92 (3), S. 401–422.
- Julier, S. J., Uhlmann, J. K. und Durrant-Whyte, H. F. (1995). „A new approach for filtering nonlinear systems“. In: *Proceedings of the 1995 American Control Conference*. Bd. 3. IEEE. Seattle, WA, USA, S. 1628–1632.
- Kiencke, U. und Nielsen, L. (2005). *Automotive control systems. For engine, driveline, and vehicle*. 2. Aufl. Berlin und New York: Springer.
- Kiencke, U. und Daiß, A. (1997). „Observation of lateral vehicle dynamics“. In: *Control Engineering Practice* 5 (8), S. 1145–1150.
- Klier, W., Reim, A. und Stapel, D. (2008). *Robust estimation of vehicle sideslip angle - an approach w/o vehicle and tire models*. SAE Technical Paper 2008-01-0582. DOI: 10.4271/2008-01-0582. SAE International.
- Kobetz, C. (2003). „Modellbasierte Fahrndynamikanalyse durch ein an Fahrmanövern parameteridentifiziertes querdynamisches Simulationsmodell“. Dissertation. Technische Universität Wien.

- König, L. (2012). „An innovative approach for stability assessment with respect to dynamic driving at the adhesion limit“. In: *12. Internationales Stuttgarter Symposium: Automobil- und Motorentechnik*. Hrsg. von Backhaus, R. Wiesbaden: Springer Fachmedien, ATZLive, S. 181–198.
- König, L., Walter, T., Gutmayer, B. und Merlein, D. (2014). „Integrated vehicle dynamics control. An optimized approach for linking multiple chassis actuators“. In: *14. Internationales Stuttgarter Symposium: Automobil- und Motorentechnik*. Hrsg. von Bargende, M. Wiesbaden: Springer Vieweg, S. 139–150.
- Krimmel, H., Deiss, H., Runge, W. und Schürr, H. (2006). „Elektronische Vernetzung von Antriebsstrang und Fahrwerk“. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 108 (5), S. 368–375.
- Lee, C., Hedrick, K. und Yi, K. (2004). „Real-time slip-based estimation of maximum tire-road friction coefficient“. In: *IEEE/ASME Transactions on mechatronics* 9 (2), S. 454–458.
- Lu, Q., Gentile, P., Tota, A., Sorniotti, A., Gruber, P., Costamagna, F. und Smet, J. de (2016). „Enhancing vehicle cornering limit through sideslip and yaw rate control“. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 75, S. 455–472.
- Lunze, J. (2013). *Regelungstechnik 2*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg.
- Milanese, M., Novara, C. und Gerlero, I. (2015). „Robust estimation of vehicle sideslip angle from variables measured by ESC system“. In: *15. Internationales Stuttgarter Symposium: Automobil- und Motorentechnik*. Hrsg. von Bargende, M., Reuss, H.-C. und Wiedemann, J. Wiesbaden: Springer Fachmedien, S. 1063–1076.
- Mitschke, M. (2013). *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Berlin: Springer.
- Moseberg, J. E. (2013). „Analytische Radkraftermittlung für die Horizontaldynamik eines Fahrzeugs mit Einzelradaktorik“. In: *Autoreg*. Bd. 2196. Düsseldorf: VDI-Verl., S. 431–436.
- Obermüller, A. (2012). „Modellbasierte Fahrzustandsschätzung zur Ansteuerung einer aktiven Hinterachskinematik“. Dissertation. TU München.
- Oppenheim, A. V. und Schafer, R. W. (2010). *Discrete-time signal processing*. 3rd ed. Prentice Hall signal processing series. Upper Saddle River: Pearson.
- Orend, R. (2005). „Steuerung der ebenen Fahrzeugbewegung mit optimaler Nutzung der Kraftschlusspotentiale aller vier Reifen“. In: *at – Automatisierungstechnik* 2005 (1/2005), S. 20–27.
- Orend, R. (2007). „Integrierte Fahrdynamikregelung mit Einzelradaktorik. Ein Konzept zur Darstellung des fahrdynmischen Optimums“. Dissertation. Universität Erlangen-Nürnberg.

- Pacejka, H. B. (2012). *Tire and vehicle dynamics*. 3. Aufl. Amsterdam: SAE International und Butterworth Heinemann.
- Ray, L. R. (1997). „Nonlinear tire force estimation and road friction identification: simulation and experiments“. In: *Automatica* 33 (10), S. 1819–1833.
- Reif, K., Renner, K. und Saeger, M. (2007). „Fahrzustandsschätzung auf Basis eines nichtlinearen Zweispurmodells“. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 109 (7), S. 682–687.
- Reimpell, J. (1986). *Fahrwerktechnik: Radaufhängungen. Starrachsen, Einzelradaufhängungen, Vorzüge, Nachteile, Reifeneinfluß, Kinematik, Elastokinematik, Einzelteile, Werkstoffe, Kosten*. 1. Aufl. Vogel-Fachbuch Technik / Kraftfahrzeugwesen. Würzburg: Vogel.
- Reina, Ishigami, Nagatani und Yoshida (2008). „Vision-based estimation of slip angle for mobile robots and planetary rovers“. In: *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, S. 486–491.
- Riekert, P. und Schunck, T. E. (1940). „Zur Fahrmechanik des gummibereiften Kraftfahrzeugs“. In: *Ingenieur-Archiv* 11 (3), S. 210–224.
- Ryu, J. (2004). „State and parameter estimation for vehicle dynamics control using GPS“. Dissertation. Stanford University.
- Schorf, M. (2007). *Quer- und Längsregelung eines Personenkraftwagens für ein Fahrerassistenzsystem zur Unfallvermeidung*. Düsseldorf: Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12, 651. VDI Verlag.
- Semmler, S. (2006). *Regelung der Fahrzeugbremsdynamik mit kontinuierlich einstellbaren Radbremsen*. Düsseldorf: Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12, 632. VDI Verlag.
- Sendobry, A. (2014). „Control system theoretic approach to model based navigation“. Institut für Flugsysteme und Regelungstechnik. Dissertation. TU Darmstadt.
- Sentouh, C., Sebsadji, Y., Mammari, S. und Glaser, S. (2007). „Road bank angle and faults estimation using unknown input proportional-integral observer“. In: *2007 European Control Conference (ECC)*. Kos, Greece: IEEE, S. 5131–5138.
- Sienel, W. (1997). „Estimation of the tire cornering stiffness and its application to active car steering“. In: *Proceedings of the 36th IEEE Conference on Decision and Control*. Bd. 5. San Diego, CA, USA: IEEE, S. 4744–4749.
- Sierra, C., Tseng, E., Jain, A. und Peng, H. (2006). „Cornering stiffness estimation based on vehicle lateral dynamics“. In: *Vehicle System Dynamics* 44, S. 24–38.

- Simon, D. (2006). *Optimal state estimation. Kalman, H [infinity] and nonlinear approaches*. Hoboken, N.J.: Wiley-Interscience.
- Suissa, A., Zomotor, Z. und Boettiger, F. (1996). „Method for determining variables characterizing vehicle handling“. US Patent 5557520.
- Titterton, D. H. und Weston, J. L. (2009). *Strapdown inertial navigation technology*. 2. Bd. 17. IET radar, sonar, navigation and avionics series. Stevenage: The Inst. of Engineering and Technology.
- Van der Merwe, R. und Wan, E. A. (2001). „The square-root unscented Kalman filter for state and parameter-estimation“. In: *Acoustics, Speech, and Signal Processing 2001*. Bd. 6. IEEE International Conference 6. IEEE, S. 3461–3464.
- Van Zanten, A. (2006). „Elektronisches Stabilitätsprogramm (ESP)“. In: *Fahrdynamik-Regelung: Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme, Mechatronik*. Hrsg. von Isermann, R. Wiesbaden: Vieweg, S. 169–211.
- Velenis, E., Katzourakis, D., Frazzoli, E., Tsiotras, P. und Happee, R. (2010). „Stabilization of steady-state drifting for RWD vehicle“. In: *Proc. of the 10th Int. Symp. on Advanced Vehicle Control, AVEC10*, S. 820–825.
- Vietinghoff, A. (2008). „Nichtlineare Regelung von Kraftfahrzeugen in querdynamisch kritischen Fahrsituationen“. Dissertation. Universität Karlsruhe.
- Vietinghoff, A. von, Hiemer, M. und Kiencke, U. (2005). „Nonlinear observer design for lateral vehicle dynamics“. In: *IFAC Proceedings Volumes* 38.1. 16th IFAC World Congress, S. 988–993.
- Villagra, J., d'Andréa-Novet, B., Fliess, M. und Mounier, H. (2011). „A diagnosis-based approach for tire–road forces and maximum friction estimation“. In: *Control Engineering Practice* 19 (2), S. 174–184.
- Vogt, M. (1998). „Weiterentwicklung von Verfahren zur Online-Parameterschätzung und Untersuchung von Methoden zur Erzeugung zeitlicher Ableitungen“. Diplomarbeit. TU Darmstadt.
- Waltz, R. A., Morales, J. L., Nocedal, J. und Orban, D. (2006). „An interior algorithm for nonlinear optimization that combines line search and trust region steps“. In: *Mathematical Programming* 107 (3), S. 391–408.
- Weber, I. (2005). „Verbesserungspotenzial von Stabilisierungssystemen im Pkw durch eine Reibwertsensorik“. Dissertation. TU Darmstadt.
- Welch, G. und Bishop, G. (2006). *An Introduction to the Kalman Filter*. Techn. Ber. Chapel Hill, NC, USA.

- Wendel, J. (2007). *Integrierte Navigationssysteme. Sensordatenfusion, GPS und Inertiale Navigation*. München: Oldenbourg.
- Wesemeier, D. (2011). *Modellbasierte Methoden zur Schätzung nicht messbarer Größen der Fahrzeugquerdynamik und des Reifenluftdrucks*. Düsseldorf: Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12, 747. VDI Verlag.
- Wojciechowski, B. (1978). „Analysis and synthesis of proportional-integral observers for single-input-single-output time-invariant continuous systems“. Dissertation. Gliwice.
- Würtenberger, M. (1997). *Modellgestützte Verfahren zur Überwachung des Fahrzustandes eines Pkw*. Düsseldorf: Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12, 314. VDI Verlag.

Eigene Veröffentlichungen

- Ackermann, C., Bechtloff, J. und Isermann, R. (2015a). „Collision avoidance with combined braking and steering“. In: Hrsg. von Pfeffer, P. 6th International Munich Chassis Symposium 2015. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, S. 199–213.
- Ackermann, C., Bechtloff, J. und Isermann, R. (2015b). „Development of a cornering assistant for rural roads“. In: *ATZ live Proceedings (CD ROM), Driver Assistance Systems, 1st International ATZ Conference*. Engages Paper18.pdf. Frankfurt/Main: ATZlive, Springer Vieweg.
- Ackermann, C., Bechtloff, J. und Rolf Isermann (2015c). „Automatischer Fahrassistent zur Kollisionsvermeidung mit Fahrerintenserkennung“. In: 7. *VDI/VDE-Fachtagung AUTOREG: Auf dem Weg zum automatisierten Fahren, VDI-Berichte: 2233*. Düsseldorf: VDI-Verlag, S. 191–202.
- Bauer, M., Ackermann, C., Bechtloff, J. und Isermann, R. (2014). *Objective Evaluation of Braking Maneuvers (OEBM). Ein modellbasiertes Applikationswerkzeug zur Bewertung von Fahrdynamikregelsystemen*. 9. Dortmunder AutoTag. (Tagungsvortrag). Dortmund.
- Bechtloff, J. (2014). „Fast identification of a detailed two-track model with onboard sensors and GPS“. In: *5th International Munich Chassis Symposium 2014*. Hrsg. von Pfeffer, P. E. Wiesbaden: Springer Fachmedien, S. 303–325.
- Bechtloff, J., Ackermann, C. und Isermann, R. (2015). „Adaptive state observers for driving dynamics – online estimation of tire parameters under real conditions“. In: *6th International Munich Chassis Symposium 2015*. Hrsg. von Pfeffer, P. Wiesbaden: Springer Fachmedien, S. 719–734.
- Bechtloff, J. und Isermann, R. (2014). „Sensor fusion of an inertial measurement unit with a three-antenna GPS for accurate three dimensional motion estimation of a vehicle“. In: *safteyassist 2014*. (Tagungsvortrag). Aschaffenburg: carhs GmbH.
- Bechtloff, J. und Isermann, R. (2015). „A redundant sensor system with driving dynamic models for automated driving“. In: *15. Internationales Stuttgarter Symposium: Automobil- und Motorentechnik*. Hrsg. von Bargende, M., Reuss, H.-C. und Wiedemann, J. Wiesbaden: Springer Fachmedien, S. 755–774.
- Bechtloff, J., Isermann, R. und König, L. (2016). „Cornering stiffness and side slip angle estimation for integrated vehicle dynamics control“. In: *IFAC Symposium Advances in Automotive Control, AAC 2016*. Kolmarden Wildlife Resort, Schweden: IFAC, S. 297–304.

Betreute studentische Arbeiten

- Ackermann, S., Brandstetter, M., Li, M., Podsushnyy, S., Ren, J. und Xiao, B. (2016). „Untersuchung des Einflusses von Parametervariationen der elektrischen Servolenkung und Fahrdynamikmodelle im geschlossenen Spurhalte-Regelkreis“. Institut für Automatisierungstechnik und Mechatronik. Projektseminar. TU Darmstadt.
- Al Abani, J. und Frerichs, D. (2014). „Stabilitätsuntersuchung mit Fahrdynamikmodellen“. Institut für Automatisierungstechnik und Mechatronik. Projektseminar im Automobil. TU Darmstadt.
- Appel, M., Krippner, W. und Tramberend, F. (2015a). „Methoden zur Fahrdynamikregelung, ein Vergleich verschiedener Ansätze“. Institut für Automatisierungstechnik und Mechatronik. Projektseminar. TU Darmstadt.
- Appel, M., Seitz, J. und Li, L. (2015b). „Implementierung einer Matlab-GUI zur Parametrierung und Visualisierung von Zustandsschätzern im Fahrzeug“. Institut für Automatisierungstechnik und Mechatronik. Projektseminar. TU Darmstadt.
- Bakhtiar, M., Choker, H., Matthäy, J. und Schätzle, C. (2015). „Stabilitätsuntersuchung mit Fahrdynamikmodellen“. Institut für Automatisierungstechnik und Mechatronik. Projektseminar. TU Darmstadt.
- Buric, T. (2016). „Identifikation von Achskraftmodellen mit ESC Sensorik für große Quer- und Längsbeschleunigungen“. Institut für Automatisierungstechnik und Mechatronik. Master Thesis. TU Darmstadt.
- Cao, G., Fuchs, J. P., Li, O. und Yang, J. (2014). „Identifikation eines Lenksystems zur Bestimmung der Radlenkwinkel“. Institut für Automatisierungstechnik und Mechatronik. Projekt Seminar. TU Darmstadt.
- Dalakakis, A., Funk, V. und Mahmood, A. (2014). „Implementierung eines ESC in Implementierung eines ESC in Kombination mit einer Bahnfolgeregulung“. Projektseminar. TU Darmstadt.
- Eckart, A. (2016). „Schätzung von fahrdynamischen Größen basierend auf datengetriebenen Methoden“. Institut für Automatisierungstechnik und Mechatronik. Master Thesis. TU Darmstadt.
- Eckart, A., Huber, K., Keller, M. und Völkel, M. (2015). „Beobachtbarkeitsanalyse von nichtlinearen Systemen am Beispiel eines Fahrdynamikbeobachters für parallele Zustands-

- und Parameterschätzung“. Institut für Automatisierungstechnik und Mechatronik. Projektseminar. TU Darmstadt.
- Engel, S. und Tüylü, T. A. (2015). „Identifikation von Schräglauftiefigkeiten mit ESC-Sensorik im Zeit- und Frequenzbereich“. Institut für Automatisierungstechnik und Mechatronik. Projektseminar. TU Darmstadt.
- Frerichs, D. (2015). „Reglerentwurf und Simulation einer Fahrdynamikregelung zur Verbesserung der Stabilität während Aquaplaning“. Institut für Automatisierungstechnik und Mechatronik. Master Thesis. TU Darmstadt.
- Frerichs, D. und Al Abani, J. (2014). „Stabilitätsuntersuchung mit Fahrdynamikmodellen“. Institut für Automatisierungstechnik und Mechatronik. Projektseminar. TU Darmstadt.
- Gorschewski, T. (2014). „Modellbildung und Identifikation eines thermodynamischen Modells der Bremsscheibentemperatur“. Institut für Automatisierungstechnik und Mechatronik. Master Thesis. TU Darmstadt.
- Lauche, P. (2015). „Entwicklung und Auslegung einer dynamischen Antriebsschlupfregelung für Einspurfahrzeuge“. Institut für Automatisierungstechnik und Mechatronik. Master Thesis. TU Darmstadt.
- Lichtenthäler, J. (2016). „Fahrer- und Fahrzeugoptimierung durch modellbasierte Rundenzeitsimulationen“. Master Thesis. TU Darmstadt.
- Luft, P. (2014). „Neue Ansätze zur Regelung der Längs- und Querdynamik von Kraftfahrzeugen“. Institut für Automatisierungstechnik und Mechatronik. Master Thesis. TU Darmstadt.
- Meister, S. C. (2014). „Identifikation von fahrdynamischen Parametern für Zweispurmodelle“. Institut für Automatisierungstechnik und Mechatronik. Master Thesis. TU Darmstadt.
- Meister, Pupahl, Koch, Steier, Pouansi und Feng (2014). „Identifikation von Vertiakaldynamikmodellen zur Schätzung der Aufstandskräfte während dynamischen Fahrmanövern“. Institut für Automatisierungstechnik und Mechatronik. Projektseminar. TU Darmstadt.
- Pleß, R. (2013). „Gekoppelte Entwicklungsumgebung zwischen Mehrkörpersimulation und modellbasierter Radschlupfregelungsentwicklung an einem Fahrzeug“. Institut für Automatisierungstechnik und Mechatronik. Master Thesis.
- Pospischil, S. (2016). „Adaptive Steuerung und Regelung einer Hinterachslenkung und Bremsengriffe zur Verbesserung der Fahrleistung und der Fahrsicherheit“. Institut für Automatisierungstechnik und Mechatronik. Master Thesis. TU Darmstadt.

- Sauer, P. (2015). „Identifikation von Fahrzeug Teilsystemen und Regelung der Fahrzeug-Längsdynamik“. Institut für Automatisierungstechnik und Mechatronik. Master Thesis. TU Darmstadt.
- Wu, H. (2014). „Fahrdynamikregelung von kombinierte Brems- und Ausweichmanöver“. Institut für Automatisierungstechnik und Mechatronik. Master Thesis. TU Darmstadt.

Online-Shops



**Fachliteratur und mehr -
jetzt bequem online recher-
chieren & bestellen unter:
www.vdi-nachrichten.com/
Der-Shop-im-Ueberblick**



**Täglich aktualisiert:
Neuerscheinungen
VDI-Schriftenreihen**



Im Buchshop von vdi-nachrichten.com finden Ingenieure und Techniker ein speziell auf sie zugeschnittenes, umfassendes Literaturangebot.

Mit der komfortablen Schnellsuche werden Sie in den VDI-Schriftenreihen und im Verzeichnis lieferbarer Bücher unter 1.000.000 Titeln garantiert fündig.

Im Buchshop stehen für Sie bereit:

VDI-Berichte und die Reihe **Kunststofftechnik**:

Berichte nationaler und internationaler technischer Fachtagungen der VDI-Fachgliederungen

Fortschritt-Berichte VDI:

Dissertationen, Habilitationen und Forschungsberichte aus sämtlichen ingenieurwissenschaftlichen Fachrichtungen

Newsletter „Neuerscheinungen“:

Kostenfreie Infos zu aktuellen Titeln der VDI-Schriftenreihen bequem per E-Mail

Autoren-Service:

Umfassende Betreuung bei der Veröffentlichung Ihrer Arbeit in der Reihe Fortschritt-Berichte VDI

Buch- und Medien-Service:

Beschaffung aller am Markt verfügbaren Zeitschriften, Zeitungen, Fortsetzungsreihen, Handbücher, Technische Regelwerke, elektronische Medien und vieles mehr – einzeln oder im Abo und mit weltweitem Lieferservice

Die Reihen der Fortschritt-Berichte VDI:

- 1 Konstruktionstechnik/Maschinenelemente
 - 2 Fertigungstechnik
 - 3 Verfahrenstechnik
 - 4 Bauingenieurwesen
- 5 Grund- und Werkstoffe/Kunststoffe
 - 6 Energietechnik
 - 7 Strömungstechnik
- 8 Mess-, Steuerungs- und Regelungstechnik
 - 9 Elektronik/Mikro- und Nanotechnik
 - 10 Informatik/Kommunikation
 - 11 Schwingungstechnik
- 12 Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik
 - 13 Fördertechnik/Logistik
- 14 Landtechnik/Lebensmitteltechnik
 - 15 Umwelttechnik
 - 16 Technik und Wirtschaft
- 17 Biotechnik/Medizintechnik
- 18 Mechanik/Bruchmechanik
- 19 Wärmetechnik/Kältetechnik
- 20 Rechnerunterstützte Verfahren (CAD, CAM, CAE CAQ, CIM ...)
 - 21 Elektrotechnik
 - 22 Mensch-Maschine-Systeme
- 23 Technische Gebäudeausrüstung

ISBN 978-3-18-380912-7