

TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN

Institut für Maschinen- und Fahrzeugtechnik
Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik

Modellbasierte Fahrzustandsschätzung zur Ansteuerung einer aktiven Hinterachskinematik

Anton Obermüller

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

Doktor-Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. M. Lienkamp
Prüfer der Dissertation: 1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. B. Heißing (i.R.)
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. habil. H. Ulbrich

Die Dissertation wurde am 24.05.2012 bei der Technischen Universität
München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am
18.09.2012 angenommen.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter im Rahmen der INI.TUM Kooperation (Ingolstadt Institute der TU München) am Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik der Technischen Universität München in enger Zusammenarbeit mit der Fachabteilung Eigenschaften Fahrwerkskonzepte der AUDI AG.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Prof. Dr.-Ing. B. Heissing für sein entgegengebrachtes Vertrauen und den Freiraum zur Gestaltung der Arbeit. Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. habil. H. Ulbrich danke ich für die Übernahme des Korreferats und Herrn Prof. Dr.-Ing. M. Lienkamp für die Leitung der Prüfungskommission.

Vielen Dank allen Kollegen der AUDI AG, ohne die diese Arbeit nicht möglich gewesen wäre. Insbesondere danke ich Dr.-Ing. Andreas Schindler, Dr.-Ing. Armin Schöpfel, Dr.-Ing. Andreas Wagner und Peter Kunsch, die durch ihre fachliche und organisatorische Unterstützung entscheidend zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben. Ebenso möchte ich mich bei Franz Kufner und der Messtechnikwerkstatt bedanken.

Ein weiterer Dank gilt allen Studenten, die durch ihre Semester- und Diplomarbeiten einen Beitrag zu dieser Arbeit geleistet haben.

Herzlichen Dank auch allen Kollegen vom Lehrstuhl, von INI.TUM und dem Audi Doktorandennetzwerk. Vielen Dank an die Fahrgemeinschaft für zahlreiche fachliche Erörterungen und viele aufmunternde Gespräche. Dr.-Ing. Tilo Koch möchte ich für das große Vertrauen und die langjährige Unterstützung danken.

Besonderer Dank gilt des Weiteren meinen Eltern Anton und Rosina Obermüller, die durch ihr unermüdliches Engagement und ihre Unterstützung meine Ausbildung und damit diese Arbeit erst ermöglichten. Vielen Dank auch meiner Freundin Melanie, die mir mit Geduld und Verständnis während der Anfertigung der Arbeit zur Seite stand.

Kurzfassung

Zur Ansteuerung einer Hinterradlenkung existieren zahlreiche Strategien. Steuerungen zeigen Vorteile hinsichtlich eines schnellen Ansprechverhaltens und einer systemimmanenten Stabilität. Regelungen hingegen erlauben eine Kompensation von Störgrößen und stationäre Genauigkeit bei nicht modellierten Einflussfaktoren. Die Sensitivität des Menschen auf ein Nacheilen der Hinterradlenkung, der Wunsch nach einer exakten Umsetzung des Sollfahrverhaltens und die Anforderungen an die Stabilität einer Ansteuerung erfordern eine Kombination der Vorteile von Steuerung und Regelung. Daher werden zwei Ansätze umgesetzt:

Mit dem Adaptiven Einspurmodell wird ein neuer Ansatz zur modellbasierten Abbildung des Fahrzustands vorgestellt. Dieser ermöglicht mittels Online-Adaption eine Berücksichtigung von Modellungenauigkeiten, unbekanntem Fahrzeugparametern und äußeren Einflussfaktoren. Das Adaptive Einspurmodell erlaubt eine detaillierte Beschreibung des Fahrverhaltens bis in den Grenzbereich und damit die Realisierung einer stationär genauen Steuerung. Der Zielkonflikt zwischen Güte und Stabilität der Ansteuerung wird dadurch entschärft. Im zweiten Ansatz wird das Fahrverhalten durch Vorabsimulationen anhand von Phaseplanes erfasst und in einer Datenbank hinterlegt. Im Fahrbetrieb ist so eine Analyse der Fahrstabilität und daraus erstmals die direkte Berechnung eines zur Stabilisierung des Fahrverhaltens notwendigen Hinterradlenkwinkels möglich. Beide Ansätze werden simulativ und im Fahrversuch bewertet.

Anhand einer Subjektivbewertung wird gezeigt, dass sich durch die Adaptive Steuerung der Hinterradlenkung die Fahreigenschaften Agilität, Handlichkeit und Ansprechverhalten deutlich steigern lassen. Je nach Abstimmung kann auch das Eigenlenkverhalten, das Anlenkverhalten und das Bremsverhalten in der Kurve verbessert werden. Eine Verschlechterung anderer querdynamisch relevanter Kriterien konnte nicht beobachtet werden.

Abstract

For controlling rear wheel steering, many control strategies already exist. Feedforward control strategies offer benefits regarding quick response and inherent stability. On the other hand, feedback control strategies are able to compensate for external disturbances and are able to achieve steady-state accuracy in spite of non-modeled influences. The sensitivity of human beings to phase delays of rear wheel steering, the proper representation of the desired vehicle behaviour and the requirements concerning control stability demand a combination of feedforward and feedback control gains. Therefore two approaches are deployed:

The adaptive single-track model is a new approach for model-based identification of vehicle behaviour. Through online-adaption it is possible to compensate for imprecise modelling, unknown vehicle parameters and environmental influences. The adaptive single-track model permits a detailed description of vehicle behaviour up to the stability limit and hence a realization of feedforward control with steady-state accuracy. Thus, the trade-off between control accuracy and control stability is decreased. In a second approach the vehicle behaviour is described by phaseplanes and stored in a data base. Then, while driving, it is possible to analyse vehicle stability and calculate the correct rear wheel steering angle to stabilize the vehicle. Both approaches are evaluated in simulation and road testing.

An assessment by expert drivers shows that the adaptive control of rear wheel steering is able to improve vehicle agility, handling and responding behaviour up to two subjective points. Depending on the application philosophy self-steering behaviour, steering response and braking-in-curve behaviour can also be enhanced. No negative influence on any handling attribute was observed.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	XII
Formelzeichen und Abkürzungen	XIII
1 Einleitung.	1
2 Stand der Technik	3
2.1 Beeinflussung des Fahrverhaltens mittels Hinterradlenkung	3
2.2 Ansätze zur Ansteuerung einer Hinterradlenkung	7
2.2.1 Methoden zur Analyse der Fahrstabilität	11
2.2.2 Ansätze zur Steuerung der Hinterradlenkung	13
2.2.3 Ansätze zur Regelung der Hinterradlenkung	15
2.2.4 Parameteradaption zur Abbildung des Fahrverhaltens.	21
2.3 Zusammenfassung und Zielsetzung.	27
3 Modellierung der Fahrdynamik	29
3.1 Abbildung des Fahrverhaltens mittels linearem Einspurmodell.	29
3.2 Modellierung des Reifenübertragungsverhaltens	33
4 Beobachtung des Fahrzustands	39
4.1 Methoden der Zustandsbeobachtung	39
4.2 Adaptives Einspurmodell zur Beschreibung des Fahrzustands	53
4.3 Phaseplane-Methode zur Analyse der Fahrstabilität	72
5 Ansteuerung der Hinterradlenkung	82
5.1 Adaptive Steuerung durch Fahrzustandsbeobachtung	82
5.2 Prädiktive Steuerung auf Basis der Phaseplane-Methode.	91
6 Definition des Sollfahrverhaltens	101
7 Zusammenfassung und Ausblick	109
Literaturverzeichnis	111

Abbildungsverzeichnis

1.1	Vergleich von passiven und aktiven Fahrwerkssystemen auf Komponenten- und Softwareebene	1
2.1	Hinterradlenkung im BMW 7er [115]	4
2.2	Einfluss von Lenkbewegungen an Vorder- und Hinterachse auf Kurvenradius und virtuellen Radstand am Einspurmodell	5
2.3	In der Literatur aufgeführte Funktionen zur Verbesserung des Fahrverhaltens mit einer Hinterradlenkung [13, 46, 51, 63, 70, 84]	6
2.4	Struktur einer Steuerung	8
2.5	Struktur einer Regelung	9
2.6	Typischer Verlauf eines geschwindigkeitsabhängigen Kennfelds	13
2.7	Steuer- und Regelansätze für eine Hinterradlenkung nach dem Stand der Technik	21
2.8	Arbeiten im Stand der Technik zur Schräglaufsteifigkeitsschätzung	26
2.9	Gliederung der Arbeit	28
3.1	Das lineare Einspurmodell	30
3.2	Vergleich des Seitenkraftaufbaus von linearem Reifenmodell (LRM) und Reifenmodell nach Böhm	35
3.3	Einfluss von Reifenmodell und Einlauflänge auf die Beschreibung des Fahrverhalten eines Fahrzeugs bei 30 km/h	36
3.4	Schnittstellen des MF-Tyre Reifenmodells [82]	37
3.5	Vergleich von linearem Reifenmodell und MF-Tyre	38
4.1	Vergleich und Bewertung der drei nichtlinearen Kalman-Filter Varianten EKF, UKF und DDF [60, 61, 67, 75, 76, 94, 97]	52
4.2	Zusammenhang von Zeitschrittweite und Rechenzeit	53
4.3	Bündelung von unbekanntem Modellparametern und externen Einflussgrößen	54
4.4	Struktur des Adaptiven Einspurmodells	56
4.5	Schnittstellendefinition des Adaptiven Einspurmodells	57
4.6	Schräglaufsteifigkeitsadaption in der Vorabsimulation anhand eines Einspurmodells bei einem Lenkwinkelsprung auf 45° Lenkwinkel und einer Geschwindigkeit von 100 km/h	58
4.7	Schätzgenauigkeit des Adaptiven Einspurmodells bei Variation von Modellparametern in der CRT-Simulation - Slalomfahrt bei 45° Lenkwinkel und 100 km/h	60

4.8	Übertragbarkeit des Adaptiven Einspurmodells auf verschiedene Fahrzeuge - Slalomfahrt bei 45° Lenkwinkel und 100 km/h	63
4.9	Verhalten des Adaptiven Einspurmodells bei Reibwertänderungen - Slalomfahrt bei 45° Lenkwinkel und 100 km/h	64
4.10	Fahrstabilitätsbestimmung über eine Berechnung von Eigenlenkgradient und charakteristischer Geschwindigkeit auf Basis geschätzter Schräglaufsteifigkeiten	66
4.11	Fahrstabilitätsbestimmung durch eine Eigenwertanalyse des Adaptiven Einspurmodells	67
4.12	Versuchsträger Audi A8 mit Hinterachslenkung	68
4.13	Verhalten des Adaptiven Einspurmodells bei einer Steilkurvendurchfahrt mit 47° Straßenneigung und einer Geschwindigkeit von 120 km/h	69
4.14	Verhalten des Adaptiven Einspurmodells bei einem instabilen Slalom auf Niedrigreibwert und einer Geschwindigkeit von ca. 60 km/h	70
4.15	Verhalten des Adaptiven Einspurmodells bei einer Handlingfahrt auf Hochreibwert und einer Geschwindigkeit von ca. 80 km/h	71
4.16	Die Phaseplane-Methode	73
4.17	Simulierte Zeitverläufe bei $\delta_{LRW} = 47^\circ$, $\delta_h = 0^\circ$, $v = 60\text{ km/h}$ und $\mu_l = \mu_r = 1$	74
4.18	Phaseplane bei $\delta_{LRW} = 47^\circ$, $\delta_h = 0^\circ$, $v = 60\text{ km/h}$ und $\mu_l = \mu_r = 1$	75
4.19	Abstandsberechnung zwischen Zustandspunkt Z und Polygonzug	76
4.20	Fahrstabilitätsanalyse auf Basis des kürzesten Abstands zur Stabilitätsgrenze - wegen der Achsskalierung ist dieser noch einmal vergrößert und unverzerrt dargestellt	77
4.21	Versuchsfahrt: Handlingkurs mit einer Stabilitätsbestimmung anhand der Phaseplane-Methode	78
4.22	Versuchsfahrt auf einem Handlingkurs - Phaseplanes unterschiedlicher Fahrstabilität im zeitlichen Verlauf	79
5.1	Schnittstellendefinition der Adaptiven Steuerung	84
5.2	Struktur Adaptive Steuerung	85
5.3	Führungsverhalten und stationäre Genauigkeit einer Steuerung mit konstanten Schräglaufsteifigkeiten bei Modellungenauigkeiten	86
5.4	Führungsverhalten und stationäre Genauigkeit der Adaptiven Steuerung bei Modellungenauigkeiten	87
5.5	Vergleich von Führungsverhalten und stationärer Genauigkeit bei konstanter und Adaptiver Steuerung in der CRT-Simulation	88
5.6	Gestellter Hinterradlenkwinkel bei konstanter und Adaptiver Steuerung in der CRT-Simulation	89

5.7	Führungsverhalten der Adaptiven Steuerung bei einer Versuchsfahrt auf einem Handlingkurs im Grenzbereich	90
5.8	Lenkpuls bei 100 km/h	93
5.9	Phaseplane zum Zeitpunkt $t = 1.2\text{ s}$: $\delta_{LRW} = 86^\circ$, $\delta_{h,\text{gewählt}} = 3^\circ$	94
5.10	Phaseplane zum Zeitpunkt $t = 1.3\text{ s}$: $\delta_{LRW} = 173^\circ$, $\delta_{h,\text{gewählt}} = 5^\circ$	95
5.11	Phaseplane zum Zeitpunkt $t = 1.6\text{ s}$: $\delta_{LRW} = 141^\circ$, $\delta_{h,\text{gewählt}} = 5^\circ$	96
5.12	Phaseplane zum Zeitpunkt $t = 1.7\text{ s}$: $\delta_{LRW} = 52^\circ$, $\delta_{h,\text{gewählt}} = 0^\circ$	96
5.13	Fahrzeugreaktion bei einem Lenkwinkelsprung auf 90° bei 70 km/h und Niedrigreibwert - Vergleich von passivem Fahrzeug und Phaseplane-Ansteuerung	98
5.14	Stabilitätsindex der Phaseplane-Methode im Fahrversuch	99
6.1	Bestimmung der Sollwertvorgabe im ESP nach Isermann [57]	101
6.2	Sollwertvorgabe bei einem Lenkwinkelsprung und einer Variation der Einspurmodellparameter Geschwindigkeit, Masse und Trägheit um $\pm 20\%$	103
6.3	Gleich- und gegensinniges Lenken in einer Übersteuersituation	104
6.4	Sollwertvorgabe mit adaptiven Schräglaufsteifigkeiten, Adaptivem Einspurmodell und Adaptiver Steuerung	105
6.5	Subjektivbewertung des Fahrverhaltens	107

Formelzeichen und Abkürzungen

Formelzeichen

a_x	[m/s ²]	Längsbeschleunigung
a_y	[m/s ²]	Querbeschleunigung
α_i	[°]	Schräglaufwinkel
β	[°]	Schwimmwinkel
$\dot{\beta}$	[°/s]	Schwimmwinkelgeschwindigkeit
c_{si}	[N/rad]	Schräglaufsteifigkeit
c_{si}^*	[N/rad]	Erweiterte Schräglaufsteifigkeit
c_{yi}	[N/m]	Reifenquersteifigkeit
γ	[°]	Sturz
δ_i	[°]	Radlenkwinkel
δ_{LRW}	[°]	Lenkradwinkel
d	[-]	Abstand zum Polygonzug
e	[-]	Regelabweichung
\vec{e}	[-]	Einheitsvektor
h_{SP}	[m]	Schwerpunktshöhe
i_{LK}	[-]	Lenkübersetzung
κ	[-]	Längsschlupf
k	[-]	Sensitivitätsfaktor
k_d	[-]	differentieller Verstärkungsfaktor
k_I	[-]	integraler Verstärkungsfaktor
k_p	[-]	proportionaler Verstärkungsfaktor
k_v	[-]	Skalierungsfaktor der Geschwindigkeit
l_v	[m]	Abstand Vorderachse - Schwerpunkt
l_h	[m]	Abstand Schwerpunkt - Hinterachse
μ_i	[-]	Reibwert
m	[kg]	Fahrzeugmasse
\vec{n}	[-]	Normalenvektor
$p(\dots)$	[-]	Wahrscheinlichkeit
$p_{R,ij}$	[N/m ²]	Radbremsdruck
$\dot{\psi}$	[°/s]	Gierrate
$\ddot{\psi}$	[°/s ²]	Gierbeschleunigung
s	[-]	LaPlace-Variable
σ_i	[m]	Einlaulänge des Reifens
Θ	[kg m ²]	Massenträgheitsmoment um die z-Achse
u	[-]	Stellgröße
\vec{u}	[-]	Richtungsvektor
v	[km/h]	Fahrzeuggeschwindigkeit
v_D	[-]	Messrauschen

v_{ch}	[km/h]	Charakteristische Geschwindigkeit
ω	[-]	Normalenvektor der Householder-Transformation
$\vec{\omega}$	[-]	Anteil der Drehbewegung
w	[-]	Führungsgröße
w_D	[-]	Prozessrauschen
x	[-]	Zustandsgröße
\bar{x}	[-]	Zustandsgröße der Prädiktionsphase
\hat{x}	[-]	Zustandsgröße der Korrekturphase
y	[-]	Ausgangsgröße
z	[-]	Messgröße
A	[-]	Systemmatrix
A_{Jacobi}	[-]	Jacobi-Matrix der Zustandsgleichung
B	[-]	Eingangsmatrix
B_T	[-]	Parameter des MF-Tyre-Reifenmodells
C	[-]	Ausgangsmatrix
C_{Jacobi}	[-]	Jacobi-Matrix der Messgleichung
C_T	[-]	Parameter des MF-Tyre-Reifenmodells
D	[-]	Durchgriffsmatrix
D_T	[-]	Parameter des MF-Tyre-Reifenmodells
E_T	[-]	Parameter des MF-Tyre-Reifenmodells
F	[-]	Vorfiltermatrix
F_N	[N]	Normalkraft
F_{si}	[N]	Seitenkraft
G	[-]	Übertragungsfunktion
H	[-]	Householder-Transformationsmatrix
I	[-]	Einheitsmatrix
J	[-]	Kostenfunktion
K	[-]	Reglerverstärkung
K_k	[-]	Kalman-Verstärkung
L	[-]	Verstärkungsmatrix des Luenberger-Beobachters
L_{real}	[m]	Radstand
$L_{virtuell, gegensinnig}$	[m]	virtueller Radstand bei gegensinnigem Lenken
$L_{virtuell, gleichsinnig}$	[m]	virtueller Radstand bei gleichsinnigem Lenken
M_z	[Nm]	Moment um die z-Achse
MP	[-]	Momentanpol
$MP_{HAL, gegensinnig}$	[-]	Momentanpol bei gegensinnigem Lenken
$MP_{HAL, gleichsinnig}$	[-]	Momentanpol bei gleichsinnigem Lenken
MP_{passiv}	[-]	Momentanpol des passiven Fahrzeugs
N	[-]	Normalverteilung
N_0	[N]	nominale Normalkraft
ΔN	[N]	Normalkraftdifferenz

P	[-]	Schätzfehlerkovarianzmatrix
P_1, P_2	[-]	Punkte auf Polygonzug
\bar{P}	[-]	Schätzfehlerkovarianzmatrix der Prädiktionsphase
\hat{P}	[-]	Schätzfehlerkovarianzmatrix der Korrekturphase
P_R	[-]	Lösung der Riccati-Gleichung
Q	[-]	Kovarianzmatrix des Prozessrauschens
Q_{QR}	[-]	Orthogonalmatrix der QR-Zerlegung
R	[-]	Kovarianzmatrix des Messrauschens
R_{chol}	[-]	Cholesky-Faktor
$R_{gegensinnig}$	[m]	Kurvenradius bei gegensinnigem Lenken
$R_{gleichsinnig}$	[m]	Kurvenradius bei gleichsinnigem Lenken
R_{passiv}	[m]	Kurvenradius des passiven Fahrzeugs
R_{QR}	[-]	obere Dreiecksmatrix der QR-Zerlegung
S	[-]	Schnittpunkt auf Polygonzug
SP	[-]	Schwerpunkt
T	[s]	Zeitkonstante
V	[-]	quadratische Kostenfunktion
X_1	[-]	Optimierungsparameter
X_2	[-]	Optimierungsparameter

Index und Indizes

$(\dots)_d$	Index für diskrete Betrachtung
$(\dots)_k$	Index für Variable zum Zeitpunkt k
$(\dots)_{SP}$	Index für schwerpunktsbezogene Variable
$(\dots)_{v,h,l,r}$	Indizes für vorne, hinten, links, rechts
$(\dots)_{l,s,n}$	Indizes für Längs-, Seiten-, Normal-
$(\dots)_{x,y,z}$	Indizes für Achsen im fahrzeugfesten Koordinatensystem

Abkürzungen

ABS	Antiblockiersystem
ADS	Überlagerungslenkung: Audi Dynamic Steering
CAN	Controller-Area-Network
CRT	VI-grade CarRealTime (Fahrtdynamiksimulationsprogramm)
DD1	Divided-Difference Filter 1. Ordnung
DD2	Divided-Difference Filter 2. Ordnung
EDS	Elektronische Differentialsperre
EKF	Extended Kalman-Filter
ESM	Einspurmodell
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm
GCC	Global Chassis Control
\mathcal{H}_2	Quadratische Regelung (vgl. LQR-Regler)
\mathcal{H}_∞	Robuste Regelung
HAL	Hinterachslenkung
IMC	Internal Model Control
LMI	Linear Matrix Inequalities
LMS	Least-Mean-Square
LQR	Linear Quadratic Regulator
LRM	Lineares Reifenmodell
LRW	Lenkradwinkel
MF-Tyre	Magic-Formula Reifenmodell
MP	Momentanpol
MPC	Model Predictive Control
OEM	Original-Equipment-Manufacturer
PT-1	Übertragungsverhalten 1. Ordnung
RLS	Rekursive Least-Mean-Square
SMC	Sliding Mode Control
SP	Schwerpunkt
TV	Torque Vectoring
VAL	Vorderachslenkung
XDS	Erweiterte elektronische Differentialsperre

1 Einleitung

Fahrsicherheit, Fahrkomfort und Fahrdynamik stellen wesentliche, jedoch meist konträre Schwerpunkte der Fahrzeugentwicklung dar. Eine Erhöhung der passiven Fahrsicherheit ist häufig mit einem Anstieg des Fahrzeuggewichts und so mit einer Verschlechterung der Fahrdynamik verbunden. „Sportliche“ Fahrwerksauslegungen steigern die Bodenhaftung und erleichtern damit die Spurführung des Fahrzeugs. Die Aufbaubeschleunigungen werden dadurch allerdings erhöht und der Fahrkomfort reduziert [50]. Umgekehrt führt eine komfortorientierte Fahrwerksabstimmung zu höheren Radlastschwankungen und folglich zu einer Reduktion des fahrdynamischen Potentials [50].

Aktive Fahrwerkssysteme können diese Zielkonflikte entschärfen. So verhindert das heutzutage in nahezu allen Fahrzeugklassen verfügbare elektronische Stabilitätsprogramm (ESP) zuverlässig Schleuderunfälle und leistet damit einen wesentlichen Beitrag zur Sicherheit aktueller Fahrzeuge [20]. Neben einer Erhöhung der Fahrsicherheit ermöglicht ein ESP mit erweiterter elektronischer Differentialsperre (XDS) durch gezielte Über- und Untersteuereingriffe eine positive Beeinflussung der Fahrdynamik. Der Fahrkomfort wird nicht beeinträchtigt. Aktive Systeme schaffen so zusätzliche Freiheitsgrade in der Fahrwerksentwicklung und erlauben eine zunehmende Entkopplung und gezielte Beeinflussung spezifischer Fahreigenschaften.

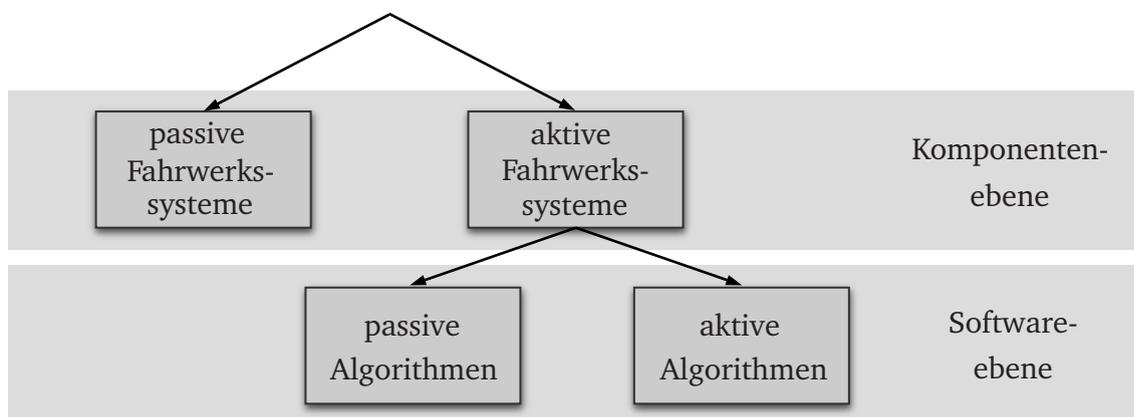


Bild 1.1: Vergleich von passiven und aktiven Fahrwerkssystemen auf Komponenten- und Softwareebene

Passive Fahrwerke stellen hingegen oft eine Kompromisslösung dar [66]. Im Gegensatz zu passiven Systemen zeichnen sich aktive nicht nur durch ihre Komponenten, sondern vielmehr durch eine Kombination von Aktorik und Algorithmik aus. Das Potential aktiver Systeme wird dabei maßgeblich von Softwarefunktionen beeinflusst. Diese können in Analogie zum Fahrwerk entsprechend Bild 1.1 „passiv“ oder „aktiv“ ausgeführt werden. „Passive“ Algorithmen werden statisch implementiert und auf einen bestimmten Arbeitspunkt abgestimmt. Sie sind dadurch nicht in der Lage, auf

Veränderungen von Strecke oder Störgrößen zu reagieren und erfordern einen Abstimmungskompromiss hinsichtlich diverser Fahrsituationen und Umgebungsbedingungen. Der Applikationsaufwand hierfür stellt einen signifikanten Anteil des Entwicklungsaufwands dar [30]. Zur Auflösung dieses Abstimmungskompromisses ist eine Integration von Umgebungsparametern in die Ansteuerung aktiver Systeme notwendig [16]. Änderungen, die durch Beladung, Bereifung oder Fahrbahneinflüsse entstehen, müssen in ihrer Wirkung begrenzt bleiben [4]. Eine geeignete Ansteuerung eines aktiven Systems erfordert daher eine möglichst genaue Erfassung des Fahrzustands [86].

„Aktive“ Algorithmen erlauben auf Grund ihrer dynamischen Struktur eine Anpassung an veränderliche Randbedingungen und ermöglichen so auch auf der Softwareebene zusätzliche Freiheitsgrade. Dies führt zu einer Entkopplung von Fahrsituation, Fahrverhalten und Umgebungsbedingungen. Zielkonflikte in der Applikation können aufgelöst und die Ansteuerung situativ verbessert werden. Das Gesamtpotential der Ansteuerung und die Beeinflussungsmöglichkeiten des Fahrverhaltens werden dadurch erhöht.

Im Rahmen dieser Arbeit wird daher die Entwicklung einer Ansteuerung zur Verbesserung des Fahrverhaltens mittels Hinterradlenkung angestrebt. Die Ansteuerung muss robust gegenüber veränderlichen Umgebungsbedingungen sein und Fahrten im Grenzbereich, mit Unter- und Übersteuersituationen, Fahrten mit verschiedenen Reifen und Fahrten bei unterschiedlichen Reibwerten berücksichtigen. Das Fahrverhalten ist dabei agil und für den Fahrer vorhersehbar zu gestalten. Die Fahrzeugstabilität darf zu keiner Zeit gefährdet werden. Die Ansteuerung muss stationäre Genauigkeit aufweisen und das vorgegebene Sollverhalten mit möglichst geringem Zeitverzug einstellen. Das über die Hinterradlenkung veränderte Fahrverhalten soll abschließend hinsichtlich der Fahrzeugagilität, der Fahrzeugbeherrschbarkeit und der Vorhersehbarkeit der Ansteuerung subjektiv bewertet werden.

2 Stand der Technik

Im Folgenden wird der Stand der Technik bezüglich der Eigenschaften und der möglichen Ansteuerungen einer Hinterradlenkung erörtert. Kapitel 2.1 beschreibt dazu den Einfluss einer Hinterradlenkung auf das Fahrverhalten durch eine Verschiebung von Momentanpol und virtuellem Radstand. Weiterhin werden in der Literatur vorhandene Funktionen einer Hinterradlenkung aufgegriffen und klassifiziert. In Kapitel 2.2 werden Ansätze zur Stabilitätsbestimmung des Fahrverhaltens zusammengefasst und typische Merkmale von Steuerung und Regelung diskutiert. Für eine Verbesserung der Ansteuerungsqualität werden im Anschluss Ansätze und mögliche Parameter einer Adaption betrachtet. Kapitel 2.3 fasst wichtige Aspekte zum Stand der Technik zusammen und beschreibt die Zielsetzung der Arbeit.

2.1 Beeinflussung des Fahrverhaltens mittels Hinterradlenkung

Schon seit den 80er Jahren werden Hinterradlenkungen zur Spuränderung der Hinterräder und damit zur Beeinflussung des Fahrverhaltens eingesetzt. Prinzipiell kann zwischen zwei Ausführungsformen unterschieden werden:

1. Passive Hinterachskinematik
2. Aktive Hinterachskinematik

Achsen mit einer passiven Hinterachskinematik werden durch Kinematik und Elastokinematik so ausgelegt, dass durch das Einwirken von Seitenkräften oder Federbewegungen gezielt Spurveränderungen auftreten. Als Beispiele hierfür sind die Weissach-Achse von Porsche, die Raumlenerachse von Mercedes-Benz oder die Schraublenkerachse von BMW [88] zu nennen.

Aktive Hinterachskinematiken hingegen besitzen einen mechanischen, hydraulischen oder elektro-mechanischen Aktor und können so unabhängig von äußeren Einflussfaktoren einen gewünschten Spurwert einstellen. Eine aktive Hinterachskinematik wird häufig auch als Hinterradlenkung bezeichnet. Als erste Bauform erhielt die mechanische Hinterradlenkung 1987 Einzug in ein Serienfahrzeug. Beim Honda Prelude wurde der Vorderradlenkwinkel über ein Getriebe an die Hinterachse übertragen. Der Hinterradlenkwinkel folgte aus der Getriebeübersetzung und dem gestellten Vorderradlenkwinkel nach der Berechnungsvorschrift $\delta_h = k_p(\delta_v)$ [95]. Die mechanische Bauform wies jedoch Nachteile bezüglich Kosten, Gewicht und Package auf. Daher wurden mechanische Bauformen der Hinterradlenkung nach und nach durch elektro-hydraulische und elektro-mechanische Varianten ersetzt. Elektro-hydraulische Aktoren überzeugen durch eine hohe Leistungsdichte und damit hohen Stellkräften. Elektro-mechanische Aktoren hingegen ermöglichen einen großen Stellwinkelbereich

bei hoher Stellwinkelgeschwindigkeit [70]. Aktuelle Fahrzeuge wie der Renault Laguna [48] oder der BMW 5er und 7er [115] werden auf Grund der hohen Anforderungen an Energieverbrauch, Stellgeschwindigkeit und Regelbarkeit ausschließlich mit elektro-mechanischen Systemen ausgerüstet. In Bild 2.1 ist das Fahrwerk und die darin integrierte Hinterradlenkung eines BMW 7er dargestellt. Diese erlaubt eine Spurveränderung von $\pm 3^\circ$ [115].

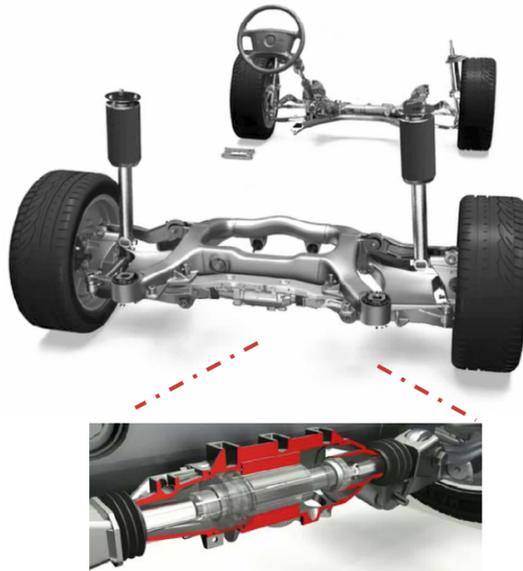


Bild 2.1: Hinterradlenkung im BMW 7er [115]

Detailliertere Informationen zur historischen Entwicklung von Hinterradlenksystemen und deren Ansteuerung sind Driedger, Brinkord et al. [33] zu entnehmen.

Hinterradlenkungen erlauben eine gezielte Beeinflussung des Fahrverhaltens. Dabei verändert sich vor allem das Verhältnis von Gierrate zu Querbesehleunigung. Dies wird im Folgenden anhand einer schematischen Darstellung erläutert. Bild 2.2 zeigt dazu ein Einspurmodell mit dem tatsächlichen Radstand L_{real} . Es wird angenommen, dass die Schräglaufwinkel α_i mit den Radmittelebenen übereinstimmen. Der Momentanpol (MP) der Fahrzeugbewegung ergibt sich durch ein Lot auf die Schräglaufwinkel an Vorder- und Hinterachse. Bei einem nicht hinterradgelenkten Fahrzeug liegt der Momentanpol unter Berücksichtigung der genannten Annahme folglich immer auf Höhe der Hinterachse. Das Stellen eines Lenkwinkels an der Vorderachse führt zu einer seitlichen Verschiebung des Momentanpols und einer alleinigen Veränderung des Kurvenradius.

Bei hinterradgelenkten Fahrzeugen hingegen entsteht ein weiterer Freiheitsgrad und der Momentanpol kann nicht nur seitlich, sondern auch in Richtung der Fahrzeuglängsachse verschoben werden. Dabei ergeben sich prinzipiell zwei Lenkstrategien: gegensinniges und gleichsinniges Lenken. Als gegensinniges Lenken wird eine entgegengesetzte und als gleichsinniges Lenken eine gleichgerichtete Einschlagrichtung der

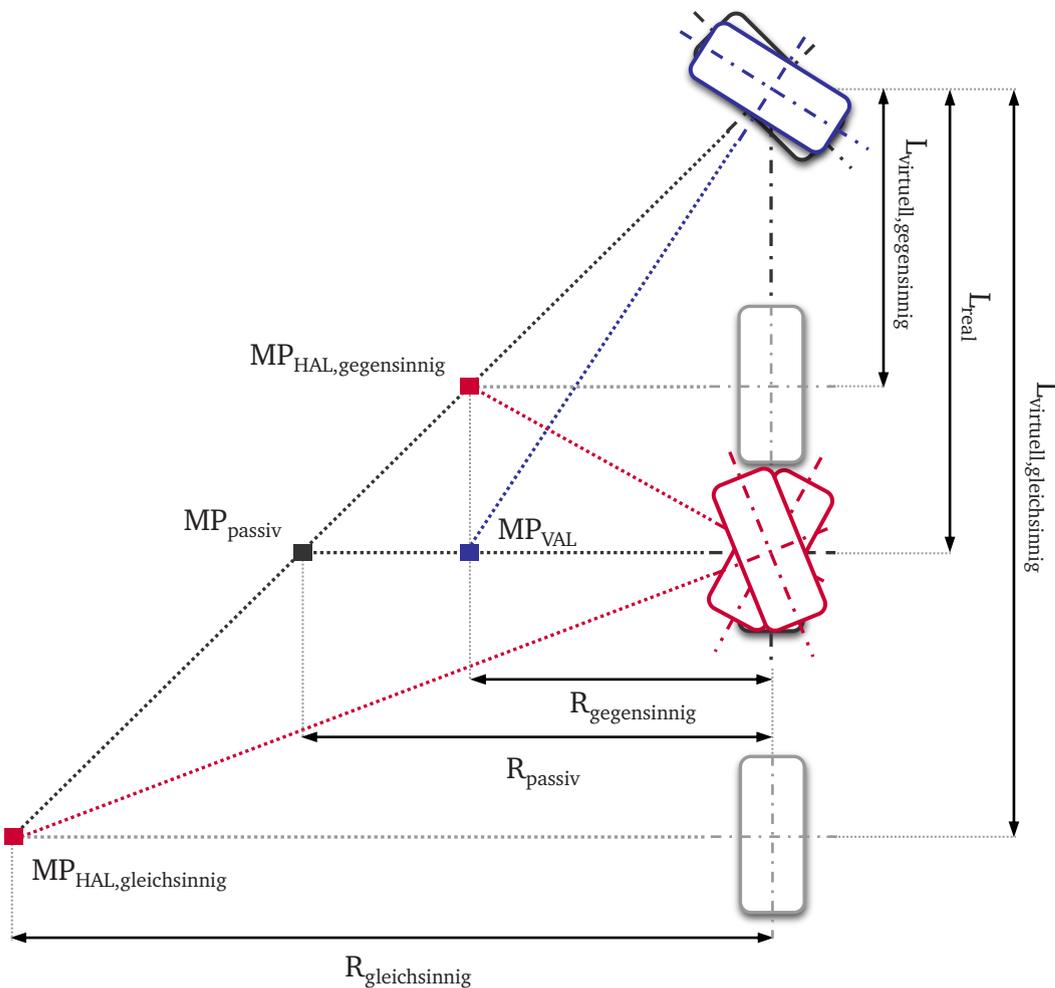


Bild 2.2: Einfluss von Lenkbewegungen an Vorder- und Hinterachse auf Kurvenradius und virtuellen Radstand am Einspurmodell

Vorder- und Hinterräder bezeichnet. Der Kurvenmittelpunkt verschiebt sich im Fall eines gegensinnigen Lenkeinschlags am Lot der Schräglaufwinkel der Vorderachse nach vorne. Damit wird sowohl der Kurvenradius als auch der virtuelle Radstand des Fahrzeugs verkleinert. Der virtuelle Radstand lässt sich durch eine Projektion des Momentenpols auf ein nicht hinterrad gelenktes Fahrzeug bestimmen. Das Fahrverhalten wird durch eine Verkleinerung des virtuellen Radstands handlicher und agiler [83]. Handlichkeit wird dabei in Anlehnung an Heissing und Brandl [49] als Fahrzeugreaktion bei kurvigem Straßenverlauf im unteren Geschwindigkeitsbereich definiert. Agilität beschreibt die Direktheit und die Spontanität, mit der Lenkbewegungen im höheren Geschwindigkeitsbereich umgesetzt werden.

Gleichsinniges Lenken hingegen vergrößert den virtuellen Radstand. Dies führt zu einer Reduktion der Gierbewegung des Fahrzeugs. Damit wird die Untersteuertendenz des Fahrzeugs verstärkt und ein stabileres Fahrverhalten generiert. Die Fähigkeit einer Hinterradlenkung, neben der Beeinflussung des Kurvenradius auch den virtuellen

Radstand zu verändern, ermöglicht eine Auflösung des Zielkonflikts zwischen Agilität und Stabilität [119]. Damit können mit einer Hinterradlenkung folgende Funktionen realisiert werden [13, 46, 51, 63, 70, 84]:

Hohe Komplexität der Ansteuerung		<ul style="list-style-type: none"> - höhere Kontrollierbarkeit und Sicherheit im Grenzbereich - Unterstützung des ESPs - Untersteuereingriffe - Verbesserung des Kurvenbrems- und Lastwechselverhaltens - Ausregelung von Störgrößen
	Geringe Komplexität der Ansteuerung	<ul style="list-style-type: none"> - Wendekreisreduktion - variable Lenkübersetzung - geringer Platzbedarf beim Einparken
	Niederdynamischer Fahrbereich (Komfortbereich)	Hochdynamischer Fahrbereich (Grenzbereich)

Bild 2.3: In der Literatur aufgeführte Funktionen zur Verbesserung des Fahrverhaltens mit einer Hinterradlenkung [13, 46, 51, 63, 70, 84]

In Bild 2.3 werden aus der Literatur bekannte Funktionen zur Verbesserung des Fahrverhaltens mittels Hinterradlenkung entsprechend dem jeweiligen Fahrbereich und der notwendigen Komplexität der Ansteuerung klassifiziert.

Der Fahrbereich wird dazu in einen niederdynamischen Komfortbereich und einen hochdynamischen Grenzbereich unterteilt. Der Komfortbereich umfasst hauptsächlich Fahrmanöver bei langsamen Geschwindigkeiten im linearen Fahrbereich. Dazu zählen Einparkmanöver, Rangiermanöver, Stadtfahrten bis etwa 50 km/h und Fahrmanöver mit geringen Lenkwinkelgeschwindigkeiten. Fahrten bei höherer Geschwindigkeit, hoher Querbeschleunigung oder Fahrmanöver mit hoher Reibwertausnutzung an der Haftgrenze des Reifens werden dem hochdynamischen Fahrbereich zugeordnet. Dazu zählen schnelle Spurwechselmanöver, Fahrmanöver mit einem hohen Lenkwinkelgradienten und Unter- und Übersteuermanöver.

Auf der Ordinate ist der Grad der Komplexität der Ansteuerung aufgetragen, der zur Realisierung der entsprechenden Funktion notwendig ist. Dabei wird zwischen geringer und hoher Komplexität unterschieden. Ansteuerungen geringer Komplexität sind durch einfache, proportionale Zusammenhänge gekennzeichnet und werden zu Beginn von Kapitel 2.2.2 genauer beschrieben. Komplexe Ansteuerungen erfordern eine genaue Kenntnis des Fahrzustands des Fahrzeugs und werden daher meist situationsabhängig aktiviert oder durch einen Regelkreis gestützt.

Nach Bild 2.3 lassen sich die dargestellten Funktionen in zwei Gruppen einteilen. Die erste Gruppe enthält Funktionen aus dem niederdynamischen Fahrbereich, die durch

eine Ansteuerung geringer Komplexität erreicht werden können. Dies ermöglicht die Umsetzung von Komfortfunktionen mit vertretbarem Aufwand. Die zweite Gruppe beschreibt Funktionen aus dem hochdynamischen Fahrbereich und erfordert hierfür komplexe Ansteuerstrategien. Auf Grund der Funktionsvielfalt und des Potentials zur Beeinflussung des Fahrverhaltens liegt der Schwerpunkt der vorliegenden Arbeit auf Funktionen der zweiten Gruppe.

2.2 Ansätze zur Ansteuerung einer Hinterradlenkung

Im Rahmen dieses Kapitels werden zunächst Bewertungskriterien für einen objektiven Vergleich von Steuerung und Regelung erarbeitet. Auf Basis der definierten Kriterien erfolgt eine Bewertung von Steuerung und Regelung hinsichtlich einer Eignung zur Ansteuerung der Hinterradlenkung. Da die Qualität einer Steuerung oder Regelung vom Systemzustand abhängig ist und das Übertragungsverhalten der Strecke Fahrzeug je nach Stabilität der Fahrsituation stark differiert, wird in Kapitel 2.2.1 über eine Analyse der Fahrstabilität der Systemzustand eingegrenzt. Hierfür werden bekannte Methoden zur Fahrstabilitätsanalyse vorgestellt. Liegen Informationen über die Systemstabilität und das entsprechende Übertragungsverhalten vor, kann eine Ansteuerung entworfen werden. Dazu werden in Kapitel 2.2.2 Ansätze zur Steuerung und in Kapitel 2.2.3 Ansätze zur Regelung der Hinterradlenkung dargestellt. In Kapitel 2.2.4 werden dann Adaptionismethoden aufgeführt, die eine detailliertere Abbildung des Fahrverhaltens erlauben und damit eine Verbesserung der Ansteuerung ermöglichen.

Für den Entwurf einer Ansteuerung existieren nach Odenthal [77] und Laumanns [66] folgende Bewertungskriterien:

- Stabilität
- Regelgüte
- Robustheit
- Abstimmbbarkeit

Ein lineares System wird nach Unbehauen als asymptotisch stabil bezeichnet, „wenn alle Pole, d.h. sämtliche Wurzeln der charakteristischen Gleichung, negative Realteile aufweisen“ [112]. Instabile Ansteuerungen neigen häufig zu starkem Schwingverhalten, hoher Stelldynamik und hoher Stellgrößenausnutzung. Ein Fahrzeug mit instabiler Ansteuerung der Hinterradlenkung ist für den Fahrer meist nicht beherrschbar. Für eine Ansteuerung der Hinterradlenkung muss daher zu jedem Zeitpunkt stabiles Verhalten sichergestellt werden.

Die Regelgüte beschreibt die Abweichung zwischen Soll- und Istsignal einer Ansteuerung und wird häufig auch als Führungsverhalten bezeichnet. Nach Schulz [98] kann das Führungsverhalten eines Regelkreises in stationäre Genauigkeit und dynamisches Verhalten des Einschwingvorgangs unterteilt werden. Stationäre Genauigkeit liegt dann vor, wenn sich die Regelgröße am Ende ihres Einschwingvorgangs nahe am

Sollwert befindet. Das dynamische Verhalten des Einschwingvorgangs wird durch Größen wie Überschwingweite, An- und Ausregelzeit charakterisiert [98]. Regelgüte bzw. Führungsverhalten stehen meist im Zielkonflikt zur Stabilität [66].

Die Robustheit dient als Maß für die Stabilitätsreserve und wird primär von Veränderungen der Regelstrecke beeinflusst [98]. Eine Ansteuerung gilt als abstimmbare, wenn ein direkter Zusammenhang zwischen Abstimmparameter und Fahrverhalten existiert. Damit wird eine Parametrierbarkeit der Ansteuerung ohne detaillierte Kenntnis der Ansteuerstrategie ermöglicht.

Wird unter Berücksichtigung der genannten Kriterien eine Ansteuerung entworfen, kann diese als Steuerung oder Regelung ausgeführt werden. Bild 2.4 zeigt die typische Struktur einer Steuerung.



Bild 2.4: Struktur einer Steuerung

Über eine Sollwertvorgabe wird die Führungsgröße w erzeugt. Die Steuerung berechnet auf Basis der Führungsgröße w die Stellgröße u . Diese dient als Eingang der Strecke. In Abhängigkeit von der Stellgröße u verändert sich das Übertragungsverhalten der Strecke, wodurch die Ausgangsgröße y beeinflusst wird. Die Ausgangsgröße y ist einem Ist- oder Messwert gleichzusetzen.

Die Steuerung besitzt exaktes Führungsverhalten, wenn die Ausgangsgröße y und die Führungsgröße w übereinstimmen. Hierfür muss das Systemverhalten der Steuerung zu jedem Zeitpunkt genau der inversen Systemdynamik der Strecke entsprechen.

Nach Ahring [4] und Laumanns [66] besitzt eine Steuerung prinzipbedingt folgende Vorteile:

- Direkte Reaktion auf Führungsgrößen
- Keine Soll-/Istabweichung zur Stellgrößenberechnung notwendig
- Keine Stabilitätsprobleme

Als Nachteile werden aufgeführt:

- Genauigkeit der Steuerung ist abhängig von der Modellgüte
- Modell ist oft zu ungenau

Eine Änderung der Führungsgröße w bewirkt bei einer Steuerung eine sofortige Anpassung der Stellgröße u . Damit kann die Steuerung sehr schnell und ohne zusätzlichen Phasenverzug auf Veränderungen der Sollwertvorgabe reagieren. Eine Soll-/Istabweichung oder eine Messung von Zustandsgrößen ist bei einer Steuerung im

Gegensatz zu einer Regelung nicht notwendig. Die Stabilität einer Steuerung wird auch bei starker Variation der Einflussgrößen nicht gefährdet [111]. Dies ist vor allem für die Ansteuerung sicherheitsrelevanter Systeme von Vorteil.

Allerdings wird das Führungsverhalten einer Steuerung direkt durch die Abbildegenauigkeit der Strecke beeinflusst. Existiert ein genaues Modell der Strecke, ergibt sich durch Inversion eine Steuerung mit gutem Führungsverhalten. Unterliegt die Strecke jedoch einer zeitlichen Veränderung oder dem Einfluss von Störgrößen, führt dies zu einer zunehmenden Abweichung von Soll- und Istverhalten.

Eine Ansteuerung der Hinterradlenkung erfordert daher bei Verwendung einer Steuerung eine möglichst genaue Abbildung des Fahrverhaltens. Einfache Ein- und Zweispurmodelle zur Modellierung des Fahrverhaltens beschreiben real existente Einflussfaktoren wie eine nichtlineare Reifencharakteristik, Änderungen von Beladung, Reifen oder Reibwert meist nur unzureichend und verhindern damit ein gutes Führungsverhalten [16].

Eine Regelung hingegen kann über eine Rückführung der Zustandsgrößen selbstständig Störgrößen ausregeln. Die entsprechende Struktur eines Regelkreises ist in Bild 2.5 dargestellt. Dabei wird ähnlich zu einer Steuerung über eine Sollwertvorgabe die



Bild 2.5: Struktur einer Regelung

Führungsgröße w berechnet. Wird als Führungsgröße w eine der Zustandsgrößen verwendet und gilt damit $w = x_{soll}$, kann die Führungsgröße w mit der Zustandsgröße x verglichen und die Regelabweichung e berechnet werden. Der Regler generiert dann aus der Regelabweichung e die Stellgröße u . Mit dem Übertragungsverhalten der Strecke ergibt sich daraus die Ausgangsgröße y .

Nach Ausführungen in der Literatur [4, 21, 29, 86] besitzt eine Regelung folgende Eigenschaften:

Vorteile:

- Selbstständiges Ausregeln von äußeren Störungen
- Identisches Systemverhalten unabhängig von äußeren Störgrößen

Nachteile:

- Phasenverzug bei Stellgrößenberechnung durch Soll-/Istabweichung

- Phasenverzug kann zur Reglerinstabilität führen
- Reduzierte Reglerstabilität durch äußere Störungen
- Zielkonflikt zwischen Regelgüte und Reglerstabilität

Im Gegensatz zur Steuerung ist eine Regelung in der Lage, selbstständig Störgrößen auszuregeln [111]. Tritt durch eine Modellungenauigkeit oder nicht modellierte Einflussfaktoren eine Abweichung zwischen Soll- und Istverhalten auf, wird diese durch den Regler aufgenommen und mittels Anpassung der Stellgröße u ausgeglichen. Damit kann eine Regelung auch bei einer Veränderung der Strecke stationäre Genauigkeit und hohes Führungsverhalten realisieren. Das Verhalten der Strecke wird durch die Regelung annähernd konstant gehalten [4].

Im Bezug auf die Ansteuerung einer Hinterradlenkung kann eine Regelung das Fahrverhalten auch bei veränderlichen Umgebungsbedingungen wie Seitenwind oder Reibwertsprüngen stabilisieren und dem Fahrer ein gewohntes Fahrgefühl vermitteln. Kurzfristige Störgrößen werden vom Regler kompensiert und erfordern kein Eingreifen des Fahrers. Damit vereinfacht sich für den Fahrer die Fahraufgabe und die Fahrsicherheit wird erhöht [4].

Für die Berechnung einer Stellgröße benötigt eine Regelung allerdings eine Soll-/Istabweichung. Diese führt zu einem „Nacheilen“ des Reglers und damit zu einer Erhöhung des Phasenverzugs. Auf Grund des Zeitverhaltens eines Reglers wird der benötigte Wert der Stellgröße nicht instantan, sondern mit der im Regler hinterlegten Dynamik aufgebaut. Dadurch steigt der Phasenverzug weiter an. Neben einer Verschlechterung des Führungsverhaltens kann ein hoher Phasenverzug eine Instabilität des Reglers bewirken [4].

Eine Regelung der Hinterradlenkung unterliegt daher einigen Randbedingungen. Auf Grund der Mehrfachreglerstruktur im Fahrzeug muss eine gegenseitige Beeinflussung des Reglers Mensch und der Hinterradlenkung ausgeschlossen werden [29]. Dies kann durch eine Trennung der Regeldynamik beider Regler erreicht werden. Normalfahrer reagieren auf Fahrzeugreaktionen erst nach ca. einer Sekunde [57]. Regeleingriffe mit einer Zeitkonstante von kleiner 50 ms werden vom Fahrer als „konstant“ wahrgenommen und verhindern damit eine gegenseitige Beeinflussung. Tritt eine Überlagerung der Regeldynamik auf, kann dies zur Reglerinstabilität führen [29]. Da die Wahrnehmung des Menschen sehr empfindlich auf einen Phasenverzug der Hinterradlenkung reagiert, müssen Phasenverzüge möglichst gering gehalten werden [12, 13]. Für eine Regelung der Hinterradlenkung wird daher eine hohe Dynamik gefordert. Die hohe Reglerverstärkung beeinträchtigt dann jedoch zunehmend die Stabilität des Regelkreises und führt zu einem Zielkonflikt zwischen Regelgüte und Reglerstabilität [4]. Nach Burgio [21] muss die Regeldynamik daher so gewählt werden, dass die Stabilität unter allen Umständen gewährleistet bleibt. Dies bedingt jedoch einen Kompromiss hinsichtlich des erreichbaren Fahrverhaltens. „So führt etwa eine für eine glatte oder rutschige Fahrbahnoberfläche optimierte Abstimmung zu einem auf trockenem Asphalt zu weichen und unzureichenden Fahrverhalten“ [21].

Der Vergleich von Steuerung und Regelung hat gezeigt, dass beide Strategien Vorzüge hinsichtlich einer Ansteuerung der Hinterradlenkung besitzen. Die Steuerung zeichnet sich hauptsächlich durch eine schnelle Reaktion auf Änderungen der Führungsgröße und eine systemimmanente Stabilität aus. Die Regelung erlaubt hingegen ein verbessertes Führungsverhalten bei Veränderungen der Regelstrecke und ein selbstständiges Ausregeln von Störgrößen. Ziel für die Ansteuerung der Hinterradlenkung ist daher eine Kombination der Vorteile von Steuerung und Regelung.

2.2.1 Methoden zur Analyse der Fahrstabilität

Neben der Stabilität von Steuerung und Regelung muss bei der Ansteuerung einer Hinterradlenkung auch die Gesamtstabilität Fahrer - Fahrzeug - Regelsystem berücksichtigt werden. So kann zum Beispiel ein Fahrzeug im Grenzbereich durch einen gegensinnigen Lenkeinschlag der Hinterradlenkung die Stabilitätsgrenze überschreiten. Für den Fahrer ist das Fahrzeug dadurch nur noch schwer kontrollierbar. Eine zu hohe Fahrstabilität hingegen führt zu einem Fahrverhalten mit stark reduzierter Handlichkeit, Agilität, Kurvenwilligkeit und einer Verschlechterung des Ansprechverhaltens [21, 66]. Eine gezielte Auslegung der Ansteuerung erfordert daher eine genaue Kenntnis des aktuellen Fahrzustands und des Abstands zur Fahrstabilitätsgrenze. In diesem Kapitel werden deshalb Methoden zur Analyse der Fahrstabilität aufgezeigt [16, 26, 57, 79, 113, 116]. Diese lassen sich entsprechend ihrer Berechnungsvorschrift gliedern:

- Berechnung einer Gierratenabweichung
- Betrag des Schwimmwinkels
- Auswertung der charakteristischen Geschwindigkeit
- Eigenwertberechnung
- Phaseplane-Methode

Die Stabilitätsbetrachtung mittels Gierratenabweichung berechnet über ein lineares Modell des Fahrverhaltens eine Gierrate und vergleicht diese mit der im Fahrzeug gemessenen Gierrate. Überschreitet die Differenz beider Gierraten einen Grenzwert, wird das Fahrverhalten als instabil bezeichnet. Dabei wird die zunehmende Nichtlinearität des Fahrverhaltens bei einer Annäherung an die Stabilitätsgrenze ausgewertet. Dieses Verfahren wird beispielsweise im ESP verwendet [57]. Ein Nachteil des Verfahrens ist die notwendige Definition der Grenzwerte. Die Grenzwerte sind nach Vietinghoff [113] meist vom Fahrmanöver abhängig und daher nur sehr aufwändig zu bestimmen. Ein Wechsel zwischen Unter- und Übersteuersituationen führt zu einem Durchlaufen des gesamten Toleranzbands der Grenzwerte. Eine Instabilität kann so erst beim Verlassen des Toleranzbands erkannt werden. Notwendige Eingriffe erfolgen dadurch oft zu spät [113]. Für eine Fahrzeugstabilisierung mittels Hinterradlenkung ist vor allem in Übersteuersituationen ein frühzeitiges Eingreifen erforderlich. Auf Grund der verzögerten Erkennung einer Fahrzeuginstabilität und des hohen

Parametrierungsaufwands zur Applikation der Grenzwerte wird diese Methode der Stabilitätsbetrachtung für eine Ansteuerung der Hinterradlenkung nicht verwendet.

Nach Börner [16] und Wanke [116] können der Schwimmwinkel und seine zeitliche Ableitung als Maß für die Fahrstabilität verwendet werden. Ein Fahrverhalten gilt dabei als stabil, wenn der Betrag des Schwimmwinkels klein bleibt. Zur Unterscheidung zwischen stabilem und instabilem Fahrverhalten muss allerdings erneut eine situationsabhängige Definition eines Grenzwerts erfolgen. Damit kann verhindert werden, dass ein hoher Schwimmwinkel bei niedrigen Geschwindigkeiten zu einer Fehlinterpretation der Fahrstabilität führt. Da der Schwimmwinkel in heutigen Serienfahrzeugen nicht als Messgröße zur Verfügung steht und der Applikationsaufwand zur Bestimmung der Grenzwerte ähnlich hoch ist wie bei der Stabilitätsbestimmung mittels Gierratenabweichung, wird die Stabilitätsbestimmung über den Betrag des Schwimmwinkels nicht weiter verfolgt.

Die Auswertung der charakteristischen Geschwindigkeit stellt eine Methode zur rechnerischen Ermittlung der Stabilität dar [16, 113]. Als charakteristische Geschwindigkeit wird die Geschwindigkeit bezeichnet, bei der die Gierverstärkung eines Fahrzeugs ihren Maximalwert annimmt. Ein Fahrzeug gilt nach Vietinghoff [113] dann als stabil, wenn das Quadrat der charakteristischen Geschwindigkeit größer null ($v_{ch}^2 > 0$) und das Fahrzeug folglich untersteuernd ist [16, 113]. Dies ermöglicht jedoch keine Aussage über die Lenkbarkeit des Fahrzeugs. Da die charakteristische Geschwindigkeit vornehmlich aus einer stationären Kreisfahrt ermittelt wird [50], beschränkt sich eine daraus berechnete Stabilitätsaussage auf stationäre Anteile des Fahrverhaltens.

Eine Stabilitätsanalyse auf Basis einer Eigenwertberechnung des linearen Einspurmodells berücksichtigt hingegen auch dynamische Anteile des Fahrverhaltens. Dabei gilt ein Einspurmodell als stabil, wenn die entsprechenden Eigenwerte negative Realteile aufweisen [16]. Nichtlineare Modelle müssen hierfür zunächst um einen Arbeitspunkt linearisiert und über eine Auswertung der Jacobi-Matrizen [93] hinsichtlich Stabilität untersucht werden [16, 79]. Die Aussagekraft der Stabilitätsbestimmung wird stark von der Abbildegenauigkeit des verwendeten Modells beeinflusst. Dadurch steigt mit zunehmender Modellgüte auch die Qualität der Stabilitätsanalyse. Eine Stabilitätsanalyse auf Basis einer Eigenwertberechnung wird in erweiterter Form in Kapitel 4.2 durchgeführt.

Bei Untersuchungen von Vietinghoff [113] zeigte die Phaseplane-Methode die besten Ergebnisse zur Fahrstabilitätsanalyse. Neben Vietinghoff [113] verwenden auch Ono, Hosoe et al. [79] und Chung und Yi [26] dieses Verfahren. Die Phaseplane-Methode beinhaltet eine Vorabsimulation, bei der charakteristische Punkte zur Stabilitätsanalyse ermittelt werden. Im Fahrbetrieb können die berechneten Punkte als Wissensbasis für eine Bestimmung der Fahrstabilität herangezogen werden. Dies setzt allerdings die Kenntnis von Reifeneigenschaften und dem Reifen-Fahrbahn-Kontakt voraus. Auch sind die Anforderungen der Phaseplane-Methode an verfügbaren Speicherplatz und Rechenzeit im Fahrzeug hoch [113]. Auf Grund der guten Ergebnisse der Phaseplane-

Methode wird dieses Verfahren in Kapitel 4.3 weiter betrachtet.

2.2.2 Ansätze zur Steuerung der Hinterradlenkung

Nachdem zu Beginn von Kapitel 2.2 Steuerungen und Regelungen hinsichtlich ihrer grundlegenden Eigenschaften verglichen wurden, folgt in diesem Kapitel eine Zusammenstellung expliziter Ansätze zur Steuerung einer Hinterradlenkung.

Die Proportionalsteuerung stellt eine der gängigsten Methoden zur Steuerung einer Hinterradlenkung dar [4]. Dabei wird der Hinterradlenkwinkel δ_h direkt aus einem Proportionalfaktor k_p und einer Messgröße berechnet. Als Messgröße wird häufig der vordere Radlenkwinkel δ_v verwendet.

$$\delta_h = k_p \cdot \delta_v \quad [\text{Gl. 2.1}]$$

Der Faktor k_p kann als Konstante oder als Kennfeld ausgeführt sein. Das Vorzeichen von k_p definiert die Lenkrichtung.

- $k_p < 0$ gegensinniger Lenkeinschlag
- $k_p = 0$ kein Lenkeinschlag
- $k_p > 0$ gleichsinniger Lenkeinschlag.

Eine geschwindigkeitsabhängige Variante der Proportionalsteuerung findet sich als Vorsteuerfunktion im BMW 7er [51] und im Renault Laguna GT [48]. Der Proportionalitätsfaktor k_p wird hierfür über der Geschwindigkeit variiert.

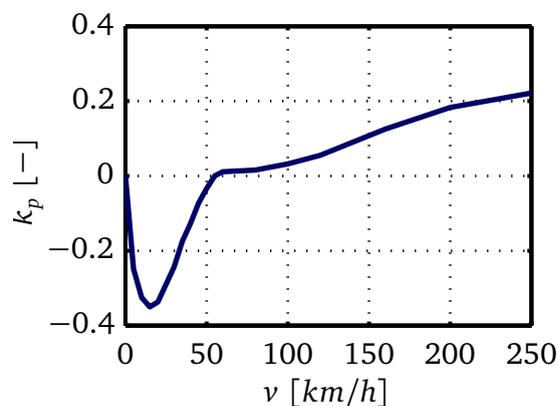


Bild 2.6: Typischer Verlauf eines geschwindigkeitsabhängigen Kennfelds

Bild 2.6 zeigt einen beispielhaften Verlauf. Bei Geschwindigkeiten unter 60 km/h wird zur Erhöhung der Handlichkeit des Fahrzeugs ein gegensinniger Lenkeinschlag eingestellt. Im Geschwindigkeitsbereich von 60 km/h bis 130 km/h wird das Fahrzeug durch gleichsinniges Lenken leicht und ab 130 km/h zunehmend stabilisiert.

Stählin, Lauer et al. [104] schlagen vor, den Lenkwinkel situationsabhängig zu wählen. Dabei wird zwischen einem gegensinnigen Lenkeinschlag für eine Kurvenfahrt und einem gleichsinnigen Lenkeinschlag für einen Spurwechsel unterschieden. Asanuma, Wakamatsu et al. [8] variieren k_p in Abhängigkeit der Querbesehleunigung. Eine Querbesehleunigung unterhalb eines Grenzwerts führt zu einem gegensinnigen Lenkeinschlag, oberhalb des Grenzwerts wird zur Reduktion des Schwimmwinkels gleichsinnig gelenkt.

Einen Überblick über diverse Steuerstrategien liefert Ahring [4]. Dabei werden Steuerungen mit proportionaler Abhängigkeit, Verzögerung erster Ordnung, Vorhalt erster Ordnung und Totzeit diskutiert. Die Vorhaltsteuerung erster Ordnung berücksichtigt z.B. die Lenkwinkelgeschwindigkeit und bewirkt beim Anlenken einen kurzen, gegensinnigen Lenkeinschlag. Damit kann das Anlenk- und Ansprechverhalten des Fahrzeugs verbessert werden.

Weiterhin beschäftigen sich zahlreiche Veröffentlichungen mit stationären und dynamischen Strategien zur Schwimmwinkelkompensation [4, 86, 88, 121]. Ziel dieser Anlenkstrategien ist, den Schwimmwinkel auf möglichst kleine Werte zu beschränken. Hierfür wird k_p aus der Übertragungsfunktion des vorderen Radlenkwinkels auf den Schwimmwinkel $\delta_v \rightarrow \beta$ berechnet. Eine Schwimmwinkelkompensation zeichnet sich durch eine Erhöhung der Fahrstabilität beim Spurwechsel und in Ausweichsituationen aus. Bei Kurvenfahrten hingegen wird die Untersteuertendenz des Fahrzeugs erhöht und die Lenkbarkeit reduziert [4, 66]. Dies gilt besonders für Fahrten auf Niedrigreibwert.

Laumanns [66] schlägt als alternative Ansteuerstrategie eine Modellfolgesteuerung vor. Eine Modellfolgesteuerung setzt sich aus Referenzmodell, Steuerung und Strecke zusammen und vollzieht damit, im Gegensatz zu den bisher vorgestellten Varianten, eine Trennung von Sollwertvorgabe und Steuerung. Dies erhöht die Modularität der Ansteuerung und vereinfacht eine Übertragbarkeit auf Fahrzeuge anderer Modellreihen oder Gewichtsklassen. Die Modellfolgesteuerung erfordert allerdings eine Invertierbarkeit der Strecke. Dies kann vor allem für Übertragungsfunktionen mit höherem Zähler- als Nennergrad nicht gewährleistet werden. Systeme mit mehr Nullstellen als Polstellen können damit weder direkt in den Zustandsraum transformiert noch simuliert werden [66]. Systeme dieser Art werden als „improper“ [66] bezeichnet. Ist hingegen eine Invertierung der Strecke möglich, berichtet neben Laumanns [66] auch Ahring von „guten Erfahrungen“ [4] mit einer Modellfolgesteuerung.

Die aufgeführten Ansätze zur Steuerung einer Hinterradlenkung können hinsichtlich ihrer Art in zwei Gruppen eingeteilt werden. Die erste Gruppe enthält Ansteuerungen, die über einen Proportionalitätsfaktor k_p einen direkten Zusammenhang zwischen Eingangsgröße und Hinterradlenkwinkel herstellen. Damit lassen sich einfache Ansteuerungen geringer Komplexität erstellen. Diese adressieren vorwiegend Funktionen des niederdynamischen Bereichs (vgl. Bild 2.3). Für Funktionen des hochdynamischen Bereichs muss diese Art der Ansteuerung um eine Situationserkennung, z.B.

zur Unterscheidung von Kurvenfahrt und Spurwechsel, erweitert werden. Dies erhöht die Gesamtkomplexität der Ansteuerung. Veränderungen des Fahrzeuggewichts, der Schwerpunktlage oder eine Verwendung der Steuerung in Fahrzeugen anderer Modellreihen erfordern die Anpassung des Proportionalitätsfaktors k_p und ziehen einen hohen Applikationsaufwand nach sich. Auf Grund eines hinterlegten Modells bietet die zweite Gruppe hier Vorteile. So kann eine Modellfolgesteuerung durch die Trennung von Sollwertvorgabe und Steuerung mit geringem Aufwand auf andere Fahrzeuge umparametriert werden. Eine erneute Abstimmung des Gesamtsystems kann dadurch vermieden werden. Die Verwendung eines Referenzmodells erlaubt darüber hinaus eine flexible Vorgabe des Fahrzeugsollverhaltens. Die Modellfolgesteuerung bietet damit eine geeignete Ausgangsbasis zur gesamtheitlichen Steuerung einer Hinterradlenkung.

2.2.3 Ansätze zur Regelung der Hinterradlenkung

In diesem Kapitel werden vorhandene Ansätze zur Regelung einer Hinterradlenkung aufgeführt. Zusammen mit Kapitel 2.2.2 wird damit ein Gesamtüberblick bezüglich Ansteuerstrategien im Stand der Technik erarbeitet.

Der Entwurf einer Regelung erfordert folgende Schritte:

1. Definition eines Wunschverhaltens
2. Analyse der Regelstrecke
3. Auswahl einer Regelstrategie

Die Definition eines Wunschverhaltens erfolgt in Anlehnung an Bild 2.5 durch die Sollwertvorgabe. Diese beruht auf einem Referenzmodell und generiert die als Führungsgrößen w verwendeten Signale. Zur Beeinflussung der Fahrdynamik werden als Führungsgrößen häufig die Gierrate, der Schwimmwinkel, die Querschleunigung oder eine Kombination dieser Größen eingesetzt.

Die Analyse der Regelstrecke basiert meist auf Kriterien wie Linearität, Zeitvarianz, dem Vorhandensein von Modellunsicherheiten oder Aktorbegrenzungen. Ein System gilt nach Unbehauen [111] als linear, „wenn [...] das Superpositionsprinzip für eine beliebige Kombination von Eingangsgrößen [...] gilt“ [111]. Systeme werden als zeitvariant bezeichnet, wenn das Systemverhalten in Abhängigkeit von der Zeit beeinflusst wird [111]. Modellunsicherheiten können nach Jaschke [58] strukturiert oder unstrukturiert vorliegen. Strukturierte Modellunsicherheiten ergeben sich durch Nichtlinearitäten, Parameterunsicherheiten oder zeitvariante Systeme. Unstrukturierte Modellunsicherheiten sind additiv oder multiplikativ [58]. Aktorbegrenzungen verursachen oft zusätzliche Nichtlinearitäten und stellen eine weitere Randbedingung für den Reglerentwurf dar.

Je nach Eigenschaft der Regelstrecke kann eine spezifische Regelstrategie gewählt werden. Folgende Regelstrategien werden in der Literatur mit einer Hinterradlenkung in Verbindung gebracht und daher näher betrachtet:

- PID-Regler
- Zustandsregler
- Fuzzy-Regler
- Robuste Regler
- Adaptive Regler

Öttgen und Bertram [80] schlagen die Einregelung eines neutralen Eigenlenkverhaltens vor. Ein Fahrverhalten wird nach Olley als neutral bezeichnet, wenn die Differenz der Schräglaufwinkel von Vorder- und Hinterachse $\alpha_v - \alpha_h = 0$ null beträgt [50]. Als Führungsgröße wird dementsprechend die Schräglaufwinkeldifferenz $\Delta\alpha$

$$\Delta\alpha = \alpha_v - \alpha_h = \delta_v - \delta_h - \frac{(l_v + l_h) \cdot \dot{\psi}}{v} \quad [\text{Gl. 2.2}]$$

verwendet. Zur Ansteuerung wird ein PI-Regler eingesetzt. Eine Erweiterung des PI-Reglers stellt der PID-Regler dar. Dieser kann durch die Übertragungsfunktion

$$G_{PID} = k_p + \frac{k_I}{s} + k_d \cdot s \quad [\text{Gl. 2.3}]$$

beschrieben werden. Hinweise zum Einstellen eines PID-Reglers finden sich in [111]. O'Dwyer [78] erweitert diese Einstellregeln für Strecken mit Totzeiten. Totzeiten reduzieren die Phasenreserve und wirken daher im Allgemeinen destabilisierend auf den Regelkreis [71]. Pruckner [86] vergleicht einen PI- und einen Zustandsregler beim doppelten Fahrspurwechsel auf glatter Fahrbahn. Der Zustandsregler ist als optimaler Mehrgrößenregler ausgeführt und dem PI-Regler überlegen. Eine Kombination von PI-Regler und Zustandsregler wird von Vietinghoff [113] verwendet. Für eine Anpassung der Regelung an nichtlineare Fahrzustände wird der PI-Zustandsregler um das Gain-Scheduling Verfahren erweitert. Beim Gain-Scheduling Verfahren wird ein nichtlineares System um mehrere Ruhelagen linearisiert und für jede Ruhelage ein Regler entworfen. Im Betrieb wird der Regler aktiviert, dessen Ruhelage am besten mit dem aktuellen Systemzustand übereinstimmt [113]. Dies ermöglicht eine dynamische Auslegung aller Teilregler auf den jeweiligen Arbeitspunkt und reduziert die Gefahr einer Reglerinstabilität.

Zustandsregelungen erfordern im Gegensatz zu PID-Reglern die Kenntnis des gesamten Zustandsvektors. Da reale Systeme diese Forderung oft nicht erfüllen, können Zustandsregelungen durch Beobachteransätze ergänzt werden. Die Stellgröße $u(t)$ einer

Zustandsregelung berechnet sich bei einem linearen System in Zustandsraumdarstellung

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) \quad [\text{Gl. 2.4}]$$

$$y(t) = Cx(t) + Du(t) \quad [\text{Gl. 2.5}]$$

mit der Systemmatrix A , der Eingangsmatrix B , der Ausgangsmatrix C und dem Durchgriff D nach

$$u(t) = -Kx(t) + Fw(t) \quad [\text{Gl. 2.6}]$$

K bezeichnet dabei die Reglerverstärkung und F das Vorfilter [112]. Die Auslegung eines Vorfilters wird in [105] beschrieben. Kreutz, Horn et al. [64] implementieren zur Ansteuerung einer Hinterradlenkung eine zeitinvariante Zustandsregelung. Die Zustandsregelung wird dazu auf eine konstante Fahrgeschwindigkeit von $v = 100 \text{ km/h}$ ausgelegt. Laut den Autoren sind die Eigenwerte des Fahrzeugs bei 100 km/h repräsentativ für einen Geschwindigkeitsbereich von $50 \text{ km/h} < v < 200 \text{ km/h}$. Die Hinterradlenkung wird jedoch nur in dynamischen Fahrsituationen angesteuert. Das stationäre Fahrverhalten wird durch die Regelung nicht verändert. Laut Kreutz, Horn et al. [64] zeigt eine herkömmliche Gierratenregelung bei Geradeausfahrt ein nicht wünschenswertes Regelverhalten. Dieses wird vor allem durch leichte Störungen und Straßenunebenheiten verursacht.

Ackermann und Siemel [2] schlagen vor, über die Hinterradlenkung eine robuste Gierdämpfung zu realisieren. Damit soll eine von der Fahrzeuggeschwindigkeit v unabhängige Eigenfrequenz und Dämpfung des Fahrzeugs erreicht werden. Ziel der Ansteuerung ist eine Ausregelung unerwarteter Gierreaktionen und folglich eine Vereinfachung der Fahraufgabe für den Fahrer. Die Ansteuerung wird simulativ durch ein Seitenwindmanöver und eine μ -Split Bremsung verifiziert. Eine subjektive Bewertung des Fahrverhaltens während des automatischen Lenkeingriffs wird nicht durchgeführt.

Linear Quadratic Regulators (LQR) erweitern die Methode der Zustandsrückführung und werden als Optimalregler bezeichnet. Optimalregler erlauben eine Festlegung der Eigenwerte des Zustandsreglers durch die Minimierung einer quadratischen Kostenfunktion.

Hierfür wird die Kostenfunktion J

$$J = \int_0^{\infty} (x^T Q x + u^T R u) dt \quad [\text{Gl. 2.7}]$$

mit den positiv definiten Gewichtungsmatrizen Q und R minimiert. Q gewichtet dabei die Regelgüte, R den Stellgrößenaufwand. Die optimale Stellgröße $u(t)$ lässt sich aus

$$u(t) = -R^{-1}B^T P_R x(t) \quad [\text{Gl. 2.8}]$$

berechnen. P_R wird als Lösung der Riccati-Gleichung

$$\dot{P} = -A^T P_R - P_R A + P_R B R^{-1} B^T P_R - Q \quad [\text{Gl. 2.9}]$$

bezeichnet [73]. Higuchi und Saitoh [54] verwenden einen Optimalregler zur Minimierung des Schwimmwinkels. Der Schwimmwinkel kann so stationär und transient durch eine Regelung von Vorder- und Hinterradlenkung auf null gehalten werden. Die Rückführung von Gierrate und Schwimmwinkel zeigt sich dabei einer reinen Rückführung der Gierrate überlegen. Da die genannte Arbeit theoretisch durchgeführt wurde, konnten keine Aussagen bezüglich einer Beurteilung des Fahrverhaltens gemacht werden. Auch die Art der Schwimmwinkelbestimmung wurde nicht weiter erläutert. Mostavi, Shariatpanahi et al. [73] verwenden einen LQR-Ansatz zur Ansteuerung von Vorderradlenkung, Hinterradlenkung und Bremse. Es werden nur Spurwechselsituationen auf Autobahnen betrachtet. Die Funktionsfähigkeit des Ansatzes wurde simulativ bestätigt.

Modellprädiktive Regelungen (MPC) nutzen ein Modell zur Vorausberechnung eines zukünftigen Systemverhaltens. Da dieses neben der Systemdynamik auch von zukünftigen Stellgrößen abhängig ist, wird eine Kostenfunktion zur Berechnung des Stellgrößenverlaufs über einen Vorausschauhorizont optimiert. MPC-Regler können im Gegensatz zu Optimalreglern (LQR) explizit Stellgrößenbeschränkungen berücksichtigen und sind auch für Regelstrecken mit Totzeiten [111] geeignet. Thommypillai, Evangelou et al. [108] verwenden MPC zur Modellierung eines Fahrerreglers. Dadurch werden auch Fahrten im Grenzbereich ermöglicht.

Fuzzy-Regler sind wissensbasierte Systeme, die mit linguistischen Operatoren wie WENN-DANN-Regeln rechnen und unscharfe Zustände wie „klein“, „mittel“, „groß“ besitzen [111]. Die Fuzzy Programmierung ähnelt dem menschlichen Denken und eignet sich daher besonders zur Abbildung von Expertenwissen. Im Gegensatz zur binären Logik existieren nicht nur die Zustände 0 und 1, sondern ein stetiger Übergang im Intervall $[0, 1]$. Damit lassen sich auch Teilzustände erfassen [111]. Im Bereich der Fahrdynamik werden Fuzzy-Regler meist zur Anpassung von Parametern oder zur Stützung anderer Regelstrategien eingesetzt. Shaout, Jarrah et al. [99] kombinieren zum Beispiel Fuzzy- und Optimalregelung. Der Fuzzy-Regler sorgt dabei für eine von der Fahrzeuggeschwindigkeit abhängige Anpassung der Gewichtungsmatrizen des Optimalreglers. Schaedel, Ctistis et al. [96] nutzen einen Fuzzy-Regler zur

automatischen Einstellung eines PI-Reglers bei unbekannter Strecke. Das Umschalten zwischen zwei Beobachteransätzen ist Aufgabe eines Fuzzy-Ansatzes bei Öttingen und Bertram [81]. Börner [16] verbessert durch einen Fuzzy-Ansatz die Fahrstabilitätsbestimmung und Daiß [28] ersetzt dadurch einen Kalman-Filter zur Geschwindigkeits-schätzung.

Für Systeme mit Modell- und Parameterunsicherheiten werden häufig robuste Regelungen eingesetzt. Diese erlauben über eine Minimierung der Empfindlichkeitsfunktion S eine Reduktion des Einflusses von Unsicherheiten auf die Systemdynamik. Robuste Regler basieren auf einem Minimierungsproblem, das über die \mathcal{H}_∞ -Norm abgebildet wird [111]. Ono, Hosoe et al. [79] entwerfen einen \mathcal{H}_∞ -Regler zur Ansteuerung einer Überlagerungslenkung. Der \mathcal{H}_∞ -Regler soll robust gegenüber veränderlichen Fahrzeugparametern sein und so zuverlässig ein Schleudern des Fahrzeugs verhindern. Der Schwimmwinkel wird als bekannt vorausgesetzt. Horiuchi, Yuhara et al. [55] implementieren einen \mathcal{H}_∞ -Regler für eine Vierradlenkung. Dazu werden mit einem Offline-Schätzverfahren die Modellparameter eines Fahrzeugs bestimmt und auf Basis dieser Parameter ein Regler ausgelegt. Ein durchgeführter Fahrversuch zeigte im linearen Fahrbereich bis zu einer Querschleunigung von $a_y \approx 4 \text{ m/s}^2$ gute Ergebnisse. Eine Robustheitsanalyse hinsichtlich einer Variation von Fahrzeugmasse, Reifen oder Reibwert wurde nicht durchgeführt.

Internal Model Control (IMC) Strategien sind Teil der robusten Regelung und stehen in engem Bezug zu MPC. IMC eignet sich für Systeme mit Totzeiten [111] und basiert auf einer \mathcal{H}_∞ -Optimierung. Damit können Stabilitätskriterien der robusten Regelung und Stellgrößenbeschränkungen berücksichtigt werden. Canale und Fagiano [22] verwenden eine IMC-Gieratenregelung zur Ansteuerung eines aktiven Hinterachsdifferentials. Vorhandene Unsicherheiten werden über ein additives Modell abgebildet. 2008 erweiterten Canale und Fagiano [23] die IMC-Regelung auf eine Hinterradlenkung. Dabei wurde eine mögliche Variation der Fahrzeuggeschwindigkeit um $\pm 20\%$, der Schräglaufsteifigkeiten um $\pm 5\%$ und der Fahrzeugmasse um $\pm 10\%$ berücksichtigt.

Sliding Mode Control (SMC) ist eine Methode zur robusten Regelung von nichtlinearen Systemen mit beschränkten Unsicherheiten [122]. SMC-Regler zeichnen sich durch eine hohe Robustheit und Unempfindlichkeit gegenüber Parameteränderungen aus [111]. Sie besitzen eine theoretisch unendlich hohe Verstärkung. Dadurch kann allerdings sogenanntes Chattering verursacht werden. Unter Chattering wird ein schnelles Hin- und Herschalten des Reglers verstanden [1]. SMC basiert auf der Idee, den Anfangszustand eines Systems innerhalb endlicher Zeit auf die sogenannte Sliding-Surface und von dort asymptotisch in den Ursprung gleiten zu lassen. Eine exakte Modellbeschreibung ist dazu nicht notwendig [122]. SMC kann als Beobachter [9, 10, 44] oder als Regler eingesetzt werden. Chung und Yi [26] verwenden SMC zur Schwimmwinkelregelung in Verbindung mit einem Bremseneingriff, Kyun-Sang und Jong-Tae [65] und Zheng, Tang et al. [123] zur ABS-Schlupfregelung. Die Ansteue-

nung mehrerer Aktoren im Sinne eines Global Chassis Control (GCC) ist Ziel bei Li und Yu [68] und Zehetner [122]. Ro und Kim [90, 91] stellen einen Ansatz zur Regelung einer Hinterradlenkung vor. Die Gefahr eines Chatterings und damit eine Beeinträchtigung des Fahrkomforts wird durch eine Totzone um die Sliding-Surface reduziert. Veränderungen der Fahrzeugparameter werden simulativ anhand einer Variation der Schräglaufsteifigkeiten um $\pm 10\%$ und einer Reduktion der Fahrzeugträgheit um 15% betrachtet. Nach Aussage der Autoren können so eine erhöhte Fahrstabilität und eine verbesserte Kontrollierbarkeit des Fahrzeugs erreicht werden.

Reicht die Robustheit der Regelung auf Grund einer zu stark variierenden Strecke nicht aus oder kann die gewünschte Regelgüte bei robuster Auslegung der Regelung nicht erreicht werden, bietet sich die Verwendung von adaptiven Reglern an. Bei adaptiven Reglern erfolgt eine Anpassung entweder auf Grund von unbekanntem Eigenschaften der Regelstrecke oder im Sinne eines Optimierungskriteriums [111]. Dabei kann zwischen einmaligen und kontinuierlichen Anpassungen unterschieden werden. Belestrino, Maria et al. [11] zeigen theoretische Untersuchungen zur adaptiven Modellfolgeregelung. Ding und Taheri [31] entwickelten einen adaptiven Regelansatz zur Ansteuerung einer Überlagerungslenkung und zur Durchführung von Bremsenriffen. Für eine Hinterradlenkung wird die adaptive Regelung von Halanay, Ionita et al. [43] eingesetzt. Als Regelgröße wird die Gierrate verwendet. Simulationsergebnisse zeigen Amplituden des Hinterradlenkwinkels von bis zu 16° . Damit werden übliche Stellgrößenbeschränkungen deutlich überschritten.

Neben adaptiven Reglern ermöglicht auch die Verwendung von neuronalen Netzen eine anpassungsfähige Regelung. Neuronale Netze erlauben jedoch nur eine Adaption in Regionen, die zuvor trainiert wurden [107]. Nach Sturm [107] kann es in untrainierten Bereichen zu „völlig unsinnigen Ergebnissen“ [107] kommen. Damit sind neuronale Netze zur Ansteuerung eines sicherheitskritischen Systems, wie einer Hinterradlenkung, nicht ausreichend deterministisch. Neuronale Netze werden daher für eine Ansteuerung der Hinterradlenkung ausgeschlossen.

Parameterunsicherheiten werden im Fahrzeug durch Beladung, verschiedene Reifen, diverse Fahrbahnoberflächen oder eine Veränderung des Reifen-Fahrbahn-Kontakts verursacht. Totzeiten treten beispielsweise in Übersteuersituationen auf. Dabei wird durch den Verlust der Haftreibung an der Hinterachse die Übertragungsfunktion $\delta_h \rightarrow \dot{\psi}$ stark beeinflusst und so die Stabilitätsreserve des Reglers reduziert. Eine Struktur zur Regelung der Hinterradlenkung erfordert daher eine Berücksichtigung von Parameterunsicherheiten, veränderlicher Totzeit und einer Stellgrößenbeschränkung. Diese Anforderungen werden am besten mit MPC-, IMC- oder adaptiven Regelansätzen erfüllt.

Zusammenfassend zeigen sich aus dem Stand der Technik die in Bild 2.7 dargestellten Strategien zur Ansteuerung einer Hinterradlenkung als geeignet:

Strategie	Steuerung	Regelung
Methode	Modellfolgesteuerung	MPC IMC Adaptiver Regler
Potential	Stabilität Schnelles Ansprechen Applikationsfähigkeit	Berücksichtigung von Parameterunsicherheiten Stellgrößenbeschränkungen Totzeiten

Bild 2.7: Steuer- und Regelansätze für eine Hinterradlenkung nach dem Stand der Technik

2.2.4 Parameteradaption zur Abbildung des Fahrverhaltens

Parameterunsicherheiten und variable Totzeiten können entweder in robusten Regelansätzen berücksichtigt oder durch eine geeignete Anpassung eines Fahrzeugmodells explizit erfasst werden. Wird über die Adaption des Fahrzeugmodells in allen Fahrsituationen eine Abbildung des realen Fahrverhaltens erreicht, ermöglicht dies eine stetige Anpassung der Steuer- oder Regelungsalgorithmen. Diese können dann auf Basis des adaptierten Modells entsprechend der jeweiligen Fahrsituation umparametriert werden. Dadurch kann ohne zusätzlichen Applikationsaufwand eine „optimale“ Auslegung der Ansteuerung erfolgen. Der Zielkonflikt zwischen Reglerstabilität und Regelgüte wird so entschärft. In diesem Kapitel werden daher verschiedene Ansätze der Parameteradaption beschrieben. Der Fokus liegt auf Parametern, die eine hohe Sensitivität bezüglich einer Abbildung des Fahrverhaltens aufweisen.

Nach Halfmann, Holzmann [44] und Börner [16] lassen sich Modellparameter in drei Gruppen einteilen:

- Annähernd konstante Parameter
- Parameter mit langsamer Änderung
- Parameter mit sprunghafter Änderung

Als annähernd konstante Parameter werden geometrische Daten des Fahrzeugs wie Radstand und Spurweite bezeichnet. Eine Änderung dieser Parameter ist meist so gering, dass sie einen vernachlässigbaren Einfluss auf das Fahrverhalten besitzen [44]. Parameter mit langsamer Änderung hingegen weisen einen deutlichen Einfluss auf das Fahrverhalten auf und werden durch Alterung und Verschleiß bestimmt (z.B. Elastokinematik, Stoßdämpferkennlinien). Wechselnde Betriebs- und Umweltbedingungen können zu einer sprunghaften Änderung von Parametern führen. Als Beispiele werden Beladung, Reifen und Reibwert aufgeführt. Parameter mit sprunghafter Änderung

haben laut Halfmann und Holzmann [44] den größten Einfluss auf das Fahrverhalten.

Nach Börner [16] sind für eine Adaption Parameter wie das Trägheitsmoment Θ , die Fahrzeugmasse m , die Schräglaufsteifigkeiten c_{sv} , c_{sh} und die Schwerpunktsabstände zu Vorder- und Hinterachse l_v , l_h geeignet. Eine Adaption aller Einspurmodellparameter ist laut Wanke [116] nicht sinnvoll. Viele Adaptionparameter führen zu einer hohen Varianz des einzelnen Parameters. Zu wenig Adaptionparameter reduzieren die Flexibilität und damit die Abbildegenauigkeit [124].

Neben Börner [16] schlagen auch Jokic und Lüders [59] eine Adaption des Trägheitsmoments Θ vor. Dieses wird in einem Identifikationsmodul über einen Vergleich von gemessener und geschätzter Gierrate und Gierbeschleunigung bestimmt. Neben dem Trägheitsmoment werden die Schräglaufsteifigkeiten c_{sv} , c_{sh} als weitere Einspurmodellparameter ermittelt. Die Adaption erfolgt mit einem Beobachteransatz. Dieser wird jedoch nur unter bestimmten Randbedingungen und im linearen Fahrbereich aktiviert.

Halfmann und Holzmann [44] verwenden ein rekursives Least-Mean-Square Verfahren (RLS) zur Online-Parameterschätzung der Fahrzeugmasse. Über spezielle Reifensensorik machen Fennel und Latarnik [36] die Gewichtskraft an jedem Reifen messbar. Aus dem Gesamtgewicht und der Achslastverteilung wird dann ein Einspurmodell an das reale Fahrzeug angepasst und so die Abbildegenauigkeit erhöht. Wanke [116] verwendet zur Adaption keine Einspurmodellparameter, sondern die Korrekturterme $\dot{\psi}_{korr}$ und β_{korr} .

Das Reifenmodell ist eine weitere Möglichkeit zur Anpassung des Einspurmodells. Nach Würtenberger [120] ist eine Online-Adaption des gesamten Reifenkennfelds nur schwer zu realisieren. Daher wird meist eine Adaption der Schräglaufsteifigkeiten angestrebt. Diese sind zunächst unbekannt und müssen für den linearen Bereich erst über Fahrversuche bestimmt werden [121]. Da sie nach Börner [16] zudem großen Schwankungen und schnellen Änderungen unterliegen, eignen sich die Schräglaufsteifigkeiten besonders zur Adaption. Herrmann [53] regt zur Verbesserung des ESP-Algorithmus an, bei stationärem Fahrverhalten im stabilen und linearen Bereich die Schräglaufsteifigkeit der Hinterachse c_{sh} anzupassen.

Zur Schätzung der Schräglaufsteifigkeiten stehen prinzipiell drei Methoden zur Verfügung:

- Direkte Methode
- Indirekte Methode bei Kenntnis des Schwimmwinkels
- Indirekte Methode ohne Kenntnis des Schwimmwinkels

Bei der direkten Methode werden die Schräglaufsteifigkeiten c_{si} nach Sierra, Tseng et al. [102] aus dem Quotienten der Seitenkraft F_{si} und dem Schräglaufwinkel α_i

berechnet.

$$c_{si} = \frac{F_{si}}{\alpha_i} \quad [\text{Gl. 2.10}]$$

Als weitere Messgrößen werden dazu die Gierbeschleunigung $\ddot{\psi}$ und der Schwimmwinkel β benötigt. Der Schwimmwinkel kann über heute im Fahrzeug vorhandene Sensoren nicht bestimmt werden. Daher existieren zahlreiche Ansätze zur Schwimmwinkelschätzung [7, 17, 25, 69, 74, 106, 113]. Eine Berechnung der Schräglaufsteifigkeiten c_{si} ist mit der direkten Methode nur in bestimmten Fahrsituationen möglich. So verhindert eine Singularität der Schätzgleichung Gl. 2.10 bei Geradeausfahrt oder Nulldurchgängen der Schräglaufwinkel $\alpha_i \approx 0$ eine kontinuierliche Bestimmung der Schräglaufsteifigkeiten. Im Bereich kleiner Geschwindigkeiten wird die Schräglaufsteifigkeitsschätzung zudem durch eine weitere Polstelle des Einspurmodells (siehe Gl. 3.16) beeinträchtigt. Börner [16] kombiniert seinen Luenberger-Beobachter daher mit einer Situationserkennung. Die Adaption wird so erst beim Überschreiten bestimmter Grenzwerte für z.B. Lenkwinkel, Geschwindigkeit oder Gierrate aktiviert.

Variante 1 der indirekten Methode setzt die Kenntnis des Schwimmwinkels voraus. Damit kann durch ein Auflösen der ersten oder zweiten Einspurmodellgleichung (Gl. 3.21, Gl. 3.22) die vordere Schräglaufsteifigkeit als Funktion der hinteren Schräglaufsteifigkeit berechnet werden [102].

$$c_{sv} = f(\dots, c_{sh}) \quad [\text{Gl. 2.11}]$$

Das Hinzufügen einer zusätzlichen Zwangsbedingung oder die Verwendung eines Optimierungsalgorithmus ermöglicht dann eine Lösung der Gleichung mit zwei Unbekannten. Brachert [19] schlägt die Berechnung der Schräglaufsteifigkeiten auf Basis von Gl. 2.12 und Gl. 2.13 vor.

$$c_{sv} = \frac{m \cdot v \cdot \dot{\psi} \cdot l_h}{(l_v + l_h) \cdot \left(\delta_v - \beta - \frac{l_v \cdot \dot{\psi}}{v} \right)} \quad [\text{Gl. 2.12}]$$

$$c_{sh} = \frac{m \cdot v \cdot \dot{\psi} - c_{sv} \cdot \left(\delta_v - \beta - \frac{l_v \cdot \dot{\psi}}{v} \right)}{\delta_h - \beta + \frac{l_h \cdot \dot{\psi}}{v}} \quad [\text{Gl. 2.13}]$$

Beide Gleichungen sind jedoch nur bei stationären Fahrmanövern mit $\ddot{\psi} = 0$ und $\dot{\beta} = 0$ gültig.

Angeringer und Ramusch [5] versuchen über eine Zweiteilung des Reifenkennfelds die Schräglaufsteifigkeit anzupassen. Dazu wird für kleine Schräglaufwinkel eine konstante Schräglaufsteifigkeit und für größere Schräglaufwinkel eine Funktion mit degressivem Verlauf verwendet. Allerdings müssen auch bei diesem Ansatz die Schräglaufwinkel und damit der Schwimmwinkel bekannt sein. Eine Abhängigkeit vom Reibwert ist nicht vorgesehen.

Variante 2 der indirekten Methode erfordert keine Kenntnis des Schwimmwinkels. Hierzu schlagen Sierra, Tseng et al. [102] vor, durch ein Umformen der Einspurmodellgleichungen (Gl. 3.21, Gl. 3.22) den Schwimmwinkel β zu eliminieren. Damit reduziert sich das Gleichungssystem mit zwei Gleichungen und drei Unbekannten (β , c_{sv} , c_{sh}) auf eine Gleichung mit zwei Unbekannten (c_{sv} , c_{sh}). Die Autoren verwenden zur Lösung der Gleichung ein festes Verhältnis von c_{sv} zu c_{sh} . Dieses muss manuell oder über einen separaten Algorithmus an die jeweilige Fahrsituation angepasst werden.

Bracherts [19] Vorschlag zur Schräglaufsteifigkeitsbestimmung ist in Gl. 2.14 dargestellt. Es handelt sich um ein unterbestimmtes Gleichungssystem, das wiederum nur für den stationären Fall gültig ist.

$$c_{sv} = \frac{m \cdot v \cdot \dot{\psi} \cdot l_h}{\frac{m \cdot v \cdot \dot{\psi} \cdot l_v}{c_{sh}} - (l_v + l_h) \cdot (\delta_h - \delta_v) - (l_v + l_h)^2 \cdot \frac{\dot{\psi}}{v}} \quad [\text{Gl. 2.14}]$$

Die Bestimmung der Schräglaufsteifigkeiten bei Öttgen und Bertram [81] basiert auf einem Offline-Identifikationsverfahren. Dazu werden mit einem Referenzmodell Schräglaufsteifigkeiten anhand einer stationären Kreisfahrt für eine Querbeschleunigung von $a_y = 1 \text{ m/s}^2$ und $a_y = 4.5 \text{ m/s}^2$ berechnet. Mittels einer Fuzzy-Logik wird dann während der Fahrt zwischen den beiden generierten Beobachtermodellen umgeschaltet. Der Einfluss einer Fahrdynamikregelung muss allerdings bei der Wahl der Schräglaufsteifigkeiten berücksichtigt werden. Dadurch erhöht sich die Zahl der benötigten Beobachteransätze [81] und damit der Aufwand.

Hac [42] berechnet die Schräglaufsteifigkeit in Abhängigkeit der Normalkraft nach

$$c_{si} = c_{s0} \cdot \left(\frac{F_N}{N_0} \right) \cdot \left(1 - k \cdot \left(\frac{\Delta N}{N_0} \right) \right) \quad [\text{Gl. 2.15}]$$

Dabei bezeichnet c_{s0} die nominale Schräglaufsteifigkeit, N_0 die nominale Normalkraft, F_N die aktuelle Normalkraft, ΔN die Radlastverlagerung und k einen Sensitivitätsfaktor, der üblicherweise in der Größenordnung von $k \approx 0.5$ liegt. k beschreibt den Einfluss der Normalkraft auf die Schräglaufsteifigkeit und muss in Abhängigkeit des Reifens angepasst werden.

Herrmann, Jokic et al. [52] regen an, die hintere Schräglaufsteifigkeit nur dann zu ad-

aptieren, wenn sich Lenkwinkelgeschwindigkeit, Gierrate und Querschleunigung in einem bestimmten Wertebereich befinden. Damit wird eine Bestimmung der Schräglaufsteifigkeit auf den linearen Fahrbereich beschränkt. Zur Berechnung dient folgende Gleichung

$$c_{sh} = \frac{m \cdot v^2 \cdot \dot{\psi} \cdot c_{sv} \cdot l_v}{m \cdot v^2 \cdot \dot{\psi} \cdot l_h + (l_v + l_h) \cdot c_{sv} - \delta_v \cdot v \cdot c_{sv} \cdot (l_v + l_h)} \quad [\text{Gl. 2.16}]$$

Shen, Wang et al. [100] berechnen die Schräglaufsteifigkeit mit Hilfe eines vereinfachten MF-Tyre-Reifenmodells.

$$c_s = \mu \cdot F_N \cdot D_T \cdot B_T \quad [\text{Gl. 2.17}]$$

Die Gültigkeit der ermittelten Schräglaufsteifigkeit beschränkt sich auch bei diesem Verfahren auf den linearen Fahrbereich.

Würtenberger [120] verwendet eine Ausgangsfehleroptimierung zur Bestimmung der Schräglaufsteifigkeiten. Dazu wird die Abweichung von Messung und Schätzung mit einem Simplex-Downhill-Algorithmus minimiert. Dieser weist eine verhältnismäßig geringe Konvergenzgeschwindigkeit auf und ist daher nicht für eine hochdynamische Schräglaufsteifigkeitsschätzung geeignet. Der Wertebereich zulässiger Schräglaufsteifigkeitsschätzungen wurde beschränkt und der Algorithmus auf die Schätzung konstanter Schräglaufsteifigkeiten ausgelegt.

In Bild 2.8 wird der Stand der Technik hinsichtlich der Ansätze zur Schräglaufsteifigkeitsschätzung zusammengefasst und die Arbeiten nach Fahrmanöver und Art der Schätzung klassifiziert.

Es wird zwischen Fahrmanövern mit geringer Dynamik und Fahrmanövern mit hoher Dynamik unterschieden. Als Fahrmanöver mit geringer Dynamik werden stationäre Fahrmanöver wie die stationäre Kreisfahrt und Fahrten im linearen Bereich mit geringen Lenkwinkelgeschwindigkeiten und Querschleunigungen bezeichnet. Gleichungsbasierte Schräglaufsteifigkeitsschätzverfahren nutzen beispielsweise Einspurmodellgleichungen, die nach der vorderen oder hinteren Schräglaufsteifigkeit aufgelöst werden und so eine Bestimmung der Schräglaufsteifigkeiten erlauben. Schätzverfahren nach dem Random-Walk Prinzip verwenden Least-Mean-Square oder Kalman-Filter Algorithmen und benötigen kein direktes Auflösen der Gleichungen. Die Schräglaufsteifigkeitsschätzung erfolgt stattdessen auf Basis der Schätzfehlerkovarianzmatrix und ist den gleichungsbasierten Verfahren numerisch oft überlegen. Für Einzelheiten zu Least-Mean-Square und dem Kalman-Filter Algorithmus wird auf Kapitel 4.1 verwiesen.

Fahrmanöver hoher Dynamik	[42]	[102]	[86]
	[16]	[19]	[53]
Fahrmanöver geringer Dynamik	[59]	[81]	[100]
	[120]		
	Gleichungsbasierte Schräglaufsteifigkeitsschätzung		Schräglaufsteifigkeitsschätzung durch Random-Walk

Bild 2.8: Arbeiten im Stand der Technik zur Schräglaufsteifigkeitsschätzung

Die Arbeiten im Stand der Technik beruhen meist auf einer gleichungsbasierten Schätzung der Schräglaufsteifigkeiten in linearen oder stationären Fahrsituationen. Dies vereinfacht die Schräglaufsteifigkeitsschätzung und ermöglicht unter der Bedingung, dass alle anderen Einspurmodellparameter bekannt sind, eine Bestimmung der physikalischen Schräglaufsteifigkeiten.

Zielt die Schräglaufsteifigkeitsschätzung hingegen auf eine Erweiterung des Gültigkeitsbereichs eines Einspurmodells ab, erfordert dies in allen Fahrsituationen eine kontinuierliche Schätzung der Schräglaufsteifigkeiten. Pruckner [86] ergänzt hierzu einen Luenberger-Beobachter um ein Least-Mean-Square Verfahren. Die geschätzten Schräglaufsteifigkeiten werden zu jedem Zeitschritt in den Beobachteransatz integriert. Damit soll die Singularität der direkten Methode umgangen und eine robustere Schätzung des Schwimmwinkels ermöglicht werden [86]. Zur Vermeidung hoher Schräglaufsteifigkeitsamplituden wurde die Schätzung dort allerdings durch obere und untere Schranken stark begrenzt. Zudem zeigt die Schätzung teilweise unplausibles Verhalten [86].

2.3 Zusammenfassung und Zielsetzung

Im Stand der Technik wurden zahlreiche Möglichkeiten zur Ansteuerung einer Hinteradlenkung dargestellt. Dabei hat sich gezeigt, dass das Fahrverhalten eines Fahrzeugs maßgeblich durch Beladung, Bereifung und veränderliche Straßen- und Reibwertverhältnisse beeinflusst wird. Für eine Verbesserung des Fahrverhaltens im Grenzbereich ist folglich eine Berücksichtigung von Parameterunsicherheiten und variablen Totzeiten essentiell. In Kapitel 2.2.3 wurden daher zahlreiche Regelungsansätze dargestellt und hinsichtlich ihrer Eigenschaften verglichen. MPC-, IMC- und adaptive Regelansätze zeigten das größte Potential im Umgang mit Parameterunsicherheiten und variablen Totzeiten.

Im Vergleich zu Steuerungen weisen Regelungen im Allgemeinen einen höheren Phasenverzug auf. Nicht modellierte Phasenverzüge und äußere Störungen reduzieren die Reglerstabilität und führen zu einem Zielkonflikt zwischen Reglerstabilität und Regelleistung [4, 29]. Die Modellfolgesteuerung überzeugt hingegen durch systemimmanente Stabilität, einen geringen Phasenverzug und schnelles Ansprechverhalten. Voraussetzung für eine stationäre Genauigkeit der Modellfolgesteuerung ist allerdings ein sehr genaues Modell der Strecke.

Diese Modellgenauigkeit kann durch eine Parameteridentifikation erreicht werden. Die Schräglaufsteifigkeiten besitzen nach Börner [16] den größten Einfluss auf ein Einspurmodell und werden daher häufig für eine Adaption herangezogen. Nach dem Stand der Technik besteht das Ziel einer Adaption üblicherweise in einer genauen Bestimmung der einzelnen Parameter eines Modells. Die Adaption erfolgt dazu vorwiegend langsam und in vorteilhaften Situationen. So wird die Berechnung der Schräglaufsteifigkeiten bei einer stationären Kreisfahrt auf Grund von $\dot{\psi} = 0$ und $\dot{\beta} = 0$ erleichtert und der Einfluss von Störungen minimiert.

Das Ziel dieser Arbeit ist hingegen, mit Methoden der Parameteridentifikation in allen Fahrsituationen ein möglichst genaues Modell des Fahrverhaltens zu generieren. Die Parameteridentifikation wird dabei nicht zur Bestimmung einzelner Modellparameter, sondern zur gesamtheitlichen Abbildung von Parameterunsicherheiten und variablen Totzeiten verwendet. Ein so adaptiertes Modell besitzt durch die laufende Anpassung in allen Fahrsituationen eine hohe Gültigkeit. Auf Basis des Modells wird dann eine Analyse der Fahrstabilität durch eine stetige Berechnung von Eigenlenkgradient oder Eigenwerten ermöglicht. Dadurch werden in der Stabilitätsbetrachtung auch dynamische Anteile des Fahrverhaltens berücksichtigt. Weiterhin kann durch die hohe Abbildegenauigkeit des Modells eine stationär genaue Modellfolgesteuerung und damit eine Kombination der Vorteile von Steuerung und Regelung realisiert werden.

Die Arbeit ist wie folgt gegliedert:

In Kapitel 3 wird die Modellierung des Fahrverhaltens anhand eines Einspurmodells und drei wesentlichen Reifenmodellen beschrieben. Der weitere Verlauf der Arbeit orientiert sich entsprechend Bild 2.9 an der Struktur einer Steuerung:

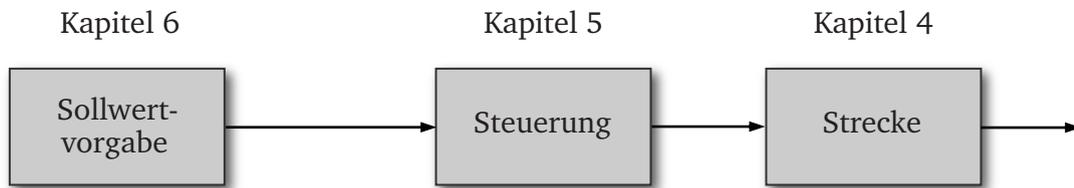


Bild 2.9: *Gliederung der Arbeit*

Das Einspurmodell und die Reifenmodelle bilden in Kapitel 4 die Basis der Fahrzustandsschätzung. Dazu wird das Adaptive Einspurmodell als neuer Ansatz zur Abbildung des Fahrverhaltens vorgestellt und basierend auf dem Adaptiven Einspurmodell und der Phaseplane-Methode eine Fahrstabilitätsbestimmung ermöglicht. Beide Verfahren werden in Kapitel 5 um neue Ansätze zur Ansteuerung einer Hinterradlenkung erweitert. In Kapitel 6 folgt eine Definition der Sollwertvorgabe zur Verbesserung des Fahrverhaltens. Eine Subjektivbewertung des Gesamtfahrverhaltens unter Einflussnahme der Sollwertvorgabe, der Zustandsschätzung und der Ansteuerung der Hinterradlenkung rundet die Arbeit ab.

3 Modellierung der Fahrdynamik

In diesem Kapitel werden grundlegende Modelle zur Beschreibung des Fahrverhaltens betrachtet. Diese stellen die Ausgangsbasis für weiterführende Ansätze in Kapitel 4 und Kapitel 5 dar. In Kapitel 3.1 werden zunächst Vereinfachungen und Randbedingungen bei Verwendung eines Einspurmodells aufgeführt und dessen Bewegungsgleichungen hergeleitet. Die Modellierung des Reifenübertragungsverhaltens besitzt großen Einfluss auf die Abbildegenauigkeit des Einspurmodells. Daher werden in Kapitel 3.2 drei wesentliche Reifenmodelle vorgestellt und hinsichtlich ihrer Eigenschaften verglichen.

3.1 Abbildung des Fahrverhaltens mittels linearem Einspurmodell

Das Einspurmodell wurde 1940 von Rieckert, Schunck [89] veröffentlicht und stellt bis heute ein zentrales Modell zur Abbildung des Fahrverhaltens eines Fahrzeugs dar. Zur Reduzierung der Modellkomplexität wurden folgende Vereinfachungen vorgenommen [12, 50, 113]:

- Zusammenfassen der Räder einer Achse in Achsmitte
- Fahrzeugschwerpunkt liegt auf Fahrbahnhöhe
- Kleinwinkelnäherung bei Bewegungsgleichungen
- Fahrzeuggeschwindigkeit v wird als konstant angenommen

Damit werden die Freiheitsgrade im Einspurmodell auf die zwei wesentlichen Zustandsgrößen Gierrate $\dot{\psi}$ und Schwimmwinkel β beschränkt. Durch das Zusammenfassen der Räder einer Achse wird nach Bild 3.1 ein Zweispurmodell auf ein Einspurmodell reduziert. Radlast- und Seitenkraftunterschiede zwischen linker und rechter Seite werden vernachlässigt. Eine Lage des Schwerpunkts auf Fahrbahnhöhe verhindert zudem Nick- und Wankbewegungen des Fahrzeugs. Die Bewegungsgleichungen werden entsprechend der Kleinwinkelnäherung

$$\sin(\alpha) \approx \alpha \quad \text{[Gl. 3.1]}$$

$$\cos(\alpha) \approx 1 \quad \text{[Gl. 3.2]}$$

linearisiert. Zur Herleitung und Analyse der Zweispurmodellgleichungen wird auf Heissing [50] und Vietinghoff [113] verwiesen.

In Bild 3.1 ist ein Einspurmodell dargestellt. Der Momentanpol der Fahrzeugbewegung wird über den Schnittpunkt der vorderen und hinteren Schräglaufwinkel α_v und α_h bestimmt. Der Ursprung des fahrzeugfesten Koordinatensystems liegt im Fahrzeugschwerpunkt SP. Die Geschwindigkeit \vec{v}_{SP} im fahrzeugfesten Koordinatensystem

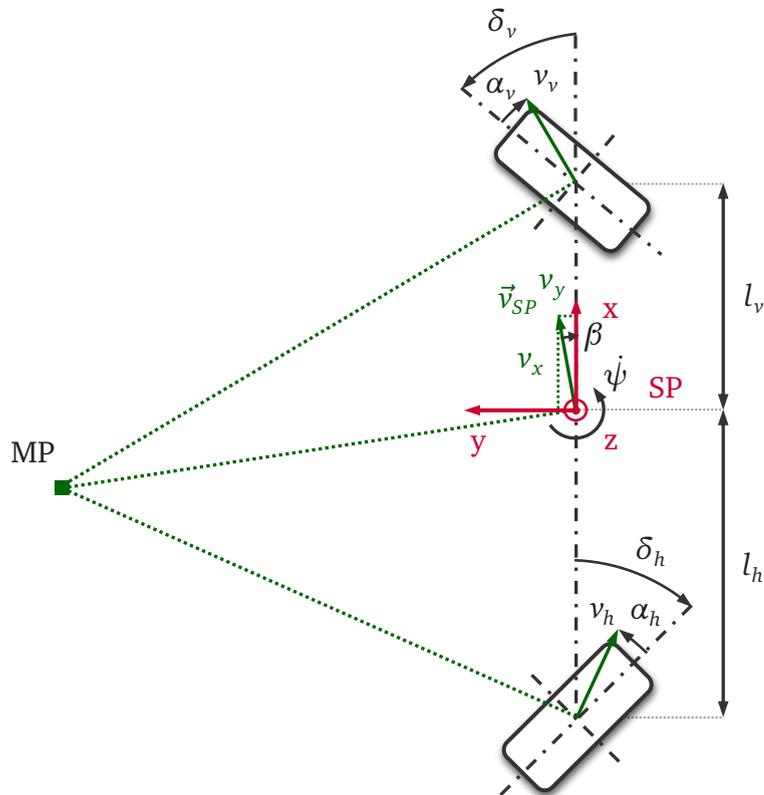


Bild 3.1: Das lineare Einspurmodell

ergibt sich zu

$$\vec{v}_{SP} = \begin{pmatrix} v_x \\ v_y \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} v \cos(\beta) \\ v \sin(\beta) \\ 0 \end{pmatrix} \quad [\text{Gl. 3.3}]$$

Die Fahrzeugbeschleunigung \vec{a}_{SP} folgt durch Differentiation.

$$\vec{a}_{SP} = \begin{pmatrix} a_x \\ a_y \\ 0 \end{pmatrix} = \dot{\vec{v}}_{SP} + \vec{\omega} \times \vec{v}_{SP} \quad [\text{Gl. 3.4}]$$

$$= \begin{pmatrix} -v \sin(\beta) \dot{\beta} \\ v \cos(\beta) \dot{\beta} \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\psi} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} v \cos(\beta) \\ v \sin(\beta) \\ 0 \end{pmatrix} \quad [\text{Gl. 3.5}]$$

$\vec{\omega}$ beschreibt den Anteil der Drehbewegung an der Schwerpunktsbeschleunigung. Die Schwerpunktsbeschleunigung \vec{a}_{SP} lässt sich durch Ausmultiplizieren von Gl. 3.5 berechnen.

$$\vec{a}_{SP} = \begin{pmatrix} -v(\dot{\psi} + \dot{\beta}) \sin(\beta) \\ v(\dot{\psi} + \dot{\beta}) \cos(\beta) \\ 0 \end{pmatrix} \quad [\text{Gl. 3.6}]$$

Unter der Voraussetzung eines kleinen Schwimmwinkels ergeben sich daraus für die Querschleunigung a_y bzw. die Schwimmwinkelgeschwindigkeit $\dot{\beta}$ folgende Zusammenhänge:

$$a_y = v(\dot{\psi} + \dot{\beta}) \quad [\text{Gl. 3.7}]$$

$$\dot{\beta} = \frac{a_y}{v} - \dot{\psi} \quad [\text{Gl. 3.8}]$$

Aus der Schwerpunktschwindigkeit \vec{v}_{SP} und dem Abstandsvektor von Vorderachse und Schwerpunkt \vec{r}_{VASP} kann schließlich der Geschwindigkeitsvektor \vec{v}_v der Vorderachse berechnet werden.

$$\vec{v}_v = \vec{v}_{SP} + \vec{\omega} \times \vec{r}_{VASP} \quad [\text{Gl. 3.9}]$$

$$= \begin{pmatrix} v \cos(\beta) \\ v \sin(\beta) \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\psi} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} l_v \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad [\text{Gl. 3.10}]$$

$$= \begin{pmatrix} v \cos(\beta) \\ v \sin(\beta) + l_v \dot{\psi} \\ 0 \end{pmatrix} \quad [\text{Gl. 3.11}]$$

Anhand der geometrischen Beziehungen aus Bild 3.1 kann der Geschwindigkeitsvektor \vec{v}_v in das fahrzeugfeste Koordinatensystem transformiert und auf den Fahrzeugschwerpunkt bezogen werden. Es folgt

$$\vec{v}_v = \begin{pmatrix} v_v \cos(\delta_v - \alpha_v) \\ v_v \sin(\delta_v - \alpha_v) \\ 0 \end{pmatrix} \quad [\text{Gl. 3.12}]$$

Aus Gl. 3.11 und Gl. 3.12 ergibt sich

$$\frac{v_v \sin(\delta_v - \alpha_v)}{v_v \cos(\delta_v - \alpha_v)} = \frac{v \sin(\beta) + l_v \dot{\psi}}{v \cos(\beta)} \quad [\text{Gl. 3.13}]$$

Unter der Annahme kleiner Winkel vereinfacht sich Gl. 3.13 und erlaubt die Berechnung des Schräglaufwinkels α_v durch

$$\delta_v - \alpha_v = \frac{v\beta + l_v \dot{\psi}}{v} \quad [\text{Gl. 3.14}]$$

$$\alpha_v = \delta_v - \beta - \frac{l_v \dot{\psi}}{v} \quad [\text{Gl. 3.15}]$$

Analog lässt sich der Schräglaufwinkel der Hinterachse α_h bestimmen. Damit ergeben sich die Schräglaufwinkel α_i zu

$$\alpha_v = \delta_v - \beta - \frac{l_v \dot{\psi}}{v} \quad [\text{Gl. 3.16}]$$

$$\alpha_h = \delta_h - \beta + \frac{l_h \dot{\psi}}{v} \quad [\text{Gl. 3.17}]$$

Aus den berechneten Schräglaufwinkeln und den Schräglaufsteifigkeiten c_{si} können über einen linearen Zusammenhang die Seitenkräfte ermittelt werden. Die Schräglaufsteifigkeiten c_{si} werden entgegen der Definition als positiv angenommen.

$$F_{si} = c_{si} \cdot \alpha_i \quad [\text{Gl. 3.18}]$$

Über den Drall- und Impulssatz

$$\Theta \cdot \ddot{\psi} = \sum_k M_z \quad [\text{Gl. 3.19}]$$

$$m \cdot a_y = \sum_k F_{si} \quad [\text{Gl. 3.20}]$$

lassen sich mit Gl. 3.7 die Bewegungsgleichungen des Einspurmodells berechnen. Diese folgen zu

$$\Theta \cdot \ddot{\psi} = c_{sv} \left(\delta_v - \beta - \frac{l_v \dot{\psi}}{v} \right) l_v - c_{sh} \left(\delta_h - \beta + \frac{l_h \dot{\psi}}{v} \right) l_h \quad [\text{Gl. 3.21}]$$

$$mv(\dot{\psi} + \dot{\beta}) = c_{sv} \left(\delta_v - \beta - \frac{l_v \dot{\psi}}{v} \right) + c_{sh} \left(\delta_h - \beta + \frac{l_h \dot{\psi}}{v} \right) \quad [\text{Gl. 3.22}]$$

Durch Umformung der Bewegungsgleichungen kann daraus die Zustandsraumdarstellung des Einspurmodells abgeleitet werden.

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad [\text{Gl. 3.23}]$$

$$\begin{pmatrix} \ddot{\psi} \\ \dot{\beta} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{-c_{sv}l_v^2 - c_{sh}l_h^2}{\Theta v} & \frac{c_{sh}l_h - c_{sv}l_v}{\Theta} \\ \frac{c_{sh}l_h - c_{sv}l_v}{mv^2} - 1 & \frac{-c_{sv} - c_{sh}}{mv} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{\psi} \\ \beta \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{c_{sv}l_v}{\Theta} & \frac{-c_{sh}l_h}{\Theta} \\ \frac{c_{sv}}{mv} & \frac{c_{sh}}{mv} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \delta_v \\ \delta_h \end{pmatrix} \quad [\text{Gl. 3.24}]$$

Die vollbesetzte Matrix B aus Gl. 3.24 weist auf eine Kopplung der beiden Bewegungsgleichungen des Einspurmodells hin. Über eine aktive Vorder- oder Hinterradlenkung kann daher jeweils nur ein Zustand des Einspurmodells beeinflusst werden. Erst eine Kombination von aktiver Vorder- und Hinterradlenkung ermöglicht eine Entkopplung der Zustände und ein unabhängiges Einstellen von Gierrate und Schwimmwinkel.

3.2 Modellierung des Reifenübertragungsverhaltens

In diesem Kapitel werden drei häufig verwendete Reifenmodelle dargestellt und verglichen. Da alle zur Kurshaltung eines Fahrzeugs benötigten Kräfte durch den Reifen übertragen werden [34], besitzt der Reifen wesentlichen Einfluss auf das Fahrverhalten. Eine detaillierte Abbildung des Fahrverhaltens kann folglich nur durch eine Kenntnis des Reifenübertragungsverhaltens und der am Reifen angreifenden Kräfte realisiert werden. Die Bestimmung der Reifenkräfte ist über eine Messung oder über eine Modellierung des Reifenübertragungsverhaltens möglich. Da eine Messung der Reifenkräfte mit Aufwand und Kosten verbunden ist [32], existiert eine Vielzahl von Reifenmodellen zur Berechnung der Reifenkräfte. Nach Nuthong [76] lassen sich diese in empirische und stochastische Reifenmodelle einteilen. Empirische Reifenmodelle besitzen durch vorangegangene Fahrversuche oder Prüfstandsmessungen a priori

Wissen über das Reifenübertragungsverhalten. Stochastische Reifenmodelle verwenden hingegen Random-Walk-Prozesse zur Modellierung von Seitenkräften [76]. Dazu wird kein a priori Wissen benötigt.

Für eine hohe Abbildegenauigkeit von empirischen Reifenmodellen ist eine Anpassung der Modelle an Umgebungsbedingungen notwendig. So hat unter anderem der Reifen-Fahrbahn-Reibwert starken Einfluss auf das Reifenübertragungsverhalten [34]. Da der Reibwert meist nicht bekannt ist, stellt dieser eine große Unsicherheit im Bezug auf das Übertragungsverhalten des Reifens dar. Eine Variation des Reibwerts durch Witterung, Fahrbahnoberfläche und Reifeneigenschaften [16] beeinträchtigt in Verbindung mit einer starken Nichtlinearität des Reifens eine genaue Bestimmung der Reifenkräfte. Eine Anpassung des Reifenmodells wird dadurch erschwert [76].

Die Genauigkeit stochastischer Reifenmodelle ist hingegen im Wesentlichen von der Schätzgüte und der Robustheit des verwendeten Beobachters abhängig. Änderungen der Fahrzeugmasse, der Schwerpunktlage oder der Fahrbahnneigung können die Schätzgüte verschlechtern und die Bestimmung der Reifenkräfte beeinflussen [32].

Im Folgenden werden drei empirische Reifenmodelle mit unterschiedlichem Detaillierungsgrad erläutert.

- Das lineare Reifenmodell
- Das Reifenmodell nach Böhm
- Das MF-Tyre Modell

Das lineare Reifenmodell besitzt nur einen Parameter zur Beschreibung des Reifenübertragungsverhaltens und wird nach Kapitel 3.1 häufig in Verbindung mit einem Einspurmodell verwendet. Die Seitenkraft wird entsprechend Gl. 3.18 aus Schräglaufsteifigkeit c_{si} und Schräglaufwinkel α_i bestimmt. Die Schräglaufsteifigkeit c_{si} gibt an, „wie viel Seitenkraft ein Reifen aufbaut, wenn dieser in einem Winkel α_i schräg zur Reifenmittenebene abrollt“ [34]. Die Schräglaufsteifigkeit wird in einem Schräglaufwinkelbereich von ein bis zwei Grad bestimmt und über die Funktion

$$c_{si} = \frac{F_{si}}{\alpha_i} \quad [\text{Gl. 3.25}]$$

berechnet [34]. Faktoren wie Radlast, Fülldruck und Abrollgeschwindigkeit bewirken eine Veränderung der Schräglaufsteifigkeit. Detailliertere Analysen können Einsle [34] entnommen werden.

Eine Definition der Schräglaufsteifigkeit nach Gleichung 3.25 führt zu einer frequenzunabhängigen Amplitude der Seitenkraft. Der Seitenkraftaufbau erfolgt ohne Phasenverzug [121]. Damit weicht das lineare Reifenmodell vom realen Reifenverhalten ab. Das Reifenmodell nach Böhm [15] berücksichtigt einen verzögerten Aufbau der Reifenseitenkraft und bildet eine Querverschiebung des Reifenlatschs zur Felge ab. Im

stationären Fall stimmen dann nach Gleichung 3.26 die Schräglaufwinkel von Latsch und Felge überein.

$$\frac{c_{si}}{v \cdot c_{yi}} \cdot \dot{F}_{si} + F_{si} = c_{si} \cdot \alpha_i \quad [\text{Gl. 3.26}]$$

Bild 3.2 zeigt einen Vergleich von linearem Reifenmodell (LRM) und Reifenmodell nach Böhm. Dazu wird dem Reifenmodell bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten ein Schräglaufwinkelsprung aufgeprägt. Das lineare Reifenmodell beschreibt einen geschwindigkeitsunabhängigen Anstieg der Seitenkraft, wohingegen das Reifenmodell nach Böhm ein geschwindigkeitsabhängiges Verhalten des Seitenkraftaufbaus aufweist. Mit zunehmender Geschwindigkeit nähert sich das Reifenmodell von Böhm dem linearen Reifenmodell an. Ab einer Geschwindigkeit von $80 \text{ km/h} - 100 \text{ km/h}$ kann der geschwindigkeitsabhängige Aufbau der Seitenkraft vernachlässigt und so das lineare Reifenmodell verwendet werden [34].

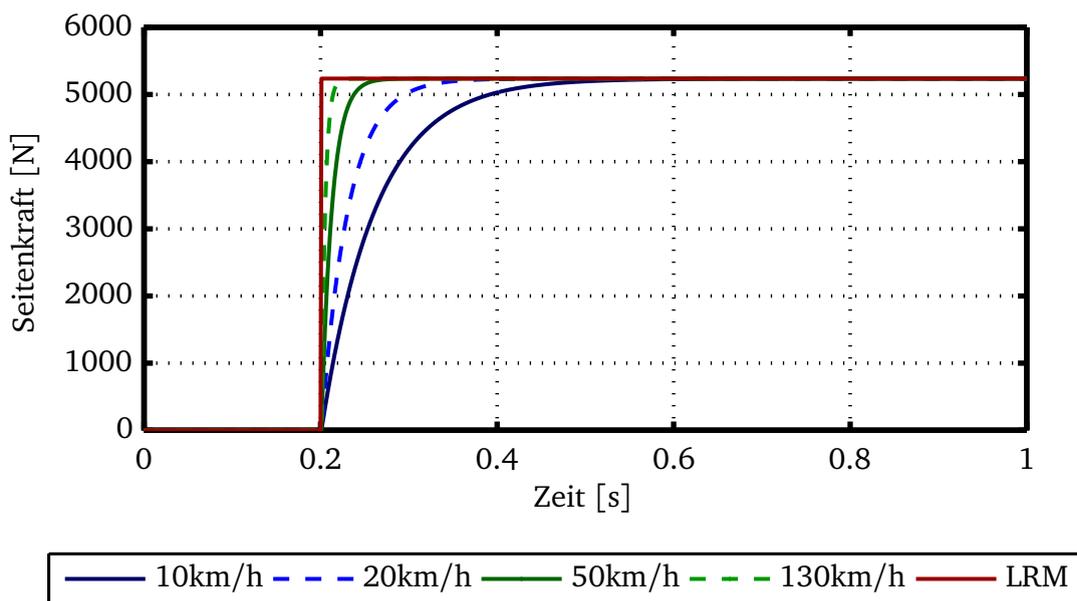


Bild 3.2: Vergleich des Seitenkraftaufbaus von linearem Reifenmodell (LRM) und Reifenmodell nach Böhm

Die Übertragungsfunktion des Reifenmodells nach Böhm besitzt PT-1 Verhalten.

$$\frac{F_{si}}{\alpha_i} = \frac{c_{si}}{1 + \frac{c_{si}}{v \cdot c_{yi}} \cdot s} \quad [\text{Gl. 3.27}]$$

Das Verhältnis von Schräglaufsteifigkeit zu Reifenquersteifigkeit wird als Einlauflänge

σ_i bezeichnet.

$$\sigma_i = \frac{c_{si}}{c_{yi}} \quad [\text{Gl. 3.28}]$$

Die Reifenquersteifigkeit c_{yi} variiert mit Fülldruck, Sturz und Flankenhöhe des Reifens. Die Radlast führt zu keiner Änderung der Reifenquersteifigkeit [34]. Die Einlauflänge hingegen wird vornehmlich über Radlast und Fülldruck bestimmt. Vorspur und Sturz zeigen hier keinen Einfluss [34]. Die Auswirkung der Einlauflänge auf die Beschreibung des Fahrverhaltens wird anhand eines Lenkwinkelsprungs in Bild 3.3 dargestellt.

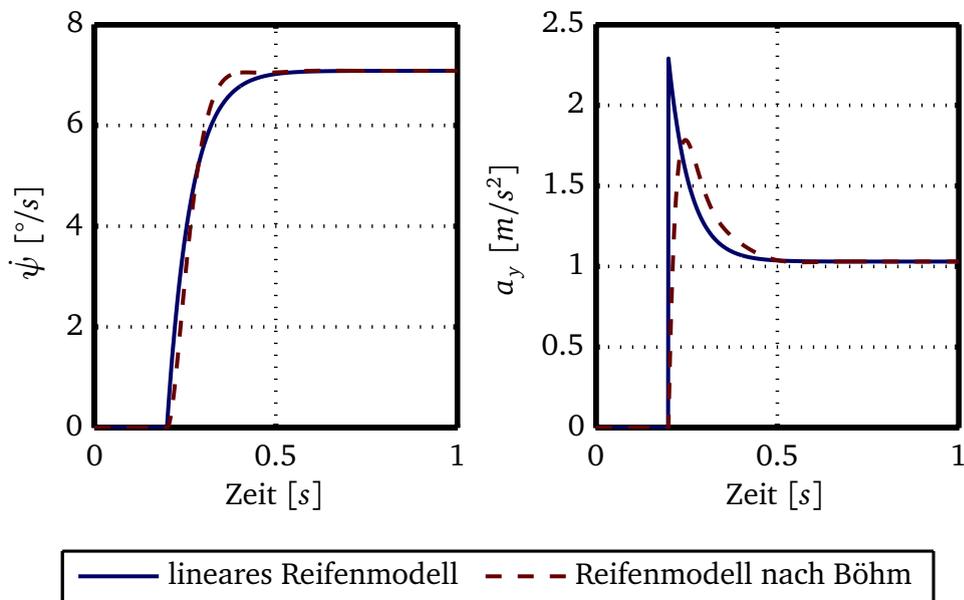


Bild 3.3: Einfluss von Reifenmodell und Einlauflänge auf die Beschreibung des Fahrverhalten eines Fahrzeugs bei 30 km/h

Es zeigt sich, dass der Anstieg der Gierrate durch den Einfluss der Einlauflänge verzögert wird. Kurz vor Erreichen des Stationärwerts ergibt sich eine erhöhte Überschwingtendenz. Der Querschleunigungsaufbau erfolgt im Gegensatz zum linearen Reifenmodell stetig. Damit weist das Reifenmodell nach Böhm eine insgesamt realitätsnähere Approximation des Reifenübertragungsverhaltens auf.

Sowohl das lineare Reifenmodell als auch das Reifenmodell nach Böhm verwenden zur Modellierung des Reifenverhaltens eine konstante Schräglaufsteifigkeit. Auf Grund der Definition der Schräglaufsteifigkeit wird damit der Gültigkeitsbereich der Modelle auf kleine Schräglaufwinkel begrenzt. Pacejkas [82] Magic-Formula (MF-Tyre) Reifenmodell kann hingegen das Reifenverhalten durch Abbildung der Reifendegression bis in den Bereich hoher Schräglaufwinkel beschreiben. Die vom MF-Tyre Modell be-

nötigen Eingangssignale werden zusammen mit den Ausgangssignalen in Bild 3.4 dargestellt.

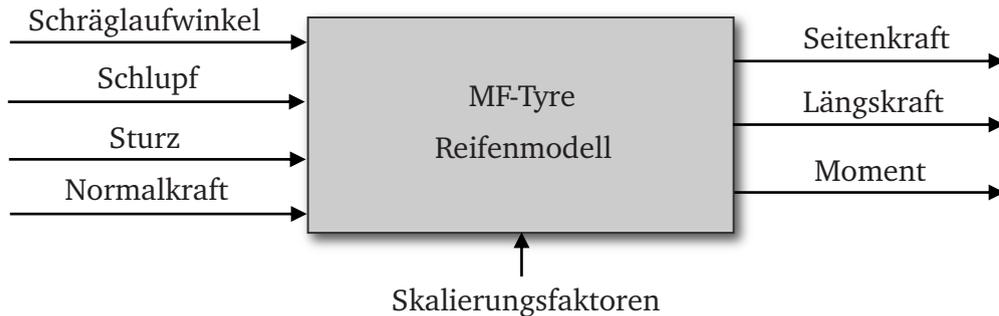


Bild 3.4: Schnittstellen des MF-Tyre Reifenmodells [82]

Als Eingangsgrößen werden der Schräglaufwinkel α , der Längsschlupf κ , der Sturz γ und die Normalkraft F_z benötigt. Je nach MF-Tyre Version existieren darüber hinaus ca. 30 Skalierungsfaktoren, mit denen das Modell an Steifigkeiten, Momente oder Reibwerte angepasst werden kann. Dies erlaubt eine Berechnung der Längs- und Querkraft und der Momente in x-, y- und z-Richtung. Das MF-Tyre Modell basiert auf folgender Grundgleichung [82]

$$F_i = D_T \cdot \sin \left(C_T \cdot \arctan \left(B_T x - E_T \cdot \left(B_T x - \arctan \left(B_T x \right) \right) \right) \right) \quad [\text{Gl. 3.29}]$$

Die Faktoren B_T , C_T , D_T und E_T legen die Form der Reifenkurve fest [82, 109]. Die hinterlegten Werte und Faktoren werden über Prüfstandsmessungen ermittelt.

Einen Vergleich zwischen linearem Reifenmodell und MF-Tyre Modell zeigt Bild 3.5. Darin enthalten sind die MF-Tyre Kennlinien zweier unterschiedlicher Reifen und die dazugehörigen Schräglaufsteifigkeiten. Die vertikalen Markierungen veranschaulichen den Gültigkeitsbereich des linearen Reifenmodells. Dieser erstreckt sich bis zu einem Schräglaufwinkel von $\alpha_i \approx \pm 3^\circ$. Jenseits dieses Bereichs wird das Reifenverhalten zunehmend degressiv. Die auftretende Seitenkraft wird dann vom linearen Reifenmodell überschätzt. Ein Vergleich der beiden eingezeichneten Reifen 235/55 R17 und 265/35 R20 zeigt den Zusammenhang von Schräglaufsteifigkeit und Reifen.

Das MF-Tyre Reifenmodell ermöglicht durch die Vielzahl von Parametern eine sehr detaillierte Abbildung des Reifenverhaltens. Auf Grund dieser Eigenschaft wird es häufig in Simulationsumgebungen wie z.B. MSC ADAMS, VI-grade CarRealTime, usw. eingesetzt. Auch eine Verwendung als Echtzeitreifenmodell während des Fahrbetriebs ist denkbar. Der Rechenaufwand hierfür übersteigt allerdings in der Regel die Rechenleistung heutiger Seriensteuergeräte. Weiterhin erscheint der Einsatz eines MF-Tyre Modells in Echtzeit nur dann sinnvoll, wenn Reifenart, -dimension und -hersteller bekannt sind. Ansonsten wird ein Großteil der Genauigkeit des MF-Tyre Modells durch

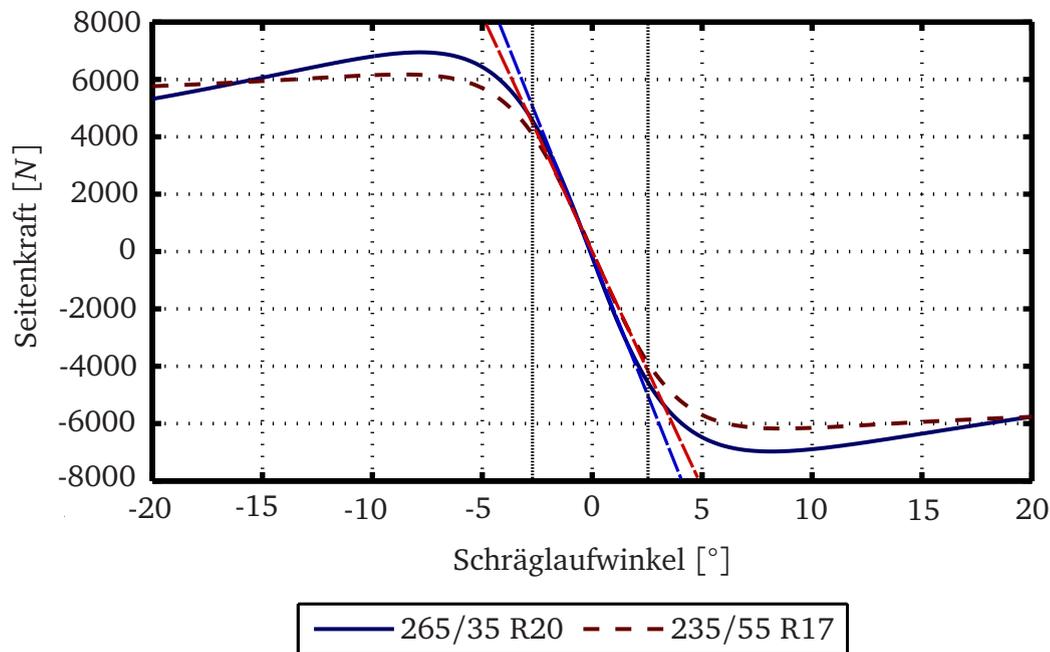


Bild 3.5: Vergleich von linearem Reifenmodell und MF-Tyre

unsichere oder unbekannt Parameter beeinträchtigt. Zudem wird für die Berechnung der Schräglaufwinkel eine Kenntnis des Schwimmwinkels vorausgesetzt. Auch die Normalkräfte werden als Eingangsgrößen für das MF-Tyre Modell benötigt. Diese Informationen stehen in einem heutigen Serienfahrzeug nicht zur Verfügung.

Im Vergleich der Reifenmodelle zeichnet sich das lineare Reifenmodell durch eine einfache Modellierung und geringen Rechenaufwand aus. Die Abbildegenauigkeit ist auf Grund des nicht modellierten Reifeneinlaufverhaltens vor allem bei niedrigen Geschwindigkeiten unzureichend. Das Reifenmodell von Böhm berücksichtigt die Einlaufänge des Reifens und ermöglicht damit auch bei niedrigen Geschwindigkeiten eine höhere Abbildegenauigkeit. Durch die Verwendung einer konstanten Schräglaufigkeit beschränkt sich der Gültigkeitsbereich des Reifenmodells von Böhm auf geringe Schräglaufwinkel. Durch eine detailliertere Modellierung ist hingegen das MF-Tyre Modell auch bei hohen Schräglaufwinkeln in der Lage, das reale Reifenverhalten anzunähern. Dies erfordert allerdings eine genaue Kenntnis von Fahrzustand und Reifenparameter.

Im Bezug auf Abbildegenauigkeit, Rechenaufwand und Kenntnis von Fahrzustand und Reifenparameter stellt das Reifenmodell von Böhm einen geeigneten Kompromiss dar. Es wird daher in Kapitel 4.2 als Reifenmodell eingesetzt. In Kapitel 4.3 wird auf Grund der strukturell höheren Anforderungen an Schwimmwinkel, Modellparameter und Umgebungsbedingungen das MF-Tyre Modell verwendet.

4 Beobachtung des Fahrzustands

Aus dem Stand der Technik geht hervor, dass eine geeignete Ansteuerung einer Hinterradlenkung eine möglichst exakte Erfassung des Fahrzustands unter Berücksichtigung von Parameterunsicherheiten und variablen Totzeiten erfordert. Daher werden in Kapitel 4.1 häufig verwendete Methoden zur Fahrzustandsschätzung erläutert und hinsichtlich ihrer Eigenschaften bewertet. Auf Grund der hohen Abhängigkeit zwischen der Ansteuerung einer Hinterradlenkung und der Fahrstabilität werden im Anschluss zwei Ansätze zur Stabilitätsbestimmung nichtlinearer Systeme aufgezeigt. In Kapitel 4.2 wird dazu ein neuer Ansatz zur Linearisierung des nichtlinearen Systems „Fahrzeug“ um den jeweiligen Zustandspunkt erarbeitet. Dadurch lässt sich ein sehr genaues Modell des Fahrverhaltens ableiten und hinsichtlich der Fahrstabilität untersuchen. In Kapitel 4.3 wird ein alternatives Verfahren zur Stabilitätsbestimmung mittels geometrischer Betrachtungen in der Zustandsebene vorgestellt.

4.1 Methoden der Zustandsbeobachtung

Nachfolgend werden drei Methoden der Parameter- und Zustandsschätzung erläutert. Diese basieren auf nicht iterativen Schätzverfahren und sind damit auch bei begrenzter Rechenkapazität echtzeitfähig.

- Methode der kleinsten Quadrate [58, 87, 114]
- Luenberger-Beobachter [86]
- Kalman-Filter [60, 61, 75, 76, 110]

Die Methode der kleinsten Quadrate wird auch als Least-Squares (LS) Verfahren bezeichnet. Anhand dieses Verfahrens lässt sich ein mathematisches Modell mit Hilfe von Messungen anpassen. Hierzu sei y eine Messgröße, die über ein Modell

$$\hat{y} = C\hat{x} \quad [\text{Gl. 4.1}]$$

geschätzt werden kann. Der Schätzfehler e berechnet sich aus

$$e = y - \hat{y} = y - C\hat{x} \quad [\text{Gl. 4.2}]$$

Nach Einführung einer quadratischen Kostenfunktion V

$$V = e^T e = (y - C\hat{x})^T (y - C\hat{x}) \quad [\text{Gl. 4.3}]$$

kann mittels Ableitung der Kostenfunktion ein Minimum bestimmt werden.

$$\frac{\partial V}{\partial \hat{x}} = 2C^T C \hat{x} - 2C^T y \stackrel{!}{=} 0 \quad [\text{Gl. 4.4}]$$

Die Lösung des Least-Squares-Problems folgt damit aus

$$\hat{x} = (C^T C)^{-1} C^T y \quad [\text{Gl. 4.5}]$$

Die Matrix $C^T C$ wird als Kovarianzmatrix bezeichnet [87].

Eine weitere Methode der Zustandsschätzung stellt der Luenberger-Beobachter dar [86]. Die Eingangsgrößen des Realsystems werden dazu in ein Beobachtermodell geführt. Die Schätzfehlerdynamik \dot{e} ergibt sich aus der Differenz der Ableitungen des Zustandsvektors.

$$\dot{e} = \dot{x} - \dot{\hat{x}} \quad [\text{Gl. 4.6}]$$

$$= Ax + Bu - (A\hat{x} + Bu + L(y - C\hat{x})) \quad [\text{Gl. 4.7}]$$

Die Schätzfehlerdynamik

$$\dot{e} = (A - LC)e \quad [\text{Gl. 4.8}]$$

kann zum Beispiel mittels Polplatzierung über die Verstärkungsmatrix L eingestellt werden. Dieses Verfahren eignet sich allerdings nur für lineare Systeme. Zudem erlaubt eine feste Wahl der Eigenwerte keine Anpassung bezüglich System- oder Störgrößenänderungen. Auch Modellunsicherheiten oder Messrauschen werden bei diesem Ansatz nicht berücksichtigt.

Rudolf Kalman veröffentlichte aus diesem Grund 1960 das Kalman-Filter. Dieses wurde zunächst für die Navigation von Raumschiffen im Apollo-Programm der NASA entwickelt und findet heute eine breite Anwendung im Bereich der Navigation, der Bildverarbeitung, der Produktion und der Energietechnik [103]. Das Kalman-Filter ist ein rekursives, prädiktives Filter, das nach dem Prädiktor-Korrektor-Verfahren arbeitet [62]. Als rekursiv wird die Verwendung des Ergebnisses eines Zeitschritts als Startwert für den nächsten Zeitschritt bezeichnet. Im Prädiktionsschritt wird über ein Modell eine Schätzung des Zustands berechnet, die im Korrekturschritt mit der Messung verglichen wird. Die ermittelte Schätzgüte wird zur Verbesserung der nächsten

Prädiktion herangezogen. Die Strecke wird in der diskreten Darstellung durch

$$x_k = A_d x_{k-1} + B_d u_k + w_{D,k-1} \quad [\text{Gl. 4.9}]$$

$$y_k = C_d x_k + v_{D,k} \quad [\text{Gl. 4.10}]$$

beschrieben. Die Variablen w_D und v_D repräsentieren das Prozess- und das Messrauschen. Das Rauschen wird als stochastisch unabhängig angenommen und die Wahrscheinlichkeit durch

$$p(w_D) \sim N(0, Q) \quad [\text{Gl. 4.11}]$$

$$p(v_D) \sim N(0, R) \quad [\text{Gl. 4.12}]$$

charakterisiert [118]. Das Prozessrauschen wird nach Gleichung 4.11 durch eine Normalverteilung mit Erwartungswert $E[w_D] = 0$ und Varianz $E[w_D w_D^T] = Q$ beschrieben. Das Messrauschen besitzt eine Normalverteilung mit Erwartungswert $E[v_D] = 0$ und Varianz $E[v_D v_D^T] = R$. Treten hingegen Rauschprozesse mit stochastischer Abhängigkeit auf, bietet sich die Verwendung der Covariance-Intersection-Methode (CI) an [110, 124].

In der Prädiktionsphase erfolgt eine Schätzung von Zustand und Varianz mit Hilfe des Streckenmodells.

$$\bar{x}_k = A_d \hat{x}_{k-1} + B_d u_k \quad [\text{Gl. 4.13}]$$

$$\bar{y}_k = C_d \bar{x}_k \quad [\text{Gl. 4.14}]$$

Die Prädiktionsphase wird durch einen Balken gekennzeichnet. Die a priori Schätzfehlerkovarianzmatrix \bar{P}_k kann aus

$$\bar{P}_k = A_d \hat{P}_{k-1} A_d^T + Q \quad [\text{Gl. 4.15}]$$

bestimmt werden.

Nach der Prädiktionsphase folgt die Korrekturphase. In der Korrekturphase wird zunächst die Kalman-Verstärkung K berechnet.

$$K_k = \frac{\bar{P}_k C_d^T}{C_d \bar{P}_k C_d^T + R} \quad [\text{Gl. 4.16}]$$

Über die Kalman-Verstärkung findet anschließend eine Gewichtung von Messung und Schätzung statt.

$$\hat{x}_k = \bar{x}_k + K_k(z_k - C_d \bar{x}_k) \quad [\text{Gl. 4.17}]$$

z_k entspricht dabei dem Messvektor. Der Klammerausdruck in Gleichung 4.17 wird als Innovation bezeichnet. Schließlich kann die a posteriori Schätzfehlerkovarianzmatrix \hat{P}_k berechnet werden.

$$\hat{P}_k = (I - K_k C_d) \bar{P}_k \quad [\text{Gl. 4.18}]$$

Detailliertere Ausführungen zur Theorie des linearen Kalman-Filters können [62, 76, 118] entnommen werden.

Die Kovarianzmatrizen Q und R erlauben eine Anpassung des Filters an vorhandenes Prozess- und Messrauschen. R wird dazu entsprechend dem Messrauschen der Sensoren gewählt [118]. Durch eine Testmessung wird die Rauschamplitude des Eingangssignals ermittelt und dessen Varianz berechnet.

Die Bestimmung des Prozessrauschens Q ist hingegen meist nicht durch eine direkte Messung möglich. Nuthong [76] schlägt daher vor, Q als Diagonalmatrix mit festen, möglichst kleinen Werten, zu wählen. Alternativ regt Nuthong [76] an, Q in Abhängigkeit der a posteriori Schätzfehlerkovarianz \hat{P}_k in Verbindung mit einem Vergessensfaktor λ zu bestimmen. Welch und Bishop [118] sehen in Q einen Einstellparameter, der nach Erfahrungswerten oder durch eine Systemidentifikation mittels Optimierung gewählt werden kann. Simon [103] beschreibt in seiner Veröffentlichung ein Verfahren zur Bestimmung von Q anhand einer Zustandsraumdarstellung. Daiß [28], Vietinghoff [113] und Würtenberger [120] schlagen zudem eine fahrsituationsabhängige Wahl von Q vor.

Neben den Kovarianzmatrizen Q und R muss auch eine Anfangsschätzfehlerkovarianz P_0 festgelegt werden. Diese bestimmt für die ersten Zyklen nach Start des Filters das Filterverhalten. Durch die Innovation des Kalman-Filters wird \hat{P}_0 zu \hat{P}_k weiterentwickelt. Damit klingt der Einfluss von \hat{P}_0 mit der Zeit ab [39].

Das bisher beschriebene Kalman-Filter kann nur für lineare Modelle eingesetzt werden. Lineare Modelle sind zur Beschreibung des Systemverhaltens realer Systeme aber oft nicht ausreichend und erfordern nichtlineare Erweiterungen. Weiterhin führt die Verwendung des Kalman-Filters als Parameterschätzer durch die Aufnahme des zu schätzenden Parameters in den Zustandsvektor oft zu einem nichtlinearen System. Dadurch wird dann eine Erweiterung des Kalman-Filter Algorithmus auf nichtlineare Systeme notwendig. Die nachfolgenden Erweiterungen des Kalman-Filters basieren auf unterschiedlichen Arten der Linearisierung.

Ein nichtlineares System wird analog zur Zustandsraumdarstellung linearer Systeme durch eine Zustandsgleichung und eine Messgleichung

$$x_k = f(x_{k-1}, u_k, w_{D,k-1}) \quad [\text{Gl. 4.19}]$$

$$y_k = f(x_k, v_{D,k}) \quad [\text{Gl. 4.20}]$$

beschrieben.

Zunächst wird eine Funktionsapproximation über eine Taylor-Reihe betrachtet. Ist die Funktion $f(x)$ in einem Intervall $x = \bar{x}$ mit $(n + 1)$ -Ableitungen stetig, kann die Funktion über die Taylor-Reihe

$$f(x) = f(\bar{x}) + \frac{f'(\bar{x})}{1!}(x - \bar{x}) + \frac{f''(\bar{x})}{2!}(x - \bar{x})^2 + \frac{f'''(\bar{x})}{3!}(x - \bar{x})^3 + \dots \quad [\text{Gl. 4.21}]$$

beschrieben werden [93]. Da im Allgemeinen nicht alle Terme berechnet werden können, stellt die Taylor-Reihe eine Näherung der Funktion $f(x)$ dar. Diese Näherung wird präziser, je mehr Terme berücksichtigt werden. Zudem ist das Ergebnis der Taylor-Reihe nur in der Nähe des Entwicklungspunktes \bar{x} gültig [75]. Damit sind Prädiktionen über die Taylor-Reihe nur in einem eingeschränkten Bereich möglich. Auf Basis der Taylor-Reihe entstand 1970 das Extended Kalman-Filter (EKF) [61]. Das EKF nutzt eine Taylor-Reihe erster Ordnung zur Linearisierung von System- und Messgleichung um die aktuelle Zustandsschätzung. Hierzu werden die entsprechenden Jacobi-Matrizen von Gl. 4.19 und Gl. 4.20 berechnet. Mit den Jacobi-Matrizen A_{Jacobi} und C_{Jacobi} können schließlich Gl. 4.13 und Gl. 4.14 des linearen Kalman-Filters verwendet werden. Die Wahrscheinlichkeitsverteilung wird dabei über eine Gaußsche Zufallsvariable approximiert, die analytisch aus der Linearisierung erster Ordnung vorhergesagt wird [61]. Die Gleichungen des EKFs sind in [61, 118] und als Erweiterung auf eine Taylor-Reihe zweiter Ordnung in [45] zu finden.

Da mit einer zunehmenden Nichtlinearität der Systemgleichungen die Genauigkeit einer Taylor-Reihenapproximation niedriger Ordnung sinkt, wurde 1994 die Unscented

Transformation entwickelt [94]. Die Unscented Transformation beruht auf der Annahme, dass die Approximation einer Zufallsverteilung leichter ist als die Approximation einer beliebigen, nichtlinearen Funktion [60, 61, 67]. Anstatt über die Berechnung von Jacobi-Matrizen werden hier der Mittelwert und die Varianz der Systemgleichung nur auf Basis von Funktionsauswertungen über sogenannte Sigma-Points erfasst [67]. Dazu werden die Sigma-Points mit Erwartungswert x und Varianz P_{xx} durch die nichtlineare Funktion auf den Ausgang y mit P_{yy} abgebildet. Durch die deterministische Wahl der Sigma-Points können Terme höherer Ordnung aufgenommen und damit die Abbildegenauigkeit erhöht werden [60]. Im Gegensatz zum EKF bestehen keine Einschränkungen hinsichtlich der Stetigkeit oder Differenzierbarkeit der zu Grunde liegenden Funktion. Das Unscented Kalman-Filter (UKF) erlaubt zudem eine Erfassung der Zustände bis mindestens Ordnung zwei [61].

In Anlehnung an das UKF wurde 1997 das Divided Difference Kalman-Filter (DDF) veröffentlicht [94]. Beim DDF handelt es sich ebenfalls um ein Sigma-Point Filter, das allerdings auf einer multivariablen Erweiterung der Stirling Interpolationsformel beruht [61]. Die Stirling Interpolation mit den Operatoren δ und μ lässt sich durch

$$\delta f(x) = f\left(x + \frac{h}{2}\right) - f\left(x - \frac{h}{2}\right) \quad [\text{Gl. 4.22}]$$

$$\mu f(x) = \frac{1}{2} \left(f\left(x + \frac{h}{2}\right) + f\left(x - \frac{h}{2}\right) \right) \quad [\text{Gl. 4.23}]$$

beschreiben. h bezeichnet dabei die Intervalllänge [75]. Im Eindimensionalen lässt sich die Funktion $f(x)$ durch eine Approximation zweiter Ordnung

$$f(x) \approx f(\bar{x}) + f'_{DD}(\bar{x})(x - \bar{x}) + f''_{DD}(\bar{x})(x - \bar{x})^2 \quad [\text{Gl. 4.24}]$$

$$f'_{DD}(\bar{x}) = \frac{f(\bar{x} + h) - f(\bar{x} - h)}{2h} \quad [\text{Gl. 4.25}]$$

$$f''_{DD}(\bar{x}) = \frac{f(\bar{x} + h) + f(\bar{x} - h) - 2f(\bar{x})}{h^2} \quad [\text{Gl. 4.26}]$$

annähern [75]. Im Unterschied zur Taylor-Reihe werden in Gl. 4.24 „Divided Differences“ statt Ableitungen verwendet [75]. Zur Analyse der Approximationsgenauigkeit wird für die Terme $f(\bar{x} + h)$ und $f(\bar{x} - h)$ eine vollständige Taylor-Reihe eingefügt.

Damit folgt auf Basis von Gl. 4.24:

$$\begin{aligned}
 f(\bar{x}) + f'_{DD}(\bar{x})(x - \bar{x}) + f''_{DD}(\bar{x})(x - \bar{x})^2 = \\
 f(\bar{x}) + f'(\bar{x})(x - \bar{x}) + f''(\bar{x})(x - \bar{x})^2 \\
 + \left(\frac{f^{(3)}(\bar{x})}{3!}h^2 + \frac{f^{(5)}(\bar{x})}{5!}h^4 + \dots \right) (x - \bar{x}) \\
 + \left(\frac{f^{(4)}(\bar{x})}{4!}h^2 + \frac{f^{(6)}(\bar{x})}{6!}h^4 + \dots \right) (x - \bar{x})^2
 \end{aligned} \tag{Gl. 4.27}$$

Die ersten drei Terme der rechten Seite von Gl. 4.27 entsprechen genau den Termen der Taylor-Reihe und sind unabhängig von der Intervalllänge h . Die restlichen Terme sind von h abhängig. Mit der Möglichkeit zur Beeinflussung der Restterme zeigt sich die Überlegenheit der Interpolationsformel gegenüber der Taylor-Reihe. Wird h richtig gewählt, können damit Terme höherer Ordnung erfasst werden [75]. Für die multidimensionale Erweiterung der Interpolationsformel und die Herleitung der Gleichungen des Divided Difference Filters zweiter Ordnung (DD2) wird auf Norgaard, Poulsen et al. [75] verwiesen. Für eine Implementierung des DD2 Kalman-Filters werden die Verfahren der Cholesky-Faktorisierung und der QR-Zerlegung benötigt. Mit Hilfe der Cholesky-Faktorisierung kann die „Wurzel“ einer symmetrischen, positiv definiten Matrix $A \in \mathbb{R}^{n \times n}$ in Form einer oberen Dreiecksmatrix berechnet werden.

$$A = R_{chol}^T R_{chol} \tag{Gl. 4.28}$$

Die Cholesky-Faktorisierung wurde zur Lösung des Least-Squares Problems aus Gl. 4.5 entwickelt und stellt eine sehr effiziente Methode zur Lösung von Gleichungssystemen dar [72]. Eine Herleitung und Diskussion des Verfahrens existiert in Dahlquist, Björck [27] und Plato [85]. Die QR-Zerlegung ist auch bei Matrizen der Form $A \in \mathbb{R}^{n \times m}$ anwendbar und teilt die Matrix A in eine Orthogonalmatrix Q_{QR} und eine obere Dreiecksmatrix R_{QR} .

$$A = Q_{QR} R_{QR} \tag{Gl. 4.29}$$

Eine Orthogonalisierung ermöglicht eine stabile Lösung schlecht konditionierter Gleichungssysteme [85]. Zur Durchführung der Orthogonalisierung existieren Verfahren wie das Gram-Schmidt-Verfahren oder die Householder-Transformation. Auf Grund ei-

ner höheren Allgemeingültigkeit und numerischen Stabilität wird meist die Householder-Transformation eingesetzt [27]. Die Householder-Transformationsmatrix H berechnet sich aus der Einheitsmatrix I und dem Normalenvektor ω nach

$$H = I - 2\omega\omega^T \quad [\text{Gl. 4.30}]$$

Die Matrix H gilt als symmetrisch und orthogonal [85]. Für Details zur Orthogonalisierung mittels Gram-Schmidt oder Householder wird auf Plato [85] und Rade, Westergren et al. [93] verwiesen.

Mit den angegebenen numerischen Verfahren ist der DD2-Algorithmus implementierbar. Die Gleichungen und Indizes wurden in Anlehnung an [75] gewählt. Die Erwartungswerte und Varianzen des DD2-Filters ergeben sich danach zu

$$\bar{x}_k = E[x_k] \quad [\text{Gl. 4.31}]$$

$$\bar{P}_k(k) = E[(x_k - \bar{x}_k)(x_k - \bar{x}_k)^T] \quad [\text{Gl. 4.32}]$$

$$\bar{y}_k = E[y_k] \quad [\text{Gl. 4.33}]$$

$$P_{xy}(k) = E[(x_k - \bar{x}_k)(y_k - \bar{y}_k)^T] \quad [\text{Gl. 4.34}]$$

$$P_y(k) = E[(y_k - \bar{y}_k)(y_k - \bar{y}_k)^T] \quad [\text{Gl. 4.35}]$$

$$K_k = P_{xy}(k)P_y^{-1} \quad [\text{Gl. 4.36}]$$

$$\hat{x}_k = \bar{x}_k + K_k(y_k - \bar{y}_k) \quad [\text{Gl. 4.37}]$$

$$\hat{P}_k = E[(x_k - \hat{x}_k)(x_k - \hat{x}_k)^T] = \bar{P}_k(k) - K_k P_y(k) K_k^T \quad [\text{Gl. 4.38}]$$

Die Kovarianzmatrizen Q und R und die a priori und a posteriori Schätzfehlerkovarianzen \bar{P}_k, \hat{P}_k werden in vier quadratische Cholesky-Faktoren zerlegt.

$$Q = S_w S_w^T \quad R = S_v S_v^T \quad [\text{Gl. 4.39}]$$

$$\bar{P} = \bar{S}_x \bar{S}_x^T \quad \hat{P} = \hat{S}_x \hat{S}_x^T \quad [\text{Gl. 4.40}]$$

Die Zustandsprädiktion erfolgt mit

$$\begin{aligned}
 \bar{x}_{k+1} &= \frac{h^2 - n_x - n_w}{h^2} f(\hat{x}_k, u_k, \bar{w}_k) \\
 &+ \frac{1}{2h^2} \sum_{p=1}^{n_x} f(\hat{x}_k + h\hat{s}_{x,p}, u_k, \bar{w}_k) \\
 &+ f(\hat{x}_k - h\hat{s}_{x,p}, u_k, \bar{w}_k) \\
 &+ \frac{1}{2h^2} \sum_{p=1}^{n_w} f(\hat{x}_k, u_k, \bar{w}_k + h s_{v,p}) \\
 &+ f(\hat{x}_k, u_k, \bar{w}_k - h s_{v,p})
 \end{aligned} \tag{Gl. 4.41}$$

n_x bezeichnet die Dimension des Zustandsvektors und n_w die des Prozessrauschens. Die a priori Schätzfehlerkovarianz \bar{P}_{k+1} folgt in Verbindung mit Gleichung 4.40 aus

$$\bar{S}_x(k+1) = \begin{bmatrix} S_{x\hat{x}}^{(1)}(k) & S_{xw}^{(1)}(k) & S_{x\hat{x}}^{(2)}(k) & S_{xw}^{(2)}(k) \end{bmatrix} \tag{Gl. 4.42}$$

Die entsprechenden Spalten der zusammengesetzten Matrix $\bar{S}_x(k+1)$ lassen sich ähnlich zur Bestimmung der Zustandsprädiktion durch eine mehrmalige Funktionsauswertung mittels Sigma-Points berechnen.

$$S_{x\hat{x}}^{(1)}(k) = \frac{f_i(\hat{x}_k + h\hat{s}_{x,j}, u_k, \bar{w}_k) - f_i(\hat{x}_k - h\hat{s}_{x,j}, u_k, \bar{w}_k)}{2h} \tag{Gl. 4.43}$$

$$S_{xw}^{(1)}(k) = \frac{f_i(\hat{x}_k, u_k, \bar{w}_k + h s_{w,j}) - f_i(\hat{x}_k, u_k, \bar{w}_k - h s_{w,j})}{2h} \tag{Gl. 4.44}$$

Der hochgestellte Index ⁽¹⁾ weist entsprechend Gleichung 4.25 auf eine Divided-Difference erster Ordnung hin. Die Komponenten zweiter Ordnung folgen mit

$$\begin{aligned}
 S_{x\hat{x}}^{(2)}(k) &= \frac{\sqrt{h^2 - 1}}{2h^2} \cdot (f_i(\hat{x}_k + h\hat{s}_{x,j}, u_k, \bar{w}_k) \\
 &+ f_i(\hat{x}_k - h\hat{s}_{x,j}, u_k, \bar{w}_k) - 2f_i(\hat{x}_k, u_k, \bar{w}_k))
 \end{aligned} \tag{Gl. 4.45}$$

$$S_{xw}^{(2)}(k) = \frac{\sqrt{h^2 - 1}}{2h^2} \cdot (f_i(\hat{x}_k, u_k, \bar{w}_k + hs_{w,j}) + f_i(\hat{x}_k, u_k, \bar{w}_k - hs_{w,j}) - 2f_i(\hat{x}_k, u_k, \bar{w}_k)) \quad [\text{Gl. 4.46}]$$

Analog zur Berechnung der Zustandsprädiktion wird in der Korrekturphase die geschätzte Messgröße \bar{y}_k erzeugt.

$$\begin{aligned} \bar{y}_k &= \frac{h^2 - n_x - n_v}{h^2} g(\bar{x}_k, \bar{v}_k) \\ &+ \frac{1}{2h^2} \sum_{p=1}^{n_x} g(\bar{x}_k + h\bar{s}_{x,p}, \bar{v}_k) + g(\bar{x}_k - h\bar{s}_{x,p}, \bar{v}_k) \\ &+ \frac{1}{2h^2} \sum_{p=1}^{n_v} g(\bar{x}_k, \bar{v}_k + hs_{v,p}) + g(\bar{x}_k, \bar{v}_k - hs_{v,p}) \end{aligned} \quad [\text{Gl. 4.47}]$$

Der Cholesky-Faktor der Kovarianzmatrix P_y resultiert dann in

$$S_y(k) = \begin{bmatrix} S_{y\bar{x}}^{(1)}(k) & S_{yv}^{(1)}(k) & S_{y\bar{x}}^{(2)}(k) & S_{yv}^{(2)}(k) \end{bmatrix} \quad [\text{Gl. 4.48}]$$

mit den Komponenten erster

$$S_{y\bar{x}}^{(1)}(k) = \frac{g_i(\bar{x}_k + h\bar{s}_{x,j}, \bar{v}_k) - g_i(\bar{x}_k - h\bar{s}_{x,j}, \bar{v}_k)}{2h} \quad [\text{Gl. 4.49}]$$

$$S_{yv}^{(1)}(k) = \frac{g_i(\bar{x}_k, \bar{v}_k + hs_{v,j}) - g_i(\bar{x}_k, \bar{v}_k - hs_{v,j})}{2h} \quad [\text{Gl. 4.50}]$$

und zweiter Ordnung.

$$\begin{aligned} S_{y\bar{x}}^{(2)}(k) &= \frac{\sqrt{h^2 - 1}}{2h^2} \cdot (g_i(\bar{x}_k + h\bar{s}_{x,j}, \bar{v}_k) + g_i(\bar{x}_k - h\bar{s}_{x,j}, \bar{v}_k) - 2g_i(\bar{x}_k, \bar{v}_k)) \end{aligned} \quad [\text{Gl. 4.51}]$$

$$S_{yv}^{(2)}(k) = \frac{\sqrt{h^2 - 1}}{2h^2} \cdot (g_i(\bar{x}_k, \bar{v}_k + hs_{v,j}) + g_i(\bar{x}_k, \bar{v}_k - hs_{v,j}) - 2g_i(\bar{x}_k, \bar{v}_k)) \quad [\text{Gl. 4.52}]$$

Damit lässt sich die Kreuzkovarianzmatrix P_{xy} mit

$$P_{xy}(k) = \bar{S}_x(k) S_{y\bar{x}}^T(k) \quad [\text{Gl. 4.53}]$$

berechnen. Die Kalman-Verstärkung K_k resultiert aus

$$K_k = P_{xy}(k) (S_y(k) S_y^T(k))^{-1} \quad [\text{Gl. 4.54}]$$

Die a posteriori Zustandsschätzung ergibt sich zu

$$\hat{x}_k = \bar{x}_k + K_k (y_k - \bar{y}_k) \quad [\text{Gl. 4.55}]$$

und der Cholesky-Faktor \hat{S}_x der a posteriori Schätzfehlerkovarianz folgt nach

$$\hat{S}_x(k) = \begin{bmatrix} \bar{S}_x(k) - K_k S_{yx}^{(1)}(k) & K_k S_{yv}^{(1)}(k) & K_k S_{yx}^{(2)}(k) & K_k S_{yv}^{(2)}(k) \end{bmatrix} \quad [\text{Gl. 4.56}]$$

Aus dem Cholesky-Faktor \hat{S}_x lässt sich so die a posteriori Schätzfehlerkovarianz \hat{P} bestimmen.

$$\begin{aligned} \hat{P} &= (\bar{S}_x - K S_{yx}^{(1)}) (\bar{S}_x - K S_{yx}^{(1)})^T \\ &\quad + K S_{yv}^{(1)} (K S_{yv}^{(1)})^T + K S_{yx}^{(2)} (K S_{yx}^{(2)})^T \\ &\quad + K S_{yv}^{(2)} (K S_{yv}^{(2)})^T \end{aligned} \quad [\text{Gl. 4.57}]$$

Wesentlicher Bestandteil der Gleichungen des DD2-Kalman-Filters ist die Intervalllänge h . Diese besitzt zwar keinen Einfluss auf den Mittelwert der Schätzung, aber nach

Gl. 4.27 auf deren Kovarianz [75]. Die Intervalllänge h gilt damit als Parameter zur Beeinflussung der Kovarianzschätzung des DD2-Filters. Je genauer das Quadrat der Intervalllänge h mit der Wölbung der Wahrscheinlichkeitsfunktion der vorhandenen Rauschprozesse übereinstimmt, desto genauer kann das DD2-Filter die tatsächliche Kovarianz approximieren. Für normalverteilte Rauschprozesse wird

$$h^2 = 3 \quad \text{[Gl. 4.58]}$$

empfohlen [75].

Nachdem die drei Varianten EKF, UKF und DDF als Vertreter der nichtlinearen Kalman-Filter vorgestellt wurden, erfolgt nun ein Vergleich dieser Varianten hinsichtlich ihrer Eigenschaften. Damit sollen Vor- und Nachteile der jeweiligen Konzepte herausgearbeitet und eine Entscheidungsgrundlage zur Auswahl eines geeigneten Filters geschaffen werden. Zur Bewertung werden folgende Kriterien herangezogen:

- Art der Linearisierung
- Anpassungsaufwand bei Änderung der Zustands- und Messgleichungen
- Anforderungen an Zustands- und Messgleichungen
- Standard- oder Wurzelimplementierung
- Schätzgenauigkeit
- Einfluss der Zeitschrittweite auf das Filterergebnis
- Empfindlichkeit des Filters auf Matrizen Q , R und P_0
- Rechenzeit und Speicherbedarf
- Anzahl möglicher Einstellparameter

Die Linearisierung beim EKF erfolgt mittels Jacobi-Matrizen. Dazu müssen zunächst die Ableitungen der Zustands- und Messgleichungen berechnet werden. Die Auswertung der Jacobi-Matrizen erfolgt auf Basis der aktuellen Zustandsschätzung. Das Ergebnis der Filterung steht damit in direktem Zusammenhang zu den hinterlegten Ableitungen [61]. Wird eine Zustands- oder Messgleichung verändert, muss auch die entsprechende Jacobi-Matrix neu berechnet werden. Dies setzt eine Differenzierbarkeit der Zustands- und Messgleichungen voraus und schränkt deren Wahl ein. Ist eine Berechnung der Ableitungen möglich, können diese beliebig komplex werden [75]. Da die Ableitungen punktuell ermittelt werden [97], besteht zum Beispiel durch sprunghafte Veränderungen von Eingangssignalen die Möglichkeit, dass Singularitäten auftreten und diese die Filterstabilität gefährden [75]. Beim UKF und DDF werden keine direkten Ableitungen und daher auch keine Jacobi-Matrizen berechnet. Damit hat eine Änderung der Zustands- oder Messgleichungen auch keinen Anpassungsaufwand zur Folge. Die Zustands- und Messgleichungen müssen auf Grund der Linearisierung über Sigma-Points beim UKF und DDF nicht differenzierbar sein. Zudem ermöglichen die Sigma-Points eine Auswertung der Gleichungen an singulä-

ren Stellen [75]. Das DDF verwendet Divided-Differences statt der Jacobi-Matrizen und Cholesky-Faktoren statt den Kovarianzmatrizen. Durch das faktorisierte Update mittels der Cholesky-Faktoren wird beim UKF und DDF eine asymmetrische oder nicht positiv definite Kovarianzmatrix verhindert [75]. Dies wird auch als „Wurzeliimplementierung“ bezeichnet. Beim EKF ist die Entstehung einer asymmetrischen oder nicht positiv definiten Kovarianzmatrix möglich. Dies kann die Filterstabilität beeinträchtigen. Die Schätzgüte des Mittelwerts ist von EKF, UKF und DDF nahezu identisch [61, 75, 94]. EKFs zeigen jedoch oft übersichere Kovarianzen [94]. Dies bedeutet, dass der EKF seine eigene Schätzgenauigkeit zu hoch einstuft. Außerdem beruht das EKF rein auf einer Auswertung der aktuellen Zustandsschätzung. Nach Julier [60] ist das EKF daher ein Versuch, ein nichtlineares Modell auf eine lineare Theorie zu stützen. Das DDF hingegen berücksichtigt die Unsicherheit der Zustandsschätzung [61] und weist im Vergleich zum EKF eine deutlich bessere Kovarianzapproximation auf [61, 94]. Bei Untersuchungen zur GPS-Navigation mit EKF und DDF konnte Jwo [61] Genauigkeitssteigerungen von 41% - 82% bei Verwendung eines DDFs ermitteln. Die Mittelwertschätzung beim UKF und DDF führt trotz eines unterschiedlichen Ansatzes zum selben Ergebnis [75]. Durch die Linearisierung mittels Sigma-Points ist beim UKF und DDF eine Abbildung von Termen höherer Ordnung und damit insgesamt eine Verbesserung der Approximationsgenauigkeit im Vergleich zum EKF möglich [60]. Bei einer Gegenüberstellung von UKF und DDF zeigt sich die Kovarianzbestimmung des DDFs der des UKFs überlegen [61, 75]. Zudem führt die große Zustandskovarianzapproximation des UKFs zu einer langsamen Konvergenz [94]. Insgesamt zeigt das DDF im Filtervergleich eine konsistentere Stabilität [94]. Die Zeitschrittweite besitzt beim EKF auf Grund der Linearisierung einen hohen Einfluss auf die Schätzung [67, 76]. Je kleiner die Zeitschrittweite, desto genauer kann die nichtlineare Funktion durch eine Schar von Ableitungen beschrieben werden. Mit zunehmender Zeitschrittweite steigen die Linearisierungsfehler an. Die Linearisierung mittels Sigma-Points führt bei UKF und DDF zu einer höheren Robustheit gegenüber größeren Zeitschrittweiten [76]. Saulson [94] bezeichnet die Empfindlichkeit des DDFs auf die Zeitschrittweite als gering. Neben der Zeitschrittweite spielt auch die Empfindlichkeit der Filter auf die Kovarianzmatrizen Q , R und P_0 eine wichtige Rolle. Je höher diese Empfindlichkeit ausfällt, desto mehr Aufwand muss in die Abstimmung der Kovarianzmatrizen investiert werden. Zudem wird im Falle einer hohen Empfindlichkeit des Filters die Robustheit gegenüber äußeren Störungen und Änderungen des Betriebspunkts reduziert. Beim UKF resultiert eine ungünstige Anfangsschätzfehlerkovarianzmatrix P_0 in einer schlechten Wahl von Sigma-Points [94]. Das DDF hingegen zeichnet sich durch eine hohe Robustheit gegenüber falschen Einstellungen von Q und R aus [61]. Hinsichtlich Rechenzeit stellt das EKF das günstigste Konzept dar [94]. Das DDF liegt im Mittelfeld, das UKF stellt hohe Anforderungen an Rechenzeit und Speicherbedarf [94]. Zur besseren Abbildung der Varianz existieren beim UKF und DDF zusätzliche Einstellparameter. Das UKF stellt die drei Einstellparameter α , κ und β [76], das DDF den Parameter h zur Verfügung.

Zusammenfassend ergibt sich folgende Übersicht:

	EKF	UKF	DDF
Art der Linearisierung	-	+	+
Anpassungsaufwand bei Änderungen	-	+	+
Anforderungen an Gleichungen	-	+	+
Filterstabilität	-	+	+
Schätzgenauigkeit des Erwartungswerts	+	+	+
Schätzgenauigkeit der Varianz	-	O	+
Einfluss der Zeitschrittweite	-	+	+
Empfindlichkeit auf Q , R und P_0	-	-	+
Rechenzeit und Speicherbedarf	+	-	O
Anzahl möglicher Einstellparameter	-	+	+

Bild 4.1: Vergleich und Bewertung der drei nichtlinearen Kalman-Filter Varianten EKF, UKF und DDF [60, 61, 67, 75, 76, 94, 97]

Basierend auf den Ergebnissen des Filtervergleichs wird für die weitere Arbeit das DD2-Kalman-Filter ausgewählt. Motiviert wird diese Entscheidung hauptsächlich durch die hohe Schätzgenauigkeit und die Robustheit des DD2s. Zudem ermöglicht eine freie Wahl von Zustands- und Messgleichungen eine problemspezifische Modellierung des Systemverhaltens.

Die Umsetzbarkeit des DD2-Kalman Filters bezüglich Rechenzeit soll nun auf Basis eines seriennahen Steuergeräts überprüft werden. Dazu wird der DD2-Kalman Filter Algorithmus zusammen mit dem Adaptiven Einspurmodell aus Kapitel 4.2 auf einen Infineon Tricore Prozessor TC1387 mit einer Taktrate von 75 MHz portiert und die Rechenzeit bestimmt. Die Rechenzeit hängt nach Bild 4.2 maßgeblich von der Zeitschrittweite des Modells ab.

Bei einer Zeitschrittweite von 10 ms beträgt die CPU-Auslastung 17.3%. Der Algorithmus gilt damit als umsetzbar.

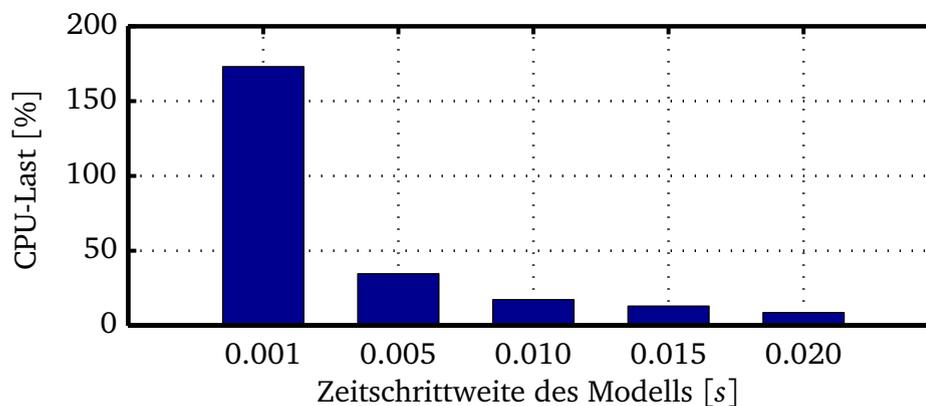


Bild 4.2: Zusammenhang von Zeitschrittweite und Rechenzeit

4.2 Adaptives Einspurmodell zur Beschreibung des Fahrzustands

Zur Stabilitätsbestimmung des Fahrzustands existieren bereits zahlreiche Methoden [113]. Dabei kann zwischen direkten und indirekten Berechnungsverfahren unterschieden werden. Direkte Berechnungsverfahren ermöglichen eine Stabilitätsbestimmung auf Basis von Gleichungen oder Modellen, indirekte Verfahren nutzen Differenzen oder Nichtlinearitäten als Maß für die Systemstabilität. So wird beispielsweise durch die Differenz von berechneter und gemessener Gierrate im ESP auf die Fahrstabilität geschlossen [57]. Weicht in einer Übersteuersituation die Istgierrate von der Sollgierrate ab, wird auf einen instabilen Fahrzustand erkannt. Zur Definition des instabilen Fahrverhaltens wird ein Grenzwert benötigt. Das Festlegen des Grenzwerts erfolgt meist mit Hilfe von Fahrversuchen und ist daher fahrzeugspezifisch und zeitaufwändig. Zudem hängt die Qualität der Stabilitätsbestimmung stark von der Wahl des Grenzwerts ab [113]. Eine direkte Bestimmung der Fahrstabilität kann über die Berechnung des Eigenlenkgradienten oder mit Hilfe von Eigenwerten eines Modells erfolgen. Ein Festlegen von Grenzwerten kann damit entfallen. Der Grad der Übereinstimmung von Modell und realem Fahrzeug beeinflusst maßgeblich die Genauigkeit der Stabilitätsbestimmung [113]. Zur Realisierung einer detaillierten und direkten Stabilitätsbestimmung wird eine möglichst genaue Abbildung des tatsächlichen Fahrverhaltens benötigt. Im Folgenden wird daher eine neue Methode zur robusten und detaillierten Beschreibung des Fahrverhaltens aufgezeigt und auf deren Basis eine Fahrstabilitätsanalyse durchgeführt.

Die Modellgenauigkeit ist abhängig von folgenden Faktoren:

- Modellierungstiefe
- Kenntnis der Modellparameter
- Erfassung der externen Einflussgrößen

Nach dem Prinzip des schwächsten Gliedes führt selbst eine detaillierte Modellierung (z.B. ADAMS-Modell) in Verbindung mit ungenauen Modellparametern (z.B. der

Fahrzeugmasse) zu unzureichenden Ergebnissen. Ebenso haben Umgebungsparameter wie z.B. Straßenbelag, Reibwert und Witterung starken Einfluss auf die Abbildegenauigkeit. Die Erfassung der externen Einflussgrößen stellt eine besondere Herausforderung dar und steht im Fokus zahlreicher Arbeiten [6, 12, 14, 17, 35, 76]. Doch auch Modellparameter wie Fahrzeugmasse, Schwerpunktlage und Schwerpunkthöhe sind starken Schwankungen unterworfen und ändern sich je nach Beladungszustand. Zudem ist der Reifen hinsichtlich Dimension, Alter, Verschleiß, Luftdruck, etc. unbekannt und das Reifenübertragungsverhalten damit nur im Linearbereich ausreichend beschreibbar. Eine separate Messung oder Schätzung aller unbekanntenen Modellparameter und externen Einflussgrößen ist nach dem aktuellen Stand der Technik sehr aufwändig und für einen Serieneinsatz nicht geeignet.

Um dennoch eine detaillierte Abbildung des Fahrverhaltens zu ermöglichen, wird das Adaptive Einspurmodell eingeführt. Mit Hilfe des Adaptiven Einspurmodells sollen unbekannte Modellparameter und externe Einflussgrößen zu wenigen, zeitvarianten Parametern zusammengefasst werden. Diese besitzen keine direkte physikalische Bedeutung, erlauben jedoch eine Anpassung des Fahrzeugmodells an die Realität.

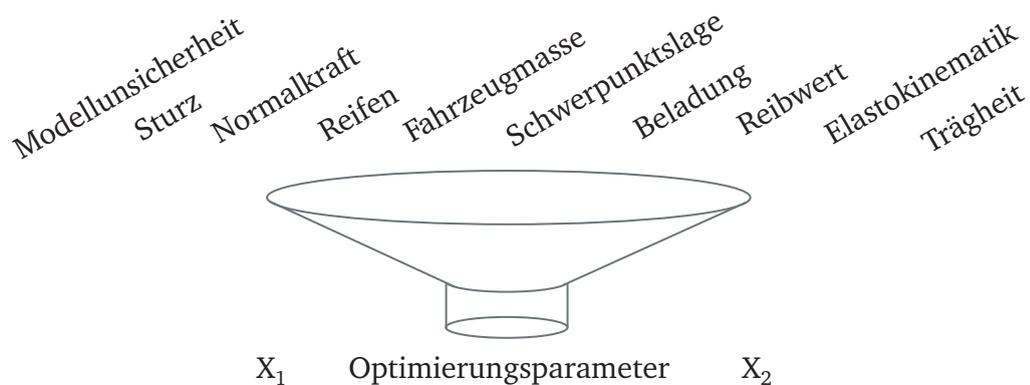


Bild 4.3: Bündelung von unbekanntenen Modellparametern und externen Einflussgrößen

Bild 4.3 zeigt beispielhaft die Abbildung einiger unsicherer Größen auf die Optimierungparameter X_1 und X_2 . Da über die Optimierungparameter X_1 und X_2 auch Modellunsicherheiten erfasst werden können, wird die Verwendung einfacher Modelle mit geringer Modellierungstiefe ermöglicht. Es bietet sich daher ein lineares Einspurmodell an.

Für eine Verbesserung der Abbildegenauigkeit des Ansprechverhaltens wird die Einlauflänge zur Beschreibung des Seitenkraftaufbaus berücksichtigt. Das resultierende Modell wird fortan als Filtermodell bezeichnet. Da der Schwimmwinkel in einem Serienfahrzeug messtechnisch nicht zur Verfügung steht, wird dieser zunächst aus dem Filtermodell eliminiert. Dazu wird die zweite Einspurmodellgleichung Gl. 3.22 nach β aufgelöst und in die erste Einspurmodellgleichung Gl. 3.21 eingesetzt. Die Gierbe-

schleunigung ergibt sich dann zu

$$\begin{aligned} \ddot{\psi} = & \frac{c_{sv}c_{sh}v(l_v + l_h)}{\theta v(c_{sv} + c_{sh})} \cdot \delta_v - \frac{c_{sv}c_{sh}v(l_v + l_h)}{\theta v(c_{sv} + c_{sh})} \cdot \delta_h \\ & - \frac{c_{sv}c_{sh}(l_v + l_h)^2}{\theta v(c_{sv} + c_{sh})} \cdot \dot{\psi} + \frac{mv(c_{sv}l_v - c_{sh}l_h)}{\theta v(c_{sv} + c_{sh})} \cdot a_y \end{aligned} \quad [\text{Gl. 4.59}]$$

Die Berechnung der Schwimmwinkelgeschwindigkeit folgt aus

$$\dot{\beta} = \frac{F_{sv}}{mv} + \frac{F_{sh}}{mv} - \dot{\psi} \quad [\text{Gl. 4.60}]$$

wobei die Seitenkräfte nach dem Reifenmodell von Böhm aus Gl. 3.26 bestimmt werden.

$$\dot{F}_{sv} = \frac{-c_{sv}l_v}{\sigma_v} \cdot \dot{\psi} - \frac{c_{sv}v}{\sigma_v} \cdot \beta - \frac{v}{\sigma_v} \cdot F_{sv} + \frac{c_{sv}v}{\sigma_v} \cdot \delta_v \quad [\text{Gl. 4.61}]$$

$$\dot{F}_{sh} = \frac{c_{sh}l_h}{\sigma_h} \cdot \dot{\psi} - \frac{c_{sh}v}{\sigma_h} \cdot \beta - \frac{v}{\sigma_h} \cdot F_{sh} + \frac{c_{sh}v}{\sigma_h} \cdot \delta_h \quad [\text{Gl. 4.62}]$$

Die Einlauflänge σ_i wird nach Gl. 3.28 aus der Schräglaufsteifigkeit und der Reifenseitensteifigkeit c_{yi} approximiert. Die Reifenseitensteifigkeit wird als konstant angenommen. Ungenauigkeiten der Reifenseitensteifigkeit, die aus dem Einsatz unterschiedlicher Reifen resultieren können, werden ebenfalls über die Optimierungsparameter X_1 und X_2 kompensiert.

Die Wahl der Optimierungsparameter X_1 und X_2 kann auf Basis bereits bestehender Modellparameter oder durch Einführung neuer Parameter erfolgen. Entscheidend ist der „Durchgriff“ der Parameter. Darunter wird der Einfluss der Parameter auf das Ergebnis der Modellgleichungen verstanden.

Börner [16] führt zur Bewertung des Einflusses bestehender Modellparameter ein sogenanntes Dringlichkeitsmaß ein. Dabei weisen die Schräglaufsteifigkeiten c_{si} die höchsten Werte und damit den höchsten „Durchgriff“ auf. Da die Bestimmung der Schräglaufsteifigkeiten aufwändig ist und sie großen Schwankungen im Fahrbetrieb unterliegen [16], stellen die Schräglaufsteifigkeiten geeignete Optimierungsparameter dar [4, 12, 16, 31, 86]. Auf die Einführung zusätzlicher Parameter kann bei Verwendung der Schräglaufsteifigkeiten verzichtet werden.

Nach dem Festlegen der Optimierungsparameter kann das Adaptive Einspurmodell

entsprechend Bild 4.4 dargestellt werden.

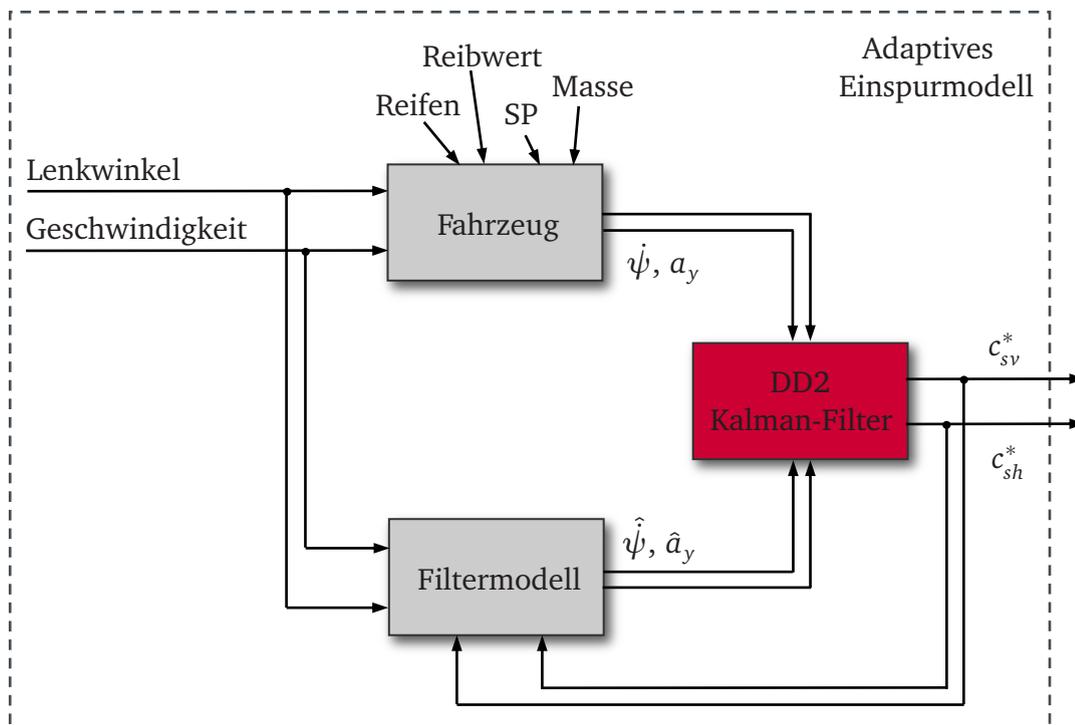


Bild 4.4: Struktur des Adaptiven Einspurmodells

Es besteht aus einer Parallelstruktur von Realfahrzeug und Filtermodell (Gl. 4.59 - Gl. 4.62). Das Filtermodell wird mit den Eingangssignalen des Realfahrzeugs beaufschlagt und erlaubt eine Schätzung der aktuellen Gierrate $\hat{\psi}$ und Querschleunigung \hat{a}_y . Im Realfahrzeug können diese Größen über den serienmäßig verbauten Gierraten- und Querschleunigungssensor erfasst werden.

Bei unzureichender Modellierungstiefe, Ungenauigkeiten im Bezug auf Modellparameter oder externen Einflussgrößen treten Abweichungen zwischen berechneter und gemessener Gierrate und Querschleunigung auf. Diese Abweichungen können über eine Online-Optimierung mittels DD2-Kalman-Filter minimiert werden. Hierzu werden die Schräglaufsteifigkeiten als Random-Walk-Prozess modelliert und über den Korrekturschritt des DD2-Kalman-Filters angepasst. Die Schräglaufsteifigkeiten werden solange verändert, bis eine Übereinstimmung von Modell und Realfahrzeug vorliegt.

Damit entsprechen die geschätzten Schräglaufsteifigkeiten c_{si}^* allerdings nicht mehr der herkömmlichen Definition der Schräglaufsteifigkeit c_{si} (Gl. 3.25) und werden daher mit einem Stern gekennzeichnet.

Zur Durchführung der Schätzung benötigt das Adaptive Einspurmodell die in Bild 4.5 dargestellten Eingangssignale.

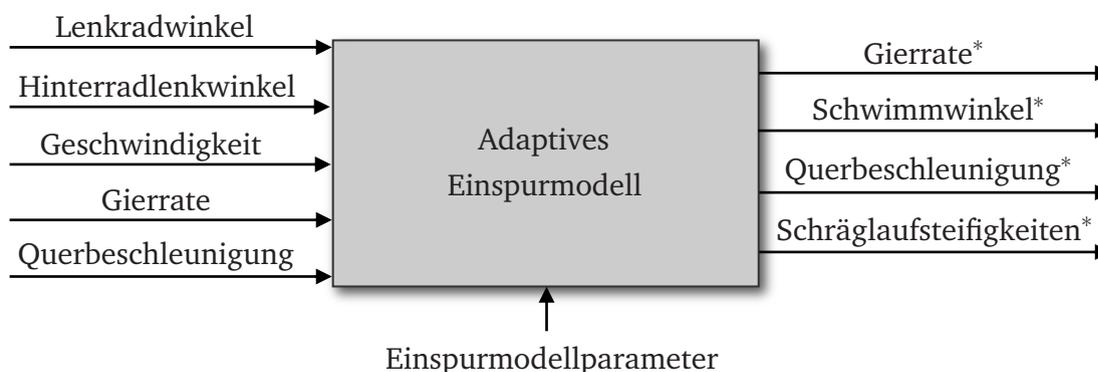


Bild 4.5: Schnittstellendefinition des Adaptiven Einspurmodells

Vorabsimulation am Einspurmodell

Die Eigenschaften des Adaptiven Einspurmodells sollen zunächst simulativ am Beispiel eines Lenkwinkelsprungs bei 45° Lenkwinkel und 100 km/h untersucht werden. Dazu wird als Fahrzeuersatz ein Einspurmodell Fzg_{ESM} mit einer konstanten Lenkübersetzung $i_{LK} = 1 : 16$ verwendet.

Dieses erfährt bei $t = 1 \text{ s}$ eine Reduktion der vorderen und hinteren Schräglaufsteifigkeit von jeweils 25%. Änderungen des Fahrverhaltens dieser Art können unter anderem durch Reibwertsprünge verursacht werden. Das Adaptive Einspurmodell (Adapt. ESM) und ein Einspurmodell mit konstanten Schräglaufsteifigkeiten (ESM) beschreiben das Verhalten des Fahrzeuersatzmodells Fzg_{ESM} .

In Bild 4.6 sind die Zustandsgrößen Gierrate $\dot{\psi}$ und Schwimmwinkel β und die vorderen und hinteren Schräglaufsteifigkeiten $c_{sv}^{(*)}$, $c_{sh}^{(*)}$ aufgetragen. Der Schräglaufsteifigkeitssprung bei $t = 1 \text{ s}$ führt zu einer deutlichen Abweichung von ESM und Fzg_{ESM} . Dabei wird der Nachteil eines Einspurmodells mit konstanten Schräglaufsteifigkeiten im Hinblick auf die Abbildegenauigkeit bei einer Veränderung des Fahrverhaltens ersichtlich. Die Gültigkeit des ESM wird stark reduziert.

Das Adaptive Einspurmodell hingegen erkennt das veränderte Fahrverhalten des Fahrzeugmodells Fzg_{ESM} und gleicht daraufhin seine Schräglaufsteifigkeitsschätzung c_{si}^* an. Der Adaptionsvorgang erfolgt schnell und ist je nach Parametrierung des Filters innerhalb kurzer Zeit abgeschlossen.

Das Adaptive Einspurmodell ermittelt dabei stationär die zu der Vorgabe aus dem Fahrzeugmodell Fzg_{ESM} passenden Schräglaufsteifigkeiten. In der kurzen Übergangsphase werden die Schräglaufsteifigkeiten so verändert, dass Gierrate und Schwimmwinkel weiterhin mit den Werten des Fahrzeugmodells Fzg_{ESM} übereinstimmen. Damit kann die prinzipielle Funktionsfähigkeit des Adaptiven Einspurmodells gezeigt werden.

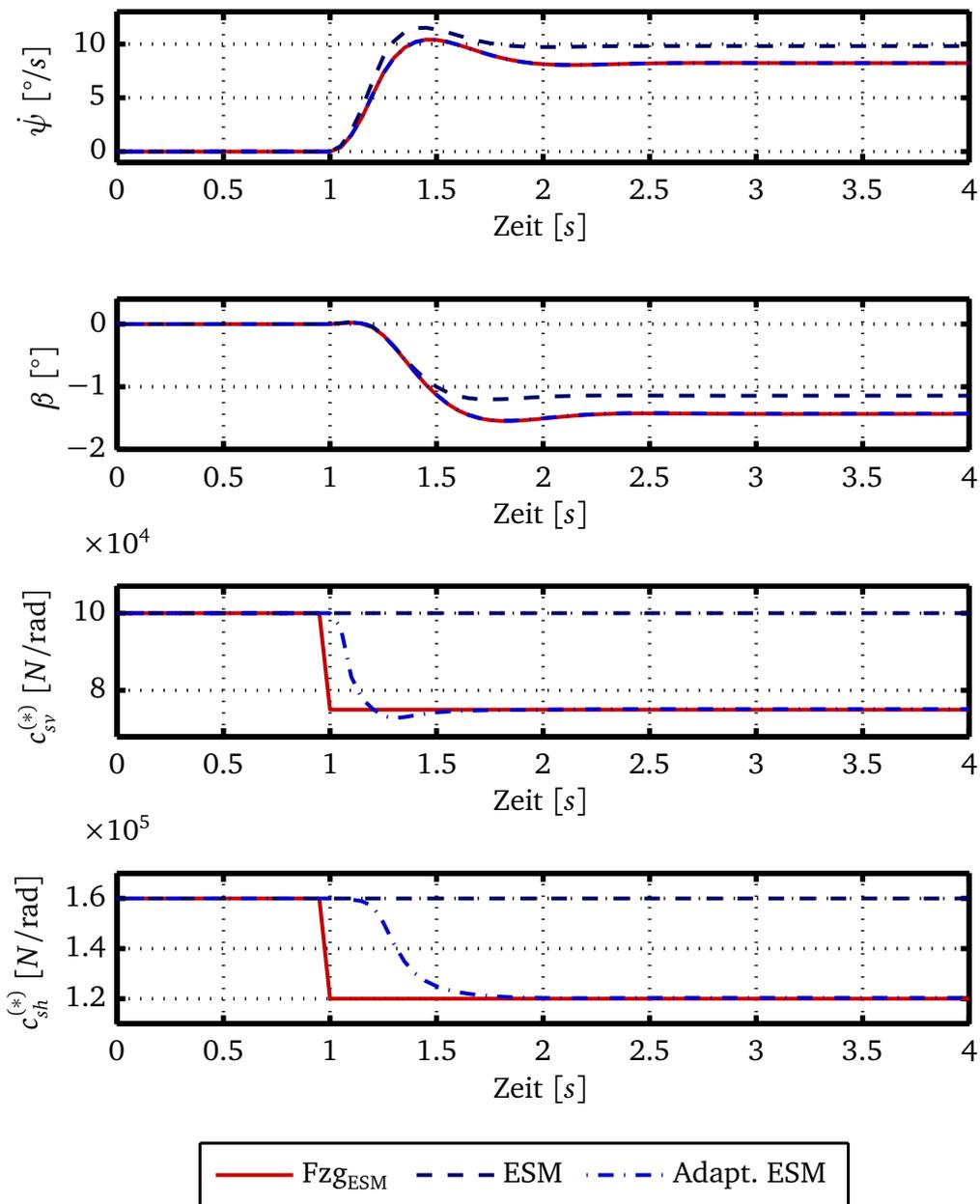


Bild 4.6: Schräglaufsteifigkeitsadaption in der Vorabsimulation anhand eines Einspurmodells bei einem Lenkwinkelsprung auf 45° Lenkwinkel und einer Geschwindigkeit von 100 km/h

Simulationen anhand eines CRT-Modells

Voraussetzung für einen Einsatz des Adaptiven Einspurmodells sind eine hohe Robustheit und Anpassungsfähigkeit bei variierenden Modellparametern und externen Einflussgrößen. Zur Beurteilung dieser Eigenschaften wird eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt. Dazu wird statt des Einspur-Fahrzeugmodells nun ein VI-CarRealTime (CRT) Modell eingesetzt. Dieses ist kennlinienbasiert und bietet gegenüber einem ADAMS-Modell den Vorteil einer geringen Rechenzeit. Die Abbildegengenauigkeit wird

allerdings leicht reduziert. Da das CRT-Modell vornehmlich zur Analyse des Adaptiven Einspurmodells und damit zur Abbildung von Nichtlinearitäten und Modellierungsunsicherheiten verwendet wird, ist in diesem Fall der Einsatz eines Kennlinien-Modells ausreichend.

Die Verwendung eines im Vergleich zum Einspurmodell komplexeren Fahrzeugmodells führt jedoch dazu, dass die Schätzgenauigkeit des Adaptiven Einspurmodells nicht mehr auf Grund einer Abweichung von vorgegebenen und erreichten Schräglaufsteifigkeiten (vgl. Bild 4.6) beurteilt werden kann. Dies folgt aus der Tatsache, dass auf Grund der Optimierungsstruktur des Adaptiven Einspurmodells ein zu hoch eingestellter Wert für die Fahrzeugträgheit z.B. zu einer Reduktion der vorderen und Erhöhung der hinteren Schräglaufsteifigkeit führt, obwohl die Fahrzeugträgheit nach Definition keinen Einfluss auf die Schräglaufsteifigkeit besitzt.

Eine Bewertung der Schätzgenauigkeit ist damit nur indirekt über die Zustandsgrößen Gierrate und Schwimmwinkel möglich. Stimmen gemessene und geschätzte Werte für Gierrate und Schwimmwinkel überein, setzt dies eine korrekte Bestimmung der Schräglaufsteifigkeiten nach Gl. 4.59 - Gl. 4.62 voraus.

Zur Simulation werden die in Tabelle 4.1 aufgeführten Fahrzeuge verwendet.

Fahrzeug	Typ	m	θ	l_v	l_h
Fzg ₀	Audi A8	2206 kg	3245 kgm ²	1.38 m	1.57 m
Fzg ₁	Audi A4	1431 kg	2264 kgm ²	1.21 m	1.60 m
Fzg ₂	Audi TT	1558 kg	1798 kgm ²	1.06 m	1.41 m
Fzg ₃	Audi R8	1616 kg	1873 kgm ²	1.46 m	1.19 m

Tabelle 4.1: *Verwendete Fahrzeuge zur Sensitivitätsanalyse in der CRT-Simulation*

Der Einfluss von sich ändernden Modellparametern auf die Schätzgenauigkeit des Adaptiven Einspurmodells soll exemplarisch am Beispiel einer Masse- und Schwerpunktsänderung aufgezeigt werden. Änderungen dieser Art gelten als kundenrelevant und dürfen die Schätzgüte des Adaptiven Einspurmodells nicht negativ beeinflussen. Als Manöver wird eine Slalomfahrt bei konstanter Frequenz und Amplitude mit einem Lenkwinkel von 45° und 100 km/h verwendet. Fahrzeug Fzg₀ dient als Istfahrzeug. Es werden nacheinander vier Simulationen mit einer sprunghaften Änderung der im Adaptiven Einspurmodell hinterlegten Fahrzeugparameter bei $t = 15$ s durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Bild 4.7 dargestellt. Die Fahrzeugmasse variiert dabei um $\pm 25\%$ ($m_{\uparrow}, m_{\downarrow}$) und die Schwerpunktlage verschiebt sich entsprechend einer Achslastverlagerung von ± 200 kg nach vorne (SP_{\uparrow}) bzw. hinten (SP_{\downarrow}). Die vom Adaptiven Einspurmodell geschätzten Werte werden entsprechend der Parameteränderung mit einem hochgestellten Stern gekennzeichnet ($m_{\uparrow}^*, m_{\downarrow}^*, SP_{\uparrow}^*, SP_{\downarrow}^*$). Das geschätzte Fahrverhalten ohne Parameteränderung wird als Fzg₀^{*} bezeichnet. Die Parameteränderung besitzt keinen Einfluss auf das Fahrverhalten des Istfahrzeugs Fzg₀.

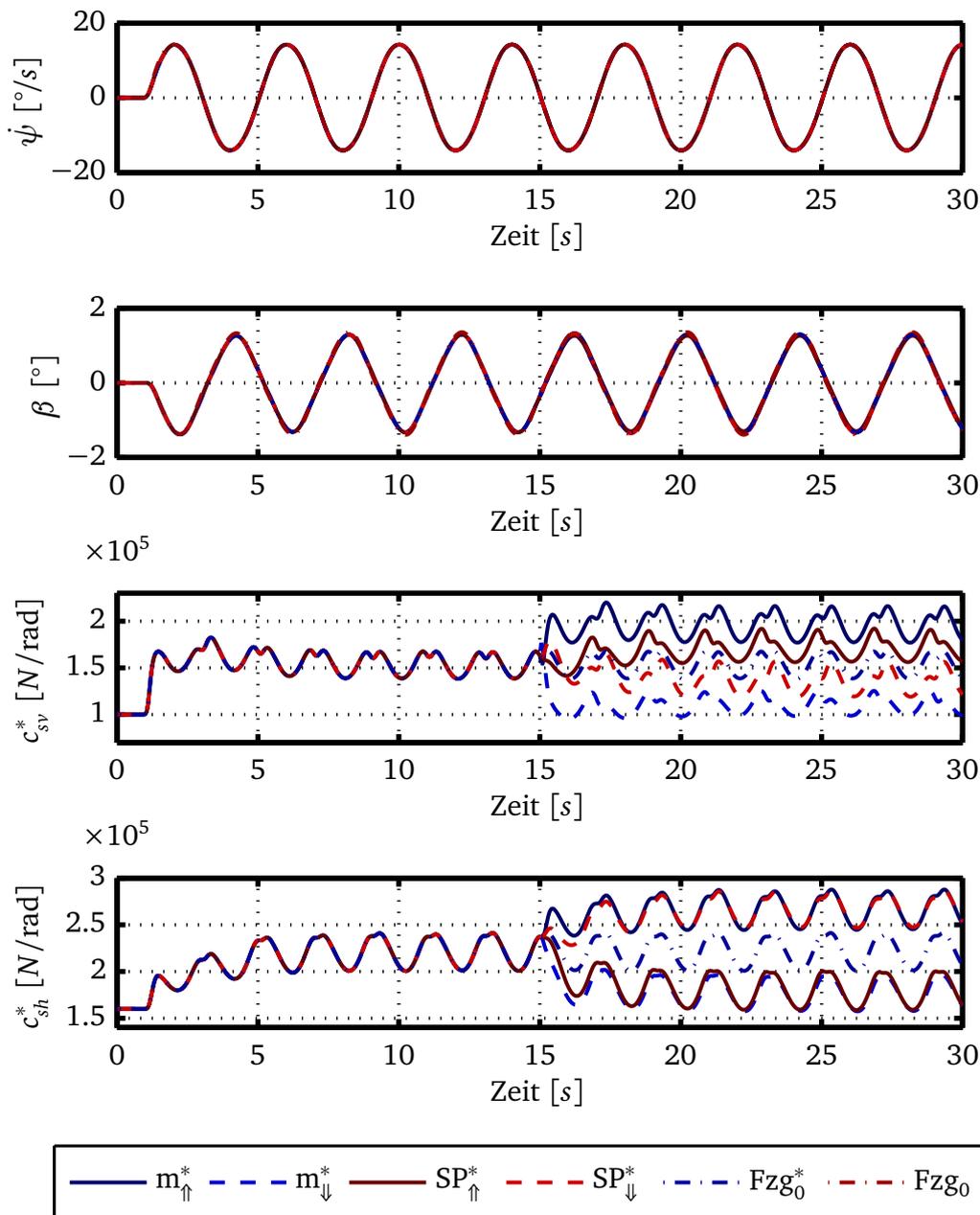


Bild 4.7: Schätzungsgenauigkeit des Adaptiven Einspurmodells bei Variation von Modellparametern in der CRT-Simulation - Slalomfahrt bei 45° Lenkwinkel und 100 km/h

Bei einwandfreier Funktion des Adaptiven Einspurmodells werden die Schräglaufsteifigkeiten c_{sv}^* , c_{sh}^* zeitgleich mit der Masse- und Schwerpunktlagenänderung angepasst und die Übereinstimmung der geschätzten (m_{\uparrow}^* , m_{\downarrow}^* , SP_{\uparrow}^* , SP_{\downarrow}^* , Fzg_0^*) und gemessenen (Fzg_0) Zustandsgrößen beträgt 100%.

Zu Beginn der Simulation findet ein Einlernprozess statt. Im Einlernprozess wird aus der Anfangsschätzfehlerkovarianz P_0 , den Kovarianzmatrizen Q , R und den Differenzen zwischen Messung und Modell die Schätzfehlerkovarianz \hat{P}_k entwickelt. Diese

wird vom DD2-Kalman-Filter je nach Systemzustand angepasst und enthält zunehmend Informationen über das System und die Schätzgenauigkeit der einzelnen Zustandsgrößen. Die Kovarianzen Q, R werden konstant und für alle Simulationen gleich gewählt. Neben der Schätzfehlerkovarianz \hat{P}_k erfolgt eine Anpassung der Zustandsgrößen \hat{x}_k . Im Zuge dieser Angleichung werden auch die Startwerte der Schräglaufsteifigkeitsschätzung von $c_{sv,0}^* = 100000 \text{ N/rad}$ und $c_{sh,0}^* = 160000 \text{ N/rad}$ auf Werte von durchschnittlich $c_{sv}^* = 150000 \text{ N/rad}$ und $c_{sh}^* = 220000 \text{ N/rad}$ verändert. Dennoch wird für die Schräglaufsteifigkeitsschätzung kein Konstantwert, sondern lediglich eine gleichförmige Schwingform erreicht. Diese erlaubt dem Adaptiven Einspurmodell die Kompensation nicht modellierter Eigenschaften wie der Achskinematik, der Elastokinematik, der Radlastverlagerung, der Wankabstützung, etc. Diese Faktoren beeinflussen allesamt das Fahrverhalten des Fahrzeugs und können aus Sicht des Adaptiven Einspurmodells nur durch eine Änderung der Schräglaufsteifigkeiten erklärt werden. Die Änderung der Modellparameter zum Zeitpunkt $t = 15 \text{ s}$ bewirkt ebenfalls eine Anpassung der Schräglaufsteifigkeiten. Diese Anpassung wird zum Ausgleich der hinzugekommenen Parameterungenauigkeiten im Bezug auf Masse und Schwerpunktlage benötigt. Eine Erhöhung der im Adaptiven Einspurmodell hinterlegten Fahrzeugmasse resultiert nach Bild 4.7 in einer Erhöhung der vorderen und hinteren Schräglaufsteifigkeit, wohingegen eine Verlagerung des Fahrzeugschwerpunkts nach vorne zu einer Erhöhung der vorderen und einer Absenkung der hinteren Schräglaufsteifigkeit führt. Damit kann ein Zusammenhang zwischen den geschätzten Schräglaufsteifigkeiten und dem Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs hergestellt werden. Eine Abweichung der geschätzten ($m_{\uparrow}^*, m_{\downarrow}^*, SP_{\uparrow}^*, SP_{\downarrow}^*, Fzg_0^*$) und gemessenen (Fzg_0) Zustandsgrößen Gierrate $\dot{\psi}$ und Schwimmwinkel β in Bild 4.7 ist trotz der starken Parameteränderungen nicht zu beobachten. Um geringe Abweichungen dennoch sichtbar zu machen, wird die Übereinstimmung von Soll- und Istgrößen durch folgende Funktion berechnet:

$$FIT [\%] = \left(1 - \frac{\sqrt{(Ist - Soll)(Ist - Soll)^T}}{\sqrt{Soll \cdot Soll^T}} \right) \cdot 100\% \quad [\text{Gl. 4.63}]$$

Eine Auswertung der durchgeführten Simulationen führt zu Tabelle 4.2.

Signale	m_{\uparrow}^*	m_{\downarrow}^*	SP_{\uparrow}^*	SP_{\downarrow}^*	Fzg_0^*	Fzg_0
$\dot{\psi}$	99.59%	99.67%	99.61%	99.67%	99.65%	100%
β	94.94%	93.70%	91.48%	96.96%	94.27%	100%
a_y	98.45%	98.73%	98.53%	98.74%	98.68%	100%

Tabelle 4.2: Schätzgenauigkeit des Adaptiven Einspurmodells bei Variation von Modellparametern in der CRT-Simulation

Die Schätzung von Gierrate und Querbeschleunigung erreicht hohe Übereinstimmungs-

werte. Diese sind damit zu erklären, dass über den Gierraten- und Querschleunigungssensor Messwerte vorliegen, die die Zustandsschätzung des DD2-Kalman-Filters stützen. Obwohl für den Schwimmwinkel keine Messwerte vorhanden sind, kann auch hier durch die Adaption der Schräglaufsteifigkeiten eine hohe Schätzgenauigkeit erreicht werden.

Nach der Sensitivitätsanalyse hinsichtlich Masse- und Schwerpunktsänderungen steht nun die Übertragbarkeit des Adaptiven Einspurmodells auf weitere Fahrzeuge im Fokus. Unterschiedliche Fahrzeuge führen zu einer breiten Variation von Achsen, Räder, Reifen, Feder, Dämpfer, Stabilisatoren, Lage von Nick- und Wankpolen, etc. Dadurch ergeben sich aus Sicht des Adaptiven Einspurmodells gravierende Parameteränderungen. Die Schätzgenauigkeit und die Robustheit des Adaptiven Einspurmodells wird so besonders beansprucht. Dabei sollte nach Möglichkeit keine Anpassung der Kovarianzmatrizen Q und R des DD2-Kalman-Filters erforderlich werden. Eine erneute Abstimmung der Kovarianzmatrizen gilt als aufwändig und ist daher zu vermeiden.

Als Manöver wird eine Slalomfahrt bei 45° Lenkwinkel und 100 km/h gewählt. Um eine möglichst breite Abdeckung an Fahrzeugen zu erreichen, werden neben dem bisher verwendeten Oberklassefahrzeug (Fzg_0) nun ein Mittelklassefahrzeug (Fzg_1) und zwei Sportwagen ($\text{Fzg}_2, \text{Fzg}_3$) herangezogen. Die Einspurmodellparameter des Adaptiven Einspurmodells werden entsprechend Tabelle 4.1 an das jeweilige Fahrzeug angeglichen. Sonstige Anpassungen bezüglich Achsen, Räder, Reifen, etc. oder dem DD2-Kalman-Filter werden nicht vorgenommen. Der Anpassungsaufwand kann damit als gering eingestuft werden. Die Ergebnisse der Simulation sind in Bild 4.8 dargestellt.

Die aus den Simulationsergebnissen berechneten Übereinstimmungswerte befinden sich in Tabelle 4.3.

Signale	Fzg_1^*	Fzg_2^*	Fzg_3^*	$\text{Fzg}_{1,2,3}$
$\dot{\psi}$	99.79%	99.72%	99.78%	100%
β	95.07%	96.28%	95.86%	100%
a_y	99.21%	98.91%	99.17%	100%

Tabelle 4.3: Übertragbarkeit des Adaptiven Einspurmodells auf verschiedene Fahrzeuge

Da jetzt nicht mehr die Parameter des Adaptiven Einspurmodells verändert werden, sondern die Simulation auf unterschiedlichen Fahrzeugen basiert, ergeben sich in Bild 4.8 fahrzeugspezifische Schwimmwinkelverläufe. Das Adaptive Einspurmodell erreicht auch hier eine hohe Schätzgenauigkeit. Dies erfordert jedoch eine ausgeprägte Angleichung der Schräglaufsteifigkeiten. Dazu werden sowohl die Absolutwerte der Schräglaufsteifigkeiten als auch die Amplituden der Schwingformen stark verändert. Ungünstig gewählte Anfangswerte für $c_{sv,0}^*$, $c_{sh,0}^*$ werden gleich zu Beginn der Simulation durch eine entsprechende Anpassung des Absolutwerts der Schräglaufsteifigkeit kompensiert. Die Amplitude und der Verlauf der Schwingform lassen Rückschlüsse auf

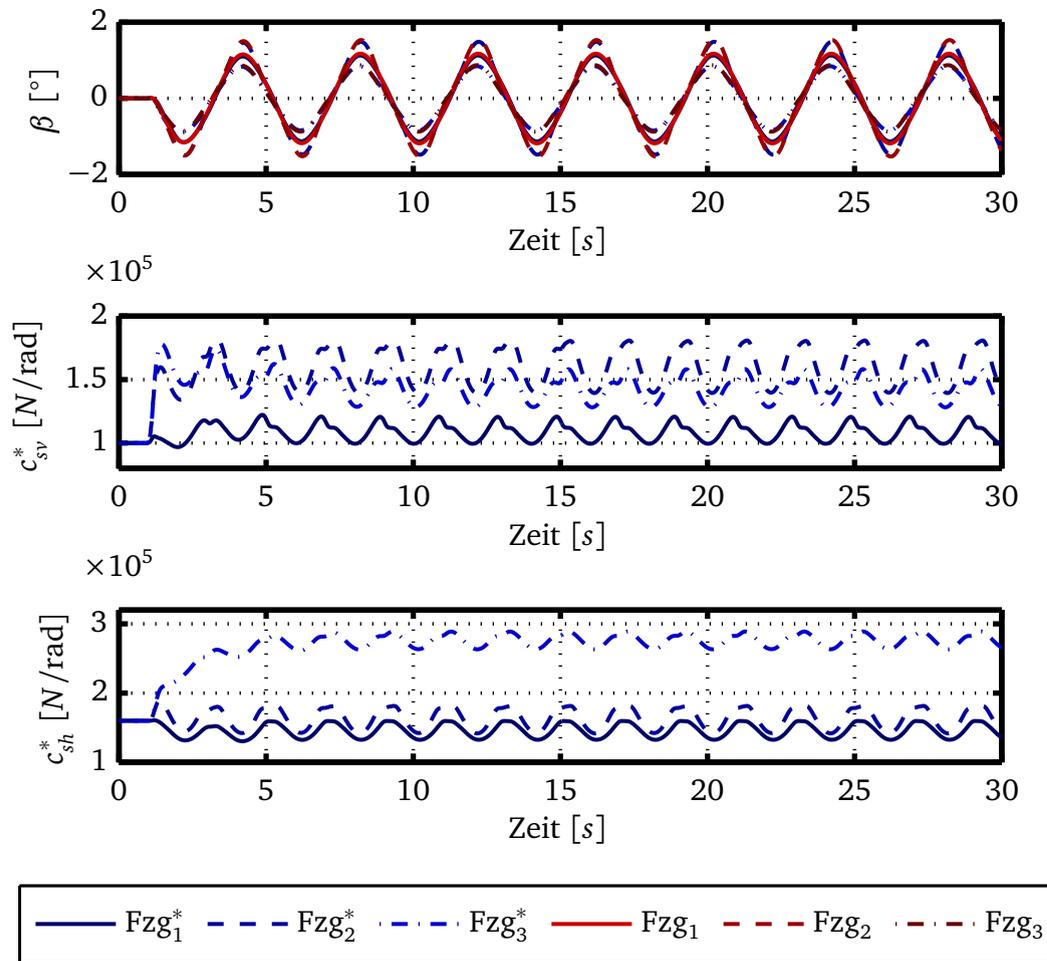


Bild 4.8: Übertragbarkeit des Adaptiven Einspurmodells auf verschiedene Fahrzeuge - Slalomfahrt bei 45° Lenkwinkel und 100 km/h

vorhandene Parameterungenauigkeiten und Modellierungsfehler zu. Dabei führt eine Abnahme von Parameterungenauigkeiten und Modellierungsfehlern zu einer Reduzierung der Schwingform und zu einer Annäherung der Schräglaufsteifigkeitsschätzung an einen Konstantwert.

Zusätzlich zu den Modell- und Parameterunsicherheiten besitzen Umgebungsparameter - und dort allen voran der Reibwert - starken Einfluss auf das Fahrverhalten. Niedriger Reibwert reduziert den Linearbereich des Reifens auf sehr kleine Schräglaufwinkelbereiche und führt in Verbindung mit einer Änderung der Seitenkraftkennlinie zu einem frühen Erreichen der Reifennichtlinearität. Im Folgenden wird daher der Einfluss einer Reibwertänderung auf die Abbildegenauigkeit des Adaptiven Einspurmodells untersucht. Dazu wird das Fahrzeug Fzg_0 einer Slalomfahrt bei 45° Lenkwinkel und 100 km/h auf Hoch- ($\mu_{1,0}$) und Niedrigreißwert ($\mu_{0,3}$) unterzogen. Die Ergebnisse sind in Bild 4.9 dargestellt.

Es zeigt sich, dass auf Grund der Genauigkeit des Adaptiven Einspurmodells die ge-

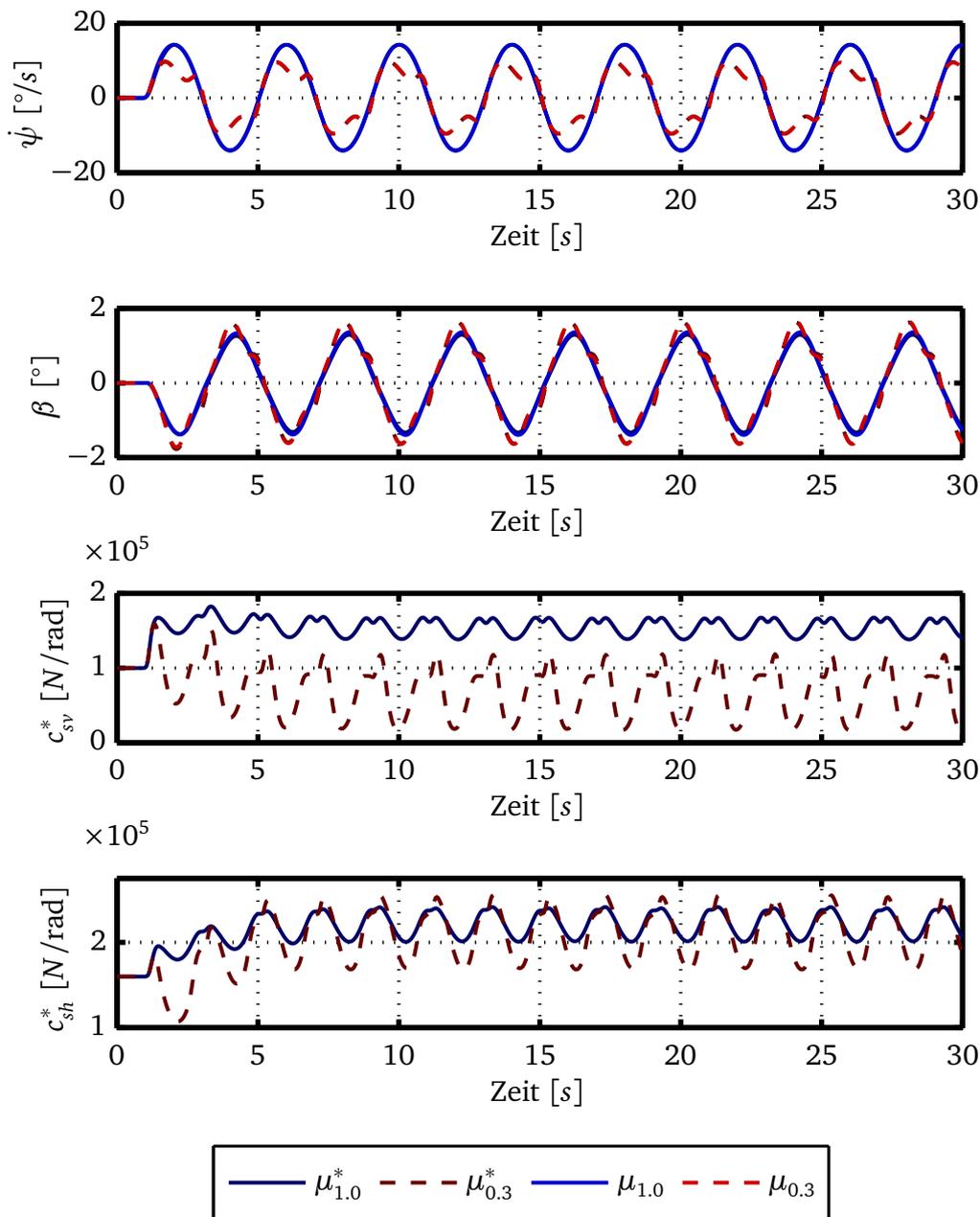


Bild 4.9: Verhalten des Adaptiven Einspurmodells bei Reibwertänderungen - Slalomfahrt bei 45° Lenkwinkel und 100 km/h

geschätzten und gemessenen Werte für Gierrate und Schwimmwinkel auf Strichstärke übereinstimmen. Der Betrag der Gierrate bleibt auf Niedrigreibwert trotz gleicher Lenkeingaben unter dem Betrag der Gierrate auf Hochreibwert zurück. Das Fahrzeug auf Niedrigreibwert ist demnach nicht in der Lage, die den Lenkeingaben des Fahrers entsprechenden Seitenkräfte an der Vorderachse abzusetzen. In Folge dessen untersteuert das Fahrzeug. Da die anliegenden Schräglaufsteifigkeiten nicht direkt aus der Simulation abgeleitet werden können, sind in Bild 4.9 nur die geschätzten

Schräglaufsteifigkeiten aus dem Adaptiven Einspurmodell dargestellt. Diese werden bei Niedrigreibwert ($\mu_{0.3}$) durch das Adaptive Einspurmodell partiell auf Werte nahe null reduziert. Nach Gl. 3.25 wird dadurch eine Abbildung geringer Seitenkräfte bei hohen Schräglaufwinkeln ermöglicht. Insgesamt ist auf Niedrigreibwert eine stärkere Schwankung der Schräglaufsteifigkeitsschätzung und damit eine geringere Gültigkeit des im Adaptiven Einspurmodell hinterlegten Filtermodells zu erkennen. Die hohe Abbildegenauigkeit des Adaptiven Einspurmodells kann folglich nur durch die stetige Anpassung der Schräglaufsteifigkeiten erreicht werden.

Die genauen Werte des Vergleichs von Simulation und Schätzung sind in Tabelle 4.4 hinterlegt.

Signale	$\mu_{1.0}^*$	$\mu_{0.3}^*$	$\mu_{1.0}$	$\mu_{0.3}$
ψ	99.65%	98.91%	100%	100%
β	94.27%	96.16%	100%	100%
a_y	98.68%	95.58%	100%	100%

Tabelle 4.4: Verhalten des Adaptiven Einspurmodells bei Reibwertänderungen

Alle bisher durchgeführten Simulationen zeigen eine hohe Übereinstimmung von Adaptivem Einspur- und CRT-Modell. Damit kann über die Schräglaufsteifigkeitsschätzung des Adaptiven Einspurmodells ein lineares Modell generiert werden, das zu jedem Zeitschritt eine punktweise Linearisierung des Fahrverhaltens darstellt. Darauf basierend kann eine Stabilitätsanalyse durchgeführt werden. Die Bestimmung der Fahrstabilität kann so anhand herkömmlicher Methoden, wie der Berechnung des Eigenlenkgradienten oder einer Eigenwertanalyse, erfolgen.

Der Eigenlenkgradient ergibt sich nach Heissing [50] zu

$$EG = \frac{m(c_{sh}l_h - c_{sv}l_v)}{c_{sv}c_{sh}(l_v + l_h)} \quad [\text{Gl. 4.64}]$$

Werden die Schräglaufsteifigkeiten c_{si} durch die geschätzten Schräglaufsteifigkeiten c_{si}^* ersetzt, erlaubt dies die Berechnung eines Online-Eigenlenkgradienten. Dieser wird durch die Schräglaufsteifigkeitsschätzung in jedem Zeitschritt aktualisiert und enthält damit Informationen über den aktuellen Stabilitätszustand.

Als Alternative zum Eigenlenkgradienten ist auch eine Auswertung der charakteristischen Geschwindigkeit v_{ch} möglich (vgl. Kapitel 2.2.1).

$$v_{ch} = \sqrt{\frac{l_v + l_h}{EG}} \quad [\text{Gl. 4.65}]$$

Die Berechnung von Online-Eigenlenkgradient und charakteristischer Geschwindigkeit erfolgt auf Basis der Simulation unterschiedlicher Reibwerte. In Bild 4.10 sind die Simulationsergebnisse dargestellt.

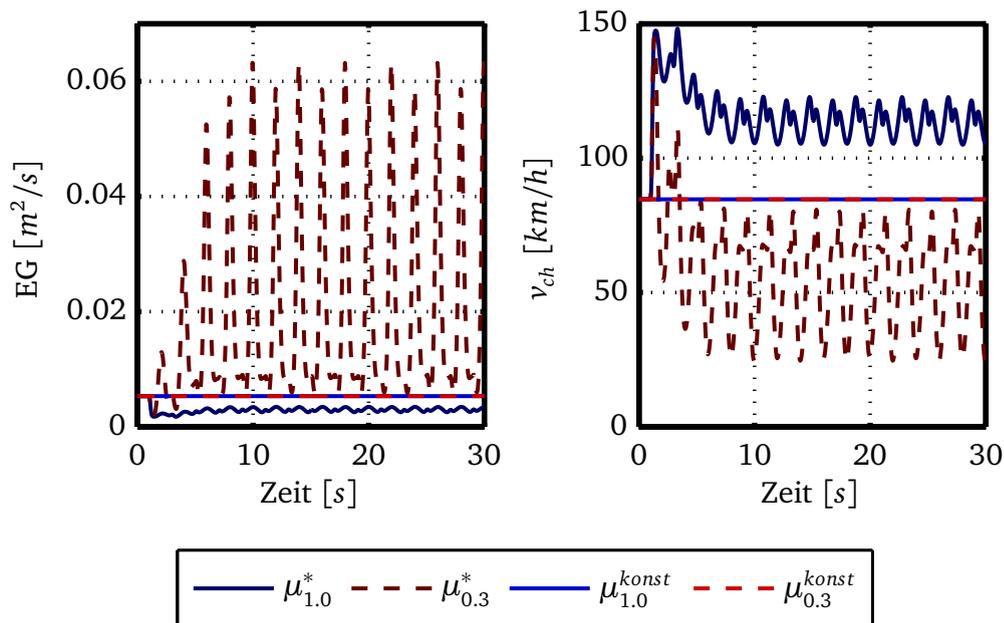


Bild 4.10: Fahrstabilitätsbestimmung über eine Berechnung von Eigenlenkgradient und charakteristischer Geschwindigkeit auf Basis geschätzter Schräglaufsteifigkeiten

Zunächst fällt auf, dass alle berechneten Eigenlenkgradienten größer null sind und dementsprechend ein untersteuerndes Fahrverhalten vorliegt. Der Eigenlenkgradient der Simulation mit konstanten Schräglaufsteifigkeiten ist nach Gl. 4.64 konstant und unabhängig von Fahrmanöver und Reibwert. Er wird damit nur von der Wahl der Parameter beeinflusst. Bei Verwendung der geschätzten Schräglaufsteifigkeiten zeigen sich starke Unterschiede zwischen Hoch- und Niedrigreibwert. Der Eigenlenkgradient bei Niedrigreibwert nimmt durch die starke Untersteuertendenz des Fahrzeugs hohe Werte an. Zudem ergeben sich auf Grund der ausgeprägten Schwingform der Schräglaufsteifigkeitsschätzung in Bild 4.9 hohe Amplituden des Eigenlenkgradienten. Auf Hochreibwert hingegen treten kaum Schwingformen auf. Die Berechnung des Eigenlenkgradienten resultiert in deutlich niedrigeren Werten. Damit ergibt sich für dieses Manöver ein auf Hochreibwert neutraleres Fahrverhalten.

Nach der Stabilitätsbestimmung durch Eigenlenkgradient und charakteristischer Geschwindigkeit wird als zweiter Ansatz eine Berechnung der Eigenwerte des Filtermodells Gl. 4.59 - Gl. 4.62 durchgeführt. Der größte Eigenwert ist auf Grund seiner Dominanz für das Systemverhalten in Bild 4.11 aufgetragen.

Der Realteil eines Eigenwerts ist entscheidend für die Systemstabilität. Liegt ein negativer Realteil vor, gilt ein System als stabil. Je stärker sich der Realteil eines Eigenwerts

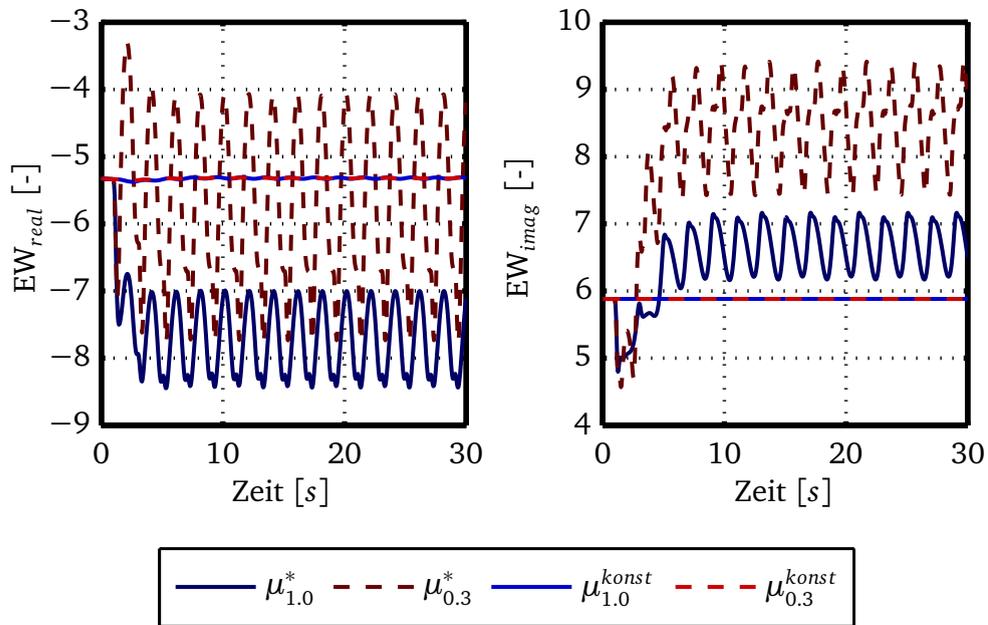


Bild 4.11: Fahrstabilitätsbestimmung durch eine Eigenwertanalyse des Adaptiven Einspurmodells

positiven Werten nähert, desto geringer wird die Stabilitätsreserve. Der Imaginärteil eines Eigenwerts bestimmt die Schwingungsfähigkeit eines Systems. Ist der Imaginärteil eines Eigenwerts null, gilt ein System als nicht schwingungsfähig. Je höher der Imaginärteil wird, desto schwingungsfähiger wird ein System.

Analog zur Berechnung von Eigenlenkgradient und charakteristischer Geschwindigkeit ergeben sich aus einer Simulation mit konstanten Schräglaufsteifigkeiten nahezu konstante Eigenwerte. Eine Stabilitätsanalyse ist damit nur im Bereich der Gültigkeit der konstanten Schräglaufsteifigkeiten möglich. Bei Verwendung der Schräglaufsteifigkeitsschätzung zeigt sich erneut eine starke Diskrepanz zwischen Hoch- und Niedrigreibwert. Der Realteilverlauf des Eigenwerts auf Niedrigreibwert deutet auf eine geringe Fahrstabilität hin. Die Fahrstabilität wird nach dem Imaginärteil des Eigenwerts zudem durch die Schwingungsfähigkeit des Systems beeinträchtigt. Auf Hochreibwert ist der Realteil des Eigenwerts bedeutend kleiner und das Fahrzeug damit stabiler. Auch die Schwingungsfähigkeit ist deutlich reduziert.

Mit der Berechnung des Eigenlenkgradienten und der Eigenwertanalyse stehen zwei Methoden zur Fahrstabilitätsbestimmung unter Berücksichtigung veränderlicher Fahrzeug- und Umgebungsbedingungen zur Verfügung. Dies ermöglicht in Kapitel 5.1 eine situationsangepasste Ansteuerung der Hinterradlenkung.

Fahrversuche

Die Funktionsweise des Adaptiven Einspurmodells soll nun anhand von Fahrversuchen überprüft werden. Als Versuchsträger wird ein Audi A8 mit Hinterradlenkung verwendet.



Bild 4.12: Versuchsträger Audi A8 mit Hinterachslenkung

Die Daten des Fahrzeugs entsprechen Fzg_0 aus Tabelle 4.1. Eine dSpace Autobox dient als Steuergerät. Eingangssignale werden ausschließlich über den Fahrzeug-CAN von serienmäßig verbauten Sensoren eingelesen. Die entsprechenden Signale sind fahrzeugfest und werden für eine spätere Auswertung auf den Schwerpunkt des Filtermodells aus Kapitel 4.2 bezogen. Um auch im Fahrversuch eine Bewertbarkeit des Adaptiven Einspurmodells zu ermöglichen, wird der Versuchsträger zusätzlich mit einer VBox von Racelogic zur Schwimmwinkelmessung ausgerüstet. Der gemessene Schwimmwinkel erreicht laut Racelogic eine Genauigkeit von etwa $0.1^\circ - 0.5^\circ$ und wird in den folgenden Versuchen nur als Vergleichs- und nicht als Messgröße eingesetzt. Die Schnittstellendefinition des Adaptiven Einspurmodells aus Bild 4.5 behält damit weiterhin Gültigkeit.

Die Kovarianzmatrix R des DD2-Kalman-Filters wird an das Rauschniveau der Fahrzeugsensorik angepasst. Die Bestimmung der Kovarianzmatrix Q erfolgt simulativ. Dazu werden Messfahrten durchgeführt und auf Basis der aufgezeichneten Daten mittels Parameteroptimierung die entsprechenden Matrixeinträge berechnet. Beide Kovarianzmatrizen Q und R werden konstant gewählt und besitzen Diagonalform. Die ermittelten Kovarianzmatrizen werden für alle nachfolgenden Versuche verwendet. Eine situationsabhängige Anpassung der Kovarianzmatrizen findet nicht statt. Im Fahrversuch werden folgende drei Manöver näher untersucht:

- Durchfahrt einer Steilkurve
- Instabiler Slalom auf Niedrigreibwert
- Handlingkurs im Grenzbereich bei Hochreibwert

Mittels der Steilkurvendurchfahrt wird der Einfluss einer Straßenneigung auf die Schätzgenauigkeit des Adaptiven Einspurmodells beurteilt. Dazu wird eine Steilkurve

mit 47° Neigung bei einer Geschwindigkeit von ca. 120 km/h durchfahren. Es ergibt sich eine Querbewegung $a_y \approx 4 \text{ m/s}^2$ und eine Gierrate $\dot{\psi} \approx -4^\circ/\text{s}$. Gierrate und Querbewegung haben dabei unterschiedliche Vorzeichen. Neben der Steilkurvendurchfahrt tritt ein solcher Vorzeichenunterschied auch bei Übersteuersituationen auf. Eine Unterscheidung beider Situationen ist damit auf Basis der Messsignale Gierrate und Querbewegung nicht ohne Weiteres möglich.

Im ESP wird daher unter anderem das Verhalten des Fahrers ausgewertet [57]. Initiert der Fahrer eine Gegenlenkbewegung, wird auf Niedrigreibwert geschlossen. Anderenfalls wird auf Steilkurve erkannt. Eine Unterscheidbarkeit beider Situationen ist auch für eine Stabilitätsauswertung des Adaptiven Einspurmodells erforderlich. Im Gegensatz zum ESP wird beim Adaptiven Einspurmodell jedoch keine gesonderte Steilkurvenerkennung implementiert. Die Situationsinterpretation erfolgt nur über eine Anpassung der Schräglaufsteifigkeiten. Da die Durchfahrt einer Steilkurve zu keiner erheblichen Stabilitätsreduktion des Fahrverhaltens führt, werden in einer Steilkurve nur unwesentliche Veränderungen der geschätzten Schräglaufsteifigkeiten erwartet. Übersteuersituationen hingegen lassen analog zur Untersteuersituation aus Bild 4.9 eine Reduktion der Schräglaufsteifigkeit vermuten.

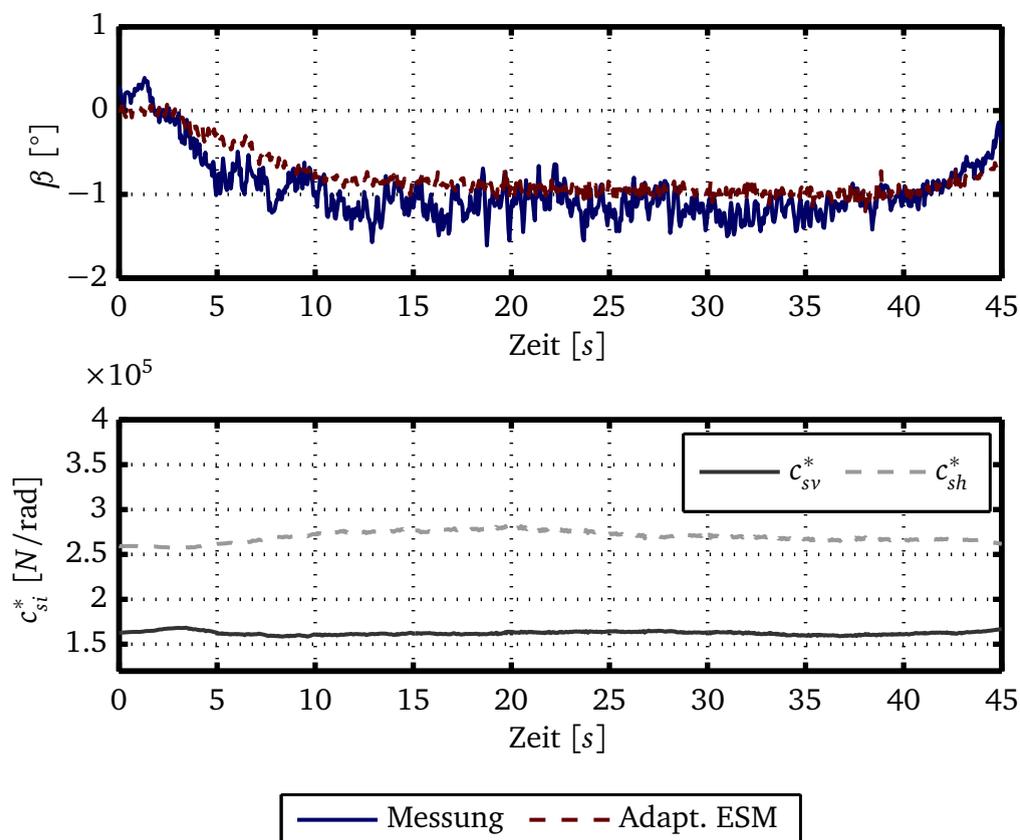


Bild 4.13: Verhalten des Adaptiven Einspurmodells bei einer Steilkurvendurchfahrt mit 47° Straßenneigung und einer Geschwindigkeit von 120 km/h

In Bild 4.13 sind die Ergebnisse der Steilkurvendurchfahrt dargestellt. Die Schräglaufsteifigkeitsschätzung liefert annähernd konstante Werte. Damit zeigt das Adaptive Einspurmodell auch bei Steilkurvendurchfahrt plausibles Verhalten. Geschätzter und gemessener Schwimmwinkel stimmen überein. Die Rauschamplitude der Schwimmwinkelschätzung fällt im Vergleich zur Schwimmwinkelmessung sogar geringer aus. Eine Reduktion der Schätzgenauigkeit durch den Einfluss einer Straßenneigung kann nicht beobachtet werden.

Ein instabiler Slalom auf Niedrigreibung stellt die zweite Variante einer Fahrsituation mit differierendem Vorzeichen in Gierrate und Querbeschleunigung dar. Dazu wird der Versuchsträger auf Niedrigreibung bei ca. 60 km/h angelenkt und das auftretende Übersteuern durch Gegenlenken kompensiert. Dabei wird eine Gierrate von $\dot{\psi} \approx 30^\circ/\text{s}$ und eine Querbeschleunigung von $a_y \approx 3 \text{ m/s}^2$ erreicht. Bild 4.14 zeigt entsprechend die Ergebnisse. Darin ist ein hoher Schwimmwinkel des Versuchsträgers

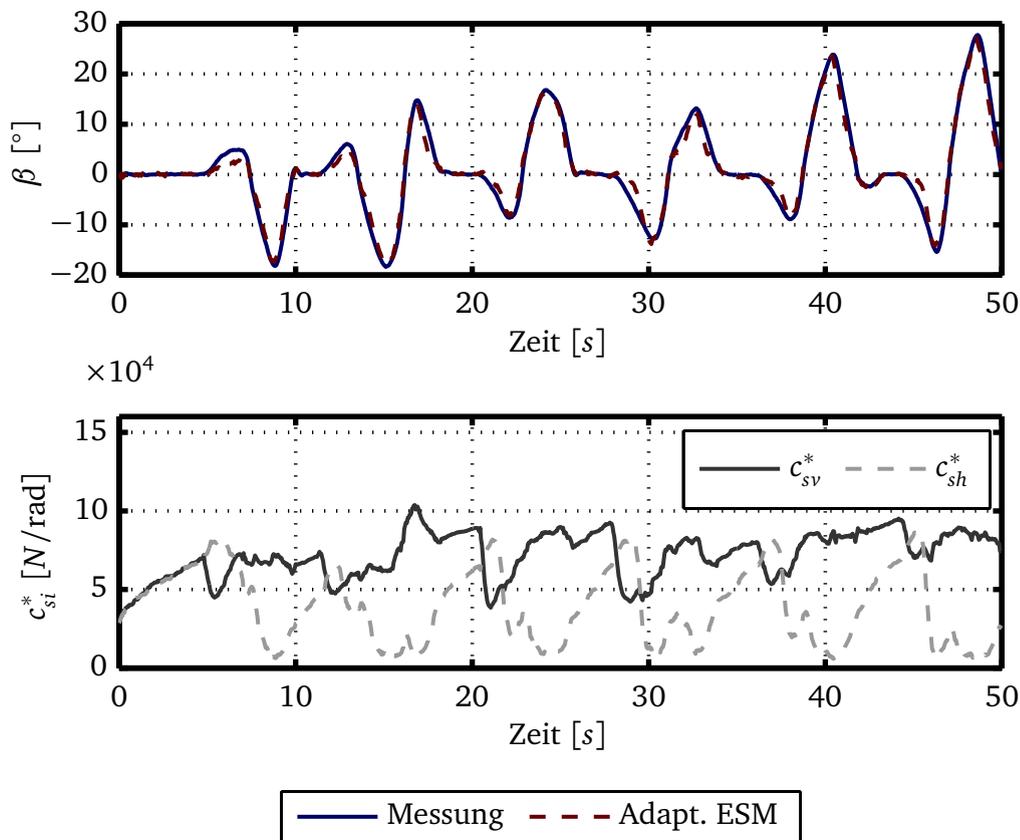


Bild 4.14: Verhalten des Adaptiven Einspurmodells bei einem instabilen Slalom auf Niedrigreibung und einer Geschwindigkeit von ca. 60 km/h

und damit ein stark nichtlineares Fahrverhalten zu erkennen. Dies erfordert eine intensive Anpassung der geschätzten Schräglaufsteifigkeiten. Beim Anlenken des Fahrzeugs ist eine kurzzeitige Absenkung der vorderen Schräglaufsteifigkeit auf Grund eines Überlenkens der Vorderräder bei $t \approx 6 \text{ s}$ ersichtlich. Kurz danach findet eine Rück-

kehr der vorderen Schräglaufsteifigkeit zu den Ausgangswerten und ein gravierender Einbruch der hinteren Schräglaufsteifigkeit statt. Der Schwimmwinkel steigt stark an. Stellen hoher Schwimmwinkelwerte korrelieren mit geringen c_{sh}^* -Schätzwerten und weisen auf geringes Seitenkraftpotential der Hinterachse hin. Die Schwimmwinkelschätzung zeigt eine hohe Übereinstimmung zur Schwimmwinkelmessung. Damit liefert das Adaptive Einspurmodell auch auf Niedrigreibwert zuverlässige Ergebnisse. Durch eine Betrachtung der geschätzten Schräglaufsteifigkeiten ist folglich auch eine Unterscheidung zwischen Steilkurven- und Übersteuersituation möglich.

Als letztes Manöver wird eine Fahrt auf einem Handlingkurs im Grenzbereich bei ca. 80 km/h und Hochreibwert untersucht. Dabei treten Gierraten von bis zu 30°/s und Querschleunigungen bis ca. 10 m/s² auf. Ziel dieses Manövers ist eine Analyse des Adaptiven Einspurmodells hinsichtlich Nichtlinearitäten. Diese werden bei hohen Querschleunigungen vor allem durch das Reifenverhalten und den verstärkten Einfluss von Kinematik und Elastokinematik auf das Fahrverhalten generiert. Der Anteil nicht modellierter Dynamiken im Adaptiven Einspurmodell wird dadurch erhöht.

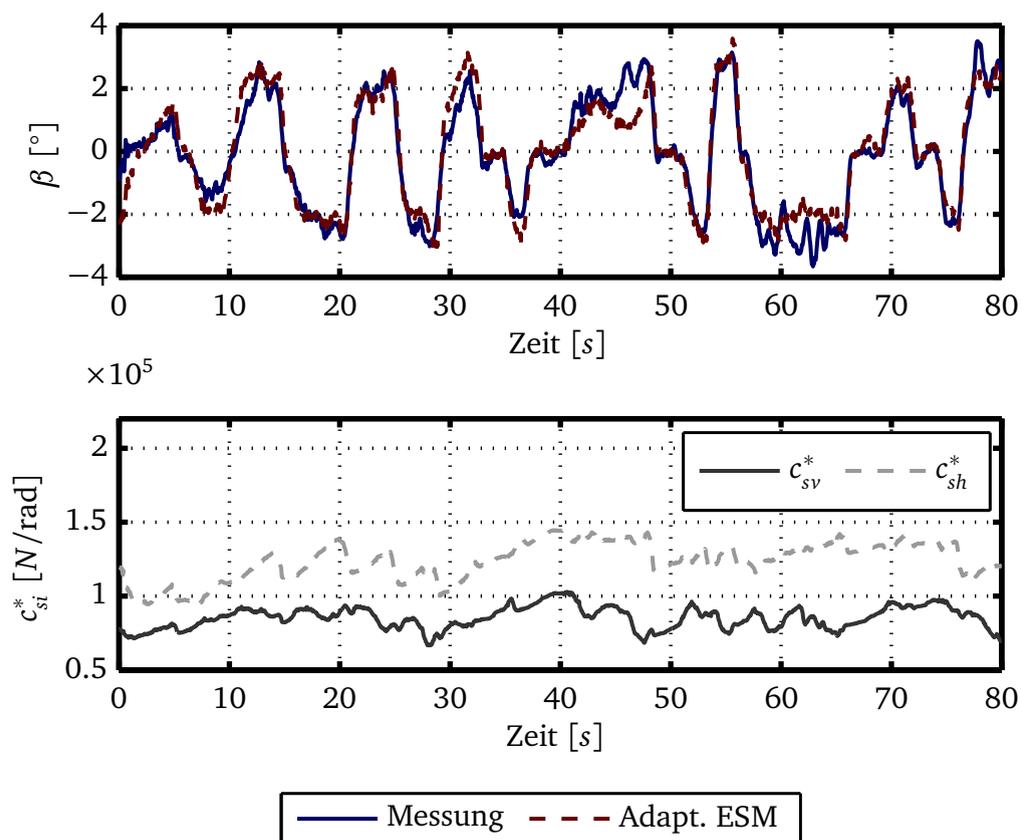


Bild 4.15: Verhalten des Adaptiven Einspurmodells bei einer Handlingfahrt auf Hochreibwert und einer Geschwindigkeit von ca. 80 km/h

Die Schräglaufsteifigkeitsschätzung in Bild 4.15 zeigt im Vergleich zur Fahrt auf Niedrigreibwert (Bild 4.14) eine deutlich niedrigere Amplitude der Schwingform. Die

Werte der geschätzten Schräglaufsteifigkeiten c_{sv}^* und c_{sh}^* schwanken im Mittel um einen Konstantwert. Dies weist auf eine vergleichsweise hohe Gültigkeit des Filtermodells hin. Auch der Abstand zwischen c_{sv}^* und c_{sh}^* unterliegt nur geringen Veränderungen und signalisiert damit ein konstantes Eigenlenkverhalten. Die Absolutwerte der Schräglaufsteifigkeitsschätzung liegen über denen auf Niedrigreibwert und indizieren ein höheres Seitenkraftpotential. Die Schwimmwinkelschätzung zeigt über weite Teile ein gutes Abbildungsverhalten. Lediglich bei $t \approx 45s$ und $t \approx 60s$ treten leichte Abweichungen auf. Diese können über eine Erweiterung des Filtermodells durch Einbeziehung der Raddrehzahlen oder einer Berücksichtigung von Normalkräften weiter reduziert werden.

Mit dem Adaptiven Einspurmodell wurde ein neuer Ansatz zur Linearisierung des Fahrverhaltens um den aktuellen Zustandspunkt entwickelt. Damit steht erstmals ein lineares, zeitvariantes Modell zur Verfügung, das Modellierungsunsicherheiten, unbekannte Fahrzeugparameter und externe Einflussgrößen berücksichtigt und so eine Beschreibung des Fahrverhaltens bis in den Grenzbereich erlaubt. Es konnte gezeigt werden, dass dieser Ansatz robust gegen eine Änderung von Beladung und Reibwert ist und leicht auf andere Fahrzeuge übertragen werden kann. Auf Grund der Linearität des verwendeten Modells wird eine Stabilitätsanalyse des Fahrverhaltens über die Bestimmung eines Eigenlenkgradienten oder eine Eigenwertberechnung ermöglicht. Das Adaptive Einspurmodell kann darüber hinaus zur Signalplausibilisierung eingesetzt werden. Auch eine kurzfristige Prädiktion des Fahrverhaltens anhand der geschätzten Schräglaufsteifigkeiten ist denkbar. Durch die Echtzeitfähigkeit und den begrenzten Rechenaufwand des Ansatzes ist eine Online-Berechnung des Adaptiven Einspurmodells mit heutigen Seriensteuergeräten realisierbar.

4.3 Phaseplane-Methode zur Analyse der Fahrstabilität

Zur Stabilitätsbetrachtung nichtlinearer Systeme wurde in Kapitel 4.2 eine Linearisierung des Fahrverhaltens mittels Adaptivem Einspurmodell vorgeschlagen. In diesem Kapitel wird mit der Phaseplane-Methode eine alternative Möglichkeit aufgezeigt. Die Phaseplane-Methode basiert auf Untersuchungen von Vietinghoff [113], Chung, Yi [26] und Ono, Hosoe et al. [79] und wird im Verlauf der Arbeit maßgebend erweitert. Nach den Auswertungen von Vietinghoff [113] liefert die Phaseplane-Methode die zuverlässigsten Ergebnisse zur Analyse der Fahrstabilität. Die Gliederung dieses Kapitels orientiert sich an Bild 4.16. Die Phaseplane-Methode lässt sich in eine Offline- und eine Online-Phase unterteilen. Die Offline-Phase dient der Datenvorbereitung und wird einmalig vor Inbetriebnahme des Fahrzeugs an einem Simulationsrechner durchgeführt. Als Ergebnis wird eine Datendatei erstellt, die dann in der Online-Phase zur Stabilitätsbestimmung verwendet werden kann.

In der Offline-Phase erfolgt die Berechnung der Phaseplanes über ein nichtlineares Zweispurmodell mit MF-Tyre Reifenmodell analog zu Vietinghoff [113]. Wird das Zweispurmodell auf die wesentlichen Zustandsgrößen $\dot{\psi}$ und β reduziert, ist die

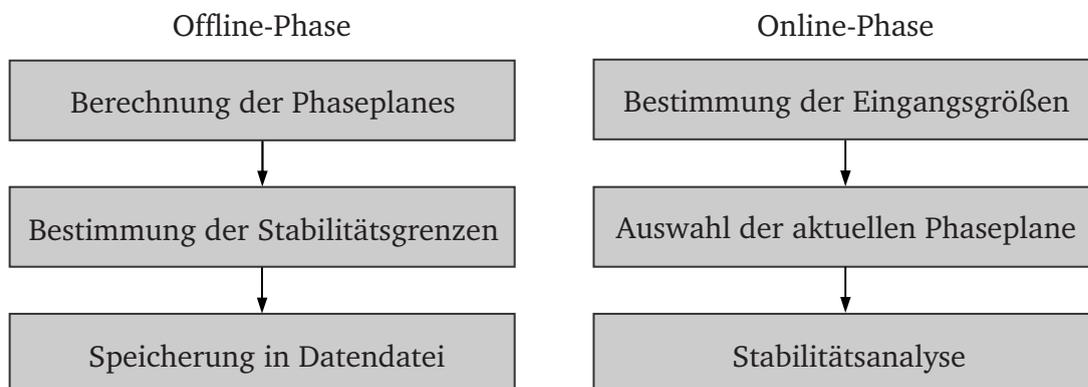


Bild 4.16: Die Phaseplane-Methode

Phaseplane-Methode anwendbar [113]. Als Eingangsgrößen werden der Lenkradwinkel δ_{LRW} , der Hinterradlenkwinkel δ_h , die Geschwindigkeit v und der Reibwert der linken μ_l und rechten μ_r Fahrzeugseite verwendet. Dies ist für eine Berücksichtigung von μ -Split Manövern ausreichend. Der Wertebereich der Eingangsgrößen wird wie folgt festgelegt:

$$\delta_{LRW} = [-540^\circ \dots 540^\circ] \quad [\text{Gl. 4.66}]$$

$$\delta_h = [-5^\circ \dots 5^\circ] \quad [\text{Gl. 4.67}]$$

$$v = [5 \text{ km/h} \dots 250 \text{ km/h}] \quad [\text{Gl. 4.68}]$$

$$\mu_l = [0.3 \dots 1] \quad [\text{Gl. 4.69}]$$

$$\mu_r = [0.3 \dots 1] \quad [\text{Gl. 4.70}]$$

Die Phaseplanes besitzen einen Definitionsbereich von

$$\dot{\psi}_0 = [-52^\circ/\text{s} \dots 52^\circ/\text{s}] \quad [\text{Gl. 4.71}]$$

$$\beta_0 = [-20^\circ \dots 20^\circ] \quad [\text{Gl. 4.72}]$$

Zur Erstellung einer Phaseplane wird zunächst eine feste Kombination von Eingangsgrößen, zum Beispiel $\delta_{LRW} = 47^\circ$, $\delta_h = 0^\circ$, $v = 60 \text{ km/h}$ und $\mu_l = \mu_r = 1$, verwendet. Das Verhalten des nichtlinearen Zweispurmodells wird daraufhin für verschiedene Anfangswertkombinationen von $\dot{\psi}_0$ und β_0 über eine Zeitspanne von zwei Sekunden

berechnet.

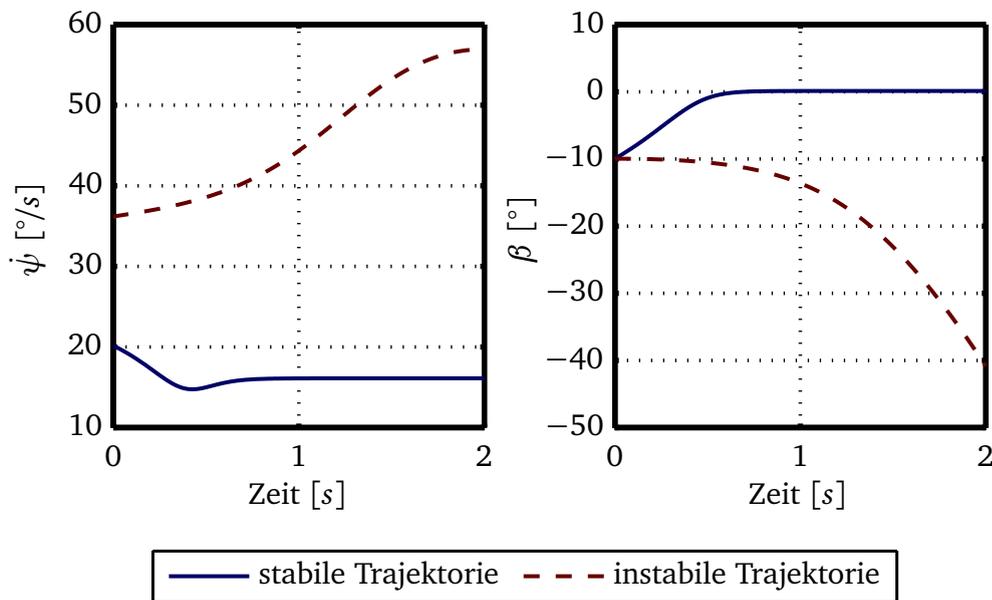


Bild 4.17: Simulierte Zeitverläufe bei $\delta_{LRW} = 47^\circ$, $\delta_h = 0^\circ$, $v = 60 \text{ km/h}$ und $\mu_l = \mu_r = 1$

Bild 4.17 zeigt die Ergebnisse zweier Zeitverläufe bei unterschiedlichen Anfangswerten. Die blaue, durchgezogene Trajektorie ergibt sich aus den Anfangswerten $\dot{\psi}_0 = 20^\circ/\text{s}$, $\beta_0 = -10^\circ$, die rote, gestrichelte Trajektorie aus $\dot{\psi}_0 = 36^\circ/\text{s}$, $\beta_0 = -10^\circ$. Die Anfangswerte der blauen Trajektorie klingen ab und streben einem Stationärwert entgegen. Dieser Stationärwert wird als Ruhelage bezeichnet und kennzeichnet eine stabile Trajektorie. Im Verlauf der roten Trajektorie nimmt der Betrag von Gierrate und Schwimmwinkel weiter zu. Es wird kein Stationärwert erreicht. Das Fahrverhalten ist instabil. Für die Simulation ergibt sich folgende Anschauung: Das Fahrzeug beschreibt durch die gewählte Kombination der Eingangsgrößen eine stationäre Kreisfahrt. Die Simulation unterschiedlicher Anfangswerte kann als seitliches Anstoßen des Fahrzeugs interpretiert werden. Kehrt das Fahrzeug innerhalb einer bestimmten Zeitspanne auf einen Kreis zurück, wird das Fahrverhalten als stabil definiert. Andernfalls gilt das Fahrverhalten als instabil. Werden die in Bild 4.17 dargestellten Zeitverläufe in eine Phaseplane übertragen, ergibt sich Bild 4.18.

Die Anfangswerte $\dot{\psi}_0$ und β_0 sind in Bild 4.18 durch Kreise gekennzeichnet. Die dazugehörigen Trajektorien enden im Fall stabiler Anfangswerte in der Ruhelage. Stabile Trajektorien sind grau gefärbt. Die Ruhelage ist durch ein schwarzes Kreuz gekennzeichnet. Jede Kombination von Eingangsgrößen ändert die Position der Ruhelage. Die blau markierten Anfangswerte stellen stabile Randpunkte dar und begrenzen das Stabilitätsgebiet. Das Stabilitätsgebiet wird in der Literatur [26, 79, 113] häufig über einfache Geometrien wie Geraden oder Vierecke beschrieben. Je nach Gestalt der Phaseplane kann dies jedoch zu großen Fehlern führen. Aus diesem Grund wird im

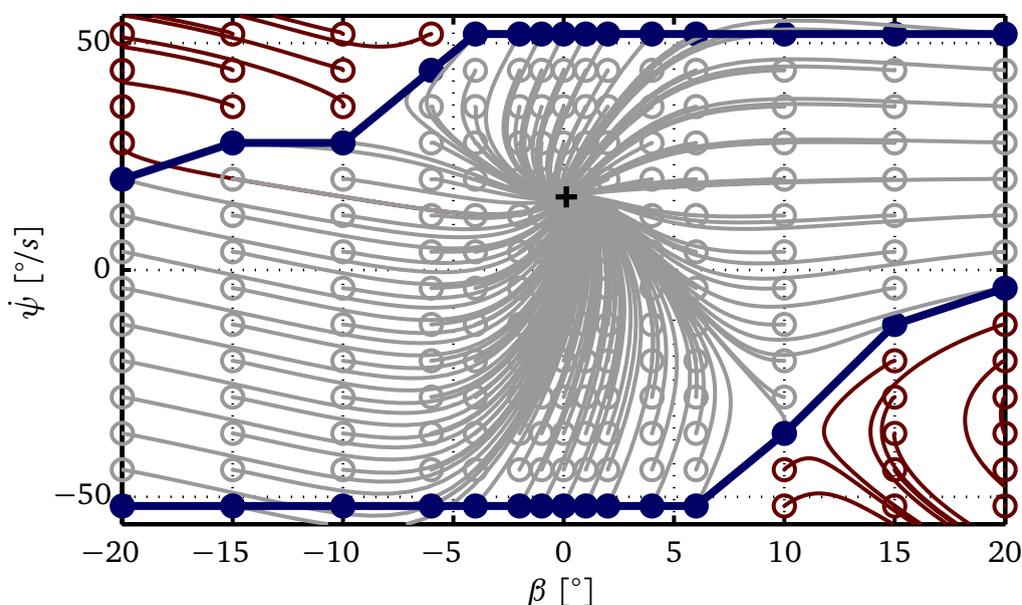


Bild 4.18: Phaseplane bei $\delta_{LRW} = 47^\circ$, $\delta_h = 0^\circ$, $v = 60 \text{ km/h}$ und $\mu_l = \mu_r = 1$

vorliegenden Fall die Begrenzung durch den in Bild 4.18 blau dargestellten Polygonzug realisiert. Dies reduziert bei einer leicht erhöhten Speicherplatzanforderung die Gefahr einer falschen Klassifizierung stabiler und instabiler Bereiche.

Im Rahmen der Offline-Auswertung findet eine Zuordnung aller Anfangswertkombinationen und Trajektorien zu den Eigenschaften stabil, instabil, oberer Grenzpunkt, unterer Grenzpunkt oder beidseitiger Grenzpunkt statt. Als beidseitiger Grenzpunkt wird eine Anfangswertkombination bezeichnet, die zugleich die Bedingung für einen oberen und unteren Grenzpunkt erfüllt. Anschließend werden alle Grenzpunkte, die dazugehörigen Eingangsgrößen und die Ruhelage in einer Datendatei gespeichert. Die Größe der Datendatei hängt entscheidend vom Wertebereich der Eingangs- und Zustandsgrößen, der Rasterung des Wertebereichs und der benötigten Datentypen ab. Durchgeführte Versuche haben gezeigt, dass Datendateien in einem Größenbereich von 100 kB - 550 kB für eine praktische Anwendung ausreichend sind.

In der Online-Phase erfolgt dann eine Fahrstabilitätsanalyse auf Basis der Datendatei. Hierfür werden zunächst die Eingangsgrößen δ_{LRW} , δ_h und v vom Fahrzeug-CAN eingelesen. Die Reibwerte μ_l , μ_r werden manuell vorgegeben, können in einer weiteren Ausbaustufe aber auch über ein Online-Schätzverfahren bestimmt werden. Mit Hilfe der vorliegenden Eingangsgrößen kann schließlich die Datendatei nach der entsprechenden Phaseplane durchsucht werden. Zur Abkürzung des Suchvorgangs wird eine Hash-Funktion verwendet [40]. Dadurch kann mit dem Nachteil eines leicht erhöhten Speicherbedarfs direkt die Position der Phaseplane in der Datendatei bestimmt werden. Dies ermöglicht eine geringe Zykluszeit der Stabilitätsanalyse.

Zur Berechnung der Stabilität wird der Abstand zwischen den aktuellen Zustandswerten $\dot{\psi}$, β und der Grenze des Stabilitätsbereichs verwendet. Der in der Phaseplane

hinterlegte Polygonzug wird dazu in Streckenabschnitte aufgeteilt und der Abstand eines jeden Streckenabschnitts zum aktuellen Zustandspunkt berechnet. In Bild 4.19 ist ein Teilabschnitt $\overline{P_1P_2}$ des Polygonzugs dargestellt. Aus den Punktkoordinaten P_1 und P_2 kann der Richtungsvektor des Polygonzugabschnitts ermittelt werden.

$$\vec{u} = \begin{pmatrix} u_x \\ u_y \end{pmatrix} = P_2 - P_1 \quad [\text{Gl. 4.73}]$$

Der entsprechende Normalenvektor \vec{n} berechnet sich aus

$$\vec{n} = \begin{pmatrix} -u_y \\ u_x \end{pmatrix} \quad [\text{Gl. 4.74}]$$

Durch eine Normierung

$$\vec{n}_0 = \frac{\vec{n}}{|\vec{n}|} \quad \text{mit} \quad |\vec{n}| = \sqrt{n_x^2 + n_y^2} \quad [\text{Gl. 4.75}]$$

lässt sich der Abstand d

$$d = \vec{n} \cdot (Z - P_1) \quad [\text{Gl. 4.76}]$$

bestimmen.

Nach Auswertung aller Abstände d zu den Polygonzugabschnitten, folgt eine Bestimmung der Lage von Z . Dazu wird ein Koordinatenvergleich von Z und den oberen und

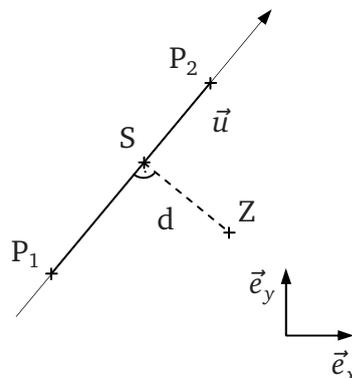


Bild 4.19: Abstandsberechnung zwischen Zustandspunkt Z und Polygonzug

unteren Grenzpunkten durchgeführt. Befindet sich Z innerhalb des Polygonzugs, wird der kürzeste Abstand gespeichert und als Maß für die verbleibende Stabilitätsreserve des Fahrverhaltens verwendet. Liegt Z außerhalb des Polygonzugs, ist das Fahrverhalten instabil.

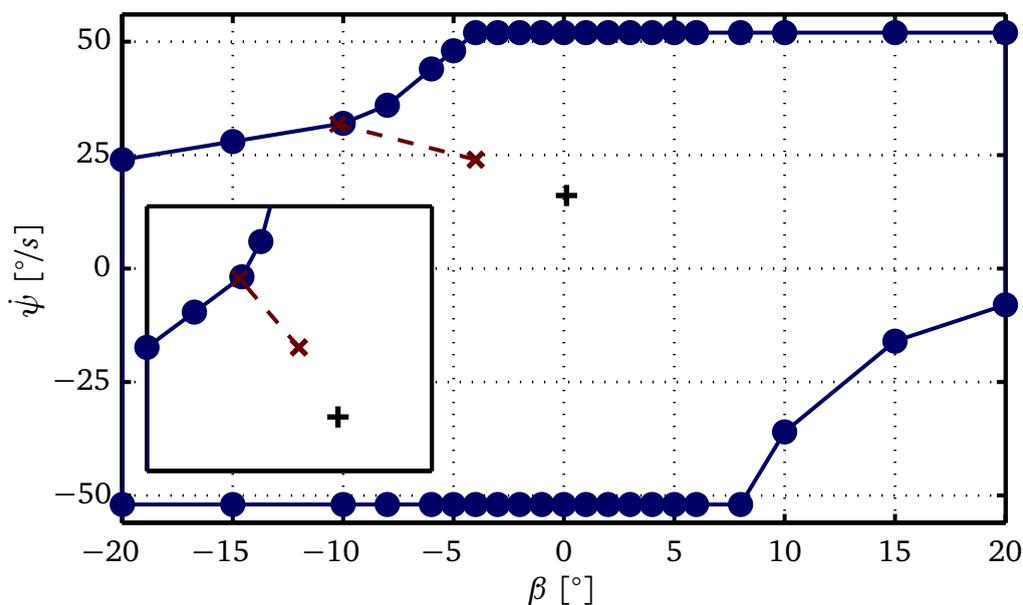


Bild 4.20: Fahrstabilitätsanalyse auf Basis des kürzesten Abstands zur Stabilitätsgrenze - wegen der Achsskalierung ist dieser noch einmal vergrößert und unverzerrt dargestellt

Bild 4.20 zeigt die aus Bild 4.18 bekannte Stabilitätsgrenze und erweitert diese um den ermittelten Abstand d . Dieser wird durch eine rot gestrichelte Linie markiert. Ein rotes x beschreibt den aktuellen Zustand $\dot{\psi} = 24^\circ/s$, $\beta = -4^\circ$. Die Achsskalierung führt zu einer Verzerrung des kürzesten Abstands zur Stabilitätsgrenze. Dieser wird daher in Bild 4.20 noch einmal vergrößert dargestellt. Ein schwarzes Pluszeichen kennzeichnet die Ruhelage der Phaseplane.

Fahrversuch

Die Phaseplane-Methode wird nun anhand eines Fahrversuchs erprobt. Dazu wird die in der Offline-Phase erzeugte Datendatei zusammen mit den Auswerteargorithmen der Phaseplane-Methode auf eine dSpace Autobox portiert. Die benötigten Messgrößen Lenkradwinkel δ_{LRW} , Hinterradlenkwinkel δ_h , Fahrzeuggeschwindigkeit v und Gierrate $\dot{\psi}$ werden vom Fahrzeug-CAN bezogen. Der Schwimmwinkel wird über eine VBox ermittelt. In einer weiteren Ausbaustufe kann die Phaseplane-Methode auch mit dem Adaptiven Einspurmodell kombiniert und der Schwimmwinkel des Adaptiven Einspurmodells verwendet werden. Die Reibwerte werden manuell auf $\mu_l = \mu_r = 1$ gesetzt. Als Manöver wird eine Fahrt auf einem Handlingkurs gewählt. In Bild 4.21

sind die Zustandsgrößen Gierrate $\dot{\psi}$, Schwimmwinkel β und der berechnete Stabilitätsindex dargestellt.

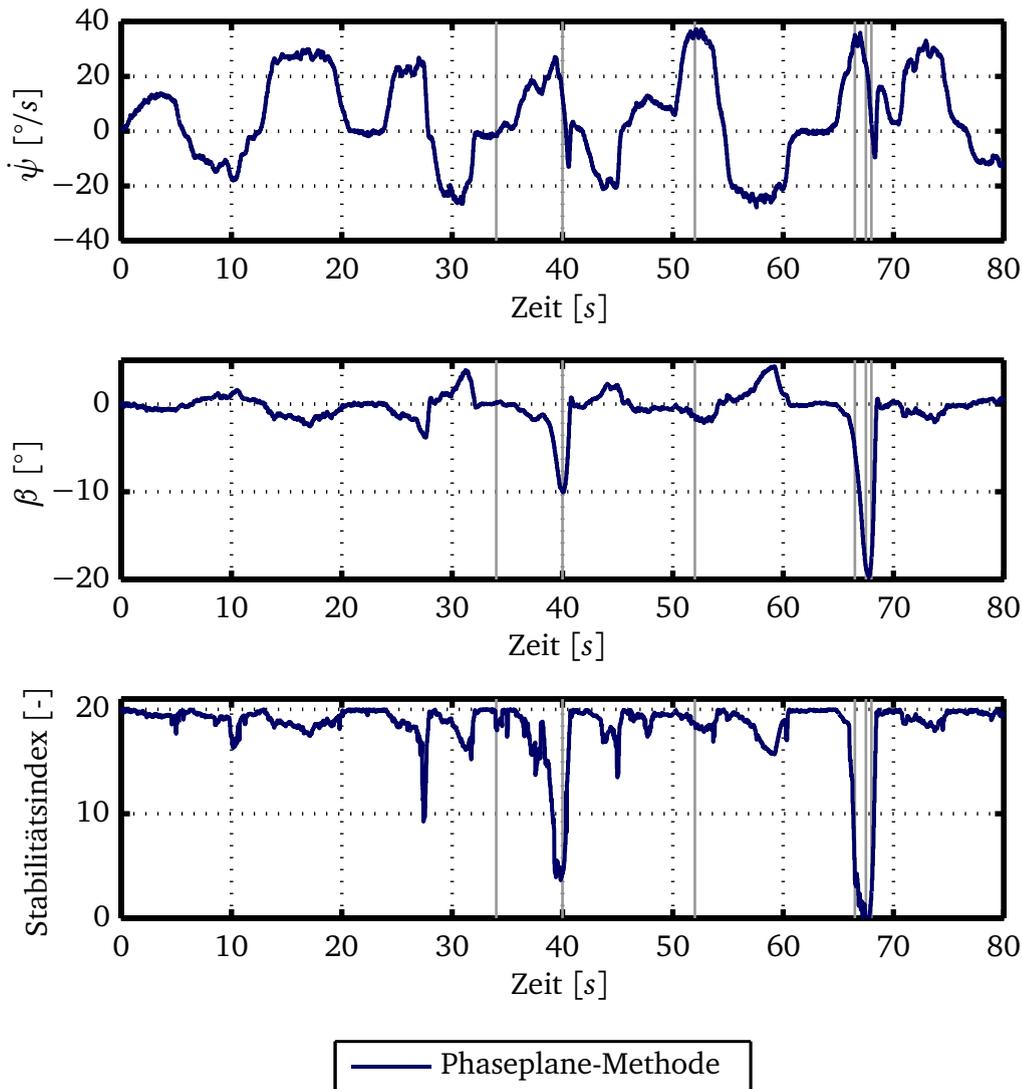
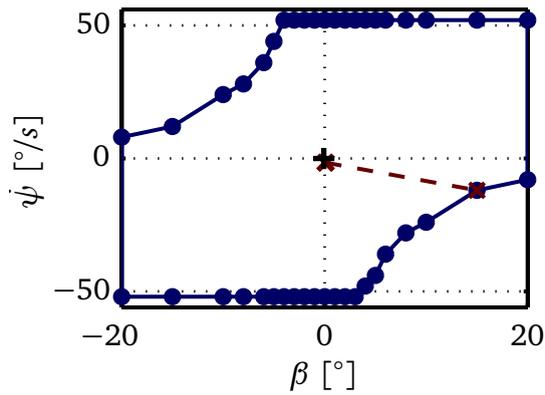
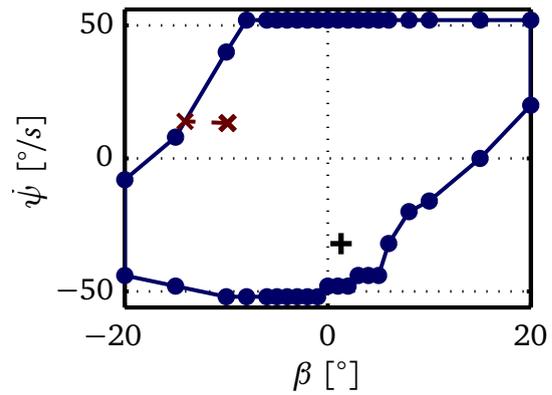


Bild 4.21: Versuchsfahrt: Handlingkurs mit einer Stabilitätsbestimmung anhand der Phaseplane-Methode

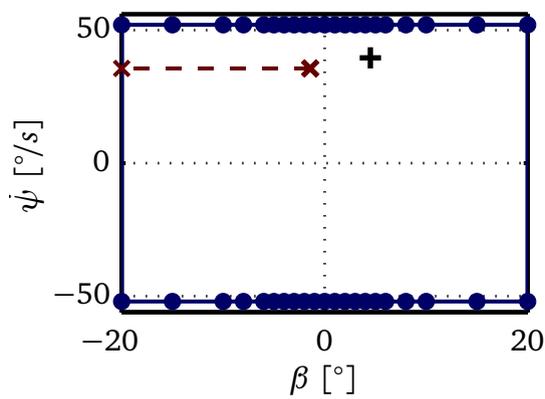
Der Stabilitätsindex entspricht dem kürzesten Abstand d zur Stabilitätsgrenze. Die Beschränkung des Stabilitätsindex auf Werte kleiner 20 resultiert aus der Begrenzung des Schwimmwinkelbereichs auf $-20^\circ < \beta < 20^\circ$. Es ist eine starke Korrelation zwischen Stabilitätsindex und Schwimmwinkel erkennbar. Für die in Bild 4.21 grau markierten Zeitpunkte wird eine Visualisierung der jeweiligen Phaseplane durchgeführt. Diese sind in Bild 4.22 zusammengefasst. Auffällig ist zunächst die Variation des Stabilitätsbereichs. Dieser wird von den Eingangsgrößen Lenkradwinkel δ_{LRW} , Hinterradlenkwinkel δ_h und Geschwindigkeit v beeinflusst und ändert entsprechend Form und Fläche. Die Fläche steht dabei in direktem Zusammenhang zur Größe des



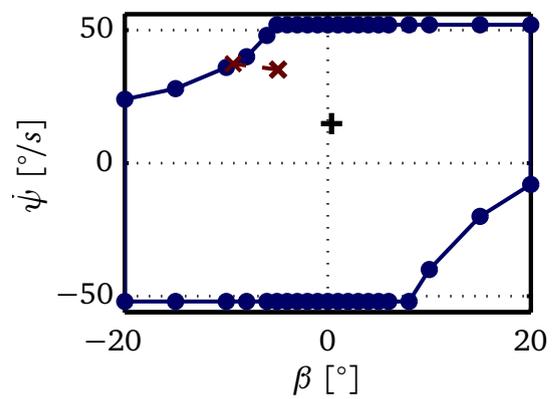
(a) $t = 34s$



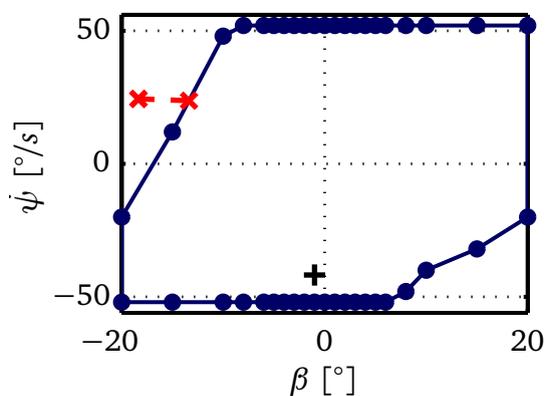
(b) $t = 40s$



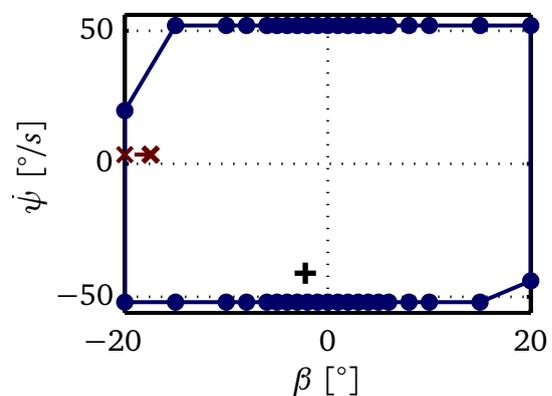
(c) $t = 52s$



(d) $t = 66.5s$



(e) $t = 67.5s$



(f) $t = 68s$

Bild 4.22: Versuchsfahrt auf einem Handlingkurs - Phaseplanes unterschiedlicher Fahrstabilität im zeitlichen Verlauf

Stabilitätsbereichs. Dieser weist auf Grund der geringen Fahrzeuggeschwindigkeit von $v < 80 \text{ km/h}$ vergleichsweise hohe Werte auf. Zum Zeitpunkt $t = 40 \text{ s}$ findet eine Annäherung an die Grenze des Stabilitätsbereichs statt. Der Schwimmwinkel erhöht sich auf nahezu 10° . Die Gierrate behält jedoch kleine Werte, so dass diese Fahr-situation nach Bild 4.22(b) noch als stabil klassifiziert wird. Unternimmt der Fahrer in dieser Situation keinen Eingriff, kehrt das Fahrzeug entsprechend den Werten der Phaseplane innerhalb von 2 s in die Ruhelage $\dot{\psi} = -32^\circ/\text{s}$, $\beta = 1.3^\circ$ zurück. Bild 4.22(c) zeigt eine im gesamten Wertebereich stabile Phaseplane. Der kürzeste Abstand zur Stabilitätsgrenze beträgt 18.58 und berechnet sich zum linken Rand. Die Achsskalierung verzerrt dabei erneut die Darstellung.

Die Bilder 4.22(d) - 4.22(f) dienen der Ablaufbeschreibung einer kurzzeitigen Fahrzeuginstabilität. Zum Zeitpunkt $t = 66.5 \text{ s}$ nähert sich das Fahrzeug der Stabilitätsgrenze. Der Fahrer realisiert die drohende Fahrzeuginstabilität und führt ein Gegenlenkmanöver durch. Dadurch ergibt sich das in Bild 4.22(e) dargestellte Stabilitätsgebiet. Der aktuelle Zustandspunkt verlässt den Stabilitätsbereich und zeigt eine instabile Fahr-situation an. Der Stabilitätsindex wird entsprechend auf null reduziert. Das Gegenlenken verringert die Gierrate des Fahrzeugs, wodurch der aktuelle Zustandspunkt nach Bild 4.22(f) wieder in den stabilen Bereich der Phaseplane zurückkehrt. Dies wird durch eine Vergrößerung des Stabilitätsbereichs auf Grund des eingestellten Lenkradwinkels weiter unterstützt. Der Stationärwert der Phaseplane verschiebt sich dann jedoch nahe an den gegenüberliegenden Rand des Stabilitätsbereichs. Verändert der Fahrer den Lenkwinkel nicht, indiziert dies die Gefahr eines Gegenschlags.

Anhand der durchgeführten Versuchsfahrt konnte die Realisierbarkeit und das Vorgehen zur Stabilitätsbestimmung mittels Phaseplane-Methode gezeigt werden. Eine Anwendbarkeit der Phaseplane-Methode in der Praxis unterliegt allerdings einigen Randbedingungen:

- Modellsysteme und Modellparameter sind bekannt
- Der Schwimmwinkel liegt als Mess- oder Schätzgröße vor
- Umgebungsbedingungen sind bestimmbar

Eine Übertragbarkeit der Ergebnisse der Stabilitätsanalyse auf ein Realfahrzeug setzt eine hohe Abbildegenauigkeit des Simulationsmodells voraus. Dazu müssen Teilsysteme wie Achsen oder Reifen bereits in der Simulation bekannt sein. Wird eine Berücksichtigung von mehreren Varianten eines Teilsystems wie z.B. dem Reifen angestrebt, ist dies nur über eine Subsystem- oder Parametervariation möglich. Hierfür müssen bereits in der Simulation alle Varianten der Teilsysteme berechnet werden. Über Mess- oder Schätzgrößen wird in der Online-Phase dann das entsprechende Teilsystem identifiziert und ausgewählt. Dieses Vorgehen führt allerdings zu einer starken Vergrößerung der Datendatei und zu einer Erhöhung des Rechenaufwands in der Online-Phase. Für die Bestimmung des jeweiligen Fahrzeugzustands wird neben der Gierrate ein zuverlässiger Schwimmwinkel benötigt. Dieser steht in aktuellen Serienfahrzeugen

nicht zur Verfügung. Für eine Anwendbarkeit der Phaseplane-Methode muss dieser über den Einbau zusätzlicher Sensorik oder durch eine Schätzung - z.B. anhand des Adaptiven Einspurmodells - gewonnen werden. Aus Kapitel 4.2 ist darüber hinaus der erhebliche Einfluss von Umgebungsbedingungen auf das Fahrverhalten bekannt. Dieser Einfluss muss auch bei der Phaseplane-Methode berücksichtigt werden und erfordert zumindest die Kenntnis des aktuellen Reibwerts.

Unter der Voraussetzung, dass die genannten Anforderungen erfüllt werden können, stellt die Phaseplane-Methode ein universelles Instrument zur Stabilitätsbestimmung dar. Die geometrische Darstellung der Stabilitätsreserve über den kürzesten Abstand zur Stabilitätsgrenze erleichtert die Interpretationsfähigkeit der Fahrstabilität. Die in dieser Arbeit eingeführte Begrenzung des Stabilitätsbereichs mittels Polygonzug erlaubt eine präzise Trennung zwischen stabilen und instabilen Bereichen und verhindert eine falsche Klassifizierung der Stabilitätsbereiche. Die Phaseplane-Methode kann Fahrwerksregelsysteme berücksichtigen und unter Einbeziehung der jeweiligen Stellgrößen auch im Sinne eines Global Chassis Controls (GCC) eingesetzt werden. Die Ruhelage der Phaseplane ermöglicht eine Prädiktion des Fahrverhaltens. Der Prädiktionshorizont entspricht nach Bild 4.17 der verwendeten Simulationszeit und ist mit Werten von 1 s- 5 s vergleichsweise hoch.

5 Ansteuerung der Hinterradlenkung

In diesem Kapitel werden zwei neue Strategien zur Ansteuerung einer Hinterradlenkung vorgestellt. Die Hinterradlenkung wird sowohl zur Beeinflussung des Grundfahrvhaltens im stabilen Fahrbereich, als auch zur Durchführung von Agilisierungs- und Stabilisierungseingriffen im Grenzbereich eingesetzt. Die Ansteuerung der Hinterradlenkung muss in allen Fahrsituationen schnell und robust erfolgen. Phasenverzüge, wie sie z.B. durch einen zu langsam abgestimmten Regler entstehen können, führen zu einer Verschlechterung des Fahrverhaltens und sind daher so weit wie möglich zu vermeiden. Die Stabilität der Ansteuerung darf weder durch veränderliche Umgebungsbedingungen noch durch Totzeiten beeinträchtigt werden.

Übersteuersituationen stellen für die Ansteuerung einer Hinterradlenkung eine besondere Herausforderung dar. Das Stellen eines Hinterradlenkwinkels führt in Verbindung mit hohen Schräglaufwinkeln der Hinterachse und einem degressiven Reifenkennfeld zu einer geringen Änderung der Seitenkraft und damit zu einem mäßigen Einfluss des Hinterradlenkwinkels auf die Fahrzeugbewegung. Die Übertragungsfunktion von Hinterradlenkwinkel auf z.B. die Fahrzeuggierrate ($\delta_h \rightarrow \dot{\psi}$) wird dadurch im Vergleich zur stabilen Fahrt stark verändert. Aus Sicht der Ansteuerung ist eine Übersteuersituation mit einer Erhöhung der Systemtotzeit gleichzusetzen. Dies führt nach Ahring [4] und Dibbern [29] zu einer besonderen Gefährdung der Stabilität einer Ansteuerung. Der Zielkonflikt zwischen einer hohen Regelgüte mit geringen Phasenverzügen und einer robusten Auslegung der Ansteuerung wird bei Berücksichtigung von Übersteuersituationen folglich verschärft.

Kapitel 5 gliedert sich in zwei Teile. Zunächst wird in Kapitel 5.1 eine Ansteuerung der Hinterradlenkung auf Basis des Adaptiven Einspurmodells erläutert. Dabei werden mit Hilfe der geschätzten Schräglaufsteifigkeiten die Vorteile von Steuerung und Regelung kombiniert und eine stationär genaue Steuerung mit hohem Führungsverhalten entwickelt. Kapitel 5.2 beschreibt dann die Erweiterung der Phaseplane-Methode zur Umsetzung einer Stabilitätssteuerung.

5.1 Adaptive Steuerung durch Fahrzustandsbeobachtung

Die Adaptive Steuerung soll im Folgenden zur Auflösung des Zielkonflikts zwischen Regelgüte und Reglerrobustheit verwendet werden. Dazu wird das Gain-Scheduling Verfahren [113] aufgegriffen und entsprechend erweitert. Beim Gain-Scheduling Verfahren wird ein System um mehrere Ruhelagen linearisiert und für jede Ruhelage ein Regler entworfen. Im Betrieb wird der Regler gewählt, dessen Ruhelage am besten mit dem aktuellen Systemzustand übereinstimmt [113]. Dadurch wird auch eine Regelung stark varianter Systeme ermöglicht. Allerdings müssen dafür zunächst kritische Systemzustände definiert, Regler ausgelegt und im Fahrbetrieb diese Situationen erkannt werden. Wird für eine bestimmte Situation ein Regler gewählt, stellt dieser

auf Grund der Rasterung der Ruhelagen meist nur eine Näherung dar. Eine Optimalität hinsichtlich Güte und Robustheit kann nicht gewährleistet werden. Die Gefahr einer Reglerinstabilität bleibt bestehen.

Die Ansteuerung soll daher mit Hilfe des Adaptiven Einspurmodells aus Kapitel 4.2 an den aktuellen Fahrzustand angepasst werden. Durch die hohe Frequenz, mit der das Adaptive Einspurmodell eine Aktualisierung der geschätzten Schräglaufsteifigkeiten vornimmt, wird eine nahezu kontinuierliche Rasterung der Ruhelagen ermöglicht. Durch die Schräglaufsteifigkeitsschätzung kann eine Übereinstimmung von Filtermodell und Fahrzustand sichergestellt werden. Dies erlaubt unter Beibehaltung der stationären Genauigkeit und des Führungsverhaltens ein Ersetzen der Regelung durch eine Steuerung. Die Anpassungsfähigkeit der Regelung wird dann durch die Adaption der Schräglaufsteifigkeiten erreicht.

Auf Grund der systemimmanenten Stabilität einer Steuerung kann die Gesamtstabilität der Ansteuerung nur durch eine instabile Schräglaufsteifigkeitsschätzung beeinträchtigt werden. Eine Instabilität der Schräglaufsteifigkeitsschätzung kann durch eine Überwachung jedoch frühzeitig erkannt werden. Dazu werden obere und untere Schranken zur Plausibilisierung der geschätzten Schräglaufsteifigkeiten eingeführt. Des Weiteren werden gemessene und geschätzte Gierrate und Querschleunigung abgeglichen. Tritt eine Instabilität der Schräglaufsteifigkeitsschätzung auf, führt dies instantan zu einer Abweichung von Filtermodell und Messgrößen. Wird eine solche Abweichung erkannt, werden die geschätzten Schräglaufsteifigkeiten eingefroren. Die Ansteuerung arbeitet dann mit konstanten Schräglaufsteifigkeiten und wird dadurch auf die Funktionalität einer aus der Literatur bekannten Modellfolgesteuerung reduziert. Die stationäre Genauigkeit der Ansteuerung kann dann nicht mehr sichergestellt werden. Das Fahrverhalten des Fahrzeugs kann kurzzeitig von der Sollwertvorgabe abweichen. Plötzliche Stellausschläge oder -sprünge treten dabei nicht auf. Eine Beherrschbarkeit des Fahrzeugs bleibt weiterhin gewährleistet.

Ermöglicht wird dies durch eine Trennung von Zustandsschätzung und Ansteuerung. Dadurch kann eine Instabilität erkannt werden, bevor sich diese auf die Stellgröße auswirkt. Bei herkömmlichen Ansteuerungen erfolgt eine Stabilitätsüberprüfung meist auf Basis eines Soll- und Istwertvergleichs der Stellgröße. Dort wird über eine Gradientenbegrenzung der Einfluss einer Reglerinstabilität auf die Stellgröße eines Systems reduziert. Auf diese Weise wird jedoch auch die für die Funktionalität verfügbare Stellgeschwindigkeit beschränkt.

Zur Reaktivierung der Adaptiven Steuerung nach einem Fehlerfall kann das Adaptive Einspurmodell zurückgesetzt werden. Dies beinhaltet eine Wiederherstellung der Ausgangswerte von Zustandsvektoren und Kovarianzmatrizen des DD2-Kalman-Filters. Im Anschluss wird das Filtermodell ausgehend von den Anfangsschräglaufsteifigkeiten c_{sv}^* , c_{sh}^* und der Anfangsschätzfehlerkovarianzmatrix \hat{P}_0 auf den aktuellen Fahrzustand adaptiert. Je nach Abstimmung des Filters können dann nach wenigen Hundertstelsekunden die neu geschätzten Schräglaufsteifigkeiten als Eingangsgrößen für

die Adaptive Steuerung verwendet werden. Auf Grund des geringen Zeitbedarfs eines Filterresets ist dieser theoretisch während der Fahrt durchführbar und erfahrungsgemäß für einen Fahrer in normalen Fahrsituationen nicht wahrnehmbar. Im Rahmen dieser Arbeit konnte jedoch eine Filterabstimmung mit durchwegs stabilem Verhalten gefunden werden. Die Überwachung der Schräglaufsteifigkeitsschätzung und die Möglichkeit des Filterresets wurden aus Sicherheitsgründen beibehalten.

Die Adaptive Steuerung ist Teil eines Modulkonzepts. Die Berechnung des Adaptiven Einspurmodells und der Adaptiven Steuerung muss daher nicht auf demselben Steuergerät erfolgen. Die Adaptive Steuerung kann so fahrzeugunabhängig implementiert werden. Eine Anpassung der Steuerung an das aktuelle Fahrzeug erfolgt über das Adaptive Einspurmodell. Dies erlaubt eine Aufteilung der Funktionen auf OEM und Zulieferer.

Nach Gl. 3.24 führt das Stellen eines Hinterradlenkwinkels zu einer Beeinflussung von Gierrate und Schwimmwinkel. Auf Grund dieser Kopplung kann als Sollwertvorgabe nur eine der beiden Zustandsgrößen verwendet werden. Da der Schwimmwinkel mit der Stabilität und die Gierrate mehr mit der Bahnplanung korreliert [12], erfolgt die Sollwertvorgabe im Weiteren auf Basis der Gierrate. Eine detailliertere Beschreibung der Sollwertvorgabe erfolgt in Kapitel 6.

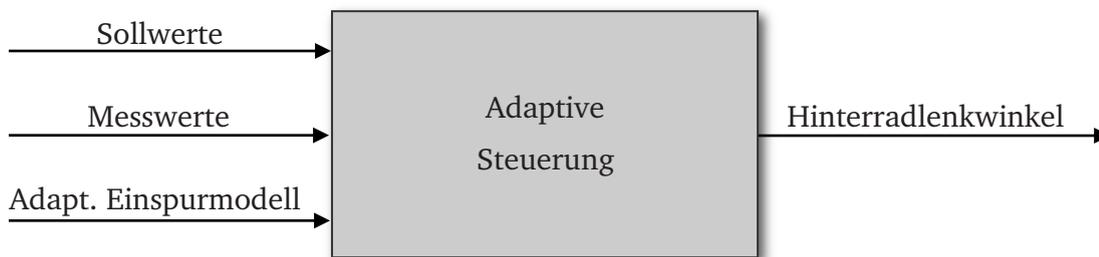


Bild 5.1: Schnittstellendefinition der Adaptiven Steuerung

Bild 5.1 zeigt die Schnittstellendefinition der Adaptiven Steuerung. Die Sollwerte setzen sich aus Gierrate $\dot{\psi}$ und Gierbeschleunigung $\ddot{\psi}$ zusammen. Als Messgrößen dienen Lenkradwinkel, Geschwindigkeit und Querbewegung. Das Adaptive Einspurmodell liefert die Einspurmodellparameter und die geschätzten Schräglaufsteifigkeiten c_{sv}^* , c_{sh}^* . Die Adaptive Steuerung stellt dabei eine Invertierung des Filtermodells dar. Dazu wurde Gl. 4.59 nach δ_h aufgelöst und die Schräglaufsteifigkeiten c_{sv} , c_{sh} durch die adaptiven Schräglaufsteifigkeiten c_{sv}^* , c_{sh}^* ersetzt.

$$\delta_h = \delta_v - \frac{\theta(c_{sv}^* + c_{sh}^*)}{c_{sv}^* c_{sh}^* (l_v + l_h)} \cdot \ddot{\psi} - \frac{(l_v + l_h)}{v} \cdot \dot{\psi} + \frac{m(c_{sv}^* l_v - c_{sh}^* l_h)}{c_{sv}^* c_{sh}^* (l_v + l_h)} \cdot a_y \quad [\text{Gl. 5.1}]$$

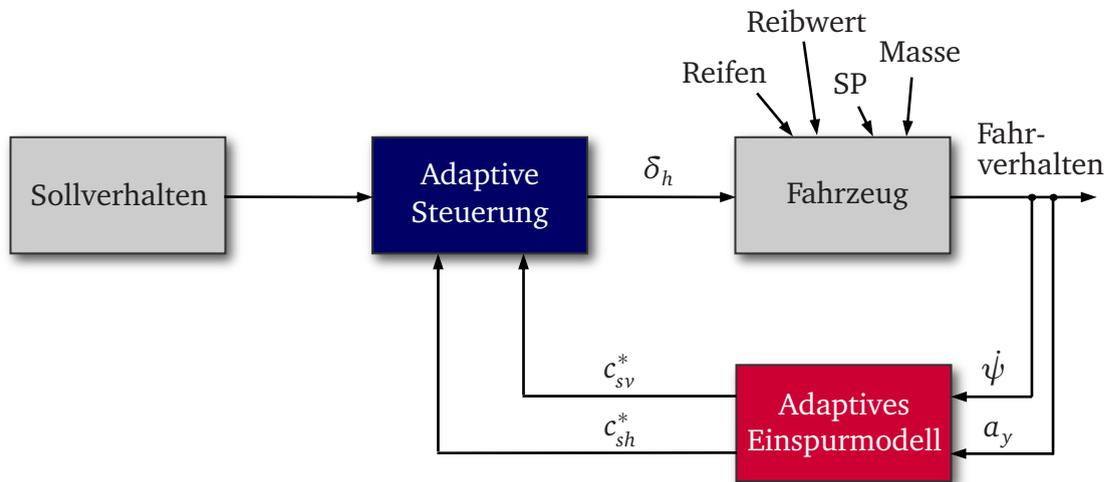


Bild 5.2: Struktur Adaptive Steuerung

Bild 5.2 zeigt die Gesamtstruktur der Ansteuerung. Zunächst wird über ein separates Einspurmodell ein Sollverhalten generiert. Die Adaptive Steuerung erzeugt auf Basis der Sollwertvorgabe und der geschätzten Schräglaufsteifigkeiten des Adaptiven Einspurmodells einen Hinterradlenkwinkel δ_h . Dieser bewirkt in Verbindung mit den auf das Fahrzeug wirkenden Einflussfaktoren Reifen, Reibwert, etc. eine Veränderung des Fahrverhaltens. Das Fahrverhalten wird durch das Adaptive Einspurmodell erfasst und die Schräglaufsteifigkeitsschätzung angepasst. Die Adaptive Steuerung stellt eine Invertierung des Fahrzeugverhaltens dar und sorgt folglich für eine Übereinstimmung von Soll- und Istfahrverhalten. Die Übereinstimmung kann durch die schnelle Anpassungsfähigkeit des Adaptiven Einspurmodells auch bei wechselnden Fahrzeug- und Umgebungsparametern oder ungenauen Modellen aufrecht erhalten werden. Dies soll nun anhand von Simulation und Fahrversuch gezeigt werden.

Vorabsimulation am Einspurmodell

Zunächst wird eine Simulationsumgebung mit einem Einspurmodell zur Sollwertvorgabe, einer Steuerung und einem Einspurmodell als Fahrzeugmodell erstellt (vgl. Bild 5.2). Die Steuerung wird vorerst mit konstanten Schräglaufsteifigkeiten implementiert. Die adaptiven Schräglaufsteifigkeiten aus Gl. 5.1 werden hierfür auf einen Wert von $c_{sv} = 100000 \text{ N/rad}$ und $c_{sh} = 160000 \text{ N/rad}$ gesetzt. Eine Modellunsicherheit wird durch die Reduktion der hinteren Schräglaufsteifigkeit des Fahrzeugmodells auf $c_{sh} = 145000 \text{ N/rad}$ abgebildet. Die Schräglaufsteifigkeit der Vorderachse wird identisch zur Steuerung auf $c_{sv} = 100000 \text{ N/rad}$ festgelegt. Fahrzeugparameter wie Masse, Trägheit, Radstand, etc. werden in der Steuerung und im Fahrzeugmodell gleich gewählt. Ein Lenkwinkelsprung bei $t = 1 \text{ s}$ auf 45° Lenkwinkel bei 100 km/h dient als Fahrmanöver. Zum Zeitpunkt $t = 5 \text{ s}$ erfolgt zusätzlich ein Sprung der Sollgierrate. Dieser ist so gewählt, dass er einem Hinterradlenkwinkel von 2° entspricht.

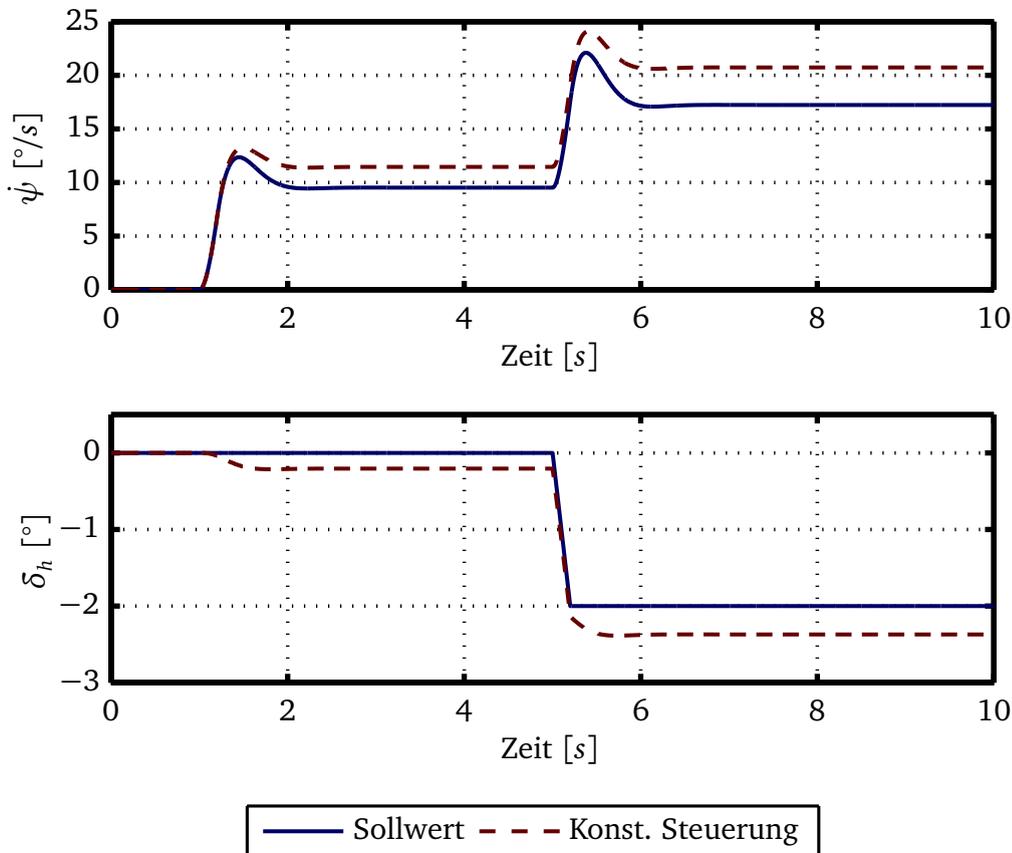


Bild 5.3: Führungsverhalten und stationäre Genauigkeit einer Steuerung mit konstanten Schräglaufsteifigkeiten bei Modellungenauigkeiten

Bild 5.3 zeigt die Ergebnisse der Simulation. Auffällig ist, dass bereits der Lenkwinkelsprung bei $t = 1$ s zu einer Abweichung von Soll- und Istgierrate führt. Der Gradient des Gierratenanstiegs bei $t = 5$ s wird hingegen richtig erfasst. Nach $t = 6$ s weist der Soll-/Istwertvergleich erneut große Fehler auf. Zu erklären ist diese Diskrepanz durch die Abweichung von Steuerung und Fahrzeugmodell. Die Steuerung berechnet entsprechend den vorliegenden Schräglaufsteifigkeiten einen Hinterradlenkwinkel δ_h , der zum Erreichen der Sollgierrate benötigt wird. Wird dieser gestellt, ergibt sich auf Grund der Schräglaufsteifigkeitsdifferenz zwischen Steuerung und Fahrzeugmodell eine vom Sollwert abweichende Gierrate. Die Steuerung mit konstanten Schräglaufsteifigkeiten zeigt damit zwar ein schnelles Ansprechverhalten, jedoch keine stationäre Genauigkeit.

Zum Vergleich wird nun die Steuerung mit konstanten Schräglaufsteifigkeiten durch die Adaptive Steuerung ersetzt. Dabei werden die Anfangsschräglaufsteifigkeiten $c_{sv,0}^* = 100000 \text{ N/rad}$ und $c_{sh,0}^* = 160000 \text{ N/rad}$ beibehalten. Diese sind jetzt jedoch nicht mehr konstant und können durch die Schräglaufsteifigkeitsschätzung des Adaptiven Einspurmodells verändert werden. Eine weitere Anpassung des Simulationsaufbaus wird nicht vorgenommen.

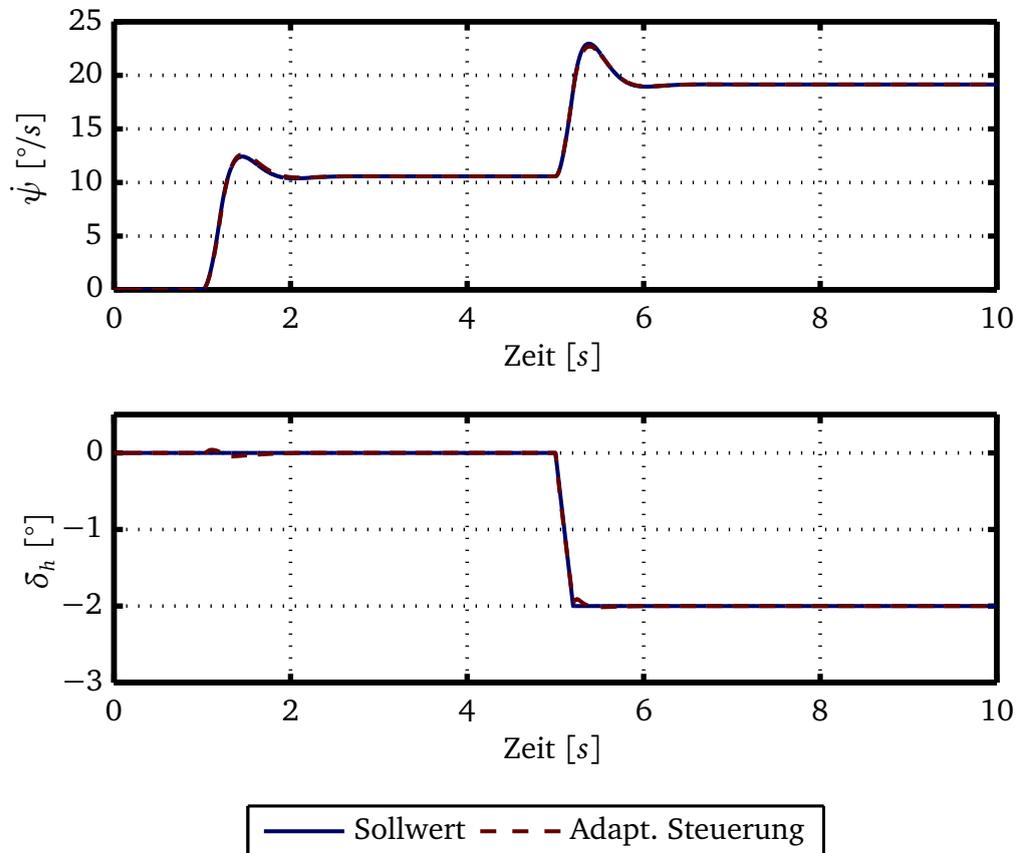


Bild 5.4: Führungsverhalten und stationäre Genauigkeit der Adaptiven Steuerung bei Modellungenauigkeiten

Bild 5.4 zeigt nun eine Übereinstimmung von Soll- und Istgierrate über den gesamten Simulationszeitraum. Bei genauer Betrachtung des Hinterradlenkwinkels sind minimale Abweichungen bei $t = 1\text{ s}$ und $t = 5\text{ s}$ erkennbar. Diese resultieren aus dem Übergangverhalten der Schräglaufsteifigkeitsschätzung und besitzen einen vernachlässigbaren Einfluss auf das Fahrverhalten. Die Adaptive Steuerung zeigt damit im Vergleich zur Steuerung mit konstanten Schräglaufsteifigkeiten ein unverändert schnelles Ansprechverhalten. Dieses wird durch die Anpassung der Schräglaufsteifigkeiten aber um stationäre Genauigkeit und ein verbessertes Führungsverhalten ergänzt.

Simulation anhand eines CRT-Modells

Nach der Funktionsdarstellung am Beispiel eines Einspur-Fahrzeugmodells soll dieses durch ein CRT-Modell ersetzt werden. Analog zu Kapitel 4.2 wird damit der Einfluss weiterer Modellungenauigkeiten und Nichtlinearitäten überprüft. Um eine möglichst breite Abdeckung an Fahrsituationen zu ermöglichen, wird als Manöver eine Fahrt auf einem Handlingkurs gewählt. Dabei treten Lenkwinkel im Bereich von $\pm 100^\circ$ bei einer max. Querbewegung von 6 m/s^2 auf. Die Schräglaufsteifigkeiten des

Fahrzeugmodells sind im Gegensatz zur Simulation am Einspurmodell dann nicht mehr bekannt. Da die Schräglaufsteifigkeiten aber zur Parametrierung der konstanten Steuerung benötigt werden, müssen diese zum Beispiel über eine stationäre Kreisfahrt bestimmt werden. Für die konstante Steuerung ergaben sich daraus Schräglaufsteifigkeiten von $c_{sv} = 100000 \text{ N/rad}$ und $c_{sh} = 160000 \text{ N/rad}$. Diese werden zur besseren Vergleichbarkeit auch als Anfangswerte der Adaptiven Steuerung $c_{sv,0}^*$ und $c_{sh,0}^*$ gewählt. Durch die Anpassungsfähigkeit der Adaptiven Steuerung ist bei einem leicht geänderten Anfangsverhalten aber auch eine andere Wahl der Anfangsschräglaufsteifigkeiten möglich.

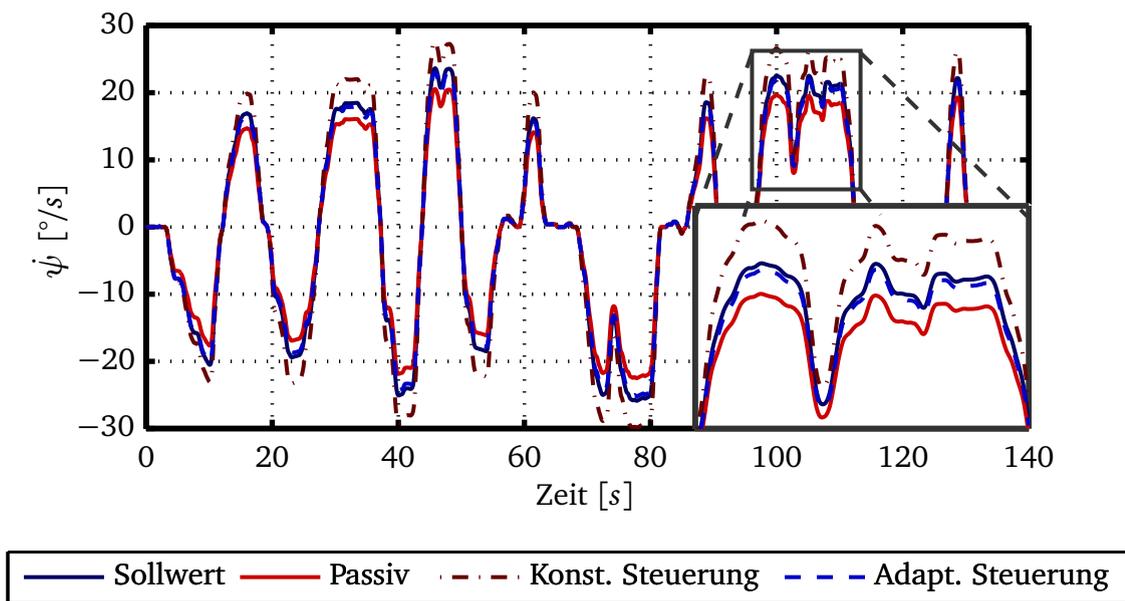


Bild 5.5: Vergleich von Führungsverhalten und stationärer Genauigkeit bei konstanter und Adaptiver Steuerung in der CRT-Simulation

Neben der Sollgierrate wird in Bild 5.5 die Gierrate eines passiven Fahrzeugs, eines Fahrzeugs mit konstanter Steuerung und eines Fahrzeugs mit Adaptiver Steuerung dargestellt. Als passiv wird ein Fahrzeug ohne Hinterradlenkung bezeichnet. Im Vergleich zum passiven Fahrzeug zeigt die Sollgierrate eine höhere Amplitude und zielt damit auf eine Agilisierung des Fahrverhaltens ab. Das Fahrzeug mit konstanter Steuerung ist nicht in der Lage, der Sollwertvorgabe exakt zu folgen. Dies führt zu einer deutlich überhöhten Istgierrate und einer zu starken Agilisierung des Fahrzeugs. Die Adaptive Steuerung hingegen kann durch eine laufende Anpassung der Schräglaufsteifigkeiten das Verhalten der Steuerung so verändern, dass eine hohe Übereinstimmung von Soll- und Istgierrate erreicht wird.

Aus den entsprechenden Hinterradlenkwinkeln in Bild 5.6 wird ersichtlich, dass sich der Verlauf und die Nulldurchgänge von konstanter und Adaptiver Steuerung in diesem Fall ähneln. Eine Unterscheidung ist lediglich in Bezug auf die Amplitude möglich. Die Adaptive Steuerung kann durch eine Anpassung der Schräglaufsteifigkeiten

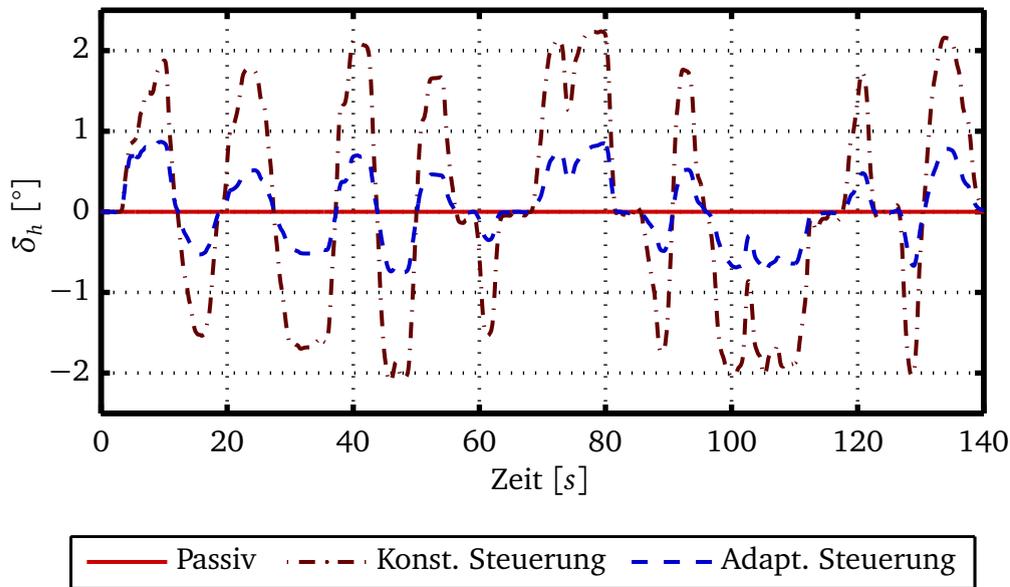


Bild 5.6: Gestellter Hinterradlenkwinkel bei konstanter und Adaptiver Steuerung in der CRT-Simulation

folglich eine Skalierung der Stellamplitude vornehmen. Dies erlaubt eine Anpassung der Steuerung an die aktuelle Fahrsituation und damit eine Verbesserung des Führungsverhaltens der Steuerung.

Fahrversuch

Nach einer simulativen Untersuchung soll nun ein Funktionsnachweis der Ansteuerung im Fahrversuch erfolgen. Dazu wird als Manöver eine zur Simulation identische Fahrt auf einem Handlingkurs gewählt. Im Gegensatz zur Simulation verschiebt sich der Fokus der Untersuchung mehr in den Grenzbereich. Der Lenkradwinkel steigt auf einen Bereich von $\pm 130^\circ$, die Querbeschleunigung erhöht sich auf $a_y \approx 10 \text{ m/s}^2$ und der Schwimmwinkel erreicht Werte von $\beta \approx 4^\circ$. Durch die hohe Querbeschleunigung wird der Einfluss von Kinematik, Elastokinematik, Reifenverhalten und so auch der Anteil nicht modellierter Dynamiken und die Nichtlinearität des Fahrverhaltens erhöht. Damit steigen die Anforderungen an eine stationär genaue Steuerung mit gutem Führungsverhalten.

Bild 5.7 zeigt die Ergebnisse der Versuchsfahrt. Die Adaptive Steuerung weist auch in diesem Fahrversuch ein gutes Führungsverhalten auf. Die vordere Schräglaufsteifigkeit ist im Bezug auf den Wertebereich mit der aus der stationären Kreisfahrt ermittelten Schräglaufsteifigkeit von $c_{sv} = 100000 \text{ N/rad}$ vergleichbar. Die hintere Schräglaufsteifigkeit liegt mit Werten von durchschnittlich 145000 N/rad unterhalb der entsprechend konstanten Schräglaufsteifigkeit von $c_{sh} = 160000 \text{ N/rad}$. Die geschätzten Schräglaufsteifigkeiten zeigen geringe Amplituden und weisen folglich auf geringe

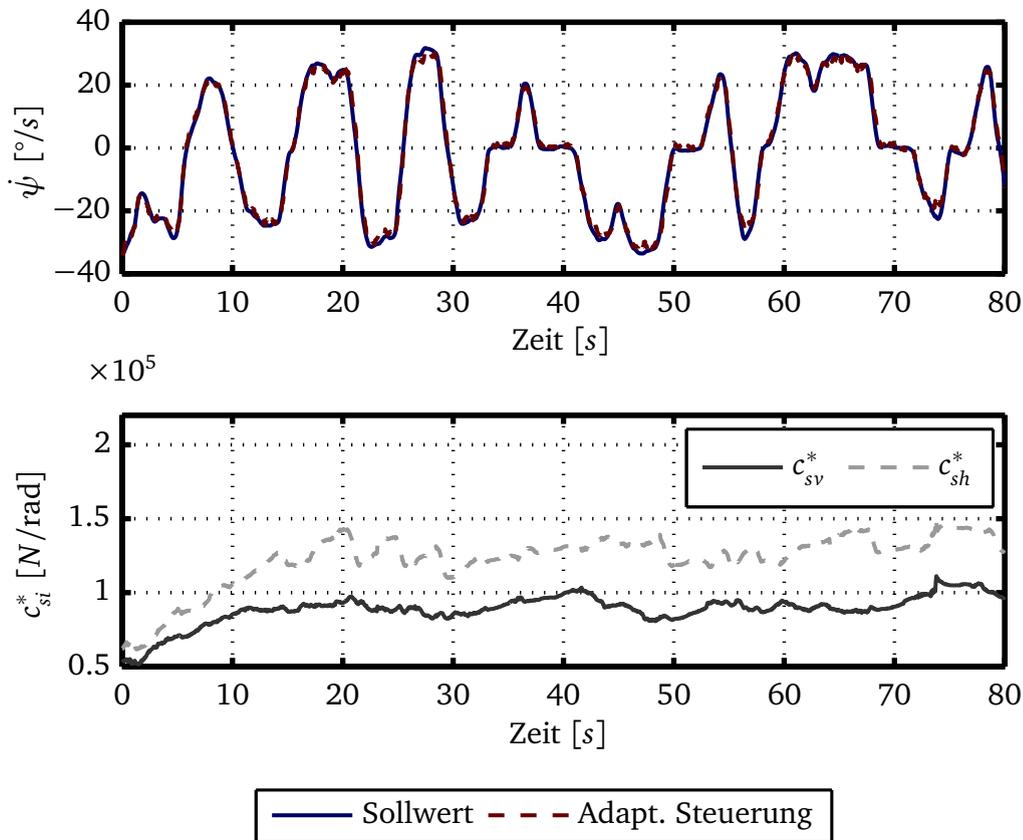


Bild 5.7: Führungsverhalten der Adaptiven Steuerung bei einer Versuchsfahrt auf einem Handlingkurs im Grenzbereich

Änderungen des Eigenlenkverhaltens hin.

Anhand der durchgeführten Simulationen und Fahrversuche kann die Funktionsfähigkeit der Adaptiven Steuerung gezeigt werden. Diese erlaubt in Verbindung mit dem Adaptiven Einspurmodell eine Kombination der Vorteile von Steuerung und Regelung. Damit wird ein schnelles Ansprechverhalten der Ansteuerung bei gleichzeitig hohem Führungsverhalten und stationärer Genauigkeit ermöglicht. Der Zielkonflikt zwischen Regelgüte und Reglerstabilität wird so entschärft und die Stabilität der Ansteuerung auch bei Variation von Modell- und Einflussgrößen aufrechterhalten. Die dafür notwendige Rechenzeit ist nach Bild 4.2 mit aktuellen Seriensteuergeräten umsetzbar. Dabei werden für die Adaptive Steuerung nur Signale der Standardfahrzeugsensorik verwendet. Eine funktionale Trennung von Zustandsschätzung (Adaptives Einspurmodell) und Ansteuerung (Adaptive Steuerung) sichert die Modularität der Ansteuerung.

5.2 Prädiktive Steuerung auf Basis der Phaseplane-Methode

Die Phaseplane-Methode wurde in Kapitel 4.3 als Ansatz zur Bestimmung der Fahrstabilität vorgestellt. Dazu wurde die Erstellung der Datenbasis in der Offline-Phase beschrieben und anschließend die Auswahl einer Phaseplane in der Online-Phase erläutert. In diesem Kapitel wird die Phaseplane-Methode für eine Ansteuerung der Hinterradlenkung erweitert. Vietinghoff [113] hat in ihrer Arbeit eine Trennung von Stabilitätsberechnung und Ansteuerung vorgenommen. Die Ansteuerung der Hinterradlenkung erfolgt bei Vietinghoff auf Basis des Gain-Scheduling-Verfahrens. Hier soll die Berechnung des zu stellenden Hinterradlenkwinkels direkt aus der Phaseplane-Methode abgeleitet werden. Dazu wird in dieser Arbeit ein zweistufiges Verfahren entwickelt:

Im ersten Schritt wird eine Fahrstabilitätsbestimmung entsprechend Kapitel 4.3 durchgeführt. Der aktuelle Hinterradlenkwinkel wird nach Gl. 4.67 als Eingangsgröße berücksichtigt. Ergibt die Fahrstabilitätsbestimmung eine zu geringe Stabilitätsreserve oder eine Fahrzeuginstabilität, wird im zweiten Schritt ein Hinterradlenkwinkel zur Fahrzeugstabilisierung berechnet. Für die Berechnung wird der Hinterradlenkwinkel von den Eingangsgrößen separiert und als variable Stellgröße betrachtet. Als Eingangsgrößen verbleiben dann nur noch der Lenkradwinkel δ_{LRW} , die Geschwindigkeit v und die Reibwerte μ_l und μ_r . Durch die Reduktion der Eingangsgrößen steht zu jedem Zeitpunkt nicht mehr nur eine Phaseplane, sondern eine Schar von Phaseplanes mit jeweils unterschiedlichen Hinterradlenkwinkeln zur Verfügung. Bei einer Rasterung des Stellgrößenbereichs $\delta_h = [-5^\circ \dots 5^\circ]$ in Ein-Grad-Schritten, ergeben sich elf Phaseplanes. Für diese elf Phaseplanes wird jeweils eine Berechnung des kürzesten Abstands zur Stabilitätsgrenze durchgeführt. Die Phaseplane, die den größten Abstand zur Stabilitätsgrenze aufweist, generiert das stabilste Fahrverhalten. Der zur Phaseplane gehörige Hinterradlenkwinkel kann dann ausgelesen und als Stellgröße verwendet werden.

Eine Maximierung der Fahrstabilität resultiert allerdings auch in einer Reduktion von Handlichkeit und Agilität. Daher wurde im Rahmen einer Diplomarbeit [40] eine Kostenfunktion zur Auswahl einer Phaseplane entwickelt. Diese sichert die Applikationsfähigkeit des Systems und erlaubt darüber hinaus die Implementierung verschiedener Fahrmodi wie z.B. eines Komfort- oder eines Sport-Modus. Die Kostenfunktion wird im Folgenden beispielhaft über die Eigenschaften Fahrzeugstabilität $I_{\text{Stabilität}}$ und Abweichung vom Fahrerwunsch $I_{\text{Abweichung}}$ definiert. Die Ableitung des Fahrerwunschs basiert auf folgender Überlegung: Da die Phaseplane-Methode nur in kritischen Fahrsituationen einen Hinterradlenkwinkel $\delta_h \neq 0^\circ$ generiert, erfolgt die Bahnplanung des Fahrers mit einem Hinterradlenkwinkel $\delta_h = 0^\circ$. Jeder Stelleingriff, der von der Phaseplane-Methode angefordert wird, führt damit zu einer Abweichung von der vom Fahrer vorgegebenen Trajektorie. Die beiden Eigenschaften Fahrzeugstabilität und Abweichung vom Fahrerwunsch stehen folglich im Zielkonflikt. Dies ermöglicht eine Aus-

wahl des Hinterradlenkwinkels entlang eines Pareto-Optimums.

$$J_{\text{Phaseplane}} = c_1 \cdot I_{\text{Stabilität}} + c_2 \cdot I_{\text{Abweichung}} \quad [\text{Gl. 5.2}]$$

Die Gewichtungsfaktoren c_1 , c_2 bestimmen den Zeitpunkt des Stabilisierungseingriffs und die zulässige Abweichung vom Fahrerwunsch. Dabei führt ein früher Stabilisierungseingriff zu einer hohen Abweichung und ein später Stabilisierungseingriff zu einer geringen Abweichung vom Fahrerwunsch. Für eine spezifischere Auswahl der Phaseplane kann die Kostenfunktion um Eigenschaften wie den Flächeninhalt des Stabilitätsbereichs oder der Lage des Phaseplane-Ursprungs erweitert werden. Dadurch werden zusätzliche Freiheiten in der Situationsinterpretation und in der Applikation geschaffen.

Simulation anhand eines CRT-Modells

Die Erweiterung der Phaseplane-Methode zur Ansteuerung der Hinterradlenkung wird nun simulativ untersucht. Als Fahrmanöver wird ein Lenkpuls bei 100 km/h verwendet. Der Lenkradwinkel wird dazu mit einer Lenkradwinkelgeschwindigkeit von ca. $500^\circ/\text{s}$ von 0° auf 210° erhöht und anschließend wieder auf 0° reduziert. Auf Grund der hohen Dynamik eignet sich das Manöver besonders zur Beurteilung einer Stabilitätsansteuerung.

In Bild 5.8 sind die resultierenden Zeitverläufe von Gierrate $\dot{\psi}$, Schwimmwinkel β , Hinterradlenkwinkel δ_h und Stabilitätsindex dargestellt. Das passive Fahrzeug zeigt einen schnellen Gierratenaufbau und Maximalwerte der Gierrate von ca. $36^\circ/\text{s}$. Der Gierratenaufbau des aktiven Fahrzeugs erfolgt identisch, die Maximalwerte der Gierrate werden hier allerdings durch den gleichsinnigen Lenkeinschlag auf etwa $26^\circ/\text{s}$ begrenzt. Der Stationärwert der Gierrate von $\dot{\psi} = 0^\circ/\text{s}$ wird beim aktiven Fahrzeug circa eine Sekunde vor dem passiven Fahrzeug erreicht. Damit zeigt das aktive Fahrzeug einen deutlich geringeren Phasenverzug und eine erhöhte Stabilität bei verbesserter Kontrollierbarkeit. Der Schwimmwinkel des passiven Fahrzeugs liegt mit Werten von bis zu 8.2° etwa 6.8° über dem des aktiven Fahrzeugs. Der Stabilitätsindex reduziert sich durch den hohen Fahrerlenkwinkel bei beiden Fahrzeugen kurzzeitig auf null und zeigt so eine Fahrzeuginstabilität an.

Das aktive Fahrzeug kann im Vergleich zum passiven die Fahrzeuginstabilität durch den gestellten Hinterradlenkwinkel deutlich schneller abbauen und dadurch die Kontrollierbarkeit der Fahrsituation für den Fahrer erhöhen. Für eine genauere Betrachtung des Lenkpuls-Manövers werden charakteristische Zeitpunkte des Manövers aufgegriffen und die jeweiligen Phaseplanes analysiert.

Die charakteristischen Zeitpunkte sind in Bild 5.8 grau markiert und entsprechen $t = 1.2 \text{ s}$, $t = 1.3 \text{ s}$, $t = 1.6 \text{ s}$ und $t = 1.7 \text{ s}$.

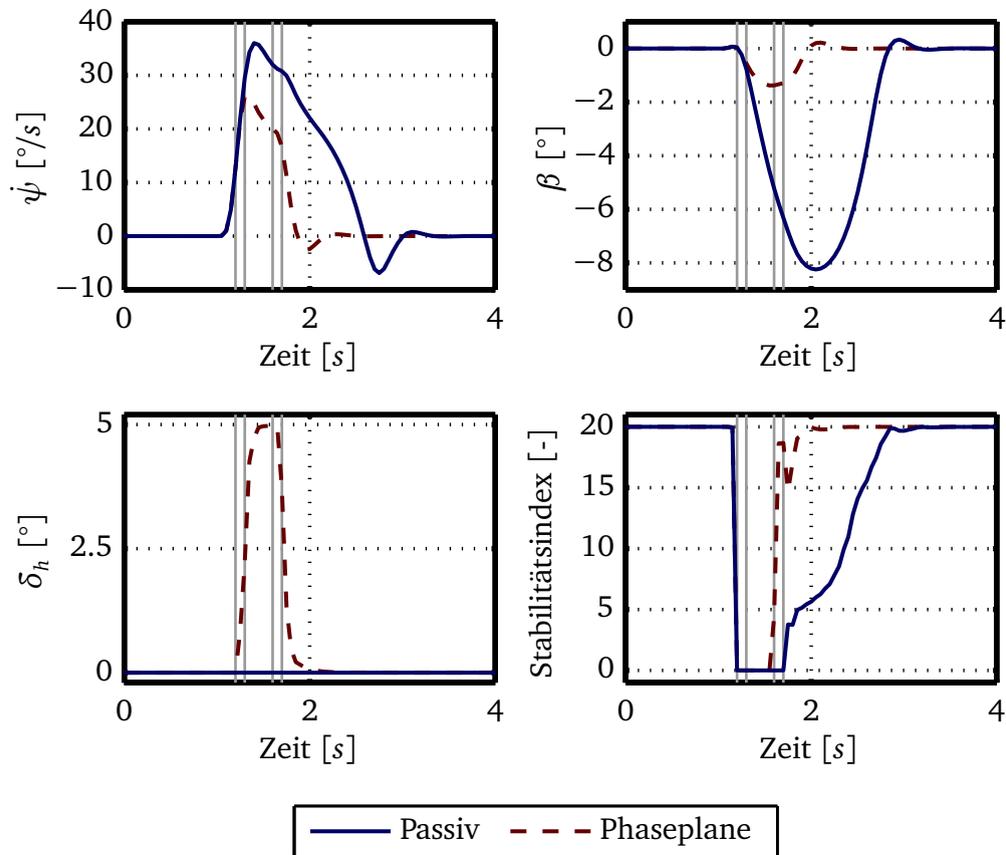


Bild 5.8: Lenkpuls bei 100 km/h

Bild 5.9 zeigt vier der elf Phaseplanes zum Zeitpunkt $t = 1.2s$. Sie weisen einen Hinterradlenkwinkel von $\delta_h = 2^{\circ}$ bis $\delta_h = 5^{\circ}$ auf.

Der blaue Polygonzug begrenzt den stabilen Fahrbereich. Ein rotes Kreuz kennzeichnet den aktuellen Fahrzustand und die gestrichelte Linie markiert den kürzesten Abstand zur Stabilitätsgrenze. Befindet sich der aktuelle Fahrzustand außerhalb des Stabilitätsbereichs, wird die gestrichelte Linie hellrot eingefärbt. Ein schwarzes Pluszeichen repräsentiert die Ruhelage der Phaseplane. Wird die Ruhelage ausgehend von den Anfangswerten $\dot{\psi}_0, \beta_0$ nicht innerhalb der Simulationszeit von $t = 2s$ erreicht, wird die Trajektorie als instabil definiert. Ruhelagen können damit wie in Bild 5.9(a) auch außerhalb des stabilen Bereichs liegen.

Eine Erhöhung des Hinterradlenkwinkels von $\delta_h = 2^{\circ}$ auf $\delta_h = 3^{\circ}$ führt nach Bild 5.9(a) und 5.9(b) zu einer deutlichen Vergrößerung des Stabilitätsbereichs. Der aktuelle Zustand liegt dann innerhalb des Stabilitätsbereichs und führt zu einer Stabilisierung des Fahrverhaltens. Wird der Hinterradlenkwinkel entsprechend Bild 5.9(c) und 5.9(d) weiter erhöht, verändert sich der Stabilitätsbereich nur noch unwesentlich. Der Ursprung der Phaseplane verschiebt sich jedoch weiter in Richtung abnehmender Gierrate und zunehmendem Schwimmwinkel. Entsprechend der gewählten Parameter

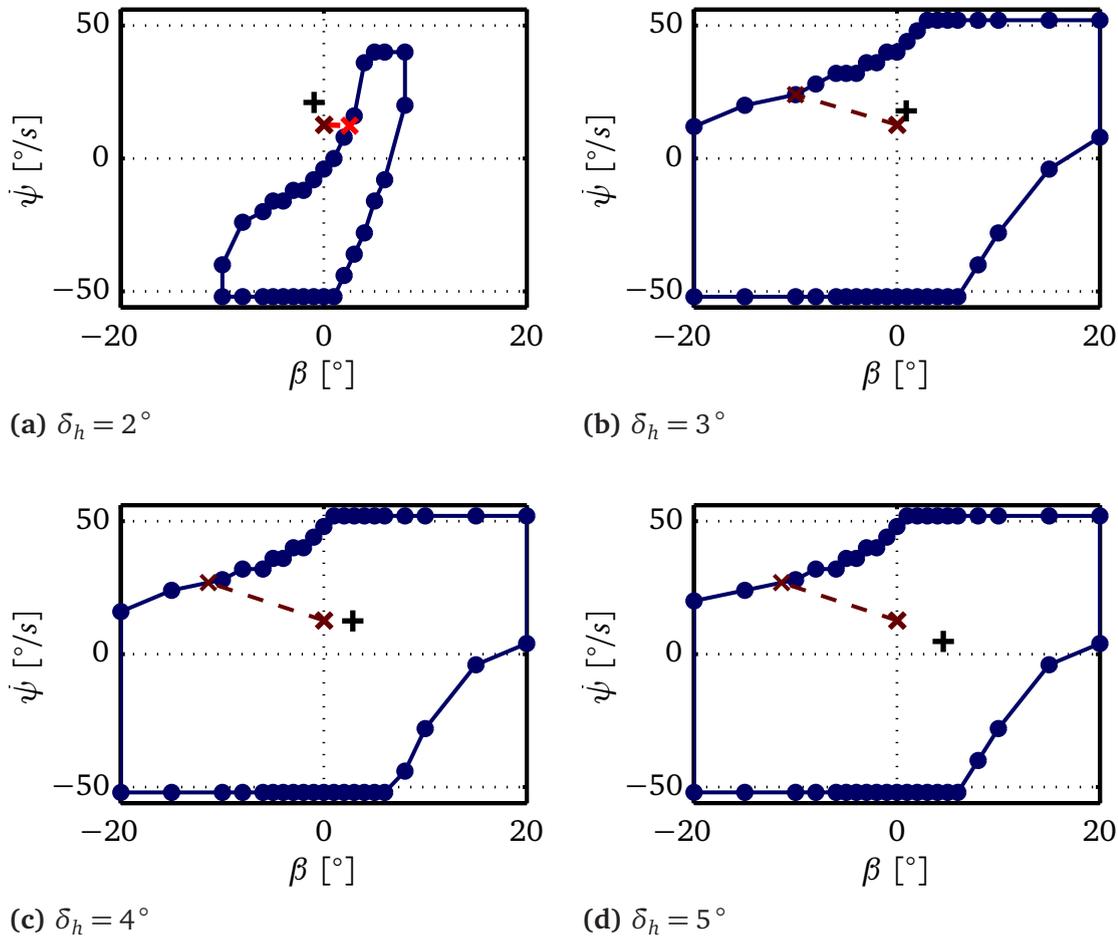


Bild 5.9: Phaseplane zum Zeitpunkt $t = 1.2s$: $\delta_{LRW} = 86^\circ$, $\delta_{h,gewählt} = 3^\circ$

c_1 und c_2 wird in diesem Beispiel die Kostenfunktion bei einem Hinterradlenkwinkel $\delta_h = 3^\circ$ minimal. Der berechnete Hinterradlenkwinkel kann dann als Stellsignal für die Hinterradlenkung verwendet werden. Durch die grobe Rasterung des Hinterradlenkwinkelbereichs in Ein-Grad-Schritten treten bei Stellanforderungen Sprünge im Stellsignal auf. Diese wurden in der Subjektivbewertung als unharmonisch eingestuft. Zur Beseitigung der Sprünge kann die Rasterung des Hinterradlenkwinkelbereichs verfeinert oder das Stellsignal der Phaseplane-Methode durch ein Filter variabler Frequenz geglättet werden [40]. Eine geringere Rasterung bewirkt allerdings einen Anstieg des Speicherplatzbedarfs und der Rechenzeit der Phaseplane-Methode. Eine variable Frequenz hingegen ermöglicht eine Anpassung der Stellgeschwindigkeit an die jeweilige Fahrsituation.

Zum Zeitpunkt $t = 1.3s$ erhöht sich auf Grund einer weiteren Zunahme des Fahrerlenkwinkels die Gierrate auf ca. $26^\circ/s$. Der aktuelle Zustandspunkt wandert laut Bild 5.10 weiter nach oben. Durch die geänderten Eingangs- und Zustandsgrößen zeigen die Phaseplanes mit den Hinterradlenkwinkeln von $\delta_h = -5^\circ$ bis $\delta_h = 4^\circ$ nun keine stabilen Bereiche mehr. Lediglich Bild 5.10(b) kann noch einen kleinen Stabilitätsbe-

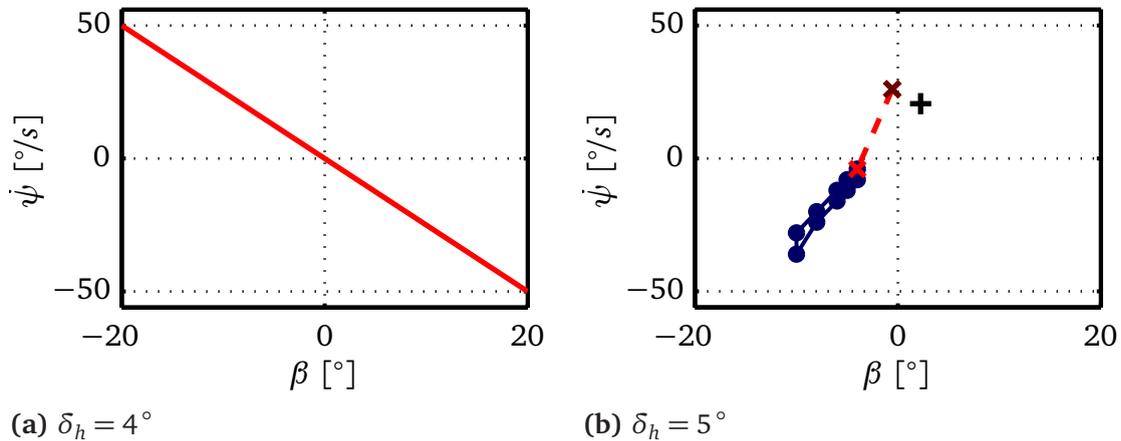


Bild 5.10: Phaseplane zum Zeitpunkt $t = 1.3s$: $\delta_{LRW} = 173^\circ$, $\delta_{h,gewählt} = 5^\circ$

reich aufweisen. Der aktuelle Zustand befindet sich dort jedoch außerhalb des stabilen Bereichs. Für diese Grenzsituationen werden folgende Regeln definiert:

1. Existieren mehrere Phaseplanes, bei denen der aktuelle Zustand innerhalb des Stabilitätsbereichs zum Liegen kommt, erfolgt durch eine Auswertung der Kostenfunktion die Auswahl einer Phaseplane.
2. Existiert nur eine Phaseplane, bei der der aktuelle Zustand innerhalb des Stabilitätsbereichs zum Liegen kommt, wird diese Phaseplane gewählt.
3. Existieren nur Phaseplanes, bei denen der aktuelle Zustand außerhalb des Stabilitätsbereichs zum Liegen kommt, erfolgt durch eine Auswertung der Kostenfunktion die Auswahl einer Phaseplane.
4. Existiert nur eine Phaseplane, bei der der aktuelle Zustand außerhalb des Stabilitätsbereichs zum Liegen kommt, wird diese Phaseplane gewählt.
5. Existiert keine Phaseplane mit einem stabilen Bereich, wird der zuletzt eingestellte Hinterradlenkwinkel beibehalten.

Nach Regel 4 wird für den Zeitpunkt $t = 1.3s$ die Phaseplane aus Bild 5.10(b) gewählt und ein Hinterradlenkwinkel von $\delta_h = 5^\circ$ gestellt. Damit ergibt sich ein geringerer Abstand zur Stabilitätsgrenze, als dies bei den instabilen Ebenen mit einem Hinterradlenkwinkel von $\delta_h = -5^\circ$ bis $\delta_h = 4^\circ$ der Fall wäre.

Zum Zeitpunkt $t = 1.6s$ existieren durch den geringer werdenden Fahrerlenkwinkel wieder zwei Phaseplanes. Diese sind in Bild 5.11 dargestellt. Beide Phaseplanes besitzen stabile Bereiche. Der aktuelle Zustandspunkt liegt jedoch weiterhin außerhalb des Stabilitätsbereichs. Nach Regel 3 wird hier der negative Abstand zur Stabilitätsgrenze ausgewertet und die stabilere Ebene gewählt. Dadurch folgt nach Bild 5.11(b) ein Hinterradlenkwinkel von $\delta_h = 5^\circ$.

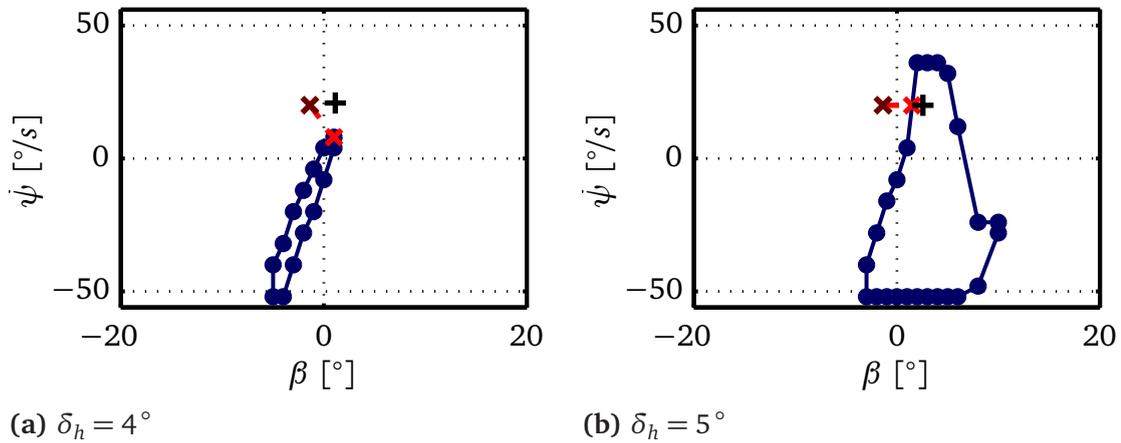


Bild 5.11: Phaseplane zum Zeitpunkt $t = 1.6s$: $\delta_{LRW} = 141^\circ$, $\delta_{h,gewählt} = 5^\circ$

Zum Zeitpunkt $t = 1.7s$ existieren vier Phaseplanes, in denen sich der aktuelle Zustand innerhalb des Stabilitätsbereichs befindet.

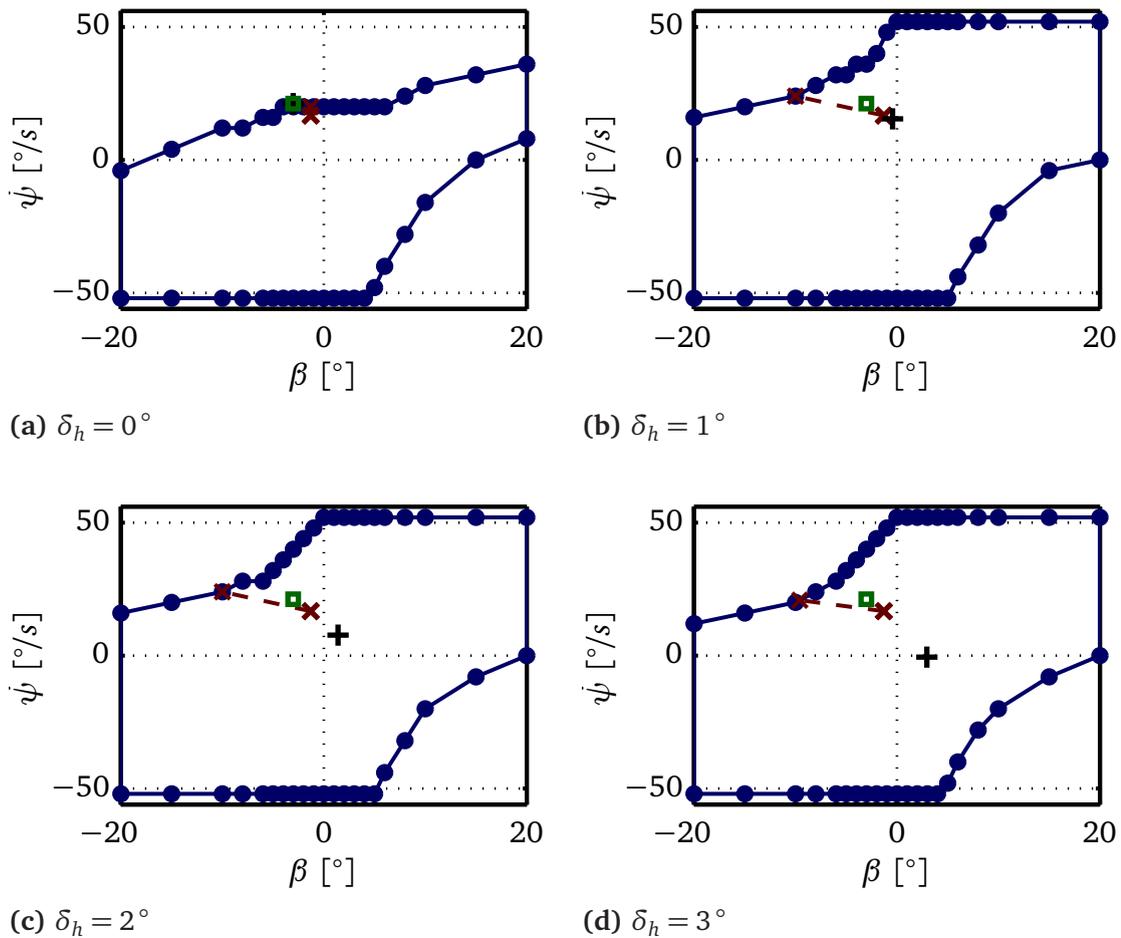


Bild 5.12: Phaseplane zum Zeitpunkt $t = 1.7s$: $\delta_{LRW} = 52^\circ$, $\delta_{h,gewählt} = 0^\circ$

Nachdem auch die Phaseplane $\delta_h = 0^\circ$ eingeschlossen ist, kann nun der Fahrerwunsch berücksichtigt werden. Dieser wird in Bild 5.12 durch ein grünes Quadrat markiert.

Eine Veränderung der Stabilitätsgrenze kann beim Übergang von Bild 5.12(a) auf Bild 5.12(b) am oberen Rand der Phaseplane beobachtet werden. Nach Regel 1 basiert zu diesem Zeitpunkt die Auswahl einer Phaseplane auf einer Minimierung der Kostenfunktion. Der Phaseplane-Ursprung aus Bild 5.12(a) zeigt eine Übereinstimmung mit dem Fahrerwunsch. Der aktuelle Zustandspunkt befindet sich innerhalb des Stabilitätsbereichs und die verbleibende Stabilitätsreserve ist größer null.

In Bild 5.12(b), 5.12(c) und 5.12(d) entfernt sich der Phaseplane-Ursprung zunehmend vom Fahrerwunsch und führt entsprechend den aktuell gewählten Gewichtsparametern c_1 und c_2 zu einer Vergrößerung der Kostenfunktion. Die Phaseplane aus Bild 5.12(a) stellt mit einem Hinterradlenkwinkel von $\delta_h = 0^\circ$ zum Zeitpunkt $t = 1.7s$ somit ein Optimum hinsichtlich der Kostenfunktion dar.

Fahrversuch

Nach der schrittweisen Betrachtung einer CRT-Simulation soll die Funktionsfähigkeit der Phaseplane-Methode zur Ansteuerung einer Hinterradlenkung nun im Fahrversuch gezeigt werden. Dazu wird als Manöver ein Lenkwinkelsprung auf 90° Lenkwinkel durchgeführt. Dieser erfolgt bei ca. 70 km/h und Niedrigreibwert. Die Zustandsgrößen Gierrate und Schwimmwinkel und der gestellte Hinterradlenkwinkel sind in Bild 5.13 dargestellt. Die maximale Querbeschleunigung beträgt etwa 3 m/s^2 . Auf Basis dieser Querbeschleunigung wird der vorhandene Reibwert abgeschätzt und mit $\mu_l = \mu_r = 0.3$ in der Phaseplane-Methode hinterlegt.

Analog zur CRT-Simulation zeigt sich auch im Fahrversuch ein identisches Anlenkverhalten des passiven und aktiven Fahrzeugs. Sobald der Stabilitätsindex ein Verlassen des stabilen Bereichs ankündigt, initiiert die Phaseplane-Methode einen gleichsinnigen Lenkeinschlag. Damit wird im Vergleich zu einer Proportionalsteuerung das Fahrverhalten stabilisiert, ohne beim Anlenken den Aufbau der Gierbewegung zu reduzieren. Stationär pendeln sich die Gierraten des passiven und aktiven Fahrzeugs auf einen ähnlichen Bereich ein. Die Schwimmwinkel zeigen allerdings große Unterschiede. Beim passiven Fahrzeug nimmt der Schwimmwinkel nach dem Lenkwinkelsprung weiter zu und geht in eine Schwingform über. Dies reduziert die Kontrollierbarkeit des Fahrzeugs und birgt die Gefahr eines hektischen Fahrereingriffs.

Der Schwimmwinkel des aktiven Fahrzeugs hingegen wird durch einen Hinterradlenkwinkel von $\delta_h \approx 1^\circ$ begrenzt. Für eine Beibehaltung der Fahrstabilität wird der Hinterradlenkwinkel dann im Lauf des Manövers auf etwa 2° erhöht.

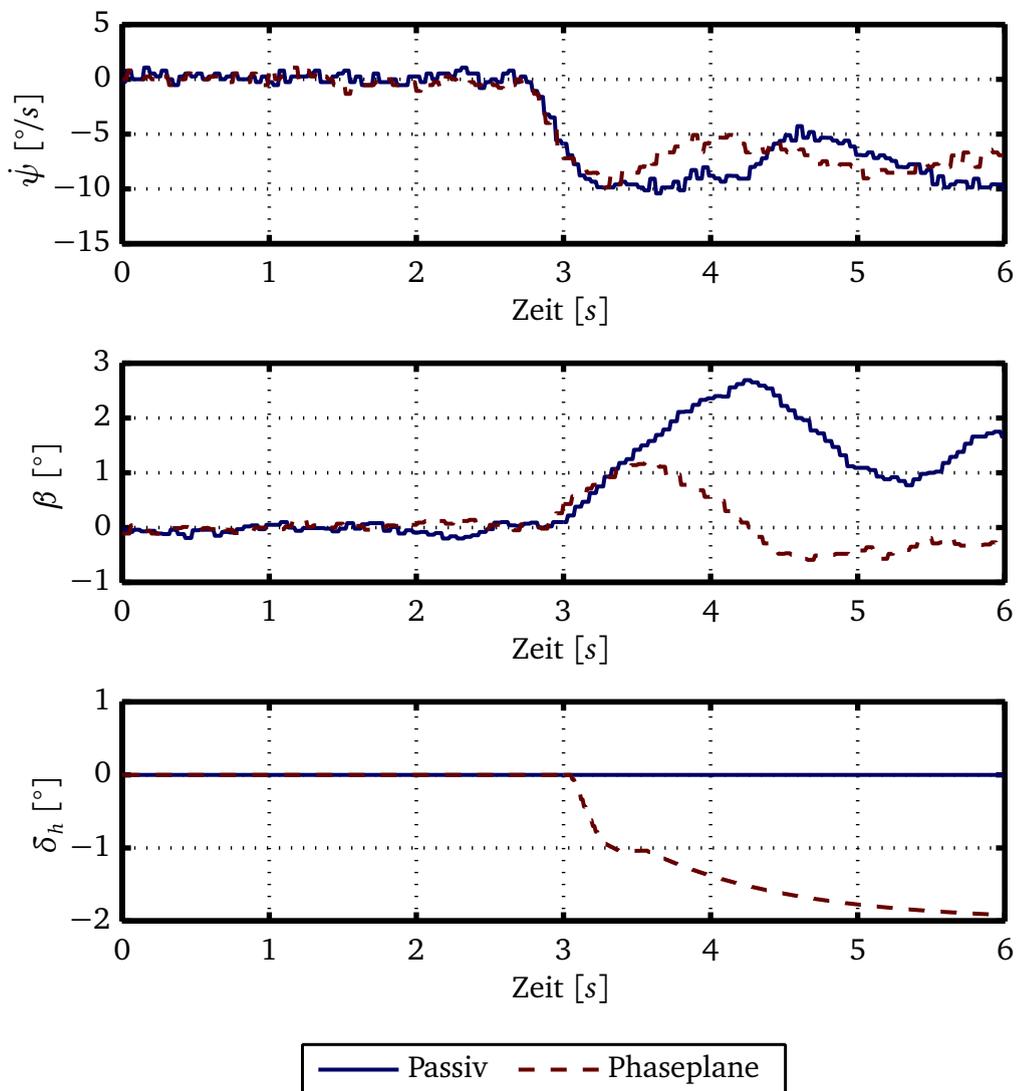


Bild 5.13: Fahrzeugreaktion bei einem Lenkwinkelsprung auf 90° bei 70 km/h und Niedrigreibungswert - Vergleich von passivem Fahrzeug und Phaseplane-Ansteuerung

Neben den Fahrzustandsgrößen soll auch der von der Phaseplane-Methode berechnete Stabilitätsindex zur Situationsanalyse verwendet werden. Dieser ist in Bild 5.14 dargestellt.

Es zeigt sich, dass der Ausgangswert des Stabilitätsindex mit einem Wert von 13 im Vergleich zum Stabilitätsindex in Bild 4.21 deutlich geringer ausfällt. Dies ist vor allem auf den niedrigeren Reibwert zurückzuführen. Eine Reduzierung des Reibwerts bewirkt eine Verkleinerung des stabilen Bereichs einer Phaseplane. In Folge verringert sich der Abstand zur Stabilitätsgrenze und damit der Stabilitätsindex. Zum Zeitpunkt $t = 2.6$ s initiiert der Fahrer den Lenkwinkelsprung. Bei $t = 3$ s wird die Fahrsituation nach Bild 5.14 als instabil bewertet, obwohl zu diesem Zeitpunkt lediglich eine Gier rate von $\dot{\psi} \approx -6^\circ/\text{s}$ und ein Schwimmwinkel von $\beta \approx 0.3^\circ$ vorliegen. Diese frühe

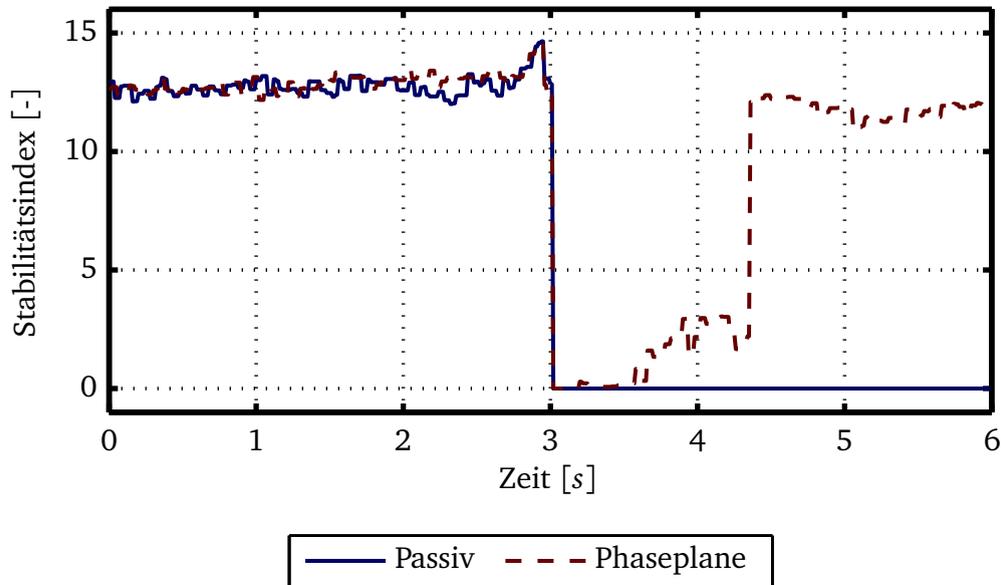


Bild 5.14: Stabilitätsindex der Phaseplane-Methode im Fahrversuch

Erkennung ist nur durch eine Prädiktion des Fahrverhaltens über das in der Datendatei hinterlegte Simulationswissen möglich. Eine Fahrstabilitätsbestimmung etwa über den Betrag des Schwimmwinkels könnte bei $\beta \approx 0.3^\circ$ noch nicht auf ein instabiles Fahrverhalten erkennen und würde dadurch einen Eingriff verzögern. Dies hätte eine weitere Reduktion des Seitenkraftpotentials der Hinterachse zur Folge und würde die Wirksamkeit des Stelleingriffs einer Hinterradlenkung verringern. Durch den frühzeitigen Eingriff der Phaseplane-Methode kann das aktive Fahrzeug den instabilen Bereich laut Bild 5.14 schon nach ca. 0.5s wieder verlassen. Der Stabilitätsindex steigt durch den Hinterradlenkwinkel von $\delta_h = 2^\circ$ gegen Ende des Manövers wieder auf ca. 12 an und befindet sich damit im Bereich des Ausgangswerts. Das passive Fahrzeug bleibt hingegen im instabilen Bereich.

In diesem Kapitel wurden mit der Adaptiven Steuerung und der prädiktiven Steuerung auf Basis der Phaseplane-Methode zwei neue Ansätze zur Ansteuerung einer Hinterradlenkung vorgestellt. Die Adaptive Steuerung zeigt durch die Verwendung der erweiterten Schräglaufsteifigkeiten c_{sv}^* und c_{sh}^* des Adaptiven Einspurmodells sowohl simulativ als auch im Fahrversuch eine hohe Anpassungsfähigkeit an unbekannte und veränderliche Fahrzeug- und Umgebungsparameter. Dadurch kann eine Steuerung mit stationärer Genauigkeit und gutem Führungsverhalten erreicht werden. Auf Grund der systemimmanenten Stabilität einer Steuerung wird so der Zielkonflikt zwischen Stabilität und Güte der Ansteuerung aufgelöst. Die Adaptive Steuerung erlaubt eine Beeinflussung des niederdynamischen Komfortbereichs sowie auch des hochdynamischen Grenzbereichs.

Die prädiktive Steuerung auf Basis der Phaseplane-Methode stellt hingegen eine Stabilitätssteuerung dar und zielt auf Eingriffe im instabilen Fahrbereich ab. Zur Ver-

änderung des Grundfahrverhaltens muss diese Ansteuerung mit Methoden aus der Literatur (vgl. Kapitel 2.2.2 und Kapitel 2.2.3) oder der Adaptiven Steuerung kombiniert werden. Die Funktionsfähigkeit der Phaseplane-Methode konnte experimentell nachgewiesen werden. Allerdings werden dazu detaillierte Kenntnisse von Fahrzeugkomponenten (Achssysteme, Reifen, aktive Fahrwerkssysteme, etc.) und Umgebungsbedingungen (Witterung, Reibwert, etc.) vorausgesetzt und hohe Anforderungen an Rechenzeit und Speicherplatzbedarf gestellt.

Das Potential der Adaptiven Steuerung wird daher hinsichtlich einer Serienumsetzbarkeit höher eingestuft.

6 Definition des Sollfahrverhaltens

Nachdem in Kapitel 4 Methoden zur Fahrzustandsbeobachtung und in Kapitel 5 Ansätze zur Ansteuerung einer Hinterradlenkung aufgezeigt wurden, wird in diesem Kapitel die Sollwertvorgabe behandelt. Die Sollwertvorgabe definiert ein Wunschfahrverhalten und ermöglicht so die Applikation eines aktiven Fahrwerkssystems wie der Hinterradlenkung. Auf Grund der engen Kopplung zwischen Sollverhalten und Stellgröße muss nach Burgio [21] das Sollverhalten so gewählt werden, dass die Fahrstabilität unter allen Umständen gewährleistet bleibt. Damit ergibt sich für die Definition des Sollverhaltens ein Abstimmungszielkonflikt zwischen Hoch- und Niedrigreibwert. Eine Abstimmung des Sollverhaltens auf Hochreibwert gefährdet auf Niedrigreibwert die Fahrstabilität, wohingegen eine Abstimmung auf Niedrigreibwert auf Hochreibwert zu einem unzureichenden Fahrverhalten führt. Das Potential des aktiven Systems kann so nicht vollständig ausgeschöpft werden. Shin und Chen [101] äußern daher den Wunsch nach dynamischen Parametern, die bei einer Veränderung der Fahrzeugumgebungsbedingungen zu einer Anpassung des Sollverhaltens führen. Gräber [41] schlägt zudem vor, das Fahrverhalten des Fahrzeugs bei der Berechnung der Sollwertvorgabe zu berücksichtigen. Im ESP erfolgt die Berechnung der Sollwertvorgabe nach Isermann [57] entsprechend Bild 6.1.

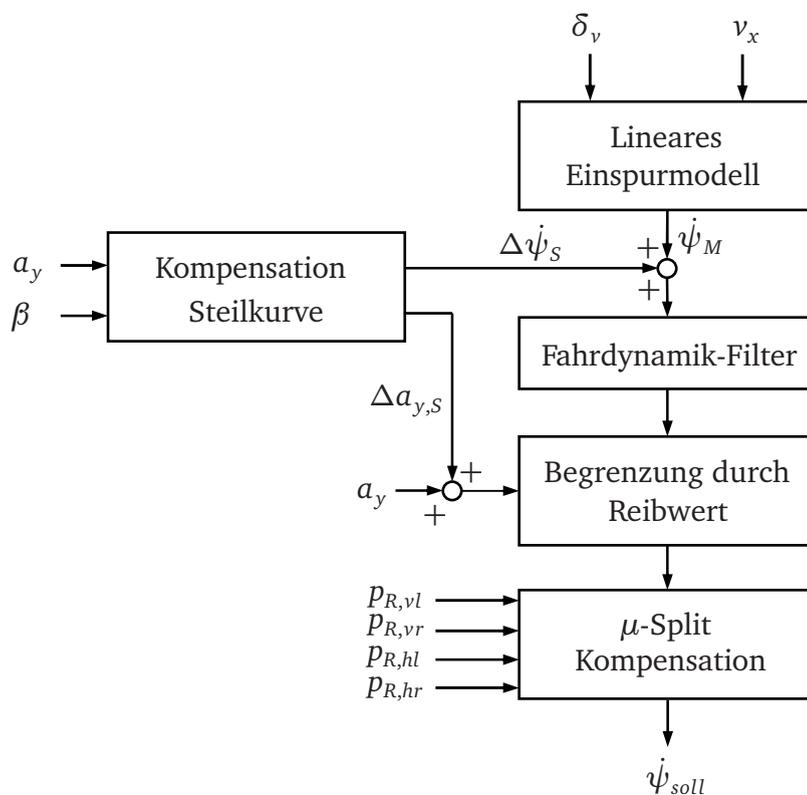


Bild 6.1: Bestimmung der Sollwertvorgabe im ESP nach Isermann [57]

Das ESP verwendet als Regelgröße die Gierrate. Die Gierrate wird zunächst über ein erweitertes, lineares Einspurmodell aus Lenkwinkel δ_v und Geschwindigkeit v_x berechnet. Zur Vermeidung von Fehlanregelungen in Steilkurven erfolgt anschließend eine Steilkurvenkompensation. Dabei wird durch einen kurzzeitigen Bremsdruckaufbau zwischen Steilkurve und Schleudern unterschieden. Die Gierrate wird über den Reibwert begrenzt, wodurch im nichtlinearen Fahrbereich eine überhöhte Sollwertvorgabe verhindert wird. Die μ -Split Kompensation sorgt für eine Anpassung der Sollgierrate und ermöglicht so auch in μ -Split Situationen kurze Bremswege.

Im Gegensatz zum ESP erfolgt bei der Hinterradlenkung ein Eingriff nicht ab einer bestimmten Regelschwelle, sondern kontinuierlich in Abhängigkeit von der Sollwertvorgabe. Damit besteht vor allem beim Anlenken auf Niedrigreibwert die Gefahr einer Beeinträchtigung der Fahrstabilität durch eine überhöhte Sollwertvorgabe. Um unter Beibehaltung der Fahrstabilität dennoch eine hohe Potentialausnutzung des aktiven Systems zu erreichen, erfolgt die Sollwertvorgabe der Hinterradlenkung auf Basis folgender Überlegungen:

Zur Definition des Sollverhaltens wird in Anlehnung an das ESP ein lineares Einspurmodell verwendet. Durch die Einschränkung, dass über eine Hinterradlenkung nur eine Zustandsgröße gezielt verändert werden kann, wird die Sollwertvorgabe über das modifizierte Einspurmodell aus Gl. 4.59

$$\ddot{\psi} = \frac{c_{sv}c_{sh}v(l_v + l_h)}{\theta v(c_{sv} + c_{sh})} \cdot \delta_v - \frac{c_{sv}c_{sh}v(l_v + l_h)}{\theta v(c_{sv} + c_{sh})} \cdot \delta_h$$

[Gl. 6.1]

$$- \frac{c_{sv}c_{sh}(l_v + l_h)^2}{\theta v(c_{sv} + c_{sh})} \cdot \dot{\psi} + \frac{mv(c_{sv}l_v - c_{sh}l_h)}{\theta v(c_{sv} + c_{sh})} \cdot a_y$$

realisiert. Dieses ermöglicht die Berechnung einer Sollgierbeschleunigung und einer Sollgierrate in Abhängigkeit der Lenkwinkel δ_v , δ_h , der Geschwindigkeit v , der Querbeschleunigung a_y und der Einspurmodellparameter c_{sv} , c_{sh} , m , θ , l_v , l_h . Wird das Solleinspurmodell mit den Parametern des Realfahrzeugs bedatet, erfolgt nur in Über- oder Untersteuersituationen und im nichtlinearen Fahrbereich ein Eingriff der Hinterradlenkung. Soll darüber hinaus auch das stationäre Fahrverhalten verändert werden, erfordert dies eine vom Realfahrzeug abweichende Bedatung des Solleinspurmodells. Dies kann zum Beispiel über eine Skalierung der Eingangsgrößen des Einspurmodells oder durch eine Veränderung der Einspurmodellparameter realisiert werden. Dem Realfahrzeug kann dadurch das Verhalten des Solleinspurmodells aufgeprägt werden. Der Einfluss einer Skalierung von Geschwindigkeit, Masse und Trägheit um $\pm 20\%$ im Solleinspurmodell wird in Bild 6.2 anhand eines Lenkwinkelsprungmanövers veranschaulicht.

Durch eine Manipulation der Geschwindigkeit v mit dem Skalierungsfaktor k_v kann die Gierverstärkungskennlinie des Fahrzeugs nach oben oder unten korrigiert werden.

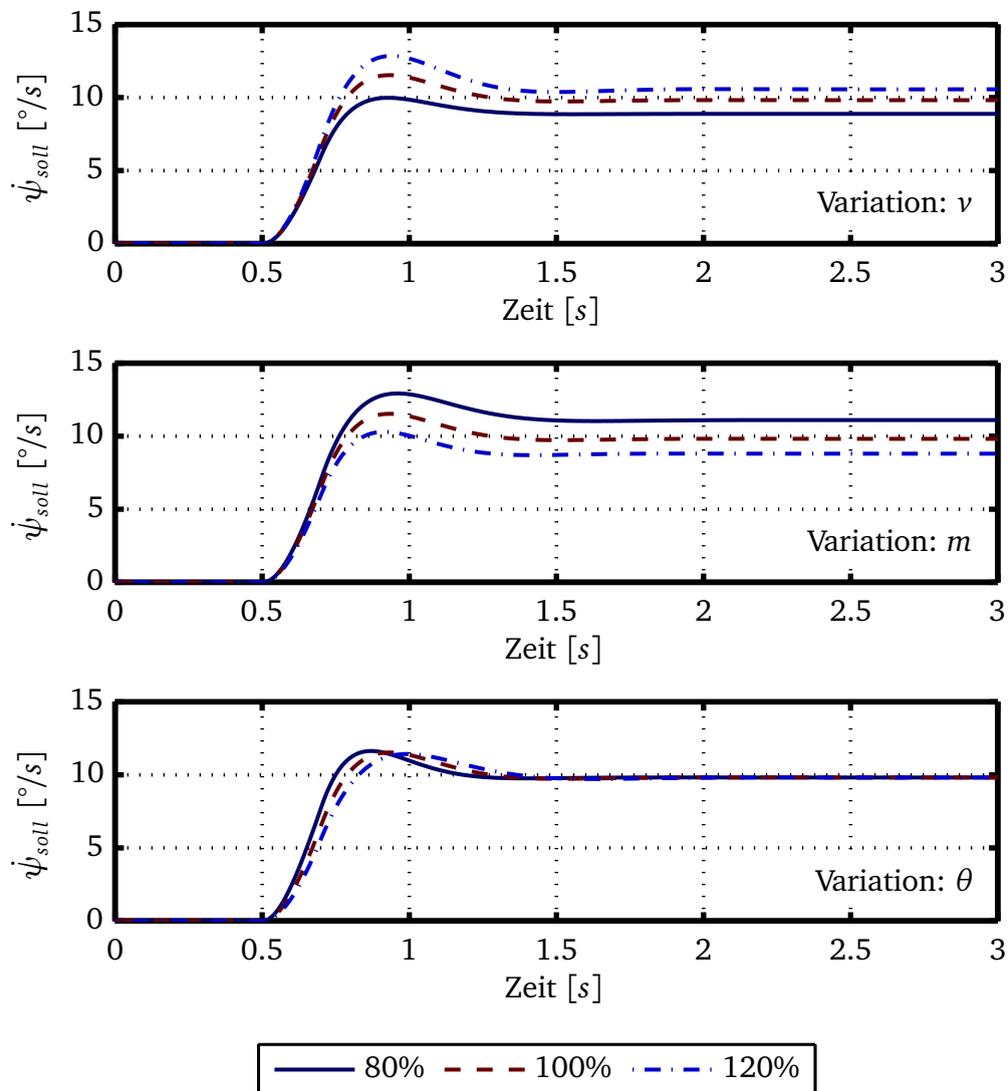


Bild 6.2: Sollwertvorgabe bei einem Lenkwinkelsprung und einer Variation der Einspurmodellparameter Geschwindigkeit, Masse und Trägheit um $\pm 20\%$

Die entsprechende Sollgierrate zeigt nach Bild 6.2 sowohl eine Veränderung des Überschwingverhaltens als auch eine abweichende, stationäre Gierverstärkung. Die Sollgierrate beschreibt weiterhin das Verhalten eines passiven Fahrzeugs. Eine Skalierung der Geschwindigkeit v ist vor allem für eine Veränderung der Fahrzeuggrundcharakteristik geeignet. Eine alleinige Anpassung der stationären Gierverstärkung ist nach Bild 6.2 mit der Fahrzeugmasse m möglich. Das Angier- und Überschwingverhalten bleibt unverändert. Die Fahrzeugmasse m beschreibt damit einen Applikationsparameter zur Beeinflussung des stationären Gierverhaltens. Im Gegensatz zur Fahrzeugmasse m beeinflusst die Trägheit θ nur das Angierverhalten. Das stationäre Gierverhalten wird nicht verändert. Alle Parameter können auch als Kennfeld über z.B. der Geschwindigkeit ausgeführt werden. Die überlagerte Manipulation der drei Parame-

ter Geschwindigkeit, Masse und Trägheit erlaubt so eine gezielte Beeinflussung des Fahrverhaltens.

Neben den genannten Parametern besitzen auch die Schräglaufsteifigkeiten c_{sv} und c_{sh} einen hohen Einfluss auf das Sollwertverhalten. Die Schräglaufsteifigkeiten können konstant gehalten oder über die Schräglaufsteifigkeitsschätzung des Adaptiven Einspurmodells aus Kapitel 4.2 verändert werden. Durch eine konstante Wahl der Schräglaufsteifigkeiten erfolgt die Sollwertberechnung unabhängig von Fahrsituation und Umgebungsbedingungen. Eine Anpassung der Sollwertvorgabe bei Veränderung von Reifen, Reibwert oder Fahrbahn findet damit nicht statt. Dies ist für Stabilitätsregelsysteme wie dem ESP ausreichend, da bei diesen Systemen der Eingriff nicht in Abhängigkeit von Reifen, Reibwert und Fahrbahn mit dem Ziel einer exakten Sollwertfolge, sondern durch eine bestimmte Nichtlinearität des Fahrverhaltens erfolgt. Unterhalb dieser Eingriffsschwellen wird das Fahrverhalten durch das ESP nicht beeinflusst. Bei der Ansteuerung einer Hinterradlenkung wird hingegen auch unterhalb dieser Eingriffsschwellen das Fahrverhalten verändert. Das Einstellen eines auf Hochreibwert agilen Fahrverhaltens führt auf Niedrigreibwert zu einer Gefährdung der Fahrstabilität. Der Zielkonflikt zwischen Fahrzeugagilität auf Hochreibwert und Fahrzeugstabilität auf Niedrigreibwert kann folglich nur über einen Kompromiss in der Applikation entschärft werden. Dies bedingt meist kleine Stelleingriffe und als Konsequenz ergibt sich eine geringe Erlebbarkeit des aktiven Systems.

Eine konstante Wahl der Schräglaufsteifigkeiten in der Sollwertvorgabe kann darüber hinaus zu einer situationsabhängigen Verschlechterung des Fahrverhaltens führen. In Bild 6.3 ist eine Übersteuersituation bei gleich- und gegensinnigem Lenkeinschlag am Beispiel eines Einspurmodells dargestellt.

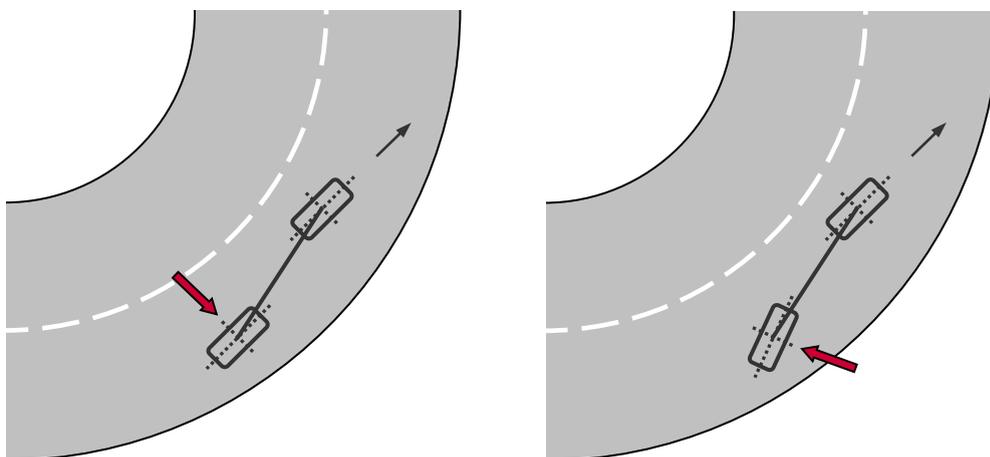


Bild 6.3: Gleich- und gegensinniges Lenken in einer Übersteuersituation

Wird zur Reduzierung der Istgierrate ein gleichsinniger Lenkeinschlag erzeugt, erhöht dieser die virtuelle Lenkübersetzung und verringert dadurch die Wirksamkeit eines

Gegenlenkmanövers des Fahrers. Ein gleichsinniger Lenkeinschlag verursacht zudem ein seitliches Ausschwenken des Fahrzeughecks. Dadurch steigt der Platzbedarf und eine Stabilisierung des Fahrzeugs vor Verlassen der Fahrbahn wird weiter erschwert. Erfolgt eine Sollwertvorgabe mit den geschätzten Schräglaufsteifigkeiten des Adaptiven Einspurmodells, ergibt sich eine automatische Anpassung des Sollwertverlaufs. In einer Übersteuersituation findet eine starke Erhöhung des hinteren Schräglaufwinkels bei nahezu gleichbleibender Seitenkraftabstützung statt. Das Adaptive Einspurmodell reduziert daraufhin die hintere Schräglaufsteifigkeit c_{sh}^* . In der Sollwertvorgabe führt dies zu einem starken Anstieg der Sollgierrate und damit zu einem gegensinnigen Lenkeinschlag. Der gegensinnige Lenkeinschlag bewirkt eine virtuelle Reduzierung der Lenkübersetzung und verstärkt das Gegenlenkmanöver des Fahrers. Während des Gegenlenkmanövers wird der Schräglaufwinkel und die Seitenkraft an der Hinterachse dynamisch erhöht, wodurch das Fahrzeugheck schneller in die Ruhelage zurückschwenkt. Reduziert der Fahrer den Lenkwinkel des Gegenlenkmanövers, fällt die Sollgierrate unter die Istgierrate zurück und der Hinterradlenkwinkel wechselt das Vorzeichen auf gleichsinniges Lenken. Dadurch wird die Schwimmwinkelgeschwindigkeit verringert und einem möglichen Gegenschlag frühzeitig entgegengewirkt. Das Zusammenspiel von Sollwertvorgabe, Adaptivem Einspurmodell und Adaptiver Steuerung ist in Bild 6.4 dargestellt.

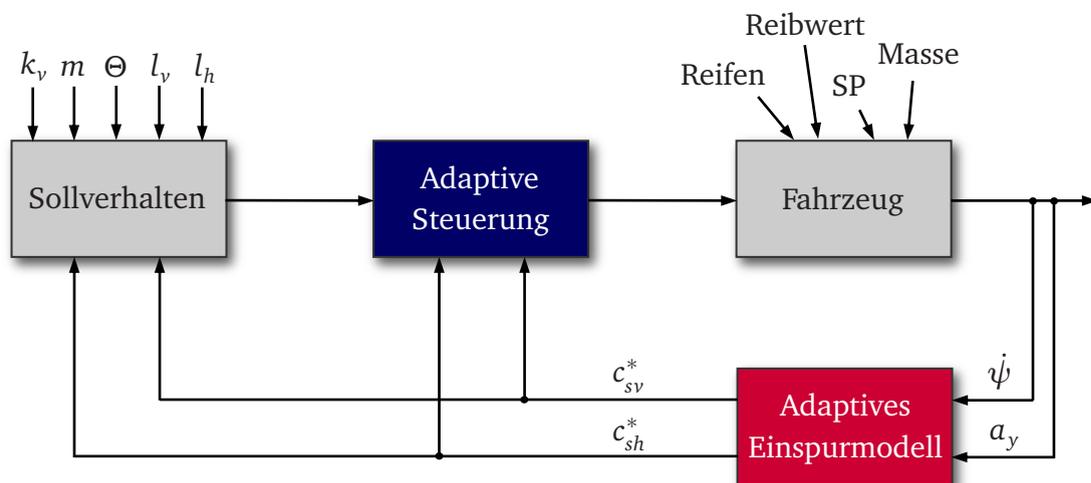


Bild 6.4: Sollwertvorgabe mit adaptiven Schräglaufsteifigkeiten, Adaptivem Einspurmodell und Adaptiver Steuerung

Neben der Übersteuersituation bietet eine Sollwertvorgabe auf Basis der geschätzten Schräglaufsteifigkeiten auch hinsichtlich des Abstimmungszielkonflikts zwischen Hoch- und Niedrigreibwert Vorteile. Befindet sich ein Fahrzeug z.B. auf Niedrigreibwert, reduziert das Adaptive Einspurmodell die geschätzten Schräglaufsteifigkeiten c_{sv}^* , c_{sh}^* . Im Solleinspurmodell führt dies zu einer Absenkung der Sollgierrate. Beim Anlenken des Fahrzeugs wird eine niedrigere Sollgierrate vorgegeben und die Fahrzeugstabilität dadurch nicht gefährdet. Auf Grund der kurzen Anpassungszeiten des

Adaptiven Einspurmodells können auch Reibwertsprünge berücksichtigt werden. Ändert sich der Fahrbahnbelag von Niedrig- auf Hochreibwert, werden die Schräglaufsteifigkeiten und damit auch die Sollgierrate instantan angehoben. Durch eine Anpassung der Sollwertvorgabe wird folglich eine hohe Potentialausnutzung der Hinterradlenkung ohne Beeinträchtigung der Fahrstabilität ermöglicht.

Durch die laufende Anpassung der Sollwertvorgabe besteht jedoch die Gefahr eines indifferenten und stark varianten Fahrverhaltens. Für den Fahrer kann dadurch das Einschätzen der Fahrzeugreaktion auf eine Lenkwinkleingabe und das Anlenken von Kurven erschwert werden. Daher wurde eine Subjektivbewertung des Fahrverhaltens für eine Sollwertvorgabe mit variablen Schräglaufsteifigkeiten durchgeführt. Ein Abstimmungsingenieur der AUDI AG hat das Fahrverhalten des Technikträgers hinsichtlich 12 querdynamisch relevanter Kriterien bewertet.

Untersucht wurden drei Fahrmodi: Passiv, Komfort und Sport. Im Passiv-Modus wird die Hinterradlenkung deaktiviert und das Fahrverhalten ohne Hinterradlenkung bewertet. Für den Komfort-Modus erfolgt eine Sollwertvorgabe mit variablen Schräglaufsteifigkeiten und einer geschwindigkeitsabhängigen Skalierung der Fahrgeschwindigkeit (vgl. Bild 6.2). Der Sport-Modus ist bei gleicher Struktur deutlich dynamischer abgestimmt und zeigt im Vergleich zum Komfort-Modus ein direkteres Ansprechverhalten und eine höhere, stationäre Gierverstärkung. Für die Subjektivbewertung werden in Anlehnung an Heissing und Brandl [49] folgende Kriterien verwendet:

- Agilität beim Lenken
Beschreibt die Spontanität, mit der Lenkbewegungen bei höheren Geschwindigkeiten umgesetzt werden.
- Handlichkeit
Beschreibt die Spontanität, mit der Lenkbewegungen bei niedrigeren Geschwindigkeiten umgesetzt werden.
- Lenkpräzision
Beschreibt Kursabweichungen und notwendige Lenkkorrekturen bei z.B. schneller Kurvenfahrt. Wird auch als Zielgenauigkeit bezeichnet.
- Ansprechverhalten
Beschreibt die Fahrzeugreaktion auf kleine Lenkwinkel (Kurshaltung).
- Anlenkverhalten
Beschreibt die Fahrzeugreaktion bei schnellem Anlenken aus der Mitte.
- Einlenkverhalten
Beschreibt die Fahrzeugreaktion beim Einlenken in die Kurve. Es werden unterschiedliche Fahr- und Lenkgeschwindigkeiten untersucht.
- Nachlenkverhalten
Beschreibt Nachlenkeffekte bei Kurvenfahrt und Lenkbewegungen.
- Eigenlenkverhalten
Beschreibt die Über- oder Untersteuertendenz eines Fahrzeugs im Normal- und Grenzbereich.

- Lastwechselverhalten
Beschreibt die Fahrzeugreaktion beim Übergang in den Schubtrieb bei Kurvenfahrt und mittlerer bis höherer Querbewegung.
- Spurwechselverhalten
Beschreibt die Stabilität und die Fahrzeugreaktion bei Ausweichmanövern.
- Lenk-/Bremsverhalten
Beschreibt die Fahrzeugreaktion bei gebremstem Einlenken in eine Kurve.
- Bremsverhalten in der Kurve
Beschreibt die Fahrzeugreaktion bei Bremsmanövern aus stationären Kurvenfahrten (Kurvenbremsen).

Diese Fahreigenschaften werden mit der in der Fahrzeugindustrie üblichen 10er-Skala [49] bewertet. Die Ergebnisse sind in Bild 6.5 zusammengefasst.

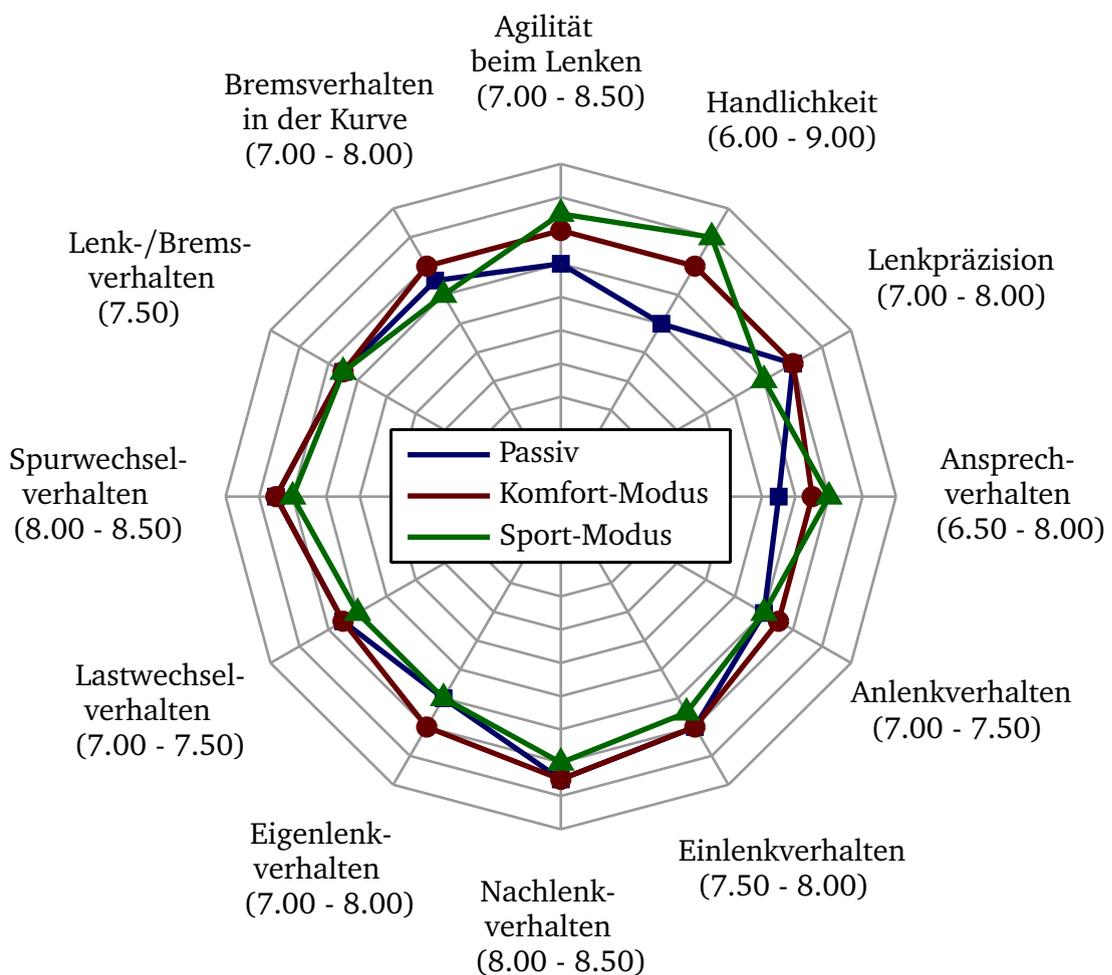


Bild 6.5: Subjektivbewertung des Fahrverhaltens

Es zeigt sich, dass durch die Hinterradlenkung mit der gewählten Abstimmung vorrangig die Fahrzeugeigenschaften Agilität, Handlichkeit und Ansprechverhalten beeinflusst werden. Am besten wird in diesen Kriterien der Sport-Modus bewertet. Die hohe Agilität im Sport-Modus führt allerdings zu einer Abwertung der Lenkpräzision, des Einlenkverhaltens, des Nachlenkverhaltens und des Lastwechsel-, Spurwechsel- und Bremsverhaltens in der Kurve. Das Fahrverhalten wird dort als „zu instabil“, „zu übersteuernd“, „zu giftig“ und „zu nervös“ bezeichnet. Der Komfort-Modus hingegen zeigt ein deutlich ausgeglicheneres Fahrverhalten. Die Eigenschaften Agilität, Handlichkeit und Ansprechverhalten werden im Vergleich zum Sport-Modus zwar leicht abgewertet, liegen aber dennoch 1 - 2 Notenstufen über den Bewertungen des passiven Fahrzeugs. Im Komfort-Modus wird zudem das Anlenk-, Eigenlenk- und Bremsverhalten in der Kurve verbessert. Im Gegensatz zum Sport-Modus findet dabei keine Verschlechterung anderer Fahrzeugeigenschaften statt.

Anhand dieser Subjektivbeurteilung und weiteren Fahrversuchen mit Ingenieuren aus den Entwicklungsabteilungen Lenkung, ESP und Abstimmung der AUDI AG konnte kein negativer Zusammenhang zwischen Subjektivbeurteilung und Anpassung der Sollwertvorgabe festgestellt werden. Das Fahrverhalten wird durch die Veränderung der Sollwerte hingegen oft als „spontaner“, „direkter angebunden“ und „besser kontrollierbar“ bezeichnet.

Die Subjektivbewertungen des Fahrverhaltens zeigen trotz einer konzeptionell gleichen Ansteuerstrategie im Komfort- und im Sport-Modus erhebliche Unterschiede. Dies macht deutlich, wie wichtig auch bei adaptiven Ansteuerstrategien die Applikation ist. Eine Online-Adaption wird daher die Applikation nicht ersetzen, sondern diese um situative Veränderungen der Fahrzeugumgebungsbedingungen ergänzen. Damit wird eine kompromissfreiere Applikation und folglich eine höhere Erlebbarkeit des aktiven Systems ermöglicht.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Im Stand der Technik werden durch einen Top-Down Ansatz grundlegende Eigenschaften von Steuerungen und Regelungen erarbeitet. Steuerungen zeichnen sich durch eine direkte Reaktion auf Führungsgrößen und eine systemimmanente Stabilität aus. Regelungen hingegen ermöglichen ein selbstständiges Ausregeln von Störgrößen und die Umsetzung eines Sollverhaltens unter nicht modellierten Randbedingungen. Diese allgemeinen Eigenschaften werden zunächst bezüglich der Ansteuerung einer Hinterradlenkung konkretisiert. Dabei ergibt sich aus der hohen Empfindlichkeit des Menschen auf ein Nacheilen der Hinterradlenkung, dem Wunsch nach einer exakten Umsetzung des Sollfahrverhaltens und der Forderung nach einer in allen Fahrsituationen stabilen Ansteuerung ein Zielkonflikt. Im Stand der Technik wird dieser Zielkonflikt nicht gelöst. Steuerungen weisen auf Grund einer eingeschränkten Modellgültigkeit nur im Linearbereich oder in bestimmten Fahrsituationen stationäre Genauigkeit auf und ermöglichen damit auch nur in diesen Situationen eine exakte Umsetzung des Sollfahrverhaltens. Bekannte Regelstrategien wie MPC, IMC oder Adaptive Regler zeigen hier ein deutlich verbessertes Führungsverhalten. Werte für schnelles Ansprechverhalten und Robustheit werden dann jedoch reduziert.

Im Rahmen dieser Arbeit wird daher mit dem Adaptiven Einspurmodell ein neuer Ansatz verfolgt. Das Adaptive Einspurmodell basiert auf folgendem Gedanken: Existiert zu jedem Zeitpunkt ein genaues Modell des Fahrverhaltens, erfüllt eine Modellfolgesteuerung alle Anforderungen an die Ansteuerung einer Hinterradlenkung. Die Herausforderung besteht somit in einer genauen Abbildung des Fahrverhaltens durch ein Modell und die Kenntnis der dazu gehörigen Fahrzeugparameter (Masse, Reifen, etc.) und Einflussgrößen (Witterung, Reibwert, etc.). Diese sind in einem Serienfahrzeug nicht bekannt. Eine Schätzung aller unbekannt Parameter ist auf Grund der großen Anzahl und der Abhängigkeiten zwischen den Parametern nicht möglich.

Mit dem Adaptiven Einspurmodell werden daher alle unbekannt Parameter zusammengefasst und so die Zahl der zu schätzenden Parameter stark reduziert. Auf Grund des hohen Durchgriffs der Schräglaufsteifigkeiten auf die Zustandsgrößen Gierrate und Schwimmwinkel eignen sich diese besonders für eine Adaption. Ein echtzeitfähiges Kalman-Filter vergleicht hierfür während der Fahrt laufend gemessene und geschätzte Werte für Gierrate und Querbeschleunigung. Weichen gemessene und geschätzte Werte von einander ab, führt dies instantan zu einer Anpassung der Schräglaufsteifigkeiten. Die Definition der Schräglaufsteifigkeiten wird dazu gegenüber dem Stand der Technik erstmals erweitert. Mit der neuen Interpretation der Schräglaufsteifigkeiten wird nun nicht nur der Linearbereich des Reifens beschrieben, sondern die Schräglaufsteifigkeit zur Abbildung des gesamten Fahrverhaltens verwendet. Damit können über die Schräglaufsteifigkeit auch Änderungen von Masse, Trägheit, Beladung, Schwerpunktlage, Trassierung, Reibwert, Vorspur, Sturz, Kinematik und Elastokinematik erfasst werden. Auf dieser Grundlage wird ein Kalman-Filter implemen-

tiert, das über alle Fahrsituationen robust und ausreichend schnell eine Anpassung der Schräglaufsteifigkeiten vornehmen kann. Diese Anforderungen an Stabilität und Dynamik eines Kalman-Filters konnten im Stand der Technik nicht erreicht werden. Daher wird ein Vergleich von Kalman-Filter Varianten durchgeführt und ihre Eignung zur Schräglaufsteifigkeitsschätzung bewertet. Die Funktionsfähigkeit des Adaptiven Einspurmodells wird auch in anspruchsvollen Situationen wie einer Steilkurvendurchfahrt und einer Handlingfahrt im Grenzbereich nachgewiesen.

Die Phaseplane-Methode verwendet zur Abbildung des Fahrverhaltens kein Modell, sondern Phaseplanes. Diese werden durch Vorabsimulationen erstellt und in Form einer Datenbank gespeichert. Gegenüber dem Stand der Technik wird diese Methode nicht nur zur Analyse der Fahrstabilität eingesetzt, sondern erstmals für die direkte Berechnung eines Hinterradlenkwinkels verwendet. Dazu werden in einem neuen Ansatz unterschiedliche Phaseplanes verglichen und der Einfluss diverser Hinterradlenkwinkel auf das Fahrverhalten prädictiert. Dies erlaubt fahrsituationsabhängig, eine optimale Auswahl eines Hinterradlenkwinkels. Der dazu notwendige Rechenaufwand wird auf Grund begrenzter Rechenkapazität im Fahrzeug in eine Offline-Simulation verlagert. Während der Fahrt werden zur Senkung des Rechenbedarfs nur hinterlegte Daten ausgewertet. Der neue Ansatz zur Steuerung der Hinterradlenkung mit Hilfe der Phaseplane-Methode kann zu jedem Zeitpunkt unter Berücksichtigung verschiedener Hinterradlenkwinkel das künftige Fahrverhalten berechnen. Durch die Einführung einer Kostenfunktion ist es zudem möglich, neben der Fahrzeugstabilität auch den Fahrerwunsch zu berücksichtigen und damit eine Möglichkeit zur Applikation der Phaseplane-Methode bereitzustellen.

Die Sollwertvorgabe dient der Definition eines Sollfahrverhaltens und wird üblicherweise durch eine Applikation parametrisiert. Veränderungen von Fahrzeugparameter (z.B. Reifen) oder wechselnde Randbedingungen (z.B. Reibwert Reifen-Fahrbahn) bedingen eine Kompromissabstimmung und führen zu einem Zielkonflikt zwischen Agilität und Stabilität. So führt ein auf Hochreibwert abgestimmtes aktives System auf Niedrigreibwert häufig zur Fahrzeuginstabilität, ein auf Niedrigreibwert abgestimmtes System erfüllt auf Hochreibwert nicht die Erwartungen hinsichtlich Agilität und Ansprechverhalten. Mit Hilfe der Adaptiven Schräglaufsteifigkeiten können nun erstmals veränderliche Fahrzeugparameter und äußere Einflussfaktoren erfasst und die Sollwertvorgabe entsprechend angepasst werden. Diese neue Art der Sollwertvorgabe ermöglicht eine agile Applikation des Sollfahrverhaltens, ohne die Fahrzeugstabilität zu gefährden. Eine Subjektivbeurteilung konnte die Befürchtung eines indifferenten Fahrverhaltens widerlegen und eine deutliche Verbesserung der Fahreigenschaften zeigen.

In Bezug auf das Adaptive Einspurmodell bleibt als zukünftige Aufgabe, die Robustheit des Ansatzes in einem Flottenversuch unter realistischen Bedingungen zu erproben. Zur Bewertung des Ansatzes hinsichtlich einer Serienumsetzbarkeit ist eine systematische Sensitivitätsanalyse zur Beurteilung der Softwaresicherheit und eine Ana-

lyse der funktionalen Sicherheit erforderlich. Nachdem der Fokus dieser Arbeit auf einer detaillierten Abbildung des Fahrverhaltens zur Ansteuerung eines aktiven Fahrwerkssystems liegt, wird das Potential einer Parameteradaption anhand eines einfachen Einspurmodells gezeigt. In einer Weiterentwicklung könnten komplexere Ein- und Zweispurmodelle mit Berücksichtigung der Achskinematik und -elastokinematik verwendet werden und damit ein Zusammenhang zwischen dem Fahrverhalten und den einzelnen Einflussfaktoren wie Reibwert, Reifen, Fahrzeugmasse, etc. hergestellt werden. Diese Informationen werden für die Ansteuerung eines aktiven Fahrwerkssystems nicht benötigt, könnten anderen Systemen im Fahrzeug aber als Eingangsgröße dienen und deren Zustandserkennung verbessern.

Literaturverzeichnis

- [1] ACKERMANN, J. ; GULDNER, J. ; SIENEL, W. ; STEINHAUSER, R. ; UTKIN, I. V.: Linear and nonlinear controller design for robust automatic steering: Control Systems Technology, IEEE Transactions on. In: *Control Systems Technology, IEEE Transactions on* 3 (1995), Nr. 1, S. 132–143. – ISSN 1063–6536
- [2] ACKERMANN, J. ; SIENEL, W.: Robust yaw damping of cars with front and rear wheel steering: Control Systems Technology, IEEE Transactions on. In: *Control Systems Technology, IEEE Transactions on* 1 (1993), Nr. 1, S. 15–20. – ISSN 1063–6536
- [3] AHRING, E.: *Entlastung des Fahrers durch Allradlenkung*. Braunschweig, 1992 (VIII. Iff-Tagung)
- [4] AHRING, E.: *Fahrerorientierte Auslegung einer Allradlenkung*. Braunschweig, Technische Universität Braunschweig, Diss., 1994
- [5] Schutzrecht DE102008032763A1 (05.02.2009). ANGERINGER, U. ; RAMUSCH, F. (Erfinder).
- [6] Schutzrecht DE102006016767A1 (18.10.2007). ARNDT, C. ; LAKEHAL-AYAT, M. ; KARIDAS, J. (Erfinder).
- [7] Schutzrecht DE10247991A1 (29.04.2004). ARNDT, Dietmar (Erfinder).
- [8] Schutzrecht DE19509859B4 (19.10.1995). ASANUMA, N. ; WAKAMATSU, K. ; MANABU, W. (Erfinder).
- [9] BAFFET, G. ; CHARARA, A. ; LECHNER, D. ; THOMAS, D.: Experimental evaluation of observers for tire road forces, sideslip angle and wheel cornering stiffness. In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 46 (2008), Nr. 6, 501-520. <http://www.informaworld.com/10.1080/00423110701493963>. – ISSN 0042–3114
- [10] BAFFET, Guillaume ; CHARARA, Ali ; LECHNER, Daniel: Estimation of vehicle sideslip, tire force and wheel cornering stiffness. In: *Control Engineering Practice* 17 (2009), Nr. 11, S. 1255–1264. – ISSN 0967–0661
- [11] BALESTRINO, A. ; MARIA, G. ; SCIAVICCO, L.: Hyperstable adaptive model following control of nonlinear plants. In: *Systems & Control Letters* 1 (1982), Nr. 4, 232-236. <http://www.sciencedirect.com/science/article/B6V4X-4FTGD72-3/2/35317a0a56c318e1fc55b16c75faa9e8>. – ISSN 0167–6911

- [12] BEIKER, Sven: *Verbesserungsmöglichkeiten des Fahrverhaltens von PKW durch zusammenwirkende Regelsysteme*. Braunschweig, Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, Diss., Januar 1999
- [13] BERKEFELD, V.: *Theoretische Untersuchungen zur Vierradlenkung - Stabilität und Manövrierbarkeit*. 1994
- [14] Schutzrecht DE102007053256B3 (09.07.2009). BIAN, N. ; GAMULESCU, C. ; HAAS, T. ; KRETSCHMANN, M. (Erfinder).
- [15] BÖHM, F.: *Zur Mechanik des Luftreifens: Habilitationsschrift*. Stuttgart, 1966
- [16] BÖRNER, Marcus: *Adaptive Querdynamikmodelle für Personenkraftfahrzeuge - Fahrzustandserkennung und Sensorfehlertoleranz*. Darmstadt, Technische Universität Darmstadt, Diss., 2004
- [17] BOSSDORF-ZIMMER, B. ; FRÖMMING, L. ; HENZE, R. ; KÜCÜKAY, F.: Echtzeitfähige Reibwert- und Fahrzustandsschätzung. In: *15. Aachener Kolloquium für Fahrzeug- und Motorentechnik*, 2006, S. 655–678
- [18] BOYD, S. ; EL GHAOU, L. ; FERON, E. ; BALAKRISHNAN, V.: *Linear matrix inequalities in system and control theory*. <http://www.gbv.de/dms/ilmenau/toc/152110879.PDF>/<http://www.zentralblatt-math.org/zmath/en/search/?an=0816.93004>. Version: 1994 (SIAM studies in applied mathematics)
- [19] Schutzrecht DE19544691B4 (05.08.2004). BRACHERT, Jost (Erfinder).
- [20] BRAESS, Hans-Hermann ; SEIFFERT, Ulrich ; BRAESS-SEIFFERT: *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. http://deposit.d-nb.de/cgi-bin/dokserv?id=2999170&prov=M&dok_var=1&dok_ext=htm/<http://www.gbv.de/dms/ilmenau/toc/543327051.PDF>. Version: 5., überarb. und erw. Aufl., 2007 (ATZ/MTZ-Fachbuch)
- [21] Schutzrecht EP1892175B1 (08.04.2009). BURGIO, Gilberto (Erfinder).
- [22] CANALE, M. ; FAGIANO, L.: A robust IMC approach for stability control of 4WS vehicles: American Control Conference, 2007. ACC '07. In: *American Control Conference, 2007. ACC '07 DOI - 10.1109/ACC.2007.4282262* (2007), 2283–2288. doi:10.1109/ACC.2007.4282262. – ISSN 0743–1619
- [23] CANALE, M. ; FAGIANO, L.: Stability Control of 4WS vehicles using robust IMC techniques. In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 46 (2008), Nr. 11, S. 991–1011. – ISSN 0042–3114
- [24] CANALE, M. ; FAGIANO, L.: Comparing rear wheel steering and rear active differential approaches to vehicle yaw control. In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 48 (2010), Nr. 10, S. 529–546. – ISSN 0042–3114

- [25] CHUMSAMUTR, R. ; FUJIOKA, T. ; ABE, M.: Sensitivity analysis of side-slip angle observer based on a tire model. In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 44 (2006), Nr. 7, S. 513–527. – ISSN 0042–3114
- [26] CHUNG, T. ; YI, K.: Design and Evaluation of Side Slip Angle-Based Vehicle Stability Control Scheme on a Virtual Test Track. In: *Transactions on Control Systems Technology, IEEE* 14 (März 2006), Nr. 2, S. 224–234
- [27] DAHLQUIST, Germund ; BJÖRCK, Åke ; ANDERSON, Ned (Hrsg.): *Numerical methods*. <http://www.loc.gov/catdir/description/dover031/2002072867.html>/<http://www.loc.gov/catdir/toc/dover031/2002072867.html>/<http://www.zentralblatt-math.org/zmath/en/search/?an=1029.65002/><http://www.gbv.de/dms/bowker/toc/9780486428079.pdf>. Version: 2003
- [28] DAISS, Armin: *Beobachtung fahrdynamischer Zustände und Verbesserung einer ABS- und Fahrdynamikregelung*. Düsseldorf, 1996 (Fortschritt-Berichte VDI-Reihe 12, Verkehrstechnik, Fahrzeugtechnik)
- [29] DIBBERN, Klaus: *Ermittlung eines Kennwertes für den ISO-Fahrspurwechsel in Versuch und Simulation*. Düsseldorf, 1992 (Fortschritt-Berichte VDI-Reihe 12, Verkehrstechnik, Fahrzeugtechnik)
- [30] DIERMEYER, Frank: *Methode zur Abstimmung von Fahrdynamikregelsystemen hinsichtlich Überschlagsicherheit und Agilität*. München, Technische Universität München, Diss., 2008
- [31] DING, N. ; TAHERI, S.: An adaptive integrated algorithm for active front steering and direct yaw moment control based on direct Lyapunov method. In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 48 (2010), Nr. 10, S. 1193–1213. – ISSN 0042–3114
- [32] DOUMIATI, M. ; VICTORINO, A. ; CHARARA, A. ; LECHNER, D.: Lateral load transfer and normal forces estimation for vehicle safety: experimental test. In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 47 (2009), Nr. 12, S. 1511–1533. – ISSN 0042–3114
- [33] DRIEDGER, G. ; BRINKORD, J. ; ROSE, L. ; STEFFENS, W. ; VDI (Hrsg.): *Konzept, Funktion und Erprobung einer hydraulischen Hinterradlenkung*. 1991 (VDI Berichte 916)
- [34] EINSLE, S.: *Analyse und Modellierung des Reifenübertragungsverhaltens bei transienten und extremen Fahrmanövern*. Dresden, Technische Universität Dresden, Diss., 31.05.2010

- [35] FARAJI, M. ; MAJD, V. ; SAFHAFI, B. ; SOJOODI, M.: An optimal pole-matching observer design for estimating tyre-road friction force. In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 48 (2010), Nr. 10, S. 1155–1166. – ISSN 0042–3114
- [36] Schutzrecht DE19623595A1 (18.12.1997). FENNEL, H. ; LATARNIK, M. (Erfinder).
- [37] FUJIWARA, Y. ; HAMAMOTO, K.: Robust control of 4WS actuator using LMI: Decision and Control, 1996., Proceedings of the 35th IEEE. In: *Decision and Control, 1996., Proceedings of the 35th IEEE DOI - 10.1109/CDC.1996.572827* 2 (1996), 1795-1796 vol.2. doi:10.1109/CDC.1996.572827
- [38] GERMANN, S. ; WÜRTEMBERGER, M. ; ISERMANN, R.: Modellgestützte Verfahren zur parameteradaptiven Regelung der Fahrzeuglängsdynamik. In: *Automatisierungstechnik* (1997), Nr. 2, S. 84–92
- [39] Schutzrecht DE102006009682A1 (06.09.2007). GÖBEL, Mirek (Erfinder).
- [40] GÖHRLE, Christoph: *Stabilitätsbetrachtung und Einregelung eines stabilen Fahrzustandes mittels Phaseplane-Methode: Unveröffentlichte Diplomarbeit.* München, Oktober 2010
- [41] Schutzrecht DE19547176 (04.07.1996). GRÄBER, Johannes (Erfinder).
- [42] Schutzrecht US6658342B1 (02.12.2003). HAC, B. A. (Erfinder).
- [43] HALANAY, A. ; IONITA, A. ; RASVAN, V.: Stability and manoeuvrability analysis of vehicle with four wheel steering system: Control Applications, 1994., Proceedings of the Third IEEE Conference on. In: *Control Applications, 1994., Proceedings of the Third IEEE Conference on DOI - 10.1109/CCA.1994.381415* (1994), 385-390 vol.1. doi:10.1109/CCA.1994.381415
- [44] HALFMANN, Christoph ; HOLZMANN, Henning: *Adaptive Modelle für die Kraftfahrzeugdynamik.* <http://www.gbv.de/dms/bsz/toc/bsz105910023inh.pdf>. Version: 2003 (Engineering online library)
- [45] HARTIKAINEN, J. ; SÄRKKÄ, S.: *Optimal filtering with Kalman filters and smoothers - a Manual for Matlab toolbox EKF/UKF.* Espoo, Finnland, 25.02.2008
- [46] HARTMANN, Bernd ; ECKERT, Alfred ; RIETH, Peter: *Emergency Steer Assist.* Hannover, 20.10.2009 (12. Internationale VDI-Tagung)
- [47] HAZELL, Andrew: *Discrete-time optimal preview control.* London, University of London, Diss., Februar 2008
- [48] HEEPS, G.: *Back to the future - Renault four wheel steering.* 2007 (Vehicle Dynamics International 3)

- [49] HEISSING, Bernd ; BRANDL, Jürgen H.: *Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens*. 1. Aufl. Würzburg, 2002 (Vogel-Fachbuch)
- [50] HEISSING, Bernd ; ERSOY, Metin: *Fahrwerkhandbuch: Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven*. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-9151-8>. Version: 2007
- [51] HEROLD, Peter ; THALHAMMER, Thomas ; GIETL, Stefan: Die Integral Aktivlenkung - Das neue Lenksystem von BMW. In: *ATZextra* (November 2008), S. 104–107
- [52] Schutzrecht EP1089901B1 (11.04.2001). HERRMANN, T. ; JOKIC, M. ; LÜDERS, U. ; DUIS, H. ; ENDRESS, R. (Erfinder).
- [53] Schutzrecht DE10143355A1 (17.04.2003). HERRMANN, Torsten (Erfinder).
- [54] HIGUCHI, A. ; SAITOH, Y.: Optimal Control of Four Wheel Steering Vehicle. In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 22 (1993), Nr. 5, 397-410. <http://www.informaworld.com/10.1080/00423119308969039>. – ISSN 0042–3114
- [55] HORIUCHI, Shinichiro ; YUHARA, Naohiro ; TAKEI, Akihiko: Two Degree of Freedom/Hinf-Controller Synthesis for Active Four Wheel Steering Vehicles. In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 25 (1996), Nr. 1 supp 1, 275-292. <http://www.informaworld.com/10.1080/00423119608969201>. – ISSN 0042–3114
- [56] HUANG, Pei-shih: *Regelkonzepte zur Fahrzeugführung unter Einbeziehung der Bedienelementeigenschaften*. München, Technische Universität München, Diss., 16.10.2003
- [57] ISERMANN, Rolf: *Fahrdynamik-Regelung: Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme, Mechatronik*. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-9049-8>. Version: 2006
- [58] JASCHKE, Peter K.: *Lenkregler für Fahrzeuge mit hoher Schwerpunktlage*. Braunschweig, Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, Diss., 2002
- [59] Schutzrecht DE19919180A1 (02.11.2000). JOKIC, M. ; LÜDERS, U. (Erfinder).
- [60] JULIER, J. S. ; UHLMANN, K. J.: *A New Extension of the Kalman Filter to Nonlinear Systems*. Oxford, United Kingdom, (Department of Engineering Science, University of Oxford)

- [61] JWO, J D. ; HSIEH, Y M. ; LAI, Y S.: *GPS navigation processing using the quaternion-based divided difference filter*. Version: Juli 2009. <http://www.springerlink.com/content/404p3620537u52r5/>. (DOI 10.1007/s10291-009-0136-1)
- [62] KLEINBAUER, R.: *Kalman Filtering - Implementation with Matlab*. Helsinki, November 2004 (Institute of Geodesy, Universität Stuttgart)
- [63] KOBER, Werner: *Integration of Steering Systems in an Active Chassis*. Frankfurt, Mai 2007 (Advanced Steering Systems)
- [64] KREUTZ, Marlene ; HORN, Martin ; ZEHETNER, Josef: Improving vehicle dynamics by active rear wheel steering systems. In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 47 (2009), Nr. 12, 1551-1564. <http://www.informaworld.com/10.1080/00423110802691507>. – ISSN 0042–3114
- [65] KYUN-SANG PARK ; JONG-TAE LIM: Wheel slip control for ABS with time delay input using feedback linearization and adaptive sliding mode control: Control, Automation and Systems, 2008. ICCAS 2008. International Conference on. In: *Control, Automation and Systems, 2008. ICCAS 2008. International Conference on DOI - 10.1109/ICCAS.2008.4694658* (2008), 290-295. doi:10.1109/ICCAS.2008.4694658
- [66] LAUMANN, Nando: *Integrale Reglerstruktur zur effektiven Abstimmung von Fahrdynamiksystemen*. Aachen, RWTH Aachen, Diss., 2007
- [67] LAVIOLA, J. J.: A comparison of Unscented and Extended Kalman Filtering for Estimating Quaternion Motion. In: *American Control Conference, 2003* (Juni 2003), S. 2435–2440
- [68] LI, D. ; YU, F.: A novel integrated vehicle chassis controller coordinating direct yaw moment control and active steering. In: *SAE* (2007), S. 1–7
- [69] LIN, F. ; ZHAO, Y.: A comparison of two soft-sensing methods for estimating vehicle side slip angle. In: *YSAEP* (2007)
- [70] LINKENBACH, Steffen ; RIETH, Peter ; HOLST, Meinert: RWS - das aktive Lenksystem für die Hinterräder. In: *VDI-Berichte* (2005), Nr. 1912, S. 35–42
- [71] MANN, Heinz ; SCHIFFELGEN, Horst ; FRORIEP, Rainer: *Einführung in die Regelungstechnik: Analoge und digitale Regelung, Fuzzy-Regler, Regler-Realisierung, Software*. <http://www.gbv.de/dms/ilmenau/toc/588923966>. PDF. Version: 11., neu bearb. Aufl., 2009

- [72] MERWE, R. van d. ; WAN, A. E.: *The square-root unscented Kalman filter for state and parameter estimation*. Oregon, USA, (Oregon Graduate Institute of Science and Technology)
- [73] MOSTAVI, R. M. ; SHARIATPANAH, M. ; KAZEMI, R.: A novel optimal four wheel steering control: Industrial Technology, 2004. IEEE ICIT '04. 2004 IEEE International Conference on. In: *Industrial Technology, 2004. IEEE ICIT '04. 2004 IEEE International Conference on DOI - 10.1109/ICIT.2004.1490805* 3 (2004), 1596-1601 Vol. 3. doi:10.1109/ICIT.2004.1490805
- [74] Schutzrecht DE10215464A1 (16.10.2003). NEEF, B. ; BERKNER, S. ; DUDA, H. (Erfinder).
- [75] NORGAARD, M. ; POULSEN, K. N. ; RAVN, O.: New developments in state estimation for nonlinear systems. In: *Automatica* 36 (2000), S. 1627–1638. – ISSN 0005–1098
- [76] NUTHONG, Chaiwat: *Estimation of Tire-Road Friction Forces using Kalman Filtering for Advanced Vehicle Control*. Neubiberg, Universität der Bundeswehr München, Diss., 2009
- [77] ODENTHAL, Dirk: *Ein robustes Fahrdynamik-Regelungskonzept für die Kippvermeidung von Kraftfahrzeugen*. München, Technische Universität München, Diss., 2001
- [78] O'DWYER, A.: *The estimation and compensation of processes with time delays*. Dublin, Dublin City University, Diss., August 1996
- [79] ONO, E. ; HOSOE, S. ; TUAN, D. H. ; DOI, S.: Bifurcation in Vehicle Dynamics and Robust Front Wheel Steering Control. In: *Transactions on Control Systems Technology, IEEE* 6 (1998), Nr. 3, S. 412–420
- [80] ÖTTGEN, O. ; BERTRAM, T.: Regelung des Eigenlenkverhaltens eines PKW. In: *VDI-Berichte* 1672 (2002), S. 131–145
- [81] ÖTTGEN, O. ; BERTRAM, T.: Entwurf eines Zustandsbeobachters für das Eigenlenkverhalten eines PKWs. In: *VDI-Berichte* 1756 (2003), S. 521–528
- [82] PACEJKA, B. H.: *Tyre and vehicle dynamics*. <http://www.gbv.de/dms/bowker/toc/9780750669184.pdf>. Version: 2.ed., reprint., 2007
- [83] Schutzrecht EP1529718B2 (11.05.2005). PAULY, A. ; BAUMGARTEN, G. ; FLECK, R. ; SMAKMAN, H. (Erfinder).
- [84] PICHLER-NECEK, U. ; ROSINGER, W. ; AIGNER, J.: *Advanced rear axle for improved lateral vehicle dynamics: Rear wheel steering versus torque vectoring*. Wiesbaden, 2010 (4th Advanced Steering Systems 2010)

- [85] PLATO, Robert: *Numerische Mathematik kompakt: Grundlagenwissen für Studium und Praxis*. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-9644-5>. Version: 4., aktualisierte Auflage., 2010
- [86] PRUCKNER, Alfred ; PRUCKNER, Alfred (Hrsg.): *Nichtlineare Fahrzustandsbeobachtung und -regelung einer PKW-Hinterradlenkung*. 2001
- [87] RAU, Martin: *Nichtlineare modellbasierte prädiktive Regelung auf Basis lernfähiger Zustandsraummodelle*. München, Technische Universität München, Diss., 2003
- [88] RICHTER, Bernd: *Schwerpunkte der Fahrzeugdynamik: Fahrzeugschwingungen, Kurshaltung, Vierradlenkung, Allradantrieb*. Köln, 1990 (Fahrzeugtechnische Schriftenreihe)
- [89] RIEKERT, P ; SCHUNCK, E. T.: Zur Fahrmechanik des gummibereiteten Kraftfahrzeugs. In: *Archive of Applied Mechanics* 11 (1940), Nr. 3, S. 210–224. – ISSN 0939–1533
- [90] RO, I. P ; KIM, H.: Improvement of high speed 4-WS vehicle handling performance by sliding mode control: American Control Conference, 1994. In: *American Control Conference, 1994 DOI - 10.1109/ACC.1994.752421* 2 (1994), 1974-1978 vol.2. doi:10.1109/ACC.1994.752421
- [91] RO, I. P ; KIM, H.: *Four wheel steering system for vehicle handling improvement: a robust model reference control using the sliding mode*. 1995
- [92] ROPPENECKER, G.: Zustandsregelung linearer Systeme - Eine Neubetrachtung. In: *Automatisierungstechnik* (2009), Nr. 57, S. 491–498
- [93] RÅDE, Lennart ; WESTERGREN, Bertil ; VACHENAUER, Peter: *Springers mathematische Formeln: Taschenbuch für Ingenieure, Naturwissenschaftler, Informatiker, Wirtschaftswissenschaftler*. <http://www.gbv.de/dms/bsz/toc/bsz08734548xinh.pdf/http://www.zentralblatt-math.org/zmath/en/search/?an=1004.00010>. Version: 3., durchges. Aufl., 2000
- [94] SAULSON, B. ; CHANG, C. K.: *Comparison of Nonlinear Estimation for Ballistic Missile Tracking*. Fairfax, USA,
- [95] SCALZI, Stefano: *Integrated control of active steering and electronic differentials in four wheel drive and steering vehicles*. Rom, University of Rome Tor Vergata, Diss., 2008
- [96] SCHAEDEL, M. H. ; CTISTIS, C. ; NIKOLAI, D.: *Fuzzy-Adaption von PI-Reglern im geschlossenen Regelkreis ohne Prozesskenntnis*

- [97] SCHEI, Tor: A Finite-Difference Method for Linearization in Nonlinear Estimation Algorithmus. In: *Automatica* 33 (1997), Nr. 11, S. 2053–2058. – ISSN 0005–1098
- [98] SCHULZ, Gerd: *Lineare und nichtlineare Regelung, rechnergestützter Reglerentwurf*. <http://www.gbv.de/dms/ilmenau/toc/37652913X.PDF>. Version: 2., überarb. und erw. Aufl., 2004 (Oldenbourg Lehrbücher für Ingenieure)
- [99] SHAOUD, A. ; JARRAH, A. M. ; AL-ARAJI, H. ; AL-TELL, K.: A nonlinear optimal four wheels steering controller: Circuits and Systems, 2000. Proceedings of the 43rd IEEE Midwest Symposium on. In: *Circuits and Systems, 2000. Proceedings of the 43rd IEEE Midwest Symposium on DOI - 10.1109/MWSCAS.2000.951481* 3 (2000), 1426-1429 vol.3. doi:10.1109/MWSCAS.2000.951481
- [100] SHEN, Shuiwen ; WANG, Jun ; SHI, Peng ; PREMIER, Giuliano: Nonlinear dynamics and stability analysis of vehicle plane motions. In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 45 (2007), Nr. 1, 15-35. <http://www.informaworld.com/10.1080/00423110600828285>. – ISSN 0042–3114
- [101] Schutzrecht DE102005034650A1 (23.03.2006). SHIN, K K. ; CHEN, K S. (Erfinder).
- [102] SIERRA, C. ; TSENG, E. ; JAIN, A. ; PENG, H. ; BRUNI, S. ; MASTINU, G.: Cornering stiffness estimation based on vehicle lateral dynamics. In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 44 (2006), S. 24–38. – ISSN 0042–3114
- [103] SIMON, Dan: Kalman Filtering. In: *Embedded Systems Programming* (Juni 2001), S. 72–79
- [104] Schutzrecht DE102008061305A1 (25.06.2009). STÄHLIN, U. ; LAUER, P. ; KIRCHER, A. (Erfinder).
- [105] STAMER, Norbert: *Ermittlung optimaler PKW-Querdynamik und ihre Realisierung durch Allradlenkung*. Als Ms. gedr. Düsseldorf, 1997 (Fortschritt-Berichte VDIReihe 12, Verkehrstechnik, Fahrzeugtechnik)
- [106] Schutzrecht DE102008013102A1 (23.04.2009). STEINBACH, A. ; KLIER, W. ; RAJAPAKSE P. ; REIM, A. ; BLANKENHORN, U. (Erfinder).
- [107] STURM, Michael: *Neuronale Netze zur Modellbildung in der Regelungstechnik*. München, Technische Universität München, Diss., 23.09.1999
- [108] THOMMYPILLAI, M. ; EVANGELOU, S. ; SHARP, S. R.: Car driving at the limit by adaptive linear optimal preview control. In: *Vehicle System Dynamics*:

- International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 47 (2009), Nr. 12, 1535-1550. <http://www.informaworld.com/10.1080/00423110802673109>. – ISSN 0042–3114
- [109] TNO AUTOMOTIVE: *Tyre models User manual*. Mai 2002
- [110] UHLMANN, K. J. ; COVARIANCE INTERSECTION WORKING GROUP (Hrsg.): *A Culminating Advance in the Theory and Practice of Data Fusion, Filtering and Decentralized Estimation: Covariance Intersection Working Group*
- [111] UNBEHAUEN, Heinz: *Regelungstechnik I: Klassische Verfahren zur Analyse und Synthese linearer kontinuierlicher Regelsysteme, Fuzzy-Regelsysteme*. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-9491-5>. Version: 15., überarbeitete und erweiterte Auflage., 2008
- [112] UNBEHAUEN, Heinz: *Regelungstechnik 2*. <http://www.gbv.de/dms/bs/toc/526041773.pdf>. Version: 9., durchges. und korrigierte Aufl.; korrig. Nachdr., 2009 (Automatisierungstechnik)
- [113] VIETINGHOFF, von A.: *Nichtlineare Regelung von Kraftfahrzeugen in querdynamisch kritischen Fahrsituationen: Univ., Diss–Karlsruhe, 2008*. <http://digbib.ubka.uni-karlsruhe.de/volltexte/1000007757>. Version: 2008
- [114] VOGT, M.: *Weiterentwicklung von Verfahren zur Online-Parameterschätzung und Untersuchung von Methoden zur Erzeugung zeitlicher Ableitungen: Diplomarbeit*. Darmstadt, 26.08.1998
- [115] WALLBRECHER, Markus ; SCHUSTER, Martin ; HEROLD, Peter: Das neue Lenksystem von BMW - Die Integral Aktivlenkung. Eine Synthese aus Agilität und Souveränität. In: *17. Aachener Kolloquium für Fahrzeug- und Motorentechnik*, 2008, S. 729–735
- [116] Schutzrecht DE19515053A1 (30.05.1996). WANKE, Peter (Erfinder).
- [117] WEISSEL, Florian: *Stochastische modell-prädiktive Regelung nichtlinearer Systeme*. Karlsruhe, Universität Karlsruhe (TH), Diss., 2008
- [118] WELCH, G. ; BISHOP, G.: *An Introduction to the Kalman Filter: Course 8*. Chapel Hill, North Carolina, 2001 (Department of Computer Science, University of North Carolina)
- [119] WESP, A. ; STOFF, A. ; WINNER, H.: *Einfluss der Systemauslegung hinterachsgeleitetter Fahrzeuge auf die Bewertung von Fahrern im Makrosinusversuch*. Hannover, 2009 (12. Internationale VDI Tagung Reifen - Fahrwerk - Fahrbahn)
- [120] WÜRTEMBERGER, Michael: *Modellgestützte Verfahren zur Überwachung des Fahrzustands eines PKW*. Darmstadt, Technische Universität Darmstadt, Diss., 1997

- [121] ZAMOW, Jürgen: *Beitrag zur Identifizierung unbekannter Parameter für fahrdynamische Simulationsmodelle*. Als Ms. gedr. Düsseldorf, 1994 (Fortschritt-Berichte VDI-Reihe 12, Verkehrstechnik, Fahrzeugtechnik)
- [122] ZEHETNER, Josef: *Automotive Regelungssysteme - Ansätze und Werkzeuge zur strukturvariablen Regelung*. Graz, Austria, Technische Universität Graz, Diss., Dezember 2007
- [123] ZHENG, Shuibo ; TANG, Houjun ; HAN, Zhengzhi ; ZHANG, Yong: Controller design for vehicle stability enhancement. In: *Control Engineering Practice* 14 (2006), Nr. 12, 1413-1421. <http://www.sciencedirect.com/science/article/B6V2H-4HNSPMC-1/2/293feb1e9aa10f78ec8d3e366da91aa0>. – ISSN 0967-0661
- [124] ZOMOTOR, Z.: *Online-Identifikation der Fahrdynamik zur Bewertung des Fahrverhaltens von PKW*. Stuttgart, Universität Stuttgart, Diss., 2002