

Robuste Querdynamikregelung von Fahrzeugen mit aktiven Lenksystemen

Von der Fakultät für Ingenieurwissenschaften, Abteilung Maschinenbau
und Verfahrenstechnik der Universität Duisburg-Essen
zur Erlangung des akademischen Grades

DOKTOR-INGENIEUR

genehmigte

DISSERTATION

von

Benan Serarslan

aus
Ordu

Referent: Prof. Dr.-Ing. Dieter Schramm
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Arnold Kistner
Tag der mündlichen Prüfung: 15.12.2015

Vorwort

Diese Arbeit entstand im Rahmen meiner Doktorandentätigkeit im Fachbereich Entwicklung Fahrdynamik der BMW Group in München und wurde von mir an der Universität Duisburg-Essen an den Lehrstuhl für Mechatronik als Dissertation eingereicht.

Für die wissenschaftliche Unterstützung danke ich ganz besonders Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dieter Schramm, Leiter des Lehrstuhls für Mechatronik an der Universität Duisburg-Essen. Trotz der räumlichen Distanz konnte er wertvolle Hinweise und klare Rahmenbedingungen für die vorliegende Arbeit geben. Weiterhin danke ich Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Arnold Kistner von der Universität Stuttgart für die Übernahme des Korreferates und Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Deike für den Vorsitz der Prüfungskommission.

Herrn Dr.-Ing. Andreas Bootz und Dr.-Ing. Max von Groll danke ich für die Betreuung seitens der BMW Group. Darüber hinaus danke ich allen Kollegen in der Fahrwerksentwicklung für ihre Bereitschaft mit mir über die Inhalte der Arbeit und angrenzende Themen zu diskutieren, meine Ergebnisse zu hinterfragen und mich in meiner Motivation zu stärken. Von diesen Kollegen möchte ich Herrn Dr.-Ing. Nino Lenthaparambil besonders danken, der Teile meiner Arbeit zur Korrektur las. Ohne die gegenseitigen Anregungen, gemeinsamen Erfahrungen und vielschichtigen Diskussionen mit ihm wäre meine Arbeit nicht in dieser Form möglich gewesen.

Ebenso danke ich für die Motivation und moralische Unterstützung während meiner Arbeit Herrn Prof. Dr.-Ing. Mirek Göbel. Meinem Kollegen Herrn Dr.-Ing. Torsten Woeniger bei der Antriebsentwicklung der BMW Group gilt auch mein Dank für seine großartige Unterstützung nach meiner Doktorandenzeit.

Der wahrscheinlich größte Dank gilt jedoch meiner Familie. Besonders bedanken möchte ich mich bei meiner Mutter Safigül, die mir immer einen großen Rückhalt gegeben hat und diese Arbeit mit ihrer Motivation überhaupt ermöglichte. Sie hat mich bis zum Ende meiner Promotionszeit einmalig unterstützt.

Shenyang, im April 2014
Benan Serarslan

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	iii
Abbildungsverzeichnis	viii
Formelzeichen und Abkürzungen	xi
Kurzfassung	xv
1 Einleitung	1
1.1 Stand der Technik	3
1.1.1 Entwicklung von Lenksystemen	4
1.1.2 Regelungskonzepte von Lenksystemen	6
1.1.2.1 Mechanische Beeinflussung der Lenkwinkelübersetzung	12
1.1.2.2 Elektronische Beeinflussung der Lenkwinkelübersetzung	13
1.2 Zielsetzung der Arbeit	18
1.3 Gliederung der Arbeit	19
2 Funktionspotenziale von aktiven Lenksystemen	21
2.1 Anforderungen an aktive Lenksysteme	21
2.2 Erfüllung von Anforderungen	21
2.2.1 Anlenkverhalten	22
2.2.2 Geradeausfahrt und Rückmeldung der Fahrbahninformationen	23
2.3 Funktionspotenziale als Gegenstand dieser Arbeit	25
3 Methoden für eine robuste Querführung	27
3.1 Anlenkverhalten	27
3.1.1 Fahrdynamische Grundlagen	28

3.1.2	Eigenlenkgradient.....	31
3.1.3	Charakteristische Geschwindigkeit	34
3.1.4	Gierverstärkungsfaktor	36
3.1.5	Schräglaufsteifigkeiten	42
3.2	Geradeauslauf und Rückmeldung.....	44
3.2.1	Theorie Signalverarbeitung	44
3.2.1.1	Signalanalyse Grundlagen	44
3.2.1.2	Korrelation.....	47
3.2.2	Adaptives Filter für die Rückmeldung	49
3.2.2.1	FIR-Filter	53
3.2.2.2	IIR-Filter	53
4	Methoden für die Fahrsituationserkennung.....	54
4.1	Modellabhängige Methoden.....	55
4.1.1	Gängige Verfahren zur Erkennung nichtlinearen Fahrzeugverhaltens	55
4.1.2	Einspurmodelle.....	56
4.1.3	Schwachpunkte des Einspurmodells.....	57
4.2	Modellunabhängige Methoden.....	60
4.2.1	Nutzung der Kohärenzmethode zur Erkennung nichtlinearen Fahrverhaltens	61
4.2.1.1	Kohärenzberechnung	61
4.2.1.2	Parametrische Systemidentifikation	72
4.2.2	Regressionsanalyse für kleine Geschwindigkeiten bei Low- μ	75
4.2.3	Nutzung der Schräglaufwinkeldifferenz zur Erkennung nichtlinearen Fahrverhaltens	81
5	Bewertung der dargestellten Methoden mit Versuch und Simulation.....	85
5.1	Robuste Querführung und Geradeauslauf	85
5.1.1	Anwendung der dargestellten Methoden auf fahrdynamische Messgrößen.....	86
5.1.1.1	Verbesserung des Anlenkverhaltens über die Gierverstärkung.....	86
5.1.1.2	Verbesserung des Geradeauslaufs über adaptive Filter	95
5.1.2	Fazit	102
5.2	Fahrsituationserkennung.....	104
5.2.1	Anwendung der dargestellten Methoden auf fahrdynamische Messgrößen.....	104
5.2.1.1	Steigungs- und Schräglaufwinkeldifferenzmethode für die Fahrsituationserkennung	104
5.2.1.2	Nutzung der Kohärenz zur Erkennung nichtlinearen Fahrverhaltens.....	109
5.2.2	Fazit	116

6	Zusammenfassung	119
6.1	Darstellung des Gesamtkonzepts	119
6.2	Fazit der Arbeitsergebnisse	121
6.3	Wissenschaftlicher Beitrag.....	122
6.4	Ausblick	123
	Anhang	125
A.	MATLAB Routinen	125
A 1	Korrelationskoeffizient	125
A 2	Kohärenz.....	128
A 3	Steigungsdifferenz mittels Regressionsanalyse.....	131
B.	Fahrmanöver	134
B 1	Erkennung über Steigungsdifferenzanalyse	134
B 2	Erkennung über Schräglaufwinkeldifferenzanalyse	138
B 3	Vergleich der gemessenen und berechneten Schräglaufwinkeldifferenzen.....	142
	Literaturverzeichnis	149
	Eigene Veröffentlichungen und Offenlegungsschriften	158
	Index	159

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: Einsatz der Mechatronik im Automobil	2
Abbildung 1.2: Beispiele für die mechatronischen Regelsysteme	3
Abbildung 1.3: Funktionsprinzip von AFS und EPS Systemen	5
Abbildung 1.4: Funktionsprinzip von Servotronic	7
Abbildung 1.5: Aufbauprinzip eines EPS Systems	8
Abbildung 1.6: Prinzipielle Funktionsweise der Fahrsituation mit modellabhängigen Methoden (Übergang ins Untersteuern)	9
Abbildung 1.7: Funktionelle Entwicklung von Lenksystemen	12
Abbildung 1.8: Geschwindigkeitsabhängige Lenkwinkelübersetzung von Überlagerungslenkungen	14
Abbildung 1.9: Aufbau einer Überlagerungslenkung am Beispiel der Aktivlenkung von BMW	15
Abbildung 1.10: Systemvergleich EPS und FSC	15
Abbildung 1.11: Die aktive Lenksystemen nach ihrer Funktionalität, Aufbauprinzip, Antriebsform und Ausführungsbeispiel	17
Abbildung 2.1: Lenkwinkelsprung	22
Abbildung 2.2: Einfluss ändernder Fahrzeugparameter auf das Anlenkverhalten bzw. die Fahrdynamik	24
Abbildung 3.1: Seitenführungskräfte und -kinematik des Einspurmodells	29
Abbildung 3.2: Eigenlenkgradientenverlauf eines unter- und übersteuernden Fahrzeuges	31
Abbildung 3.3: Gierverstärkung als eine Funktion von Fahrgeschwindigkeit und Darstellung der Gierverstärkung bei einem unter- und übersteuernden Fahrzeug	34
Abbildung 3.4: Gierverstärkungsfaktorbestimmung eines untersteuernden Fahrzeuges	38
Abbildung 3.5: Gierverstärkungsfaktorvergleich eines beladenen und unbeladenen Fahrzeuges mit Echtzeit-Messungen	40
Abbildung 3.6: Stationäre Gierverstärkung mit und ohne fahrzeuggeschwindigkeitsabhängige Lenkwinkelübersetzung	41
Abbildung 3.7: Gierverstärkungsfaktorvergleich eines beladenen, unbeladenen Fahrzeuges und mit/ohne Vorsteuerung mit Echtzeit-Messungen	42
Abbildung 3.8: Durch Sinusschwingungen angenähertes Sägezahnsignal	45
Abbildung 3.9: Spektrale Darstellung des Leck-Effektes durch die in zweiter Zeile erfolgte zeitliche Limitierung der Sinusschwingung	46
Abbildung 3.10: Blockdiagramm mit den wichtigsten Signalanalysefunktionen	47
Abbildung 3.11: Signalflussdiagramm der Rückmeldungsverstärkung	50

Abbildung 4.1: Vergleich der modellabhängigen und –unabhängigen Methoden für die Fahrsituationserkennung	55
Abbildung 4.2: Verhältnis der Schräglaufwinkel der Vorder- und Hinterräder	58
Abbildung 4.3: Verlauf Lenkwinkel vs. Querschleunigung am Beispiel der quasistationären Kreisfahrt.....	59
Abbildung 4.4: Definition der Ansprechzeiten der Fahrzeuggierbewegung nach einem Lenkwinkelsprung.	60
Abbildung 4.5: Der Zeitbereich und der Frequenzbereich.....	62
Abbildung 4.6: Verschiedene Fenstertypen und die zugehörigen zeitdiskreten Fourier Transformaten	67
Abbildung 4.7: Kohärenzberechnung der Signale $x = \sin(2\pi 22t) + 0.5\sin(2\pi 40t)$ und $y = \sin(2\pi 10t)$	68
Abbildung 4.8: Eine beliebige Funktion und die Funktionsweise der Welch Methode	72
Abbildung 4.9: Funktionsprinzip der parametrischen Systemidentifikation	73
Abbildung 4.10: ARMAX Modellstruktur.....	74
Abbildung 4.11: Vergleich der (qualitativ dargestellten) Steigungsdifferenzenverläufe im linearen und nichtlinearen Bereich.....	76
Abbildung 4.12: Prinzipschaubild der konventionellen Methode und der Steigungsdifferenzmethode ...	78
Abbildung 4.13: Winkel zwischen Fahrzeuglängsachse x und Geschwindigkeitsvektoren.....	82
Abbildung 4.14: Einspur-Fahrzeugmodell bei langsamer Kreisfahrt ohne Seitenkräfte.....	83
Abbildung 4.15: Umsetzung der Schräglaufwinkeldifferenzberechnung im Matlab/Simulink.....	84
Abbildung 5.1: Zusätzliche Fahrzeugparameter des Versuchsfahrzeuges (BMW E92).....	85
Abbildung 5.2: Funktionsweise der adaptiven Lenkwinkelübersetzung.....	87
Abbildung 5.3: Funktionsweise des Anpassungsfaktors für die adaptive Lenkwinkelübersetzung.....	88
Abbildung 5.4: Spezifikation der Querschleunigungsgrenzwerte über den ausgewählten Geschwindigkeitsbereich	89
Abbildung 5.5: Fahrmanöverbeispiel für den Anpassungsfaktor an einem ungeladenen und beladenen Fahrzeug.....	90
Abbildung 5.6: Fahrmanöverbeispiel für den Anpassungsfaktor an einem ungeladenen und beladenen (+100kg) Fahrzeug.....	91
Abbildung 5.7: Fahrmanöverbeispiel für den Anpassungsfaktor an einem ungeladenen und beladenen (+150kg) Fahrzeug.....	92
Abbildung 5.8: Quasistationäres Fahrmanöverbeispiel für den Anpassungsfaktor an einem Fahrzeug mit gewechselten Vorderreifen	92
Abbildung 5.9: Fahrmanöverbeispiel für den Anpassungsfaktor an einem Fahrzeug mit gewechselten Vorderreifen.....	93
Abbildung 5.10: Ein Fahrmanöverbeispiel, wobei die Funktion „Logik“ nicht eingreift	93
Abbildung 5.11: Die Fehlertoleranzen der dargestellten Fahrzeuggrößen.....	94
Abbildung 5.12: Vergleich der gemessenen, mit Tiefpass und adaptiven Filter gefilterten Querschleunigung und die dazugehörigen Filterkoeffizienten	96

Abbildung 5.13: Bode Diagramm der Tiefpassfilterung und von den ausgewählten 7 Eckfrequenzen des adaptiven Filters	97
Abbildung 5.14: Umsetzung des adaptiven Filters in Matlab/Simulink	98
Abbildung 5.15: Umsetzung des IIR-Filters in Matlab/Simulink.....	99
Abbildung 5.16: Pol-Nullstellen-Diagramm des adaptiven Filters	99
Abbildung 5.17: Ein Beispiel des Vergleichs der konventioneller Tiefpassfilterung, des adaptiven Filter und eines Null-Phasen Filters.....	100
Abbildung 5.18: Ein Beispiel des Vergleichs der konventioneller Tiefpassfilterung, des adaptiven Filter und eines Null-Phasen Filters auf einer Fahrbahn mit starken Unebenheiten	101
Abbildung 5.19: Ein Beispiel des Vergleichs der konventionellen Tiefpassfilterung, der adaptiven Filterung und einer Null-Phasen Filterung mit unterschiedlicher/-n Geschwindigkeit und Lenkwinkel	102
Abbildung 5.20: Ein Beispiel des Vergleichs der konventioneller Tiefpassfilterung, der adaptiven Filterung und einer Null-Phasen Filterung mit einem Sinus-Sweep Fahrmanöver.....	103
Abbildung 5.21: Fehlererkennung der konventionellen Methode mit einer Fahrzeuggeschwindigkeit von 20 km/h	105
Abbildung 5.22: Vergleich der Methoden beim Untersteuern mit einer Fahrzeuggeschwindigkeit von 60 km/h	105
Abbildung 5.23: Vergleich der Methoden beim Übergang aus dem Grenzbereich mit einer Fahrzeuggeschwindigkeit von 80 km/h	106
Abbildung 5.24: Funktionsweise der Kombination zweier Methoden.....	108
Abbildung 5.25: Beispielhafter Vergleich der Kohärenzfunktion von Matlab (mscohere) und der programmierten Funktion via Welch-Methode (cohere_analyse).....	110
Abbildung 5.26: Die Kohärenzberechnung der Signal $x = 2\sin(2\pi 50t) + \sin(2\pi 100t)$ und $y = 2\sin(2\pi 50t)$	111
Abbildung 5.27: Die Kohärenzberechnung der Signale $x = 2\sin(2\pi 51t) + \sin(2\pi 100t)$ und $y = 2\sin(2\pi 50t)$	112
Abbildung 5.28: Die Korrelationsfunktionen und die Kohärenzberechnung der Signale $x =$ $2\sin(2\pi 51t) + \sin(2\pi 100t)$ und $y = 2\sin(2\pi 50t)$	113
Abbildung 5.29: Die Kohärenzberechnung der Signale $x = \sin(2\pi 50t) + 2(\text{randn}(\text{size}(t)))$ und $y = \sin(2\pi 50t) + \sin(2\pi 100t)$	115
Abbildung 5.30: Beispiel für Lenkwinkelsprung bei völlig linearen Modellverhalten.....	116
Abbildung 5.31: Vorgehensweise bei der Nutzung der Kohärenzmethode.....	116
Abbildung 5.32: Von 1 abweichende Kohärenzfunktion beim Übergang ins Untersteuern eines Fahrzeuges	117
Abbildung 6.1: Funktionsweise des Gesamtkonzeptes.....	119

Formelzeichen und Abkürzungen

Lateinische Buchstaben	Einheit	Bedeutung
Δf_{FFT}	1/s	Frequenzauflösung der Fast Fourier Transformation
Δt_{FFT}	s	Zeitfensterlänge
a_y	m/s ²	Querbeschleunigung
a_x	m/s ²	Längsbeschleunigung
c_v	N/rad	Reifensteifigkeit der Vorderräder
c_h	N/rad	Reifensteifigkeit der Hinterräder
E	MG ²	Energie eines Signals
E_N	MG ²	Energie eines Signals mit einem endlichen Intervall
F	N	Kraft
F_{lv}	N	Führungskraft des Vorderrades, Längs- (x-Achse)
F_{lh}	N	Führungskraft des Hinterrades, Längs- (x-Achse)
F_{sv}	N	Seitenführungskraft des Vorderrades
F_{sh}	N	Seitenführungskraft des Hinterrades
F_{SS}	N	Summe der Spurstangenkräfte
G_{XX}	MG ²	Autoleistungsdichtespektrum
G_{XY}	MG ²	Kreuzleistungsdichtespektrum
i	-	Lenkwinkelübersetzung (Lenkradwinkel/Lenkwinkel)
K_q	° s ² /m	Normierungsfaktor Lenkwinkel/Querbeschleunigung
K_g	s	Normierungsfaktor Lenkwinkel-Gierrate
l	m	Radstand
l_v	m	Abstand Gesamtschwerpunkt - Vorderachse
l_h	m	Abstand Gesamtschwerpunkt - Hinterachse
L	-	Sampleabstand
m	kg	Fahrzeuggesamtmasse
M_L	Nm	Drehmoment am Lenkrad
M_{SOLL}	Nm	Sollmomentanforderung an den Servoaktuator

M_{SERVO}	Nm	Stellmoment des Servomotors
n_{ROT}	1/min	Drehzahl des EPS-Rotors
NS	-	Sampleanzahl des betrachteten Analysefensters
P	MG ²	Leistung eines Signals
P_{XX}	MG ²	Periodogramm
\tilde{P}_{XX}	MG ²	Periodogramm von einem Signalsegment
P_{XX}^B	MG ²	Periodogramm (Bartlett-Methode)
P_{XX}^W	MG ²	Periodogramm (Welch-Methode)
r_{xx}	MG ²	Autokorrelation des Signals $x(n)$
r_{xy}	MG ²	Kreuzkorrelation der Signalen $x(n)$ und $y(n)$
R	m	Kurvenradius
R_{xy}	MG ²	Kreuzkorrelation der Signalen $x(t)$ und $y(t)$
$T_{R63,2\%}$	s	Zeit bis zum 63,2% Wert-Ansprechzeit
$T_{Rd\psi/dt\%}$	s	Zeit bis zum 90% Wert-Ansprechzeit
$T_{R100\%}$	s	Zeit bis zum 100% Wert-Ansprechzeit
$T_{d\psi/dt\ max}$	s	Zeit bis zum ersten Maximum
U	-	Normalisierungsfaktor des Periodogrammes
$U_{\dot{\psi}}$	°/s	Überschwingweite (auf den Stationärwert bezogene)
u_{ZS}	-	Zahnstangenposition
v	km/h	Fahrzeuggeschwindigkeit am Fahrzeugschwerpunkt
v_{ch}	km/h	Charakteristische Fahrzeuggeschwindigkeit
v_{kr}	km/h	Kritische Fahrzeuggeschwindigkeit
v_h	km/h	Fahrzeuggeschwindigkeit am Hinterrad
v_l	km/h	Fahrzeuggeschwindigkeit Längs- (x -Achse)
v_q	km/h	Fahrzeuggeschwindigkeit Quer- (y -Achse)
v_v	km/h	Fahrzeuggeschwindigkeit am Vorderrad

Griechische Buchstaben	Einheit	Bedeutung
α_h	°	Schräglaufwinkel des Hinterrades
α_v	°	Schräglaufwinkel des Vorderrades
β	°	Schwimmwinkel
$\dot{\beta}$	°/s	Schwimmrate
β_0	°	Ackermann-Schwimmwinkel
Γ_{XX}	MG ²	Wahres Autoleistungsdichtespektrum eines abgetasteten Signals $x(n)$ nach W.-C. Theorem
γ	-	Kohärenz
$\Delta\alpha$	°	Schräglaufwinkeldifferenz
δ	°	Radlenkwinkel
$\dot{\delta}$	°/s	Radlenkwinkelgeschwindigkeit
δ_A	°	Lenkwinkel - Ackermann
δ_h	°	Lenkwinkel des Hinterrades
δ_L	°	Lenkradwinkel
δ_v	°	Lenkwinkel des Vorderrades
θ	1/s	Gierverstärkung, Gierverstärkungsfaktor
Θ	-	Faktor für die Lenkwinkelübersetzungsanpassung
μ	-	Reibungskoeffizient (Fahrbahn-Reifen)
ρ	-	Korrelationskoeffizient
$\rho^{Pearson}$	-	Pearson-Korrelationskoeffizient
σ	-	Standartabweichung
τ	-	Verschiebungsparameter für Korrelation
ψ	°	Gierwinkel
$\dot{\psi}$	°/s	Gierrate
$\ddot{\psi}$	°/s ²	Gierbeschleunigung

Abkürzungen

ABS	Anti-lock Braking System
AFS	Active Front Steering
ASR	Antriebs-Schlupf-Regelung
BMW	Bayerische Motoren Werke AG
DSC	Dynamic Stability Control
DFT	Diskrete Fourier-Transformation
EHPS	Electro-Hydraulic Power Steering
EPAS	Electric Power Assisted Steering
EPS	Electric Power Steering
ESM	Einspurmodell
ESP	Electronic Stability Program
FIR	Finite Impulse Response
FSC	Flexible Steering Concept
HPS	Hydraulic Power Steering
IIR	Infinite Impulse Response
MG	Messgröße
SbW	Steer-by-Wire
SP	Schwerpunkt

Kurzfassung

Die Anforderungen hinsichtlich der Fahrsicherheit bei hohen Geschwindigkeiten sowie der Wendigkeit auf Landstraßen und innenstädtischen Straßen sind in der Regel mit Kompromissen verbunden. Das Ziel, diese Kompromisse zu kompensieren und damit unterschiedliche Fahrdynamikeigenschaften -je nach Fahrsituation und Fahrzeugparameter- in einem einzigen Kraftfahrzeug zu erzeugen, kann mit der Hilfe von aktiven Lenksystemen wie BMW-Aktivlenkung realisiert werden. Eine mittlerweile verbreitete Art die Lenkungeigenschaften und das Lenkgefühl zu verbessern (und somit die Fahrdynamik zu optimieren) wurde mit EPS (Electric Power Steering) Systemen realisiert. Ein weiterer Meilenstein von aktiven Lenksystemen sind AFS (Active Front Steering) und die Steer-by-Wire-Lenkung, die den vom Fahrer aufgebrachten Lenkwinkel überlagern können. Somit bieten diese aktiven Lenksysteme viele zusätzliche wünschenswerte Lenkungeigenschaften. In dieser Arbeit werden neue Methoden untersucht, mit denen die Potenziale der aktiven Lenksysteme möglichst intensiv genutzt werden können. Diese dargestellten Methoden werden je nach ihrer Funktionalität und Umsetzbarkeit bewertet. Ferner sind die Echtzeitmessungen detailliert erläutert.

Schlagwörter: Robustes Lenkgefühl, adaptive Lenkwinkelübersetzung, adaptive Filterung, lernendes Lenksystem, Fahrzustandserkennung

Abstract

The requirements in regard to both driving safety at high speeds as well as maneuverability on country roads and in urban environments usually result in a compromise. The aim to compensate these compromises and enable different steering abilities depending on the driving situation can be realized with active steering systems like BMW Active Front Steering. A more conventional way to enhance the steering features (hence optimize the vehicle dynamics) and steering feeling has been realized with EPS (Electric Power Steering) Systems. EPS enabled controlling of the steering torque not only in accordance with vehicle speed, but also on driving conditions like for example oversteering and understeering. The effective implementation of this feedback on the steering wheel helps the driver to control the vehicle more easily. Another milestone of the steering systems after an active steering system such as AFS (Active Front Steering), is the steer-by-wire steering system, which has no mechanical connection between the steering wheel and tires. These active steering systems offer many additional desirable steering properties. In this thesis, the potentials of using some new methods have been introduced. This implementation took place using a steer-by-wire steering system. Furthermore initial real-time experimental results are presented in detail.

Keywords: robust steering feeling, adaptive steering ratio, adaptive filtering, learning algorithm, identification of vehicle dynamics condition

1 Einleitung

Die Steigerung der Sicherheit ist nach wie vor eines der Kernziele der Fahrwerksentwicklung. Durch neue Technologien bieten sich insbesondere im Bereich der fahrdynamischen Regelsysteme ständig neue Möglichkeiten. Nicht selten gehören mittlerweile elektronische Stabilitätsprogramme zur Serienausstattung eines Neufahrzeugs. Auch der Trend zur aktiven Regelung einzelner Fahrwerkskomponenten hält stetig an. Hierbei wurden insbesondere durch die Einführung fahrdynamischer Regelungssysteme wie ESP (Elektronisches Stabilitätsprogramm) oder Aktivlenkung große Fortschritte erzielt. Der Bedarf nach Sicherheit und Fahrdynamik stellt eine wesentliche Kundenforderung an moderne Kraftfahrzeuge dar. Aus diesem Grunde arbeiten die Fahrzeughersteller ständig an der Erhöhung der Fahrsicherheit und Fahrstabilität.

Das erste Seriensystem zur Querdynamikregelung wurde im Jahr 1995 von der Robert Bosch GmbH unter dem Namen „Elektronisches Stabilitätsprogramm“ (ESP®) auf den Markt gebracht (Robert Bosch, 2007). Die Hauptaufgabe von Systemen dieser Art besteht darin, den Fahrer in kritischen Fahrsituationen zu unterstützen und dadurch die Beherrschbarkeit des Fahrzeuges zu erhöhen. „Dies erfolgt in der Form, dass mit Hilfe einer Querdynamikregelung für unterschiedliche Fahrsituationen ein vergleichbares Fahrzeugverhalten eingestellt wird. Als Regelgröße wird in diesem Zusammenhang die Fahrzeuggierrate unter gleichzeitiger Begrenzung des Schwimmwinkels verwendet. Die Brems- bzw. Antriebsmomente der einzelnen Räder dienen als Stellgrößen. In den vergangenen Jahren haben sich diese Systeme nachweislich als sehr wirksames Mittel zur Unfallvermeidung erwiesen“ (Wiesinger, 2014). Die Erhöhung der Fahrsicherheit und Verbesserung der Fahrdynamik durch Fahrdynamikregelsysteme hat in Kombination mit sinkenden Herstellungskosten zu einer Steigerung der Ausstattungsraten von Personenkraftwagen mit ESP®-Systemen geführt. Bereits Ende der 80er-Jahre wurden Untersuchungen zur Fahrzeugstabilität und Fahrdynamikregelung durchgeführt (Mitschke & Wallentowitz, 2004), (Uffelman, 1986) (Göhring, 1986), die den Fahrzeugschwimmwinkel als eine entscheidende Größe identifizierten.

Das zunehmende Interesse an (aktiven) Systemen zur Verbesserung der Fahrdynamik und der Fahrsicherheit brachte zahlreiche Untersuchungsergebnisse hervor. Aktuelle Arbeiten auf diesem Gebiet beziehen sich primär auf neuere Methoden der nichtlinearen Regelungstechnik. In (von Vietinghoff, 2008) wird die Methode der exakten Zustandslinearisierung auf ein Fahrzeug mit aktivem Lenk- und Bremssystem angewendet und experimentell getestet. In (Dettki, 2005) wird für den Reglerentwurf die Eigenschaft der differentiellen Flachheit des nichtlinearen Einspurmodells genutzt, wobei der mittlere Einschlag der Vorderräder und die gesamte Brems- bzw. Beschleunigungskraft des Fahrzeuges als Stellgrößen dienen. Die Verknüpfung der Modellinversion mit einem nichtlinearen Optimierungsverfahren zur optimalen Kraftübertragung zwischen der Fahrbahn und den Reifen wird in (Göbel, 2009) diskutiert.

sche oder optische Leitungen realisiert. Heute werden bekanntlich bereits viele Systeme in der Luftfahrt per „X-by-Wire“ gesteuert.

1.1 Stand der Technik

Durch die Weiterentwicklung der Elektrotechnik, dem Preisverfall dieser elektronischen Systemen, die gleichzeitig eine große Erhöhung an Fahrsicherheit, mehr Flexibilität, Reduzierung der Energieverbrauchs mitbringen, nimmt auch der Elektronikanteil im Fahrzeug zu. Wie bereits erwähnt, wurden besonders im Bereich Längsdynamik zahlreiche Regelsysteme zur Verbesserung der Fahrzeugstabilität und Fahrzeugsicherheit entwickelt. In [Abbildung 1.2](#) sind die wichtigsten mechatronischen Regelsysteme und die Positionierung querdynamischer Regelsysteme dargestellt.

Die Querdynamik blieb lange Zeit von diesen Entwicklungsaktivitäten, mit Ausnahmen wie verbrauchsgünstigerer Servolenksysteme, sowie einiger Ausführungsformen von Hinterradlenkungen (wie bei BMW 8er-Reihe, E31 in den 90'er, (Hamann, 2012)) unberührt. In den letzten zehn Jahren jedoch gewannen diese Aktivitäten an Bedeutung und so stehen mittlerweile viele Forschungsthemen, Anwendungen und Verbesserungen für mechatronische Lenksysteme zur Verfügung, um die hohen Anforderungen an ein modernes Lenksystem zu erfüllen. Diese Anforderungen werden in dem nächsten Abschnitt ausführlich erläutert.

In der vorliegenden Arbeit werden ausschließlich Funktionen dargestellt, mit denen man die Querdynamik optimieren und verbessern kann. Zudem ist das Erhalten von markentypischen Lenk- und Fahrgefühl eine wichtige Zielsetzung der Arbeit.

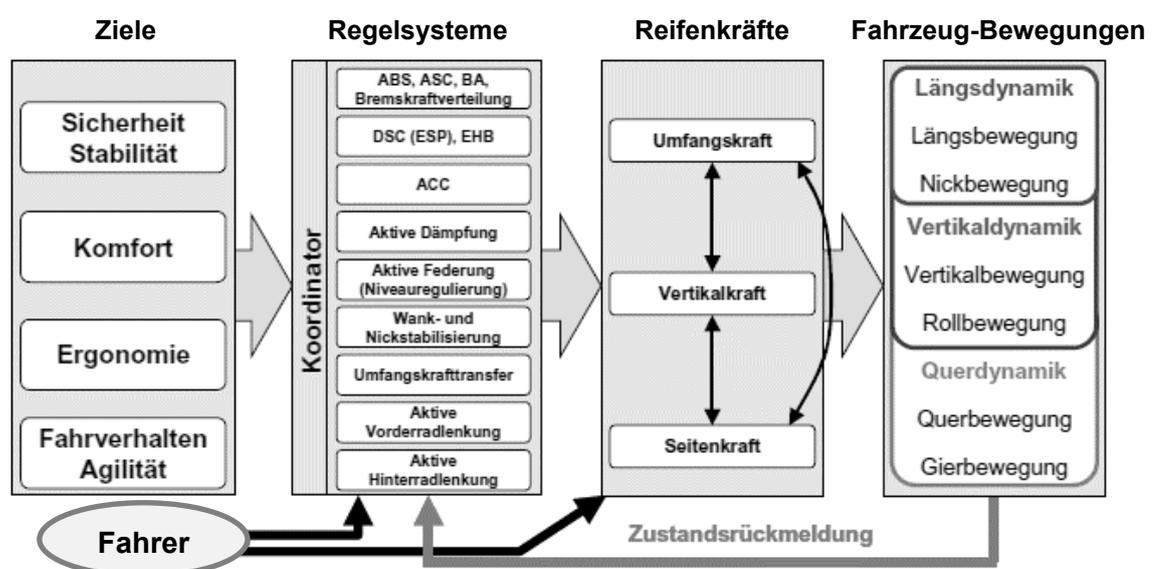


Abbildung 1.2: Beispiele für die mechatronischen Regelsysteme, (Fleck, 2003)

1.1.1 Entwicklung von Lenksystemen

Ohne Zweifel geht der Weg zu einer optimalen Querdynamik eines Fahrzeuges über die Lenkung. Die Lenkung stellt in dieser Hinsicht die wichtigste Schnittstelle zwischen dem Fahrer und dem Fahrzeug dar. In diesem Kapitel wird aus diesem Grund der Entwicklungspfad von Lenksystemen erklärt.

Eine gut empfundene Fahrdynamik stellt nicht nur Fahrsicherheit und Komfort dar, sie bildet auch die Voraussetzung für das gewünschte Fahrerlebnis. So legt die Fahrdynamik ein Schlüsselmerkmal fest. Wie bereits erwähnt, nimmt der Umfang von mechatronischen Systemen kontinuierlich zu, die die Fahrstabilität und Fahrdynamik kontrollieren. Ein wichtiges Element der Fahrdynamik ist das Lenkgefühl. Demzufolge ist die Bedeutung von Lenksystemen als ein wichtiger Bestandteil der Fahrdynamik in den letzten Jahren stets gestiegen, vgl. (Wolf, 2009).

Mit der Markteinführung der hydraulischen Hilfskraftlenkung, HPS (Hydraulic Power Steering) wurde es erstmals möglich, die vom Fahrer aufzubringenden Lenkkräfte um bis zu 90% zu reduzieren. Der Anteil der hydraulischen Hilfskraft kann je nach Bedarf variabel eingestellt werden. Für körperlich behinderte Personen kann dieser Anteil etwa 90% und für eine sportliche Auslegung mit etwa 70% geringer sein (Zomotor, 1988). Eine erweiterte Funktion von HPS ist die sogenannte „Servotronic“. Sie regelt die hydraulische Kraftunterstützung abhängig von der Fahrzeuggeschwindigkeit (Heissing & Ersoy, 2008). Vorteilhaft ist, dass keine störungsanfälligen elektrischen Bauteile vorhanden sind; Defekte oder Schäden sind einfach erkennbar, die Funktionstüchtigkeit ist leicht prüfbar (Braess & Seiffert, 2001).

Ein großer Schritt nach vorne hinsichtlich der Funktionalität brachten die Hilfskraftlenkungen mit elektro-hydraulischer Hilfskraftlenkung, EHPS (Electro-Hydraulic Power Steering). Diese Realisierungsart behält das hydraulische Wirkprinzip weitgehend bei. Allerdings übernimmt statt eines Riementriebs ein programmgesteuerter Elektromotor die Funktion des Antriebs der Servopumpe, die Servoöl in das Lenkgetriebe fördert. Eine andere Realisierungsart dieser Systeme sind die elektromechanischen Lenksysteme, EPS (Electric Power Steering) oder EPAS (Electric Power Assisted Steering). Bei dieser Realisierungsart unterstützt ein programmgesteuerter Elektrostellmotor an der Mechanik der Lenkung (Lenksäule oder Lenkgetriebe) die Lenkbewegungen des Fahrers. Die für die HPS notwendige Servopumpe, die Ölleitungen zwischen der Servopumpe und dem Lenkgetriebe, sowie die Hydraulikflüssigkeit entfallen bei der EPS. Im Falle einer mechanischen Beschädigung, z. B. bei einem Unfall, kann somit kein Öl austreten. Statt der Hydraulik bewirkt ein Elektromotor die Überlagerung der mechanischen Lenkbewegung durch den Fahrer mit einer unterstützenden Hilfskraft (Braess & Seiffert, 2001). Zusätzlich können verschiedene Bauformen von elektromechanischen Lenksystemen unterschieden werden. Auf diese wird in dieser Arbeit jedoch nicht weiter eingegangen.

Mit der Realisierung von EPS ergeben sich mehrere neue Anwendungsgebiete. Neben den Anwendungen wie „Servotronic“, ermöglicht EPS eine Lenkmomentregelung, die das Lenkradmoment (M_L) nicht nur abhängig von der Fahrgeschwindigkeit sondern auch das Lenkmoment abhängig von gegenwärtigem Fahrzustand (beispielsweise Unter- und Übersteuern) regeln kann. Damit wird dem ungeübten Fahrer dabei geholfen, das Fahrzeug in kritischen Fahrsituationen zu stabilisieren. Die genaueren Funktionsprinzipien, Eigenschaften und Zusammenwirkung mit anderen fahrdynamischen Regelsystemen werden in Kapitel 1.1.2 ausführlicher erläutert.

Ein wichtiger Meilenstein der Entwicklung von konventionellen Lenksystemen sind die „aktiven Lenksysteme“. Unter den Begriff „aktiv“ liegt die Tatsache, dass bei diesen Lenksystemen erstmals nicht nur das Lenkmoment, sondern auch der Radlenkwinkel unabhängig vom Fahrer geregelt werden kann. Zu dieser Kategorie von den Lenksystemen gehören AFS (Active Front Steering) und SbW (Steer-by-wire) Lenksysteme. Somit wurde es ermöglicht, dass die Lenkwinkelübersetzung zwischen Lenkrad und Rädern in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit verändert werden kann. Infolgedessen sind bei niedrigen Geschwindigkeiten wie bspw. während eines Parkmanövers große Lenkwinkel mit geringer Lenkarbeit (also wenig Lenkbedarf am Lenkrad) möglich. Umgekehrt wird mit zunehmender Geschwindigkeit die Lenkwinkelübersetzung erhöht. Somit ist das Fahrzeug bei einer Autobahnfahrt sicherer, weil die Lenkung indirekter ist. Die Aktivlenkung besteht aus einem Planetengetriebe und einem Elektromotor vor dem eigentlichen Lenkgetriebe. Dabei erfolgt die Winkelübertragung der Eingangswelle (Lenkrad) und der Ausgangswelle (Ritzel) über Sonnenräder und Planetenräder. Im Fall der Überlagerung treibt der Elektromotor den Planetenträger. Damit entsteht eine zusätzliche Relativbewegung um die Sonnenräder. Diese Bewegung führt dann zur gewünschten Überlagerung bzw. Änderung der Lenkwinkelübersetzung, siehe [Abbildung 1.3](#).

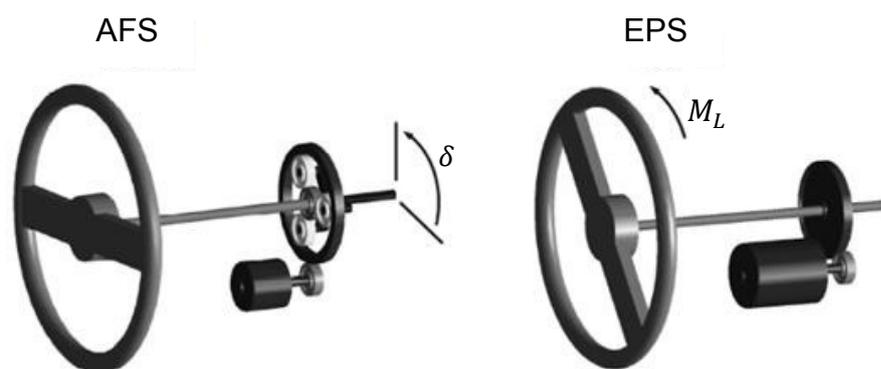


Abbildung 1.3: Funktionsprinzip von AFS und EPS Systemen, (Schermann, et al., 2008)

Die fortschrittlichste Variante von Lenksystemen stellen die SbW Lenksysteme dar. Unter SbW versteht man ein System in der Kraftfahrzeugtechnik, bei dem „ein Lenkbefehl von einem Sensor (am Lenkrad oder einem anderen Eingabegerät) über ein Steuergerät ausschließlich elektrisch zum elektromechanischen Aktuator, der den Lenkbefehl ausführt, wei-

tergeleitet wird“, (Brehm, et al., 2014). Eine mechanische Verbindung zwischen Lenkrad und gelenkten Rädern besteht nicht.

Dieses System hat die folgenden nennenswerten Vorteile, vgl. (Heissing & Ersoy, 2008):

- Eine schwere mechanische Verbindung zwischen den einzelnen Komponenten der Lenkung kann entfallen. Das gesamte Lenksystem kann kleiner ausfallen und durch den Wegfall der Lenksäule ergeben sich neue konstruktive Freiheitsgrade bei der Gestaltung des Bauraumes.
- Das Verletzungsrisiko durch die Lenksäule bei Unfällen entfällt.
- Der Lenkaus Schlag kann den fahrdynamischen Gegebenheiten angepasst werden.
- Die Rückmeldekräfte an den Fahrzeugführer können wahlfrei eingestellt werden.
- Im Vergleich zur Servolenkung herkömmlicher Art ist der Hilfsenergieverbrauch geringer.
- SbW ist eine Vorstufe für autonomes Fahren.

Andererseits ist die Verwendung von SbW-Systemen mit Sicherheitsrisiken (Zuverlässigkeit eines komplett elektronischen Systems und einer Regelung erfordert eine redundante Systementwicklung mit einer Rückfallebene) und sehr hohen Entwicklungskosten verbunden, die bisher eine frühere Markteinführung und verbreiteten Marktanteil verhindert haben.

Aufgrund der fehlenden mechanischen Verbindung zwischen den Rädern und dem Lenkrad, ist es für SbW erforderlich, dass die Aktuatoren und alle für SbW mitwirkenden Subsysteme (Servomotor, Feedbackaktor für das Lenkrad, Sensoren) eine hohe Redundanz aufweisen. Dies erhöht Komplexität und Gesamtsystemmasse, vgl. (Fleck, 2003), (Bohner & Moser, 2004). Eine erweiterte Ausführung von SbW, die zusätzlich eine Rückfallebene beinhaltet, ermöglicht das SbW Konzept den Serieneinsatz in der Zukunft. Im normalen Betrieb funktionieren die SbW-Systeme mit Rückfallebene genauso wie die Systeme ohne Rückfallebene. Bei einem Systemausfall muss jedoch eine mechanische oder alternativ hydraulische Verbindung zwischen Räder und Lenkrad als Rückfallebene eingreifen und weiterhin die volle Lenkfähigkeit gewährleisten. Dies ist auch eine gesetzliche Anforderung für die Industrialisierung des Systems, vgl. (DIN EN 61508, 2011), (United States Department of Transportation, 2014), (ECE R79, 2014) und (ISO 26262, 2011).

1.1.2 Regelungskonzepte von Lenksystemen

Mit der Realisierung von „Servotronic“ wurde der erste Schritt zu funktional beeinflussbaren (jedoch nicht aktiven) Lenksystemen gemacht. Das System besteht aus dem elektronischen Tachometer, der dem Steuergerät die Fahrzeuggeschwindigkeit mitteilt. Diese Information wird dann mit einem Mikroprozessor ausgewertet und über eine eingegebene Logik regelt das Steuergerät die Position von Ventilen bei HPS und die Motorunterstützungskraft bei EPS, siehe [Abbildung 1.4](#). Erstmals im Jahr 1985 wurde dieses System in den mit Drehkolbenven-

tilen arbeitenden Kugelumlauflenkgetrieben des 7er BMW und des Opel Senator eingebaut (Zomotor, 1988). Das Funktionsprinzip beruht darauf, dass die hydraulische Hilfskraft sich abhängig von der Fahrzeuggeschwindigkeit ändert. Bei geringen Geschwindigkeiten steuern die hydraulischen Ventile die Hydraulikkraft so, so dass die hydraulische Kraft dem Verdrehwiderstand entgegenwirkt. Somit ist es für den Fahrer leichter zu lenken. Umgekehrt ist die hydraulische Rückwirkung bei hohen Geschwindigkeiten gering oder null.

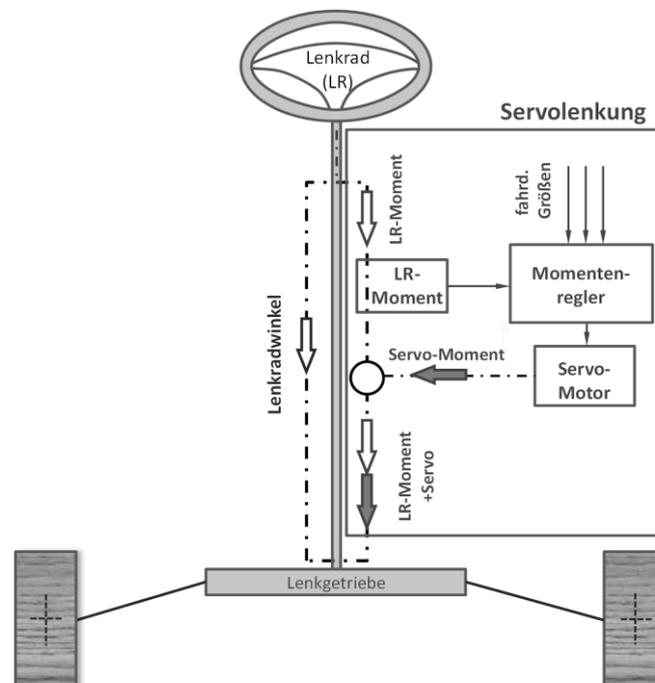


Abbildung 1.4: Funktionsprinzip von Servotronic, (Fleck, 2003)

Die Übergangsphase von hydraulisch-unterstützten Lenksystemen zu elektrischen stellten EHPS Systeme dar, wobei das hydraulische Wirkprinzip gleich bleibt. Der Unterschied zu obengenannten HPS besteht darin, dass statt eines Riementriebs ein programmgesteuerter Elektromotor die Funktion des Antriebs der Servopumpe übernimmt. „Die elektrische Servopumpe braucht also keinen mechanischen Riementrieb, sie lässt sich so motorunabhängig frei positionieren.“ (Braess & Seiffert, 2001).

In dieser Arbeit wird auf die mechanischen Aufbauprinzipien nicht eingegangen, da über diese bereits zahlreiche Literaturstellen vorhanden sind, vgl. (Zomotor, 1988), (Heissing & Ersoy, 2008), (Pfeffer & Harrer, 2011).

Ein weiterer Schritt sind EPS Systeme. Die unterschiedlichen Varianten, die verschiedene Fahrzeugklassen bedienen, sind bspw. von (Ulrich, 2011) zu entnehmen. Hier unterstützt und überlagert ein programmgesteuerter Elektrostellmotor an der Mechanik der Lenkung die Lenkbewegungen des Fahrers. Hier entfällt die Hydraulik, also die Servopumpe, die Schläuche von der Servopumpe zum Lenkgetriebe und zurück, sowie die Hydraulikflüssigkeit. Im Falle einer mechanischen Beschädigung, z. B. bei einem Unfall, kann somit kein Öl austreten. Stattdessen bewirkt ein Elektromotor die Überlagerung der mechanischen Lenkbewegung durch den Fahrer mit einer unterstützenden Hilfskraft, siehe [Abbildung 1.5](#).

„Zumeist in kleinen bis mittleren Fahrzeugklassen kommen in zunehmendem Masse elektromechanische Servolenkungen zum Einsatz (vgl. (Müller, 2004), (Gies & Schachner, 2004) und (Tracht, 2004)). Diese sind nicht nur in der Herstellung und Entsorgung umweltschonender, sondern sie benötigen nach (Kozaki, et al., 1999) nur ca. 1/20 der Energie konventioneller Hydrolenkungen“, (von Groll, 2006). Mittlerweile wird das EPS-System auch in mittleren bis oberen Fahrzeugklassen zunehmend eingesetzt. Die Entwicklung der elektrischen Servolenkung stellt nicht nur energetisch, sondern auch funktional einen bedeutenden Fortschritt in der Lenkungsentwicklung dar, da im Gegensatz zu heutigen hydraulischen Servolenkungen das Unterstützungsmoment nicht systembedingt im direkten Zusammenhang mit dem Lenkmoment des Fahrers steht.

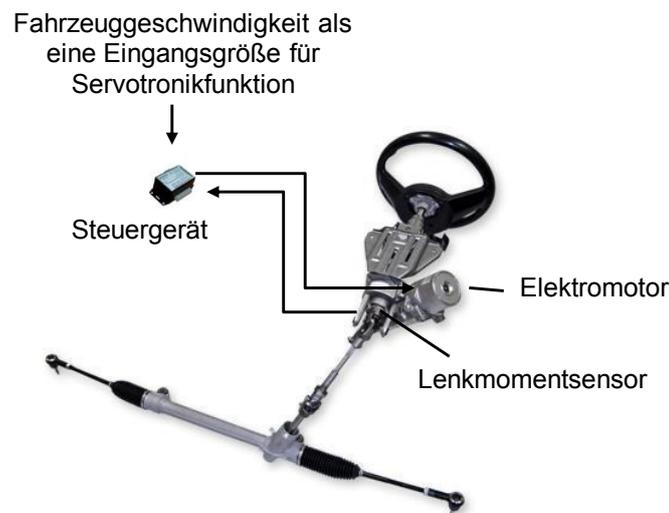


Abbildung 1.5: Aufbauprinzip eines EPS Systems, (Minton's Automotive, INC, 2013), (Nexteer, 2011)

Die erste Stufe der aktiven Lenksysteme stellen sowohl chronologisch als auch funktionell die elektronisch geregelten Servolenkungen dar. Charakteristisch für die elektronisch geregelte EPS Systeme ist, dass das Lenkmoment nicht nur in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit geregelt wird, sondern auch von dem Fahrzustand. Wie eingangs erwähnt ist die Steigerung der Fahrsicherheit eines der Kernziele der Fahrwerksentwicklung. Durch die Integration neuer mechatronischen Systeme entstehen zusätzliche Potenziale, um die Fahrsicherheit und die Fahrstabilität zu erhöhen. Anders als bei herkömmlichen Hydrolenkungen bietet der Einsatz von Elektrolenkungen die Möglichkeit, das Lenkradmoment (M_L) unabhängig vom Lenkmoment des Fahrers zu beeinflussen.

Zu den Hilfsfunktionen gehören auch Assistenzfunktionen, die im fahrdynamischen Grenzbereich eingreifen, wie der Lenkassistent von Daimler (Anon., 2008) und Teilfunktionen der Aktivlenkung von BMW (Herold, et al., 2008), die dem ungeübten Fahrer in kritischen Fahrsituationen helfen, das Fahrzeug zu stabilisieren. Diese Tatsache ermöglicht die Real-

sierung mehrerer Hilfsfunktionen wie z. B. Heading Control⁽¹⁾ und Parkassistent⁽²⁾, vgl. (Kölbl & Zahn, 2006).

Mit diesen zusätzlichen Funktionen ist eine Kopplung von in der Einleitung erwähnten Assistenzsystemen erforderlich. Um das Lenkmoment sinnvoll regeln zu können, ist eine funktionale Integration der Lenkungs- und Fahrstabilitätsregelung wie ESP zielführend.

Die oben erwähnten Lenkassistentenfunktionen ergänzen die stabilisierende Wirkung der über den Bremsengriff agierenden Stabilitätssysteme und wirken daher einem instabilen Fahrzustand bereits zu einem frühen Zeitpunkt entgegen (vgl. (Anon., 2008)). In kritischen Fahrsituationen können mit einer elektromechanischen Lenkung Lenkmomentänderungen eingebracht werden, um dem Fahrer bei der Fahrzeugstabilisierung zu helfen. Dabei bildet ein Fahrzeugmodell die Basis zur Erkennung kritischer Fahrzustände, vgl. Kapitel 4. Zeigt das Fahrzeug ein neutrales (oder wie ausgelegt leicht untersteuerndes) Fahrverhalten (kein deutliches Unter- oder Übersteuern), dann stimmen die tatsächlich am Fahrzeug gemessenen Werte (Quereschleunigung, Gierrate) und die vom Fahrzeugmodell simulierten Systemausgänge (Quereschleunigung, Gierrate) überein. Hat das Fahrzeug ein unter- oder übersteuerndes Verhalten, dann entsteht eine Abweichung zwischen der Messung und der Simulation, siehe [Abbildung 1.6](#).

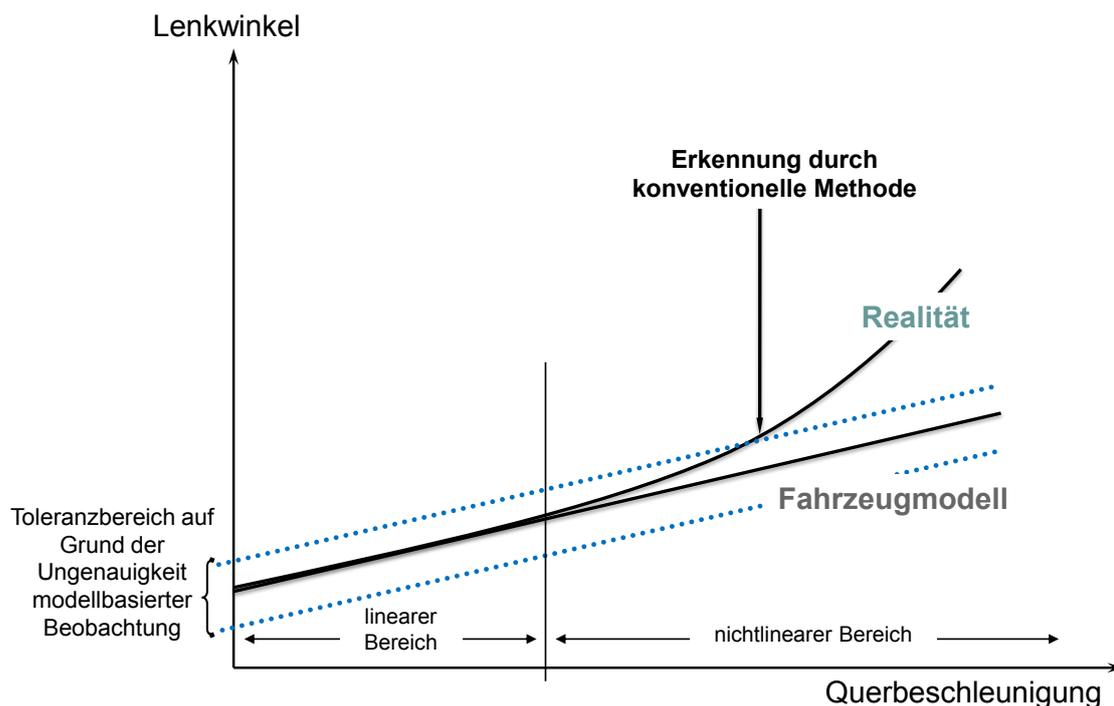


Abbildung 1.6: Prinzipielle Funktionsweise der Fahrsituation mit modellabhängigen Methoden (Übergang ins Untersteuern)

¹ Spurhalteassistent

² Der Parkassistent übernimmt das Einparken in parallel zur Fahrbahn liegenden Parklücken (Fahrerassistenz-Parkassistent, 2014).

Nach Erläuterungen von Regelungskonzepten EPS sind abschließend nach (Goroncy, 1997) folgende ausgewählte Vor- und Nachteile der elektromechanischen Servolenkung zu nennen:

Energieersparnis

Der Elektromotor für die Servolenkung trägt zur messbaren Kraftstoffeinsparungen bei, da eine normale hydraulische Servolenkung einen Kraftstoffmehrverbrauch eines Mittelklassefahrzeuges von bis zu 0.3l auf 100km verursacht. Dieser resultiert daraus, dass die Lenkhilfspumpe über Riemen vom Verbrennungsmotor permanent angetrieben wird und somit Energie verbraucht, auch wenn der Fahrer nicht lenkt. Außerdem funktioniert die Servolenkung mit Elektromotor auch dann, wenn der Motor aus technischen Gründen steht, wie beispielsweise beim Abschleppen.

Umweltverträglichkeit

Das bei Anwendung der elektromechanischen Servolenkung fehlende Öl belastet die Umwelt nicht.

Servounterstützung

Kurz nach dem Start des Motors können konventionelle Hydrauliksysteme unter Umständen recht zäh arbeiten, bis sich die Hydraulikflüssigkeit erwärmt hat, das gilt besonders für sehr kalte Klimaregionen. Da ein EPS-System (verbrennungs-)motorunabhängig arbeitet, ist es auch bei Temperaturen von -40C weniger kälte empfindlich. Darüber hinaus tritt der normalerweise in den ersten Minuten bis zum Aufwärmen entstehende große Energieverlust nicht auf.

Systemauslegung

Durch den nötigen Steuerungsmehraufwand sind Lösungen zur geschwindigkeitsabhängigen Servounterstützung mit konventionellen Hydrauliksystemen sehr kostenintensiv. Durch die hard- und softwaremäßige Realisierung der elektromechanischen Servounterstützung ist man in der Lage den erforderlichen Umfang der Lenkunterstützung anhand der Fahrgeschwindigkeit und des vom Fahrer erbrachten Lenkmomentes sofort zu berechnen

Schnelle Systemabstimmung

Die Elektronik erlaubt es, verschiedene Ausprägungen für die Lenkunterstützung zu verwirklichen, beispielsweise auf erforderliche hohe Lenkkräfte beim Rangieren zu reagieren

oder aber die Lenkung „strammer“ bei Hochgeschwindigkeitsfahrten einzustellen. Auch können bei den Programmen für die Lenkkraftunterstützung weitere Daten anderer Sensoren und die Querschleunigung mitverarbeitet werden. Ebenfalls ist die Anpassung der Lenkungssoftware an verschiedene Fahrzeugtypen problemlos.

Neben den zahlreichen Potenzialen haben die EPS Systeme auch Nachteile. „Bei Lenksystemen mit durchgehender Lenksäule nimmt der Fahrer über das Lenkrad Nutz- und Störinformationen wahr, die sich aus unterschiedlichen Fahrbahnanregungen ergeben. Je nach Fahrwerk und Lenkung werden einige dieser Anregungen in unerwünschter Weise verstärkt bzw. abgeschwächt. Hydrolenkungen, die dem Fahrer empfindsam den Fahrbahnkontakt vermitteln, übertragen auch Störungen, wie z. B. Anregungen durch Reifenunwucht. Neuartige Lenkungssysteme wie EPS (Electric Power Steering)-Lenkungen übertragen den Fahrbahnkontakt bisher weniger feinfühlig als Hydrolenkungen. Idealerweise übermittelt eine Lenkung den Fahrbahnkontakt und somit Reibwertsprünge der Fahrbahn hinreichend fühlbar und gestaltet somit das Sicherheitsgefühl des Fahrers maßgeblich. Der Zielkonflikt zwischen dem Wunsch nach einer feinfühligem Übertragung des Fahrbahnkontaktes einerseits, bei gleichzeitiger Unempfindlichkeit gegenüber Störungen andererseits, erschwert die Entwicklung von Lenksystemen.“ (von Groll, 2006). Hierfür untersuchte (Harrer, 2007) Methoden mit denen eine bestimmte objektive Aussage über das Lenkgefühl von EPS Systemen getroffen werden kann. (von Groll, 2006) stellte Methoden vor, die die obengenannten Störfaktoren vermindern.

Wie in der [Abbildung 1.7](#) dargestellt, sind die Begriffe „Aktive Lenksysteme“ und „Passive Lenksysteme“ nach ihrer Funktionalität hinsichtlich der Radlenkwinkelbeeinflussung festgelegt. In dieser Arbeit genannte „Aktive Lenksysteme“ sind in der Lage, den vom Fahrer aufgebrachten Lenkwinkel zu überlagern (als eine zusätzliche Funktionalität). Somit ist es auch möglich die Lenkwinkelübersetzung zu variieren.

Auf dem Markt sind auch andere Lenksysteme verfügbar, die wiederum als eine Übergangsphase von passiven zu den aktiven Lenksystemen gelten, weil diese Systeme die Lenkwinkelübersetzung beeinflussen können. Bei diesen Lenksystemen kann zwischen zwei Ausführungen unterscheiden werden.

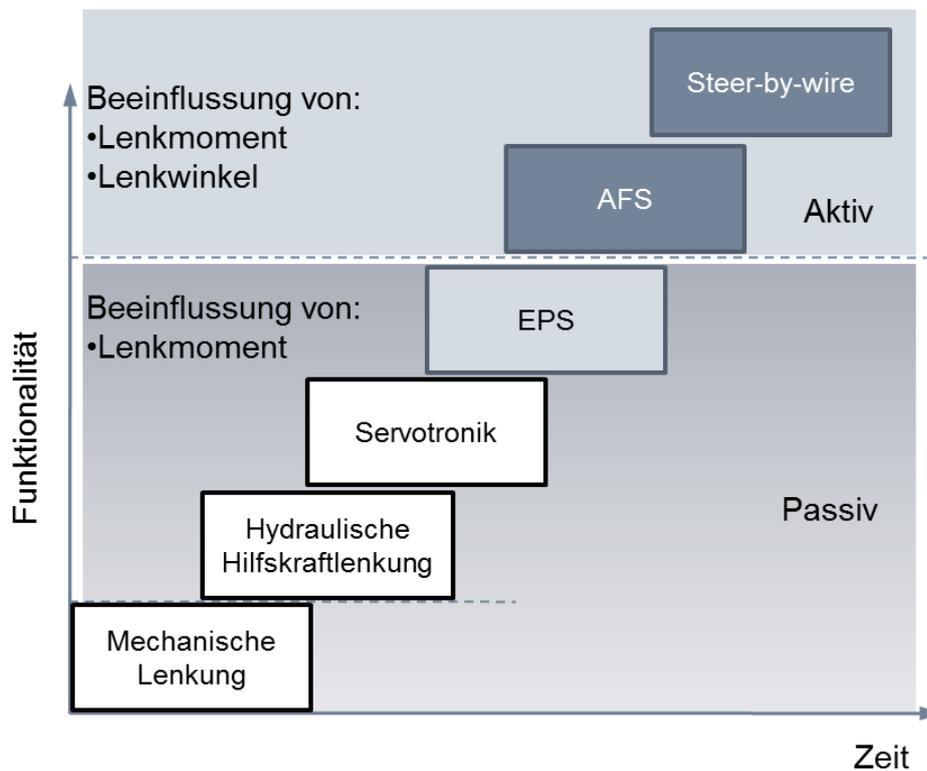


Abbildung 1.7: Funktionelle Entwicklung von Lenksystemen, (Brand, 2003)

1.1.2.1 Mechanische Beeinflussung der Lenkwinkelübersetzung

Bei der mechanischen Beeinflussung der Lenkwinkelübersetzung wird die Lenkwinkelübersetzung nur in Abhängigkeit vom Lenkradwinkel verändert. Als Beispiel können so genannte „Progressive Lenkungen“ dienen, wobei das Übersetzungsverhältnis durch die Veränderung der Zahnform der Zahnstange erreicht wird (BISHOP Steering Technology, 2011). Die Lenkung wird in der Mittellage möglichst direkt ausgelegt, und die Änderung der Übersetzung findet nur in einem kleinen Bereich statt. Zudem gibt es Progressive Lenkungen mit Achsversatz, die auf eine sinusförmige Änderung der Lenkwinkelübersetzung basieren. Daraus resultierend verändert sich das Drehmoment der Lenkung durch den Achsversatz, (Bless, 2008).

Eine harmonischere Lösung bietet die Firma PSS (Progressive Swiss Steering), die jedoch außer anders geformter Zahnstange keine Unterschiede in den Konstruktionsprinzipien von herkömmlichen Zahnstangenlenkungen aufweisen (Münster & Wolf, 2010).

Streng genommen gehört natürlich diese Gattung von Lenksystemen nicht zu den aktiven Lenksystemen, da hier die Lenkwinkelübersetzung nicht in Abhängigkeit verschiedener Größen (wie bspw. Fahrzeuggeschwindigkeit) sondern nur abhängig von dem Lenkradwinkel ist.

1.1.2.2 Elektronische Beeinflussung der Lenkwinkelübersetzung

Im Jahr 2000 präsentierte Honda ein elektrisches Lenksystem mit variierbarer Lenkwinkelübersetzung VGS (Variable Gear Ratio Steering), das die Lenkwinkelübersetzung auch in Abhängigkeit von Fahrsituationen verändern kann. Dieses System ist mit einer sehr aufwendigen Konstruktion verbunden und bietet keine Möglichkeit, eine vom Fahrer unabhängigen zusätzlichen Radlenkwinkel zu realisieren (Tokunaga & Shimizu, 2000).

Unter den ersten aktiven Lenksystemen, die dem vom Fahrer eingegebenen Lenkwinkel bei Bedarf einen weiteren Lenkwinkel durch einen Aktuator überlagern können, ist die sogenannte „Überlagerungslenkung“. Dieses System wurde 2003 erstmalig von der BMW Group als Sonderausstattung für den BMW 5er unter den Namen „Aktivlenkung“ oder AFS (Active Front Steering) auf dem Markt angeboten. Bei den Überlagerungslenkungen ist eine geschwindigkeitsangepasste Lenkwinkelübersetzung problemlos möglich. Bei niedrigen Geschwindigkeiten erzeugt die Überlagerungslenkung einen großen Radeinschlag pro Lenkraddrehung, wodurch mehr Komfort im Stadtverkehr und beim Einparken gewährleistet wird. Bei mittlerem Tempo wirkt die Lenkung besonders direkt. Angepasst an die aktuelle Geschwindigkeit, zeigt sich die Lenkung sehr präzise und genau, um zusätzliche Agilität zu gewinnen. Bei hohen Geschwindigkeiten reduziert das System den Lenkwinkel (indirektere Lenkwinkelübersetzung als bei konventionellen Lenkungen) und ermöglicht bessere Spurtreue und sichere Lenkbewegungen (Herold, et al., 2008), siehe [Abbildung 1.8](#). Durch dieses Funktionsprinzip reduziert sich auch die Energie, die für den Stellmotor erforderlich ist. Zugleich wird die vom Fahrer zu erbringende Lenkarbeit (-leistung) größtenteils verringert.

Das wesentliche Merkmal von Überlagerungslenkungen ist die Möglichkeit den Radlenkwinkel unabhängig vom Fahrer und abhängig von der Fahrsituation zu regeln. Durch die Verbindung der Lenkung mit den Stabilisierungssystemen, wie DSC⁽³⁾ bei der BMW Group stabilisiert das System das Fahrzeug in schwierigen Fahrsituationen (schlechter Straßenzustand, starker Seitenwind oder μ -Split, siehe Kapitel 4 für weitere Informationen). Wenn zum Beispiel die Gefahr besteht, dass das Heck des Fahrzeuges in einer Kurve auf bspw. nasser Straße ausbricht, beeinflusst die Überlagerungslenkung unbemerkt die Position der Räder und somit die Fahrtrichtung.

Dieses elektronisch geregelte Lenksystem unterstützt den Fahrer zum einen über die Momentunterstützung der Servolenkung und zum anderen mit einer variablen Lenkwinkelübersetzung. Das Kernstück der Aktivlenkung ist die Aktivlenkungs-Stelleinheit. Diese ist im Lenkgetriebe eingebaut. Die Stelleinheit besteht aus einem Elektromotor und einem Überlagerungsgetriebe. Das Überlagerungsgetriebe besteht im Wesentlichen aus den Hauptkomponenten Schneckenrad, zwei Planetenradträgern und drei Stufenplaneten. Die Stufenplaneten stellen die mechanische Verbindung zwischen dem oberen und dem unteren Sonnenrad

³ Dynamic Stability Control, (Debes, et al., 1997)

her. In Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit greift ein Elektromotor über einen Schneckentrieb in das Planetengetriebe ein, siehe [Abbildung 1.9](#).

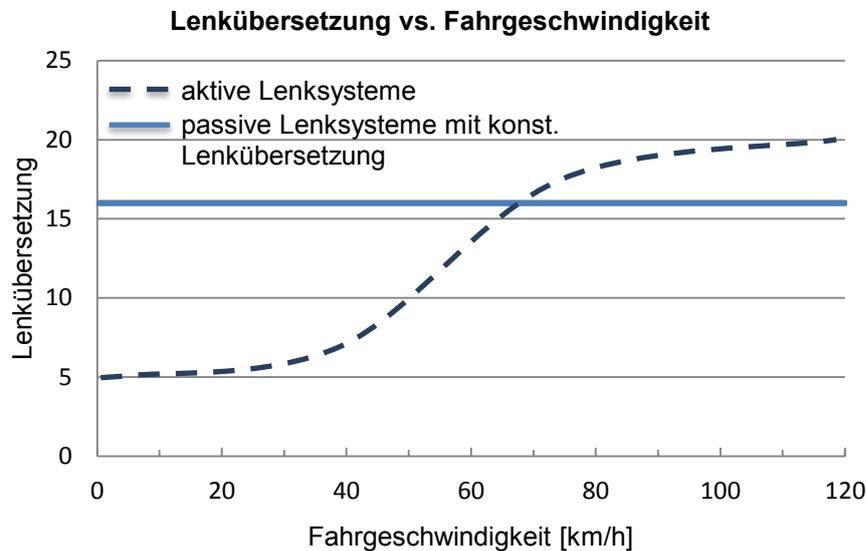


Abbildung 1.8: Geschwindigkeitsabhängige Lenkwinkelübersetzung von Überlagerungslenkungen

So erzeugt das Lenksystem in bestimmten Fahrsituationen (Seitenwind, Unter- oder Übersteuern) einen zusätzlichen oder umgekehrt einen reduzierten Lenkwinkel an den Vorderrädern, der durch die Änderung des Übersetzungsverhältnisses an der Lenkspindel (= Hohlrad) erreicht wird. In kritischen Situationen kann das Lenksystem den vom Fahrer eingeschlagenen Lenkeinschlag der Räder gezielt verändern und das Fahrzeug damit schneller als der Fahrer stabilisieren.

Die letzte Ausbaustufe für die modernen Lenksysteme zeigen die SbW Lenksysteme auf. Die Vorteile dieser Systeme wurde eingangs erwähnt. Hinsichtlich Funktionalitätspotenzialen sind SbW-Systeme mit den Überlagerungslenkungen gleich. Obwohl gegenwärtig aufgrund der erforderlichen Redundanzen Kosten, Gewicht und Komplexität stiegen, versprechen diese Systeme nach der Überwindung ebengenannter Probleme große Potenziale, insbesondere bei der Gestaltungsfreiheit des Vorderwagenbereichs. (Theis, 2002) erforschte unter anderem die menschliche Zuverlässigkeit am Beispiel von Kraftfahrzeugen mit SbW-Systemen. Sie stellte fest, dass bei den X-by-Wire Systemen der Trend zu verzeichnen ist, dass sie zukünftig ohne mechanische Rückfallebenen realisiert werden. Da die mechanische Verbindung zwischen dem Lenkrad und den zu lenkenden Rädern entfällt, muss das Gefühl für die Straße durch eine Aktuatoreinheit am Lenkrad (Lenkradaktuator) erzeugt werden (vgl. (Buschardt, 2002), (Pisu, et al., 2004), (Dilger, et al., 2000), (Kawaguchi & Sugitani, 1998)). "Die Umsetzung der am Lenkrad gemessenen Fahrervorgabe (Lenkwinkel oder Lenkmoment) erfolgt über einen, z. B. am Lenkgetriebe angebrachten, Lenkaktuator. (Odenthal, et al.,

Zusammenfassend zeigt [Abbildung 1.11](#), die aktive Lenksystemen nach ihrer Funktionalität, Aufbauprinzip, Antriebsform und Ausführungsbeispiel. Zudem sind in der [Tabelle 1](#) die ausgewählten Lenkungsfunktionen von aktiven Lenksystemen nach ihren Eigenschaften und Nutzen gelistet.

Tabelle 1: Identifikation und Auswahl Lenkungsfunktionen (Fleck, 2003)

	Funktion (Wie)	Eigenschaften (Was, Kundennutzen)
Erhöhung Fahrzeugagilität und Lenkkomfort	Variable Lenkwinkelübersetzung <ul style="list-style-type: none"> • Direkte Lenkung bei $v_{niedrig}$ • Indirekte Lenkung bei v_{hoch} 	Variation der Lenkwinkelübersetzung über der Fahrzeuggeschwindigkeit. <ul style="list-style-type: none"> • Reduzierung des erforderlichen Lenkwinkels beim Rangieren, Parkieren, Abbiegen (kein Umgreifen am Lenkrad) • Sicheres Handling bei hohen Geschwindigkeiten.
	Variables Lenkradmoment	Adaption (Regelung) des Lenkmoments (Kraft) an die jeweilige Fahrsituation.
	Vorhaltelenkung	Agileres Fahrzeugverhalten bei schnellen Lenkmanövern durch Reduzierung der Phase zwischen Lenkvorgabe und Fahrzeugansprechverhalten.
Erhöhung Fahrzeugagilität	Gierratenregelung	Unterstützung des Fahrers im fahrdynamischen Grenzbereich durch Ausregeln von Fahrzeuggierbewegungen bei kritischen Fahrmanövern.
	Störungskompensationen	<ul style="list-style-type: none"> • Automatische Giermomenten-Kompensation bei z. B. μ-Split Bremsung und Bremsen/Lastwechsel in der Kurve • Kompensation von Seitenwind • Reduzierung der Einflüsse von Fahrbahnstörungen und Fahrzeugparametern (z. B. Beladung)
	Fahrerassistenz-Funktionen	<ul style="list-style-type: none"> • Unterstützung bei der Kurshaltung • Automatische Fahrzeug(quer)führung (ferne Zukunft).

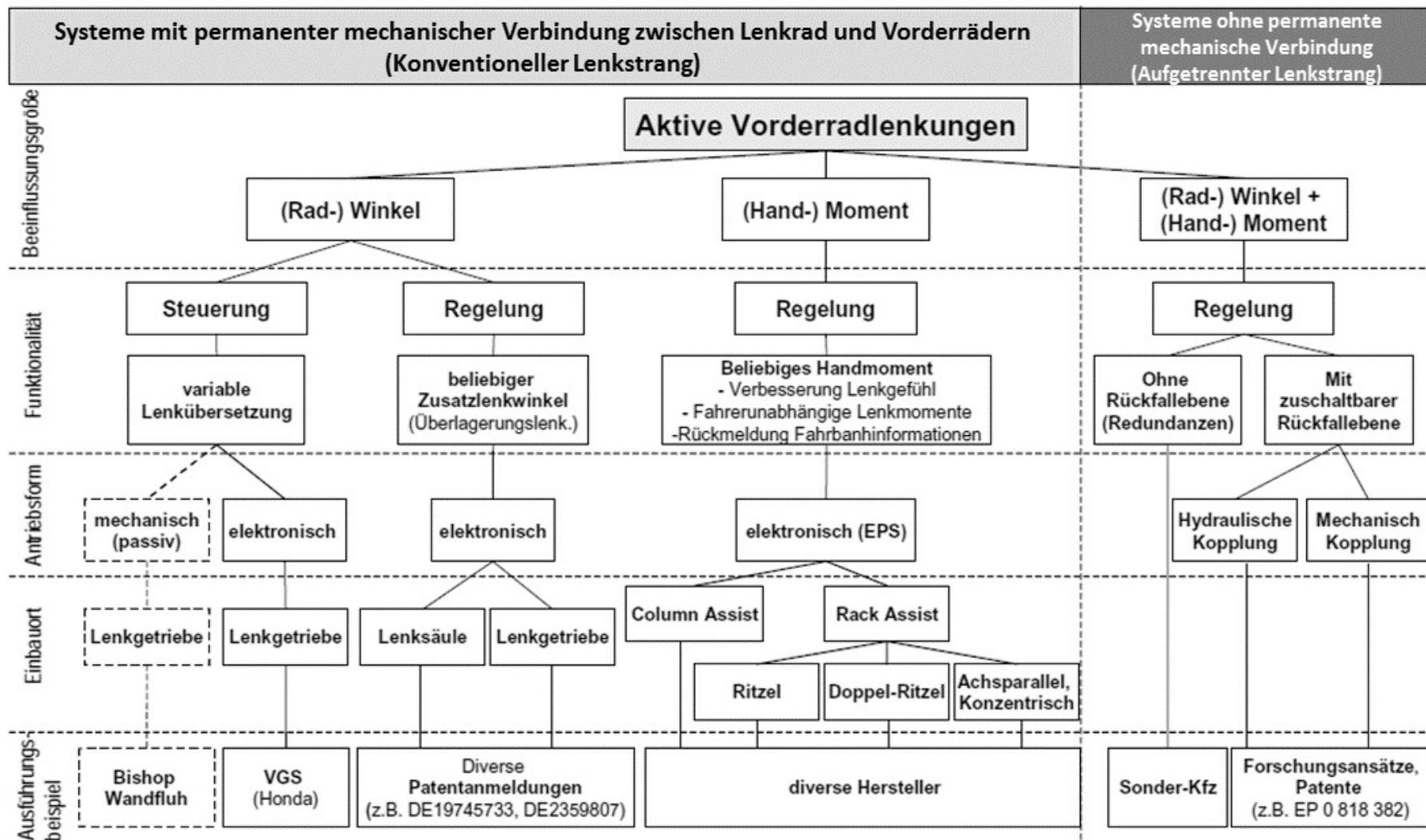


Abbildung 1.11: Die aktive Lenksystemen nach ihrer Funktionalität, Aufbauprinzip, Antriebsform und Ausführungsbeispiel, (Heissing & Ersoy, 2008)

1.2 Zielsetzung der Arbeit

Die Bedeutung von Lenksystemen als Element der Fahrdynamikregelung hat in den vergangenen Jahren erheblich zugenommen. Einen Meilenstein in dieser Entwicklung stellt bspw. die von BMW entwickelte Aktivlenkung dar, mit der der mechanische Durchgriff des Fahrers zur Straße durch eine elektromechanische Aktuatorik gezielt überlagert wird. Die Regelung eines überlagerten Lenkwinkels wird zur Steigerung des Fahrkomforts und zur Beeinflussung der Querdynamik im Sinne eines Stabilitätsprogramms verwendet. Neben der Steigerung der Fahrsicherheit über den konventionellen Bremseingriff ist daher die Lenkung ein wesentlicher Baustein eines aktiv geregelten Fahrwerks.

Konventionelle elektromechanische Lenksysteme (EPS) sind in der Lage das Lenkmoment aktiv zu regeln. Darüber hinaus können aktive Lenksysteme den vom Fahrer aufgebrauchten Lenkwinkel überlagern.

Grundlegende Idee der vorliegenden Arbeit ist es, diese funktionalen Freiheitsgrade Lenkmomentüberlagerung und Lenkwinkelüberlagerung für ein grundlegend neues Konzept zur Regelung der Querdynamik eines Fahrzeuges zu nutzen. Ziel dieses neuen Regelungskonzeptes ist die Verbesserung des Geradeauslaufs und des Anlenkverhaltens des Fahrzeuges. Störungen, die zu einem Versatz des Fahrzeuges führen, sind grundsätzlich in der Gierate und/oder in der Querbeschleunigung sensierbar. Der Grundgedanke besteht nun darin, in Abhängigkeit von diesen Größen korrigierend entgegenzulenken.

Ein Ansatzpunkt zur Nutzung aktiver Lenkeingriffe ist die Verbesserung des Anlenkverhaltens. Fahrzeuge, bei denen sich der Reifen auf der Felge beim Anlenken in seinem Sitz bewegt, zeigen einen stark nichtlinearen Querbeschleunigungsaufbau. Dies gilt auch für Reifen mit schlechten Seitenführungseigenschaften, die z. B. nicht auf das Zielfahrzeug abgestimmt wurden. Über einen Regler, der das Zeitverhalten und die Höhe des Querkraftaufbaus des montierten Reifens abschätzen kann und gleichzeitig ein definiertes Zielverhalten kennt, soll das Anlenkverhalten verbessert werden. Hierfür ist zu klären, ob ein geregelter Gierraten- oder Querbeschleunigungsaufbau oder eine angepasste „Anlenkwinkel-Übersetzung“ für die Verbesserung des Anlenkverhaltens genutzt werden kann.

Für die Reglerentwicklung sind folgende Randbedingungen mit einzubeziehen:

- Ein nichtlineares Fahrverhalten infolge von Hysterese-Effekten in Achse und Reifen ist deterministisch nicht beschreibbar bzw. nicht vorhersagbar.
- Eine eindeutige Differenzierung von Führungs- und Störgrößen ist insbesondere bei kleinen Signaländerungen schwierig.
- Verschiedene Fahrsituationen und Fahrbahneigenschaften wie z. B. hängende Fahrbahn, Spurrillen, Seitenwind etc. sind nicht immer eindeutig identifizierbar. Die Identi-

fikation der Fahrsituation ist aber von großer Bedeutung für den richtigen Lenkeingriff eines aktiven Lenksystems.

- Keine zusätzliche Sensorik (mit vorhandenen Signalen, wie Querbesehleunigung, Gierrate und Fahrzeuggeschwindigkeit)
- Geringer (Applikations-)Aufwand

1.3 Gliederung der Arbeit

In den vorigen Abschnitten wurden der Stand der Technik der Lenksystementwicklung, die realisierte Regelungskonzepte von diesen Lenksystemen und die Zielsetzung sowie die Randbedingungen und Gründe für einen Bedarf von neuartigen Softwarekonzepten dargestellt.

Die Arbeit ist inhaltlich (außer der Zusammenfassung) in fünf Hauptabschnitte geteilt, siehe [Tabelle 2](#).

Als Ausgangspunkt werden im Kapitel 2 die Anforderungen an eine aktive Lenkung betrachtet und in die Untersuchungsschwerpunkte Verbesserung des Anlenkverhaltens, Verbesserung der Geradeausfahrt und Verbesserung/Optimierung der Fahrbahnhinformatonen gegliedert.

Tabelle 2: Inhaltliche Hauptabschnitte der Arbeit

Hauptabschnitte	Kapitelnummer
Anforderungen	2
Methodik und Theorie	3 und 4
Werkzeuge	3 und 4
Anwendung	5
Nachweis	5 und 6

Im Kapitel 3 werden die Grundlagen der Fahrdynamik vorgestellt, die für die entwickelten Methoden zur Verbesserung des Anlenkverhaltens erforderlich sind. Ferner wird die Theorie der Signalverarbeitung erläutert, die für die Methoden zur Verbesserung des Geradeauslaufs, Rückmeldung sowie für die neuen Methoden zur Erkennung bestimmter Fahrsituationen, benötigt werden.

Im Kapitel 4 werden die konventionellen modellabhängigen und neuen modellunabhängigen Methoden zur Erkennung der Fahrsituation beschrieben. Für die modellunabhängige

Erkennungsweise werden aus der Signalverarbeitung und Nachrichtentechnik bekannte Identifikationsmethoden zum ersten Mal für eine automobiltechnische Anwendung vorgestellt.

Im Kapitel 5 werden die Versuchsergebnisse sowie die Simulationsergebnisse zum Vergleich der Güte und Robustheit der dargestellten Methoden dargestellt. Am Ende jedes Unterkapitels wird auch eine Bewertung der jeweiligen Funktion festgelegt. Als Basis von den Tests im Fahrzeug diente ein BMW 3er Coupé (E92) mit einem SbW-Lenkssystem.

Im Kapitel 6 werden die Zusammenhänge und die Schnittstellen des gesamten Konzeptes erläutert.

Die Arbeit wird mit einer Zusammenfassung der Ergebnisse und einem Ausblick abgeschlossen.

Im Anhang befinden sich ergänzende Untersuchungsergebnisse aus den Simulationen und Versuchsfahrten.

2 Funktionspotenziale von aktiven Lenksystemen

2.1 Anforderungen an aktive Lenksysteme

Die Lenkung eines Kraftfahrzeuges gewann in den letzten 50 Jahren immer zunehmend an Bedeutung. Damals war es ausreichend, dass die Lenkung zuverlässig und nachhaltig funktionierte. Später haben die Erwartungen hinsichtlich des Komforts und der Sicherheit zugenommen und neue Konzepte wurden eingeführt, um die Lenkarbeit des Fahrers zu verringern und die Fahrsicherheit zu erhöhen. Dazu kamen noch Aspekte wie der Energiebedarf eines Lenksystems. Mit der Einführung von querdynamischen Fahrwerkregelsystemen in 90er Jahren haben sich anschließend neue Möglichkeiten ergeben. Nach diesem Wendepunkt war die Bedeutung der Lenkung nicht nur „das Lenken eines Kraftfahrzeuges“, sondern auch eine wichtige Schnittstelle und Informationsquelle für den Fahrer. Gut entwickelte EPS-Systeme sind momentan in der Lage, die Fahrbahninformationen gezielt zu filtern und nur die nützlichen Informationen zu übermitteln. Zudem ist es durch die Beeinflussung des Lenkmomentes, das geschwindigkeitsabhängig dem Lenkwinkel entgegengerichtet (um die Lenksäule) wirkt, möglich, dem Fahrer eine Rückmeldung über den gegenwärtigen Zustand zu geben, vgl. (von Groll, 2006), (Pfeffer & Harrer, 2011), (Braess & Seiffert, 2001), (Fersen, 1987).

Generell gelten folgende Anforderungen an eine Lenkung (Fersen, 1987):

- eine präzise und schnelle Umsetzung der Lenkbewegung,
- gute Rückstellung in einen stabilen Geradeauslauf,
- optimale Lenkarbeit,
- gute Rückmeldung zum Fahrzustand (Unter-/Übersteuern),
- Dämpfung von Stößen und Geräuschen,
- kein Einfluss von Antriebs-, Brems- und Beschleunigungskräfte,
- Verhinderung einer Verletzung bei einem Auffahrunfall,
- niedriges Gewicht bei geringem Bauaufwand und Verschleiß.

2.2 Erfüllung von Anforderungen

Die obengenannten Anforderungen werden mit diversen Lenksystemauslegungen erfüllt und stellen keine Differenzierungsmerkmale zwischen den Automobilherstellern dar. Aus dem

Grund haben sich die Anforderungen um die folgende wichtigsten Punkte erweitert, (Fleck, 2003).

- Höhere Sicherheit und Zuverlässigkeit,
- gutes Lenkgefühl,
- geringerer Energiebedarf,
- Flexibilität bezüglich Bauraum,
- Akustik,
- modularer Aufbau und Adaptierbarkeit,
- Umsetzbarkeit (Verwendung von in jeder Hinsicht beherrschbaren Technologien).

In dieser Hinsicht werden in dieser Arbeit Methoden untersucht, mit denen fünf von den soeben genannten Anforderungen erfüllt werden kann. Dies sind:

- höheres subjektives Sicherheitsgefühl,
- gutes Lenkgefühl,
- optimale Lenkarbeit,
- gute Rückmeldung zum Fahrzustand,
- Umsetzbarkeit (Verwendung von in jeder Hinsicht beherrschbaren Technologien).

2.2.1 Anlenkverhalten

Unter dem Begriff „Anlenkverhalten“ wird die Fahrzeugreaktion auf eine sprungartige Lenkvorgabe des Fahrers verstanden. Der Lenkwinkelsprung ist ein geeignetes Manöver zur Untersuchung des Fahrzeugverhaltens aus der Geradeausfahrt in eine stationäre Kreisfahrt, siehe [Abbildung 2.1](#), da mit diesem Manöver das dynamische Ansprechverhalten eines Fahrzeuges einfach identifiziert werden kann.

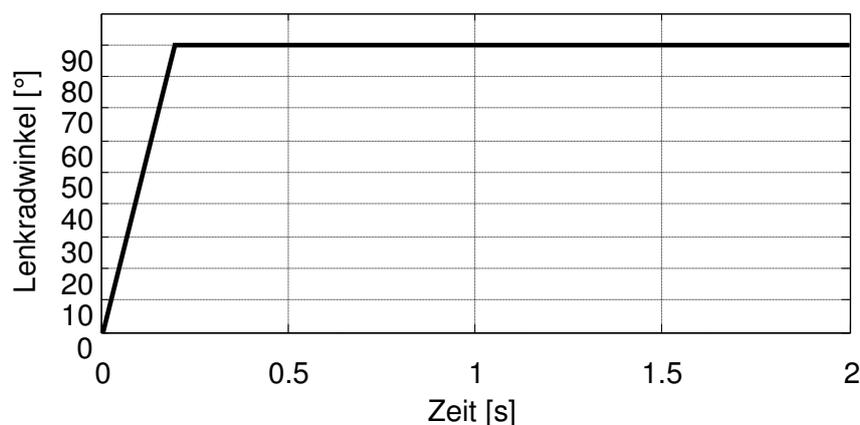


Abbildung 2.1: Lenkwinkelsprung

Das Fahrzeug antwortet auf einen plötzlichen Lenkeinschlag bei konstanter Fahrzeuggeschwindigkeit (Die Lenkwinkeländerung sollte ungefähr mit 500 Grad pro Sekunde erfolgen) mit einem Anstieg der Gierrate und der Querschleunigung, vgl. (ISO 7401, 2011). Ein genau solches Manöver kommt bei normaler Fahrzeugführung nicht oft vor, es wird jedoch bei einer sportlichen Fahrweise durchaus relevant. Zudem ist dieses Manöver für eine objektive Untersuchung der Fahrdynamik zur Verbesserung des Anlenkverhaltens gut geeignet.

An diesem Punkt entsteht eine zusätzliche Frage. Welche Dynamik muss ein besseres Anlenkverhalten haben? Die Antwort dieser Frage ist subjektiv und es gibt auch einige Arbeiten über diese Frage, wobei untersucht wurde, welches Ansprechverhalten des Fahrzeuges für den durchschnittlichen Fahrer akzeptabel und angenehm ist, vgl. bspw. (von Vietinghoff, 2008), (Toims, 1977) und (Harrer, 2007). In dieser Arbeit wird auf diese Frage nicht eingegangen.

Das Ziel dieser Arbeit ist ein von veränderlichen Fahrzeugparametern unabhängiges Anlenkverhalten zu realisieren. Diese sind wie folgende:

- Änderung linearer Fahrzeugparameter (m , l_v , l_h , usw.)
- Parameterstreuungen, die im Fertigungsprozess entstehen
- Reifen mit schlechten Seitenführungseigenschaften
- Reifentyp
 - Sommer-/Winterreifen bzw. Schräglaufsteifigkeiten der Vorder- und Hinterachse:
 c_v , c_h

In [Abbildung 2.2](#) ist der Einfluss einiger Fahrzeugparameter auf die Fahrdynamik dargestellt, wobei jeder Fahrzeugparameterwert einzeln um 5% erhöht wurde. Das Fahrmanöver wurde mit 80 km/h, mit einem maximalen Lenkradwinkel von 10° und mit einem Zwei-Spurfahrzeugmodell durchgeführt. Die maximale Querschleunigung beträgt nur ca. 1.75 m/s^2 , um einen linearen Fahrzustand zu gewährleisten. In [Abbildung 2.2](#) wurden die linearisierte Änderung von den Werten der 100%-Ansprechzeit der Gierrate und Querschleunigung (siehe auch [Abbildung 4.3](#)) dargestellt. Demzufolge, wird c_v um 10% erhöht, dann nimmt der Gierratewert bei der 100%-Ansprechzeit um ca. 9,5% zu. Mit der Erhöhung c_h um 10%, nimmt der Gierratewert bei der 100%-Ansprechzeit ca. 5% ab.

Die Identifikation solcher Änderungen und die Sicherstellung des gewünschten Anlenkverhaltens trotz Parameteränderungen werden im Kapitel [3.1](#) erläutert.

2.2.2 Geradeausfahrt und Rückmeldung der Fahrbahninformationen sowie des Fahrzustandes

Die Verbesserung der Geradeausfahrt ist nicht länger ein Muss für die subjektive positive Bewertung eines Fahrers nur von Premiummarken, sondern gilt mittlerweile flächendeckend für alle PKWs, sowie LKWs. Viele Fahrer haben sicherlich gemerkt, dass auf den Autobahnen, also mit höheren Geschwindigkeiten Seitenwind, plötzlich überholende Fahrzeuge und

Spurrillen auf der Fahrbahn keine Seltenheiten mehr sind, vgl. (Wolf, 2009). Diese Außenfaktoren erzeugen nicht nur für ungeübte, sondern auch für geübte Fahrer einen zusätzlichen Stressfaktor während der Fahrt. Diesbezüglich werden viele Untersuchungen zur Kompensation des Seitenwinds durchgeführt und bei der Abstimmung und Applikation der Regelungsfunktionen in den Fahrzeugen mit berücksichtigt. Siehe bspw. (Brand, 2009) (Mayer, 2006) und (Sackmann & Trächtler, 2009). Deshalb sind die bereits zahlreich untersuchten Ansätze bzw. Störfaktoren nicht Gegenstand dieser Arbeit.

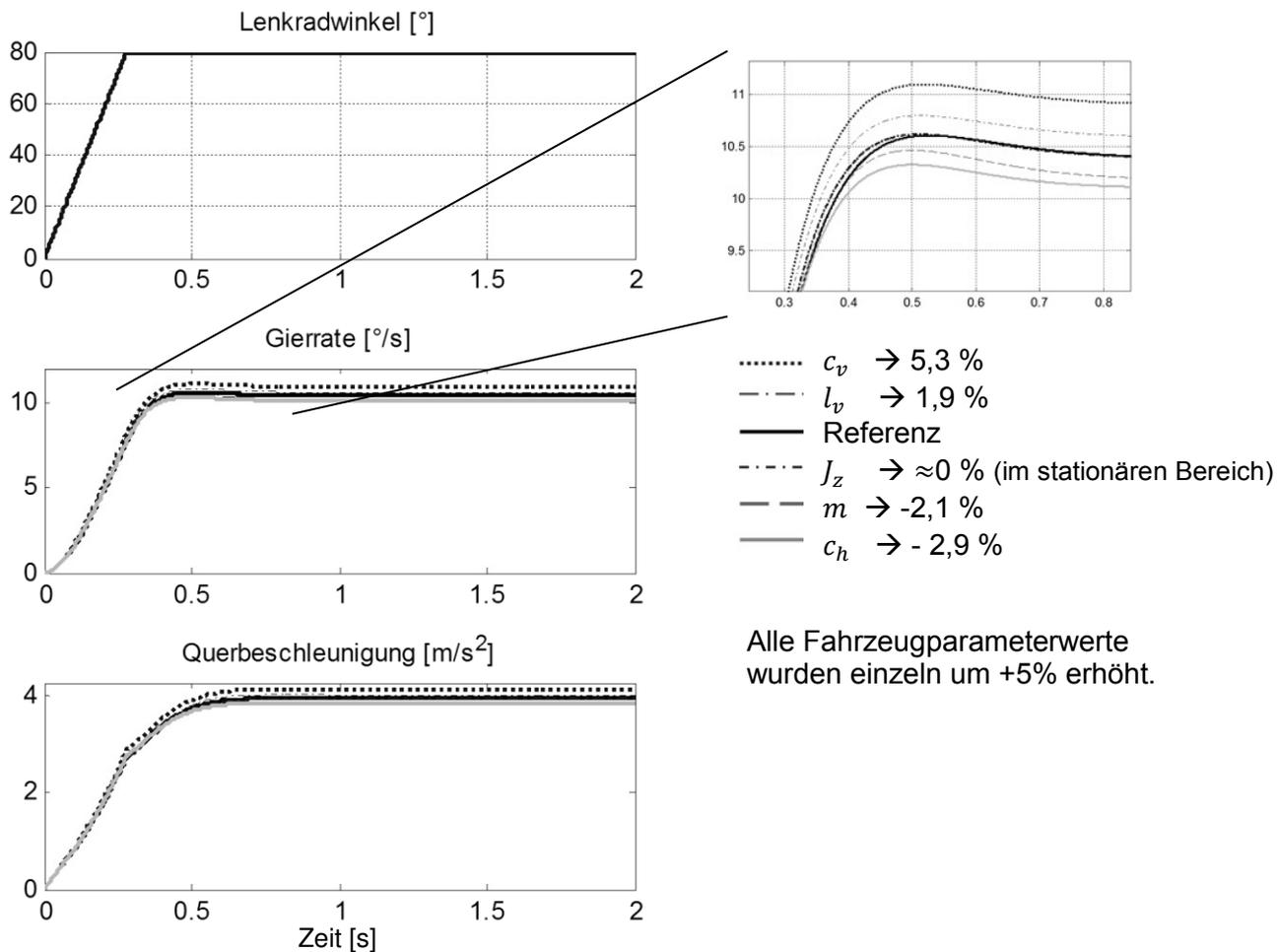


Abbildung 2.2: Einfluss ändernder Fahrzeugparameter auf das Anlenkverhalten bzw. die Fahrdynamik

Ein Störfaktor der Geradeausfahrt sind s.g. Spurrillen, die auf der Autobahn als Ergebnis einer unvollständigen Asphaltierung oder (viel häufiger) Abnutzung z. B. durch LKW oder ungeeignetem Untergrund parallel zur Fahrbahn Unebenheiten verursachen. Eine ähnliche Störgröße sind die Bahngleise auf innerstädtischen Straßen. In dieser Arbeit wird dieses Phänomen anhand echter Messgrößen untersucht und das Ergebnis im Kapitel 5.1 präsentiert.

Ein wichtiges funktionales Potenzial von EPS als passives und aktives Lenksystem ist die Fähigkeit das Lenkmoment zu beeinflussen. Somit können die im Kapitel 1.1 erläuterten Funktionen realisiert werden. Wichtig ist hierfür jedoch, dass die Erkennung der Fahrzustände (Unter-/Übersteuern) in allen möglichen Umgebungszuständen (niedrige Fahrbahnreibung, starker Seitenwind, hoher Reifenschlupf usw.) zuverlässig ist. Aus dem Grund werden auch Vorschläge zur Verbesserung der Fahrzustände und somit der Rückmeldung dieser Fahrzustände über das Lenkrad in dieser Arbeit dargelegt.

2.3 Funktionspotenziale als Gegenstand dieser Arbeit

Im Rahmen dieser Arbeit werden mehrere Simulationsmodelle zur genauen Beschreibung des Systemverhaltens (Reifen, Gesamtfahrzeugverhalten, etc.) bei unterschiedlichen Fahrsituationen entwickelt. Darüber hinaus werden Methoden für eine frühzeitigere Erkennung nichtlinearer Fahrzustände aufgezeigt. Weil davon auszugehen ist, dass ein gesamtheitlicher Regelungsansatz es nicht erlaubt, ein optimales Fahrverhalten in allen Fahrsituationen gleichermaßen zu gewährleisten, ist eine Differenzierung einzelner Fahrsituation erforderlich. Daher muss eine situationsabhängige Modellauswahl getroffen werden, mit der vorgegeben wird, welcher Ansatz für welchen Fall am besten geeignet ist (Differenzierung Führungsgrößenverhalten, Störgrößenverhalten und Fahrsituation). Die Einzelmodelle sind zunächst für die speziellen Fahrsituationen zu entwickeln und zu applizieren, anschließend sind ihre Wechselwirkung untereinander im Fahrzeug zu untersuchen.

Die aktiven Lenksysteme bieten einem Funktionsentwickler und den Automobilherstellern sehr breite Anwendungspotenziale. Neben den Regelungsmöglichkeiten zur Verbesserung des Anlenkverhaltens und der Geradeausfahrt gibt es Möglichkeiten, durch eine Lenkwinkelüberlagerung bei gefährlichen Fahrsituationen (bspw. Seitenwind auf der Autobahn, μ -Split usw.) dem Fahrer zu helfen, das Fahrzeug weiterhin unter Kontrolle zu halten. Diese fahrsituationsabhängige Regelung bietet nur dann zuverlässige Ergebnisse, wenn diese Fahrsituationen rechtzeitig und zuverlässig erkannt werden. Erst dann können auch die Potenziale der aktiven Lenksysteme bei dem Einsatz zur aktiven Fahrassistenz vollkommen genutzt werden. Aus diesem Grunde sind neuartige Methoden zur Fahrsituationserkennung in Kapitel 4 dargestellt.

In der Literatur gibt es zahlreiche Arbeiten und Untersuchungen über die Erkennung der Fahrsituation (maßgeblich über Unter- und Übersteuern), die insbesondere eine Verbesserung der herkömmlichen modellabhängigen Methoden zum Ziel haben. In Kapitel 4.1 werden in dieser Arbeit die Schwachpunkte der modellabhängigen Methoden sowie zusätzliche Verbesserungsvorschläge aufgezeigt. Zudem werden in dieser Arbeit neuartige (modellunabhängige) Methoden ausführlich präsentiert, die unabhängig von den Fahrzeugspezifikationen funktionieren können. Diese Methoden nutzen komplexe Signalanalysemethoden, die zwar

den Initialaufwand erhöhen, aber dafür in der Zukunft leichter für mehrere Fahrzeugderivate zu applizieren sind.

Die Robustheit im Hinblick auf Stabilität und Regelungsleistung im Zusammenhang mit den Funktionen zur robusten Querführung sind im Rahmen der Arbeit zu untersuchen. Die mit der Stabilität im Zusammenhang stehenden Grenzen der Funktionen sind aufzuzeigen.

Aufgrund der zu erwartenden hohen Anforderungen an die Informationserfassung und -verarbeitung sind Zielkonflikte vor dem Hintergrund technischer Grenzen der Sensorik und der Aktuatorik sowie der bisher gegebenen konstruktiven Randbedingungen aufzuzeigen.

In einem weiteren Schritt ist ein Algorithmus zur Erkennung des Reifenzustands (z. B. „gedroppter Reifen“) herzuleiten. Dies ist insbesondere von Bedeutung, wenn der Geradeauslauf des Fahrzeuges aktiv geregelt werden soll und ggf. schlechte Seitenführungseigenschaften des Reifens einen verspäteten Querschleunigungsaufbau aufweisen. Ziel ist es, ein solches zeitabhängiges Verhalten mit Hilfe des Algorithmus zu korrigieren.

Abschließend werden die erstellten und optimierten Ansätze miteinander verknüpft und dem vorhandenen Regelungskonzept hinzuzufügen. Es wird aufgezeigt, welche Wechselwirkungen zu vorhandenen Fahrdynamikregelsystemen existieren.

3 Methoden für eine robuste Querführung

Im Kapitel 3 werden die im Kapitel 2 erwähnten Funktionspotenziale untersucht. Jeweils für die Verbesserung des Anlenkverhaltens, der Geradeausfahrt und der Rückmeldung der Fahrbahnhinrichtungen werden die Grundlagen der Fahrdynamik und Signalverarbeitung erläutert, die für die benutzten Methoden notwendig sind.

3.1 Anlenkverhalten

Der Begriff „Anlenkverhalten“ wurde in Abschnitt 2.2.1 erläutert. In diesem Kapitel wird auf die charakteristischen Fahrzeuggrößen, wie charakteristische Geschwindigkeit, Eigenlenkgradient, Schräglaufsteifigkeiten der Räder und Gierversärfkung eingegangen, um die Parameteränderungen, die insbesondere durch die Änderung der Fahrzeugmasse, Reifenwechsel verursacht werden, zu identifizieren und diese möglichst zu kompensieren. Zu diesem Zweck werden zunächst mit der Fahrdynamiktheorie die erforderlichen Gleichungen hergeleitet und die Anwendung dieser Fahrzeuggrößen als objektive Kenngrößen für die Subjektivurteile zur Verbesserung des Anlenkverhalten gezeigt. Anschließend werden diese Methoden im Kapitel 5.1 mit Versuch und Simulationen spezifiziert und die am besten geeignete Methode, für die Gesamtkonzeptvalidierung im Kapitel 6 benutzt.

Bekannt und bei einigen Fahrzeugen bereits in Serie sind die sog. Überlagerungslenkungen (bspw. Aktivlenkung), bei denen dem vom Fahrer mit seinem Lenkrad vorgegebenen Lenkwinkel über ein bspw. in der Lenkspindel vorgesehene Überlagerungsgetriebe, bspw. in Form eines Planetengetriebes, ein gleichgerichteter oder entgegen gerichteter Zusatz-Lenkwinkel hinzugefügt werden kann. Bei einer solchen Überlagerungslenkung ist somit das Übersetzungsverhältnis (= die sog. Lenkwinkelübersetzung) zwischen dem Lenkrad (= der Lenkhandhabe) und den lenkbaren Fahrzeug-Rädern veränderbar. Gleiches gilt für die in Entwicklung befindlichen SbW-Systeme. In einem SbW-System werden die lenkbaren Räder durch einen Aktuator gelenkt, der von einer elektronischen Steuereinheit, die die Lenkvorgabe des Fahrers an seiner Lenkhandhabe auswertet, direkt oder indirekt angesteuert wird.

Bspw. kann ein Aktivlenkungs-System im Fall eines starken Seitenwindes aktiv den Radlenkwinkel anpassen, so dass das Fahrzeug seine Geradeausfahrt fortfahren kann, ohne dass der Fahrer den Lenkradwinkel ausgleicht. Zudem stellt (Koenig, et al., 2007) eine nicht-lineare Lenkungsregelung im querdynamischen Grenzbereich vor, wobei er die Modell-Prädiktive-Regler Methode vorschlägt. Diese Methode beansprucht allerdings eine hohe Rechenkapazität für Echtzeit-Einsätze.

Im Gegensatz zu derartigen Methoden, werden in der vorliegenden Arbeit Methoden untersucht, die das Lenk- und Sicherheitsgefühl in nicht-kritischen Fahrsituationen ggü. Parameteränderungen (Schräglaufsteifigkeiten der Reifen, Fahrzeugmasse, usw.) für den Fahrer nicht verändern. Die größte Herausforderung ist dabei, diese Methode mit bereits verfügbaren Signalen, also ohne zusätzliche Sensoren zu realisieren. Eine weitere Herausforderung ist die Signalgüte (abhängig von der Sensorabtastrate, Positionierung des Sensors, usw.), die für eine geeignete Funktionsweise der Methode essentiell ist.

3.1.1 Fahrdynamische Grundlagen

Das Modell bei dem die zwei Radspuren für die Vereinfachung und Linearisierung auf einen Radspur reduziert werden und damit die Reaktionen von Fahrzeugen auf Lenkbewegungen und Fahrgeschwindigkeit beschrieben werden kann, nennt man Lineares Einspurmodell, (Zomotor, 1993). Das Modell hat also als Systemeingang den Lenkwinkel und die Fahrgeschwindigkeit und simuliert als Systemausgang diverse Fahrzeuggrößen wie z. B. Gierrate ($\dot{\psi}$), Querbewegung (a_y), Schwimmwinkel (β), etc. Damit können Abschätzungen für den Einfluss einzelner Fahrzeugparameter wie zum Beispiel Radstand, Schwerpunktlage, Masse, Schräglaufsteifigkeit⁽⁴⁾ der Reifen auf Fahrdynamik und Stabilität von Kraftfahrzeugen gemacht werden. Es gibt zahlreiche Annahmen bezüglich des Einspurmodells nach (Schramm, et al., 2014):

- keine Beschleunigung in Fahrzeuginnenrichtung.
- keine Wankbewegung, nur Gieren ($\dot{\psi}$) und Schwimmen ($\dot{\beta}$).
- keine Hub- und Nickbewegung, Radlasten an Vorder- und Hinterachse bleiben konstant.
- gesamte Fahrzeugmasse im Aufbauschwerpunkt zusammengefasst.
- die linken und rechten Räder werden achsweise in der Fahrzeugmitte zusammengefasst.
- kleine Lenk- und Schräglaufwinkel, lineare Seitenkraftkennlinien an den Reifen.
- Reifennachläufe und Rückstellmomente infolge der Schräglaufwinkel werden vernachlässigt.
- keine Umfangskräfte an den Reifen.

Aufgrund eines Teils dieser Annahmen liegt der Gültigkeitsbereich des linearen Einspurmodells bei niedriger bis mittlerer Kraftschlussbeanspruchung, d.h. bis ca. 4 m/s^2 Querbewegung. Um den Gültigkeitsbereich erweitern zu können, werden im Folgenden bestimmte Nichtlinearitäten und Änderungen dem Grundmodell hinzugefügt, (Rau, 2007).

⁴ Schräglaufsteifigkeit ist abhängig von der Reifen- und Fahrbahneigenschaften. Diese Eigenschaften der Schräglaufsteifigkeit werden im Kapitel 3.1.5 detailliert erläutert.

Wie folgt werden die Bewegungsgleichungen anhand des Einspurmodells erläutert, siehe [Abbildung 3.1](#).

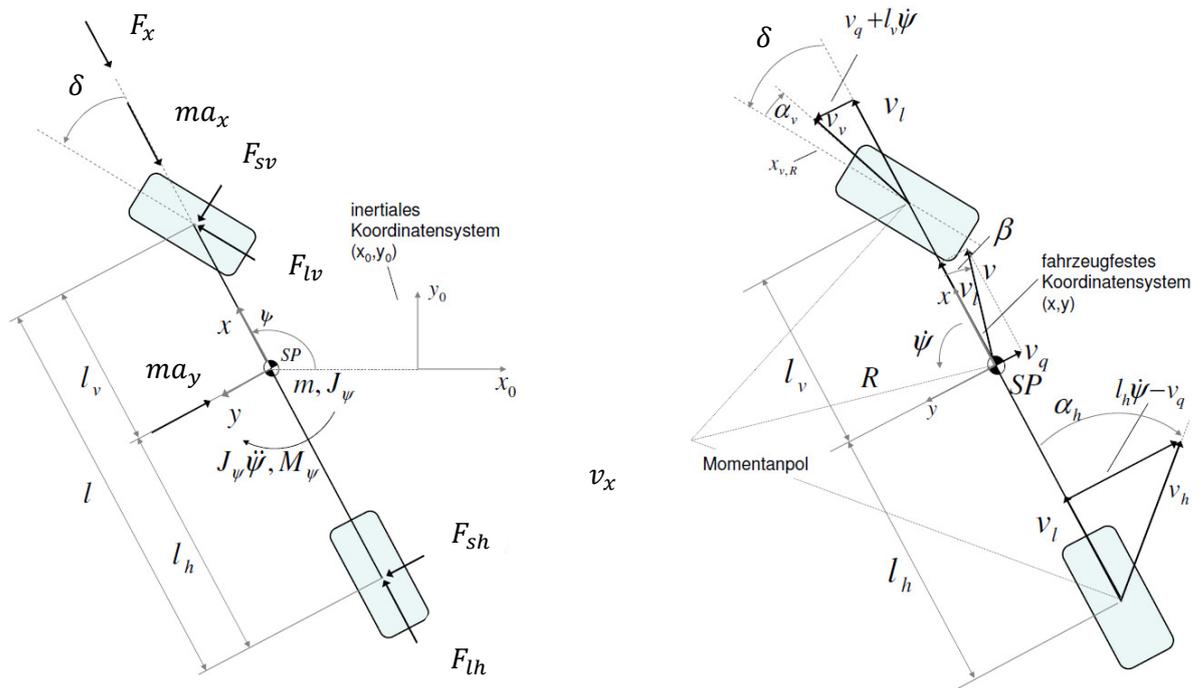


Abbildung 3.1: Seitenführungskräfte und -kinematik des Einspurmodells (Zomotor, 1993), (Rau, 2007)

Mit der Anwendung des zweiten Newton'sche Grundgesetzes wird folgende Gleichung erhalten (Zomotor, 1993):

$$mv(\dot{\psi} + \dot{\beta}) = F_{sv} + F_{sh} \quad (3.1)$$

Wobei m , die Gesamtfahrzeugmasse, v die Fahrzeuggeschwindigkeit, F_{sv} und F_{sh} die Seitenkräfte der Vorder- und Hinterachse sind.

Momentengleichgewicht um die Schwerpunkthochachse:

$$J_z \ddot{\psi} = F_{sv} l_v - F_{sh} l_h \quad (3.2)$$

Wobei J_z der Gierträgheitsmoment, l_v und l_h die Abstände von der Schwerpunktslage SP des Fahrzeuges zur Vorder- und Hinterachsen sind.

Zudem können die Seitenkräfte F_{sv} und F_{sh} für kleine Schräglaufwinkel α_v (Schräglaufwinkel der Vorderachse und α_h Schräglaufwinkel der Hinterachse) und für kleine Radlenkwinkel (oder Lenkwinkel) δ durch linearisierte Ausdrücke proportional der Schräglaufsteifigkeit der Vorder- und Hinterreifen (c_v und c_h) definiert werden (Zomotor, 1993).

$$F_{sv} = c_v \alpha_v \text{ und } F_{sh} = c_h \alpha_h \quad (3.3)$$

Die Schräglaufwinkel α_v und α_h werden durch Schwimmwinkel und Giergeschwindigkeit ausgedrückt. Die resultierenden Geschwindigkeiten vorn v_v und v_h ergeben sich durch vektorielle Addition der Schwerpunktgeschwindigkeit v und der Geschwindigkeiten aus der Fahrzeugdrehung $\dot{\psi} \cdot l_v$ vorn und $\dot{\psi} \cdot l_h$ hinten (Zomotor, 1993). Damit gilt:

$$\alpha_v = \delta - \beta - \frac{\dot{\psi} \cdot l_v}{v}, \quad \alpha_h = -\beta + \frac{\dot{\psi} \cdot l_h}{v} \quad (3.4)$$

Wenn die Gleichungen 3.3 und 3.4 in Gleichung 3.1 und 3.2 eingesetzt werden, ergeben sich die Basisbewegungsgleichungen für das Einspurmodell:

$$mv\dot{\beta} + \frac{1}{v}(mv^2 + c_v l_v - c_h l_h)\dot{\psi} + (c_v + c_h)\beta - c_v \delta = 0 \quad (3.5)$$

$$J\ddot{\psi} + \frac{1}{v}(c_v l_v^2 + c_h l_h^2)\dot{\psi} - (c_h l_h - c_v l_v)\beta - c_v l_v \delta = 0 \quad (3.6)$$

Bei einer stationären Kreisfahrt auf konstantem Radius R mit konstanter Fahrgeschwindigkeit v gilt $\dot{\beta} = 0$ und $\ddot{\psi} = 0$ und somit auch:

$$mv\dot{\beta} = 0 \quad (3.7)$$

$$J\ddot{\psi} = 0 \quad (3.8)$$

Die Gleichungen 3.7 und 3.8 in Gleichungen 3.5 und 3.6 eingesetzt, kann folgende Beziehung θ_{stat} zwischen der Gierrate und dem Radlenkwinkel hergeleitet werden:

$$\theta_{stat} = \frac{\dot{\psi}}{\delta} = \frac{B_1 C_2 + B_2 C_1}{A_1 B_1 + A_2 B_2} \quad (3.9)$$

wobei,

$$A_1 = \frac{1}{v}(mv^2 + c_v l_v - c_h l_h) \quad (3.10)$$

$$A_2 = \frac{1}{v}(c_v l_v^2 + c_h l_h^2) \quad (3.11)$$

$$B_1 = (c_h l_h - c_v l_v) \quad (3.12)$$

$$B_2 = (c_v + c_h) \quad (3.13)$$

$$C_1 = c_v l_v \quad (3.14)$$

$$C_2 = c_v \quad (3.15)$$

3.1.2 Eigenlenkgradient

Der Eigenlenkgradient ist eine zusätzliche Fahrzeuggröße, mit der das Fahrverhalten eines Kraftfahrzeuges charakterisiert werden kann. In Worten ist „der Eigenlenkgradient die Differenz zwischen dem Verhältnis des Lenkradwinkel-Querbeschleunigungsgradienten zur Gesamtlenkwinkelübersetzung und dem Ackermannwinkel-Querbeschleunigungs-Gradienten“. (Zomotor, 1993)

$$EG = \frac{1}{i} \frac{d\delta_L}{da_y} - \frac{d\delta_A}{da_y} \quad (3.16)$$

Der Ackermannwinkel δ_A ist der Vorderradeinschlagwinkel, der bei langsamer Fahrgeschwindigkeit und bei einem gegebenen Bahnradius R notwendig ist, um ein seitenschlupffreies Rollen zu gewährleisten (Dettki, 2005).

Um das Eigenlenkverhalten ohne zusätzliche Modellierungstechnik direkt aus den gemessenen Größen bestimmen zu können, hat sich die Bestimmung des Eigenlenkverhaltens über den Lenkradwinkel in Abhängigkeit von der Querbeschleunigung durchgesetzt, siehe [Abbildung 3.2](#). Bei diesem Manöver wird die Fahrgeschwindigkeit konstant gehalten und der Lenkwinkel kontinuierlich gesteigert. Aufgrund des sich ändernden Kurvenradius steigt auch der Ackermannwinkel stetig an. Anhand dieser Beziehungen kann der Eigenlenkgradient EG definiert werden (Rau, 2007).

Bei dieser Definition des Eigenlenkverhaltens werden die Elastizitäten in der Lenkung mitberücksichtigt, die sich zusätzlich auf das Fahrverhalten auswirken. Der Eigenlenkgradient ist ein erstes Kriterium bei dem Fahrmanöver stationäre Kreisfahrt, um die Steuertendenz eines Fahrzeuges beurteilen zu können. Daneben gibt es noch weitere Fahreigenschaftskriterien wie den Schwimmwinkelgradient, den Wankwinkelgradient und die maximale Querbeschleunigung, mit denen es möglich ist, das Fahrverhalten objektiv zu analysieren (Schramm, et al., 2014).

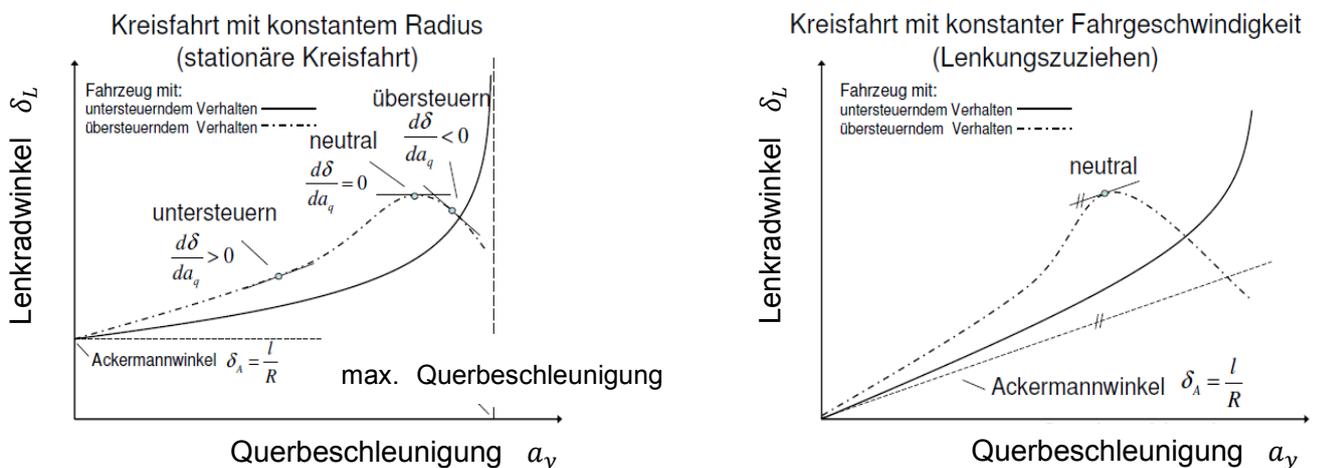


Abbildung 3.2: Eigenlenkgradientenverlauf eines unter- und übersteuernden Fahrzeuges (Rau, 2007)

In dieser Arbeit werden, wie in der Einleitung erwähnt, solche Größen ausgearbeitet, die mit möglichst wenig Aufwand und praktisch eine objektive Aussage über das Fahrverhalten ermöglichen.

Für die stationäre Kreisfahrt Lenkwinkel im linearen Bereich (Querbeschleunigungen von 1 bis 4 m/s²), kann die Bezeichnung „ d “ für differentielle Größen in der Gleichung 3.16 weglassen werden:

$$\delta_L = (\delta_A + EG \cdot a_y)i \quad (3.17)$$

Aus dieser Größe lassen sich eigene praktische Aussagen nach (Schramm, et al., 2014) getroffen werden:

- Identifikation des Lenkradwinkels δ_L mit dem Übersetzungsverhältnis i , der für die Fahrt einer Kurve bei einem bestimmten Radius R und bestimmten Geschwindigkeit gebraucht wird.
- Welche Fahrgrößen stellen sich stationär ein, wenn aus der Geradeausfahrt ein Lenkradwinkel δ_L aufgebracht wird?

Wie bereits erwähnt, gilt bei einer stationären Kreisfahrt auf konstantem Radius R mit konstanter Fahrgeschwindigkeit:

$$\delta = const, \dot{\delta} = 0 \quad (3.18)$$

$$\dot{\psi} = const, \ddot{\psi} = 0 \quad (3.19)$$

$$\beta = const, \dot{\beta} = 0 \quad (3.20)$$

zudem besteht folgender umgekehrt proportionaler Zusammenhang bei $v = const$ zwischen Fahrbahnradius R und Querbeschleunigung:

$$a_y = \frac{v^2}{R} \quad (3.21)$$

Somit kann folgende Gleichung für den Eigenlenkgradient aus den Bewegungsgleichungen 3.5 und 3.6 des Einspurmodells und den bei stationärer Kreisfahrt gültigen Randbedingungen 3.17, 3.18 und 3.19 abgeleitet werden (Dettki, 2005):

$$\delta = \frac{l}{R} + \frac{m \cdot v \cdot (c_h l_h - c_v l_v)}{l \cdot c_v \cdot c_h} \dot{\psi} \quad (3.22)$$

Mit den Beziehungen

$$\delta_A = \frac{l}{R} \quad (3.23)$$

$$\dot{\psi} = \frac{v}{R} \quad (3.24)$$

wobei stationär $R \gg l$ gilt, kann die Beziehung mit der Gleichung 3.22 umgeschrieben werden zu

$$\delta = \delta_A + \frac{m \cdot (c_h l_h - c_v l_v)}{l \cdot c_v \cdot c_h} \cdot a_y \quad (3.25)$$

Beim Vergleich der Gleichungen 3.17 und 3.25 ergibt sich folgende Formel für den Eigenlenkgradienten:

$$EG = \frac{m \cdot (c_h l_h - c_v l_v)}{l \cdot c_v \cdot c_h} \quad (3.26)$$

Nach dieser Darstellung des Eigenlenkgradientens kann mit Hilfe vorhandener Gleichungen, die charakteristische Geschwindigkeit umgeschrieben werden.

Nach der Gleichung 3.4 gilt

$$\alpha_v - \alpha_h = \delta - \frac{\dot{\psi} l}{v} \quad (3.27)$$

Betrachtet man zusätzlich die Gleichungen 3.3 und 3.21, dann können die Schräglaufwinkel folgendermaßen definiert werden:

$$\alpha_v = \frac{m l_h}{c_v l} \cdot \frac{v^2}{R} \quad \text{und} \quad \alpha_h = \frac{m l_v}{c_h l} \cdot \frac{v^2}{R} \quad (3.28)$$

Werden die Gleichung 3.28 in Gleichungen 3.26 und 3.27 eingesetzt, dann können folgende Beziehungen hergeleitet werden. Mit dieser Beziehung lassen sich auch die Fahrsituationen Unter und Übersteuern definieren, vgl. [Abbildung 4.1.](#):

$$\alpha_v - \alpha_h = EG \cdot \frac{v^2}{R} = \delta - \frac{l \dot{\psi}}{v} \quad (3.29)$$

und mit Gleichung 3.21 folgende Darstellung für den Eigenlenkgradient:

$$EG = \frac{\delta - \frac{l \dot{\psi}}{v}}{a_y} \quad (3.30)$$

Wird die Gleichung 3.22 umgeschrieben, kann die Gierrate aus der Geradeausfahrt heraus mit einem Radlenkwinkel δ folgendermaßen definiert werden:

$$\dot{\psi}_{stat} = \frac{v}{R} = \frac{v}{l + EG \cdot v^2} \delta_{stat} \quad (3.31)$$

3.1.3 Charakteristische Geschwindigkeit

Die Beziehung $\theta_{stat} = \frac{\dot{\psi}}{\delta}$ kann auch durch das Einbeziehen der Lenkwinkelübersetzung⁽⁵⁾ i umgeschrieben werden und wird in dieser Arbeit als Gierverstärkung bezeichnet. Somit wird die folgende Beziehung zwischen dem Lenkradwinkel und der Gierrate erhalten:

$$\theta_{stat L} = \frac{\dot{\psi}}{\delta_L} = \frac{\dot{\psi}}{\delta \cdot i} = \frac{B_1 C_2 + B_2 C_1}{A_1 B_1 + A_2 B_2} \frac{1}{i} \quad (3.32)$$

wobei,

$$\delta = \frac{\delta_L}{i} \quad (3.33)$$

Theoretisch ist die Gierverstärkung eine Fahrzeuggröße, mit der die Änderungen des Fahrzeuges bzw. des Fahrzeugverhaltens oder der Fahrzeugdynamik beobachtet werden können. Die Behauptung, dass die Gierverstärkung eine gute Fahrzeuggröße für das Beobachten der Fahrzeugdynamik ist, wird in dieser Arbeit durch das Vergleichen anderer Fahrzeuggrößen, wie Eigenlenkgradient und Schräglaufsteifigkeiten mit gemessenen Größen verifiziert.

In [Abbildung 3.4](#) ist der ausgewertete Gierverstärkungsfaktor einer Messfahrt dargestellt.

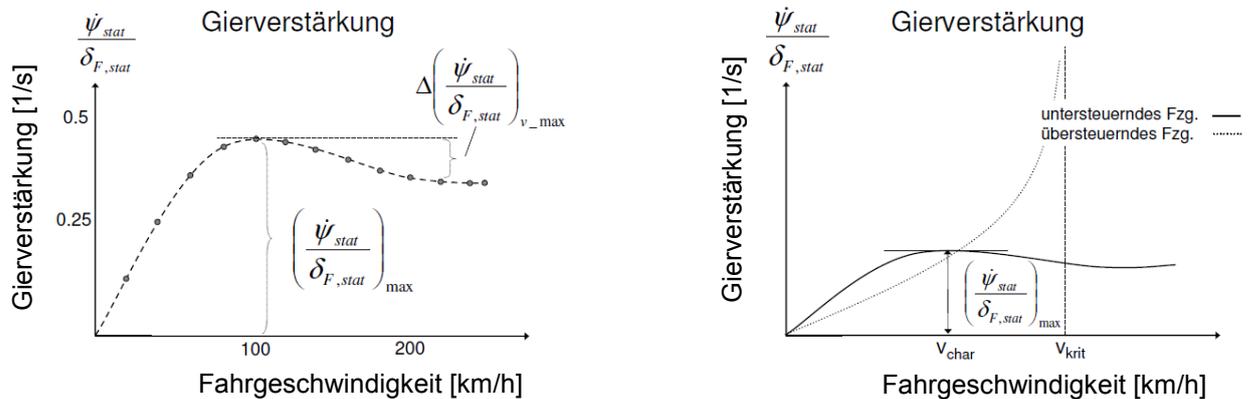


Abbildung 3.3: Gierverstärkung als eine Funktion von Fahrgeschwindigkeit und Darstellung der Gierverstärkung bei einem unter- und übersteuernden Fahrzeug (Zomotor, 1993)

Der maximale Gierverstärkungsfaktor θ_{stat} und die dazugehörige charakteristische Fahrgeschwindigkeit v_{ch} sind objektive Kriterien zur Beurteilung der Lenkempfindlichkeit eines untersteuernden Fahrzeuges.

⁵ Übersetzungsfaktor zwischen dem Radlenkwinkel δ und dem Lenkradwinkel δ_L .

Mit der Gleichung 3.31 lässt sich die Gierverstärkungsfaktor auch mit EG beschreiben:

$$\theta_{stat} = \frac{\dot{\psi}_{stat}}{\delta_{stat}} = \frac{v}{R} = \frac{v}{l+EG \cdot v^2} \quad (3.34)$$

Für ein untersteuernd ausgelegtes Fahrzeug, also für positive Eigenlenkgradienten, lässt sich die charakteristische Geschwindigkeit durch Differentiation der Gleichung 3.34 nach der Geschwindigkeit v ermitteln (Schramm, et al., 2014):

$$\frac{d}{dv} \left(\frac{\dot{\psi}}{\delta} \right) = \frac{v}{R} = \frac{l-EG \cdot v^2}{(l+EG \cdot v^2)^2} = 0 \quad \Rightarrow \quad v_{ch}^2 = \frac{l}{EG} \quad (3.35)$$

Wird die Gleichung 3.30 in 3.35 eingesetzt, erhält man die folgende Beziehung von der charakteristischen Geschwindigkeit nur in der Abhängigkeit von der Querbeschleunigung, Lenkwinkel, Radstand und Fahrzeuggeschwindigkeit. Diese Größen sind entweder konstant oder mit Standardsensorik, die mittlerweile konventionell in den Fahrzeugen eingebaut sind, leicht zu ermitteln:

$$v_{ch}^2 = \frac{l \cdot a_y}{\delta - l \cdot \frac{a_y}{v^2}} \quad (3.36)$$

Zudem gilt bei Nutzung der Gleichung 3.1 und der Bedingung $\dot{\beta} \cong 0$ oder bei Nutzung der Gleichungen 3.21 und 3.24:

$$a_y = \dot{\psi} \cdot v \quad (3.37)$$

Demnach kann die Gleichung 3.36 auch unabhängig von der Querbeschleunigung geschrieben werden:

$$v_{ch}^2 = \frac{\dot{\psi} v}{\frac{\delta}{l} - \frac{\dot{\psi}}{v}} \quad \Rightarrow \quad v_{ch} = \sqrt{\frac{\dot{\psi} v}{\frac{\delta}{l} - \frac{\dot{\psi}}{v}}} \quad (3.38)$$

Diese Darstellung der charakteristischen Geschwindigkeit ist in Praxis von Vorteil, da die Gierrate eine deutlich weniger verrauschte Messgröße und unempfindlich gegen Seitenneigung ist.

Die Kurve des Gierverstärkung-Verlaufes für ein übersteuerndes Fahrzeug strebt bei einer bestimmten Geschwindigkeit gegen unendlich und diese Geschwindigkeit wird kritische Geschwindigkeit v_{kr} genannt (Zomotor, 1993).

Für negative (übersteuerndes Fahrzeug)

$$EG = -\frac{l}{v^2} < 0 \quad (3.39)$$

wird der Nenner in der Gleichung 3.34 zu Null und der Gierverstärkungsfaktor unendlich. In der Realität bedeutet dies, dass das Fahrzeug instabil wird (genauer: den linearen Bereich verlässt), da bereits beliebig kleine Lenkeinschläge bei der linearen Betrachtungsweise zu unendlichen Gierraten führen würden (Schramm, et al., 2014). Diese Geschwindigkeit heißt kritische Geschwindigkeit.

$$v_{kr} = \sqrt{-\frac{l}{EG}} \quad (3.40)$$

Die kritische Geschwindigkeit hat keine praktische Bedeutung, während die charakteristische Fahrgeschwindigkeit die maximale Lenkempfindlichkeit charakterisiert. Diese sollte möglichst im unteren bis mittleren Geschwindigkeitsbereich liegen, um dem Fahrer ein direktes Lenkgefühl zu ermitteln, vgl. (Wolf, 2009). Bei höherer Geschwindigkeit kann und sollte die Gierverstärkung kleiner werden, so dass die Lenkempfindlichkeit bei hohen Geschwindigkeiten abnimmt und zur Fahrsicherheit beiträgt.

3.1.4 Gierverstärkungsfaktor

In dem letzten Kapitel wurde bereits auf die Gierverstärkung eingegangen.

$$\theta_{stat L} = \frac{\dot{\psi}}{\delta_L} = \frac{\dot{\psi}}{\delta \cdot i} = \frac{B_1 C_2 + B_2 C_1}{A_1 B_1 + A_2 B_2} \frac{1}{i} \quad (3.41)$$

Wie der Gleichung 3.9 zu entnehmen ist, ist der stationäre Gierverstärkungsfaktor abhängig von der Fahrzeuggeschwindigkeit, Schräglaufsteifigkeit der Vorder- und Hinterachse, der Fahrzeuggesamtmasse, dem Radstand und der Position der Schwerpunktslage. D.h. ändert sich eine von diesen Größen, so ändert sich auch der stationäre Gierverstärkungsfaktor für eine bestimmte Fahrzeuggeschwindigkeit.

Die Gierverstärkung wird dazu verwendet, um die Gierreaktion des Fahrzeuges abhängig von der Fahrgeschwindigkeit zu bestimmen. Dabei wird der Lenkradwinkel mit einer Frequenz von 0,2 Hz und einer entsprechenden Amplitude angeregt, damit sich eine Querbesehleunigung von ca. 4 m/s² einstellt. Die Anfangsgeschwindigkeit beträgt 20 km/h und wird in Schritten von 20 km/h bis zur maximalen Fahrgeschwindigkeit gesteigert. Zur Bewertung des Gierverhaltens wird der Gierverstärkungsfaktor für jeden Messpunkt in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit berechnet (Rau, 2007).

In [Abbildung 3.4](#) sind mehrere Fahrmanöver mit beinahe konstanten Geschwindigkeiten zu sehen, um die Gierverstärkungsfaktoren zu untersuchen. Im ersten Bild sind die Querbesehleunigungen vs. Lenkwinkel mit Fahrzeuggeschwindigkeiten von 20 km/h bis 120 km/h zu sehen. Dieses Bild ist wichtig, um die Nichtlinearitätsgrenze zu bestimmen. Das zweite Bild zeigt die Abhängigkeit des Gierverstärkungsfaktors vom Lenkradwinkel. In diesem Bild ist klar

zu erkennen, dass die Gierverstärkungsfaktoren ein Maximum bis 5 1/s erreichen und dann eine abfallende Tendenz im nichtlinearen Bereich aufweisen. Zusätzlich zeigt das dritte Bild den Gierverstärkungsfaktor nach Fahrzeuggeschwindigkeiten. Da es in der Praxis ab etwa 6 m/s² schwierig ist, die Fahrgeschwindigkeit konstant zu halten, sind im dritten Bild geringe Abweichungen der Geschwindigkeiten aufzuzeichnen. Wie in [Abbildung 3.4](#) zu sehen ist, ist der Gierverstärkungsfaktor nicht konstant, sondern eine Funktion der Geschwindigkeit und des Lenkwinkels bei konstant bleibenden anderen Fahrzeugparametern. Damit ist der Gierverstärkungsfaktor für eine bestimmte Geschwindigkeit in seinem stationären Bereich zu untersuchen:

$$\left(\frac{\partial \theta_{statL}}{\partial \delta_L}\right)_v \approx 0 \quad (3.42)$$

Mit der Beziehung $\left(\frac{\partial \theta_{statL}}{\partial \delta_L}\right)_v \approx 0$ können auch die Rahmenbedingungen für eine momentane Gierverstärkungsfaktorbestimmung definiert werden. Somit kann der Gierverstärkungsfaktorverlauf über die Fahrzeuggeschwindigkeit bestimmt werden. Dieser Verlauf kann dann mit einer momentanen Gierverstärkungsfaktorbestimmung verglichen und damit die Abweichungen als Fahrzeugparameteränderung interpretiert werden.

[Abbildung 3.5](#) zeigt ein Beispiel, wobei das Testfahrzeug mit 125 kg Zusatzmasse (entspricht einer Gesamtmasseänderung um ca. +7,5%) beladen ist. In dieser Abbildung ist zu erkennen, dass die Ist-Gierverstärkung eine deutliche Abweichung von der Soll-Gierverstärkung (ermittelt mit dem gleichen Fahrzeug ohne Beladung) aufweist.

Im Kapitel 5 wird dieses Beispiel mit der Beladung mit der Verwendung im Kapitel 3.1 erwähnten Fahrzeuggrößen ausgeführt. Zudem werden weitere Fahrzeugparameteränderungen mit Messwerten sowie mit Simulationen bewertet und miteinander verglichen. Schließlich werden eine ausgewählte Methode und deren Funktionsweise ausführlich erläutert.

Unabhängig von der Ausgestaltung eines Lenksystems (mit abhängig von den aktuellen Randbedingungen veränderbarer Lenkwinkelübersetzung) ist eine Veränderung der Lenkwinkelübersetzung für den Fahrer jedenfalls dann spürbar, wenn eine solche Veränderung in einer nicht kritischen Fahrsituation erfolgt. In kritischen Fahrsituationen hingegen mag der Fahrer derart angespannt sein, dass ihm eine geänderte Lenkwinkelübersetzung, die infolge einer selbsttätigen Hinzufügung eines Lenkwinkels zur Stabilisierung des Fahrverhaltens des Fahrzeuges erfolgt, nicht bewusst wird. Für die Lenkwinkelübersetzung zählt hierzu ausdrücklich nicht die bekannte, mechanisch in einem Lenkgetriebe fest vorgegebene Änderung des Übersetzungsverhältnisses in Abhängigkeit vom jeweils aktuellen Lenkwinkel.

Die Fahrversuche haben subjektiv gezeigt, dass es für den Fahrer angenehm sein kann, wenn das für ihn spürbare sog. Lenkverhalten des Fahrzeuges, wozu auch die Lenkwinkelübersetzung zählt, bei gleichen Fahrzuständen stets gleich ist. Bekanntlich gibt es jedoch einige Einflussgrößen, die das sog. Lenkverhalten des Fahrzeuges, d.h. die Reaktion des Fahrzeuges auf einen vom Fahrer bei einem bestimmten Fahrzustand vorgegebenen Lenk-

winkel, beeinflussen. Zu diesen Einflussgrößen zählt insbesondere die Schräglaufsteifigkeit der Reifen, welche sich insbesondere bei einem Wechsel von Sommerreifen auf Winterreifen signifikant ändern kann. Auch das Gewicht des Fahrzeuges sowie die Lage des Fahrzeug-Schwerpunktes relativ zu den Achsen der Fahrzeug-Räder, welche sich insbesondere durch Änderung der Beladung des Fahrzeuges ändern können, sind solche Einflussgrößen.

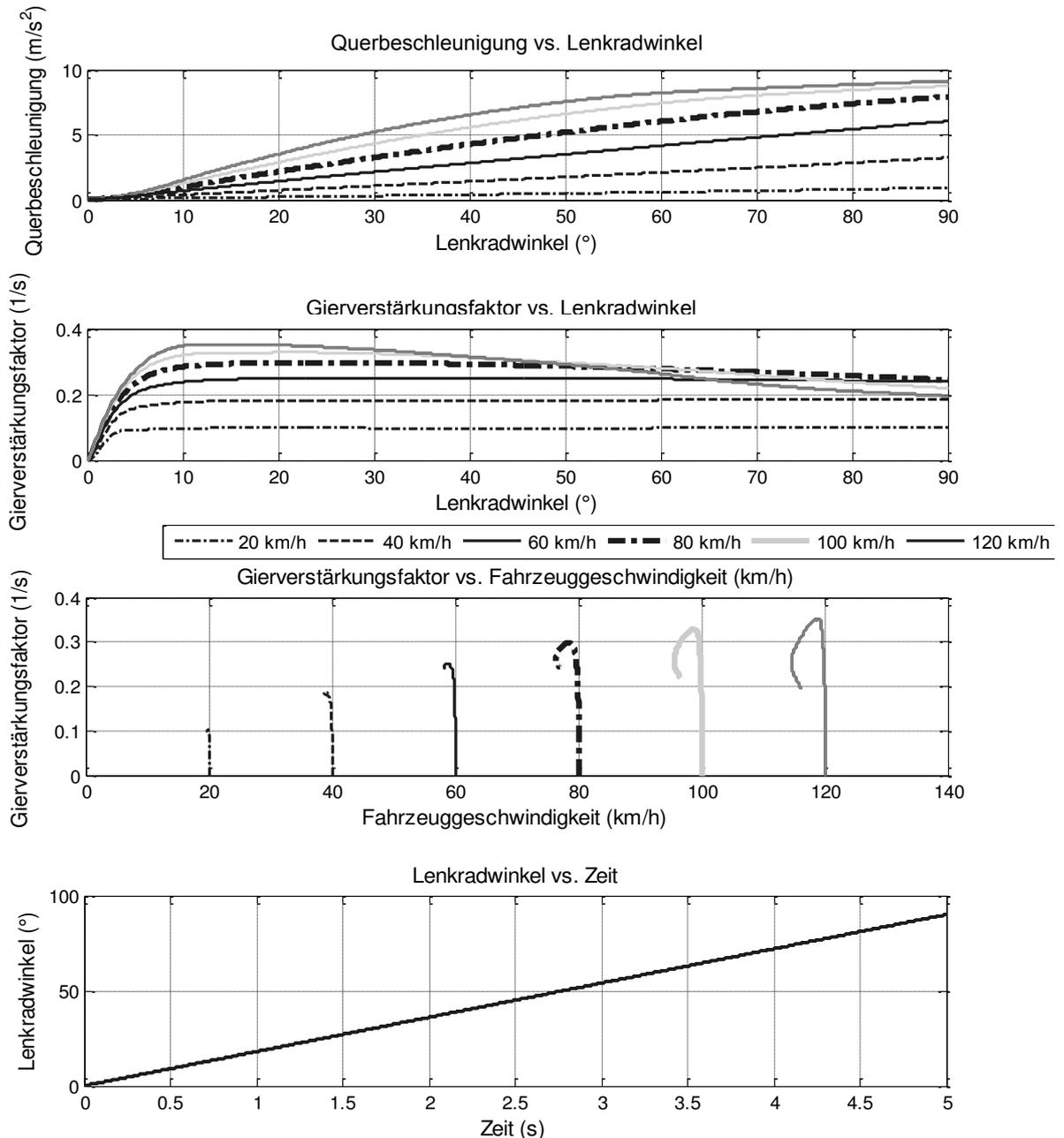


Abbildung 3.4: Gierverstärkungsfaktorbestimmung eines untersteuernden Fahrzeuges

Obwohl es im Stand der Technik mehrere Forschungen über die Identifikation von Fahrzeugparameteränderungen gibt, sind diese Forschungen auf die Identifikation eines bestimmten Fahrzeugparameters, wie z. B. c_v , c_h , m , l_v , l_h beschränkt, um die Funktionsweise von Regelsystemen für Fahrzeugstabilisierung zu verbessern, vgl. (Reith, et al., 2008), (Nennin-

ger, et al., 2007), (Brachert, 1997), (Yasuji, et al., 1988), (Ito, 1988). D.h. diese Methoden sind fokussiert auf die Verbesserung der Sollwertbildung, die für die Systeme, wie DSC (oder ESP) erforderlich sind, vgl. Abschnitt 4.1.1.

Dennoch hat jede Parameteränderung einen anderen Einfluss auf die gesamte Fahrzeugdynamik. [Tabelle 3](#) zeigt die prozentuale Änderung der stationären Gierrate und Querschleunigung, wenn der einzelne Fahrzeugparameterwert um 10% erhöht wird, vgl. mit der [Abbildung 3.5](#).

Die Ergebnisse wurden mittels eines Einspurmodells ermittelt. Eingangsgrößen waren dabei eine Fahrzeuggeschwindigkeit von 50 km/h und ein konstanter Lenkradwinkel von 5° mit einer Lenkwinkelübersetzung von 14. Wegen der linearisierten Beziehung in der Gleichung 3.37 sind die Änderungen an der Gierrate und Querschleunigung gleich, solange die Schwimmwinkelgeschwindigkeit vernachlässigbar ist.

Die Methode der adaptiven Lenkwinkelübersetzung hat als erstes Ziel eine sensiblere Erkennung der Fahrzeugparameter mit weniger funktionaler Komplexität. Zudem wird die Erkennung der Fahrzeugparameter nicht nur für die Anpassung der Modelle für die Fahrstabilisierungssysteme benutzt, sondern für die Verbesserung des Anlenkverhaltens im linearen Fahrdynamikbereich. In anderen Worten erzielt diese Methode in nicht-kritischen Fahrsituationen immer gleiches Lenkgefühl für den Fahrer unabhängig von Fahrzeugparameteränderungen.

Tabelle 3: Einfluss der 10% Änderung jeweiliger Fahrzeugparameter auf die Gierrate und Querschleunigung

Fahrzeugparameter	Änderung der Parameter	Einfluss auf Gierrate	Einfluss auf Querschleunigung
m	+10%	-6,9%	-6,9%
l_v	+10%	5,2%	5,2%
l_h	+10%	-6,3%	-6,3%
c_v	+10%	12,3%	12,3%
c_h	+10%	-8,1%	-8,1%
J_Z	+10%	0%	0%

Wie auch in der [Tabelle 3](#) zu erkennen ist, bietet der stationäre Gierverstärkungsfaktor eine Möglichkeit die Fahrdynamikeigenschaften zu identifizieren. Hiermit soll nun aufgezeigt werden, wie an einem Krafftfahrzeug auf möglichst einfache Weise ein von den im vorhergehenden Absatz genannten Einflussgrößen unabhängiges Lenkverhalten dieses Krafftfahrzeugs eingestellt werden kann. Die Lösung dieser Aufgabe ist dadurch gekennzeichnet, dass zumindest in nicht-kritischen Fahrzuständen der für den jeweiligen Fahrzustand vorgegebene Wert der Lenkwinkelübersetzung mit einem Korrekturfaktor multipliziert wird. Dieser Faktor

beschreibt das Verhältnis einer aktuell ermittelten Ist-Gierverstärkung zu einer vorgegebenen Soll-Gierverstärkung. Daraufhin wird die solchermaßen korrigierte Lenkwinkelübersetzung (im Sinne einer Vorsteuerung) eingestellt. Vorzugsweise wird dabei der Wert der Ist-Gierverstärkung bei ausgewählten Fahrzuständen des Kraftfahrzeugs fortlaufend gemessen und in einem lernenden System, welches die zuletzt gemessenen Werte abspeichert und aus diesen einen geeigneten Mittelwert bildet, abgelegt (Serarslan, 2010).

Es wurde erkannt, dass die Gierverstärkung eine ideale Größe zur Beschreibung des Lenkverhaltens des Fahrzeuges ist. Einerseits kann die Gierverstärkung nämlich relativ einfach und genau ermittelt werden, da nicht nur der Lenkradwinkel, sondern auch die Gierrate des Fahrzeuges gut messbar sind. Letztere mittels eines Gierratensensors, der bekanntlich ein relativ sauberes Signal ohne hohen Rauschanteil liefert. Andererseits können über die Gierverstärkung die Auswirkungen sämtlicher der genannten Einflussgrößen erfasst werden. Die [Abbildung 3.6](#) zeigt z. B. den Unterschied zwischen der Gierverstärkung über Lenkwinkel und über Lenkradwinkel mit einer fahrgeschwindigkeitsabhängigen Lenkwinkelübersetzung i .

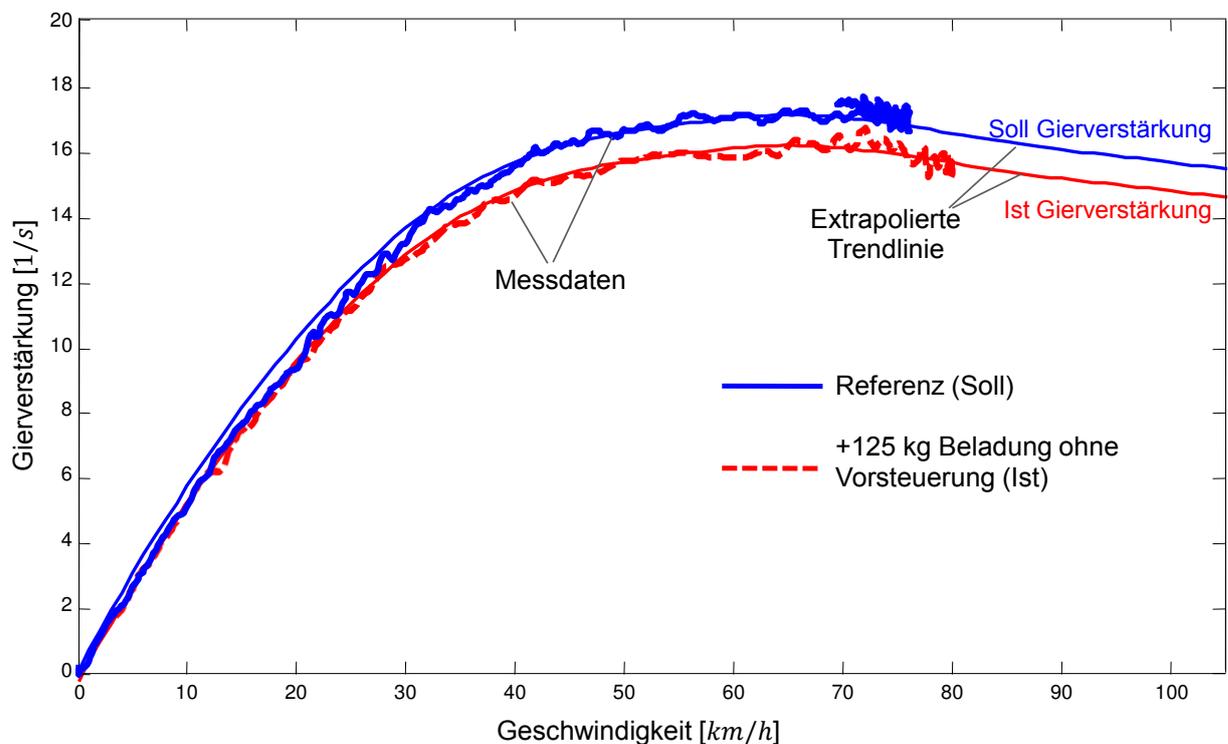


Abbildung 3.5: Gierverstärkungsfaktorvergleich eines beladenen und unbeladenen Fahrzeuges mit Echtzeit-Messungen

Wie in [Abbildung 3.5](#) und [Abbildung 3.6](#) zu sehen ist, ist in einer elektronischen Steuereinheit eine sog. Soll-Gierverstärkung festgelegt, d.h. ein bestimmter Verlauf der im vorhergehenden Absatz genannten Kurve, welche sozusagen ein vom Fahrzeughersteller bei der Entwicklung dieses Kraftfahrzeugs vorgegebenes bzw. ausgewähltes Lenkverhalten des Fahrzeuges beschreibt. Mit dem Ansatz der vorliegenden Arbeit wird bei der Nutzung des Gierverstärkungsfaktors im Fahrbetrieb des Fahrzeuges (beim Benutzer bzw. Kunden des

Fahrzeugherstellers) fortlaufend oder nur zeitweise oder zustandsabhängig die aktuelle Gierverstärkung ermittelt, die vorliegend als Ist-Gierverstärkung bezeichnet wird und sich ebenfalls in einem x - y -Diagramm als Kurve über der Fahrgeschwindigkeit des Fahrzeuges darstellt. Damit kann dann entweder integral über der gesamten Kurve, d.h. über den gesamten Fahrgeschwindigkeitsbereich des Fahrzeuges betrachtet oder alternativ individuell für einzelne Fahrgeschwindigkeitsbereiche, wie bspw. 0 km/h–30 km/h, 31 km/h–120 km/h, 121 km/h und mehr (unter der Prämisse, dass das Fahrzeug sich im stationären Bereich befindet/bleibt), das Verhältnis von Ist-Gierverstärkung zu Soll-Gierverstärkung als Quotient dieser beiden Werte (Ist-Gierverstärkung und Soll-Gierverstärkung) gebildet werden, welches bzw. welcher üblicherweise in der Größenordnung von 0,8 bis 1,2 liegen wird. Dieser Quotient bzw. dieses Verhältnis wird danach für die vorgestellte Methode als Korrekturfaktor für die einzustellende Lenkwinkelübersetzung verwendet.

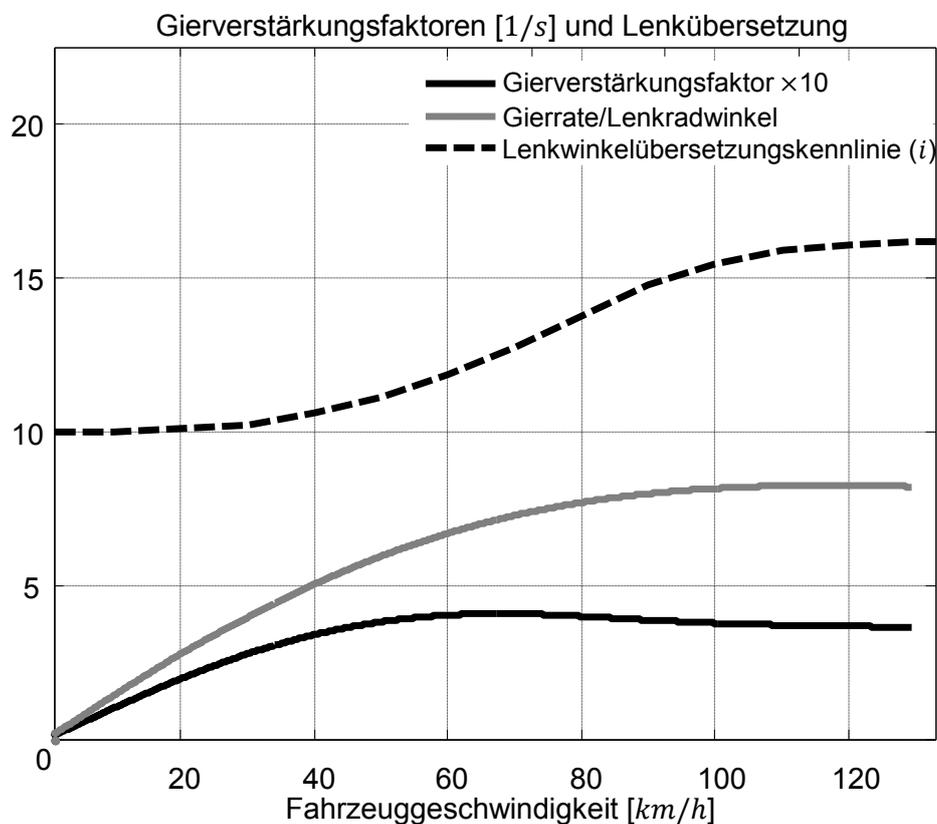


Abbildung 3.6: Stationäre Gierverstärkung mit und ohne fahrzeuggeschwindigkeitsabhängige Lenkwinkelübersetzung

Abschließend zeigt die [Abbildung 3.7](#) zusätzlich den Verlauf der Gierverstärkung mit Vorsteuerungsmaßnahmen mit Echtzeit-Messungen. Mit der Vorsteuerung (die Lenkübersetzung wurde direkter gemacht) verhält sich die Gierverstärkung des beladenen Testfahrzeugs ähnlich wie die des ungeladenen Testfahrzeugs. Damit ist die Plausibilität der Methode gezeigt,

da die geregelte Lenkwinkelübersetzung eine mit der Soll-Gierverstärkung vergleichbare Gierverstärkung ermöglicht.

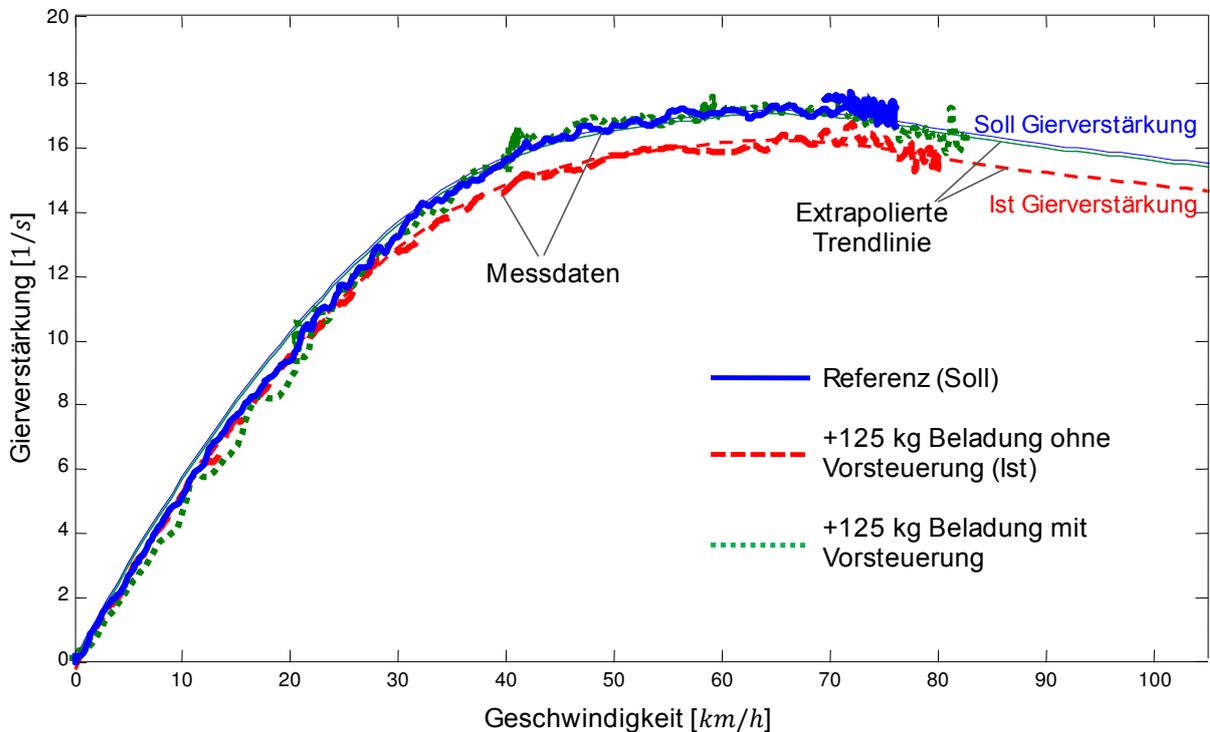


Abbildung 3.7: Gierverstärkungsfaktorvergleich eines beladenen, unbeladenen Fahrzeuges und mit/ohne Vorsteuerung mit Echtzeit-Messungen

3.1.5 Schräglaufsteifigkeiten

Die Schräglaufsteifigkeit ist eine der charakteristischen Größen, die einen großen Einfluss auf die Fahrdynamik haben. Wenn die Gleichung 3.3 berücksichtigt wird, wird es deutlich, dass die Schräglaufsteifigkeit einen direkten Einfluss auf das Fahrverhalten im linearen Bereich hat.

Fahrdynamikregelungssysteme, bei denen die tatsächliche Fahrzeugbewegung mit einer gewünschten Bewegung verglichen wird, sind in vielerlei Varianten bekannt. Dabei wird im allgemeinen abhängig von Größen, die den Fahrzustand repräsentieren bzw. beeinflussen, mittels eines Fahrzeugmodells eine gewünschte Fahrzeugbewegung berechnet und diese berechnete Größe mit der entsprechenden gemessenen Größe verglichen. Abhängig von der Abweichung zwischen den Größen werden dann Stellglieder angesteuert, die die Fahrdynamik beeinflussen. Bspw. wird mittels eines Einspurmodells abhängig von der gemessenen Fahrzeuglängsgeschwindigkeit und dem gemessenen Lenkradwinkel eine gewünschte Gier rate (Drehgeschwindigkeit um die Hochachse des Fahrzeuges) berechnet und diese berechnete Größe (Sollwert) mit der tatsächlich gemessenen Gierrate verglichen. Abhängig von

diesem Vergleich können dann zur Erlangung der gewünschten Fahrzeugdynamik die Radbremsen, das Vortriebsmoment, die Radaufhängungen und/oder die Lenksysteme des Fahrzeuges beeinflusst werden. Statt der gewünschten Gierrate kann aber auch als Ersatzgröße die gewünschte Differenz der Vorderraddrehgeschwindigkeiten mit dem entsprechenden Istwert verglichen werden (Brachert, 1997).

Es gibt auch zahlreiche Arbeiten, die sich mit komplexen Algorithmen und Schätzverfahren befassen haben. Allerdings dienen diese Untersuchungen maßgeblich zur Verbesserung der obengenannten Sollwertberechnung durch ein Fahrzeugmodell, vgl. (Anderson & Bevly, 2005), (Anderson & Bevly, 2004), (Carlson & Gerdes, 2003), (Hac & Simpson, 2000) und (Sienel, 1997). (Brachert, 1997) schlägt ein System zur Bestimmung einer bei einem Kraftfahrzeug vor, das wenigstens eine Schräglaufsteifigkeit repräsentierende Größe verwendet. „Hierzu werden die Gierbewegung, der Schwimmwinkel, die Fahrzeuglängsgeschwindigkeit, der vordere Radlenkwinkel und optional der hintere Radlenkwinkel erfasst. Der Kern der Methode besteht darin, dass bei Vorliegen bestimmter Fahrbedingungen wenigstens die die vordere Schräglaufsteifigkeit repräsentierende Größe abhängig von den erfassten Größen bestimmt wird. Bei einer alternativen Ausführungsform der Erfindung wird auf die Erfassung des obenerwähnten Schwimmwinkels verzichtet. Die die vordere Schräglaufsteifigkeit repräsentierende Größe wird dann abhängig von der erfassten Gierbewegung, der Fahrzeuglängsgeschwindigkeit, dem vorderen und hinteren Radlenkwinkel und abhängig von einem fest vorgegebenen, die hintere Schräglaufsteifigkeit repräsentierenden Wert berechnet. Auch diese Berechnung geschieht nur bei Vorliegen von bestimmten Fahrbedingungen.“

(Anderson & Bevly, 2005) schlagen Methoden zur Bestimmung der Schräglaufsteifigkeiten mit der Hilfe der Nutzung des GPS vor. Somit können die Schräglaufwinkel (gleichbedeutend mit Kenntnis des Schwimmwinkels β) bestimmt und für die Berechnung der einzelnen Schräglaufsteifigkeiten der Vorder- und Hinterachse benutzt werden, vgl. Gleichung 3.4.

Mit der Nutzung der Gleichungen 3.5, 3.6, 3.7 und 3.8 kann schließlich die Schräglaufsteifigkeit vorne nach (Brachert, 1997) wie folgt beschrieben werden:

$$c_v = \frac{l_h \cdot m \cdot \dot{\psi} \cdot v}{l \cdot (\delta - \frac{l_v \dot{\psi}}{v} - \beta)} \quad (3.43)$$

Der oben aufgezeigte Weg, anhand der Gleichung 3.43 die Schräglaufsteifigkeiten zu bestimmen, setzt die Messung des Schwimmwinkels voraus. Vorschläge zur Messung des Schwimmwinkels sind beispielsweise dem Artikel (Sankin & Thomys, 2009) (Göbel, 2008), (Göbel, 2007), (Nishio & Tozu, 2001) zu entnehmen. Da die Messung des Schwimmwinkels aber sehr aufwendig ist, soll im Folgenden eine Alternative zur Bestimmung der Schräglaufsteifigkeit aufgezeigt werden.

„Da die Modelleigenschaften im Wesentlichen durch das Verhältnis c_v/c_h der vorderen zur hinteren Schräglaufsteifigkeit bestimmt werden, ist der Fehler, der dann gemacht wird, wenn nur eine der beiden Schräglaufsteifigkeiten adaptiv abgeglichen wird, relativ klein. Da sich in Versuchen heraus gestellt hat, vgl. Abschnitt 2.2.2, dass die Änderungen der vorderen

Schräglaufsteifigkeit c_v einen größeren Einfluss auf die Modelleigenschaften haben, als die der hinteren Schräglaufsteifigkeit c_h , wird bei dieser Ausführungsform nur die vordere Schräglaufsteifigkeit c_v abgeglichen. Dadurch kann jedoch die Messung des Schwimmwinkels entfallen.“ (Brachert, 1997) Aus den oben aufgeführten, das Einspurmodell beschreibenden Gleichungen kann für den stationären Fall, indem sich weder der Schwimmwinkel noch die Giergeschwindigkeit ändern, folgende Gleichung nach (Brachert, 1997) abgeleitet werden,

$$c_v = \frac{l_h \cdot m \cdot \dot{\psi} \cdot v}{\frac{l_v \cdot m \cdot \dot{\psi} \cdot v}{c_h} - l \cdot \delta - l^2 \cdot \frac{\dot{\psi}}{v}} \quad (3.44)$$

wobei die Gleichung 3.5 nach β aufgelöst und in die Gleichung 3.43 eingesetzt wird.

Der Vorteil dieser Variante liegt in der Einsparung der relativ aufwendigen Schwimmwinkelmessung unter Inkaufnahme eines tolerierbaren Fehlers bei der Schräglaufsteifigkeitsbestimmung, wobei die hintere Schräglaufsteife auf einem voreingestellten Kompromisswert bleibt (Brachert, 1997).

Zudem kann die Ermittlung der Gesamtschräglaufsteifigkeit der Vorderachse c_v über den Eigenlenkgradienten via Auflösung der Gleichung 3.26 erfolgen:

$$c_v = \frac{m \cdot c_h \cdot l_h}{EG \cdot l \cdot c_h + m \cdot l_v} \quad (3.45)$$

3.2 Geradeauslauf und Rückmeldung

3.2.1 Theorie Signalverarbeitung

3.2.1.1 Signalanalyse Grundlagen

Vor etwa 200 Jahren erkannte der Mathematiker, Naturwissenschaftler und Berater Napoleons Jean Baptiste Fourier (1768-1830), dass jedes Signal (Schwingungen bzw. Wellen) auf mathematischen Weg aus einheitlichen „Elementen“ zusammengesetzt werden kann. Bei diesen „Elementen“ handelt es sich um Sinusschwingungen mit unterschiedlichen Frequenzen und Phasenlagen (Ralf, 2001). Wie z.B. ein Sägezahnsignal näherungsweise aus einer Überlappung von harmonischen Schwingungen zusammengesetzt wird, zeigt [Abbildung 3.8](#).

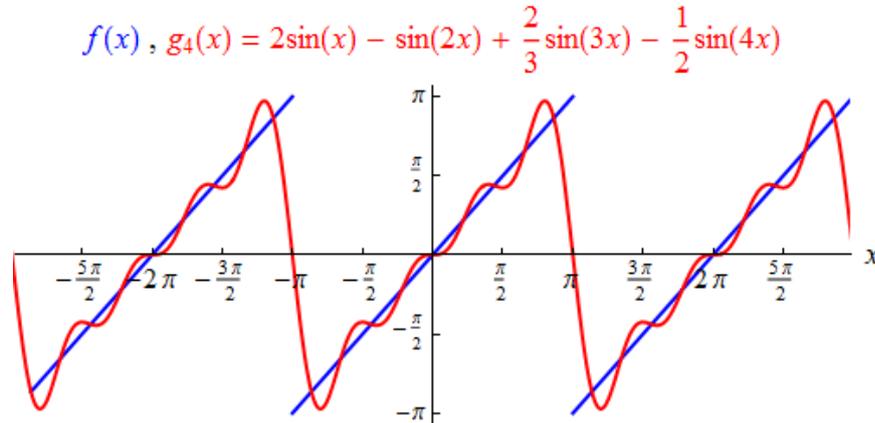


Abbildung 3.8: Durch Sinusschwingungen angenähertes Sägezahnsignal

Basis der Signalanalyse im Frequenzbereich ist die Fourieranalyse. Sie ermöglicht die Überführung von Zeitsignalen in den Frequenzbereich durch die Zerlegung der Zeitfunktionen in die Summe einer unendlichen Anzahl harmonischer Einzelfunktionen mit unendlich fein gestaffelten Frequenzen (Fourierintegral). Formulieren lässt sich dieser Zusammenhang für das Zeitsignal $x(f)$ mit dem zugehörigen Fourierspektrum $X(f)$ durch die Gleichung 3.46:

$$X(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-j2\pi ft} dt \quad (3.46)$$

Die rechentechnische Darstellung dieser Transformation wird für diskrete Signale als Diskrete Fourier-Transformation (DFT) bezeichnet. Demnach erfolgt die DFT aus einer Folge x_n der Länge $n = 0, 1, \dots, N - 1$ multipliziert mit Frequenztransformation, vgl. (Werner, 2014):

$$X_k = \sum_{n=0}^{N-1} x_n e^{\frac{-j2\pi kn}{N}} \quad k = (0, 1, \dots, N - 1) \quad (3.47)$$

Die diskrete Berechnung bringt einige Besonderheiten nach (Anon., 2014) mit sich, die bei der Signalanalyse beachtet werden müssen:

„Durch die zeitdiskrete Abtastung (Diskretisierung) eines Messsignals ergeben sich gegenüber dem Frequenzgehalt des Signals zu kleinen Abtastfrequenzen Verzerrungen, die als Bandüberlappung oder Aliasing bezeichnet werden (Nyquist-Shannon-Abtasttheorem. Sie können durch analoge Tiefpassfilterung⁽⁶⁾ unterhalb der halben Abtastfrequenz („Anti-Aliasing-Filter“) vermieden werden“.

Die Zeitbegrenzung der Abtastung („Zeit-,“ oder „Analysefenster“) führt zum Auftreten von so genannten Seitenbändern im Frequenzbereich. Entspricht das Beobachtungsintervall nicht

⁶ Als Tiefpass bezeichnet man ein Filter, die Signalanteile mit Frequenzen unterhalb bestimmter Grenzfrequenz fast ungeschwächt passieren lassen, während die Anteile mit hohen Frequenzen abgeschwächt werden.

der Periodendauer oder deren ganzzahligen Vielfachen der analysierten Frequenz, dann beeinflussen diese Seitenbänder das diskrete Spektrum z. B. durch das Auftreten zusätzlicher Frequenzkomponenten. Dieses Phänomen wird als Leck- oder Leakage-Effekt bezeichnet (Siehe [Abbildung 3.9](#)). Dieser Effekt kann nicht vollständig beseitigt werden. Die Vorgehensweise zur Verminderung dieses Effekts wird in den nächsten Kapiteln erläutert (Randall, 1987).

Die Digitalisierung des Analogsignals führt zu einer Einschränkung des Dynamikbereiches („Digitalisierungsrauschen“). Je höher die Auflösung des A/D-Wandlers ist, desto weniger wird der negative Einfluss des Digitalisierungsrauschens.

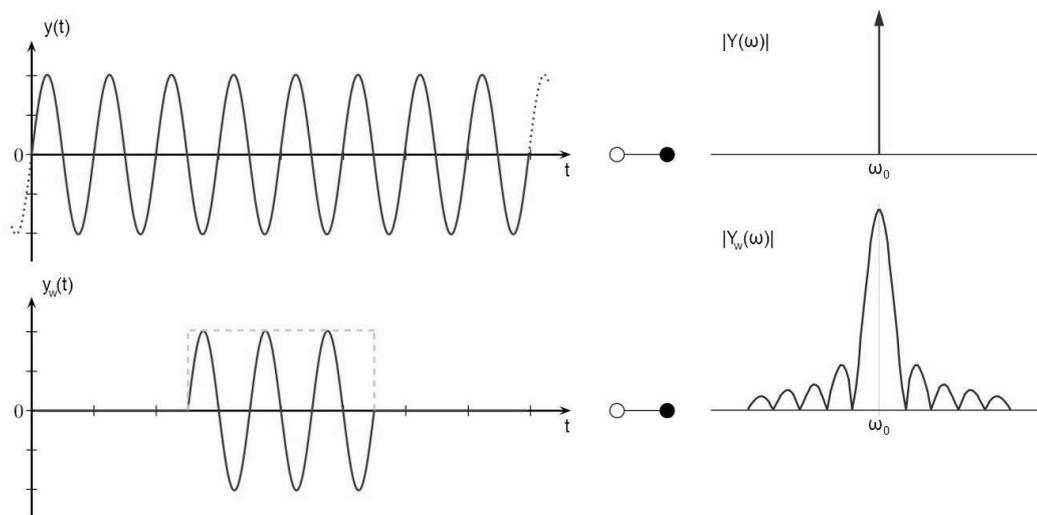


Abbildung 3.9: Spektrale Darstellung des Leck-Effektes durch die in zweiter Zeile erfolgte zeitliche Limitierung der Sinusschwingung (Randall, 2011)

Wird ein zeitdiskretes Signal $x(n)$ mit endlichem Intervall $-N \leq n \leq N$ betrachtet, dann gilt (Langwieder, 2006):

$$E_N \equiv \sum_{n=-N}^N |x(n)|^2 \quad (3.50)$$

dann wird die Energie des Signals folgendermaßen definiert (Proakis & Manolakis, 2007):

$$E \equiv \lim_{N \rightarrow \infty} E_N \quad (3.51)$$

und die mittlere Leistung des Signals als

$$P = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{2N+1} E_N \quad (3.52)$$

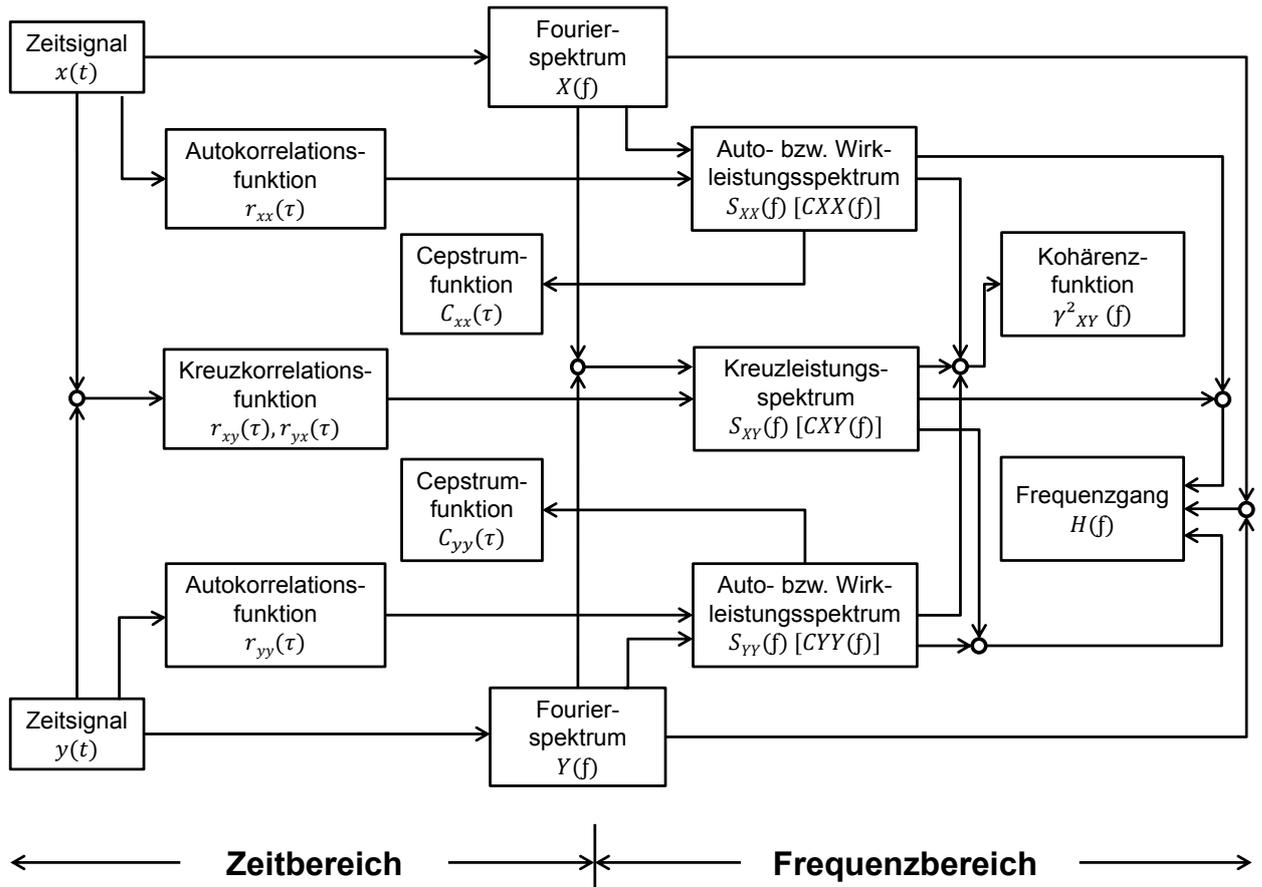


Abbildung 3.10: Blockdiagramm mit den wichtigsten Signalanalysefunktionen (Randall, 2011)

Es ist zu erkennen, dass wenn E unendlich ist, dann $P = 0$ ist. Auf der anderen Seite, wenn E endlich ist, dann kann die mittlere Leistung P endlich oder unendlich werden. Wenn P endlich ist (und ungleich null), dann nennt man dieses Signal Leistungssignal (Proakis & Manolakis, 2007). Anders formuliert gilt definitionsgemäß für Energiesignale $0 < E < \infty$ und für Leistungssignale $0 < P < \infty$. Ein Leistungssignal ist kein Energiesignal, da $E \rightarrow \infty$ und ein Energiesignal ist kein Leistungssignal, da $P \rightarrow 0$, (Backfrieder, 2015), (Kronmüller, 1991).

Zusammenfassend zeigt die [Abbildung 3.10](#) den Übergang vom Zeit- zum Frequenzbereich als Blockdiagramm mit den wichtigsten Signalanalysefunktionen.

3.2.1.2 Korrelation

In der Physik, Elektrotechnik und allgemeinen Signalverarbeitung ist die Korrelation von großer Bedeutung. Werden eine Messgröße x und eine andere Messgröße y betrachtet, so wird geprüft, ob zwischen den beiden Variablen x und y irgendein Zusammenhang, eine Korrelati-

on, besteht (Schrüfer, 1990). Prinzipiell ist die Korrelation ein Maß dafür wie ähnlich zwei beliebige Funktionen sind.

Aus dem Begriff „Korrelation“ werden die Begriffe Korrelationskoeffizient und Korrelationsfunktionen (Kreuz- und Autokorrelationsfunktionen) abgeleitet. Algorithmen werden in diesem Kapitel behandelt.

Die zeitkontinuierliche Autokorrelationsfolge lässt sich allgemein (um die Zeit τ verschobene Folge) mit der folgenden Gleichung berechnen (Proakis & Manolakis, 2007):

$$r_{xy}(\tau) = K \int_{-\infty}^{\infty} x(t)y(t - \tau)dt \quad (3.53)$$

τ ist hier der Verschiebungsparameter und die Indizes „xy“ an der Korrelationsfunktion zeigen, welche Sequenzen korreliert werden.

Der Wert K und die Integralgrenzen müssen der entsprechenden Funktion angepasst werden (Proakis & Manolakis, 2007):

- Bei aperiodischen Signalen, $K = 1$
- Bei periodischen Signalen, $K = 1/2T$ (die Integralgrenzen verlaufen dann von $-T$ bis T)
- Bei Zufallssignalen, $K = \lim (1/2T)$ (wobei $T \rightarrow \infty$)

Der Korrelationskoeffizient ρ_{xy} zwischen zwei Zufallssignalen (bzw. Variablen) x und y mit Standardabweichungen σ_x und σ_y ist folgendermaßen definiert (Schrüfer, 1990):

$$\rho_{xy} = \frac{\sigma_{xy}}{\sigma_x \sigma_y} \quad (3.54)$$

Angenommen sind zwei zeitdiskrete reale Signale mit endlicher Energie, dann wird die Kreuzkorrelation der Signale $x(t)$ und $y(t)$ durch folgende Gleichung bestimmt (Proakis & Manolakis, 2007):

$$r_{xy}(k) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} x(n)y(n - k) \quad k = 0, \pm 1, \pm 2, \dots \quad (3.55)$$

Die Formel zeigt, dass das Signal $x(t)$ auf der n -Achse konstant bleibt, während $y(t)$ immer um ± 1 (Verschiebungsparameter k) verschoben und dann mit $x(t)$ multipliziert wird. Danach summiert man die resultierten Werte dieser Multiplikation und erhält damit den Wert für $r_{xy}(\pm 1)$. Dieser Vorgang wiederholt sich so lange wie gewünscht.

Die diskrete Autokorrelationsfunktion ist folgendermaßen definiert:

$$r_{xx}(k) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} x(n)x(n - k) \quad k = 0, \pm 1, \pm 2, \dots \quad (3.56)$$

Die Autokorrelationsfunktion ist ein Spezialfall der Kreuzkorrelation, wobei eine Sequenz mit sich selbst korreliert wird.

3.2.2 Adaptives Filter für die Rückmeldung

In den früheren Entwicklungsstationen war die Rückmeldung von Fahrbahn- und Fahrdynamikzustandsinformationen nicht der Zentralpunkt der Forschungsarbeiten. Im Gegensatz zum HPS, dämpft EPS fast das gesamte Spektrum von Fahrbahn- und Fahrdynamikzustandsinformationen, die auch für den Fahrer nützlich wären, so dass der Fahrer haptisch merken kann, auf was für einer Fahrbahn er sich bewegt und in was für einem Fahrzustand sich das Fahrzeug befindet. Oft bekommt der Fahrer oft das Gefühl nicht übermittelt, ob sogar die Reifen (bei niedrigeren Fahrbahnreibwerten) schlüpfen oder das Fahrzeug sich im Übergang zum Untersteuern befindet (Testfahrzeug: Toyota Avensis, Frontantrieb, Baujahr 2005 mit EPS). Der Grund für dieses Phänomen ist maßgeblich die Tatsache, dass diese die Vibrationen und Radkräfte über systembedingte Reibungen der EPS-Getriebe (EPS-Motor ist über ein indirektes Getriebe mit dem Lenkstrang verbunden) und system-interne Kräfte des EPS-Elektromotors stark dezimiert werden. Auf der anderen Seite ist es wichtig, dass das Lenkrad auch bei der Nutzung eines EPS-Systems kraftreflektierend bleibt. (Odenthal, et al., 2003) untersuchte beispielsweise die Möglichkeiten, über ein regelungstechnischen Entwurf das durch die konventionelle Lenkung vermittelte Lenkgefühl sowie die dynamischen Eigenschaften so gut wie möglich auf ein SbW-System zu übertragen, (von Groll, 2006), (Kimura, et al., 2004).

Durch die starke Dezimierung aller Vibrationen und Kräfte bei der Nutzung von EPS, gehen nicht nur störende Vibrationen und Kräfte, sondern auch für den Fahrer nützliche Nutz- und Störinformationen verloren. Eine Lösung zu diesem Problem kam von (von Groll, 2006), indem in der Arbeit die Nutz- und Störinformationen spezifiziert und mit der Nutzung der Reifenseitenkraftmessungen die Rückmeldung der Nutzinformationen verstärkt werden kann, vgl. (Endo, 2002). Dafür wird eine berechnete und Hoch-Pass gefilterte Seitenkraft der Vorderachse F_{sv} zu dem konventionalen EPS-Lenkmoment als eine verstärkte Rückmeldung hinzugefügt. Dies Vorgehen ermöglicht somit eine Verstärkung der zuvor erwähnten gewünschten Fahrbahninformationsrückflusses und der Fahrsituationsrückmeldung, siehe [Abbildung 3.11](#).

Das modifizierte konventionale EPS-Lenkmoment oder die EPS-Lenkmomentunterstützung für die Reduzierung der Lenkarbeit des Fahrers wird dann nach (von Groll, 2006) aus Lenkwinkel δ_L , Drehstabsmoment M_{DS} , Rotordrehzahl n_{ROT} und Fahrzeuggeschwindigkeit v mit dem Einsatz der Ersatz-Seitenkraft F_{sv} generiert. Die Berechnung der F_{sv} ist mit der Nutzung der Gleichungen [3.1](#) und [3.2](#) folgendermaßen möglich:

$$F_{sv} = \frac{J \cdot \ddot{\psi} + l_h \cdot m \cdot a_y}{l_v + l_h} \quad (3.57)$$

Neben den konventionalen EPS- und AFS-Systemen, müssen bei den SbW-Systemen die dezimierten Fahrbahnhinformatoren mit zusätzlichen Berechnungen ermittelte Ersatzgrößen durch ein Feedbackaktuator wiederhergestellt und bis an das Lenkrad und den Fahrer weitergegeben werden. Zu der Thematik gibt es auch zahlreiche Arbeiten, die sich mit der Optimierung des Lenkgefühls beschäftigen, vgl. (Koch, 2010), (Nenggen & Saied, 2010), (Wolf, 2009) (Bajcinca, et al., 2004), (Endo, 2002), (Yuan, et al., 2001).

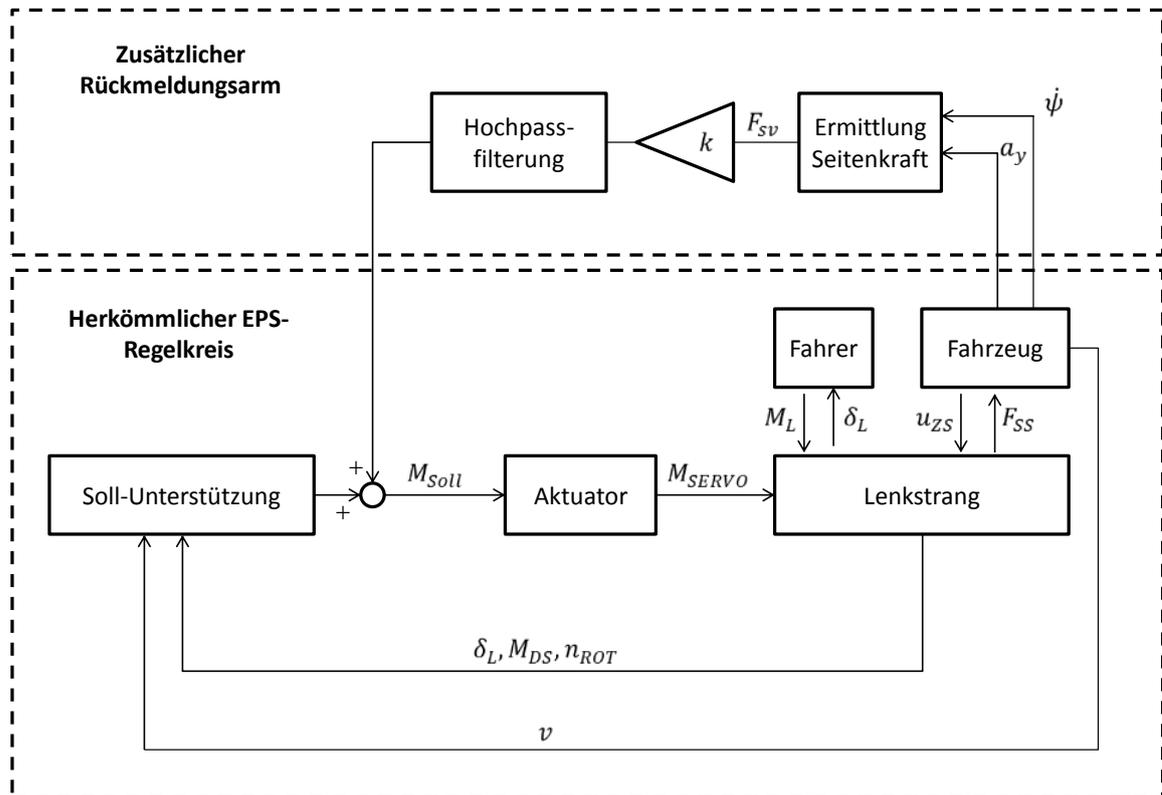


Abbildung 3.11: Signalflussdiagramm der Rückmeldungsverstärkung (von Groll, 2006)

Als ein Beispiel kann das Rückstellmoment nicht über das Drehstabmoment oder andere bereits erwähnte Methoden ermittelt werden, da es in diesem Lenksystem keine Lenksäule gibt. Für die Generierung des Rückstellmoments sind zusätzliche Messgrößen, wie Zahnstangenposition u_{zs} und Querbeschleunigung zu betrachten. Hinsichtlich der Nutzung der Querbeschleunigung besteht der Nachteil darin, dass das Querbeschleunigungssignal Tief-Pass gefiltert werden muss, (Serarslan, 2010).

Charakteristischerweise ist die Querbeschleunigung ziemlich anfällig für die Fahrbahnkonditionen/-eigenschaften. Aufgrund des hohen Signal-Rausch-Verhältnisses ist eine Tief-Pass Filterung des Querbeschleunigungssignals notwendig. Eine Tief-Pass Filterung hat jedoch bekanntlich den Nachteil einer großen Phasenverschiebung. Dazu gibt es einige nicht-konventionelle Methoden, um diese Phasenverschiebung zu kompensieren, (Bogner, et al., 2003).

In dieser Arbeit wird stattdessen ein adaptives Filter vorgeschlagen, das sich seine Eckfrequenzen zwischen 1 und 7 Hz anpasst. Diese Anpassung erfolgt in der Abhängigkeit von dem Lenkwinkel, der Lenkwinkelgeschwindigkeit und der Längsbeschleunigung a_x . Wenn der Lenkwinkel kleiner als ein empirisch bestimmter Wert ist, dann wird die Eckfrequenz auf 1 Hz gesetzt. Mit zunehmendem Lenkwinkel, wird die Eckfrequenz abhängig von dem Lenkwinkel, der Lenkwinkelgeschwindigkeit und Längsbeschleunigung a_x auch zunehmen. Diese Eckfrequenzen wurden mittels Experimenten und Fahrversuchen optimiert sowie kalibriert und über Kennlinien während der Fahrt angepasst. Im Kapitel 5 wird diese Methodik ausführlich mit fahrdynamischen Messgrößen für die Verbesserung des Geradeauslaufs erläutert. Weiterhin wird verdeutlicht, dass die für die Ansteuerung des Feedback-Aktuators (für ein Lenksystem ohne eine Kräfte oder Momente übertragende Verbindung zwischen der Lenkhandhabe und den lenkbaren Rädern) aufgefundene Anpassung der Eckfrequenz der Tiefpass-Filterung des Querschleunigungssignals auch für andere fahrdynamische Regelsysteme eines Kraftfahrzeuges förderlich ist.

Das adaptiv gefilterte Querschleunigungssignal kann auch für mehrere Fahrerassistenzsysteme (wie zum Beispiel DSC, ABS, AFS, EPS usw.) benutzt werden, um ein hohes Signal-Rausch-Verhältnis ohne eine große Phasenverschiebung zu erhalten.

Bei den heute üblichen Fahrzeug-Lenksystemen ist das Lenkrad (= Lenkhandhabe) des Fahrers mit den lenkbaren Rädern mechanisch verbunden, und zwar über die sog. Lenksäule oder Lenkspindel, die in ein Lenkgetriebe mündet, von welchem aus die lenkbaren Räder des Fahrzeuges einer Lenkvorgabe des Fahrers mit seinem Lenkrad folgend entsprechend gelenkt, d.h. eingeschlagen werden. Über diese mechanische und somit Kräfte oder Momente übertragende Verbindung erhält der Fahrer am Lenkrad auch eine Rückmeldung über die zwischen der Fahrbahn und den Rädern beim Lenken übertragenen Kräfte, was für das Fahrgefühl des Fahrers sehr hilfreich ist, vgl. (von Groll, 2006), (Moser & Schneckenburger, 1998).

Naturgemäß kann der Fahrer bei SbW-System oder einem anderen Lenksystem ohne Kräfte oder Momente übertragende Verbindung zwischen Lenkhandhabe und lenkbaren Rädern zumindest direkt keine Rückmeldung über die zwischen der Fahrbahn und den Rädern übertragenen Kräfte erhalten. Dies ist ein Nachteil solcher (andere Vorteile aufweisenden) Lenksysteme.

Als Abhilfemaßnahme für diese Problematik wurden bereits sog. Feedback-Aktuatoren vorzugsweise in Form geeignet angesteuerter Elektromotoren vorgeschlagen, mittels derer an das Lenkrad eine dem jeweiligen Lenkvorgang entsprechende Kraft oder ein entsprechendes Moment angelegt wird, welche bzw. welches derjenigen Kraft oder demjenigen Moment, das der Fahrer bei einem gleichen Lenkvorgang mit einem heute üblichen Lenksystem verspürt, im Wesentlichen vergleichbar ist. Insbesondere kann mit einem solchen Feedback-Aktuator auch ein geeignetes Rückstellmoment, welches das gegenüber seiner Neutralstellung verdrehte Lenkrad in seine Neutralstellung zu bringen trachtet, erzeugt werden. Bei der geeigneten Ansteuerung eines solchen Feedback-Aktuators werden geeignete aktuelle Randbedingungen berücksichtigt, so insbesondere der aktuelle Radlenkwinkel und die aktuel-

le auf das Kraftfahrzeug einwirkende Querschleunigung. Letztere wird mittels eines üblichen Beschleunigungssensors gemessen, vgl. (Dilger, et al., 2000)

Wie bereits erwähnt, handelt es sich beim elektrischen Signal eines Querschleunigungssensors eines Kraftfahrzeugs verursacht unter anderem durch Fahrbahn-Unebenheiten um ein relativ stark verrauschtes Signal, weshalb dieses Sensor-Signal einer Tiefpass-Filterung unterworfen wird, um es im Rahmen der elektronischen Ermittlung der Ansteuerung des Feedback-Aktuators eines Fahrzeug-Lenkensystems sinnvoll verwenden zu können.

Eine niedrigere und damit das Querschleunigungs-Signal (= Signal eines Querschleunigungs-Sensors) durch die Tiefpassfilterung stärker glättende Eckfrequenz wird nur dann zugrunde gelegt, wenn tatsächlich stärkere Störungen im besagten Signal enthalten sind, d.h. wenn dieses Signal stark verrauscht ist. Dies ist bei niedrigeren Beträgen oder Werten der Fahrgeschwindigkeit des Fahrzeuges der Fall und ebenso bei niedrigeren Werten der Lenkwinkel-Geschwindigkeit, d.h. derjenigen Geschwindigkeit, mit der der Fahrer sein Lenkrad verdreht oder der Winkelgeschwindigkeit, mit der die lenkbaren Räder gelenkt bzw. eingeschlagen werden.

Zeichnet sich hingegen das (ungefilterte) Querschleunigungssignal durch einen relativ geringen Rauschanteil (mit weniger Störungen) aus, so kann die Tiefpassfilterung mit einer höheren Eckfrequenz erfolgen, die das Signal weniger stark glättet und somit ein Mehr an Signal-Information beibehält. Dies kann bei höheren Beträgen oder Werten der Fahrgeschwindigkeit des Fahrzeuges umgesetzt werden und ebenso bei höheren Werten der Lenkwinkel-Geschwindigkeit.

Ferner hat sich gezeigt, dass eine niedrigere Eckfrequenz grundsätzlich bei kleineren Beträgen des vom Fahrer vorgegebenen Lenkwinkels zur Erzielung vertretbarer Signale für den genannten Feedback-Aktuator oder ein anderes fahrdynamisches Regelsystem vorzuziehen ist, so dass also die Eckfrequenz bis zu einem bestimmten Grenz-Lenk Winkel konstant auf einem niedrigeren Wert (bspw. den genannten 1 Hz) gehalten werden kann. Erst bei betragsmäßig größeren Lenkwinkeln kann die genannte Anpassung im Sinne einer Anhebung der Eckfrequenz auf größere Werte (bis zu den bspw. genannten 7 Hz) in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit und der Lenkwinkelgeschwindigkeit vorgenommen werden. Dabei können weiter verbesserte Resultate erzielt werden, wenn für Lenkwinkel, deren Betrag den Grenz-Lenk Winkel überschreitet, die Steigerung der Eckfrequenz in Abhängigkeit von der Lenkwinkelgeschwindigkeit derart abhängig ist, dass das Ausmaß der Eckfrequenz-Steigerung für betragsmäßig größere Lenkwinkel geringer ist als für betragsmäßig geringere Lenkwinkel, (Serarslan, 2010).

Für die Auswahl und Gestaltung in der Fahrzeugregelungsapplikation einsetzbare Filterung sind folgende Kriterien betrachtet:

3.2.2.1 FIR-Filter

„FIR-Filter sind grundsätzlich stabil, auch jene mit rekursiven Elementen. Dies liegt darin begründet, dass die nichtrekursiven Formen nur Nullstellen und triviale Polstellen im Ursprung in der Übertragungsfunktion aufweisen und die nichttrivialen Polstellen bei rekursiven Formen der FIR-Filter immer am Einheitskreis liegen.“ Nullstellen unterliegen bezüglich des Stabilitätskriteriums keiner Beschränkung in ihrer Lage im Pol-Nullstellen-Diagramm. Liegen sie alle innerhalb des Einheitskreises, dann handelt es sich um ein minimalphasiges System. Liegt mindestens eine Nullstellen außerhalb des Einheitskreises, so handelt es sich um ein nicht-minimalphasiges System. Zudem wird beim Entwurf eines FIR-Filters eine Fensterung vorgenommen, um den Leck-Effekt zu verringern. (Kammeyer & Kroschel, 2006)

3.2.2.2 IIR-Filter

Die Stabilität von IIR-Filter ist abhängig davon, ob alle Polstellen innerhalb des Einheitskreises liegen oder nicht. Liegen einfache Polstellen auf dem Einheitskreis, so ist das System nur bedingt stabil, d.h. in Abhängigkeit vom Eingangssignal. Sobald jedoch zwei oder mehr Polstellen auf demselben Punkt des Einheitskreises oder auch nur eine Polstelle außerhalb des Einheitskreises liegt, ist das Filter instabil. (Kammeyer & Kroschel, 2006)

„Der Vorteil von IIR Filtern liegt darin, dass sie in der Übertragungsfunktion neben den Nullstellen auch Polstellen aufweisen und damit höhere Filtergüten ermöglichen. Die Berechnung eines IIR-Filters ist gegenüber der eines FIR-Filters aufwändiger und sollte auch eine Stabilitätsuntersuchung der quantisierten Koeffizienten umfassen. Eine zuverlässige Methode zur Koeffizientenbestimmung eines IIR-Filters bietet die Methode nach Prony.“ (Anon., 2012)

Wie in der vorliegenden Arbeit können die Koeffizientenbestimmung praktisch mit Programmen wie MATLAB durchgeführt werden.

4 Methoden für die Fahrsituationserkennung

Zur Regelung von by-wire-Lenksystemen sind mittlerweile besondere Verfahren entwickelt worden. Ein Beispiel dieser Verfahren ist ein sog. algebraischer Model-Matching-Ansatz, bei dem entweder ein physikalisches Modell oder ein identifiziertes Frequenzgangmodell der Servo-Lenkung als Referenzsystem verwendet wird. Dieses Referenzsystem stellt die zu regelnde Strecke dar, wobei die Stellgröße auf das tatsächliche physikalische System aufgebracht wird (sog. Admittanzregelung). Diese Regelungsstruktur verspricht besonders hohe Stabilität bei geringer Reglerkomplexität und soll daher für das zu betrachtende System herangezogen werden.

Für die Erkennung und Regelung der Fahrsituationen (wie z. B. beim Seitenwind, Unter- und Übersteuern) sind aus dem Stand der Technik mehrere Ansätze bekannt:

Erweitertes Einspurmodell (durch Kennlinien angepasste Fahrzeugmodelle) für die Verbesserung der Sollwertbildung: Im Unterschied zum konventionellen Fahrzeugmodell werden für das Modell zur Sollwertbildung die effektiven Achskennlinien so verändert, dass sie ab bestimmten vordefinierten Werten der Schräglaufwinkel mit konstanter positiver Steigung extrapoliert werden. Zudem wird hier das Giermoment um die Hochachse des Fahrzeuges als Stellgröße verwendet (Dettki, 2005).

Nichtlineare Fahrdynamikregelung für mechatronische Lenksysteme (z. B. AFS) zur Verbesserung des Seitenwindverhaltens, mit Hilfe einer Analyse des Fahrzeugverhaltens bei Seitenwind (Seitenwinderkennung) und einer Steuerung zur exakten Seitenwindkompensation (von Vietinghoff, 2008).

Nichtlineare Lenkregler für den querdynamischen Grenzbereich, wobei zum Entwurf von Regelsystemen für die Solllenkwinkelvorgabe ein nichtlineares Fahrzeugmodell eingesetzt wird. Als Regelungskonzept wird hier ein optimaler modellprädiktiver Regler verwendet. Von Nachteil ist jedoch die Vielzahl von Reglerparametern, die empirisch festgelegt werden müssen. Zusätzlich ergeben sich hohe Hardwareanforderungen, da ein nichtlineares Optimierungsproblem in Echtzeit zu lösen ist (König, et al., 2007).

Bei diesen konventionellen Methoden müssen die Modellparameter (wie z. B. Trägheitsmomente um die Hochachse, Fahrzeugmasse, Schräglaufsteifigkeiten usw.) relativ genau bestimmt werden, damit gemessene und simulierte Größen bei linearer Fahrdynamik übereinstimmen. Ist dies nicht der Fall, dann treten auch im linearen Bereich Abweichungen auf, die fälschlicherweise als eine Instabilität des Kraftfahrzeugs interpretiert werden können. Im realen Fahrzeugbetrieb sind jedoch beispielsweise die Masse (z. B. durch Beladung) und Schräglaufsteifigkeit der Reifen (z. B. durch Reifenwechsel, Reifenverschleiss) Änderungen unterworfen (Serarslan, et al., 2009).

Wie bereits in der Einleitung erwähnt, werden bei den o.g. konventionellen Systemen Toleranzschwellen appliziert, um Funktionsrobustheit im linearen Bereich zu gewährleisten, vgl. [Abbildung 1.6](#). Je größer die notwendigen Toleranzschwellen, desto geringer ist jedoch die realisierbare Funktionsgüte hinsichtlich eines frühzeitigen Eingriffszeitpunktes. In diesem Kapitel werden einige Methoden vorgeschlagen, die nicht modellbasiert sind und dadurch geringere Toleranzschwellen ermöglichen. Zudem werden die Defizite, die Vor- und Nachteile von konventionellen (modellbasierten) Methoden ggü. modellunabhängigen Methoden dargestellt. In [Abbildung 4.1](#) ist ein repräsentativer Verlauf von Lenkwinkel vs. Querschleunigung am Beispiel der quasistationären Kreisfahrt mit modellabhängigen und modellunabhängigen Fahrsituationserkennung präsentiert.

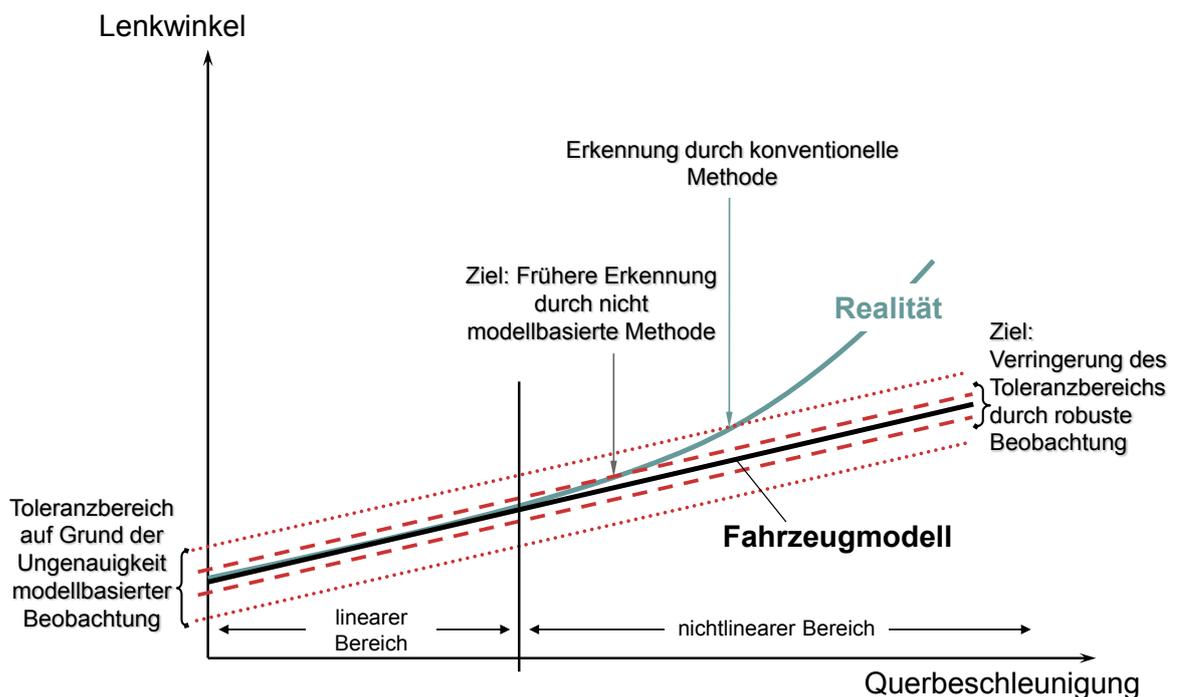


Abbildung 4.1: Vergleich der modellabhängigen und –unabhängigen Methoden für die Fahrsituationserkennung

4.1 Modellabhängige Methoden

4.1.1 Gängige Verfahren zur Erkennung nichtlinearen Fahrzeugverhaltens

Zur Erkennung des instabilen Fahrverhaltens steht zum Beispiel das von Bosch entwickelte ESP (Elektronisches Stabilitätsprogramm) zur Verfügung. Bei BMW wird dieses System DSC genannt, vgl. (Wiesinger, 2014) und (Debes, et al., 1997). Im Prinzip erkennt das System das instabile Fahrverhalten und korrigiert es mittels gezielter, automatischer Bremsengriffe, die

dann ein Gegenmoment erzeugen. Durch dieses Gegenmoment wird das Fahrzeug stabilisiert. Beim Untersteuern erfolgt ein Bremsengriff des Systems auf dem kurveninneren Hinterrad. Damit wird ein entgegengesetztes Drehmoment erzeugt und das Untersteuern korrigiert. Das Übersteuern wird durch Abbremsen des kurvenäußeren Vorderrades korrigiert.

ESP erkennt grundsätzlich das Fahrverhalten des Fahrzeuges durch einen Vergleich zwischen den mit verschiedenen Sensoren gemessenen Werte für Lenkwinkel, Querschleunigung, Gierrate und den mittels linearem Einspurmodells (ESM) simulierten Werte dieser Messgrößen. Die Tatsache, dass ESP nachweislich zuverlässig und robust arbeitet hat, ist so zu begründen, dass die Mehrheit aller Defizite und Schwachpunkte des Einspurmodells mit zusätzlichen nicht-linearen Modellen kompensiert werden. Diese Defizite, Schwachpunkte des Einspurmodells und einige komplexe Abhilfemaßnahmen für diese Defizite werden in den nächsten Abschnitten erläutert.

4.1.2 Einspurmodelle

Um die „Instabilität“ zu untersuchen, wird eine eindeutige Definition gebraucht. In dieser Arbeit wird es angenommen, dass hauptsächlich es zwei instabile Situationen eines Kraftfahrzeugs gibt: Das Unter- und Übersteuern.

Wie in der Einführung in die Theorie der Fahrdynamik erläutert, handelt es sich um ein untersteuerndes Fahrzeug, wenn der Schräglaufwinkel der Vorderräder (α_v) größer als der Schräglaufwinkel der Hinterräder (α_h) ist, d.h. das Fahrzeug „schiebt“ über die Vorderräder in einer Kurve nach außen. Den Grund warum das Unter- und Übersteuern eindeutig durch die Schräglaufwinkel definiert werden kann, kann man mit diesen Formeln darstellen: $\alpha_v = F_{yv} / c_{\alpha v}$ und $\alpha_h = F_{yh} / c_{\alpha h}$. Weil beim Untersteuern die Seitenkräfte des Vorderrades größer als die des Hinterrades sind, kann man auch sagen, dass beim Untersteuern das Verhältnis $\alpha_v > \alpha_h$ (bzw. beim Übersteuern $\alpha_v < \alpha_h$) entsteht (Gillespie, 1992).

Über das generelle Verhalten eines Fahrzeuges gibt das Eigenlenkverhalten Auskunft. Alle heutigen Fahrzeuge sind aus Sicherheitsgründen durchweg untersteuernd ausgelegt.

Als unsicher gilt jedoch eine Auslegung, bei der das Untersteuern plötzlich in Übersteuern wechseln kann: wenn ein Hinterrad die Haftreibung verliert. Eine solche Auslegung kann insbesondere bei ungeübten Fahrern zu Unfällen führen. Diese Gefahr ist vor allem bei Fahrzeugen mit starkem Heckantrieb gegeben. Gasgeben in Kurven kann auch zum Ausbrechen des Hecks führen, indem das entlastete kurveninnere Rad durchzudrehen beginnt und es damit seine Seitenführungsfähigkeit verliert (Rau, 2007).

Das Gegenteil von Untersteuern ist das Übersteuern. Ein Fahrzeug ist übersteuernd, wenn der Schräglaufwinkel der Hinterräder größer ist als der Schräglaufwinkel der Vorderrä-

der, also das Heck des Fahrzeuges ausbricht (d.h. in einer Kurve nach außen dreht). Fahrzeuge, die für frühzeitiges Übersteuern bekannt sind, sind heckgetriebene Fahrzeuge mit hinten liegendem Motor und somit hoher Last an der Hinterachse (Serarslan, et al., 2007).

In [Abbildung 4.2](#) sind die Fahrsituationen Unter- und Übersteuern zu sehen, vgl. Gleichung [3.29](#).

Die konventionellen Fahrwerkregelfunktionen verwenden das lineare Einspurmodell als Bezug, um das nichtlineare Fahrzeugverhalten zu bestimmen. Befindet sich das Fahrzeug im linearen Bereich, dann stimmen von den mit Sensoren gemessenen Fahrdynamikgrößen (δ_{ist} bzw. $d\psi_{ist}$) und die vom linearen Einspurmodell simulierte Systemausgänge (δ_{ESM} bzw. $d\psi_{ESM}$) überein. Befindet sich das Fahrzeug im nichtlinearen Bereich, dann gibt es eine Abweichung zwischen δ_{ist} und δ_{ESM} bzw. $d\psi_{ist}$ und $d\psi_{ESM}$. Diese Abweichung wird kalkuliert und wenn sie einen gewissen Wert überschritten hat, wird das als eine Instabilität des Kraftfahrzeugs interpretiert. Dies führt dann zu entsprechenden stabilisierenden Eingriffen. In [Abbildung 4.3](#) ist eine Darstellung des „Lenkwinkel vs. Querbefleunigung“ Verlaufs während einer quasistationären Kreisfahrt zu sehen mit konstanter Fahrzeuggeschwindigkeit.

4.1.3 Schwachpunkte des Einspurmodells

Mit den oben genannten Eigenschaften und Annahmen des linearen Einspurmodells erhält man für eine quasistationäre Kreisfahrt Abweichungen zwischen dem realen Fahrzeugverhalten und dem simulierten Fahrzeugverhalten, weil es nur gültig für hohen Reibwert und Querbefleunigung $a_y \leq 0,4g \approx 4 \text{ m/s}^2$ ist. Werden diese Randbedingungen des Einspurmodells überschritten werden, dann werden nicht mehr realistische Simulationsergebnisse erhalten, sondern eine Abweichung von den realen Systemausgangswerten.

Zur Unterscheidung des Unter- und Übersteuerns gibt es folgende Aussage:

- Untersteuern $\rightarrow d\psi_{ESM} > d\psi_{ist}$
- Übersteuern $\rightarrow d\psi_{ESM} < d\psi_{ist}$

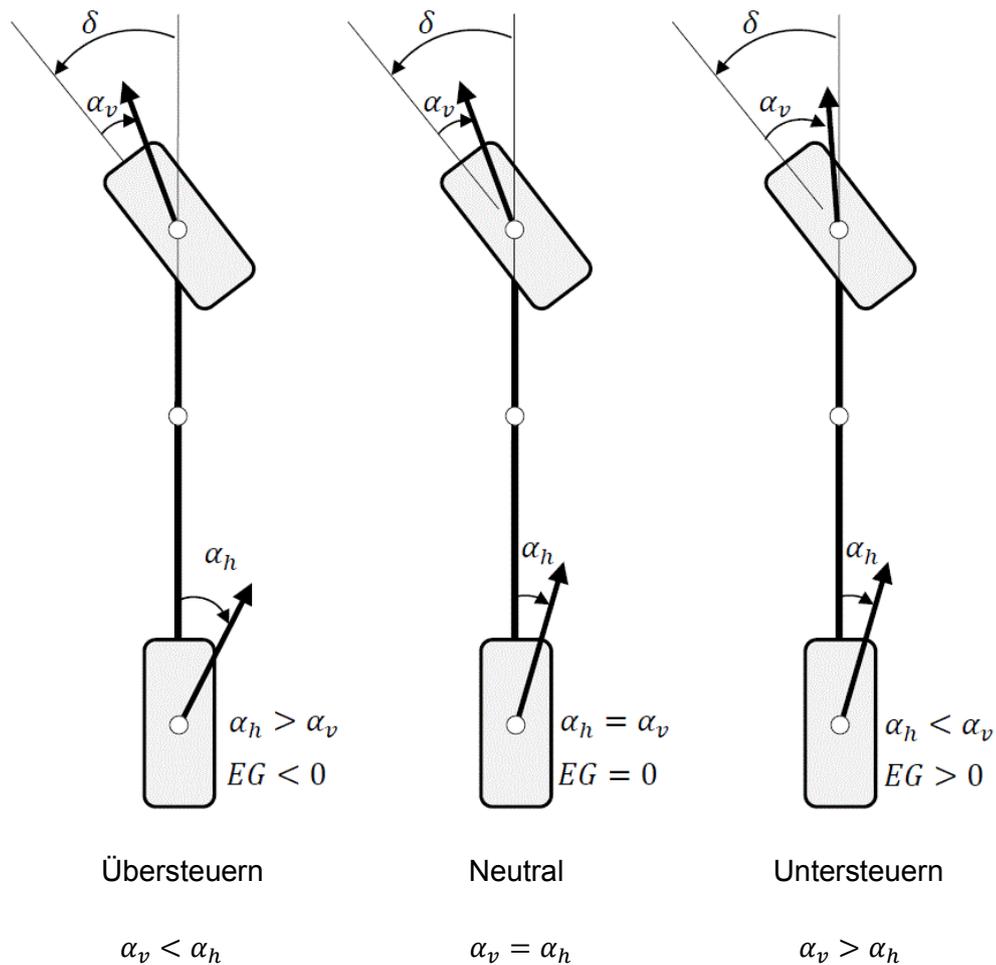


Abbildung 4.2: Verhältnis der Schräglaufwinkel der Vorder- und Hinterräder (Schramm, et al., 2014)

Darüber hinaus müssen auch die Modellparameter (wie z. B.: Radabstand, Trägheitsmomente, Reifeneigenschaften, Masse usw.) hinreichend genau bestimmt und im Einspurmodell implementiert werden, damit gemessene und simulierte Ausgangsgrößen übereinstimmen. Ist dies nicht der Fall, dann kommen auch im linearen Bereich Abweichungen vor, die als eine Instabilität oder Nichtlinearität des Kraftfahrzeugs interpretiert werden können. Deswegen müssen diese Fahrzeugparameter unverändert bleiben, damit es keine Fehleingriffe gibt. Dennoch ist es unmöglich, dass diese Parameter konstant bleiben. Im realen Fahrzeugbetrieb sind gerade Masse (z. B. durch Beladung) und Schräglaufsteifigkeit (z. B. durch Reifenwechsel) großen Schwankungen unterzogen.

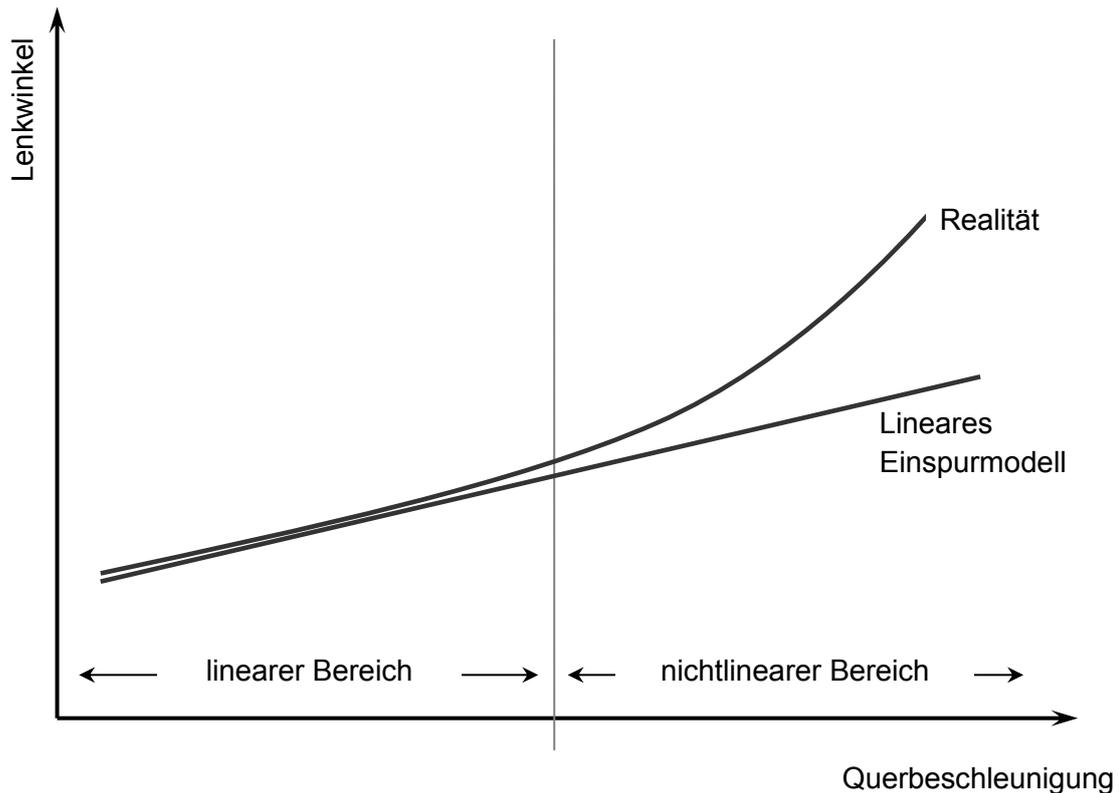


Abbildung 4.3: Verlauf Lenkwinkel vs. Querschleunigung am Beispiel der quasistationären Kreisfahrt

Bei Schwankung der o.g. Parameter kommt es neben der stationären Abweichung der Systemausgangsgrößen auch zu Unterschieden im Zeitverhalten (z. B. der Sprungantwort). Auch diese Abweichungen sind unerwünscht.

Das System antwortet auf einen plötzlichen Lenkeinschlag mit einem Anstieg der Giergeschwindigkeit zunächst auf einen höheren Wert als die dem Lenkeinschlag entsprechende stationäre Giergeschwindigkeit. Der endgültige stationäre Zustand wird erst nach einigen Schwingungen um die Fahrzeughochachse erreicht. [Abbildung 4.4](#) zeigt die wichtigsten Beurteilungskriterien am Beispiel des Zeitverhaltens der Giergeschwindigkeit bei einem Lenkwinkelsprung (Zomotor, 1993).

Für die modellabhängigen Methoden weist diese Tatsache einen Nachteil auf. Für eine fehlerfreie Fahrzustandserkennung birgt deshalb ein modellunabhängiges Verfahren große Vorteile. Dann können die fehlerhaften Abweichungen wegen der Fahrzeugparameteränderung und der modellbasierte Systemantwort auf Lenkwinkelsprünge behoben werden. Zusätzlich verzichtet man auf einen großen Rechenaufwand bei der Optimierung des Einspurmodells für einzelne Fahrzeugmodelle.

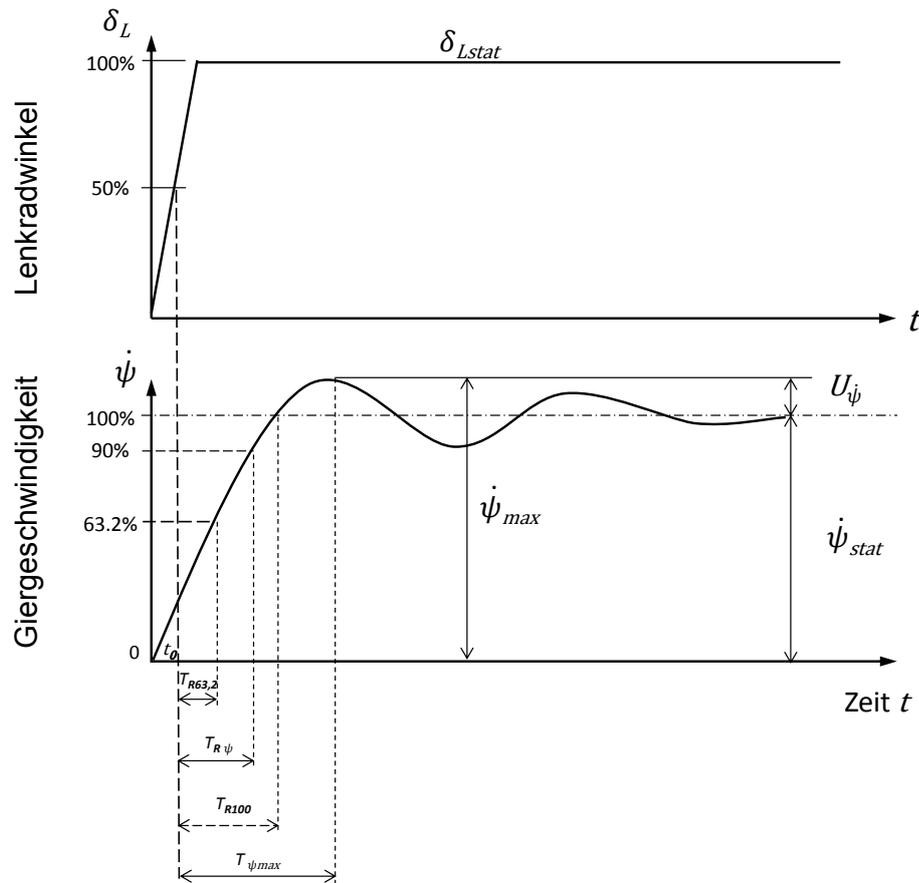


Abbildung 4.4: Definition der Ansprechzeiten der Fahrzeuggieberbewegung nach einem Lenkwinkelsprung.

$T_{R63,2}$ = 63,2% - Ansprechzeit (rise time), $T_{R\psi}$ = 90% - Ansprechzeit (response time),

T_{R100} = 100% - Ansprechzeit,

$T_{\psi_{max}}$ = Zeit bis zum ersten Maximum (peak response time),

U_{ψ} = die auf den Stationärwert bezogene Überschwingweite (Zomotor, 1993)

4.2 Modellunabhängige Methoden

In diesem Kapitel werden Methoden vorgestellt, die die Fahrsituationen erkennen können ohne auf spezielle Fahrzeugmodelle angewiesen zu sein. Dadurch werden die Nachteile herkömmlichen Methoden eliminiert und folgende Vorteile gewonnen.

- **Verbesserung der Sollwertbildung**
 - Bessere Potenzialausnutzung der Regelsysteme (kleinere Totzonen) [z. B. bei der Seitenwindkompensation]
 - Verminderung von unnötigen Eingriffen
 - Verbesserung von nötigen Eingriffen

- **Verbesserung von Applikationen**
 - gewichtete Abstimmung aus Extremabstimmungen
- **Reduktion des Applikationsaufwandes**
 - variable Größe verwenden oder Derivate über Schätzung

Zur modellunabhängigen Erkennung des Fahrzeugverhaltens werden in dieser Arbeit mehrere Methoden untersucht. Diese untersuchten Methoden und ihre Funktionsweise sind mit Anwendungsbeispielen dargestellt. Die Umsetzung dieser Methoden mit MATLAB/Simulink sind im Kapitel 4&5 erläutert. Am Ende jedes Kapitels steht ein Algorithmusvorschlag, der für die Erkennung des instabilen Fahrverhaltens nützlich sein kann. Für diesen Zweck werden bei allen Methoden zwei Signale betrachtet, die jeweils für einen Systemeingang und Systemausgang stehen. Im folgenden Kapitel werden diese durch den gemessenen Lenkwinkel (Signal 1 als Systemeingang) und die gemessene Querschleunigung oder Gierrate (Signal 2 als Systemausgang) ersetzt.

4.2.1 Nutzung der Kohärenzmethode zur Erkennung nichtlinearen Fahrverhaltens

4.2.1.1 Kohärenzberechnung

Die DFT wird in der Signalverarbeitung für viele Aufgaben verwendet, wie z. B. zur Bestimmung der in einem abgetasteten Signal hauptsächlich vorkommenden Frequenzen und zur Bestimmung der einzelnen Amplituden zu diesen Frequenzen.

Die Grundlagen zur DFT wurden bereits in Abschnitt 3.2.1 erläutert. Die DFT lässt sich folgendermaßen definieren (Proakis & Manolakis, 2007):

$$X_k = \sum_{n=0}^{N-1} x_n e^{-\frac{j2\pi kn}{N}} \quad (4.1)$$

Zudem gibt es Algorithmen zum Durchführen der Transformation und ihrer Inversen, die aufgrund der CPU Optimierung schnell sind (Brigham, 1997).

Die Tatsache, dass sich jedes Signal aus einer Überlappung von Sinusschwingungen annähern lässt, ermöglicht auch die Durchführung des umgekehrten Weges. So kann man nicht nur Signale aus Sinusschwingungen modulieren, sondern auch ein Signal in seine Sinusschwingungen zerlegen (siehe [Abbildung 3.8](#)). Diese Zerlegung in ein Spektrum erfolgt durch die Zergliederung einer Zeitfunktion in eine Grundfrequenz. Die Frequenzkomponenten werden als Real- und Imaginärwertepaar oder als Betrags- und Phaseninformation (Polardarstellung) wiedergegeben. Ein Signal wird also durch eine Fourier-Transformation vom dem Zeit-

in den Frequenzbereich transferiert (Fourier Transformation) (siehe [Abbildung 4.5](#)) (Langwieder, 2006).

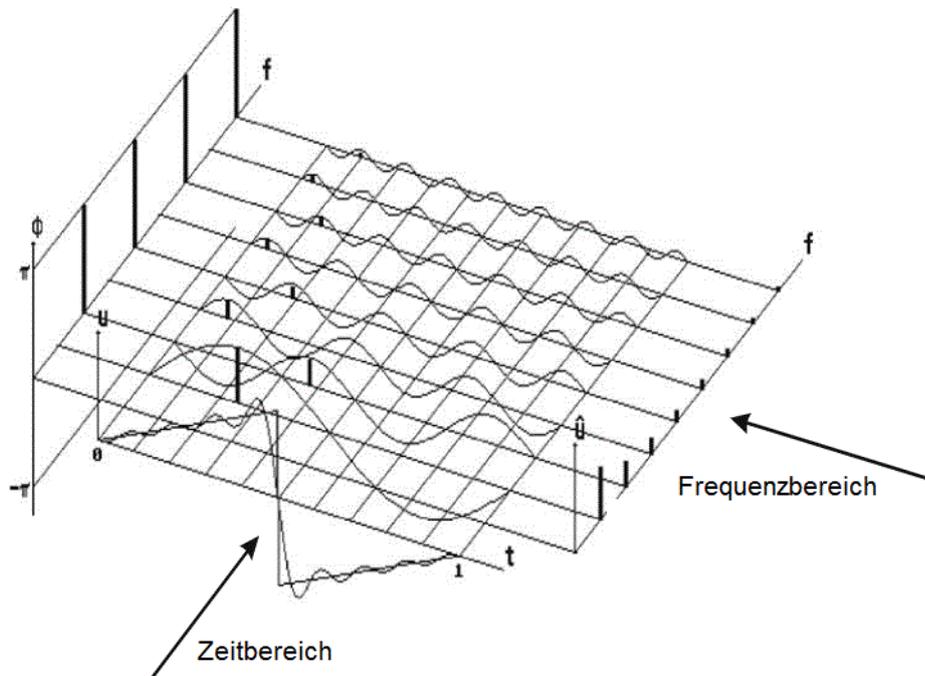


Abbildung 4.5: Der Zeitbereich und der Frequenzbereich

Ein transformiertes Signal kann so auf seine Bestandteile (Schwingungen) untersucht werden. Die Fourier-Transformation ist damit eine Methode, die es ermöglicht, viele Analysen von Signalen durchzuführen. So kann man z. B. feststellen, wie energiereich ein Signal (Schallintensität) ist und aus welcher Richtung es empfangen wird (Oppenheim, et al., 2004).

Die Entwicklung einer neuen Sichtweise in Bezug auf die zeitdiskrete Signalverarbeitung wurde von Cooley und Tukey (1965) durch die Veröffentlichung eines effizienten Berechnungsalgorithmus für die Fourier-Transformation weiter beschleunigt. Dieser Algorithmus wurde als schnelle Fourier-Transformation oder FFT (Fast Fourier Transformation) bekannt (Oppenheim, et al., 2004).

Fast jede Software, die im messtechnischen Bereich eingesetzt wird, bietet für eine Fourier-Transformation diese Routine an. Um eine FFT auf einem Signal anzuwenden, müssen jedoch mehrere Dinge beachtet werden. Die grundsätzlichen Merkmale, die Schwingungen betreffen, werden hier noch einmal kurz aufgeführt (Ralf, 2001).

Die Frequenz „ f_c “⁽⁷⁾ einer Schwingung ist der Kehrwert der Periodendauer „ T “.

$$f_c = 1/T \quad (4.2)$$

⁷ Der Frequenz f von kontinuierlichen Zeitsignalen wurde ein Indiz „ c “ hinzugefügt, damit dies nicht mit der f von Fourier-Transformation der abgetasteten Signale verwechselt wird.

Die Zeitdaten für eine FFT werden während der Aufzeichnung zu einem Block zusammengefasst. Ein Block wird in dieser Arbeit auch als Analysefenster bezeichnet. Die Blöcke, die für die FFT eingelesen werden, können sich auch überschneiden, d.h., dass die Werte eines Blocks auch in dem darauf folgenden Block verwendet werden können. Man bezeichnet dieses als Überlappung oder auch „overlapping“. Eine Blocklänge von 1024 besagt, dass die Fourier-Transformation über 1024 eingelesene Werte (Samples) durchgeführt werden soll. Die Daten werden mit einer Abtastfrequenz (auch als Abtastrate oder Samplerate bekannt) eingelesen, die an die Frequenz des einzulesenden Signals angepasst werden muss. Das Abtasttheorem, nach Nyquist-Shannon, besagt, dass ein Signal mindestens mit dem doppelten der Signalfrequenz abgetastet werden muss (Ralf, 2001):

$$f_{Signal_Max} < \frac{f_{Sample}}{2} \quad (4.3)$$

„Die auch Aliasingfrequenz genannte Grenzfrequenz (Nyquistfrequenz) ist die Frequenz, bei der ein Signal noch frequenzgenau abgetastet werden kann. Wird ein Signal mit Frequenzanteilen, die oberhalb der Nyquistfrequenz liegen, abgetastet, so werden diese in Folge von Unterabtastung nicht richtig erkannt und vom Rechner falsch interpretiert. Aus der Blocklänge und der Abtastfrequenz ergibt sich die Frequenzauflösung, Δf_{FFT} , der FFT“. Die Frequenzauflösung ist der Kehrwert von Δt_{FFT} (Ralf, 2001).

$$\Delta f_{FFT} = \frac{1}{\Delta t_{FFT}} \quad (4.4)$$

Dabei ist Δt_{FFT} die Zeit, die benötigt wird, um ein „Betrachtungsintervall“ zu füllen. Die Frequenzauflösung gibt an, wie fein die Auflösung der Frequenzanalyse ist.

Ist auf der anderen Seite die Blocklänge so ausgefallen, dass sich zwischen der Amplitude des Signals am Blockanfang und der Amplitude am Blockende eine Differenz ergibt, oder dass die Funktion an dieser Stelle eine Unstetigkeit aufweist, so tritt hier ein Leck-Effekt auf, (Oppenheim, et al., 2004). Bei diesem Effekt wird die FFT das Signal nicht richtig interpretieren und ein verschmiertes Frequenzspektrum ausgeben. „Um dieses zu verhindern, verwendet man so genannte „Fensterfunktionen“, die dafür sorgen, dass die Werte am Blockanfang und Blockende gleich sind“. Allerdings werden durch die Fensterfunktionen die Ergebnisse hinsichtlich des Energieanteils auch verfälscht, was durch Korrekturwerte wieder behoben werden muss. Die Korrekturwerte sind abhängig von den jeweiligen Fensterfunktionen (Ralf, 2001).

Diese Fensterfunktionen werden in den kommenden Kapiteln ausführlicher erläutert, da diese eine wichtige Rolle bei der Kohärenzanalyse spielen.

Nach diesen Erläuterungen kann nun die Kohärenzfunktion definiert werden. Die Kohärenzfunktion ist ein Maß für den Grad des linearen Systemverhaltens gemäß Homogenität und Additivität über der Frequenz. „Sie ist mathematisch gesehen nichts anderes als das Be-

tragsquadrat des normierten mittleren Kreuzleistungsspektrums.“ Sie berechnet sich mit der Gleichung 4.5 (Serarslan, 2007):

$$\gamma_{XY}^2(f) = \frac{|G_{XY}(f)|^2}{G_{XX}(f) \times G_{YY}(f)} \quad (4.5)$$

Bei vollständiger linearer Abhängigkeit wird das Quadrat des Kreuzleistungsspektrums (Betrag) $G_{XY}(f)$ (Fourier-Transformation der Kreuzkorrelation) gleich groß wie das Produkt der Autoleistungsspektren $G_{XX}(f)$ (Fourier-Transformation der Autokorrelation) bzw. $G_{YY}(f)$. Damit ergibt sich für die Kohärenz im gesamten Frequenzbereich der Wert „1“. Die Phasenverschiebung der beiden Signale spielt keine Rolle, da die Kohärenzfunktion Signale nur im Frequenzbereich betrachtet. Ist keine Abhängigkeit vorhanden, so werden das Kreuzleistungsspektrum und somit auch die Kohärenzfunktion zu null, wobei der Nenner größer als null sein muss (Serarslan, 2007). Der Betragsquadrat des mittleren Kreuzleistungsspektrums wird benötigt, um die komplexen Zahlen einschließen zu können.

Ist die Kohärenz zwischen einem Eingangssignal $x(t)$ und einem Ausgangssignal $y(t)$ eines Schwingungssystems in einem Frequenzintervall ungleich 1, so ist dies stets ein Hinweis darauf, dass das System sich in diesem Frequenzintervall nichtlinear verhält.

Gründe für von 1 abweichende Kohärenzen sind nach (Serarslan, 2007):

- Unkorreliertes Messrauschen in den Messsignalen $x(t)$ und/oder $y(t)$
- Beeinflussung des Ausgangssignals $y(t)$ durch andere, nicht mit $x(t)$ korrelierte Eingangssignale
- Leckeffekte wegen zu geringer Frequenzauflösung bzw. zu kurze Analysezeitfenster (bei digitaler Signalanalyse)
- Nichtlineares Verhalten des Systems

Theoretische Grundlagen zur Ermittlung von Leistungsdichtespektren

Wiener-Chintschin-Theorem

Die Korrelationsfunktionen sind zeitabhängige Funktionen. Sie lassen sich mittels der Fourier-Transformation in den Frequenzbereich transformieren. Dabei werden das Autoleistungsdichtespektrum G_{XX} und Kreuzleistungsdichtespektrum G_{XY} folgendermaßen ermittelt (Proakis & Manolakis, 2007) wobei $f = k \cdot j \cdot 2 \cdot \pi \cdot f_c$ ist:

$$r_{xy}(k) \xrightarrow{FT} G_{XY}(f) \quad (4.6)$$

$$r_{xy}(k) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} x(n)y(n-k) \quad (4.7)$$

$$G_{XY}(f) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} r_{xy}(k) \quad (4.8)$$

Die Aussage, dass die Leistungsdichte und Autokorrelationsfolge über Fourier-Transformation miteinander zusammenhängen, wird als Wiener-Chintschin-Theorem bezeichnet, vgl. Abschnitt 3.2.1.2.

Parsevalsche Gleichung

Weiterhin zeigt die Parseval'sche Gleichung, dass Autoleistungsdichtespektrum G_{XX} gleich ist dem quadrierten Amplitudenspektrum $|X(f)|^2$ dividiert durch die Beobachtungszeit $2T$ (Schrüfer, 1990):

Wenn,

$$x(n) \xleftrightarrow{FT} X(f) \quad (4.9)$$

und

$$y(n) \xleftrightarrow{FT} Y(f) \quad (4.10)$$

dann gilt:

$$\sum_{n=-\infty}^{\infty} x(n)y^*(n-k) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} X(f)Y^*(f)df \quad (4.11)$$

In dieser Gleichung bedeutet $Y^*(f)$ das zu $Y(f)$ konjugiert komplexe Amplitudenspektrum. Im Spezialfall, wenn $x(n) = y(n)$, die Parseval'sche Gleichung wird wie folgt dargestellt (Schrüfer, 1990):

$$\sum_{n=-\infty}^{\infty} |x(n)|^2 = \frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} |X(f)|^2 df \quad (4.12)$$

Fensterung

Der Begriff Fensterfunktion stammt aus der digitalen Signalverarbeitung. Die Fensterfunktion legt fest, mit welcher Gewichtung die bei der Abtastung eines Signalausschnitts gewonnenen Abtastwerte in nachfolgende Berechnungen, insbesondere eine Frequenzanalyse mittels diskreter Fourier-Transformation, eingehen (Frederic, 1978).

Die Fensterfunktionen beeinflusst neben der spektralen Verbreiterung außerdem die Frequenzselektivität (einige Fensterfunktionen sind für die Analyse der Hochfrequenzwerte besser geeignet) und den maximal möglichen spektralen Fehler. Es gibt verschiedene Fensterfunktionen unterschiedlicher Komplexität (Siehe [Abbildung 4.6](#)). Die Auswahl einer passenden Fensterfunktion ist deswegen abhängig des speziellen Anwendungsfalls (Frederic, 1978).

Bedeutung der Mittelung (Averaging) für die Kohärenz

Die Mittelung erhöht die Qualität der Kohärenzanalyse. Ohne Mittelung ist $\gamma^2_{XY} = 1$ für alle Frequenzen.

Wenn man die Berechnung der Spektren in einem bestimmten Betrachtungsintervall für ein beliebiges endliches Signal einmal durchführt, wird die Kohärenz identisch eins über den gesamten Frequenzbereich. Man muss also diesen Betrachtungsintervall (Analysefenster) durch mehrere Teilintervalls (Segmente) aufteilen und dann diese hintereinander mitteln.

Werden die Kreuz- oder Autokorrelationen des Signals berechnet und eine Frequenzanalyse durchgeführt, dann wird (über das betrachtete Zeitfenster) eine „mit sich selbst korreliert“ Kreuzkorrelationsfolge bzw. nach der Frequenzanalyse ein Kreuzleistungsdichtespektrum erhalten. Dies ist als das Produkt von einzelnen Autoleistungsdichtespektren anzusehen und deswegen wird die Kohärenz immer eins, wenn die Signale auch vollständig linear unabhängig sind (Siehe [Abbildung 4.7](#)).

Die Formel für die Kohärenz kann dann so ausgedrückt werden, wobei X und Y , für die Fourier-Transformationen der betrachteten Signalen und X^* , Y^* für konjugiert komplexe Werte steht:

$$|\gamma(f)|^2 = \frac{|X \cdot Y^*|^2}{(X \cdot X^*)(Y \cdot Y^*)} = \frac{(X \cdot X^*)(Y \cdot Y^*)}{(X \cdot X^*)(Y \cdot Y^*)} = 1 \quad (4.13)$$

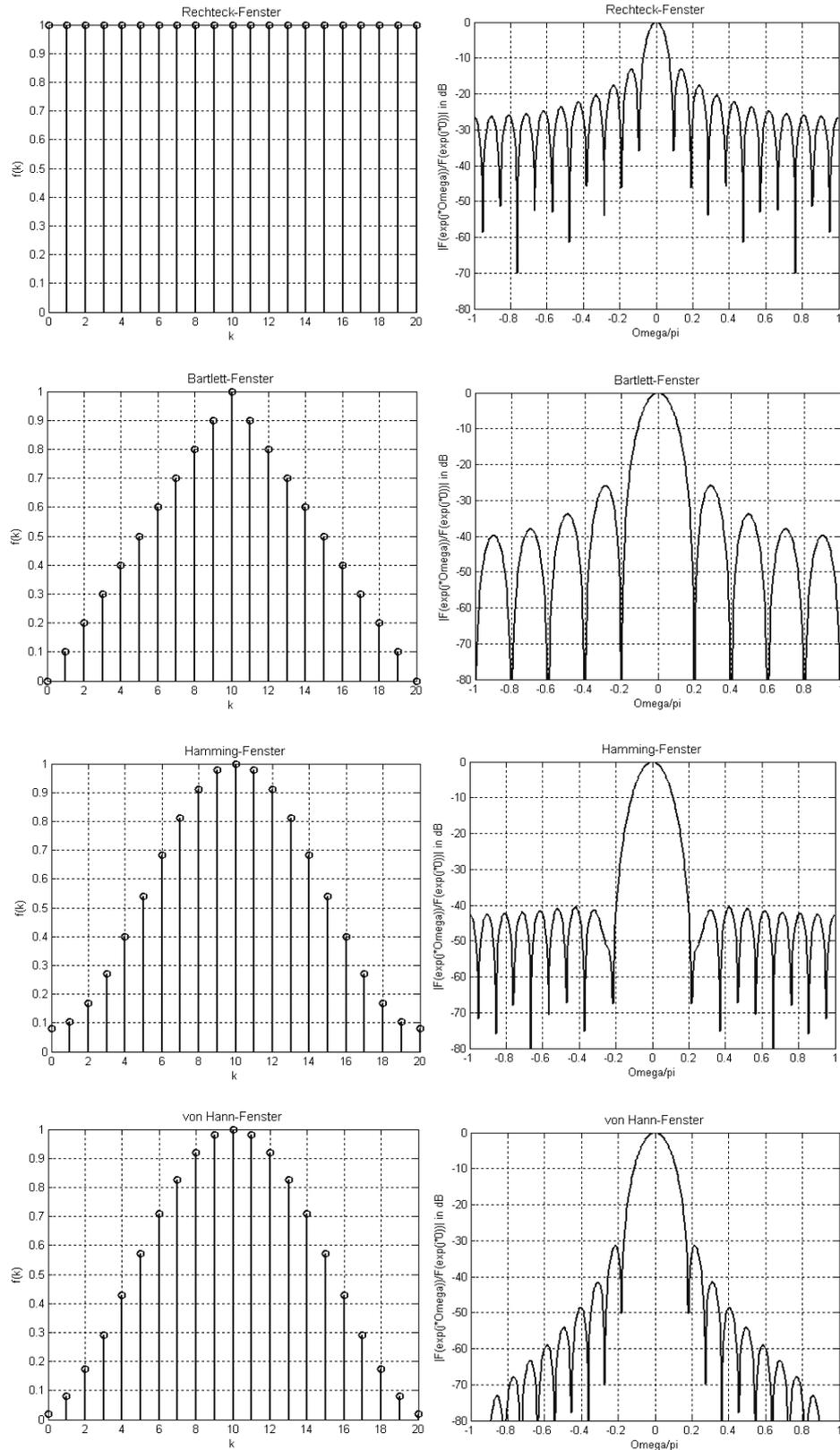


Abbildung 4.6: Verschiedene Fenstertypen und die zugehörigen zeitdiskreten Fourier Transformierten

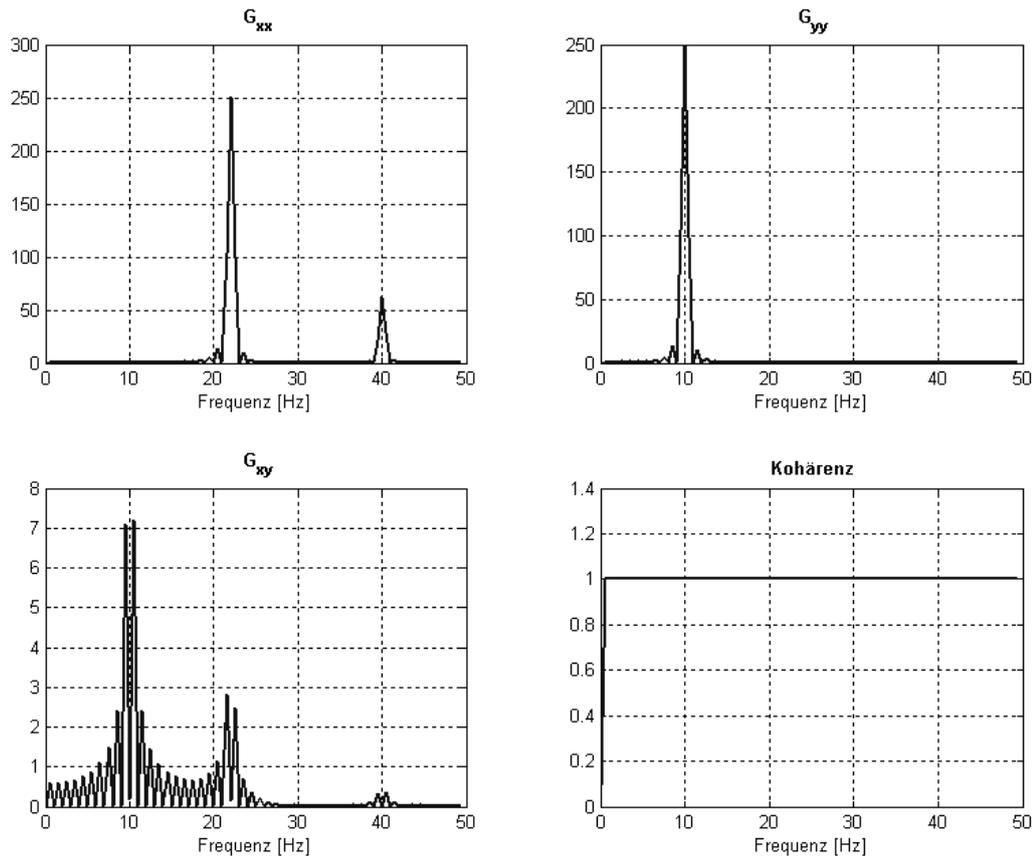


Abbildung 4.7: Kohärenzberechnung der Signale $x = \sin(2\pi 22t) + 0.5\sin(2\pi 40t)$ und $y = \sin(2\pi 10t)$ Ohne Mittelung ergibt die Kohärenz über das gesamte Frequenzspektrum den Wert 1, obwohl es sich um eine vollständige lineare Unabhängigkeit handelt.

Schätzung von Leistungsdichtespektren

Der Hauptgrund für die Schätzung des Leistungsdichtespektrums liegt darin, dass in der Praxis die Signale nur einmal gemessen werden können. Man kann also nicht für die Mittelung zur wahren Spektrumsberechnung mehrmals ein bestimmtes Signal mit Rauschen messen, damit man seine wahre Autokorrelation berechnen kann. Deswegen lässt es sich ebenso wie die Fourier-Transformation nicht exakt ermitteln (Proakis & Manolakis, 2007). Zusätzlich, um die Fensterung für die Reduzierung der Leckeffekte und um die Mittelung für die Berechnung der Kohärenz über ein Analysefenster in der Praxis verwirklichen zu können, (und da die wahren Spektren nicht berechnet werden können) wird eine numerische Methode für eine Schätzung des Leistungsdichtespektrums gebraucht. Es gibt mehrere Methoden zur Spektralschätzung wie z. B. Bartlett (1948), Welch (1967), Blackmann and Tukey (1958) und Burg (1967) (Proakis & Manolakis, 2007). Die populärste Methode ist die Welch Methode, die eine relativ hohe Rechnungseffizienz besitzt und auch in die Matlab⁽⁸⁾ Funktion „mscohere“ implementiert wurde.

⁸ MATLAB®: Matrix Laboratory, Entwickler: The MathWorks, Inc.

Das Ziel ist hiermit eine Schätzung des realen Leistungsdichtespektrums zu ermitteln.

Um die Schätzung des Leistungsdichtespektrums zu verstehen, wurden schon in Abschnitt 3.2.1 die Energiesignale und Leistungssignale definiert.

Energiesignale können im Frequenzbereich mit dem Energiedichtespektrum dargestellt werden. Aber die meisten Signale haben eine unendliche Energie und sind Leistungssignale, die dann im Frequenzbereich mit dem Leistungsdichtespektrum dargestellt werden können. Nehmen wir ein abgetastetes Leistungssignal $x(n)$. Die diskrete Autokorrelationsfunktion ist nach (Proakis & Manolakis, 2007):

$$r_{xx}(k) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} x(n)x(n-k) \quad k = 0, \pm 1, \pm 2, \dots \quad (4.14)$$

Die Fourier-Transformation der Autokorrelation ist nach Wiener-Chintschin-Theorem das Autoleistungsdichtespektrum:

$$\Gamma_{XX}(f) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} r_{xx}(k) \cdot e^{-j2\pi f k} \quad (4.15)$$

Da jedoch in der Praxis in vielen Fällen gleiche Signale nur einmal gemessen werden können, einen Rauschanteil in sich beinhalten und da die Signale in einem endlichen Analysefenster betrachtet werden können, kann das exakte Autokorrelationsspektrum nicht berechnet werden. Die mittlere Autokorrelation r_{XX}^M von dem Analysefenster kann auf der anderen Seite berechnet werden, die als eine Schätzung der wahren Autokorrelation betrachtet wird (Proakis & Manolakis, 2007):

$$r_{XX}^M(k) = \frac{1}{2M} \sum_{n=-M}^M x(n)x(n-k) \quad (4.16)$$

Wieder nach Wiener-Chintschin-Theorem kann man von gemittelter Autokorrelation $r_{XX}^M(k)$ das geschätzte Autoleistungsdichtespektrum $P_{XX}(f)$ berechnen (Proakis & Manolakis, 2007):

$$\begin{aligned} P_{XX}(f) &= \sum_{n=-M}^M r_{XX}^M(k) \cdot e^{-j2\pi f n} \\ &= \frac{1}{2M} \sum_{n=-M}^M [\sum_{n=-M}^M x(n)x(n-k)] \cdot e^{-j2\pi f n} \\ &= \frac{1}{2M} \left| \sum_{n=-M}^M x(n)e^{-j2\pi f n} \right|^2 \end{aligned} \quad (4.17)$$

Diese geschätzten Leistungsdichtespektren werden „Periodogrammen“ genannt.

Mittelung von Periodogrammen (Bartlett-Methode)

Eine Methode zur Qualitätserhöhung der Schätzung des Leistungsdichtespektrums ist Bartlett-Methode. Mit dieser Methode wird es die Mittelung einer Anzahl voneinander unabhängiger Periodogramme aus dem Sequenz $x(n)$ berechnet.

Hierfür existieren drei Schritte:

Erstens wird die Messung, die N -Abtastwerte hat, wird durch L nichtüberlappende Segmente aufgeteilt, wobei jedes Segment M Abtastwerte lang ist (Proakis & Manolakis, 2007). Somit werden L Segmente erhalten.

$$x_i(n) = x(n + iM), \quad \begin{array}{l} n = 0, 1, \dots, M - 1 \\ i = 0, 1, \dots, L - 1 \end{array} \quad (4.18)$$

Danach wird für jedes einzelnes Segment das Periodogramm nach (Proakis & Manolakis, 2007) folgendermaßen berechnet.

$$\tilde{P}_{xxi}(f) = \frac{1}{M} \left| \sum_{n=0}^{M-1} x_i(n) \cdot e^{-j2\pi f n} \right|^2 \quad i = 0, 1, \dots, L - 1 \quad (4.19)$$

Schließlich werden diese Periodogramme gemittelt (averaged).

$$P_{xx}^B(f) = \frac{1}{L} \sum_{i=0}^{L-1} \tilde{P}_{xxi}(f) \quad (4.20)$$

Fensterung der Datensegmente (Welch-Methode)

Mit Vergleich zur Bartlett-Methode hat die Welch-Methode, die am häufigsten angewandte Form der Spektralschätzung, zwei Hauptmodifikationen. Erstens, können die Segmente sich überlappen.

Deswegen sind die Segmente nach (Proakis & Manolakis, 2007) folgendermaßen definiert:

$$x_i(n) = x(n + iD), \quad \begin{array}{l} n = 0, 1, \dots, M - 1 \\ i = 0, 1, \dots, L - 1 \end{array} \quad (4.21)$$

Wenn $D = M$ ist, dann gibt es keine Überlappung und wenn $D = M/2$, dann überlappen sich die Segmente zu 50%.

Zweite Modifikation ist:

Anstelle einer Gewichtung der Musterfunktion $x(n)$ mit einer Rechteckfunktion wird bei dieser Methode die Datenfolge mit einem Hamming Fenster gleicher Länge gewichtet. Dabei wird,

ebenso wie beim Bartlett-Verfahren, die Musterfunktion in L Teilfolgen von je M Abtastwerten zerlegt. Jede dieser Teilfolgen erfährt dann zunächst eine Bewertung mit einer geeigneten (z. B.: Hamming) Fensterfunktion vgl. (Proakis & Manolakis, 2007).

$$x(n) = x_i(n) \cdot w(n) \quad (4.22)$$

Aus diesen gefensterten Teilfolgen werden L unabhängige Periodogramme gebildet, deren Mittelwert als Schätzgröße für die spektrale Leistungsdichte verwendet wird.

$$\tilde{P}_{XX}(f) = \frac{1}{M \cdot U} \left| \sum_{n=0}^{M-1} x_i(n) \cdot w(n) \cdot e^{-j2\pi f n} \right|^2 \quad i = 0, 1, \dots, L-1 \quad (4.23)$$

ebenso wird das geschätzte Autoleistungsdichtespektrum für das zweite Signal $y(n)$ und die Kreuzleistungsdichtespektrum berechnet:

$$\begin{aligned} \tilde{P}_{YY}(f) &= \frac{1}{M \cdot U} \left| \sum_{n=0}^{M-1} y_i(n) \cdot w(n) \cdot e^{-j2\pi f n} \right|^2 \\ \tilde{P}_{XY}(f) &= \frac{1}{M \cdot U} \left(\left[\sum_{n=0}^{M-1} x_i(n) \cdot w(n) \cdot e^{-j2\pi f n} \right] \cdot \left[\sum_{n=0}^{M-1} y_i(n) \cdot w(n) \cdot e^{-j2\pi f n} \right] \right) \end{aligned} \quad (4.24)$$

wobei U ein Normalisierungsfaktor bzw. ein Koeffizient ist.

$$U = \frac{1}{M} \sum_{n=0}^{M-1} w^2(n) \quad (4.25)$$

Am Ende kann die Spektralschätzung mit der Welch-Methode berechnet werden (Proakis & Manolakis, 2007):

$$P^w_{xx}(f) = \frac{1}{L} \sum_{i=0}^{L-1} \tilde{P}_{xx}(f) \quad (4.26)$$

Diese mittels Welch-Methode ermittelten Spektralschätzungen können dann für die Berechnung der Kohärenz verwendet werden:

$$\gamma^2_{XY}(f) = \frac{|P^w_{XY}(f)|^2}{P^w_{XX}(f) \times P^w_{YY}(f)} \quad (4.27)$$

Die Überlappung bietet eine robustere Spektralschätzung, weil die überlappenden Teile zweimal berechnet sind und die in Abschnitt 3.2.1 erwähnten Fensterfunktionen dienen bei der Spektralanalyse zur Minderung des Leck-Effektes.

Zusammengefasst, mit der Mittelung werden (über das betrachtete Zeitfenster) mehrere Periodogramme berechnet und dann gemittelt (Bartlett). Zusätzlich wird auch Fensterung und Überlappung verwendet, um die Spektralschätzung zu verbessern (Welch) (Proakis & Manolakis, 2007).

AR

Die Autoregressive Schätzung (AR) zählt zu den modernen Schätzmethoden der spektralen Leistungsdichte. Anders als bei den traditionellen Verfahren, die eine endliche Autokorrelationsfunktion als Grundlage der Schätzung haben, handelt es sich bei der autoregressiven Schätzung um ein modellgestütztes Spektralschätzverfahren. Als Modell dient dabei ein lineares System, das mit weißem Rauschen erregt wird und dessen Ausgangssignal möglichst gleiche Spektraleigenschaften aufweist, wie die des zu analysierenden Signals (Cohen, 1988) (Kammeyer & Kroschel, 2006).

Dieses lineare System stellt somit ein Spektralformungsfilter dar, dessen Koeffizienten optimal bestimmt werden müssen. Das zugrunde liegende Signal wird also durch die Systemparameter beschrieben, weshalb dieses Verfahren unter anderen auch als parametrisches Schätzverfahren bezeichnet wird. Der Weg führt also nicht über eine Schätzung der Autokorrelationsfunktion.

Da die Anzahl der geschätzten Größen hierbei im allgemeinen geringer ist als bei den traditionellen Schätzverfahren, ist eine Erhöhung der Konvergenzgeschwindigkeit zu erwarten, wodurch modellgestützte Verfahren gerade in der Kurzzeit-Spektralanalyse interessant sind. (Knorr, 2001)

Es handelt sich hierbei um einen IIR-Filter, dessen Nullstellen im Ursprung liegen, weshalb dieses Modell auch als all-pole-System bezeichnet wird. In den folgenden Kapiteln soll nun näher auf den Zusammenhang zwischen AR-Koeffizienten und Autokorrelationsfolge eingegangen werden. Die dabei hergeleitete Yule-Walker-Gleichung dient als theoretische Grundlage für die später verwendeten Schätzalgorithmen. Eine Verbindung zum Problem der linearen Prädiktion wird ebenfalls aufgeführt.

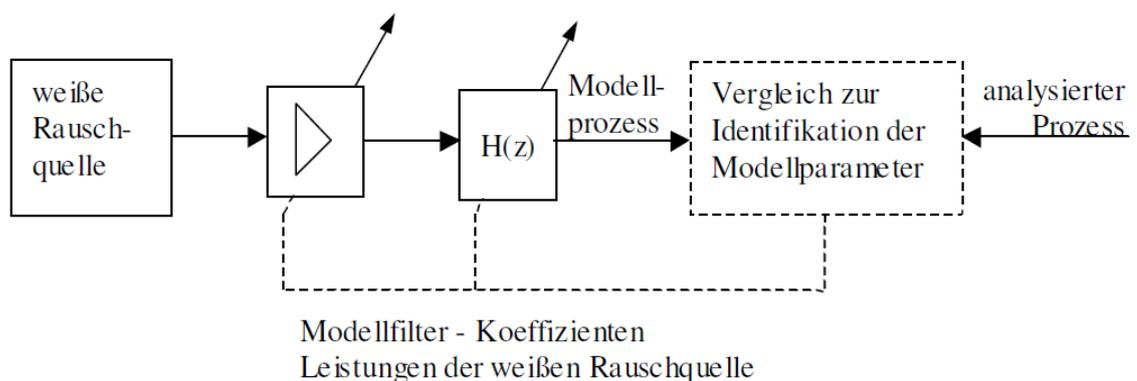


Abbildung 4.9: Funktionsprinzip der parametrischen Systemidentifikation, (Knorr, 2001)

Yule-Walker

Wie bereits erwähnt, lässt sich das Leistungsdichtespektrum des zu analysierenden Signals durch ein mit weißem Rauschen erregtes lineares Modell schätzen. Durch eine genügend große Filterordnung P des Prädiktionsfilters ist dessen Ausgangssignal näherungsweise weißes Rauschen mit der Leistung σ_e^2 . Nimmt man nun als Eingangssignal des IIR-Filters (AR-Modell), welches dem invertierten Prädiktionsfilter entspricht, weißes Rauschen mit der Rauschleistung $\sigma_u^2 = \sigma_e^2$, so hat dessen Ausgangssignal die gleichen statistischen Eigenschaften wie das Originalsignal $u(t)$. (Knorr, 2001)

ARMAX

Bei dem ARMAX (autoregressive moving average with exogeneous input) Modell handelt es sich wieder um eine Struktur, wobei die Nennerpolynome der Übertragungsoperatoren vom deterministischen und vom stochastischen Eingang $u(t)$ und $e(t)$ auf den Ausgang $y(t)$ gleich sind. Es ist an dieser Stelle zu erwähnen, dass es in der Literatur noch eine Vielzahl von weiteren Modellen gibt, die sich aber alle auf ähnlich Art und Weise wie bisher besprochen zusammensetzen und Spezialfälle von folgender Gleichung sind, siehe [Abbildung 4.10](#) (Kemmetmüller & Kugi, 2013):

$$y(k) = \frac{B(q^{-1})}{A(q^{-1})}u(k) + \frac{C(q^{-1})}{A(q^{-1})}e(k) \quad (4.28)$$

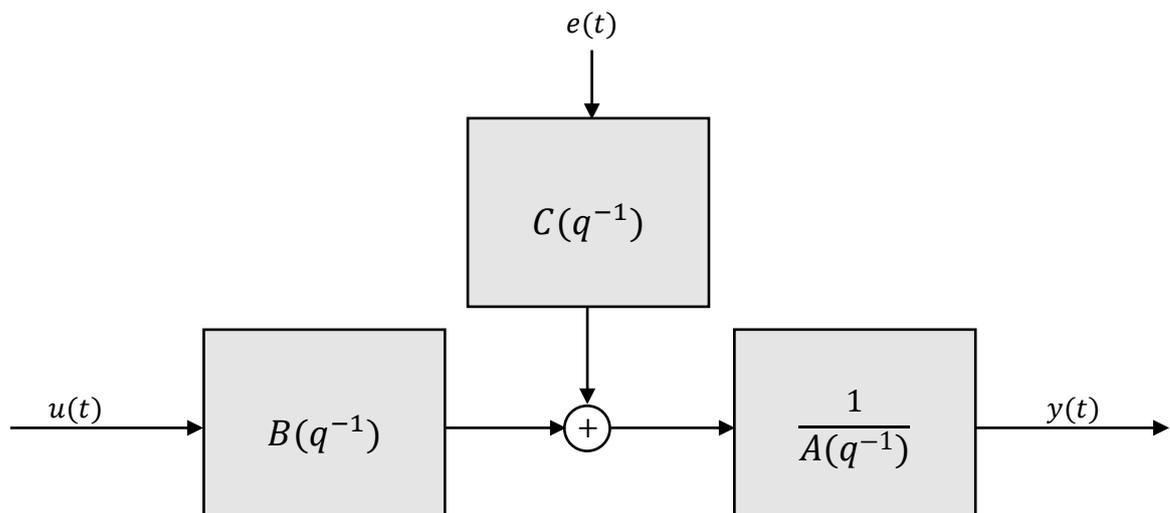


Abbildung 4.10: ARMAX Modellstruktur

4.2.2 Regressionsanalyse für kleine Geschwindigkeiten bei Low- μ

In diesem Kapitel wird die Funktionsweise der Methode der Steigungs- und Schräglaufwinkeldifferenz theoretisch erläutert, anschließend mit ausgewählten Fahrmanövern dargestellt und einem konventionellen Ansatz zur Erkennung kritischen Fahrverhaltens gegenübergestellt.

Bei der Steigungsdifferenzmethode werden Steigungsdifferenzen (ermittelt aus Regressionsgeraden) von ausgewählten Ein- und Ausgangssignalen (z. B. Lenkwinkel und Querb beschleunigung) ermittelt. Im Weiteren wird die Schräglaufwinkeldifferenzmethode zur Unterscheidung des Unter-/Übersteuerfalles dargestellt.

Der untersuchte Algorithmus ermittelt die Differenz der Steigungen der Regressionsgeraden der Signale x und y innerhalb eines Zeitfensters. In unserem Anwendungsfall wird anstelle des Signals x der Lenkwinkel und anstelle des Signals y die Gierrate verwendet. Diese Signale sind serienmäßig in fast jedem Premium-Fahrzeug verfügbar. Somit ist keine zusätzliche Sensorik im Fahrzeug erforderlich.

Wird die Steigungsdifferenz zwischen Lenkwinkel- und Gierratensignal größer als ein Referenzwert, dann wird die gegenwärtige Fahrsituation als kritisch interpretiert. Während im fahrdynamisch linearen Bereich die Steigungsdifferenz bei null liegt, nimmt dieser Wert (Betrag) im nichtlinearen Bereich deutlich zu, siehe [Abbildung 4.11](#), vgl. [Abbildung 4.3](#).

Ziel ist es, die Güte der Erkennung des fahrdynamischen Grenzbereichs über die Analyse der Steigungsdifferenzen so gut oder besser als die Güte der konventionellen Grenzbereichserkennung zu gestalten.

Die mathematische Definition der Steigungsdifferenz nach der Methode der kleinsten Quadrate ist wie folgt:

$x = a^{Lewi}t + b_2$ stellvertretend für das Lenkwinkelsignal.

$y = a^{Gier}t + b_1$ stellvertretend für das Gierratensignal (oder Querb beschleunigungssignal).

$$\Delta a = \frac{\sum_{i=\tau}^{Ns} t_{iL} K x_{iL} - K \bar{x} \sum_{i=\tau}^{Ns} t_{iL}}{\sum_{i=\tau}^{Ns} t_{iL}^2 - \bar{t} \sum_{i=\tau}^{Ns} t_{iL}} - \frac{\sum_{i=0}^{Ns} t_{iL} y_{iL} - \bar{y} \sum_{i=0}^{Ns} t_{iL}}{\sum_{i=\tau}^{Ns} t_{iL}^2 - \bar{t} \sum_{i=\tau}^{Ns} t_{iL}} \quad (4.29)$$

Wobei Δa : Normierte Steigungsdifferenz,

t_{iL} : Zeit,

\bar{x} , \bar{y} und \bar{t} : Die arithmetischen Mittel der entsprechenden Werte sind.

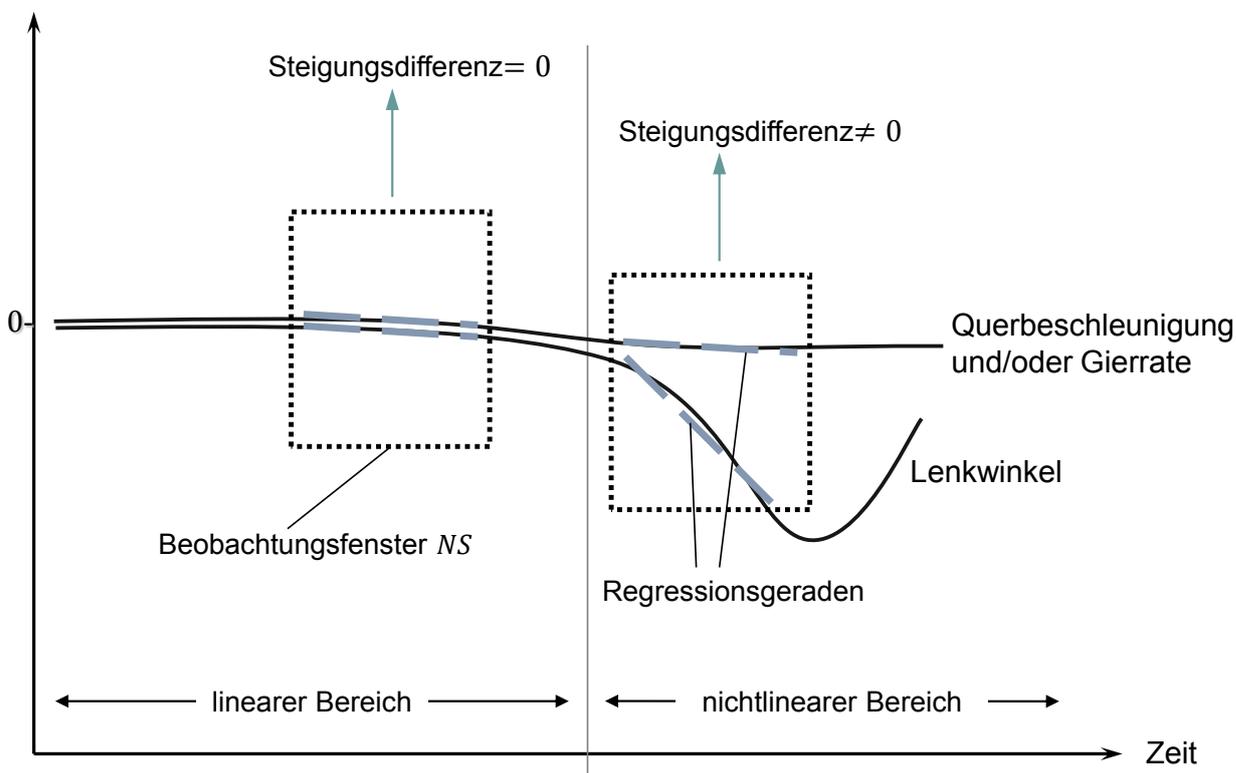


Abbildung 4.11: Vergleich der (qualitativ dargestellten) Steigungsdifferenzenverläufe im linearen und nichtlinearen Bereich

Dabei werden vier Hilfsparameter verwendet, die die Güte der Methode beeinflussen. Diese sind nach (Serarslan & Groll, 2009):

- NS (Betrachtete Sampleanzahl bzw. Zeitfensterlänge)
- K (Normierungsfaktor)
- z (Zeitverzögerung)
- L (Abstand zwischen den ausgewählten Samples zur Regressionsanalyse)

NS (Betrachtete Sampleanzahl bzw. Zeitfenster):

Die Regressionsanalyse ist stark abhängig von dem Parameter NS (betrachtetes Zeitfenster, siehe [Abbildung 4.11](#)). Bei der Applizierung dieses Parameters muss in Abhängigkeit von der jeweiligen Zielsetzung über die Wahl der Zeitfensterlänge entschieden werden. Betrachtet man Lenkwinkelvorgaben mit vielen und sehr plötzlichen Sprüngen, dann sind kurze Zeitfenster von Vorteil. Die Regressionsanalyse kann damit sensibel auf kleine Abweichungen (bzw. Steigungsdifferenzen) reagieren. Werden lange Zeitfenster verwendet, wird die Steigungsdifferenz kleiner und somit die kleinen Abweichungen zwischen den betrachteten Signalen seltener erkannt. Je länger das Zeitfenster, desto höher ist die Robustheit ggü. hochfrequenten Störungen wie z.B. Fahrbahnunebenheiten. Dementsprechend ist der Nachteil der Nutzung von langem Zeitfenster die spätere Erkennung der Steigungsdifferenz.

Als Optimum der Zeitfensterlänge stellten sich 600 Messwerte bei einer Abtastrate von 0,01s heraus, vgl. Anhang B1.

K (Normierungsfaktor):

Da der Systemeingang und -ausgang unterschiedliche Dimensionen haben, ist es notwendig zwischen den Größen einen Normierungsfaktor festzulegen. Dieser Normierungsfaktor und K_g [1/s] (Normierung der Gierrate) sind jedoch nicht konstant, sondern ändern sich abhängig von Fahrzeuggeschwindigkeit (v) und Radstand (l). Für einen bestimmten Radstand wird dann dieser Normierungsfaktor als eine empirisch bestimmte Kennlinie abhängig von der Fahrzeuggeschwindigkeit eingesetzt. Der Grund der Abhängigkeit des Normierungsfaktors von der Geschwindigkeit wird im nächsten Abschnitt mit Hilfe des sog. Gierverstärkungsfaktors erklärt.

Definitionsgemäß sind die kinematischen Verstärkungsfaktoren wie folgt:

Die Ausgangsgröße $\dot{\psi}$ (Gierrate) wird auf die Eingangsgröße δ (Radlenkwinkel) bezogen. Mit $1/R = \dot{\psi}/v$ und $a_y = v\dot{\psi}$ folgt nach (Zomotor, 1993) und mit Hilfe vorhandener Gleichungen 3.26 und 3.35:

$$\left(\frac{\dot{\psi}}{\delta}\right)_{St.} = \frac{v}{l \cdot \left(1 + \frac{v^2}{v_{ch}^2}\right)} = \frac{v}{l + \frac{m}{l} \left(\frac{l_h}{c_{av}} - \frac{l_v}{c_{ah}}\right) \cdot v^2} \quad (4.30)$$

Wie bereits erläutert wird das Verhältnis $\left(\frac{\dot{\psi}}{\delta}\right)_{St.}$ als stationärer Gierverstärkungsfaktor bezeichnet.

Die Verwendung der Gierverstärkung für die Berechnung des Normierungsfaktors ruft eine Abhängigkeit von der charakteristischen Fahrzeuggeschwindigkeit (v_{ch}) und des Radstandes (l) hervor. Der Vorteil ist jedoch, dass dieser Normierungsfaktor weniger sensibel auf Parameteränderungen wie z. B. die Schräglaufsteifigkeiten (c_v, c_h) der Reifen reagiert. Im Folgenden wird die Sensibilität des Normierungsfaktors (der Steigungsdifferenzmethode) auf die Fahrzeugparameter mit der Sensibilität der konventionellen Methode verglichen. Dafür werden die verwendeten Modellansätze beider Methoden (siehe [Abbildung 4.12](#)) nach ausgewählten Fahrzeugparametern partiell abgeleitet.

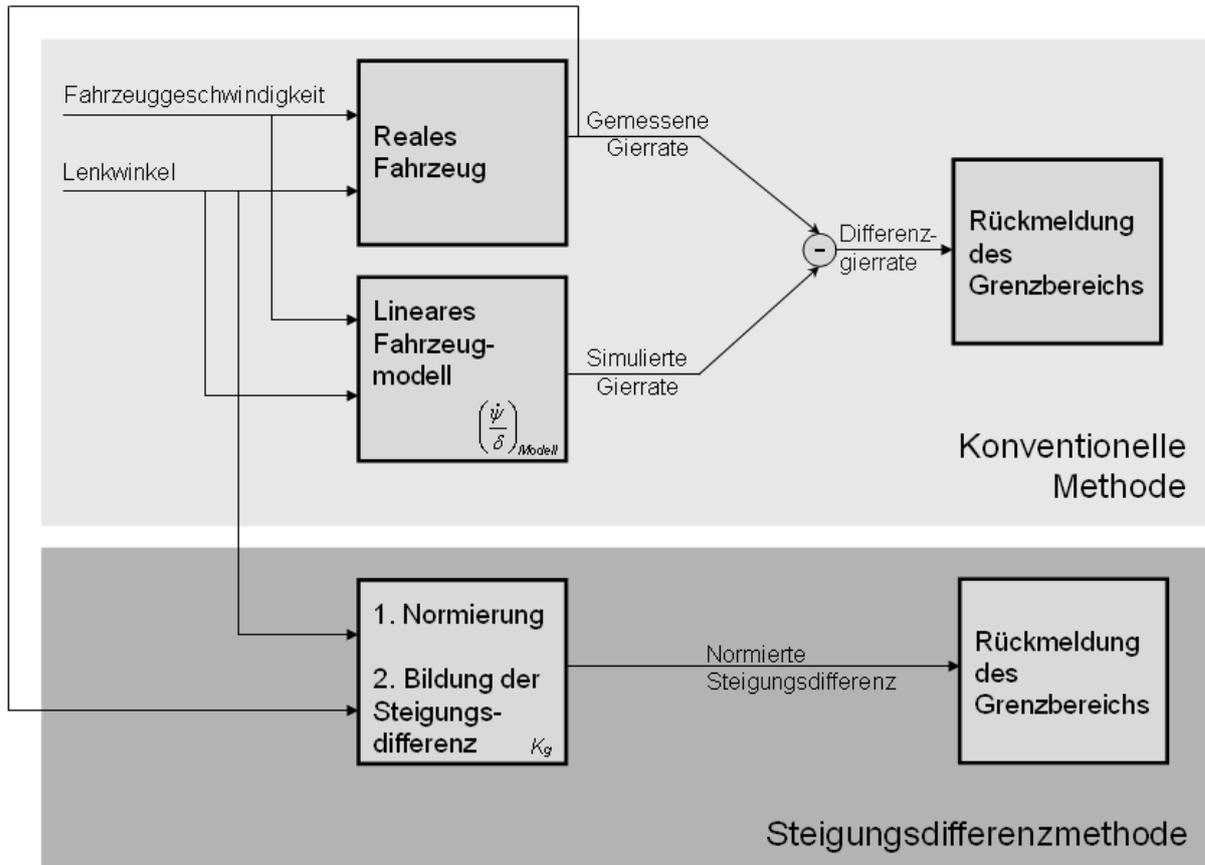


Abbildung 4.12: Prinzipschaubild der konventionellen Methode und der Steigungsdifferenzmethode

Die für den Normierungsfaktor (K_g) verwendete Gierverstärkung ist:

$$K_g = \left(\frac{\dot{\psi}}{\delta} \right)_{St.} = \frac{v}{l + \frac{(c_h l_h - c_v l_v) m v^2}{c_v c_h l}} \quad (4.31)$$

Die partielle Ableitung von K_g nach l_v (Abstand des Fahrzeugschwerpunktes von der Vorderachse) ergibt sich zu, wobei für die zeitliche Ableitung die Abkürzung $d/dt = s$ verwendet wird:

$$\frac{\partial K_g}{\partial l_v} = - \frac{m v^3}{c_h l \left(l + \frac{(c_h l_h - c_v l_v) m v^2}{c_h c_v l} \right)^2} \quad (4.32)$$

„Für die Gierverstärkung der konventionellen Methode gilt die folgende Übertragungsfunktion eines linearen Fahrzeugmodells $\left(\frac{\dot{\psi}}{\delta} \right)_{Modell}$:

$$\left(\frac{\psi}{\delta}\right)_{\text{Modell}} = \frac{\frac{c_v l_v}{J} s + \frac{(c_v c_h l_h + c_v c_h l_v)}{J m v}}{s^2 + \frac{(c_h J v + c_v J v + c_v m v + c_h m v l_h^2 + m v l_v^2)}{J m v^2} s + \frac{(c_h c_v + c_v^2 + 2 c_h^2 l_h^2 + c_h c_v l_h^2 + c_h l_v^2 + c_v l_v^2 - c_v^2 l_v^2 + c_h l_h v^2 m - c_v l_v v^2 m)}{J m v^2}} \quad (4.33)$$

Die partielle Ableitung von $\left(\frac{\psi}{\delta}\right)_{\text{Modell}}$ nach l_v ergibt sich somit zu:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \left(\frac{\psi}{\delta}\right)_{\text{Modell}}}{\partial l_v} = & \frac{(c_v(c_h l_h - c_v l_v) + c_v l_v(c_h + c_v + m s v)) \left(\frac{c_v(c_h l_h - c_v l_v)}{v} + \frac{2 l v(c_h + c_v + m s v)}{v} - \frac{c_v(c_h l_h + c_v l_v + m v^2)}{v} \right)}{\left(\left(J s + \frac{c_v + c_h l_h^2 + l_v^2}{v} \right) (c_h + c_v + m s v) + \frac{(c_h l_h - c_v l_v)(c_h l_h + c_v l_v + m v^2)}{v} \right)^2} \\ & + \frac{-c_v^2 + c_v(c_h + c_v + m s v)}{\left(J s + \frac{c_v + c_h l_h^2 + l_v^2}{v} \right) (c_v + c_h + m s v) + \frac{(c_h l_h - c_v l_v)(c_h l_h + c_v l_v + m v^2)}{v}} \end{aligned} \quad (4.34)$$

Werden die entsprechenden Fahrzeugparameter in den partiellen Ableitungen eingesetzt, ergeben sich dann für den fahrdynamisch stationären Bereich“ (d.h. $s = 0$), (Serarslan & Groll, 2009):

$$\frac{\partial \left(\frac{\psi}{\delta}\right)_{\text{Modell}}}{\partial l_v} = 2,509 \quad \text{und} \quad \frac{\partial K_g}{\partial l_v} = 1,554 \quad (4.35)$$

mit folgenden beispielhaft gewählten Fahrzeugdaten (vgl. (Zomotor, 1993)):

m : 1550 kg,

J : 2800 kgm²,

c_v : 75 kN/rad,

c_h : 150 kN/rad,

l : 2,8 m,

l_v/l : 0,48.

„Die Tatsache, dass $\left| \frac{\partial \left(\frac{\psi}{\delta}\right)_{\text{Modell}}}{\partial l_v} \right| > \left| \frac{\partial K_g}{\partial l_v} \right|$ ist, ist ein Hinweis darauf, dass die Änderung der l_v einen größeren Einfluss auf die Gierverstärkung der konventionellen Methode hat, im Ver-

gleich zu dem Normierungsfaktor der Steigungsdifferenzmethode. Somit wird gezeigt, dass der Normierungsfaktor für die Gierrate für unseren Anwendungsfall ggü. der Änderung von z. B. l_v eine zusätzliche Robustheit gewährleistet“, siehe [Tabelle 4](#), (Serarslan & Groll, 2009).

In der [Tabelle 4](#) werden die Ergebnisse der partiellen Ableitungen nach dem jeweiligen Fahrzeugparameter dargestellt.

z (Zeitverzögerung):

z ist die Zeitverzögerung zwischen dem Lenkwinkel (als Systemeingang) und der Querbesehleunigungs- bzw. Gierratenantwort (als Systemantwort).

Der z -Wert kompensiert die verzögerte Systemantwort, verursacht durch z. B.:

- Zeitverhalten des Reifenquerkraftaufbaus.
- Elastizität im Lenkstrang.
- Zeitverhalten der Gesamtfahrzeugbewegung.

Die Versuche haben gezeigt, dass diese Verzögerung optimalerweise etwa bei 100 ms für alle betrachteten Anwendungsfälle liegt. Interessant ist, dass die Steigungsdifferenzberechnung nicht so stark von der Zeitverzögerung beeinflusst wird. Da die Erkennung sich relativ robust ggü. Änderungen von z verhält, bleibt dieser Wert konstant.

L (Abstand zwischen den ausgewählten Samples):

Mit L wird die Abtastung des Messfensters vergrößert. Ist $L = 10$, bedeutet dies, dass nur jeder zehnte Wert von den Signalen innerhalb des Zeitfensters in Betracht gezogen und diese ausgewählten Werte für die Regression verwendet werden. Bei z. B. $L = 30$ mit einem Zeitfenster $NS = 300$ werden nur 10 Abtastwerte (mit einem regelmäßigen Abstand) für die Regressionsberechnung verwendet. Die dazwischen liegende Werte werden nicht betrachtet. Die ausgelassenen Werte werden wieder in dem nächsten Zeitfenster betrachtet.

Der Grund für den Einsatz dieses Hilfsparameters ist, dass lange Zeitfenster analysiert und gleichzeitig auch die Empfindlichkeit gegenüber neuer (letzter) Samples erhöht werden können. Es wurde schon erwähnt, dass lange Zeitfenster den Nachteil haben, dass die Regressionsanalyse auf plötzliche Änderungen träge reagiert, wohingegen kurze Zeitfenster eine sensible Reaktion auf kleinste Abweichungen verursachen. Der Wert L ermöglicht es, diesen Zielkonflikt zu entschärfen, so dass lange Zeitfenster betrachtet werden können, ohne auf die erforderliche Sensibilität zu verzichten.

Tabelle 4: Vergleich der Sensibilität von beiden Methoden auf sich ändernde Fahrzeugparameter im stationären Fahrverhalten (Durchschnittlicher Unterschied von -10.6 %)

Fahrzeugparameter (λ)	$\left \frac{\partial \left(\frac{\psi}{\delta} \right)_{\text{Modell}}}{\partial \lambda} \right $	$\left \frac{\partial K_g}{\partial \lambda} \right $	Unterschied in Prozent
c_v	0,00006061	0,00006033	0,4%
c_h	0,00001801	0,00001392	-29,3%
l_v	2,5091	1,5538	-61,5%
l_h	3,0277	3,10762	2,6%
m	0,001189	0,001572	24,3%
J	0	0	0%

4.2.3 Nutzung der Schräglaufwinkeldifferenz zur Erkennung nichtlinearen Fahrverhaltens

Im Kapitel 4.1 wird bereits erwähnt, dass die Schräglaufwinkeldifferenz einen genaueren Hinweis auf das Fahrverhalten geben kann. Mit der Ermittlung der Schräglaufwinkeldifferenzen zur Erkennung des instabilen Fahrverhaltens wollen wir uns diese Eigenschaft zu Nutze machen.

Die Schräglaufwinkel α_v und α_h werden durch Schwimmwinkel und Gierrate ausgedrückt. Die resultierten Geschwindigkeiten vorn v_v und hinten v_h ergeben sich durch vektorielle Addition der Schwerpunktgeschwindigkeit v und der anteiligen Geschwindigkeiten aus der Fahrzeugdrehung, $l_v \cdot \dot{\psi}$ vorn und $l_h \cdot \dot{\psi}$ hinten, siehe Abbildung 3.1, (Zomotor, 1993).

Der Ausgangspunkt ist, dass man die Schräglaufwinkeldifferenz derart auflösen kann, dass kein Schwimmwinkel β mehr in der Gleichung vorkommt (Göbel, 2009).

$$\begin{aligned}
 \alpha_v - \alpha_h &= (\delta_v - \beta_v) - (\alpha_h - \beta_h) \\
 &= \left(\delta_v - \left[\beta + \frac{l_v \cdot \dot{\psi}}{v} \right] \right) - \left(\delta_h - \left[\beta + \frac{l_h \cdot \dot{\psi}}{v} \right] \right) \\
 &= \left(\delta_v - \beta - \frac{l_v \cdot \dot{\psi}}{v} \right) - \left(\delta_h - \beta - \frac{l_h \cdot \dot{\psi}}{v} \right) \\
 &= \left(\delta_v - \frac{l_v \cdot \dot{\psi}}{v} - \delta_h - \frac{l_h \cdot \dot{\psi}}{v} \right) = \delta_v - \delta_h - \frac{l \cdot \dot{\psi}}{v} \\
 &= \left(\delta_v - \beta - \frac{l_v \cdot \dot{\psi}}{v} - \delta_h + \beta - \frac{l_h \cdot \dot{\psi}}{v} \right)
 \end{aligned} \tag{4.36}$$

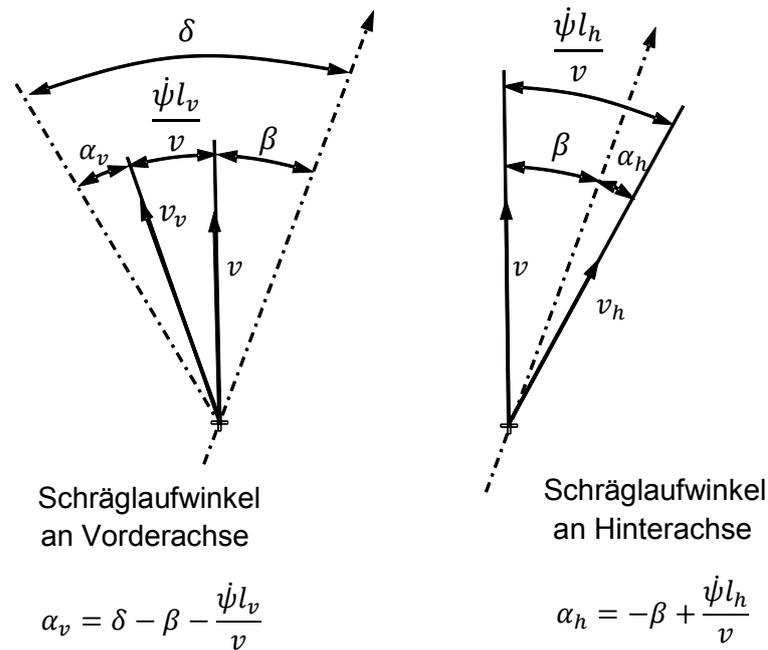


Abbildung 4.13: Winkel zwischen Fahrzeuglängsachse x und Geschwindigkeitsvektoren, (Zomotor, 1993)

Unter der Annahme, dass der Lenkwinkel des Hinterrades null ist gilt gemäß Abbildung 4.13 für kleine Winkel, die Gleichung der Schräglaufwinkeldifferenz für alle Schwimmwinkel wie folgt:

$$\alpha_v - \alpha_h = \delta_v - \frac{l\dot{\psi}}{v} \quad (4.37)$$

Somit ist die Schräglaufwinkeldifferenz nur abhängig von Radabstand, Gierrate, Fahrzeuggeschwindigkeit und Lenkwinkel des Vorderrades. Diese Formel hat den Vorteil, dass die Gierrate und Fahrzeuggeschwindigkeit serienmäßig verfügbare Signale sind. Mit $\alpha_y = \dot{\psi}v$ kann man die Gierrate auch durch die Quereschleunigung ersetzen, vgl. Gleichung 3.37.

Die Abbildung 4.14 zeigt das Einspur-Fahrzeugmodell bei Kreisfahrt. „Bei langsamer Fahrt treten keine Seitenkräfte und damit auch keine Schräglaufwinkel an den Rädern auf. In diesem Fall treffen sich die Geschwindigkeitsvektoren im Kreismittelpunkt, der für die Bedingung des seitenschlupffreien Rollens auf der Verlängerung der Hinterachse liegen muss“ (Zomotor, 1993):

$$\tan \delta_A = \frac{l}{\sqrt{R^2 - l_h^2}} \quad (4.38)$$

Werden zusätzlich die Gleichungen 3.21, 3.23 und 3.24 betrachtet, dann kann die Gleichung 4.37 für kleine Winkel wie folgt umgeschrieben werden:

$$\alpha_v - \alpha_h = \delta_v - \frac{l \cdot a_y}{v} = \delta_v - \frac{l \cdot a_y}{v^2} \quad (4.39)$$

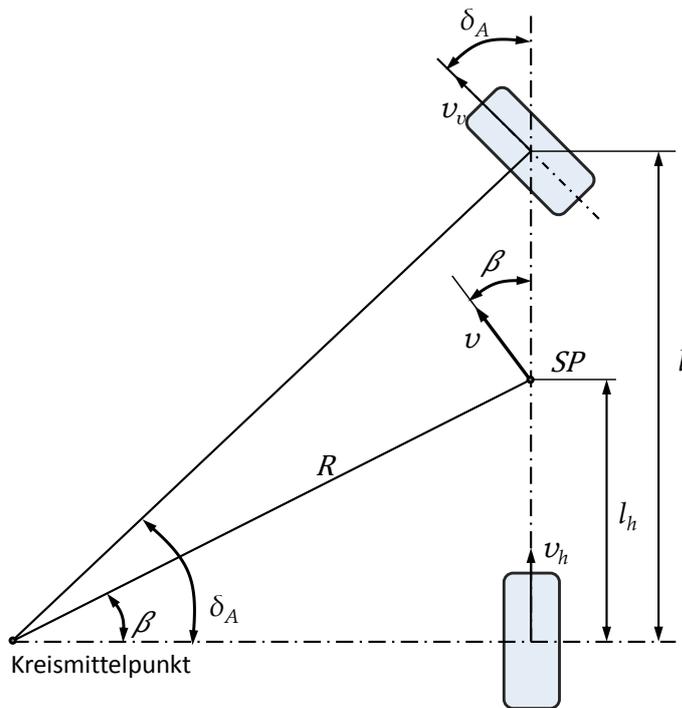


Abbildung 4.14: Einspur-Fahrzeugmodell bei langsamer Kreisfahrt ohne Seitenkräfte, (Zomotor, 1993)

Die Simulink Umsetzung für diese Methode ist relativ einfach. Man fügt ins Einspurmodell die benötigten Simulink Blöcke ein und lässt dadurch die Schräglaufwinkeldifferenz berechnen und abbilden. Zahlreiche Beispiele dazu sind im nächsten Kapitel zu sehen. In [Abbildung 4.15](#) ist die Blockverwendung für die Schräglaufwinkeldifferenzberechnung mittels Gierrate und Querschleunigung zu sehen. Zudem ist die Verwendung des betraglichen Werts notwendig, weil sich bei Linkskurven das Vorzeichen der Schräglaufwinkel ändert.

Mit der Berechnung der Schräglaufwinkeldifferenz besteht die Möglichkeit, das Unter- und Übersteuern eindeutig zu erkennen. Ist $\alpha_v - \alpha_h > 0$ und hat einen bestimmten Wert überschritten, dann untersteuert das Fahrzeug. Beziehungsweise, ist $\alpha_v - \alpha_h < 0$ und hat einen bestimmten Wert überschritten, dann übersteuert das Fahrzeug. In [Abschnitt 5.2.1](#) wird untersucht, in wie fern diese Berechnung funktioniert, ob sie in jedem Fall ihre Güte behält und ob sie eine gute Führungsgröße für die Gesamtfahrzeugregelung sein kann.

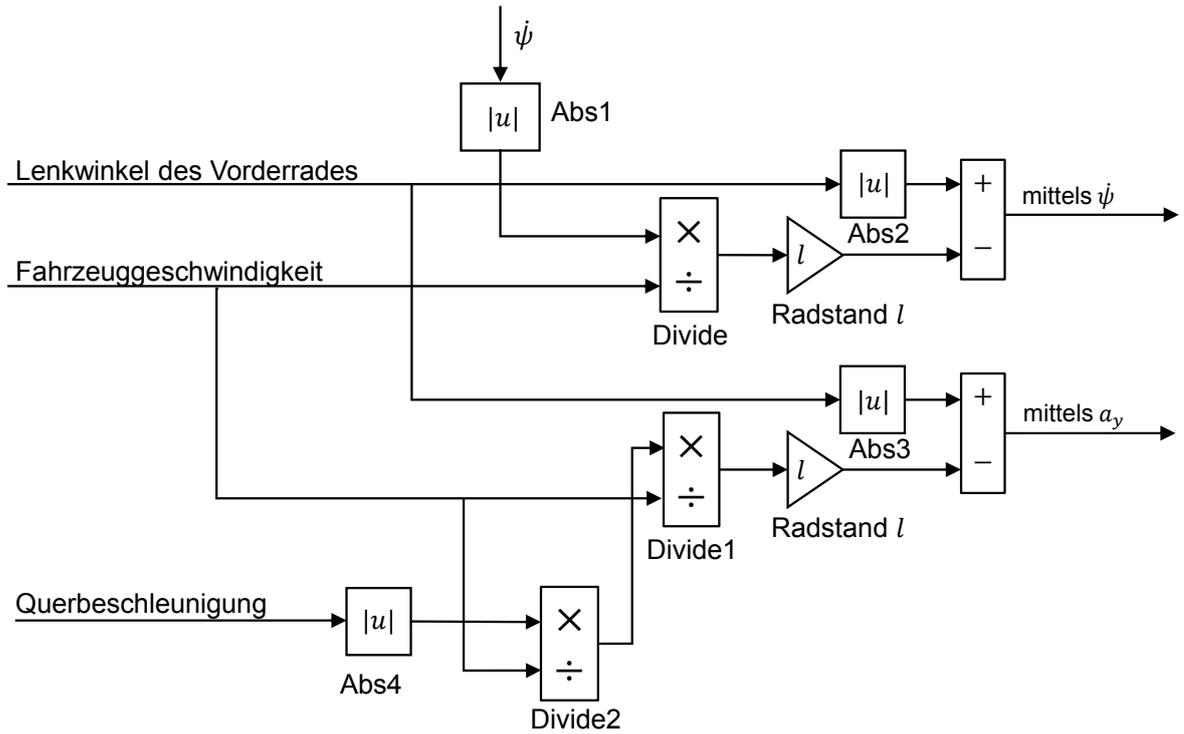


Abbildung 4.15: Umsetzung der Schräglaufwinkeldifferenzberechnung in Matlab/Simulink

5 Bewertung und Spezifikation der dargestellten Methoden mit Versuch und Simulation

5.1 Robuste Querführung und Geradeauslauf

Für die in diesem Kapitel aufgezeigten Fahrversuche wurde als Testfahrzeug ein BMW 3.30i Coupé (BMW Entwicklungs-Code: E92) verwendet, der mit einem SbW-System ausgestattet ist. Die Parameter des Versuchsfahrzeugs sind, wenn nicht anders angegeben, wie folgt, siehe [Tabelle 5](#) und [Abbildung 5.1](#).

Tabelle 5: Fahrzeugparameter des Versuchsfahrzeugs

Fahrzeugparameter		Parametereinheit
m	1645	kg
l_v	1.45	m
l_h	1.31	m
c_v	120.000	N/rad
c_h	180.000	N/rad
J_z	2644	kgm ² /rad ²
Reifendimension vorn	225/45 R17 W	-
Reifendimension hinten	225/40 R17 W	-

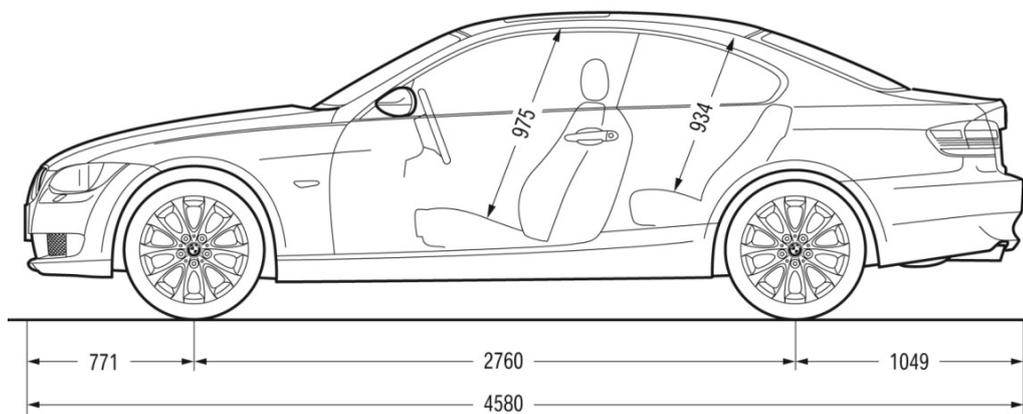


Abbildung 5.1: Zusätzliche Fahrzeugparameter des Versuchsfahrzeugs (BMW E92)

5.1.1 Anwendung der dargestellten Methoden auf fahrdynamische Messgrößen

In Abschnitt 3.1 wurden die potenziellen Fahrzeuggrößen, wie der Eigenlenkgradient, die charakteristische Fahrzeuggeschwindigkeit, der Gierverstärkungsfaktor und die Schräglaufsteifigkeiten präsentiert. Die in der Praxis anwendbaren Gleichungen für diese Größen wurden auch vorgestellt. In diesem Kapitel wird nun der Grund für die Auswahl des Gierverstärkungsfaktors erläutert.

5.1.1.1 Verbesserung des Anlenkverhaltens über die Gierverstärkung

In Abschnitt 3.1.4 wurde die Methodik und die Nutzungsweise der dargestellten Methode detailliert erläutert. In diesem Kapitel werden abschließend diese Methoden mit der Verwendung realer fahrdynamischer Messgrößen aus diversen Fahrversuchen evaluiert.

Wie in Abschnitt 3.1.4 dargestellt, erfolgt die Verbesserung des Anlenkverhaltens über die Gierverstärkung, indem die Ist-Gierverstärkung unter bestimmten fahrdynamischen Zuständen aufgezeichnet und mit der Soll-Gierverstärkung verglichen wird.

Dabei kann die Berechnung der Ist-Gierverstärkung kontinuierlich stattfinden, wobei danach das Verhältnis bzw. der Quotient zwischen Ist- und Soll-Gierverstärkung unter vordefinierten fahrdynamischen Zuständen aktualisiert werden darf. Diese vordefinierten fahrdynamischen Zustände wurden sowohl theoretisch als auch mit Fahrversuchen ermittelt.

In [Abbildung 5.2](#) ist die Funktionsweise der adaptiven Lenkwinkelübersetzung zu sehen. Die Soll-Gierverstärkung wird hierfür wie in Abschnitt 3.1.4 beschrieben aus den Gierrate-, Lenkradwinkel- (oder Radlenkwinkel-) und Fahrzeuggeschwindigkeitssignalen berechnet. Eine Funktion, die in dieser Arbeit als „Logik“ bezeichnet wird dient dazu, die Konditionen zu bestimmen, wann und ob die oben genannten vordefinierten fahrdynamischen Zustände vorhanden sind. Grundsätzlich ist es erforderlich, dass das Fahrzeug sich im stationären Bereich befindet. Somit ist es möglich diesen Ansatz der Lenkwinkelübersetzungsanpassung über die hier vorgestellte stationäre Gierverstärkungsmethode zu nutzen. Hierfür werden zusätzliche Signale, wie Gierbeschleunigung, Lenkwinkelgeschwindigkeit (Radlenkwinkel- oder Lenkradwinkelgeschwindigkeit) und Querschleunigung benötigt.

Abhängig von der Existenz einer stationären Fahrsituation nimmt die Logik-Funktion den Wert Null oder Eins an, so dass es zugelassen wird, dass der Anpassungsfaktor, θ für die Lenkwinkelübersetzung aktualisiert wird. Zudem kann die Anpassungsgeschwindigkeit dieses Lenkwinkelübersetzungsfaktors abhängig von der gewünschten Robustheit geändert werden. Die [Abbildung 5.3](#) zeigt die Realisierung des Anpassungsfaktors für die adaptive Lenkwinkelübersetzung. Hier wird die permanent ermittelte Ist-Gierverstärkung abhängig von der Logik-

Funktion aufaddiert, wobei der Block IC die „Initiale Kondition“ Geber für den Wert 1 präsentiert. Somit wird der Anpassungsfaktor ermittelt. Ist θ größer als 1, dann heißt das, dass die Lenkwinkelübersetzung „direkter“ gemacht wird. Umgekehrt ist die Lenkung „indirekter“ wenn θ kleiner als 1 ist, da $1/\theta$ direkt mit der Lenkwinkelübersetzungskennlinie multipliziert wird. Wie in der [Tabelle 3](#) erläutert wurde, wird das Anlenkverhalten so manipuliert, dass die Parameteränderungen über die Lenkwinkelübersetzung kompensiert werden. Wird bspw. die Fahrzeugmasse um 10% erhöht, wird diese Änderung mit $\theta \approx 1.07$ kompensiert, vgl. [Tabelle 3](#) und [Abbildung 3.5](#).

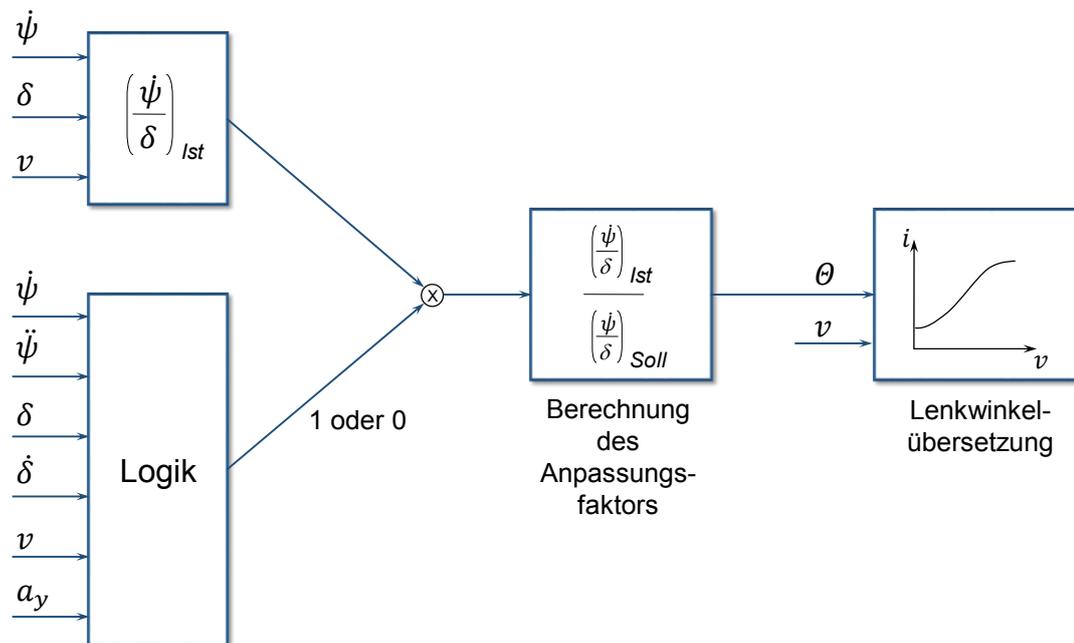


Abbildung 5.2: Funktionsweise der adaptiven Lenkwinkelübersetzung

Die Logik-Funktion hat mehrere Rahmenbedingungen, die aus theoretischen und empirischen Ergebnissen hergeleitet sind, vgl. [Abbildung 3.4](#). Als Erstes wird die Logik-Funktion mit einer maximalen Fahrzeuggeschwindigkeit von 120 km/h und einer Querbeschleunigung von $5,5 \text{ m/s}^2$ begrenzt.

Zusammengefasst wird eine Anpassung von θ zugelassen, wenn alle vorbestimmten Rahmenbedingungen ($0 \text{ km/h} < v < 120 \text{ km/h}$, $0 \text{ m/s}^2 < a_y < 5,5 \text{ m/s}^2$, $0 \text{ }^\circ/\text{s}^2 < \dot{\psi} < 0,1 \text{ }^\circ/\text{s}^2$, $0 \text{ }^\circ/\text{s} < \dot{\delta}_L < 25 \text{ }^\circ/\text{s}$) vorhanden sind. Diese Grenzwerte können zu Gunsten einer schnelleren Anpassung der Lenkwinkelübersetzung erweitert werden. Umgekehrt können die Grenzwerte für eine robustere Anpassung eingeschränkt werden.

Der wichtigste Schwellenwert ist hier die Querbeschleunigung mit einer ausreichenden Messsignalgüte. Hierfür wurde in dieser Arbeit eine adaptive Filterung der Querbeschleunigung vorgeschlagen. Die Querbeschleunigung ist nicht nur eine Funktion der Fahrzeuggeschwindigkeit sondern auch des Lenkwinkels. Aus diesem Grund ist es vorteilhaft, die

Grenzwerte der Querbearleunigung konkret abhängig von dem Lenkwinkel für die ausgewählte Fahrzeuggeschwindigkeiten festzulegen, siehe [Abbildung 5.4](#).

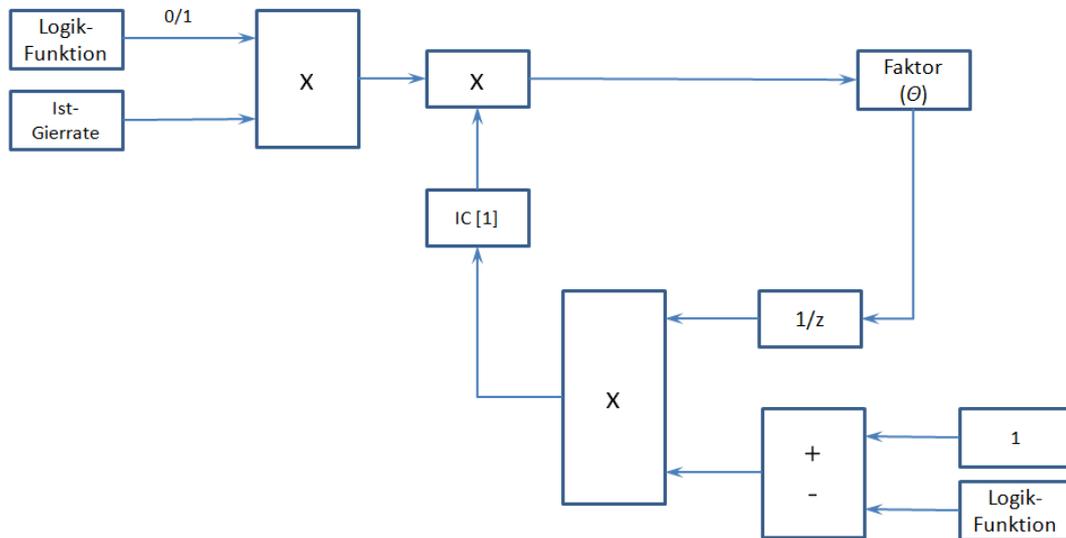


Abbildung 5.3: Funktionsweise des Anpassungsfaktors für die adaptive Lenkwinkelübersetzung

Das erste Bild in [Abbildung 5.4](#) zeigt die Querbearleunigung als eine Funktion des Lenkradwinkels mit fast konstanten Fahrzeuggeschwindigkeiten (mit einer Genauigkeit von $\pm 0,5$ km/h). Demnach ist das praktische Kriterium für das stationäre Fahrverhalten wie folgt zu beschreiben:

$$\frac{\partial a_y}{\partial \delta_L} \approx 0 \quad \text{und} \quad \frac{\partial \theta_{statL}}{\partial \delta_L} \approx 0 \quad (5.1)$$

Unter der Berücksichtigung dieser Kriterien und Nutzung der in [Abbildung 5.4](#) dargestellten Messdaten können nun folgende zusätzliche Grenzwerte der Querbearleunigung als eine Funktion der Fahrzeuggeschwindigkeit für die Logik-Funktion identifiziert werden:

$$\text{Für } 20 \text{ km/h: } 0 \text{ m/s}^2 < a_y < 2,0 \text{ m/s}^2$$

$$\text{Für } 40 \text{ km/h: } 0,5 \text{ m/s}^2 < a_y < 3,5 \text{ m/s}^2$$

$$\text{Für } 60 \text{ km/h: } 1,0 \text{ m/s}^2 < a_y < 5,0 \text{ m/s}^2$$

$$\text{Für } 80 \text{ km/h: } 2,0 \text{ m/s}^2 < a_y < 4,5 \text{ m/s}^2$$

$$\text{Für } 100 \text{ km/h: } 2,0 \text{ m/s}^2 < a_y < 4,0 \text{ m/s}^2$$

$$\text{Für } 120 \text{ km/h: } 1,5 \text{ m/s}^2 < a_y < 4,0 \text{ m/s}^2$$

Der Grund, warum bei kleinen Geschwindigkeiten wie 20 km/h und 40 km/h die obere Grenze der Querbearleunigung gering ist, ist damit zu erklären, dass ohne sehr große

Lenkwinkel keine Querbeschleunigungswerte größer als $3,5 \text{ m/s}^2$ aufgebaut werden können. Aus diesen Grenzwerten kann nun durch eine Extrapolation eine Kennlinie für den gesamten Geschwindigkeitsbereich erzeugt werden. Zudem haben die Experimente gezeigt, dass die Längsbeschleunigung a_x nicht größer als $0,1 \text{ m/s}^2$ sein soll.

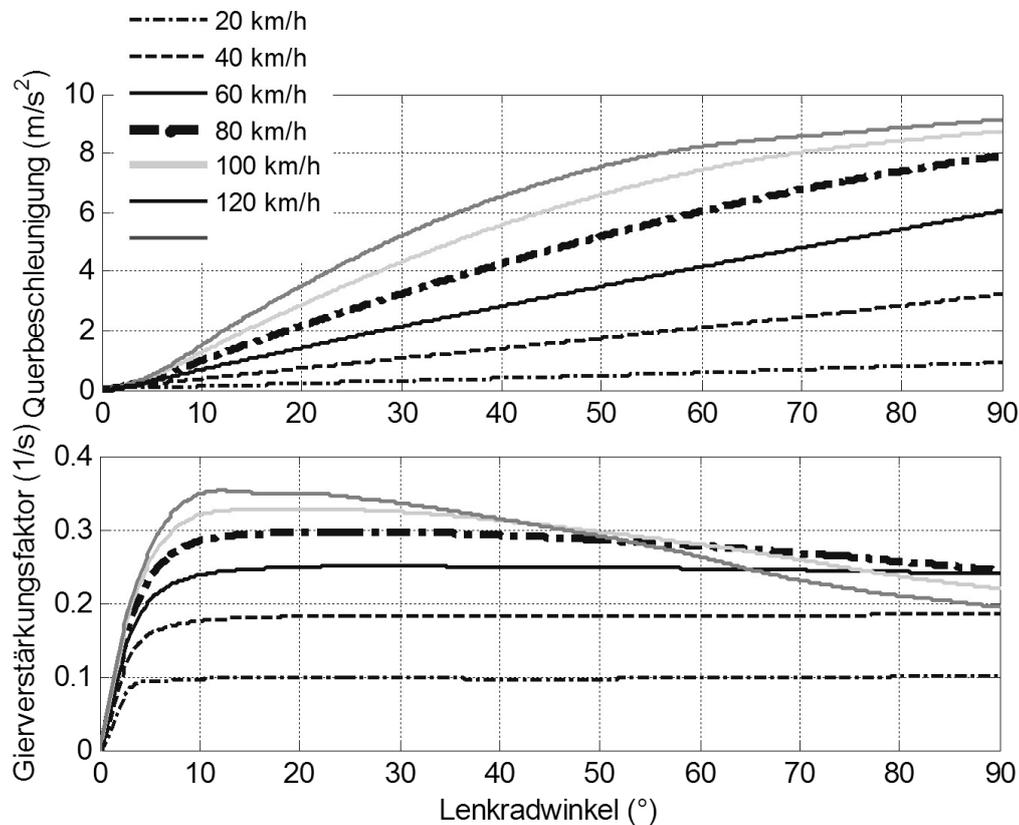


Abbildung 5.4: Spezifikation der Querbeschleunigungsgrenzwerte über den ausgewählten Geschwindigkeitsbereich

Abschließend zeigt [Abbildung 5.5](#) ein Fahrmanöverbeispiel für den Anpassungsfaktor an einem ungeladenen und beladenen Fahrzeug. Die oberen Bilder zeigen die Fahrzeuggeschwindigkeit und den Lenkradwinkel. Die Bilder in der Mitte zeigen die gemessene Gierrate und die Logik-Funktion und die unteren Bilder zeigen den Anpassungsfaktor für die adaptive Lenkwinkelübersetzung. Das Fahrmanöver beinhaltet einen Lenkwinkelsprung von ca. 30° mit einem fast konstanter Fahrzeuggeschwindigkeit von 80 km/h .

Auf der linken Seite der Abbildung ist das Fahrmanöver, das ohne Beladung durchgeführt wurde, zu sehen. Hier ist es wichtig zu erkennen, dass θ einen Wert von beinahe 1 annimmt. Jedes Mal, wenn die Logik-Funktion 1 ist, findet dementsprechend die Anpassung statt und θ wird aktualisiert. In der Theorie musste dieser Wert exakt 1 bleiben, da es keine Fahrzeugparameteränderungen vorgenommen wurden. In der Praxis ist jedoch eine minimale Abweichung zu verzeichnen, die auch im Vorfeld als Fehleramplitude identifiziert wurde. Diese Fehleramplitude ist für diese Methode ca. $\pm 0,9\%$, welche in der Praxis vernachlässigbar ist.

Auf der rechten Seite ist das gleiche Fahrmanöver mit 10% Fahrzeugmassenerhöhung zu sehen. In diesem Fall erreicht θ nach etwa 17 Sekunden den Wert 1,063. Dieser Wert entspricht auch in der [Tabelle 3](#) geschätzten Wert ($\approx 1,07$), wenn auch die Fehleramplitude $\pm 0,9\%$ berücksichtigt wird.

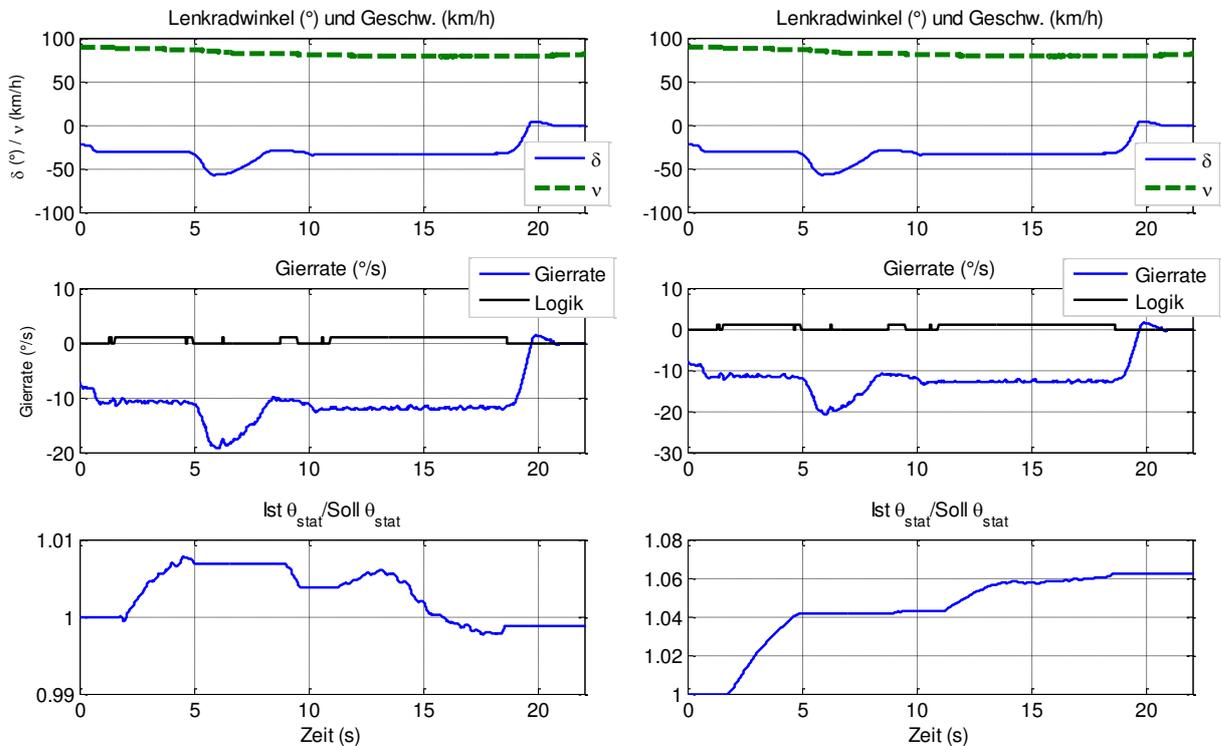


Abbildung 5.5: Fahrmanöverbeispiel für den Anpassungsfaktor an einem ungeladenen und beladenen Fahrzeug

Folgende Abbildungen zeigen verschiedene Fahrmanöver mit unterschiedlichen Lenkverhalten. In [Abbildung 5.6](#) wird ein Fahrmanöver mit Lenkwinkelsprüngen und abnehmender Fahrzeuggeschwindigkeit gezeigt. Die Masse des Testfahrzeugs um die Schwerpunktlage wurde um 100kg erhöht. Die Logik-Funktion lässt eine Lenkübersetzungsanpassung demnach nur jedes Mal zu, wenn die vorhin definierten fahrdynamischen Bedingungen auftauchen. Nach etwa 60 Sekunden nimmt θ den erwarteten Wert ca. 1,04 an. Nach dem Erreichen des Zielwertes ist zu beobachten, dass θ abnimmt. Der Grund dafür ist, dass die Lenkung mit dem Einfluss von θ direkter geworden ist und die Gierrate (bzw. die Antwort des Fahrzeugverhaltens an der Gierrate) dementsprechend angepasst ist. Die nächste [Abbildung 5.7](#) zeigt das gleiche Parameteränderungsszenario mit 150kg Massenerhöhung. In diesem Fall erreicht θ den Wert 1,06. Dies entspricht auch dem in der [Abbildung 5.5](#) vorgestellten Vergleichsergebnis mit und ohne Massenänderung.

In [Abbildung 5.8](#) und [Abbildung 5.9](#) sind zwei zufällige Manöver dargestellt, die im alltäglichen Leben vorkommen können. Die ausgewählte Parameteränderung war dieses Mal ein

Wechsel von Vorderreifen mit höheren Schräglauftiefigkeiten (c_v). In diesem Fall erreicht θ den Wert 0,965. D.h. die Lenkung wurde über den Anpassungsfaktor indirekter gemacht um die Fahrverhaltensänderung durch den Reifenwechsel zu kompensieren.

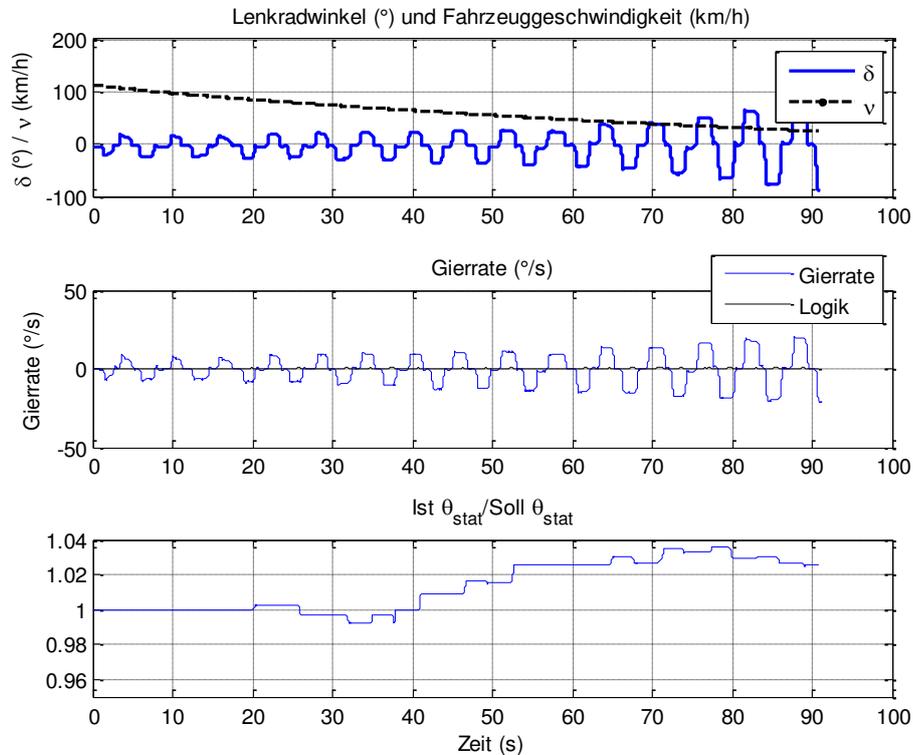


Abbildung 5.6: Fahrmanöverbespiel für den Anpassungsfaktor an einem ungeladenen und beladenen (+100kg) Fahrzeug.

Zuletzt wird in [Abbildung 5.10](#) ein Fahrmanöver dargestellt, wobei es kein stationäres Fahrverhalten vorzuweisen ist. Dadurch wäre eine Anpassung falsche Ergebnisse liefern. Aus diesem Grund hat auch die Logik-Funktion über das gesamte Fahrmanöver keine Lenkübersetzungsanpassung zugelassen.

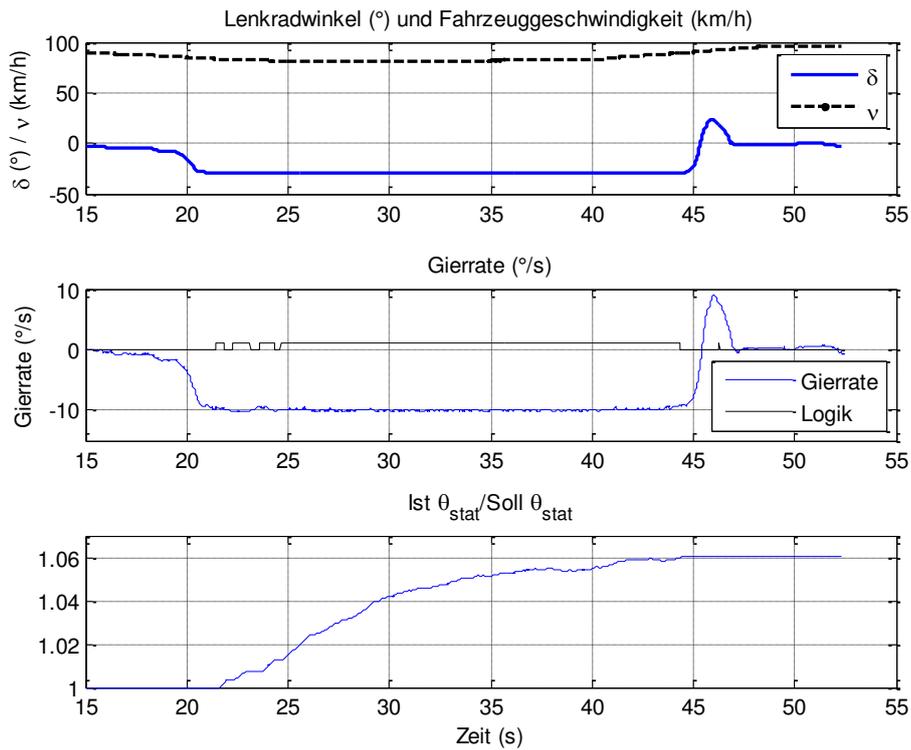


Abbildung 5.7: Fahrmanöverbeispiel für den Anpassungsfaktor an einem ungeladenen und beladenen (+150kg) Fahrzeug

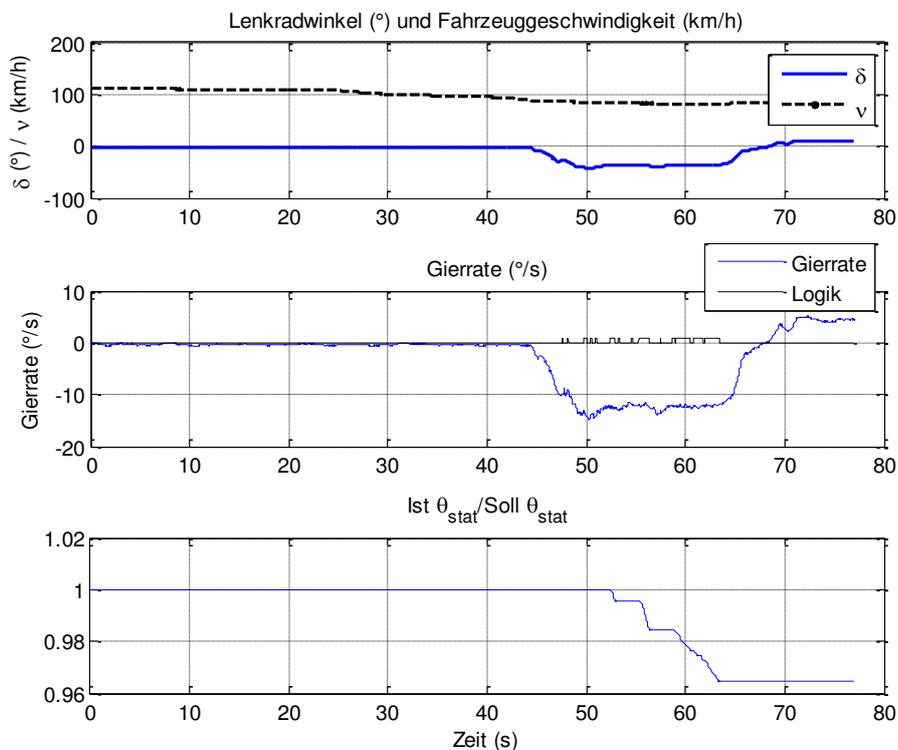


Abbildung 5.8: Quasistationäres Fahrmanöverbeispiel für den Anpassungsfaktor an einem Fahrzeug mit gewechselten Vorderreifen

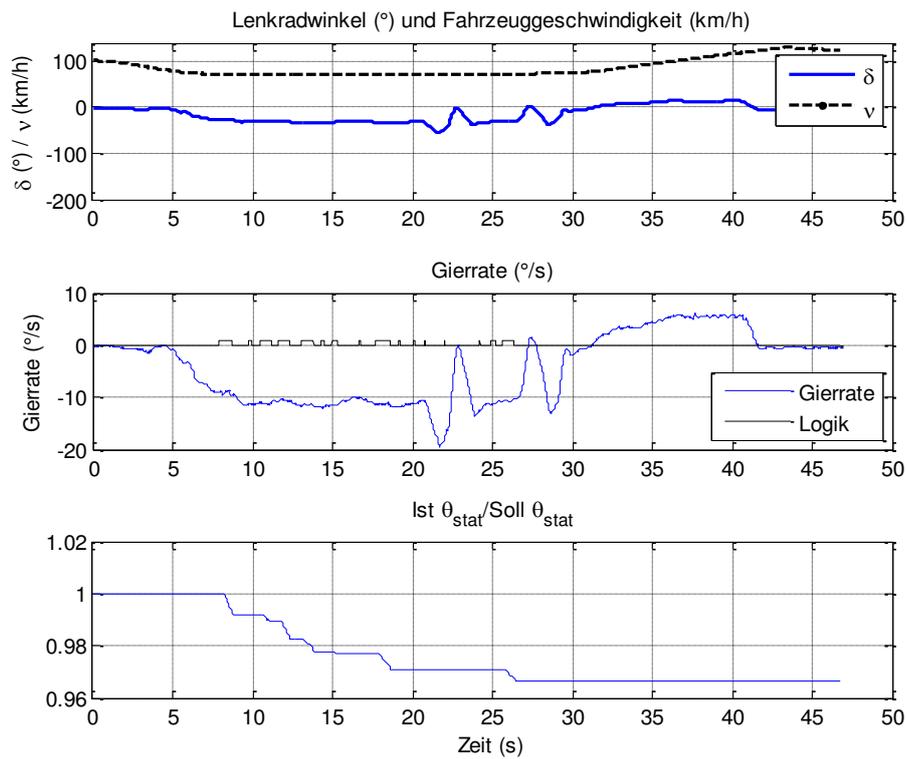


Abbildung 5.9: Fahrmanöverbeispiel für den Anpassungsfaktor an einem Fahrzeug mit gewechselten Vorderreifen

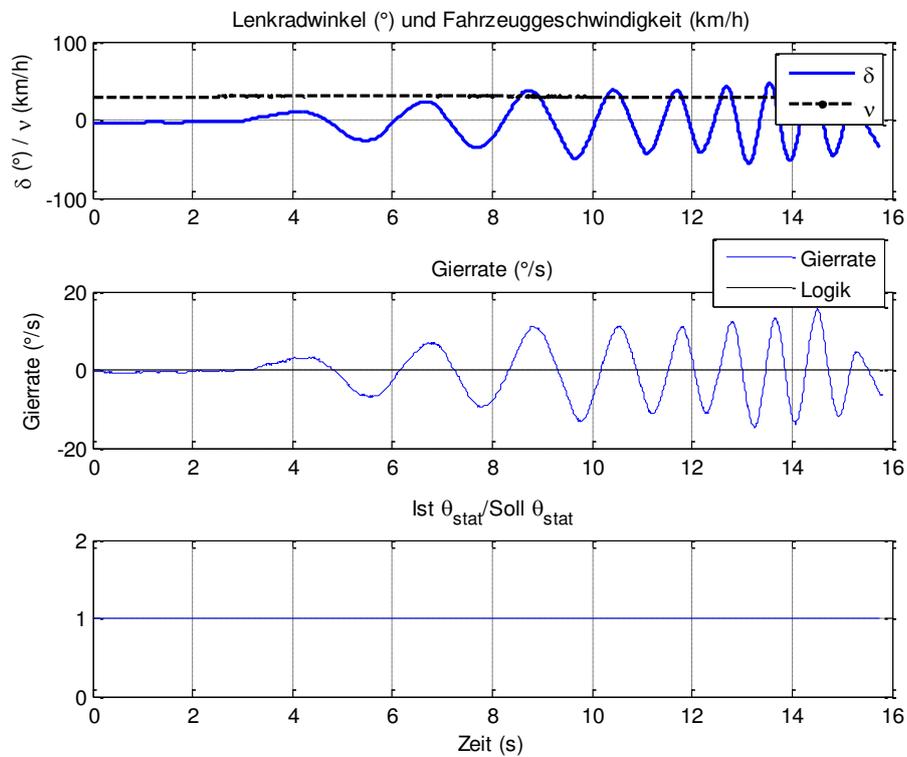


Abbildung 5.10: Ein Fahrmanöverbeispiel, wobei die Funktion „Logik“ nicht eingreift

Generell kann die Methode der Anpassung der Lenkwinkelübersetzung nicht nur für die SbW-Systeme sondern auch für alle anderen Lenksysteme mit Überlagerungslenkung benutzt werden. Die Herausforderung solcher Methoden ist allerdings die Signalgüte zu gewährleisten, so dass die Genauigkeit der Berechnungen und Nachbildungen des erforderlichen Lenkgefühls (via Lenkmomentbildung, Lenkwinkelübersetzungsanpassung usw.) ausreichend ist. Insbesondere auch deshalb ist es empfehlenswert, dass die Messungen mit möglichst hochfrequenten Abtastraten zu realisieren. Dies gilt auch für die Methode der Verbesserung des Geradeauslaufs über adaptives Filter, die im nächsten Kapitel dargestellt wird. Zudem haben die Fahrversuche gezeigt, dass der Anpassungsfaktor in der Praxis nicht mehr als $\pm 20\%$ (d.h.: 0,8-1,2) abweichen kann.

Die [Abbildung 5.11](#) zeigt die Fehlertoleranzen der dargestellten Fahrzeuggrößen. Dabei wurden quasistationäre Fahrzeugmanöver -ohne Fahrzeugparameteränderungen- durchgeführt, so dass die bereits dargestellte Logik-Funktion eine Anpassung zulassen kann. Die theoretische Erwartung ist dabei, dass der Anpassungsfaktor stets den Wert eins annimmt. In der Praxis ist jedoch haben jede Methoden eine Abweichung von eins. Es wurde festgestellt, dass die Erkennung des Anpassungsfaktors über den Gierverstärkung am wenigsten Fehlertoleranz aufweist.

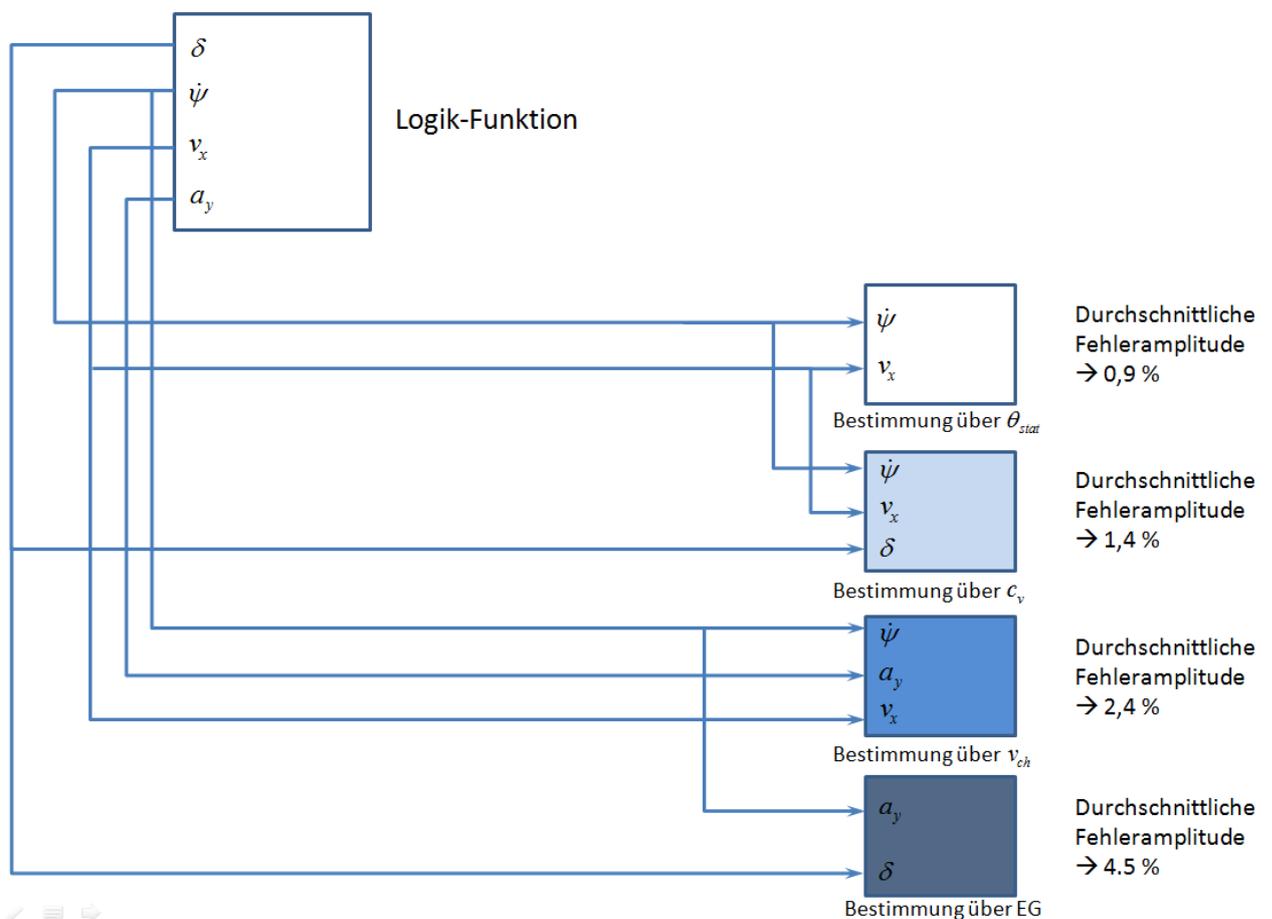


Abbildung 5.11: Die Fehlertoleranzen der dargestellten Fahrzeuggrößen.

5.1.1.2 Verbesserung des Geradeauslaufs über adaptive Filter

Die Gründe und der Bedarf für eine sinnvolle und zielorientierte Filterung wurden in Abschnitt 3.2.2 erläutert. In diesem Kapitel werden ausgewählte Fahrmanöver hinsichtlich des Einsatzes der vorgeschlagenen adaptiven Filterung ausgewertet.

In [Abbildung 5.12](#) werden Echt-Zeit Messungen mit Lenkwinkelsprüngen bei einer Fahrzeuggeschwindigkeit von ca. 28 km/h dargestellt, wobei die Abtastrate der Messungen bei 100 Hz lag. In dieser Abbildung sind ganz oben der Fahrzeuggeschwindigkeitsverlauf und der Lenkradwinkel zu sehen. Darunter zeigt das zweite Bild einen Vergleich zwischen dem Tiefpassfilter und einem adaptiven Filter.

In dem zweiten Bild ist zu sehen, dass die Leistungen des Tiefpass- und adaptiven Filters hinsichtlich Phasenverschiebung und Amplitudenfilterung vergleichbar sind, da das adaptive Filter im stationären Bereich laut der Methodik auch eine niedrige Eckfrequenz aufweist. Der Unterschied wird allerdings in den dynamischen Bereichen des Fahrmanövers deutlich, wobei das Tiefpassfilter eine Phasenverschiebung von ca. 0,3 Sekunden aufweist. Zudem verursacht die niedrige Eckfrequenz des Tiefpassfilters eine deutliche Amplitudendämpfung bei der 7. Sekunde in [Abbildung 5.12](#), so dass der tatsächliche Querbeschleunigungswert durch Tiefpassfilterung beeinträchtigt wird. Dieser Vergleich zeigt auf, dass adaptive Filterung sowohl im stationären als auch im dynamischen Bereich eine sinnvolle Filterung der Querbeschleunigung leistet, die dann für die Erkennung der Fahrsituation und der richtigen Lenkwinkelanpassung benutzt werden kann. Zudem ist die adaptiv gefilterte Querbeschleunigung für die Seitenkraftermittlung, dargestellt in der Gleichung 3.47, zu verwenden.

Das adaptive Filter ist als IIR Filter festgelegt mit einem Direkt Form II, um eine mehr selektive Filterungsleistung zu gewährleisten bei Nutzung niedriger Filterordnung, siehe (Proakis & Manolakis, 2007). Der Hauptgrund der Nutzung einer niedrigen Filterordnung mit IIR-Typ ist die Tatsache, dass eine Filterung mit höheren Ordnungen deutlich mehr Rechenleistung des CPUs in dem Serieneinsatz beanspruchen würde. Mit der Direkt Form II wird im Vergleich zu den anderen Filterformen (Direkt Form II) ein Minimum an Speicherelementen (Jackson, 1972) benötigt, vgl. Abschnitt 3.2.2.

Die Transferfunktion der Filter ist wie folgt geschaltet:

$$H(z) = \frac{N(z)}{D(z)} = b_1 \left(\frac{z^2 + \frac{2}{b_1}z + 1}{z^2 - a_1z + a_2} \right) \quad (5.2)$$

Wobei b_1 der Filterkoeffizient 1, a_1 der Filterkoeffizient 2 und a_2 Filterkoeffizient 3 in [Abbildung 5.12](#) ist. Zusätzlich wird die Umsetzung im MATLAB in [Abbildung 5.15](#) dargestellt.

In [Abbildung 5.13](#) sind die Frequenzgänge der konventionellen Tiefpassfilterung und des benutzten adaptiven Filters aufgezeigt. Wegen der Tatsache, dass eine adaptive Filterung keine bestimmten Eckfrequenzen hat, sondern diese Eckfrequenzen sich abhängig von dem Lenkwinkel, der Lenk- und Fahrzeuggeschwindigkeit ändern, werden die Frequenzgänge von

sieben ausgewählten Eckfrequenzen (Adaptive F0;...;6) dargestellt. Der Eckfrequenz des Tiefpassfilters wird konventionell als 4,5 Hz festgelegt, da angenommen wird, dass ein durchschnittlicher Fahrer nicht mit höheren Frequenzen lenkt.

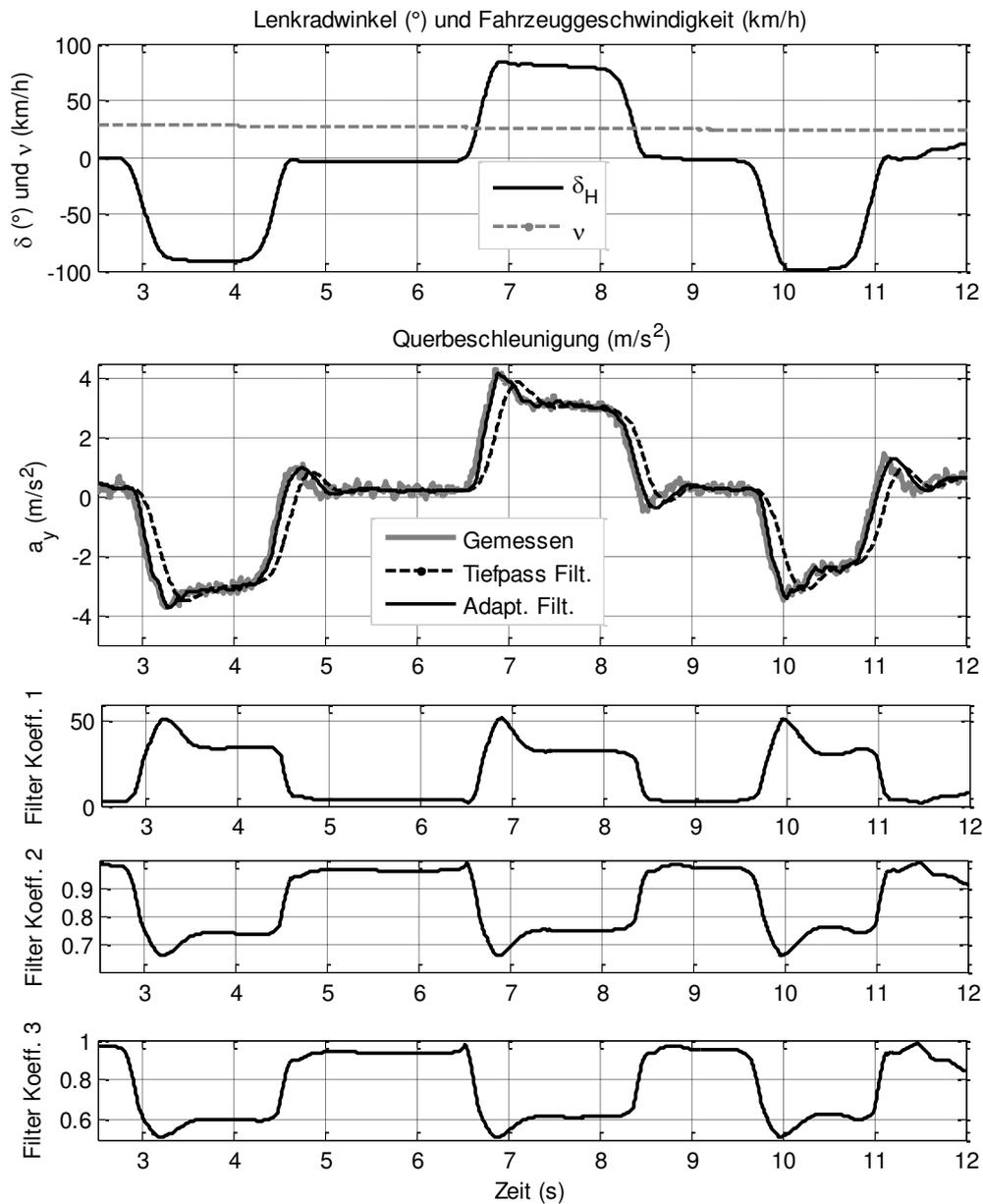


Abbildung 5.12: Vergleich der gemessenen, mit Tiefpass und adaptiven Filter gefilterten Querbeschleunigung und die dazugehörigen Filterkoeffizienten

Das adaptive Filter wird mit einem Bereich von 1 bis 7 Hz gestaltet. In [Abbildung 5.13](#) entspricht der Frequenzgang, gekennzeichnet mit „Adaptive F0“ den Zeitpunkt, wann das adaptive Filter eine Eckfrequenz von 1 Hz annimmt. Folglich, entspricht der Frequenzgang

–gekennzeichnet mit– „Adaptive F1(2,...,6)“ eine Eckfrequenz 2 (3,...,7) Hz. Diese Abhängigkeit wird dann als eine Funktion mit Kennlinien im MATLAB umgesetzt, siehe [Abbildung 5.14](#).

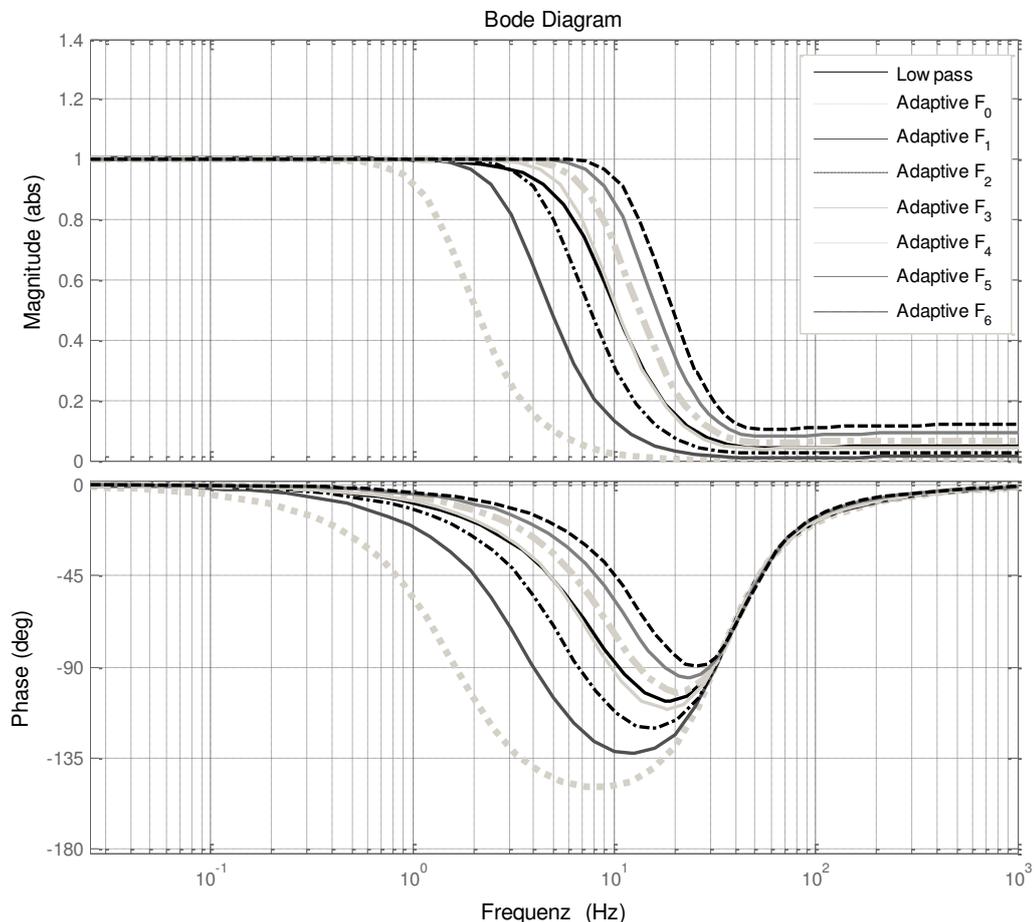


Abbildung 5.13: Bode Diagramm der Tiefpassfilterung und von den ausgewählten 7 Eckfrequenzen des adaptiven Filters

Um die Filterstabilität (bzw. Systemstabilität laut der Transferfunktion) zu untersuchen, wurde zudem ein Systemcheck bei Erstellung des Pol-Nullstellen-Diagramms erstellt, siehe [Abbildung 5.16](#).

Laut (Smith III, 2004) ist das erforderliche und ausreichende Kriterium für die Stabilität eines IIR-Filters, dass alle Pole und Nullstellen dieses Filters innerhalb des Einheitskreises liegen. Es gibt nach dem Stand der Technik weitere Methoden zur Untersuchung einer Filterstabilität (vgl. (Montazeri, et al., 2005), (Jing, et al., 2003)), jedoch für ein Filter der 2. Ordnung, das hier benutzt wird, ist das Kriterium, dass die Polen kleiner als eins sind hinreichend. Unter der Beachtung dieses Kriteriums in [Abbildung 5.16](#), zeigt das Filter eine Verteilung von 0,93 bis 0,41 für die reale Achse und 0,065 bis 0,35 für die imaginäre Achse. Dies beweist, dass das Filter für den ausgewählten Eckfrequenzbereich stabil ist. Zudem haben

die IIR-Filter (Infinite Impulse Response) im Vergleich zu FIR-Filtern (Finite Impulse Response) bei gleicher Ordnung einen steileren Übergang vom Durchlassbereich in den Sperrbereich und sind daher selektiver. Der Phasengang von IIR-Filtern ist allerdings nichtlinear, sie sind daher weniger geeignet für Signale, deren Kurvenform bei der Filterung erhalten bleiben muss (Kopetz, 2000).

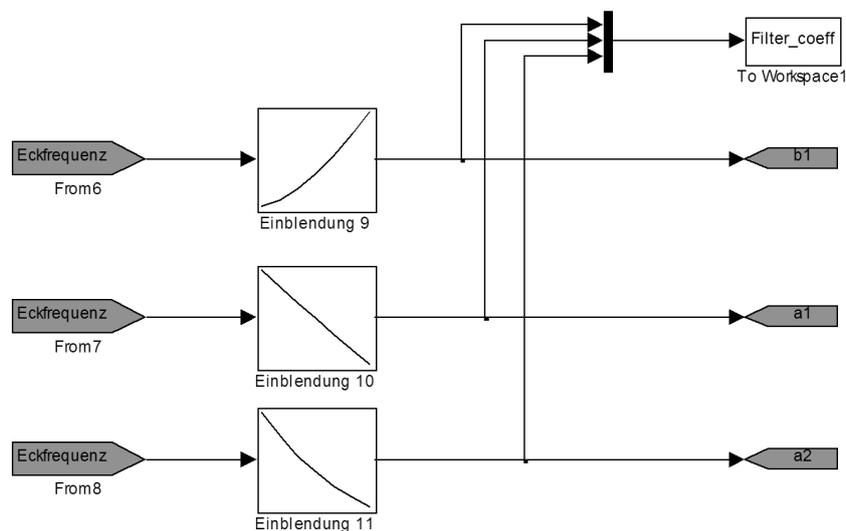


Abbildung 5.14: Umsetzung des adaptiven Filters in Matlab/Simulink

Ein Null-Phasen FIR-Filter käme für die Kompensation der Phasenverzögerung nicht in Frage, da Filters dieser Art „nichtkausal⁽⁹⁾“ sind und somit in der Praxis für die Echtzeitmessungen nicht anwendbar sind (Einiche, 2003). Trotzdem wird in den folgenden Abbildungen die mit Null-Phasen FIR-Filter gefilterte Querschleunigung auch dargestellt, um die Leistungen hinsichtlich der Phasenverzögerung und Signaldämpfung des adaptiven Filters und Tiefpassfilters gegenüberstellen zu können.

Das adaptive Filter nimmt seinen minimalen Wert 1 Hz an, wenn $\delta < 5^\circ$ und $\dot{\delta} < 0,1 \text{ }^\circ/\text{s}$. Mit der Einführung eines adaptiven Filters wird somit gesichert, dass die Querschleunigung ausreichend gefiltert werden kann, wenn der Fahrer (fast) keine Lenkarbeit leistet ($\delta \approx 0^\circ$ und $\dot{\delta} \approx 0 \text{ }^\circ/\text{s}$) oder sehr langsame und minimale Lenkbewegungen durchführt. Für den Fall, dass der Fahrer die Lenkfrequenz und die Fahrgeschwindigkeit erhöht, nimmt sich die Eckfrequenz proportional bis 7 Hz zu. Demnach wird eine Tiefpassfilterung mit möglichst wenig Zeitverzögerung realisiert, siehe [Abbildung 5.17](#).

In folgenden Abbildungen sind weitere Beispiele zu sehen. In [Abbildung 5.18](#) ist insbesondere der Vergleich zwischen adaptiver und Null-Phasen Filterung interessant. Das Fahrzeug befindet sich von 16. bis zur 18. Sekunde auf einer Fahrbahn mit Unebenheiten. Dies ist

⁹ Filter, dessen Ausgangantwort von den Eingangsgrößen abhängt.

daran zu erkennen, dass die Querbewegung stark variiert (bis zu $\pm 2 \text{ m/s}^2$) ohne dass der Lenkwinkel oder die Straßenneigung dies verursachen würde. Während die Querbewegung mit konventioneller Tief-Pass Filterung die Informationen über Unebenheit mit großer Zeitverzögerung und dramatischer Dämpfung filtert, lässt die Null-Phasen Filterung diesen Informationsinhalt mit wenig Zeitverzögerung zu. Die adaptive Filterung ist auf der anderen Seite ein Kompromiss zwischen Informationsweiterleitung und Zeitverzögerung.

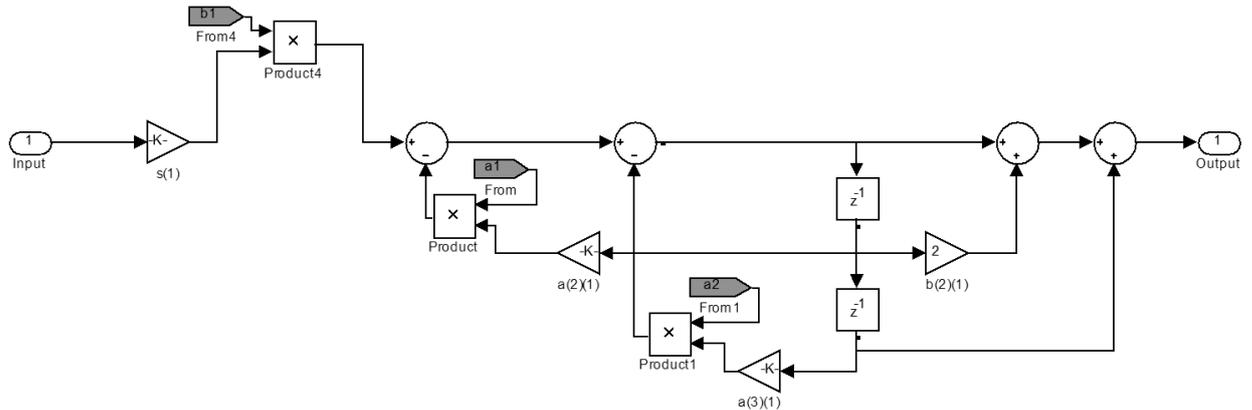


Abbildung 5.15: Umsetzung des IIR-Filters in Matlab/Simulink

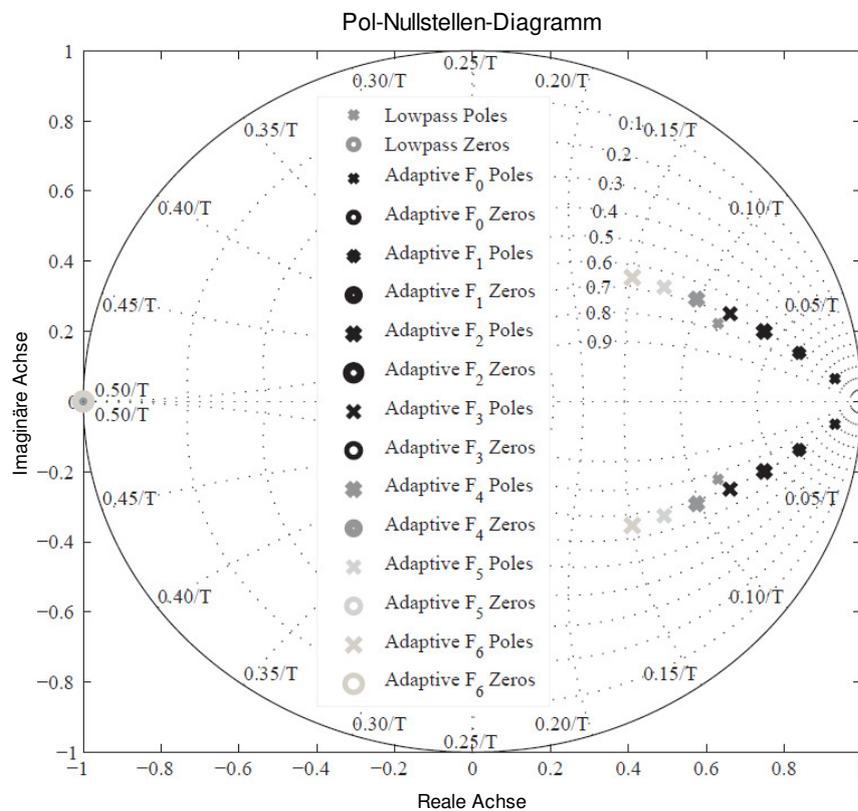


Abbildung 5.16: Pol-Nullstellen-Diagramm des adaptiven Filters

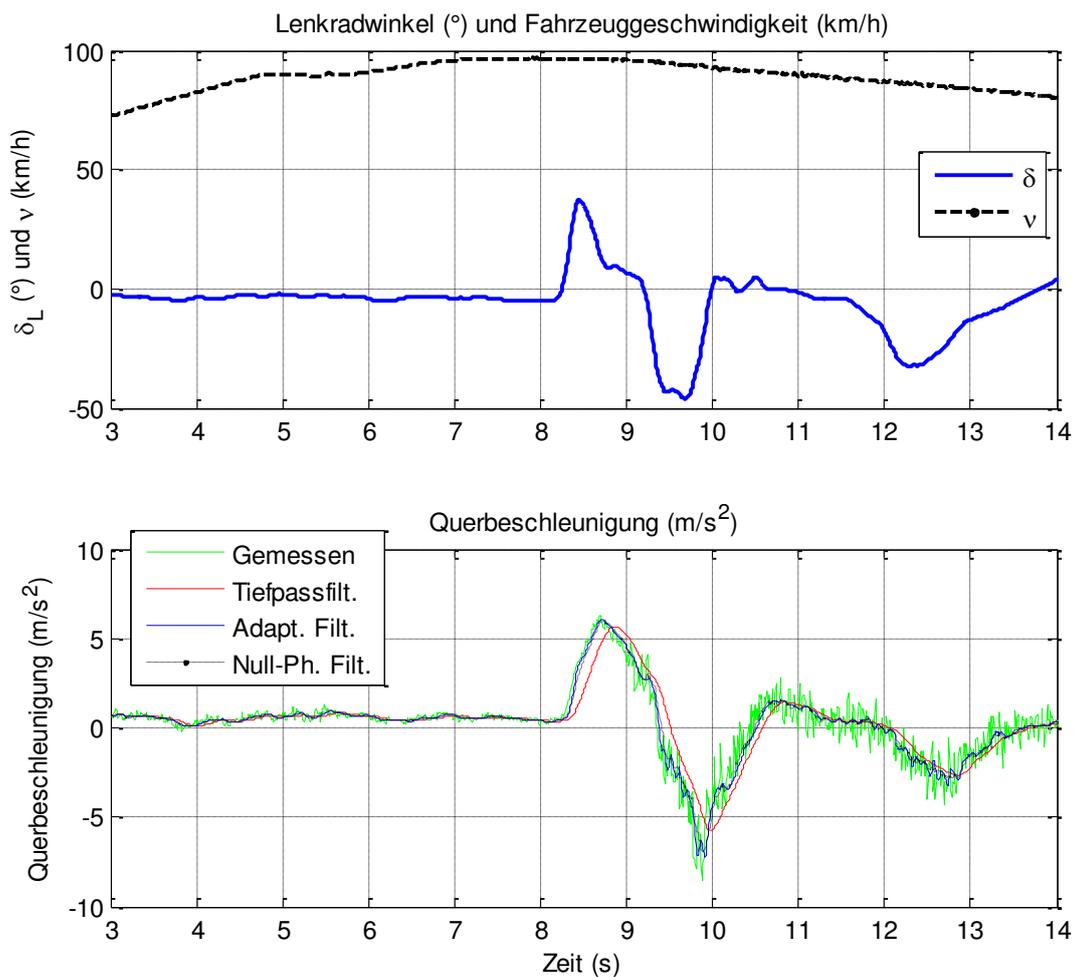


Abbildung 5.17: Ein Beispiel des Vergleichs der konventioneller Tiefpassfilterung, des adaptiven Filter und eines Null-Phasen Filters

In [Abbildung 5.19](#) ist ein Beispiel des Vergleichs der konventionellen Tief-Pass Filterung, der adaptiven Filterung und einer Null-Phasen Filterung mit angepasster/-n Geschwindigkeit und Lenkwinkel zu sehen, um eine beinahe konstante Querbeschleunigung von 4 zu behalten. Hier ist der Unterschied der Zeitverzögerung von Tief-Pass Filterung und adaptiven Filterung signifikant. Die Zeitverzögerung der adaptiven Filterung und der Null-Phasen Filterung bleibt jedoch in einem Lenkwinkelbereich von ca. 25° bis ca. 125° vergleichbar.

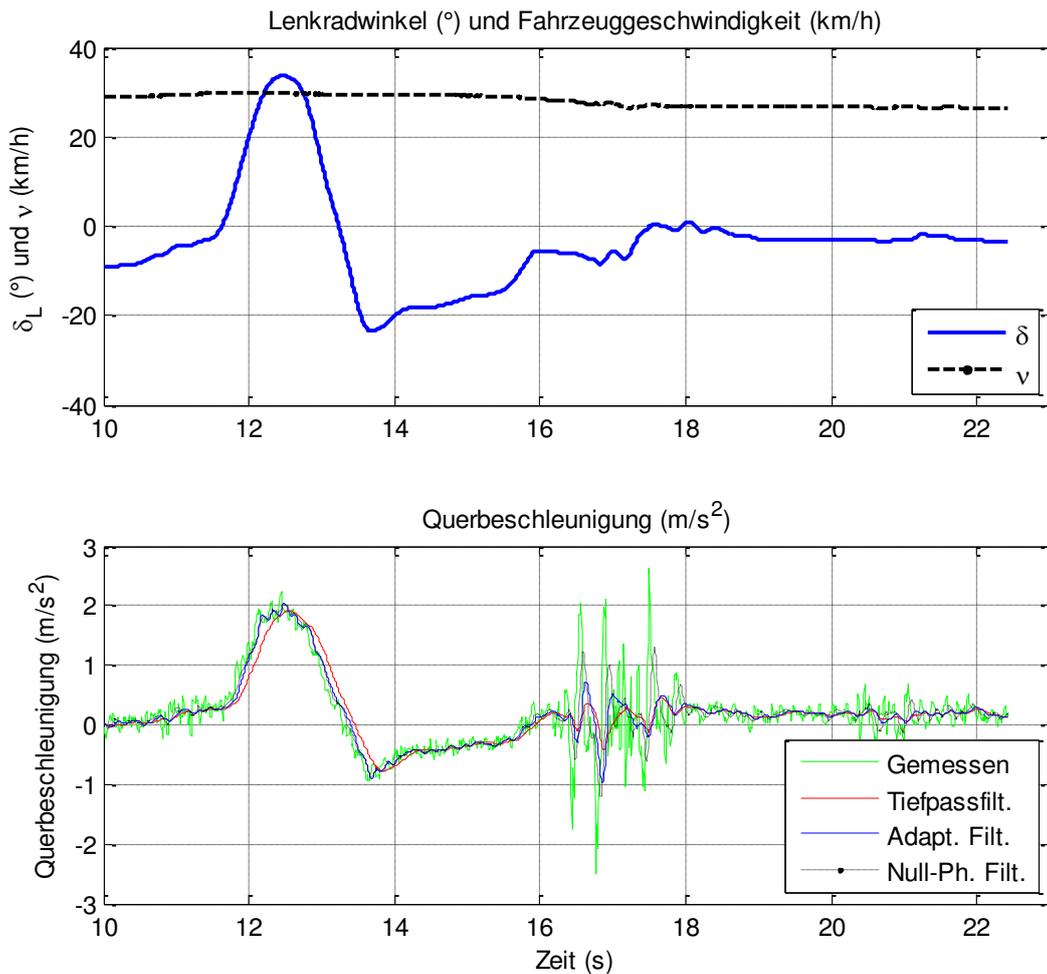


Abbildung 5.18: Ein Beispiel des Vergleichs der konventioneller Tiefpassfilterung, des adaptiven Filter und eines Null-Phasen Filters auf einer Fahrbahn mit starken Unebenheiten

Als Letztes ist in [Abbildung 5.20](#) ein Beispiel des Vergleichs der konventioneller Tiefpassfilterung, der adaptiven Filterung und einer Null-Phasen Filterung mit einem Sinus-Sweep Fahrmanöver dargestellt, indem die Lenkfrequenz mit der Zeit erhöht wird. Mit diesem Fahrmanöver wird auch nochmal deutlich, dass die Zeitverzögerung der adaptiven Filterung und der Null-Phasen Filterung vergleichbar bleibt. Zudem wird ein guter Kompromiss zwischen der Null-Phasen Filterung und der adaptiven Filterung hinstricht der Dämpfung erzielt, vor allem, weil wie bereits erwähnt die Null-Phasen Filterung in der Praxis nicht einsetzbar sind.

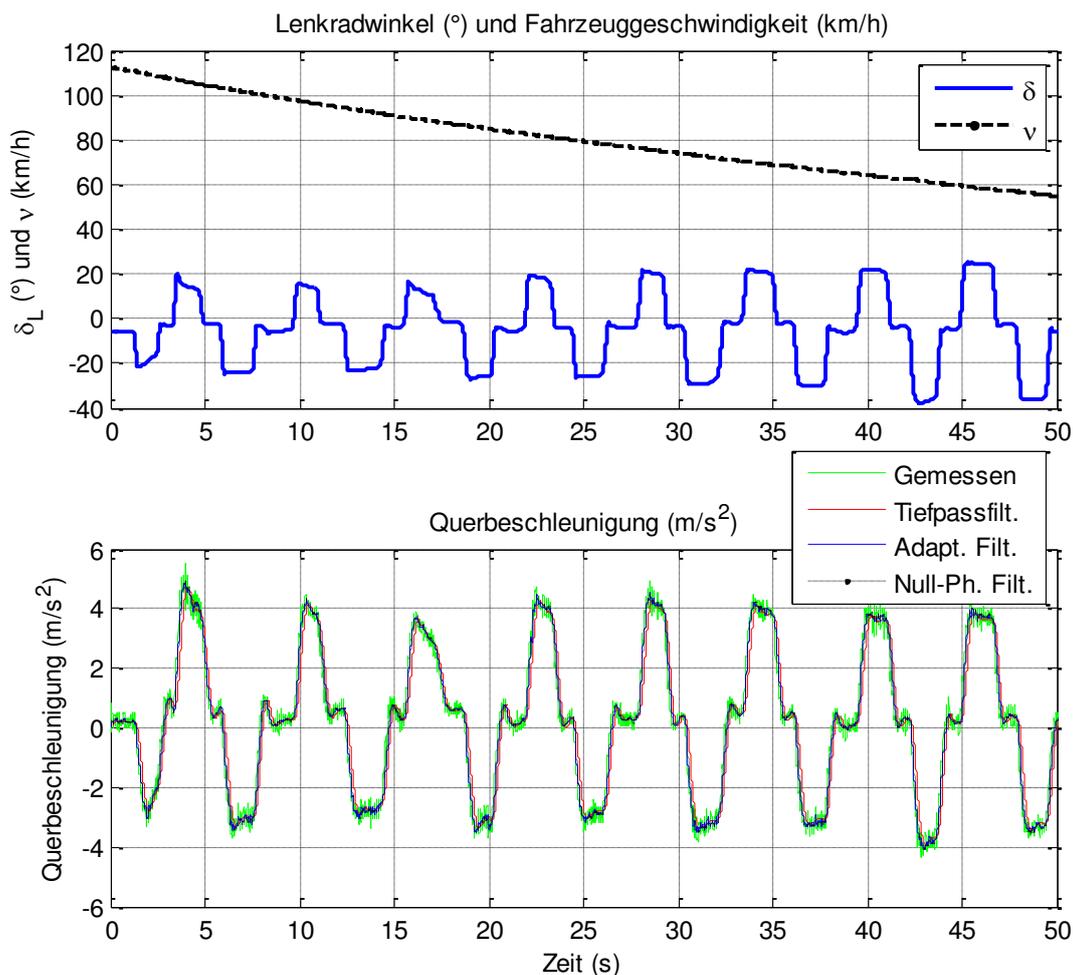


Abbildung 5.19: Ein Beispiel des Vergleichs der konventionellen Tiefpassfilterung, der adaptiven Filterung und einer Null-Phasen Filterung mit unterschiedlicher/n Geschwindigkeit und Lenkwinkel

5.1.2 Fazit

Zusammengefasst wurde in diesem Abschnitt der Algorithmus der Methode für die Verbesserung des Anlenkverhaltens dargestellt. Ausgewählte reale Fahrversuche mit unterschiedlicher Geschwindigkeiten und Fahrbahnbeschaffungen wurden präsentiert. Weiterhin wurde festgestellt, dass der Einfluss von Spurrillen mit realen Fahrversuchen nicht reproduzierbar und anhand der gemessenen Querbeschleunigung und Gierrate kaum erkennbar ist. Diese Erkenntnis deckt sich mit der Aussage von (Dettki, 2005). Hierfür wurde als Stellgröße die Gierverstärkung ausgewählt, da dieses Signal im Vergleich zu den anderen fahrzeugspezifischen Größen (c_v , EG , v_{kr}) eine geringere Fehlertoleranz hat. Für diese Methode wurde eine Logikfunktion genutzt, die einen sinnvollen und richtigen Einsatz der Gierverstärkung gewährleis-

tet. Danach wird die gemessene Gierverstärkung mit gewünschter Gierverstärkung verglichen. Aus diesem Vergleich ergibt sich im Anschluss der Anpassungsfaktor θ .

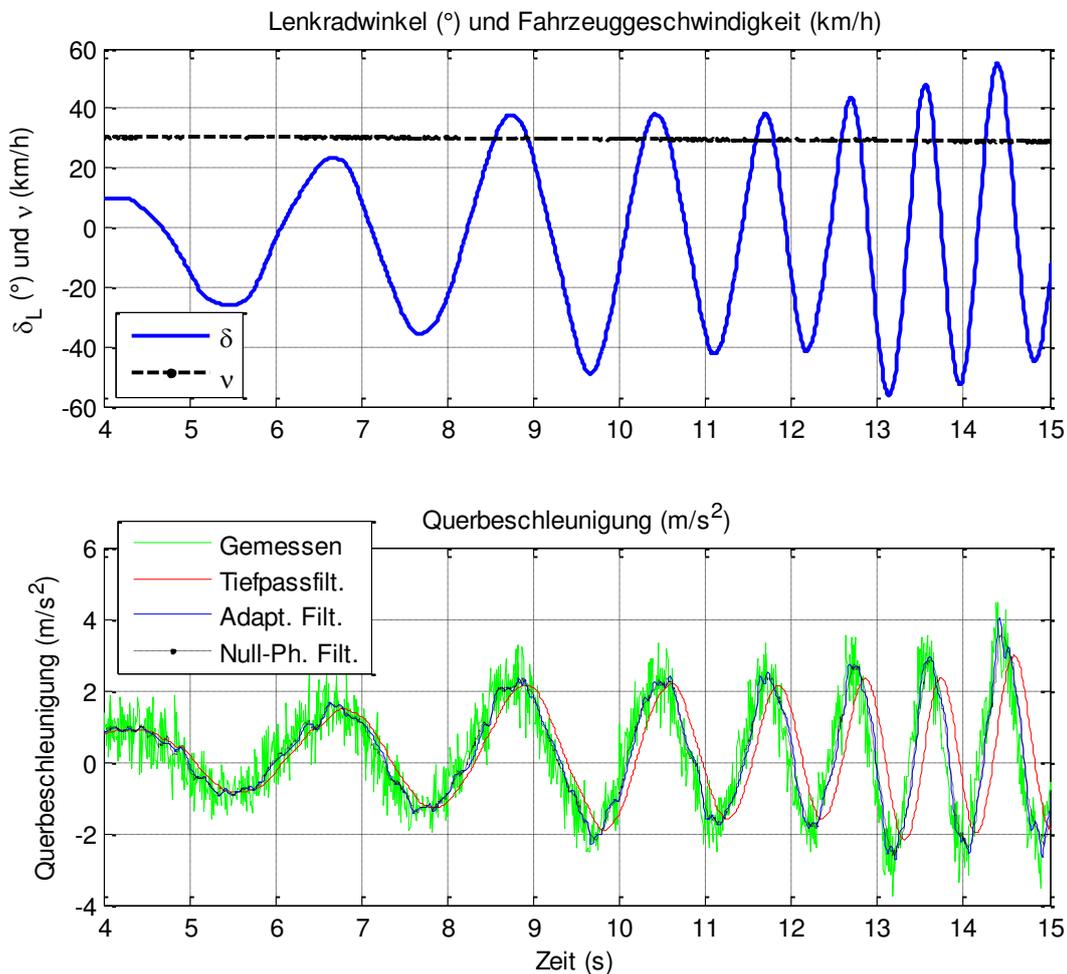


Abbildung 5.20: Ein Beispiel des Vergleichs der konventioneller Tiefpassfilterung, der adaptiven Filterung und einer Null-Phasen Filterung mit einem Sinus-Sweep Fahrmanöver

Mit diesem Anpassungsfaktor wird die Lenkübersetzung beeinflusst. Ist θ größer als 1, dann heißt es, dass die Lenkwinkelübersetzung „direkter“ gemacht wird. Umgekehrt wird die Lenkung „indirekter“ gemacht, wenn θ kleiner als 1 ist, da diese berechnete Anpassungsfaktoren direkt mit der Lenkwinkelübersetzungskennlinie multipliziert werden.

Zudem wurde in Kapitel 5.1 die Auswahl der Übertragungsfunktion und des Typs der eingesetzten Filterung aufgezeigt. Die Untersuchungen haben gezeigt, dass eine Filterordnung von mehr als zwei keinen praktischen Vorteil bringt. Wie anhand des Frequenzgang-Diagramms in der [Abbildung 5.13](#) zu sehen ist, liefert die ausgewählte Filterordnung genug deterministische Filterung für vorgegebene Eckfrequenzen (1-7 Hz). Mit den Fahrversuchen auf den Fahrbahnen mit schlechten und guten Eigenschaften wurde erkannt, dass durch den Einsatz einer adaptiven Filterung stets bessere Messergebnisse erhalten werden können als ohne adaptive Filterung. Demnach sind auf einer Seite die Phasenverschiebungen durch eine Tief-

passfilterung geringer, auf der anderen Seite ist die Leistung der Filterung für den Einsatz auf Fahrbahnen mit schlechten Eigenschaften besser.

5.2 Fahrsituationserkennung

5.2.1 Anwendung der dargestellten Methoden auf fahrdynamische Messgrößen

5.2.1.1 Steigungs- und Schräglaufwinkeldifferenzmethode für die Fahrsituationserkennung

Im Folgenden werden die beschriebenen Methoden nun für vergleichende Untersuchungen an einem realen Fahrzeug eingesetzt.

In der [Abbildung 5.21](#), [Abbildung 5.22](#) und [Abbildung 5.23](#) ist ein Vergleich zwischen der konventionellen Methode und der Steigungsdifferenzmethode dargestellt. Es sind die simulierten und gemessenen Gierraten, die Differenz zwischen simulierten und gemessenen Gierraten und schließlich die normierte Steigungsdifferenz zwischen den Regressionsgeraden von gemessenen Lenkwinkel und Gierrate zu sehen. Alle Fahrmanöver wurden jeweils mit einer entsprechend konstanten Geschwindigkeit gefahren, wobei kontinuierlich die Lenkwinkelamplituden zunehmen.

Die Toleranzgrenzen (für die Differenz zwischen simulierten und gemessenen Gierraten) der konventionellen Methode liegen bei einem bestimmten Wert c (gekennzeichnet mit horizontalen Linien) und sind in den Abbildungen der Differenzgierrate eingezeichnet. Analog dazu sind die Toleranzgrenzen (ebenfalls gekennzeichnet mit horizontalen Linien) der Steigungsdifferenzmethode in Abbildungen (siehe bspw. [Abbildung 5.23](#)) der normierten

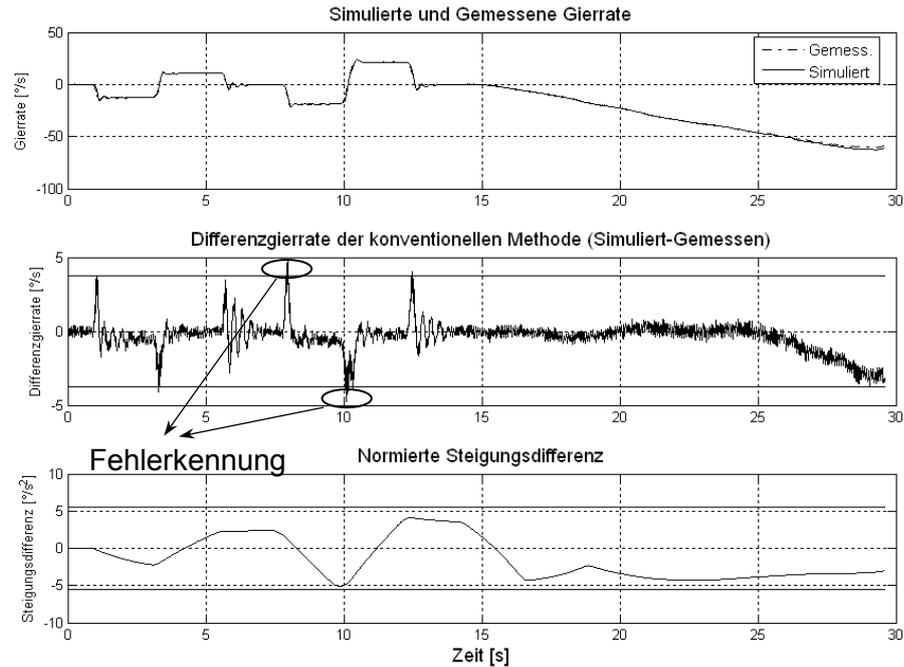


Abbildung 5.21: Fehlererkennung der konventionellen Methode mit einer Fahrzeuggeschwindigkeit von 20 km/h

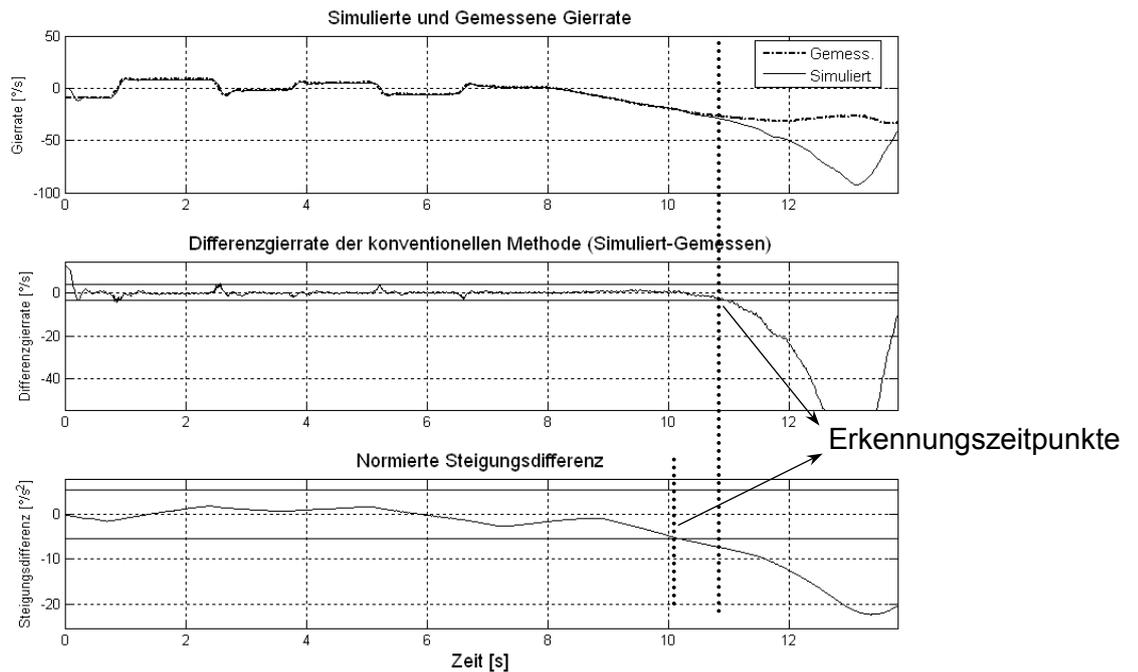


Abbildung 5.22: Vergleich der Methoden beim Untersteuern mit einer Fahrzeuggeschwindigkeit von 60 km/h

Steigungsdifferenz und die Eingriffszeitpunkte der konventionellen Methode (gekennzeichnet mit vertikal-gestrichelten Linien) zu sehen. Diese Toleranzgrenzen für die Steigungsdifferenz sind $\pm 5,5 \text{ } ^\circ/\text{s}^2$.

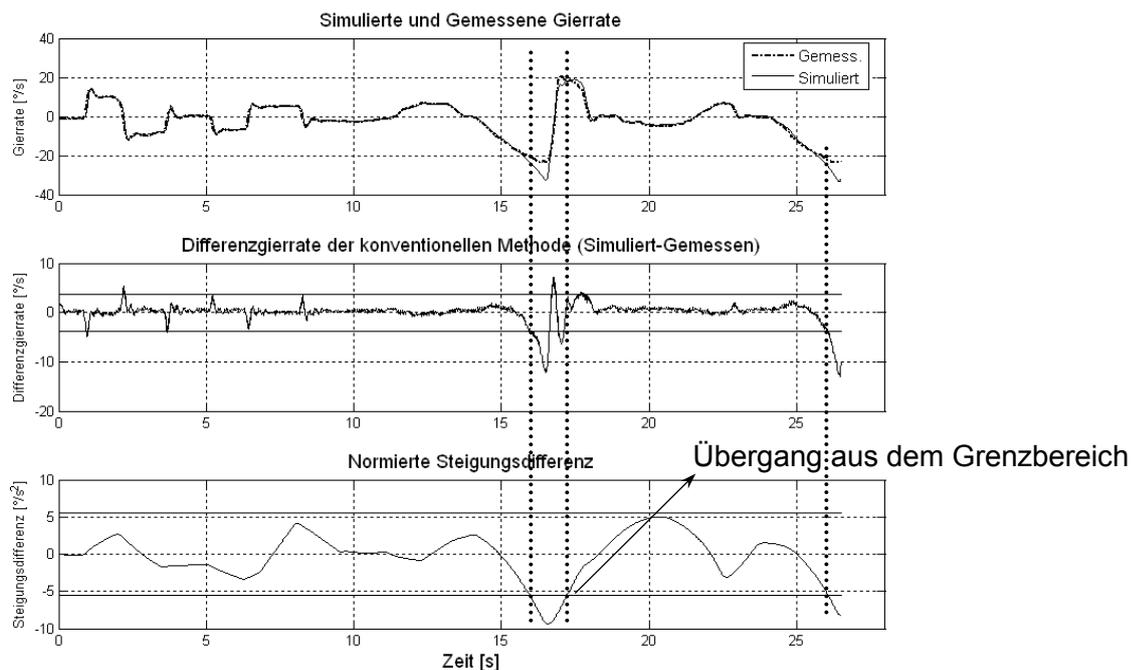


Abbildung 5.23: Vergleich der Methoden beim Übergang aus dem Grenzbereich mit einer Fahrzeuggeschwindigkeit von 80 km/h

Es ist bei den hier betrachteten Fahrmanövern zu erkennen, dass die Steigungsdifferenzmethode ihre Grenzen früher oder gleichzeitig wie die Differenz zwischen simulierten und gemessenen Gierraten, überschreitet. Im Gegensatz zu konventionellen Methoden liefert die Steigungsdifferenzmethode bei geringen Fahrzeuggeschwindigkeiten keine Falscherkennung (bzw. im Kapitel 4.1 erwähnte Fehleingriffe) des Übergangs in den Grenzbereich, siehe [Abbildung 5.22](#). Um diese fehlerhafte Erkennung zu vermeiden, sind bei der konventionellen Methode Zusatzmaßnahmen für die geringen Fahrzeuggeschwindigkeiten zu behandeln. Dadurch liefert die neue Methode eine zusätzliche Robustheit für die Erkennung des Übergangs in den fahrdynamischen Grenzbereich.

Die Steigungsdifferenzmethode lieferte ausnahmsweise bei den lang anhaltenden quasistationären kritischen Fahrzuständen unzulängliche Ergebnisse. Beispielsweise beim einem quasistationären Übersteuern, von länger als 6 Sekunden, ist die Differenz der Steigungen zwischen dem Lenkwinkel- und Gierratensignal sehr gering, obwohl eine querdynamisch kritische Fahrsituation vorliegt.

Nach all diesen Erläuterungen wird ein Identifikator für Unter- und Übersteuern benötigt, weshalb als nächstes auf die Nutzung der Schräglaufwinkeldifferenzmethode zur Erkennung des Übergangs in den fahrdynamischen Grenzbereich eingegangen wird.

Nach der Definition für das Steuerverhalten eines Fahrzeuges werden dazu die Schräglaufwinkel der Vorder- und Hinterachse verglichen. Bei größeren Schräglaufwinkeln vorn hat das Fahrzeug danach ein untersteuerndes, im umgekehrten Fall ein übersteuerndes Verhal-

ten. Neutrales Verhalten liegt definitionsgemäß vor, wenn die Schräglaufwinkel vorne und hinten gleich sind (vgl. (Mitschke & Wallentowitz, 2004)).

Um die in diesem Kapitel erläuterte Methode zu untersuchen wurden Fahrmanöver mit gemessenen Schräglaufwinkeln betrachtet. Prinzipiell besteht die Möglichkeit optische Sensoren für die Bestimmung der Schräglaufwinkel einzusetzen (vgl. (Göbel, 2009)). Im Serieneinsatz ist jedoch die Verwendung von optischen Messmethoden zur Bestimmung der Schräglaufwinkel aus Kostengründen nicht denkbar. Aus diesen Gründen wird anstelle der aufwändigen Messung einzelner Schräglaufwinkel (vorne, hinten), die Schräglaufwinkeldifferenz verwendet.

Die Gleichung der Schräglaufwinkeldifferenz ist nach (Zomotor, 1993) für kleine Winkel und ohne Hinterachslenkung wie folgt:

$$|\alpha_v| - |\alpha_h| = \begin{cases} \delta_v - \frac{l\dot{\psi}}{v_x} & \text{für } \delta_v \geq 0 \\ -\delta_v + \frac{l\dot{\psi}}{v_x} & \text{für } \delta_v < 0 \end{cases} \quad (5.3)$$

wobei: l : Radstand,

v_x : Fahrzeuglängsgeschwindigkeit,

δ_v : Lenkwinkel des Vorderrades,

$\dot{\psi}$: Gierrate ist.

Die Bedingungen sind somit gleichbedeutend mit:

$$|\delta_v| - \left| \frac{l\dot{\psi}}{v} \right| > 0 \quad \text{Untersteuerndes Fahrzeug} \quad (5.4)$$

$$|\delta_v| - \left| \frac{l\dot{\psi}}{v} \right| < 0 \quad \text{Übersteuerndes Fahrzeug} \quad (5.5)$$

Anhand zur Verfügung stehender Fahrmanöver wird für die berechneten Schräglaufwinkeldifferenzen ein Grenzwert bestimmt, ab dem der Erkennungsalgorithmus in Kombination mit der Steigungsdifferenzmethode einen Eingriff zulässt, siehe [Abbildung 5.2](#). Für unseren Anwendungsfall liegt dieser Wert bei $\pm 3^\circ$. Ist dieser Wert größer als $+3^\circ$, dann liegt Untersteuern vor. Ist er kleiner als -3° , dann übersteuert das Fahrzeug.

Diese Methode liefert jedoch auf Grund der o.g. Annahmen besonders bei geringen Fahrzeuggeschwindigkeiten (0-40 km/h) unzulängliche Ergebnisse. Zudem ist sie für den Fall des Querrutschens (Fahrzeug-Längsgeschwindigkeit = 0) ungültig.

Trotz dieser Defizite dient die Berechnung der Schräglaufwinkeldifferenz als eine Hilfsmethode für die Steigungsdifferenzmethode, siehe [Abbildung 5.24](#). Sie liefert einerseits die Fahrzustandsinformation (Unter-/Übersteuern), andererseits dient sie der Aufhebung des

bereits erwähnten Ausnahmefalls der Steigungsdifferenzmethode. Viele Beispiele der Messungen mit echten fahrdynamischen Messdaten sind im Anhang B2 dargestellt.

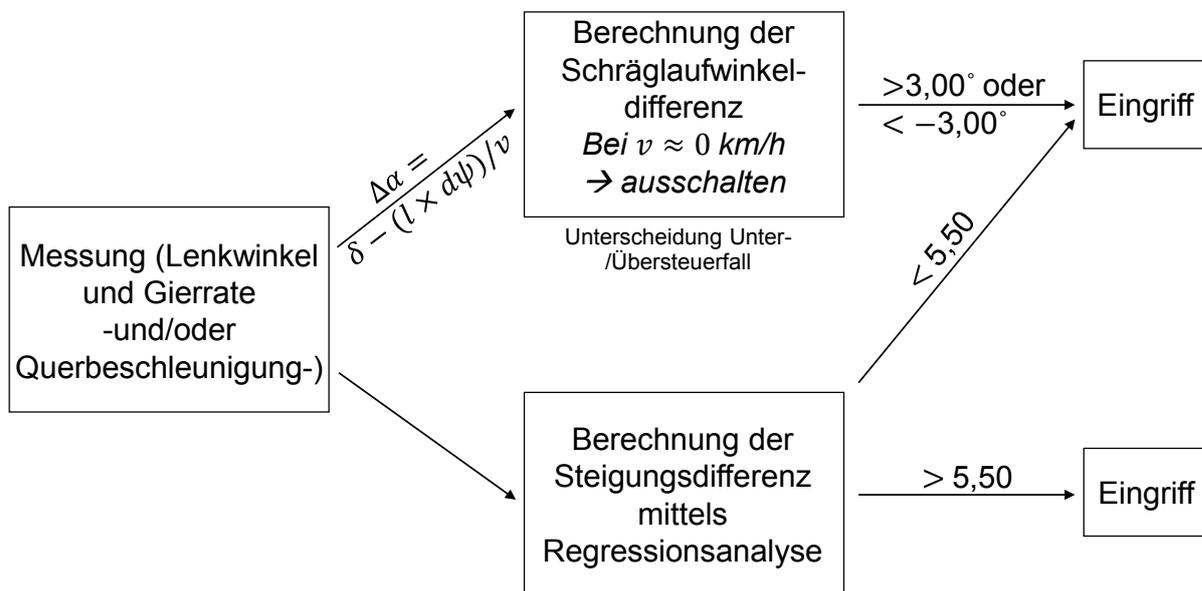


Abbildung 5.24: Funktionsweise der Kombination zweier Methoden

Ferner wird in der Tabelle 6 die Vor- und Nachteile der dargestellten Methoden gezeigt.

Tabelle 6: Vor- und Nachteile der dargestellten Methoden gegenüber bisherigen modellbasierten Verfahren

	Steigungsdifferenz	Schräglaufwinkeldifferenz	Kombination beider Methoden
Vorteile	<ul style="list-style-type: none"> • Robust gegenüber sich ändernder linearer Fahrzeugparameter • Fahrzeugspezifischer Applizierungsaufwand nur für die Normierung erforderlich • Prinzipiell schnellere Erkennung möglich → kleine Eingriffsschwellen 	<ul style="list-style-type: none"> • Robust gegenüber sich ändernder linearer Fahrzeugparameter • Kein fahrzeugspezifischer Applizierungsaufwand • Klare Erkennung des Fahrzustandes 	<ul style="list-style-type: none"> • Robust gegenüber sich ändernder linearer Fahrzeugparameter • Fahrzeugspezifischer Applizierungsaufwand nur für die Normierung erforderlich • Schnelle und klare Erkennung des Grenzbereichs
Nachteile	<ul style="list-style-type: none"> • Versagen bei sehr langen Instabilitäten • Abhilfe: Verknüpfung mit der Erkennung über die Schräglaufwinkeldifferenz 	<ul style="list-style-type: none"> • Ungültig bei $v = 0$ km/h bzw. nicht robust kleiner 40 km/h • Tatsächliche Fahrzeuschwerpunkts-geschwindigkeit wird benötigt 	<ul style="list-style-type: none"> • Bedarf weiterer Untersuchungen

5.2.1.2 Nutzung der Kohärenz zur Erkennung nichtlinearen Fahrverhaltens

Die Kohärenz bietet die Möglichkeit, Signale unabhängig von der Zeitverzögerung (z. B. zwischen dem gemessenen Lenkwinkel und der gemessenen Querschleunigung oder Gierrate) zu analysieren. Kohärenz bestimmt den Grad des linearen Systemverhaltens gemäß

- Additivität: $f(x + y) = f(x) + f(y)$ und
- Homogenität: $K \cdot f(x) = f(K \cdot x)$ (mit $K = \text{Konstante}$ und $\cdot = \text{Multiplikation}$)

Damit kann man genau erkennen bei welcher Frequenz es sich um ein lineares Systemverhalten handelt. Ist z. B. bei einem bestimmten Frequenzwert f_1 die Kohärenz 1, dann heißt es, dass sich das System bei dieser Frequenz vollständig linear verhält. Beträgt die Kohärenz 0, dann kann dies als vollständig nichtlineares Verhalten interpretiert werden. Dabei wurde davon ausgegangen, dass der Fahrer die Fahrdynamik im Wesentlichen zwischen 0 – 5 Hz beeinflussen kann.

Die Funktion „mscohere“ von Matlab bietet die Möglichkeit für die Berechnung der Kohärenz. Jedoch können nicht alle gewünschte Parameter beliebig verändert werden. Das sind z. B. das gewünschte Frequenzspektrum und die Segmentlänge, die nachfolgend noch näher erläutert werden. Andererseits ist diese Funktion nicht dokumentiert verfügbar, was die Interpretation der Ergebnisse erschwert. Deswegen wurde im Rahmen dieser Arbeit ein Kohärenz-Analyseverfahren programmiert (cohere_analyse), deren Parameter man beliebig beeinflussen kann. Die Analysen haben gezeigt, dass die Güte dieser Funktion mit der von Matlab ähnlich ist. Für die Aussagekraft der Kohärenzfunktion ist es notwendig und ausreichend, dass die Funktion den Wert eins bei vollständig linearer Abhängigkeit annimmt. Umgekehrt muss die Funktion bei vollständig nicht-linearer Abhängigkeit theoretisch den Wert null annehmen. In [Abbildung 5.25](#) ist die Güte von den beiden Funktionen am Beispiel $x = 20\sin(2\pi 20t) + 6\sin(2\pi 25t)$ und $y = 25\sin(2\pi 25t)$ zu sehen.

Die wichtigsten Variablen, die die Analyse beeinflussen, werden hier erläutert. Weitere Informationen und die Programmierung mit Matlab sind im Anhang [A2](#) enthalten. „NS“ ist die Sampleanzahl des betrachteten Fensters. „L“ ist die Segmentanzahl, „D“ ist die Zahl der Abtastwerte, die für 50% Überlappung (50% Überlappung gilt: $M = 2 \cdot D$) benötigt wird. „M“ ist die Zahl der Abtastwerte eines Segmentes. (Siehe [Abbildung 4.8](#)) „delta_f“ ist die Frequenzauflösung der Kohärenz. Mit „w“ wird das Hamming Fenster definiert. Diese Parameter werden dann für die Spektralschätzung bzw. Kohärenzanalyse mittels Welch Methode verwendet, vgl. Abschnitt [4.2.1.1](#).

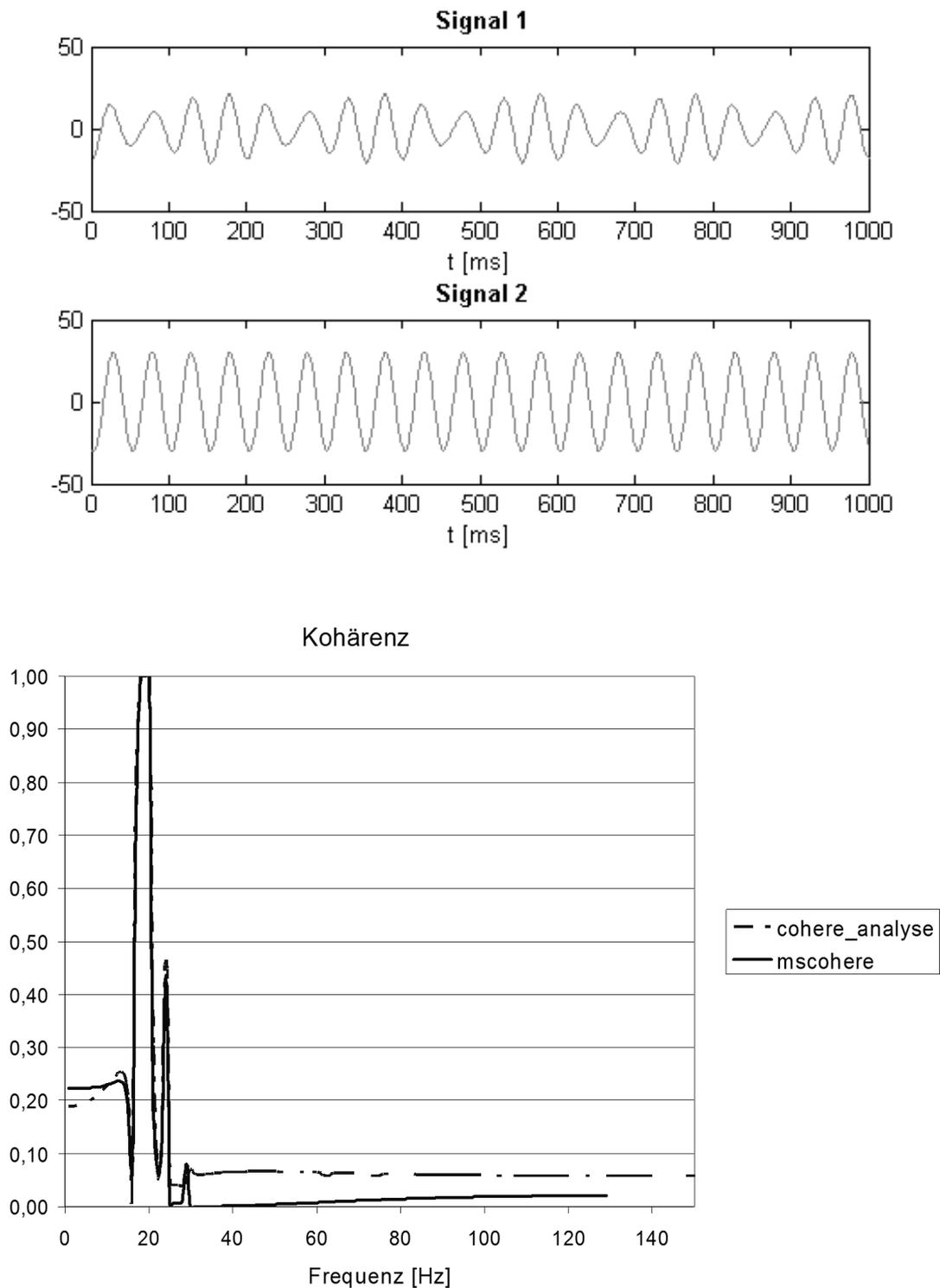


Abbildung 5.25: Beispielhafter Vergleich der Kohärenzfunktion von Matlab (mscohere) und der programmierten Funktion via Welch-Methode (cohere_analyse)

In diesem Kapitel wird mit Beispielen erläutert, wovon die Kohärenz wesentlich beeinflusst wird und wie gut sie folglich für den Anwendungsfall dieser Arbeit geeignet ist. Dabei wird ein Simulink Modell verwendet, um die Kohärenz zweier Signale zu untersuchen.

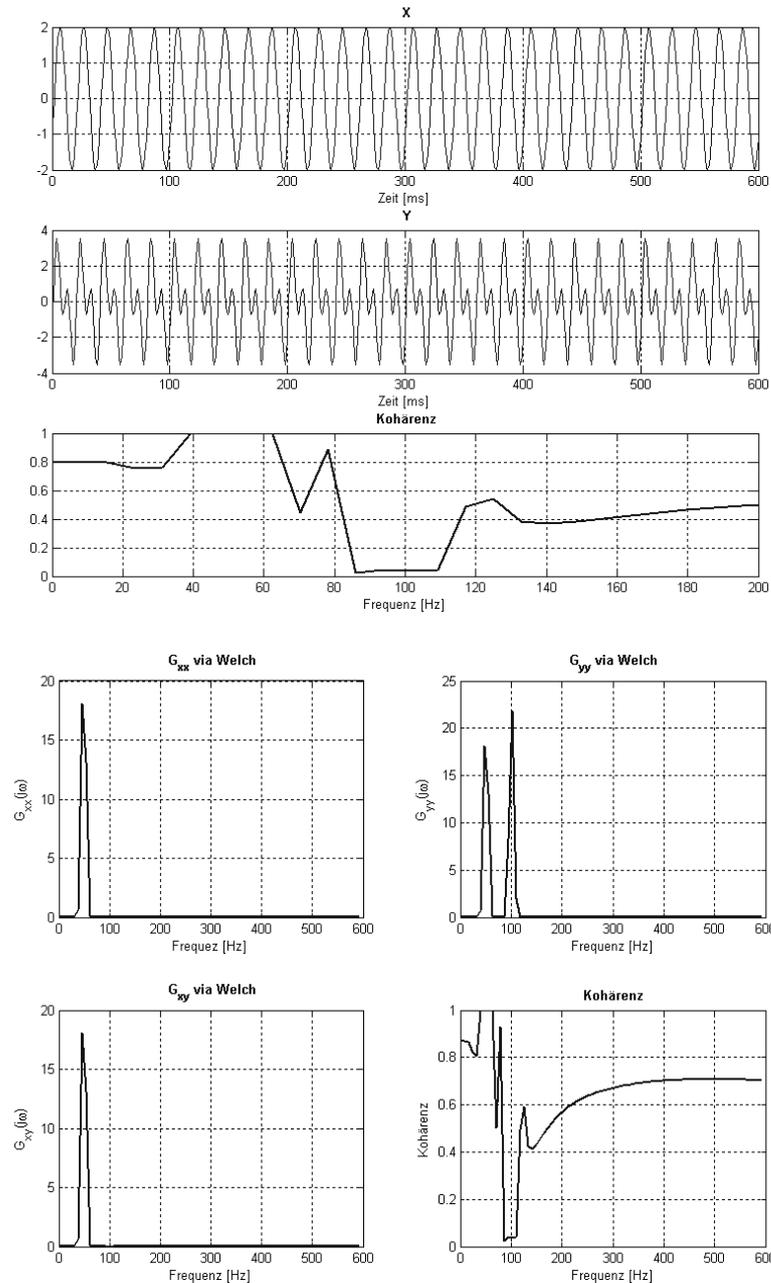


Abbildung 5.26: Die Kohärenzberechnung der Signale $x = 2\sin(2\pi 50t) + \sin(2\pi 100t)$ und $y = 2\sin(2\pi 50t)$

Abbildung 5.26 zeigt die Leistungsdichtespektren der Signale:

$$x = 2\sin(2\pi 50t) + 2\sin(2\pi 100t) \text{ und}$$

$$y = 2\sin(2\pi 50t)$$

In den nächsten Abbildungen sind die entsprechenden Kreuzkorrelationen und die Leistungsdichtespektren der Signale ebenfalls dargestellt. Zusätzlich ist die Kohärenz einmal von 0 bis 200 Hz und einmal 0 bis 600 Hz dargestellt.

Das Signal x zeigt Amplitudenpeaks bei 50 Hz und 100 Hz und y bei 50 Hz. Erwartungsgemäß zeigt die Kohärenz in [Abbildung 5.26](#) bei 50 Hz eine vollständige lineare Abhängigkeit

(d.h. Kohärenz ist gleich eins). Ferner ist die Kohärenz bei 100 Hz minimal. Der Grund dafür ist, dass die Kohärenzfunktion auf Spektralschätzungen basiert. Nur bei 50 Hz zeigt die Kohärenz eindeutiges lineares Systemverhalten. Da das Eingangssignal x deutliche Amplituden bei 100 Hz zeigt, im Gegensatz zum Ausgangssignal y , kann die Kohärenz eindeutig eine Nichtlinearität erkennen. Additivität und Homogenität sind bei 100 Hz nicht gültig. Die Kohärenzwerte außer 50 und 100 Hz sind statische Schätzung der Kohärenzfunktion und abhängig von der Spektralschätzungsmethode. Wäre die Spektralschätzung genauer, so wären die Kohärenzwerte außer 50 Hz kleiner.

In [Abbildung 5.27](#) und [Abbildung 5.28](#) sind zwei Signale:

$$x = 2\sin(2\pi 51t) + 2\sin(2\pi 100t) \text{ und}$$

$$y = 2\sin(2\pi 50t)$$

betrachtet, die keinen gemeinsamen Frequenzwert haben.

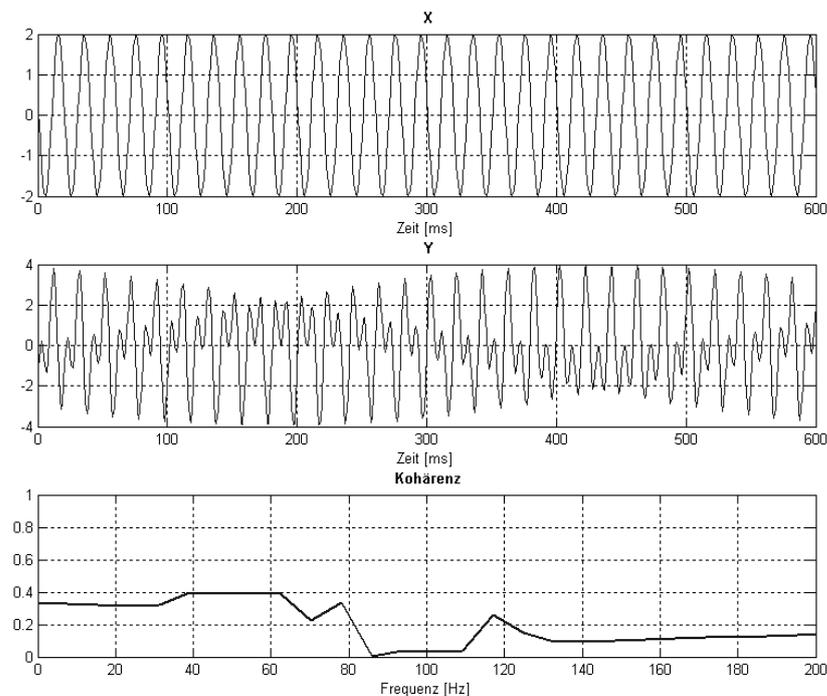


Abbildung 5.27: Die Kohärenzberechnung der Signale $x = 2\sin(2\pi 51t) + \sin(2\pi 100t)$ und $y = 2\sin(2\pi 50t)$

Dies bedeutet, dass diese Signale über den gesamten Frequenzbereich nach Additivität und Homogenität keine Linearität haben. [Abbildung 5.28](#) zeigt ebenfalls, dass keine Linearität zwischen den Eingang x und Ausgang y bestehen. Für die Genauigkeit der Spektralschätzung spricht, dass sogar nah beieinander liegende Frequenzwerte keine Kohärenz von 1 erzeugen. Dennoch zeigt die Kohärenzanalyse ein Peak zwischen 40 Hz und 50 Hz, da die Frequenz 51 Hz und 50 Hz dicht nebeneinander liegen. Wäre die Frequenzauflösung kleiner als 1 Hz, so wäre kein Peak zu erwarten.

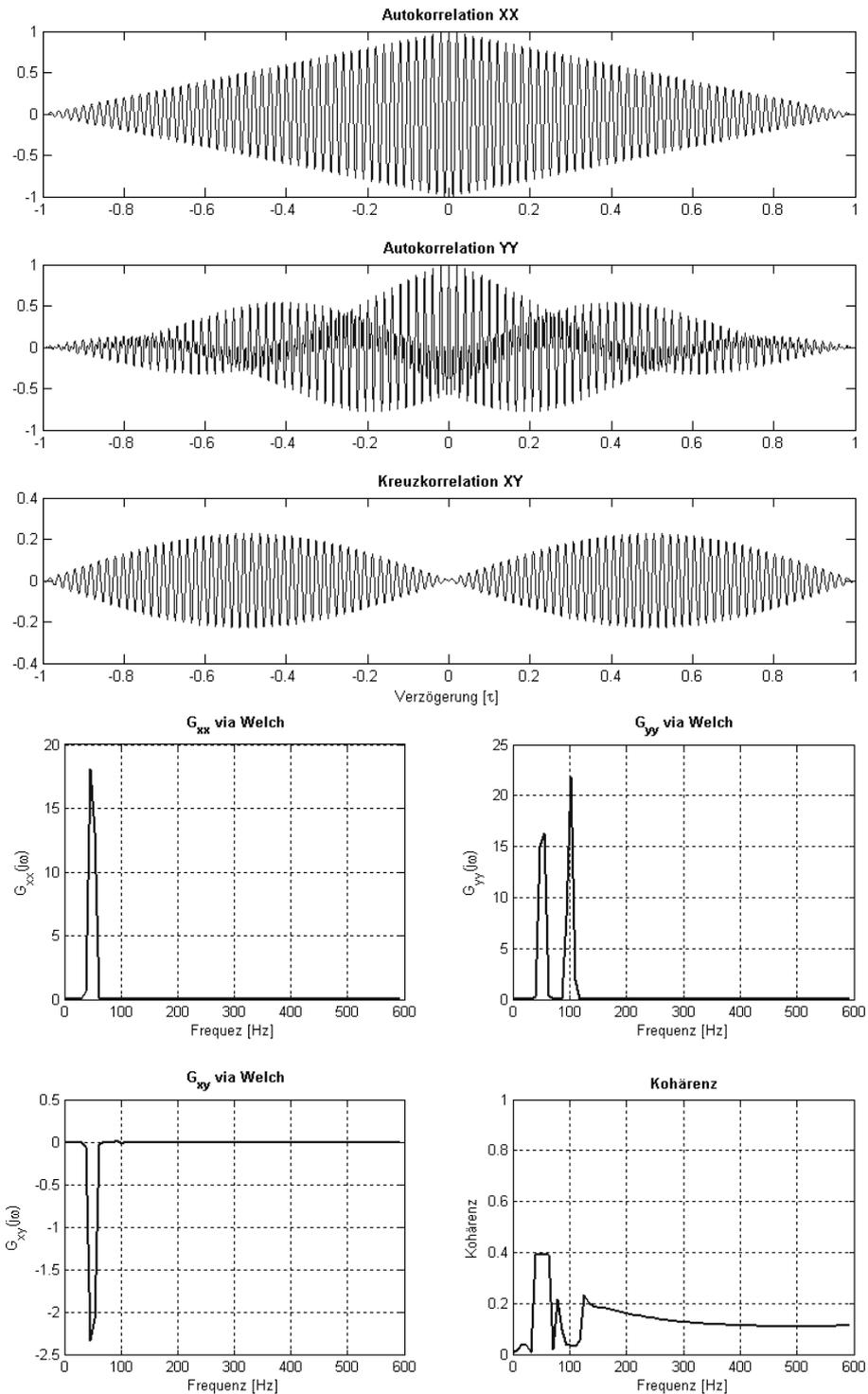


Abbildung 5.28: Die Korrelationsfunktionen und die Kohärenzberechnung der Signale $x = 2\sin(2\pi 51t) + \sin(2\pi 100t)$ und $y = 2\sin(2\pi 50t)$

In [Abbildung 5.29](#) wurden diesmal folgende Signale:

$$x = \sin(2\pi 50t) + 2(\text{randn}(\text{size}(t))) \text{ und}$$

$$y = \sin(2\pi 50t) + 0.5\sin(2\pi 100t)$$

betrachtet, wobei dem zweiten Signal weißes Rauschen hinzugefügt wurde. In [Abbildung 5.29](#) wird es deutlich, dass die Kohärenz vom Rauschen nur sehr gering beeinflusst wird. Die Autokorrelationsfunktion von x zeigt bei $\tau = 0$ einen Peak, der größtenteils vom weißen Rauschen verursacht wird. Trotz dieses Rauschens entsteht nur kleine Abweichung von 1 bei 50 Hz. Verglichen mit der [Abbildung 5.26](#), zeigt die Kohärenz mit weißem Rauschen im Spektrum größer als 50 Hz niedrigere Werte. Das ist ein Resultat dessen, dass weißes Rauschen alle Frequenzen beinhaltet und deswegen die Kohärenz über dem gesamten Frequenzbereich ein nichtlineares Systemverhalten zwischen den Signalen $x(t)$ und $y(t)$ erkannt hat. Es kann also behauptet werden, dass das Hinzufügen eines weißen Rauschens zum Eingangssignal ein genaueres Kohärenzspektrum ergibt.

Es ist $\frac{Y}{X} = \frac{1}{0,05s+1}$ definiert. Im Kapitel [3.4](#) wurde schon erklärt warum dieses Übertra-

gungsverhältnis einen Nachteil für die Erkennung der Nichtlinearität liefert. Vorteilig wäre es, wenn dieses Phänomen mittels Kohärenz eliminiert werden könnte. [Abbildung 5.30](#) zeigt ein Beispiel für einen Lenkwinkelsprung bei einem linearen Modellverhalten mit einer Übertragungsfunktion $\frac{Y}{X} = \frac{1}{0,05s+1}$. In [Abbildung 5.30](#) ist zu erkennen, dass die Kohärenzanalyse die

lineare Abhängigkeit richtig interpretiert und gleich eins ist.

Eine Möglichkeit für die Erkennung linearen Systemverhaltens (gemäß Homogenität und Additivität) liefert die Kohärenzanalyse. Mit ihr kann der Grad der Nichtlinearität zwischen Systemeingang (z. B. Lenkwinkel) und Systemausgang (z. B. Quereschleunigung oder Gier rate) zu einer bestimmten Frequenz ermittelt werden. Ist die Kohärenz im Frequenzband 0-5 Hz kleiner als 1, so kann der Übergang in den fahrdynamischen Grenzbereich (untersteuerndes Fahrzeug) erkannt werden, siehe [Abbildung 5.31](#).

Aufgrund der Tatsache, dass der Kohärenzwert bei der betrachteten Frequenzbereich von 1 abweicht, erfolgt die Erkennung kritischen Fahrzeugverhaltens. Wie es oben genannt wurde, gibt es jedoch mehrere Gründe für von 1 abweichende Kohärenzen. Diese Gründe müssen beseitigt werden (durch Fensterung werden Leckeffekte vermindert, durch Autokorrelation wird das Rauschanteil im Signal gehoben etc.), damit die Kohärenz nicht fälschlicherweise von 1 abweicht.

Es gibt mehrere Methoden für die Kohärenzberechnung. Nachdem eine geeignete Methode für die Kohärenzanalyse gefunden ist, kann diese Methode auf der Weise angewendet werden, indem die Lenkwinkel- und Quereschleunigungssignale nach ihrem kohärenten Verhalten analysiert werden. Ein Beispiel an einem untersteuernden Fahrzeug ist in [Abbildung 5.32](#) zu sehen, wobei die Lenkwinkel- und Quereschleunigungssignale (zusätzlich die Gier ratsignal) einen nichtlinearen Zusammenhang im Niederfrequenzbereich aufweisen.

Der Kohärenzwert wird im Niederfrequenzbereich betrachtet, weil es angenommen wird, dass der Fahrer maßgeblich unter 5 Hz lenkt, vgl. [Abbildung 5.31](#). Die Abweichung des Kohärenzwertes von 1 in diesem Beispiel soll auf ein nichtlineares Fahrverhalten hinweisen. Für die

Erhöhung der Frequenzauflösung muss die betrachtete Fensterlänge verlängert werden, was gleichzeitig den Nachteil hat, dass die Kohärenzanalyse auf plötzliche Änderungen wenig sensibel reagiert.

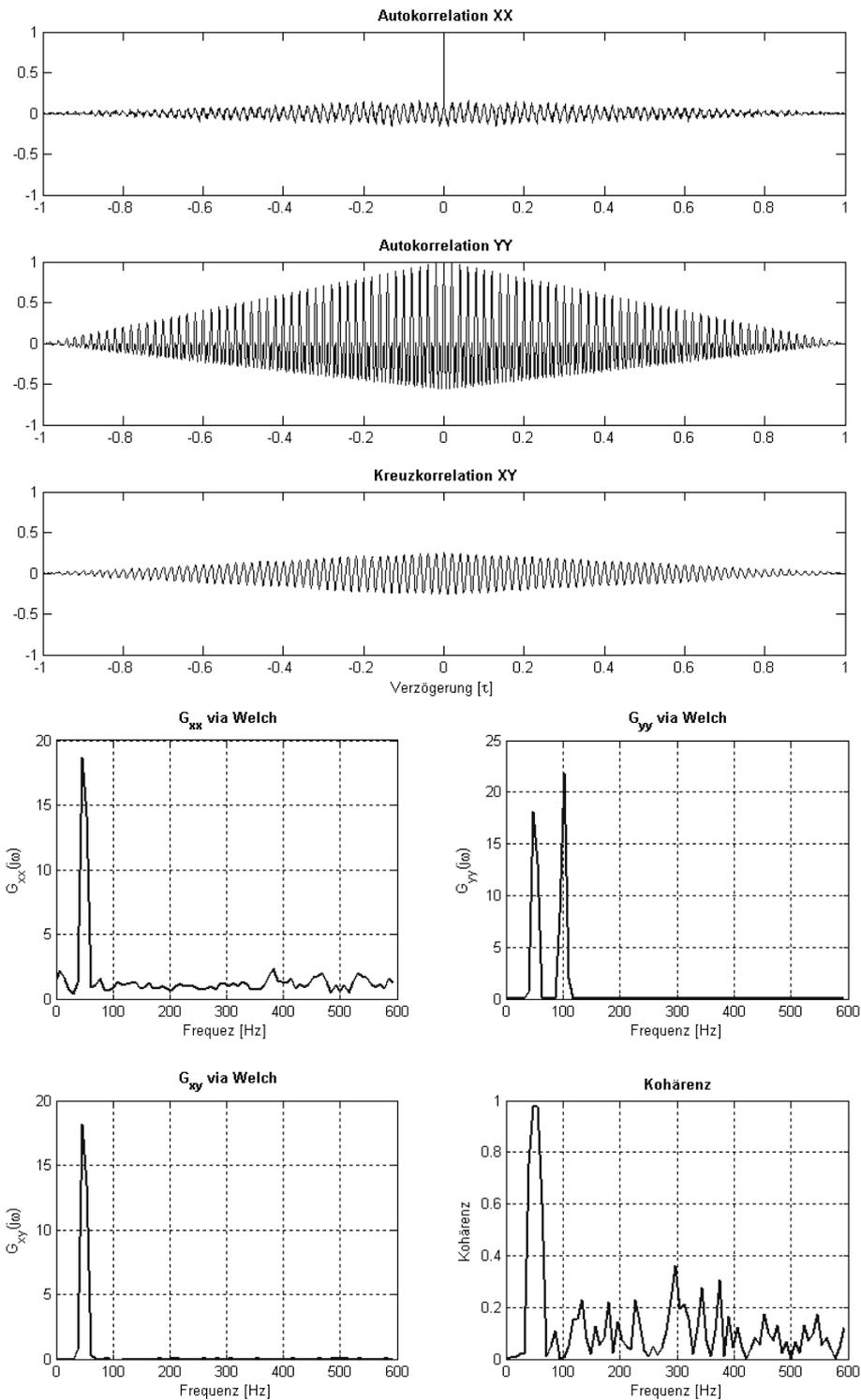


Abbildung 5.29: Die Kohärenzberechnung der Signale $x = \sin(2\pi 50t) + 2(\text{randn}(\text{size}(t)))$ und $y = \sin(2\pi 50t) + \sin(2\pi 100t)$

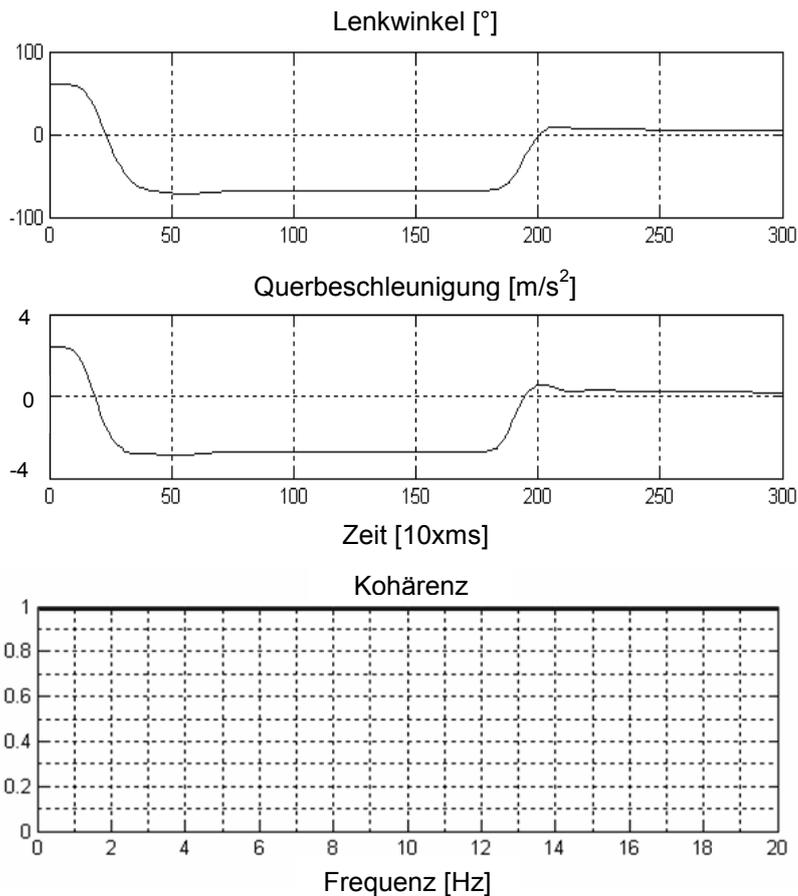
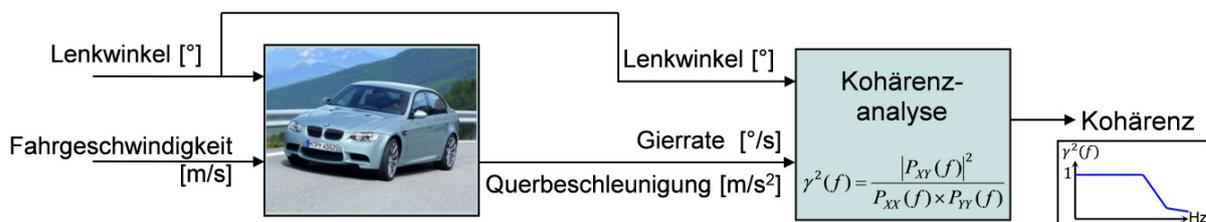


Abbildung 5.30: Beispiel für Lenkwinkelsprung bei völlig linearen Modellverhalten



z. B. wenn Kohärenz = 1 im Frequenzbereich 0–5 Hz
→ Lineares Fahrzeugverhalten

Abbildung 5.31: Vorgehensweise bei der Nutzung der Kohärenzmethode

5.2.2 Fazit

In Abschnitt 5.2 wurden die folgenden drei neuen Methoden zur Erkennung des fahrdynamischen Grenzbereichs vorgestellt:

- Steigungsdifferenzmethode
- Schräglaufwinkeldifferenzmethode
- Kohärenzanalyse

Vierversprechende Ergebnisse liefert die Methode der Steigungsdifferenzen, wobei die Steigungsdifferenz von den Lenkwinkel- und Querbeschleunigungssignalen innerhalb eines Beobachtungsfensters anhand der einfachen Regressionsanalyse ermittelt wird. Für die betrachteten Fahrversuche mit Fahrzeuggeschwindigkeiten von 10 km/h bis 130 km/h zeigte diese Methode eine robuste Erkennung des fahrdynamischen Grenzbereichs. Zudem hat die Steigungsdifferenzmethode bei dem gleichen oder zu einem früheren Zeitpunkt (im Vergleich zur modellabhängigen Methode) die kritischen Fahrzustände erkannt.

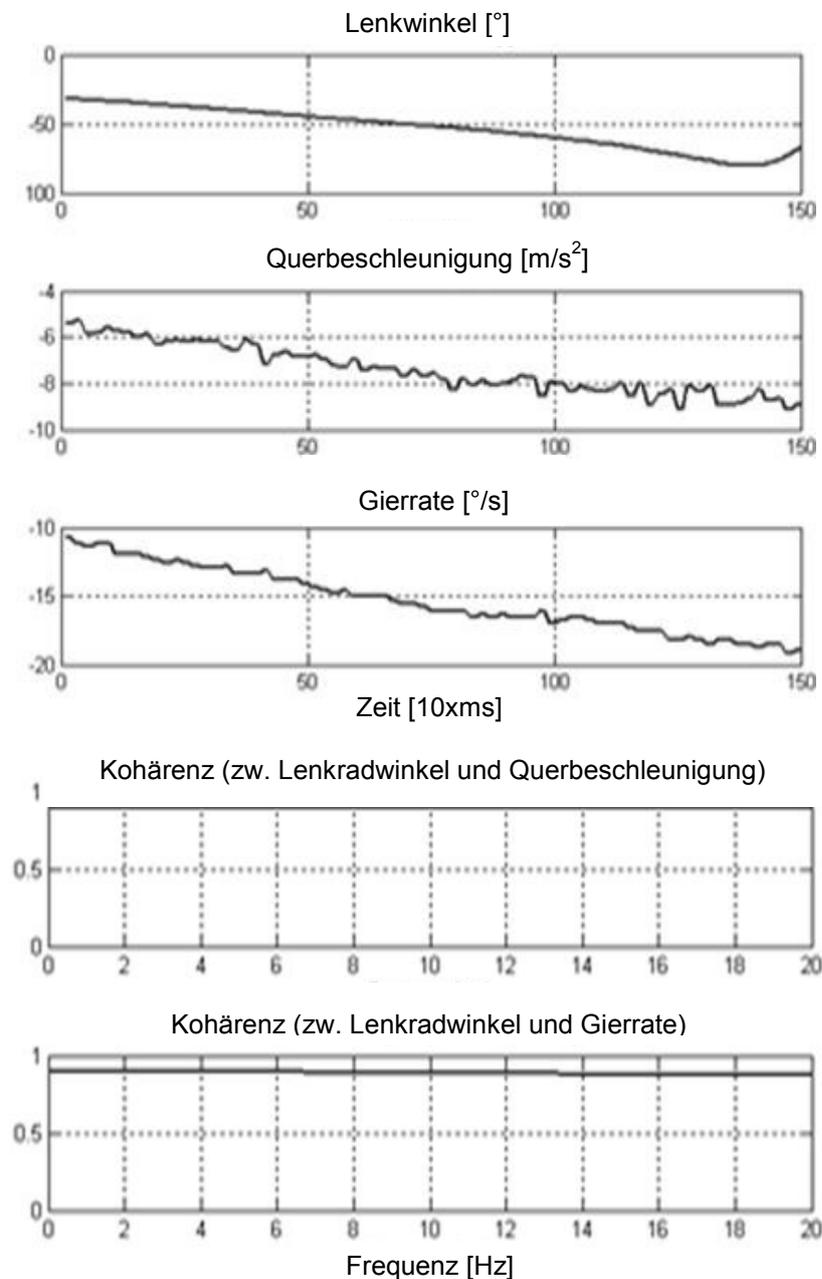


Abbildung 5.32: Von 1 abweichende Kohärenzfunktion beim Übergang ins Untersteuern eines Fahrzeuges

Unzulängliche Ergebnisse liefert die Methode der Steigungsdifferenz, wenn sich das Fahrzeug lange im fahrdynamischen Grenzbereich befindet. Beispielsweise beim lang anhaltenden quasistationären Übersteuern ist die Differenz der Steigungen zwischen Lenkwinkel- und Gierratensignal sehr gering, obwohl sich das Fahrzeug im Grenzbereich befindet.

Die Methode der Schräglaufwinkeldifferenz wird in dieser Arbeit als ein Indikator für die Instabilität verwendet und liefert zusätzlich Informationen über unter- und übersteuerndes Fahrverhalten. Diese Methode liefert jedoch robuste Ergebnisse nur ab 40 km/h und ist für den Fall des Querrutschens (Fahrzeug-Längsgeschwindigkeit = 0) ungültig.

Die Kombination beider Ansätze ermöglicht die Aufhebung des o.g. Ausnahmefalls der Steigungsdifferenzmethode, siehe auch [Tabelle 6](#). Auch wenn sich das Fahrzeug lange im instabilen Zustand befindet, liefert die Schräglaufwinkeldifferenzmethode kontinuierlich eine robuste Erkennung, die dann von der Steigungsdifferenzmethode verfeinert wird. Die Schräglaufwinkeldifferenzmethode liefert dabei den Fahrzustand (Unter-/Übersteuern) und die Steigungsdifferenzmethode das Maß für das kritische Fahrverhalten. Somit kann durch die Kombination beider Methoden eine robuste und schnelle Erkennung des fahrdynamischen Grenzbereichs für Lenkassistentenfunktionen prinzipiell ermöglicht werden. Weitere Messergebnisse sind im Anhang [B1](#), [B2](#) und [B3](#) zu sehen.

Die Methode mittels Kohärenzanalyse basiert auf der Bestimmung der Kohärenz. Die lineare Abhängigkeit von Lenkwinkel und Querbearbeitung (sowie Gierrate) wurden mittels der Kohärenzfunktion untersucht. Die Matlab-Routine für die Umsetzung der Funktion ist im Anhang [A](#) zu sehen. Dabei wurde die populäre Welch-Methode zur Schätzung des Leistungsdichtespektrums angewendet. Die Untersuchungen haben gezeigt, dass die Güte der Kohärenz stark von der Spektralschätzungsmethode abhängig ist. Die Kohärenzmethode lieferte bei betrachteten plötzlichen kritischen Fahrsituationen unzulängliche Ergebnisse. Der Hauptgrund dafür war, dass die Welch-Methode stark von den Eigenschaften des Signals und der Länge des Beobachtungsfensters (bzw. Frequenzauflösung) abhängig ist. Dies kann möglicherweise durch die Verwendung anderer Spektralschätzungsmethoden wie z. B. Blackmann-Tukey oder mit sog. parametrischer Spektralschätzung behoben werden.

6 Zusammenfassung

6.1 Darstellung des Gesamtkonzepts

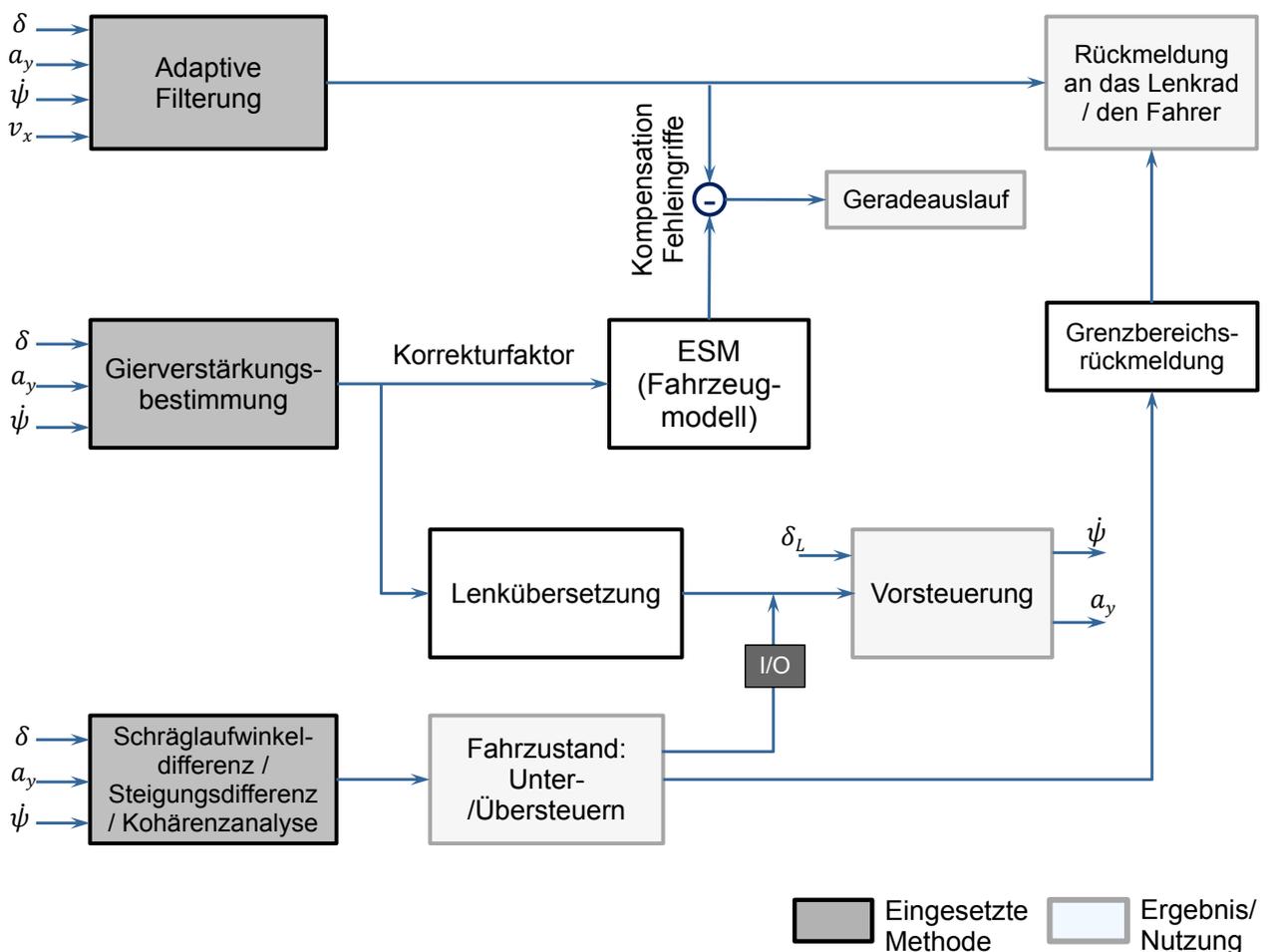


Abbildung 6.1: Funktionsweise des Gesamtkonzepts

In diesem Abschnitt wird die sinnvolle Verknüpfung der in dieser Arbeit dargestellten Methoden dargestellt. Die Gründe zur Einsetzung der jeweiligen Methode wurden in den entsprechenden Kapiteln erläutert.

Wie in [Abbildung 6.1](#) zu erkennen ist, wird die adaptive Filterung direkt für die Verbesserung der Lenkmomentenerstellung und somit für die Lenkmomentenrückmeldung verwendet. Mit einer sinnvolleren Querschleunigungsfilterung wird sowohl für EPS- als auch für SbW-Systeme das erzeugte, zu der gegenwärtigen Fahrsituation passende Lenkmoment verbes-

sert. Eine zweite Verwendung der adaptiv gefilterten Querbearbeitung ist eine zusätzliche Verbesserung der Fahrsituationserkennung (vgl. mit den im Kapitel 4 dargestellten Methoden) dadurch, dass die Ist-Querbearbeitung von der schlechten Fahrbahnoberfläche nicht mehr stark beeinflusst wird. Somit wird es vermieden, dass die Differenz von Soll-Querbearbeitung (Ausgang des Einspurmodells) zu Ist-Querbearbeitung erwartungstreuer wird. Also werden die in Abschnitt 5.2.1 erwähnten Fehleingriffe vermindert. Der theoretische Hintergrund der adaptiven Filterung ist in Abschnitt 3.2.2 erklärt. Die Spezifikation dieser Methode wie bspw. die Auswahl des Filtertyps IIR wurde anschließend in Abschnitt 5.1.1 erläutert.

Über einen Soll/Ist-Gierverstärkungsvergleich wird mit Gierverstärkungsbestimmung die adaptive Erkennung der Fahrzeugparameteränderung (siehe Abschnitt 5.1.1.1) realisiert. Der Kennwert (Anpassungsfaktor), der aus dieser Methode berechnet wird, wird für die Anpassung der Lenkwinkelübersetzung benutzt. Dieser Anpassungsfaktor beinhaltet eine Logikfunktion, die die Aktualisierung des Anpassungsfaktors zulässt oder vermeidet (vgl. Abschnitt 5.1.1.1 und Abbildung 5.2). Ferner kann dieser Faktor auch für die Verbesserung der Sollwertbildung des Einspurmodells benutzt werden. Mit der Verbesserung der Sollwertbildung des Einspurmodells wird hier die in Abschnitt 4.1.3 dargestellte Defizite gemeint.

Für eine übersichtliche Darstellung der Abbildung 6.1 wurden nur die Basis-Signaleingänge gezeigt. Deshalb muss beachtet werden, dass für die Logikfunktion zur Gierverstärkungsbestimmung und für die adaptive Filterung zusätzliche Größen wie bspw. $\ddot{\psi}$ und δ verwendet werden (siehe Abschnitt 5.1.1.1 und 5.1.1.2).

Über die Schräglaufwinkeldifferenz, Steigungsdifferenz und Kohärenzanalyse wird eine robustere Fahrzustandserkennung ermöglicht (siehe Abschnitt 5.2). Hierzu wird die Unter- und Übersteuerninformation für den Eingriff der Vorsteuerung (Nutzung der angepassten Lenkübersetzung) benötigt. Wenn das Fahrzeug sich im Übersteuern befindet, wird es mittels eines Ein/Aus-Schalteralgorithmus vermieden, dass die Vorsteuerung eingreift, wenn der Anpassungsfaktor aus dem Soll/Ist-Gierverstärkungsvergleich kleiner als eins ist. D.h. in der Praxis, dass eine „indirektere“ Lenkung während des Übersteuerns nicht zugelassen wird. Der Grund dafür ist, dass das Gegenlenken des Fahrers während des Übersteuerns für die Stabilisierung des Fahrzeuges essentiell ist. Durch eine direktere Lenkübersetzung ist somit das Gegenlenken leichter, da der erforderliche Lenkradwinkel kleiner ist. Des Weiteren werden diese Methoden für die Grenzbereichsrückmeldung am Lenkrad verwendet. Grenzbereichsrückmeldung ist wie bereits erläutert, eine Funktion, die über die Lenkmomentänderung/-anpassung den ungeübten Fahrer dabei hilft, das Fahrzeug in kritischen Fahrsituationen zu stabilisieren, vgl. (Groll, et al., 2006). Dies wird mit EPS über Lenkmomentanpassung am Lenkrad realisiert, vgl. Abschnitt 1.1.1. Mit einer Aktivlenkung ist diese Funktionalität sowohl über Lenkmomentanpassung als auch über das Überlagern des Lenkwinkels möglich, vgl. Abschnitt 1.1.2. In diesem Zusammenhang wird bspw. das Lenkmoment erhöht, wenn das Fahrzeug sich im Untersteuern befindet. Somit wird es möglich –auch bei dem Einsatz aktiver Lenksysteme– eine gewünschte Rückmeldung über die gegenwärtige Fahrsituation im

fahrdynamischen Grenzbereich (Unter-/Übersteuern) zu geben, vgl., (Greul & Kreis, 2009). (Bischofberger, et al., 2006). Über die Schräglaufwinkeldifferenz, Steigungsdifferenz und Kohärenzanalyse ist eine bessere Erkennung des Grenzbereichs möglich und somit eine verbesserte Grenzbereichsrückmeldung am Lenkrad. Die bessere Erkennung des Grenzbereichs ist dadurch möglich, da diese Methoden einen kleineren Toleranzbereich (Totzone) erlauben, vgl. Kapitel 4, [Abbildung 4.1](#).

6.2 Fazit der Arbeitsergebnisse

Die vorliegende Arbeit untersucht modellunabhängige Methoden zur Bestimmung des nichtlinearen Fahrzeugverhaltens, sowie Methoden um ein konsistentes Lenkgefühl zu für die aktiven Lenksysteme zu gewährleisten. Ziel ist es, eine robuste und schnellere Erkennung der Instabilität und ein robustes Lenkgefühl zu realisieren, ohne auf individuelle Fahrzeugparameter angewiesen zu sein.

Diese Arbeit gliedert sich in folgende zwei Schwerpunkte: Erster Hauptaspekt sind Methoden zur Erkennung der Instabilität mittels der Kohärenzanalyse, mittels der Bestimmung der Steigungsdifferenzen und schließlich mittels Schräglaufwinkeldifferenz. Zweiter Hauptaspekt ist ein robustes Anlenkgefühl mittels einer Vorsteuerung, indem die Lenkwinkelübersetzung über die Giervverstärkungsidentifikation automatisch angepasst wird. Zudem wird eine adaptive Filterung vorgeschlagen, die der Verbesserung des Geradeauslaufs und der Querführung dient.

Die Methode mittels Kohärenzanalyse bzw. die Bestimmung der Kohärenz ist die einzige Funktion in der Mathematik zur Untersuchung der linearen Abhängigkeit von zwei Signalen zur Verfügung steht. Obwohl diese Funktion sehr viele Anwendungspotenziale hat, gibt es nur wenige Untersuchungen darüber. In dieser Arbeit wurde die Anwendung der Kohärenz auf fahrdynamisch relevante Größen untersucht. Die lineare Abhängigkeit von Lenkwinkel und Querschleunigung sowie Gierrate wurden mittels Kohärenz untersucht. Dabei wurde die Welch-Methode zur Schätzung des Leistungsdichtespektrums verwendet. Die Kohärenzanalyse lieferte dabei nur teilweise eine robustere Erkennung (ggü. Konventionelle Methoden) der Fahrzustandserkennung. Der Hauptgrund dafür war, dass die Welch-Methode stark von den Eigenschaften des Signals und der Länge des Beobachtungsfensters abhängig ist. Dies kann eventuell durch die Verwendung anderer Methoden wie z. B. Blackmann-Tukey behoben werden. Es existieren aber neuere Methoden, die bessere und robustere Ergebnisse liefern können, wie z. B. die MVDR (Minimum variance distortionless response) Methode zur Spektralschätzung. Nach (Yiteng, et al., 2005) ermöglicht sie einen direkten und einfachen Eingriff auf die Frequenzauflösung der Kohärenz. Die Kohärenz betrachtet bei fahrdynamischen Messgrößen einen kleinen Frequenzbereich (0-5 Hz), weshalb eine höhere Auflösung von Vorteil ist. Außerdem gibt es die Methoden nach Yule-Walker und Burg, die sich

durch die Anpassungsfähigkeit an Signaleigenschaften (Periodisch, Zufalls. etc.) auszeichnen und die Verwendung von kleineren Fensterlängen (für plötzliche Manöver) ermöglichen.

Sehr wertige Ergebnisse liefert die Methode der Steigungsdifferenzen, wobei die Steigungsdifferenz von den Lenkwinkel- und Querschleunigungssignalen innerhalb eines Beobachtungsfensters mittels Regressionsanalyse bestimmt wird. Bei allen betrachteten Fahrversuchen ergab diese Methode robuste Ergebnisse, die auch im Anhang B1 zu sehen sind. Bei den Untersuchungen wurde eine Situation identifiziert, für die die Methode nicht funktioniert. Es handelt sich um den Fall, wenn das Fahrzeug länger als 6 Sekunden stark instabil bleibt. Der Grund dafür ist, dass in diesem Fall die Steigung der Regressionsgerade des Querschleunigungssignals sowie des Lenkwinkelsignals bei null bleibt und die Differenz ebenso null wird. Für dieses Phänomen schafft die Methode der Schräglaufwinkeldifferenz eine Abhilfe.

Die Methode der Schräglaufwinkeldifferenz ist auch ein Indikator für die Instabilität und liefert zusätzlich Informationen über Unter- und Übersteuern. Das Verfahren liefert robuste Ergebnisse ab 35 km/h, aber es ist ungültig wenn die Fahrzeuggeschwindigkeit null ist, weil sie dann gegen unendlich geht. Jedoch hilft diese Methode bei der Aufhebung des Ausnahmefalls von der Steigungsdifferenzmethode. Auch wenn das Fahrzeug lange instabil ist, liefert die Schräglaufwinkeldifferenz kontinuierlich richtige Ergebnisse, die dann von der Steigungsdifferenzmethode benutzt werden. Das heißt, durch die Kombination dieser zwei Methoden wird eine robuste und schnelle Erkennung der Nichtlinearität ermöglicht, vgl. Anhang B2.

Als letztes werden im Kapitel 5.1 Methoden dargestellt, die nicht nur für die SbW-Systeme, sondern auch für alle anderen Überlagerungslenkung-Systeme in Frage kommen können. In der Arbeit wird verdeutlicht, dass mit einer adaptiven Filterung der Querschleunigung sinnvollere Ergebnisse ohne große Zeitverzögerungen erreicht werden können. Zusätzlich wird das Anlenkverhalten mit einer adaptiven Anpassung der Lenkwinkelübersetzungskennlinie robuster ggü. Fahrzeugparameteränderungen, wie z. B. Massenänderung oder Reifenwechsel. Dies wird über den Gierverstärkungsfaktor realisiert, indem die Ist- und Soll-Gierverstärkungsfaktoren während der stationären Fahrt verglichen werden. Für die Identifikation der stationären Fahrt wird eine zusätzliche Funktion eingeführt.

6.3 Wissenschaftlicher Beitrag

Als wissenschaftlicher Beitrag der Arbeit können auf einer Seite die neu vorgestellten Methoden zur Erkennung eines nicht-linearen Fahrverhaltens mittels Kohärenzanalyse, mittels der Bestimmung der Steigungsdifferenzen und schließlich mittels Schräglaufwinkeldifferenz genannt werden. Während die bisherigen Verfahren zur Verbesserung der Erkennung eines

nichtlinearen Fahrverhaltens immer wieder komplexere und von mehreren Parametern abhängige Algorithmen einsetzen, sind die in dieser Arbeit vorgeschlagenen Methoden von diesen Parametern unabhängig, vgl. Kapitel 4. Daher weisen diese neuen Methoden einen deutlichen geringeren Applikations- und Abstimmungsaufwand auf. Auf der anderen Seite werden in der vorliegenden Arbeit Methoden zur Verbesserung des Anlenkverhaltens und des Geradeauslaufs mittels Gierverstärkungsfaktors und adaptiver Filterung vorgestellt. Diese Methoden erweitern die Funktionspotenziale der Überlagerungslenkung-Systemen. In der [Tabelle 7](#) ist eine kurze Auflistung der Beiträge und deren Nutzen zu sehen.

Tabelle 7: Beiträge der Arbeit und Nutzen

Neuartige Methoden zur Erkennung nichtlinearen Fahrverhaltens:
<ul style="list-style-type: none"> ▪ Ermöglichung von kleineren Toleranzen für die Erkennung von Fahrsituationen (Über-/Untersteuern) ▪ Geringerer Applikations- und Abstimmungsaufwand, da diese Methoden unabhängig von Fahrzeugparametern sind
Verbesserung des Anlenkverhaltens für die Kompensation der Parameterschwankungen für die aktiven Lenksysteme:
<ul style="list-style-type: none"> ▪ Erreichung konsistenteres Lenkgefühl wegen hohen Ansprüche und entschärfter Konkurrenz im Premium-Segment
Verbesserung von Geradeauslauf und Rückstellmoment:
<ul style="list-style-type: none"> ▪ Vermeidung potentieller Fehleingriffe durch intelligentere Signalverarbeitung

6.4 Ausblick

Obwohl die vorgeschlagenen Methoden nicht nur für SbW-Systeme (sondern auch für aktive Überlagerungslenksysteme) eingesetzt werden können, sind diese Funktionen bei den SbW-Systemen ohne zusätzliche mechanische (z. B. Lenksäule, Planetengetriebe) oder elektronische Einheiten umsetzbar. Die Flexibilität und Additivität bei einem SbW-System ermöglicht die Implementierung von Funktionen, die für konventionelle Lenkungs-systeme nur mit großem Aufwand zu realisieren sind. Ein wesentlicher Unterschied zu konventionellen (mechanischen) Lenkungssystemen ist, dass eine Änderung der Systemeigenschaften in großem Bereich allein durch Änderung von Softwareparametern möglich ist und dies sogar adaptiv während des Betriebs. Das Ersetzen der physikalischen Funktionen in einem mechatronischen System ist mit einem relativ hohen Aufwand an Hard- und Software verbunden. Die Kraft-

rückmeldung der aktiven Lenksysteme zum Fahrer wird mit Hilfe eines mit dem Lenkrad verbundenen Force-Feedback-Aktors realisiert. Zudem ergibt sich die Chance durch den Wegfall der konventionellen Lenksäule bei SbW-System, das Crash-verhalten zu verbessern. Außerdem eröffnen sich neue konstruktive Möglichkeiten für den Einbau von Aggregaten im Motorraum. Hierfür sind die Aktorpositionen mit hochauflösenden Lagesensoren zu erfassen. Die hochdynamische Regelung der Aktoren geschieht durch Steuergeräte.

Der Fahrer erwartet von mechatronischen Systemen mindestens die gleiche Sicherheit und das gleiche Fahrgefühl, die er vom konventionellen, mechanischen System her gewohnt ist. Neben der redundanten Auslegung der Aktoren, Sensoren und ECUs ist die volle Nutzung der Funktionspotenziale für solche aktiven Lenksysteme sehr wichtig. Aus diesen Gründen gewinnen die in dieser Arbeit untersuchten Methoden an Bedeutung.

Anhang

A. *MATLAB Routinen*

A 1. Korrelationskoeffizient

```
%Berechnung der Korrelationskoeffizienten
function y =Correlation_Coeff(x)

persistent speicher1; %1. Signal
persistent speicher2; %2. Signal
persistent ind;
persistent t;
global diff_vek
global diffabs_vek
global dt_coeff

Ns=300;      %Betrachtete Abtastwertanzahl
Tsample=0.01; %Auflösung

if length(speicher1)==0;
    speicher1 = zeros(1,Ns);
    speicher2 = zeros(1,Ns);
    ind=0;
    diff_vek=0;
    diffabs_vek=0;
    t=(0:1:Ns-1)*Tsample
end

for n = 1:(Ns-1);
    speicher1(n)=speicher1(n+1);
    speicher2(n)=speicher2(n+1);
end
speicher1(Ns)=x(1);
speicher2(Ns)=x(2);
```

```
luecke=5; %Ausgewählte Samples für die Berechnung der Korrelationskoeffizient
indecvek=luecke:luecke:Ns; % Analysesamples
```

```
speicher1_neu=speicher1(luecke:luecke:end);
speicher2_neu=speicher2(luecke:luecke:end);
```

```
t_neu=t(luecke:luecke:end); %Neuer Zeitvektor für die Luecke
```

```
mx = mean(speicher1_neu); %Mittelwert des 1. Signals
my = mean(speicher2_neu); %Mittelwert des 2. Signals
covxy = mean((speicher1_neu-mx).*(speicher2_neu-my)); %Kovarianz
covxy2 =((speicher1_neu-mx).*(speicher2_neu-my));
r= sum(covxy2);
```

```
%Simple Korrelationskoeffizient:
r_coeff = covxy/(std(speicher1_neu)*std(speicher2_neu));
```

```
%Pearson's Korrelationskoeffizient:
Pearson_coeff = r/(std(speicher1_neu)*std(speicher2_neu)*(Ns-1));
```

```
%Zeitableitung der Korrelationskoeffizient
dt_coeff = diff(diff_vek);
```

```
%Vektoren zur Herstellung der Abbildungen
diff_vek=[diff_vek r_coeff];
diffabs_vek=[diffabs_vek Pearson_coeff];
```

```
%Abbildung
```

```
figure(1)
```

```
subplot(311)
set(findobj(gca,'Type','line','Color',[0 0 1]),...
'Color','red','LineWidth',1)
plot(1:1:length(speicher2),speicher2,'-',indecvek,speicher2_neu,'.g')
title('\bf Signal 1')
xlabel('t [n]')
```

```
subplot(312)
```

```
set(findobj(gca,'Type','line','Color',[0 0 1]),...
'Color','red','LineWidth',1)
plot(1:1:length(speicher1),speicher1,'-',indecvek,speicher1_neu,'.g')
title('\bf Signal 2')
xlabel('t [n]')

subplot(313)
plot(ind,abs(r_coeff),'.');
% axis([0 2 -1 1])
title('\bf Korrelationskoeffizient')
set(findobj(gca,'Type','line','Color',[0 0 1]),...
'Color','red','LineWidth',1)
hold on

y=0;
ind=ind+1;
```

A 2. Kohärenz

%Berechnung der Kohärenz nach Welch

```
function Koh = cohere_analyse(x,y,n,i)
```

```
% clear all
```

```
% close all
```

```
L=8; %Segmentenanzahl
```

```
D=64; %Overlappingsampleanzahl
```

```
M=2*D; %Sampleanzahl je Segment M=100
```

```
n=(L+1)*D; %Gesamtsampleanzahl
```

```
Ta=0.001; %Abtastrate, 1000 Samples pro Sekunde
```

```
t=(0:n)*Ta;
```

```
n=1:n;
```

```
x= sin(2*pi*50*t)+0.01*randn(size(t));
```

```
figure(1)
```

```
plot(n*Ta,x(1:length(n)))
```

```
title('\bf X')
```

```
xlabel('Zeit [s]'),ylabel('X(t)')
```

```
y= sin(2*pi*50*t)+sin(2*pi*100*t);
```

```
figure(2)
```

```
plot(n*Ta,y(1:length(n)))
```

```
title('\bf Y')
```

```
xlabel('Zeit [s]'),ylabel('Y(t)')
```

```
delta_f= 1/(3*M*Ta); %Frequenzauflösung
```

```
f=(0:1:2000)*delta_f;
```

```
I=find(f<180);
```

```
a=1:M;
```

```
w= 0.53836-0.46164*cos(2*pi*a/(M-1)); %Hamming window
```

```
figure(3)
```

```
plot (a,w(1:length(a)));
```

```

title('\bf Hamming window')
xlabel('Sample# von 0. bis M. Sample'),ylabel('w(n)')
U= sum((w.^2))/M; %Skalar-Normalization Factor

for i=1:L;

    for n=1:M;
        xw(n)= x(n+(i*D)-D).*w(a(n));
        yw(n)= y(n+(i*D)-D).*w(a(n));
    end

    fft_xw= (abs(fft(xw)).^2)/M/U; %Modified periodogramm
    fft_yw= (abs(fft(yw)).^2)/M/U;
    fft_xy= (fft(xw)).*conj(fft(yw))/M/U;

    P_xx(i,:)= (fft_xw);
    P_yy(i,:)= (fft_yw);
    P_xy(i,:)= (fft_xy);

end

Pxx=sum((P_xx))/L; %Gemitteltes periodogramm
Pyy=sum((P_yy))/L; %Gemitteltes periodogramm
Pxy=sum((P_xy))/L; %Gemitteltes periodogramm

%KOAERENZ
zaehler= (abs(Pxy)).^2;
nenner=Pxx.*Pyy;
Koh=zaehler./nenner;

%Abbildung

figure(2)

subplot(2,2,1),plot(3*f(l),Pxx(l)),...
title('\bf G_x_x via Welch')%,'Color','b'),...
xlabel('Frequez [Hz]'),ylabel('G_x_x(j\omega)'),grid,...
subplot(2,2,2),plot(3*f(l),Pyy(l)),...
title('\bf G_y_y via Welch')%,'Color','b'),...
xlabel('Frequenz [Hz]'),ylabel('G_y_y(j\omega)'),grid,...

```

```
subplot(2,2,3),plot(3*f(l),Pxy(l)),...  
title('\bf G_x_y via Welch')%,'Color','b'),...  
xlabel('Frequenz [Hz]'),ylabel('G_x_y(j\omega)'),grid,...  
subplot(2,2,4),plot(3*f(l),Koh(l)),...  
axis([0 600 0 1])  
title('\bf Kohärenz','Color','k'),...  
xlabel('Frequenz [Hz]'),ylabel('Kohärenz'),grid  
set(findobj(gca,'Type','line','Color',[0 0 1]),...  
'Color','g','LineWidth',2)
```

```
figure(3)
```

```
Flaeche = area(3*f(l),Koh(l))  
set(gca,'Layer','top')  
grid on  
colormap jet
```

A 3. Steigungsdifferenz mittels Regressionsanalyse

```

function y =Simulink_Regression_Sum_with_2_inputs(x)

persistent speicher1; %Erste Variable
persistent speicher2; %Zweite Variable
persistent ind;
persistent t;

Ns=300;
Tsample=0.01;

if length(speicher1)==0;
    speicher1 = zeros(1,Ns);
    speicher2 = zeros(1,Ns);
    ind=0;
    t=(0:1:Ns-1)*Tsample
end

for n = 1:(Ns-1);
    speicher1(n)=speicher1(n+1);
    speicher2(n)=speicher2(n+1);
end

speicher1(Ns)=x(1);
speicher2(Ns)=x(2);

luecke=20; %Ausgewählte Samples für die Berechnung der Regression
indecvek=luecke:luecke:Ns;

speicher1_neu=speicher1(luecke:luecke:end);
speicher2_neu=speicher2(luecke:luecke:end);

t_neu=t(luecke:luecke:end);

sum_t=sum(t_neu);
sum_tx=sum(t_neu.*speicher1_neu);
sum_t2=sum(t_neu.*t_neu);

a1x=(sum_tx-mean(speicher1_neu)*sum_t)/(sum_t2-mean(t_neu)*sum_t);
a2x=mean(speicher1_neu)-a1x*mean(t_neu);
Regx=a2x+a1x*t_neu;

```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
sum_t=sum(t_neu);
sum_ty=sum(t_neu.*speicher2_neu);
sum_t2=sum(t_neu.*t_neu);
```

```
a1y=(sum_ty-mean(speicher2_neu)*sum_t)/(sum_t2-mean(t_neu)*sum_t);
a2y=mean(speicher2_neu)-a1y*mean(t_neu);
```

```
Regy=a2y+a1y*t_neu;
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
diffabs=abs(a1y-a1x);
diff=(a1y-a1x);
```

```
%Abbildung
```

```
figure(4)
```

```
subplot(411)
```

```
% plot((slopey*n+b1));
```

```
set(findobj(gca,'Type','line','Color',[0 0 1]),...
```

```
'Color','red','LineWidth',1)
```

```
% hold on
```

```
% figure(41)
```

```
plot(1:1:length(speicher2),speicher2,'-',indecvek,speicher2_neu,'.k',t_neu*100,Regy)
```

```
% legend('hochauflösend','grob')
```

```
title('\bf Lenkwinkel MESSUNG')
```

```
xlabel('t [n]')
```

```
% axis([0 Ns -10 10])
```

```
subplot(412)
```

```
% plot((slopex*n+b2));
```

```
set(findobj(gca,'Type','line','Color',[0 0 1]),...
```

```
'Color','red','LineWidth',1)
```

```
% hold on
```

```
plot(1:1:length(speicher1),speicher1,'-',indecvek,speicher1_neu,'.k',t_neu*100,Regx)
```

```
% legend('hochauflösend','grob')
```

```
title('\bf a_y')
```

```
xlabel('t [n]')
% % axis([0 Ns -5 5])
% subplot(312)
% plot(ind,diff,'.');
% % axis([0 2 -1 1])
% title("\bf Difference |Steigung_x-Steigung_y|")
% set(findobj(gca,'Type','line','Color',[0 0 1]),...
% 'Color','red','LineWidth',2)
% hold on

subplot(413)
plot(ind,diffabs,'.');
% axis([0 2 -1 1])
title("\bf Absolute Difference |Steigung_x-Steigung_y|")
set(findobj(gca,'Type','line','Color',[0 0 1]),...
'Color','red','LineWidth',2)
hold on

y=0;
ind=ind+1;
```

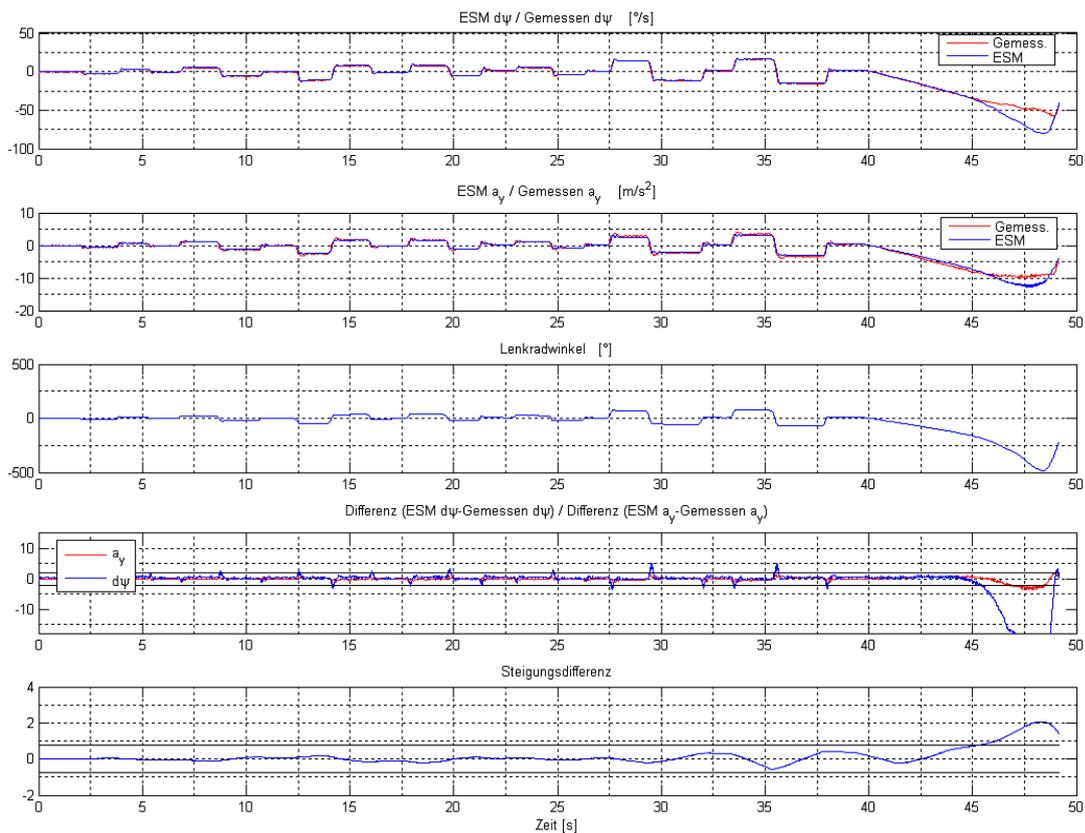



Abbildung B.22: Manöver bei konstanter Geschwindigkeit von 40 km/h

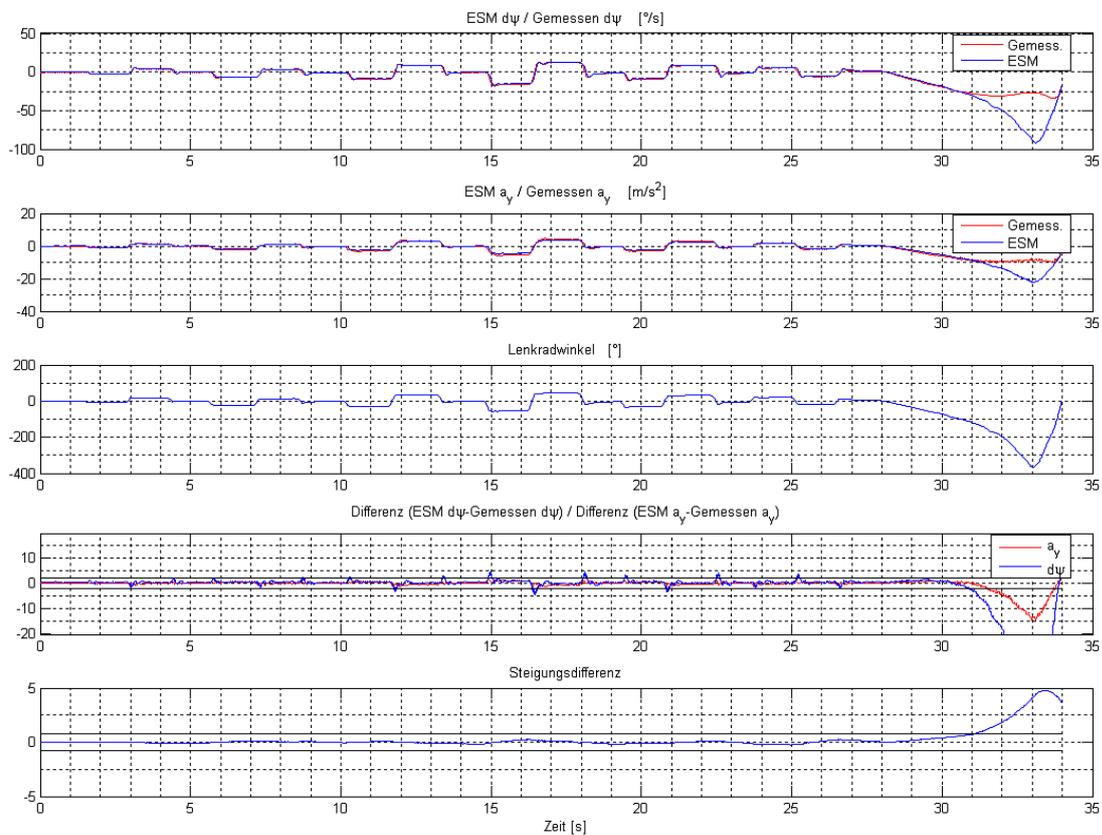


Abbildung B.23: Manöver bei konstanter Geschwindigkeit von 60 km/h

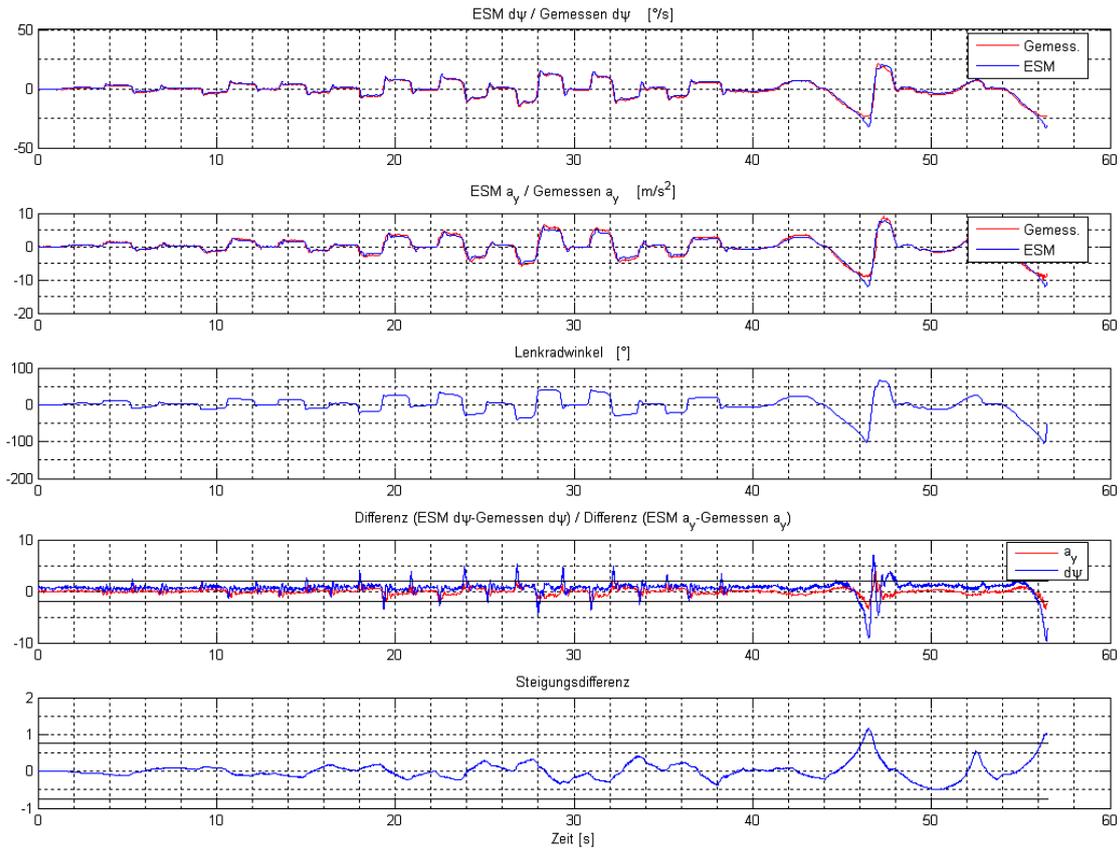


Abbildung B.24: Manöver bei konstanter Geschwindigkeit von 80 km/h

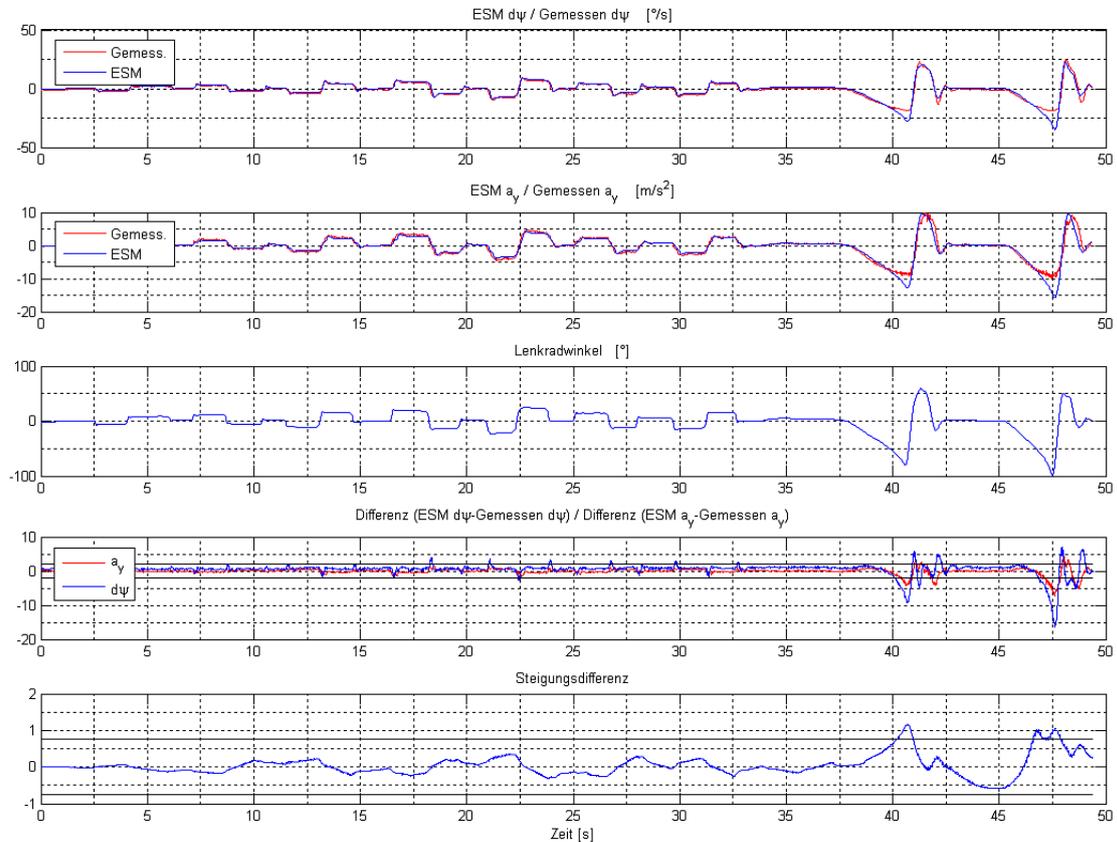


Abbildung B.25: Manöver bei konstanter Geschwindigkeit von 100 km/h

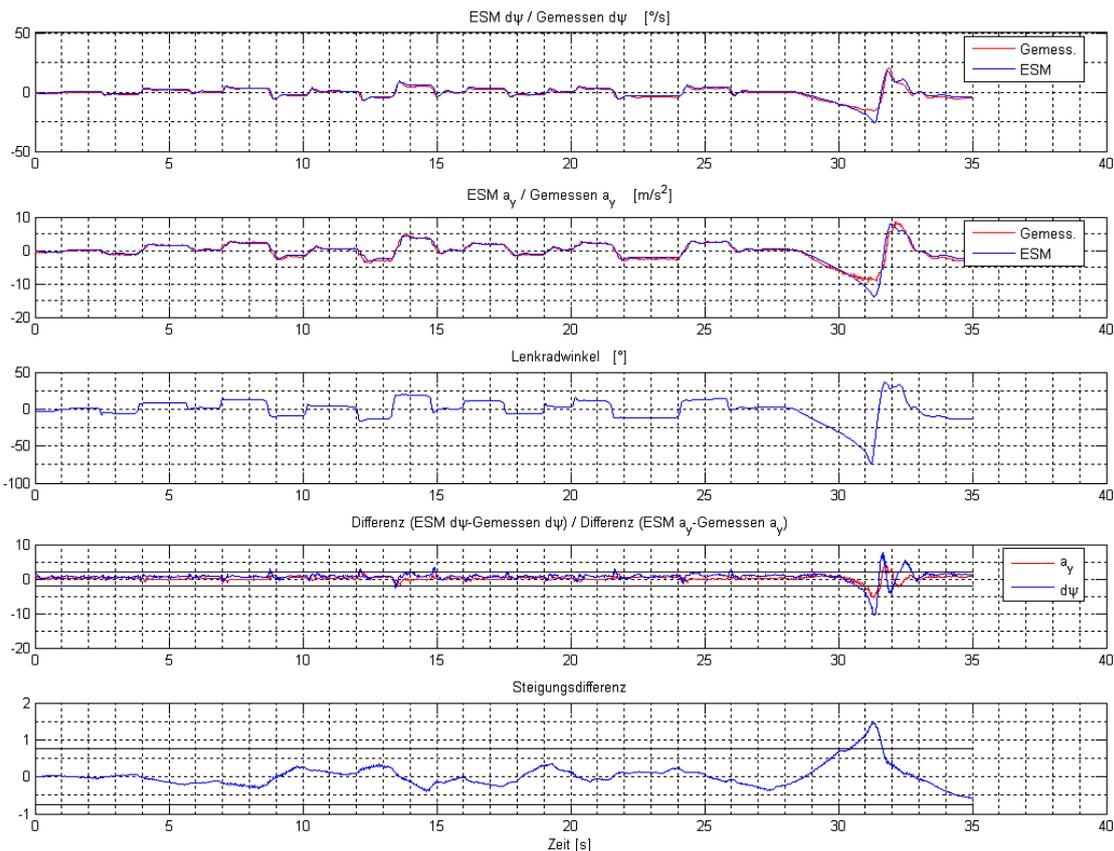


Abbildung B.26: Manöver bei konstanter Geschwindigkeit von 130 km/h

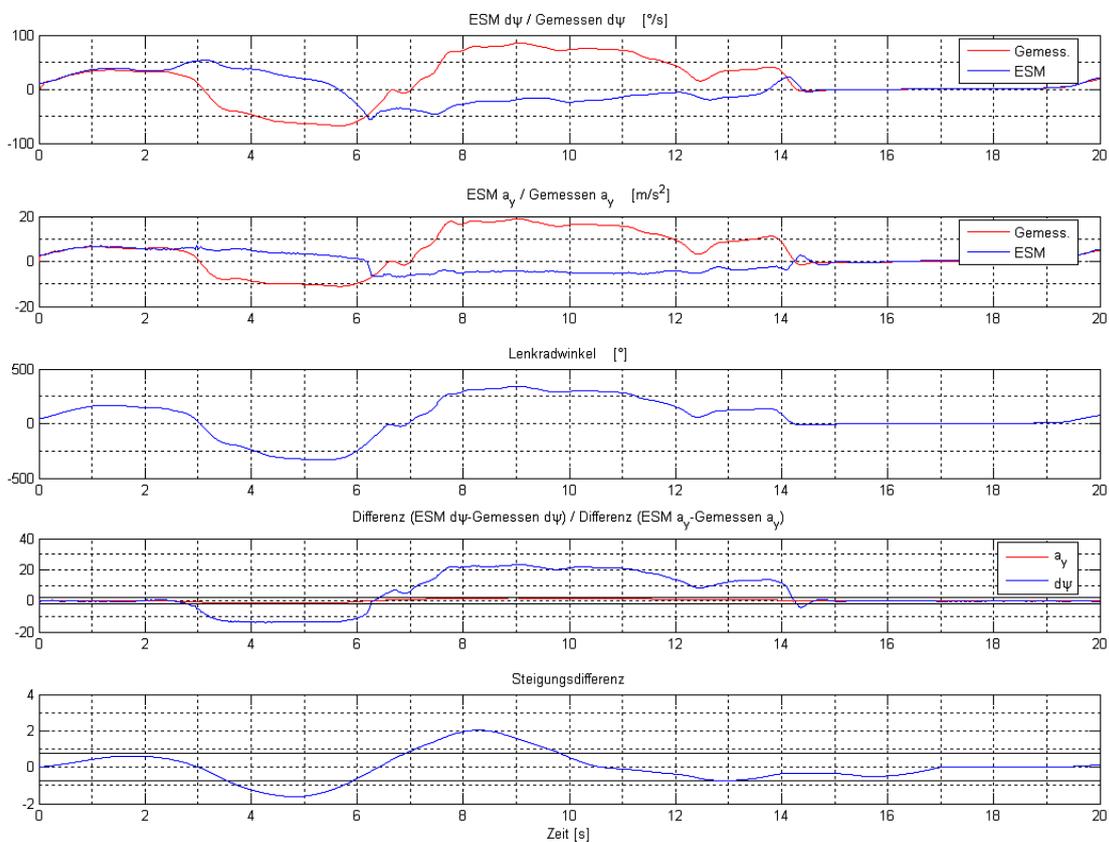


Abbildung B.27: Manöver bei konstanter Geschwindigkeit von 100 km/h

B 2. Erkennung über Schräglaufwinkeldifferenzanalyse

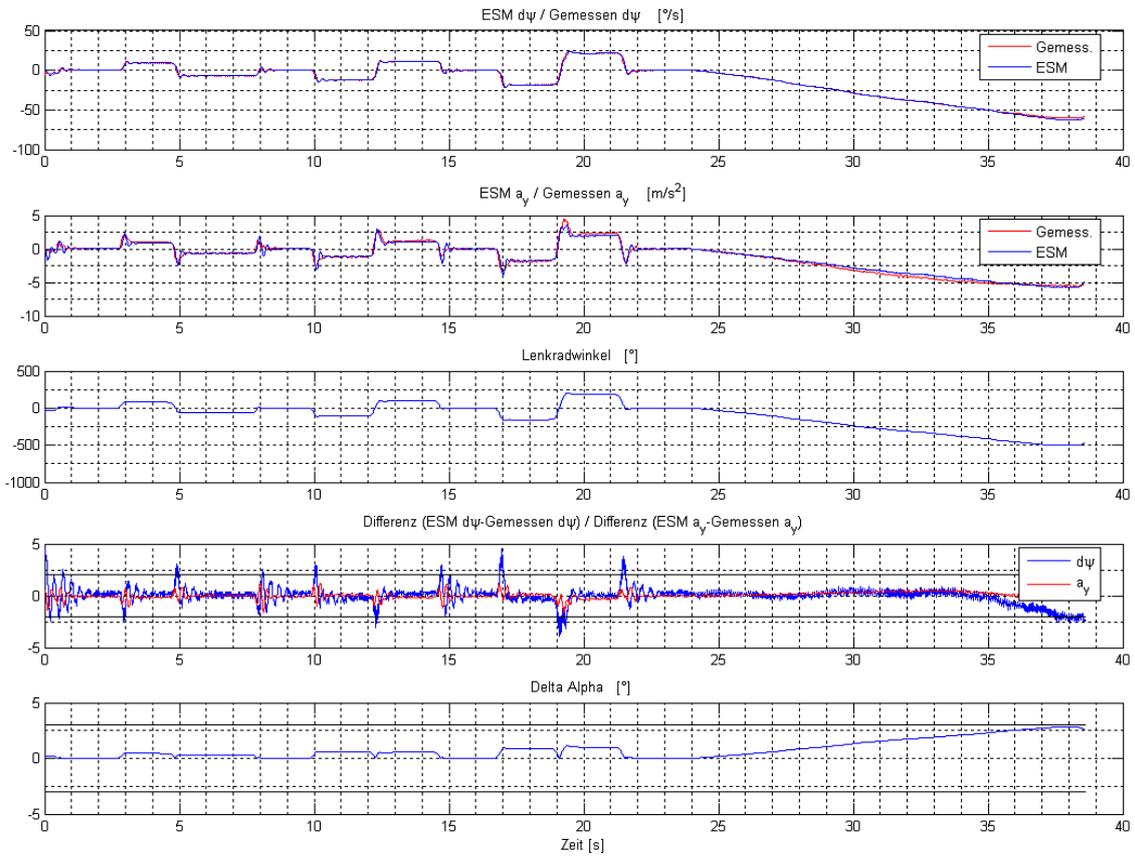


Abbildung B.31: Manöver bei konstanter Geschwindigkeit von 20 km/h

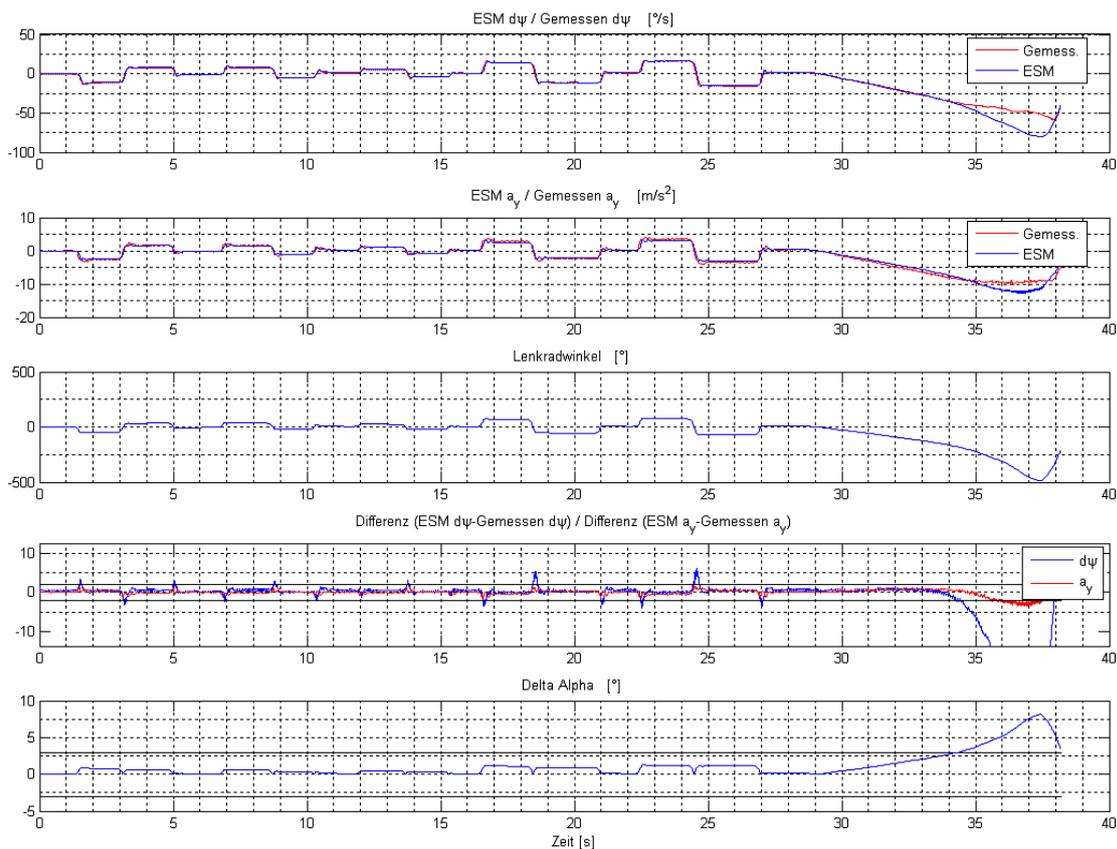


Abbildung B.32: Manöver bei konstanter Geschwindigkeit von 40 km/h

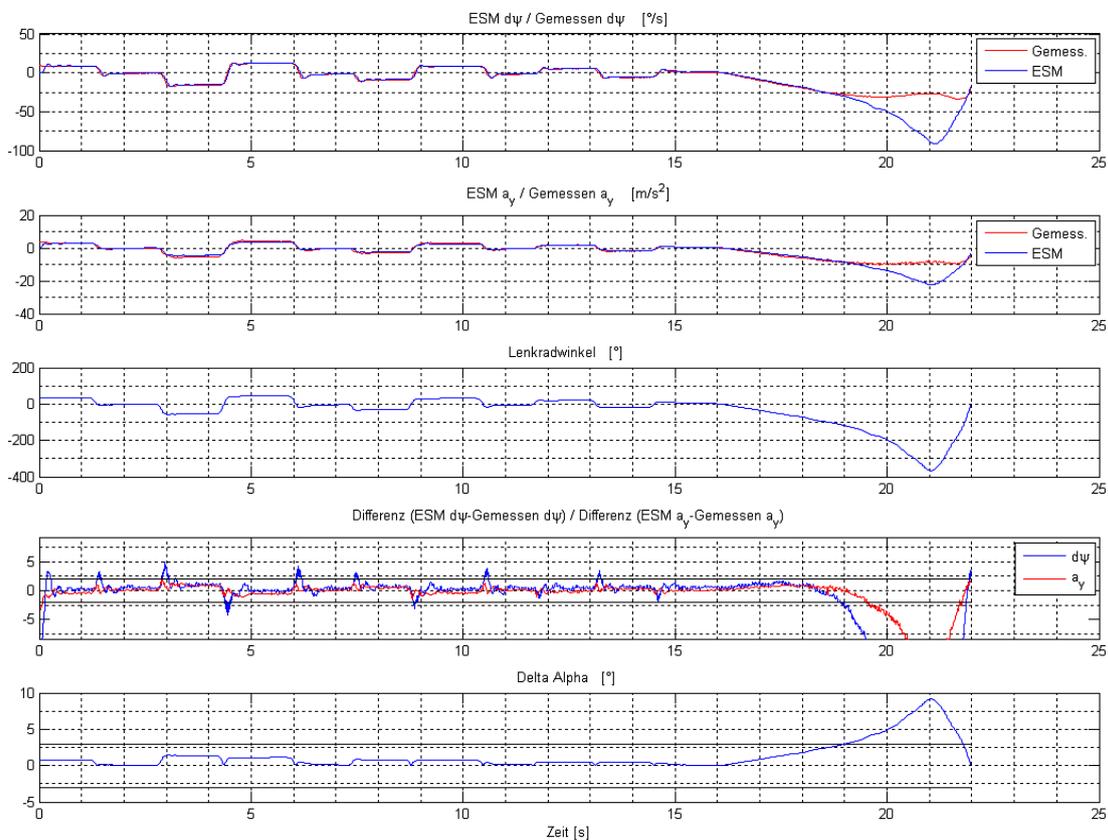


Abbildung B.33: Manöver bei konstanter Geschwindigkeit von 60 km/h

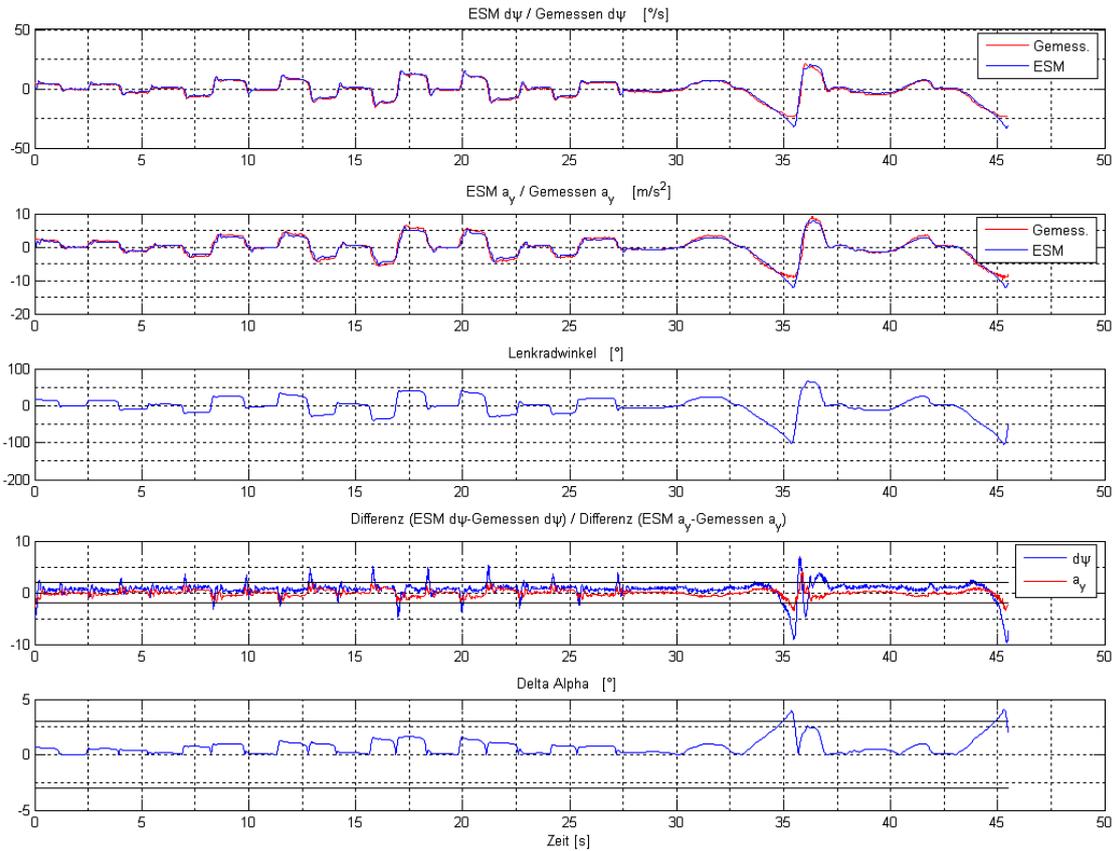


Abbildung B.34: Manöver bei konstanter Geschwindigkeit von 80 km/h

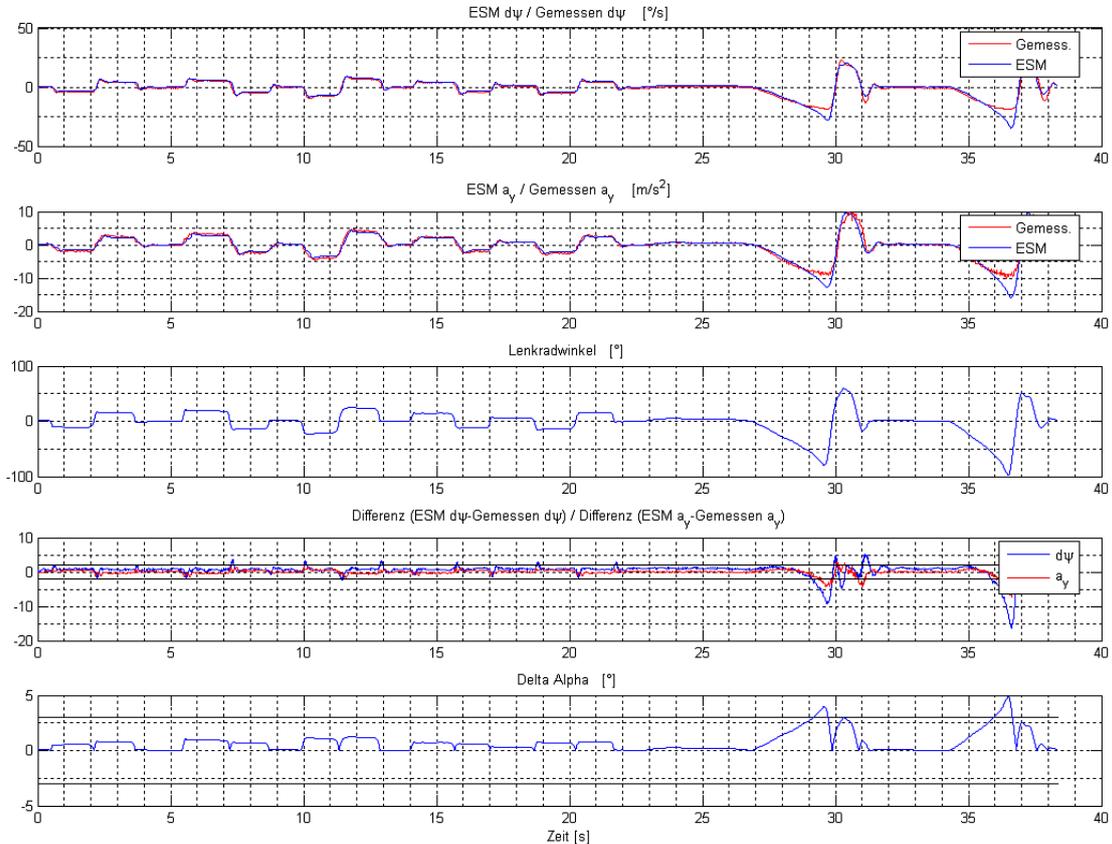


Abbildung B.35: Manöver bei konstanter Geschwindigkeit von 100 km/h

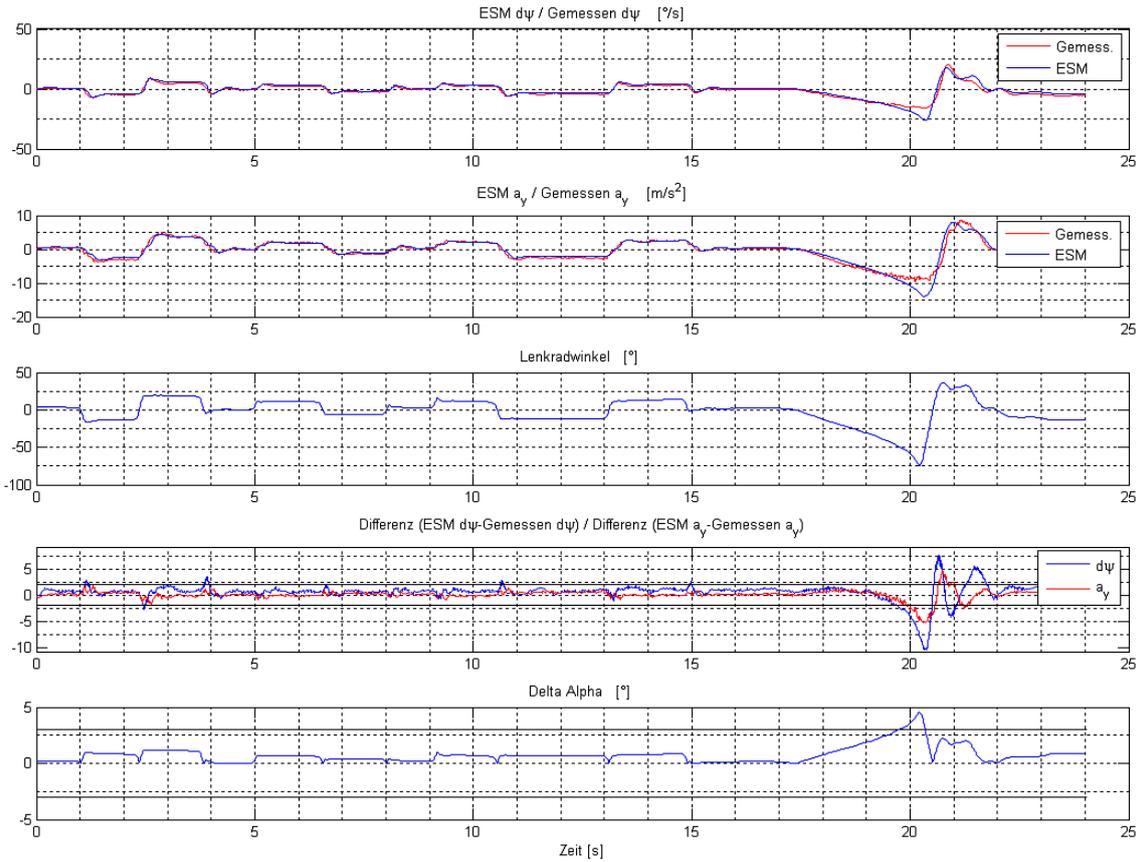


Abbildung B.36: Manöver bei konstanter Geschwindigkeit von 130 km/h

B 3. Vergleich der gemessenen und berechneten Schräglaufwinkeldifferenzen

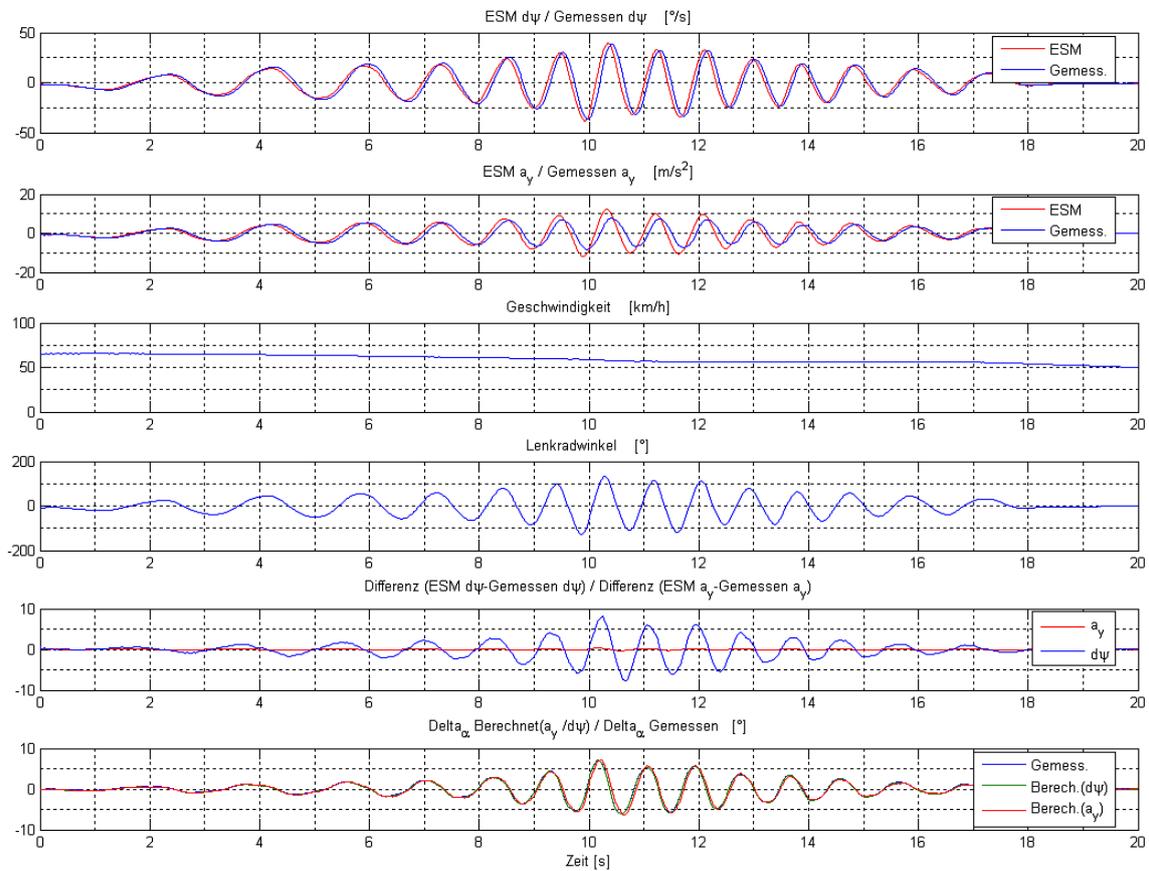


Abbildung B.41: Fahrmanöver mit gemessenen Schräglaufwinkeln

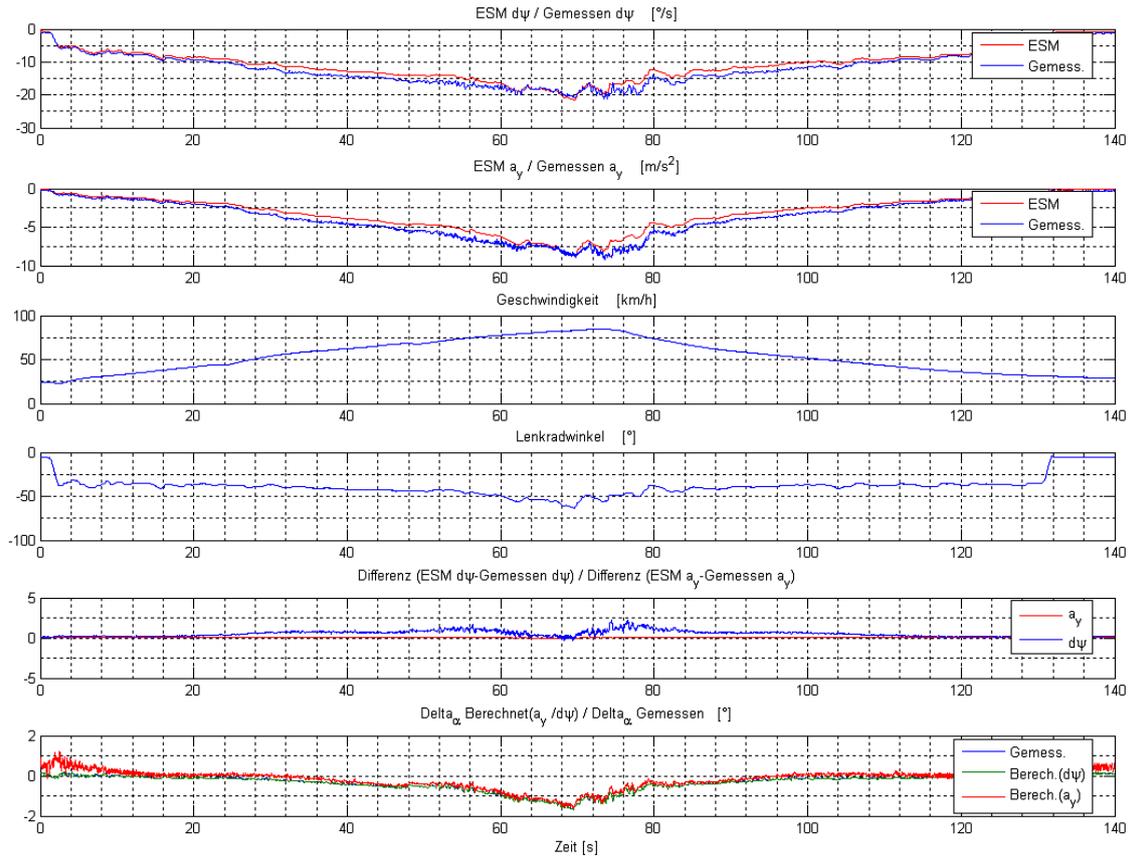


Abbildung B.42: Fahrmanöver mit gemessenen Schräglaufwinkeln

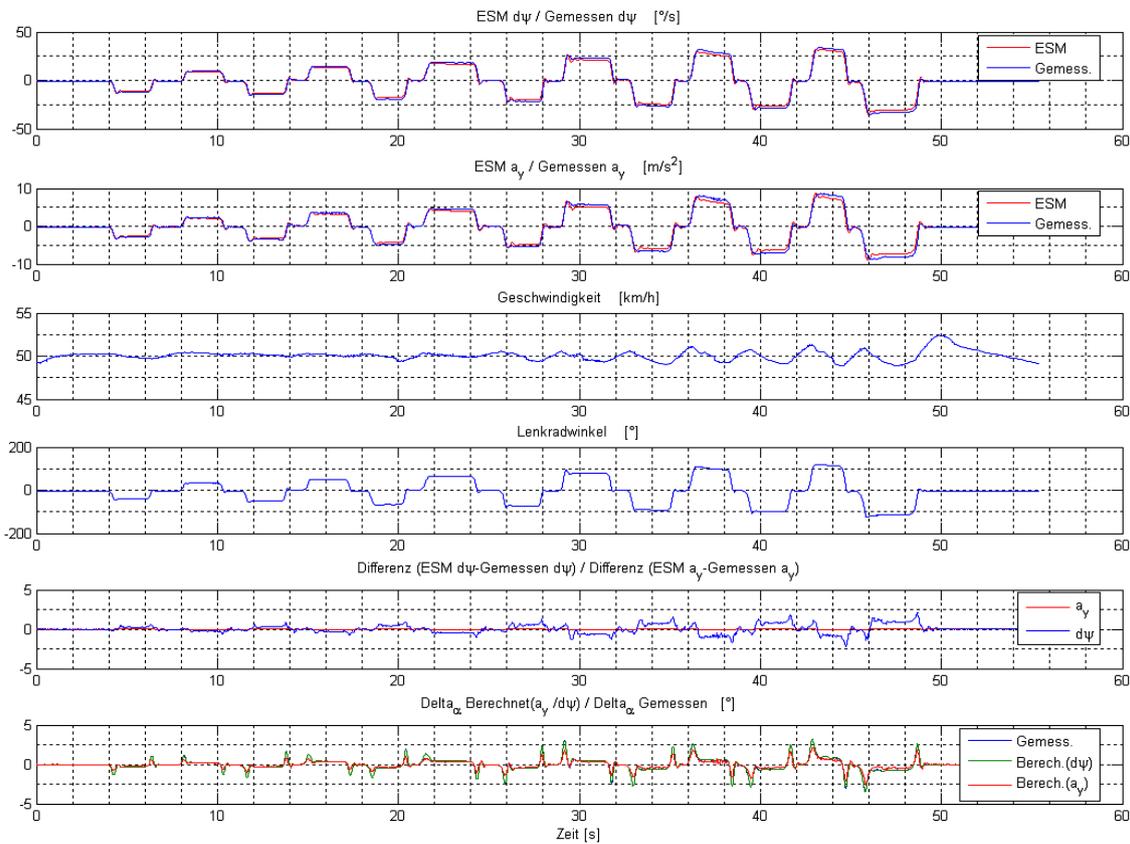


Abbildung B.43: Fahrmanöver mit gemessenen Schräglaufwinkeln

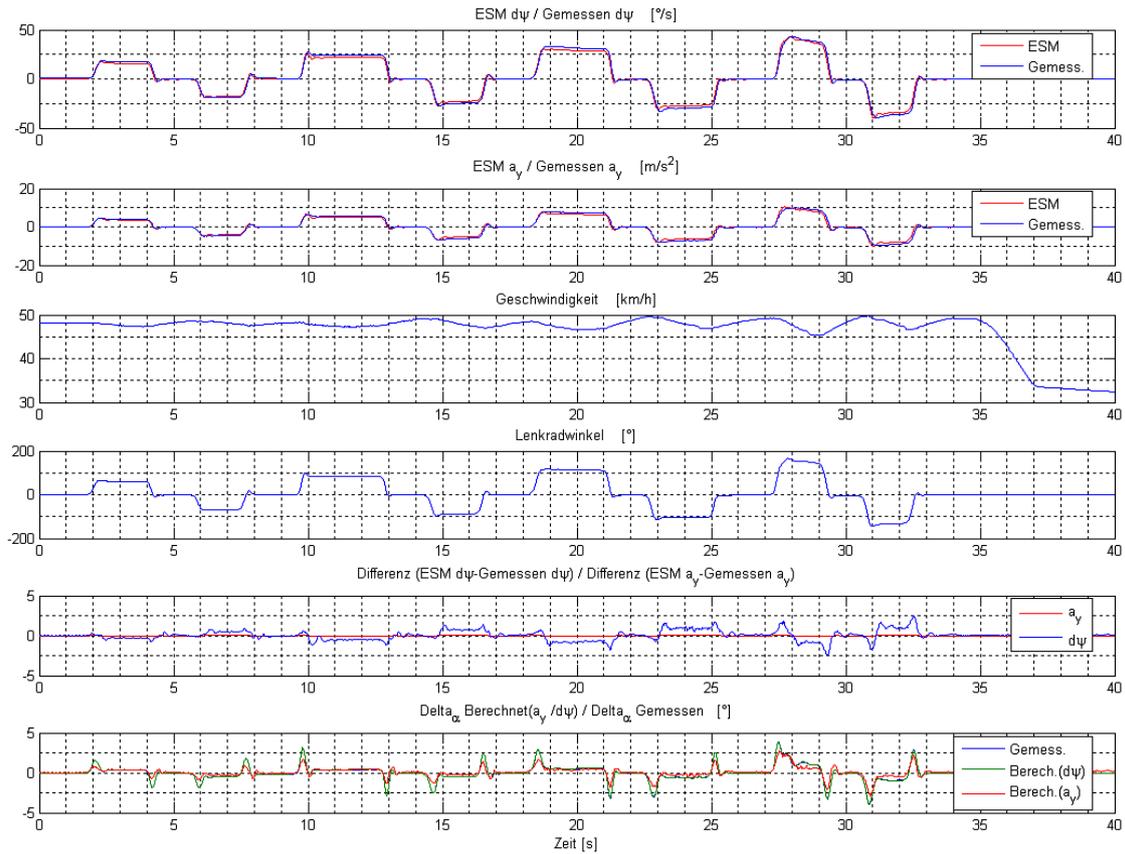


Abbildung B.44: Fahrmanöver mit gemessenen Schräglaufwinkeln

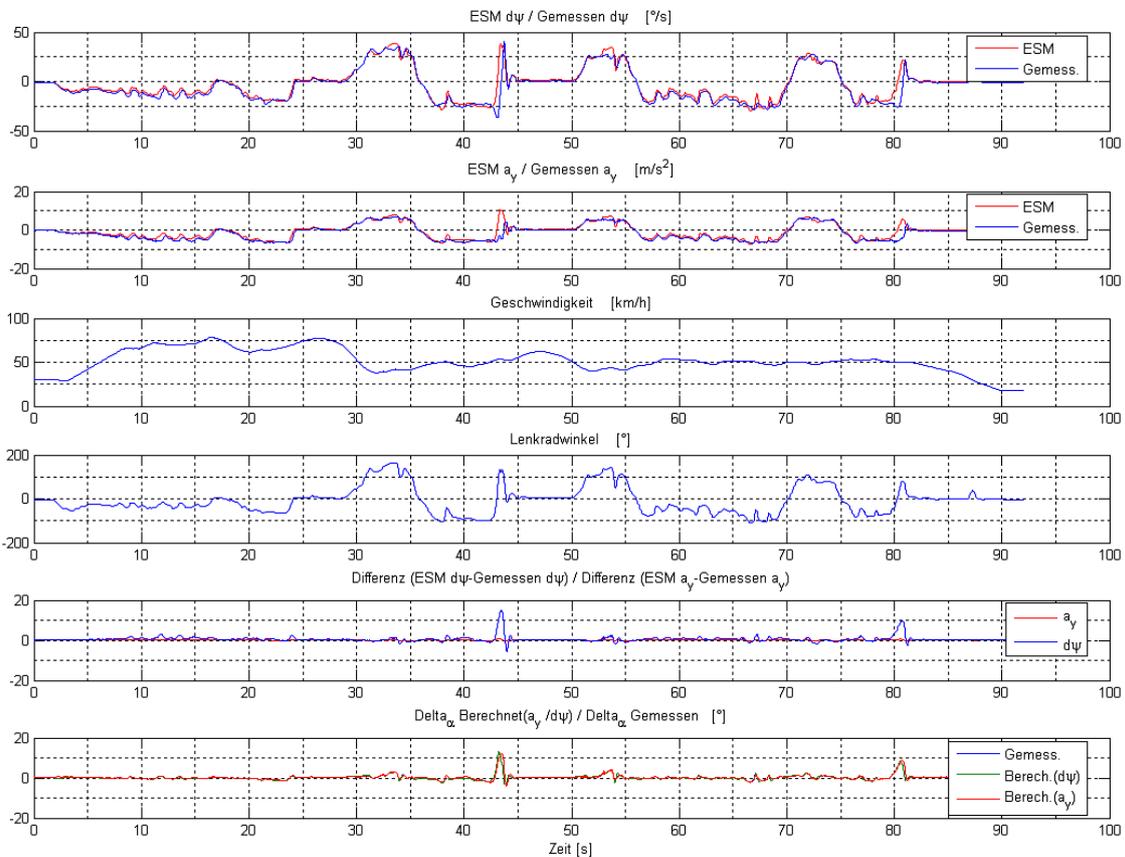


Abbildung B.45: Fahrmanöver mit gemessenen Schräglaufwinkeln

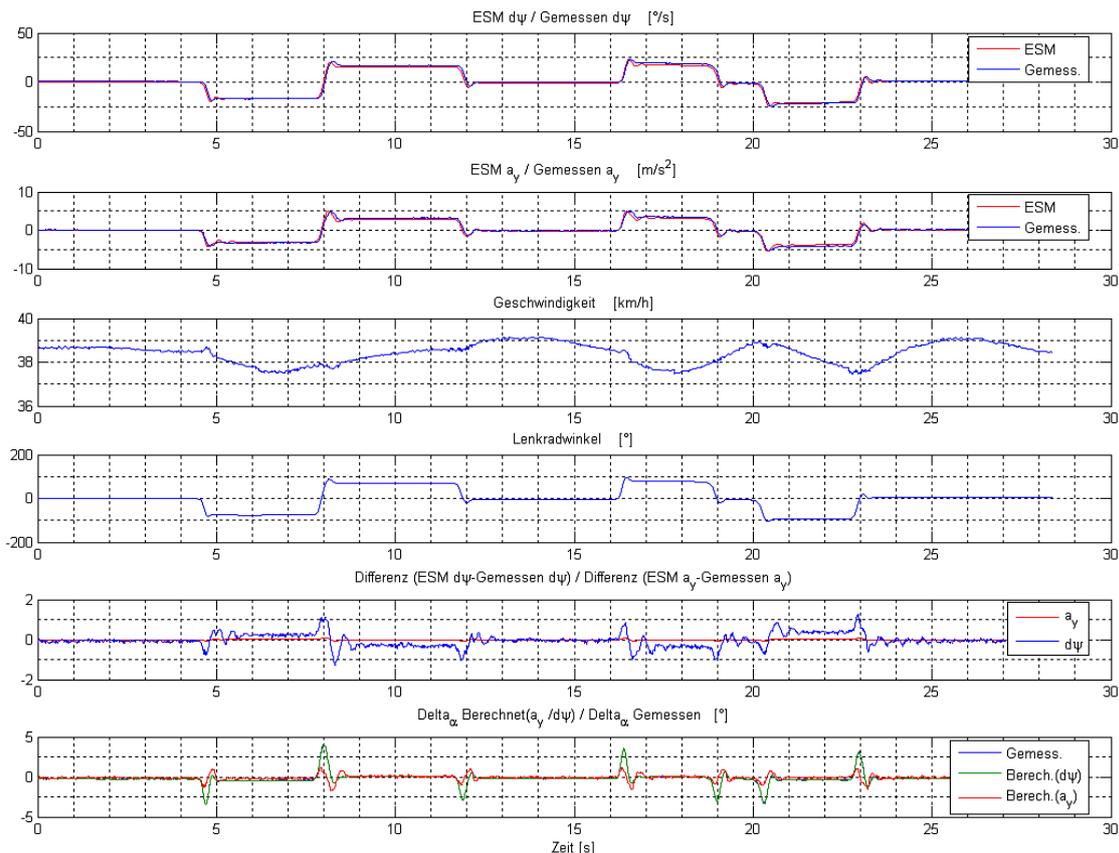


Abbildung B.46: Fahrmanöver mit gemessenen Schräglaufwinkeln

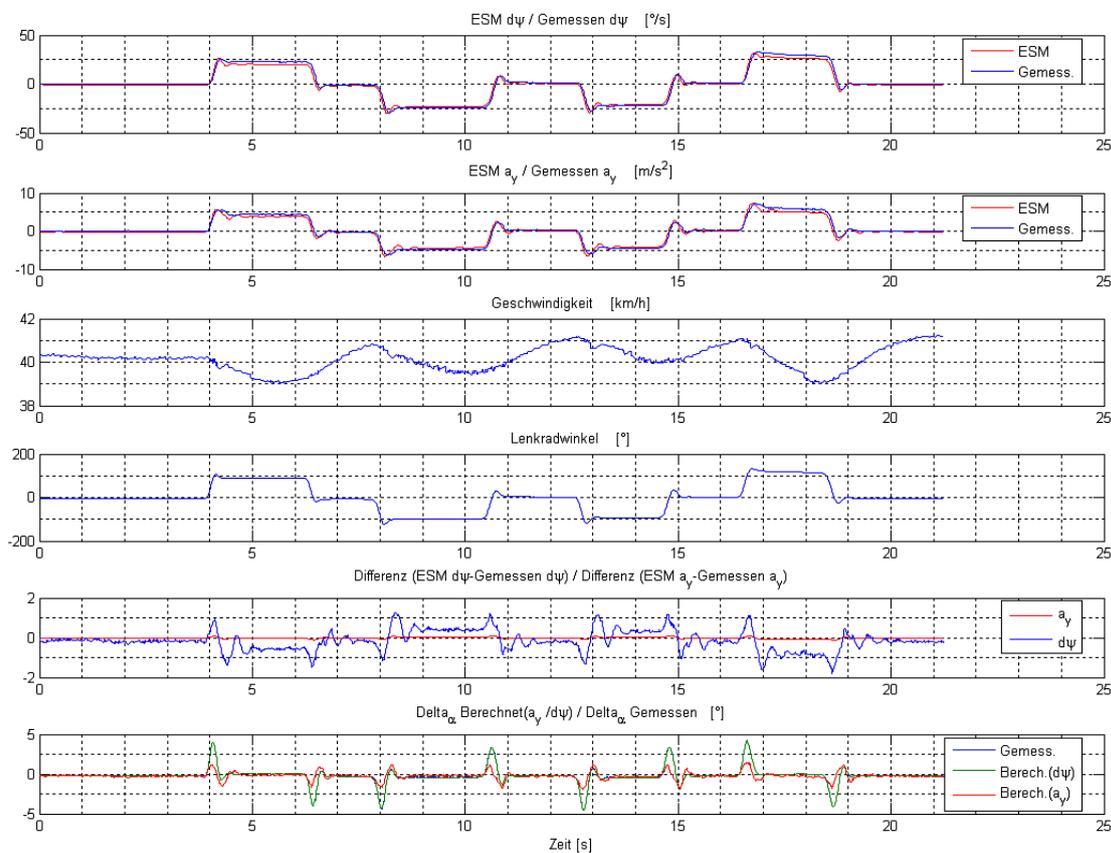


Abbildung B.47: Fahrmanöver mit gemessenen Schräglaufwinkeln

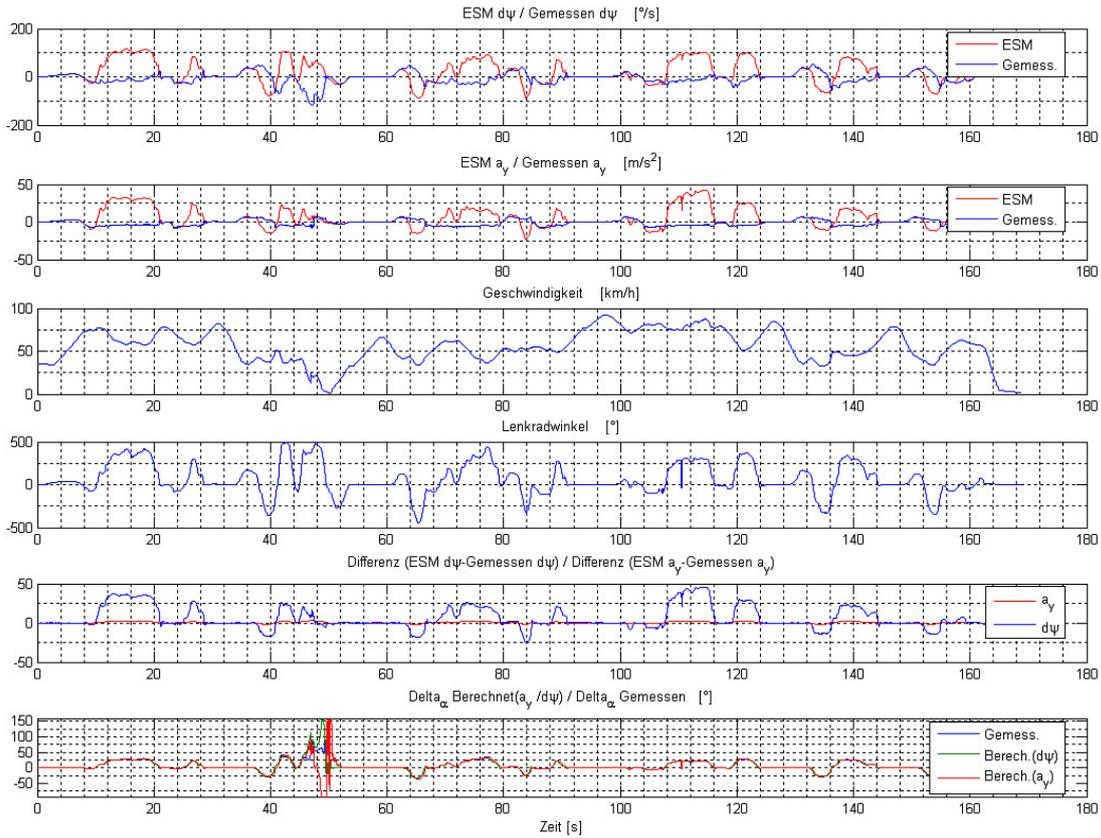


Abbildung B.48: Fahrmanöver mit gemessenen Schräglaufwinkeln

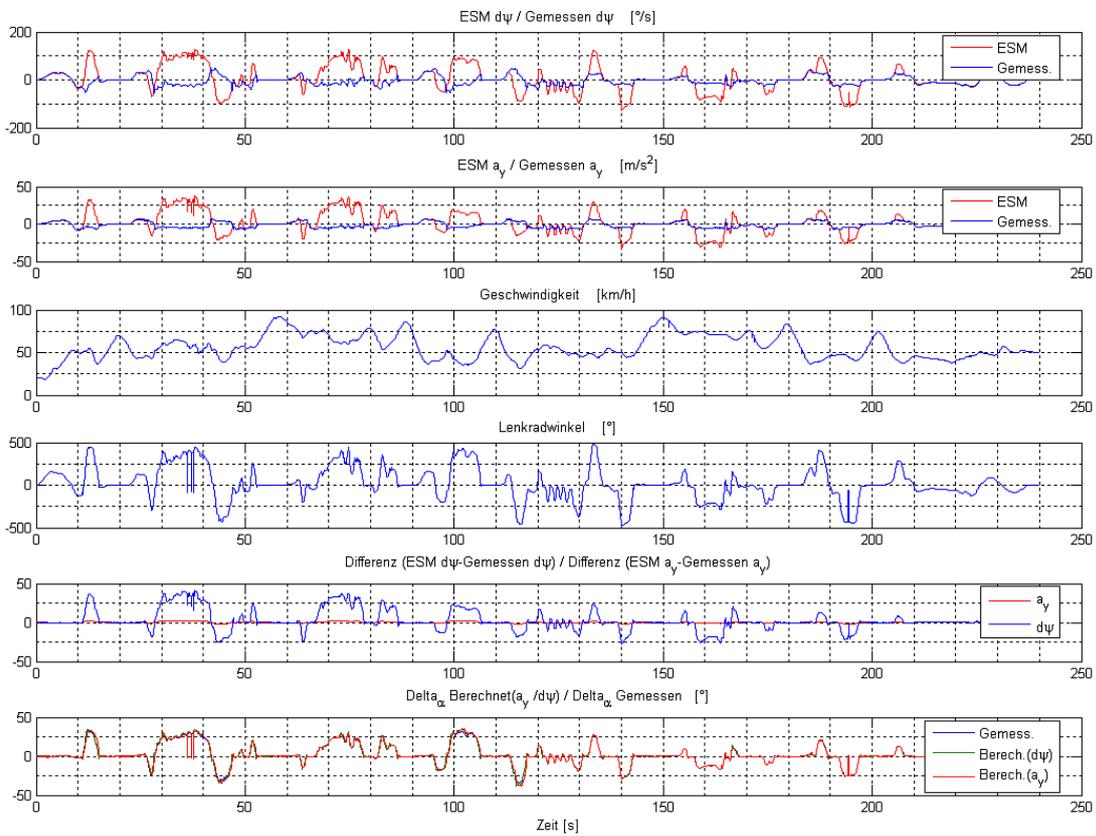


Abbildung B.49: Fahrmanöver mit gemessenen Schräglaufwinkeln

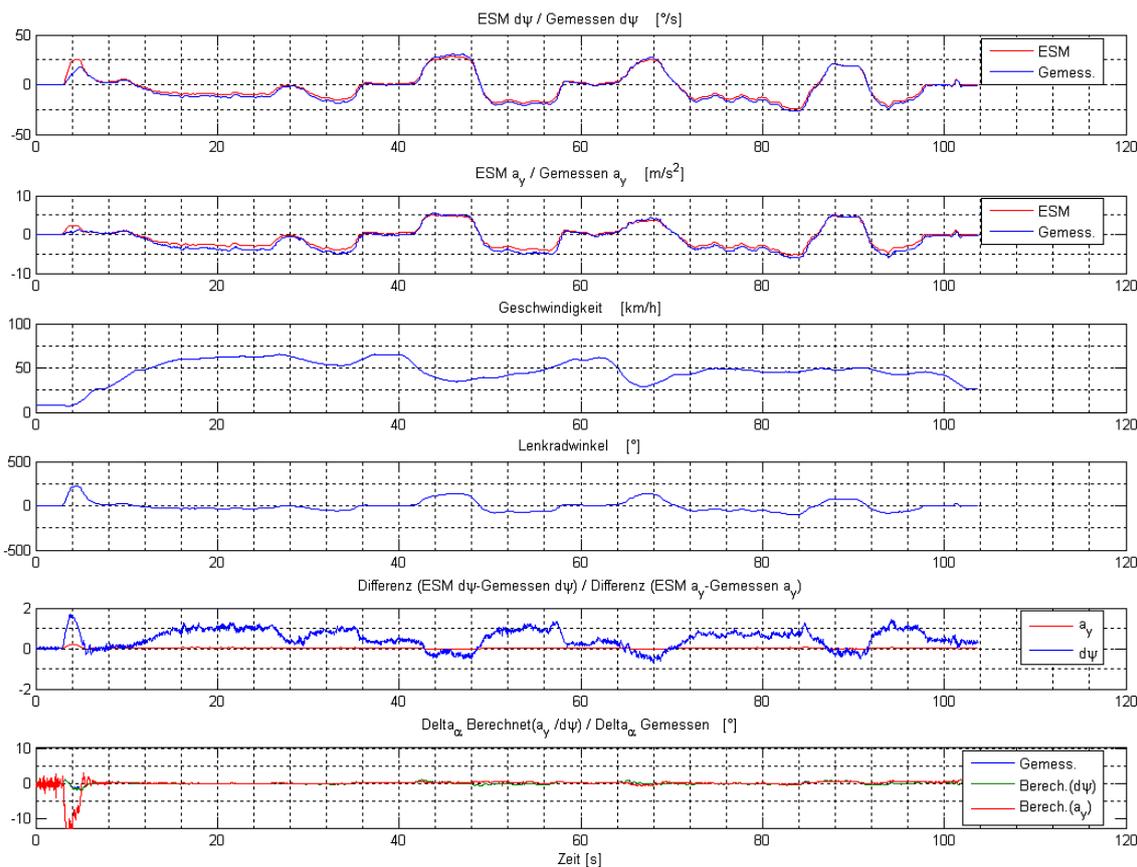


Abbildung B.50: Fahrmanöver mit gemessenen Schräglaufwinkeln

Literaturverzeichnis

Anderson, R. & Bevly, D. M., 2004. *Estimation of Slip Angles using a Model Based Estimator and GPS*. s.l., ACC.

Anderson, R. & Bevly, D. M., 2005. *Estimation of Tire Cornering Stiffness Using GPS to Improve Model Based Estimation of Vehicle States*. s.l., Intelligent Vehicles Symposium, 2005. Proceedings. IEEE, pp. 801 - 806.

Anon., 2008. *Kraftfahrzeugtechnik, Bosch*. [Online]
Available at: <http://www.bosch-presse.de>
[Zugriff am 20 09 2008].

Anon., 2008. *Kraftfahrzeugtechnik, Bosch*. [Online]
Available at: <http://www.bosch-presse.de>
[Zugriff am 20 09 2008].

Anon., 2012. *Digitales Filter*. [Online]
Available at: http://de.wikipedia.org/wiki/Digitales_Filter
[Zugriff am 30 11 2012].

Anon., 2013. *Fourierreihen*. [Online]
Available at: <http://www.mathe-online.at/mathint/fourier/i.html>
[Zugriff am 27 04 2014].

Anon., 2014. *Signalanalyse*. [Online]
Available at: <http://de.wikipedia.org/wiki/Signalanalyse>
[Zugriff am 01 11 2014].

Backfrieder, W., 2015. *Charakterisierung von Signalen*. [Online]
Available at: <http://staff.fh-hagenberg.at/wbackfri/Teaching/BSV/EnergieLeistungSignal.pdf>
[Zugriff am 01 05 2015].

Bajcinca, N., Hauschild, M. & Cortesao, R., 2004. Robust Control for Steer-by-Wire Vehicles. *Autonomous Robots*, 19(2), pp. 193-214.

Bischofberger, M., Heilig, A. & Müller, C., 2006. *Verfahren zur Beeinflussung eines Hand- und Lenkmoments in einem Lenksystem eines Kraftfahrzeugs*. Deutschland, Patentnr. DE102005023539A1.

BISHOP Steering Technology, 2011. *BISHOP Steering Technology Ltd.* [Online]
Available at: <http://www.bishopsteering.com.au/uk/steering-technology/steering-racks.html>
[Zugriff am 12 2012].

- Bless, W., 2008. *Progressive Swiss Steering*. [Online]
Available at: http://www.pss-steering.com/progressive_lenkungen.html
[Zugriff am 01 05 2014].
- Bogner, A., Webers, K., Wey, T. & Wimmer, M., 2003. *Kraftfahrzeug, insbesondere Personenkraftwagen, mit einer Wankstabilisierungs-Vorrichtung*. Europäisches Patent, Patentnr. EP1362720 A2.
- Bohner, H. & Moser, M., 2004. *Hydraulic power steering system with dual, double-acting piston cylinder units*. European Patent, Patentnr. 0818382B2.
- Brachert, J., 1997. *System zur Bestimmung der Schräglaufsteifigkeit*. Deutschland, Patentnr. DE1995144691.
- Braess, H.-H. & Seiffert, U., 2001. *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. 2 Hrsg. Braunschweig/Wiesbaden: Friedrich Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH.
- Brand, H., 2003. Einbeziehung des Normalfahrers in den Entwicklungsprozess aktiver Lenkungssysteme. *VDI-Tagung Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn*.
- Brand, W., 2009. *Einsatz einer aktiven Lenkung zur Seitenwindkompensation*. 1 Hrsg. s.l.:Schriftenreihe Automobiltechnik.
- Brehm, H., Zeisberger, F. & Mensch, S., 2014. *Aktuator für eine elektronisch gesteuerte elektromechanische Lenkung für schwere Nutzfahrzeuge*. Deutschland, Patentnr. DE201210212608.
- Brigham, E. O., 1997. *FFT-Anwendungen (Einführung in die Nachrichtentechnik)*. s.l.:Oldenbourg Verlag.
- Buschardt, B., 2002. Synthetische Lenkmomente. *Doktorarbeit, Technische Universität Berlin, Fortschritt-Berichte VDI*, Band 12, Reihe 22.
- Carlson, C. & Gerdes, J. C., 2003. Nonlinear Estimation of Longitudinal Tire Slip Under Several Driving Conditions. *American Control Conference*, Issue Vol.6, pp. 4975 - 4980 .
- Cohen, J., 1988. *Statistical power analysis for the behavioral sciences*. 2 Hrsg. s.l.:Hillsdale, NJ: Lawrence Erlbaum Associates.
- Debes, M. et al., 1997. Dynamic stability control (DSC) of BMW 7-series. *Automobiltechnische Zeitschrift*, pp. Volume 99, Issue Number 3&4.
- Dettki, F., 2005. *Methoden zur objektiven Bewertung des Geradeauslaufs von Personenkraftwagen*. Stuttgart: Universität Stuttgart.
- Dilger, E. et al., 2000. *Steer-by-wire Lenksystem für Kraftfahrzeuge*. Deutsche Offenlegungsschrift, Robert Bosch GmbH, Patentnr. DE19912169.
- DIN EN 61508, 2011. *Funktionale Sicherheit*. Berlin: VDE Verlag.

- ECE R79, 2014. *Bundesministerium für Verkehr und digitale Infrastruktur, UN/ECE-Regelungen*. [Online]
Available at: <http://www.bmvi.de/SharedDocs/DE/Artikel/LA/un-ece-regelungen>
[Zugriff am 09 11 2014].
- Einiche, G., 2003. Robust Noncausal Filtering. *Proceedings of the 42nd IEEE Conference on Decision*, pp. 386-390.
- Endo, S., 2002. *Electrical power steering system design for road information sensitivity*,. Aachen, Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentchnik.
- Fahrerassistenz-Parkassistent, 2014. *BMW X5*. [Online]
Available at:
http://www.bmw.com/com/de/newvehicles/x/x5/2013/showroom/driver_assistance/park_assistant.html
[Zugriff am 01 11 2014].
- Fersen, O. v. Hrsg., 1987. *Ein Jahrhundert Automobiltechnik – Nutzfahrzeuge*. s.l., Düsseldorf VDI Verlag, pp. 164, 174, 175.
- Fleck, R., 2003. *Methodische Entwicklung mechatronischer Lenksysteme mit Steer-by-Wire Funktionalität*. Garching, Tagungsband fahrwerk.tech 2003.
- Frederic, J. H., 1978. On the use of Windows for Harmonic Analysis with the Discrete Fourier Transform. *Proceedings of the IEEE*, 66(1).
- Gies, S. & Schachner, M., 2004. Neue Funktionalitäten durch elektronifizierte Lenksysteme. *13. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentchnik*, p. 1479–1500.
- Gillespie, T. D., 1992. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Warrendale: Society of Automotive Engineers Inc..
- Göbel, M., 2007. *Verfahren zum Bestimmen des Fahrzustands eines zweispurigen Fahrzeugs durch Schwimmwinkel-Schätzung*. Deutschland, Patentnr. DE 102006009682.
- Göbel, M., 2008. *The benefit of tire force sensing for chassis control systems*. s.l., Global Chassis Control.
- Göbel, M., 2009. *Potenzial der Radkraftmessung für fahrdynamische Regelsysteme*. Braunschweig: Shaker Verlag.
- Göbel, M., Groll, M. v. & Serarslan, B., 2009. *Fahrdynamisches Steuerungs- und Regelsystem eines zweispurigen Kraftfahrzeugs*. Deutsche Offenlegungsschrift, Patentnr. DE 102009006211A1.
- Göhring, E., 1986. Das Fahrdynamikkonzept ABS/ASR für Mercedes-Benz-Nutzfahrzeuge. *Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik*, Band 9.
- Goroncy, J., 1997. Delphi Automotive Systems stellt elektrisch unterstützte Servolenkung E-Steer vor. pp. 566-569.

- Greul, R. & Kreis, C., 2009. *Verfahren zur Beeinflussung des Lenkmoments in einem Fahrzeuglenksystem*. Deutschland, Patentnr. DE102008001105A1.
- Groll, M. v., Meister, T. & Wimberger, J., 2006. *Lenksystem für ein Kraftfahrzeug*. Deutschland, Patentnr. DE102005002614A1.
- Hac, A. & Simpson, M., 2000. *Estimation of Vehicle Sideslip Angle and Yaw Rate*. s.l., SAE Technical Paper 2000-01-0696.
- Hamann, N., 2012. *BMW 8er – Power&Hightech. Die V12- und V8-Coupés der 90er, Entwicklung E31, Prototypen, Serienmodelle, Sondereditionen*. s.l.:Schneider Media UK Ltd.
- Harrer, M., 2007. *Characterisation of Steering Feel*. Bath: Dissertation, University of Bath.
- Heissing, B. & Ersoy, M., 2008. *Fahrwerkhandbuch*. 2 Hrsg. Wiesbaden: Der Vieweg+Teubner Verlag.
- Herold, P., Thalhammer, T. & Gietl, S., 2008. Die Integral Aktivlenkung. *ATZextra*, Band 13, Issue 8, pp. 104-107.
- Hößl, B., 2001. In: *Untersuchungen zur Dynamik eines Kraftfahrzeuges mit elektrisch unterstützter Servolenkung*. Wien: Diplomarbeit, Technische Universität Wien, pp. 9-10.
- ISO 26262, 2011. *Road vehicles-Functional safety*. s.l.:International Standardization Organization.
- ISO 7401, 2011. *Road vehicles-Lateral transient response test methods, Open-loop test methods*. s.l.:International Standardization Organization, Technical Committee ISO/TC 22, Road vehicles, Subcommittee SC 9.
- Ito, K., 1988. *Vehicle Control System for Controlling Side Slip Angle and Yaw Rate Gain*. European Patent, Patentnr. EP0198450B1.
- Jackson, L. B., 1972. On the Interaction of Roundoff Noise and Dynamic Range in Digital Filters. *Digital Signal Process*, Band 49.
- Jing, L., Xiaojun, Q. & Boling, X., 2003. A new adaptive IIR algorithm for active noise control. *Acoustics, Speech and Signal Processing, IEEE*, Band 5.
- Kammeyer, K. D. & Kroschel, K., 2006. *Digitale Signalverarbeitung – Filterung und Spektralanalyse mit MATLAB Übungen*. 6 Hrsg. s.l.:Teubner Verlag.
- Kawaguchi, H. & Sugitani, N., 1998. *Servolenksystem*,. Deutsche Offenlegungsschrift, Patentnr. DE 19804821. Toyota Jidosha.
- Kemmettmüller, W. & Kugi, A., 2013. Regelungssysteme 1. *Vorlesung, WS 2013/2014*, Band TU Wien, Institut für Automatisierungs- und Regelungstechnik, p. 16.
- Kimura, S., Segawa, M., Kada, T. & Nakano, S., 2004. *A research on steering wheel control strategy as a man-machine interface for a steer-by-wire vehicle*. Barcelona, Spain, FISITA World Automotive Congress.

- Knorr, S., 2001. *Spektralanalyse der Herzratenvariabilität (HRV) zur Analyse der Auswirkung auf das autonome Nervensystem bei einer Ösophagusresektion*, Berlin: Technische Universität Berlin.
- Koch, T., 2010. *Untersuchungen zum Lenkgefühl von Steer-by-Wire Lenksystemen*. München: Institut für Maschinen- und Fahrzeugtechnik, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik.
- Koenig, L., Neubeck, J. & Wiedemann, J., 2007. Nonlinear Steering Controllers for the Lateral Dynamics Stability Limit. *Proceedings of Automatisierungstechnik 2008*, Band 55, pp. 314-321.
- Kölbl, C. & Zahn, P., 2006. *Entwicklung eines integrierten Quer- und Längsreglers zur Fahrzeugführung*. Aachen, 15. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik.
- König, L., Neubeck, J. & Wiedemann, J., 2007. Nichtlineare Lenkregler für den querdynamischen Grenzbereich. *Automatisierungstechnik*, 06, pp. 314-321.
- Kopetz, H., 2000. *Institute of Computer Engineering-VO-Präsentation Digitale Signalverarbeitung*. [Online]
Available at: <http://ti.tuwien.ac.at/cps/teaching/courses/dspv>
[Zugriff am 01 09 2014].
- Kozaki, Y., Hirose, G., Sekiya, S. & Miyaura, Y., 1999. Electric power steering (eps). *Motion and Control, Steering Technology Department, Automotive Technology Center NSK*, Band 6.
- Kronmüller, H., 1991. *Digitale Signalverarbeitung*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag.
- Langwieder, J., 2006. *Objektive Bewertung von fahrdynamischen Kenngrößen-Lenkgefühl*. s.l.:Diplomarbeit TU München, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik.
- Mayer, E., 2006. *Verfahren und Vorrichtung zur Kompensation von Seitenwinden beim Landeanflug von Flugzeugen*. Deutschland, Patentnr. DE10318230B4.
- Minton's Automotive, INC, 2013. *Electric power steering (EPS or EPAS)*. [Online]
Available at: <http://www.mintonsautomotive.com/Steering-and-Suspension.html>
[Zugriff am 01 01 2014].
- Mitschke, M. & Wallentowitz, H., 2004. *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. 4 Hrsg. Berlin, Heidelberg: Springer Verlag.
- Montazeri, A., Kahaei, M. H. & Poshtan, J., 2005. *A New Stable Adaptive Filter for Active Noise Control Systems*. s.l., European Signal Processing Conference.
- Moser, M. & Schneckenburger, R., 1998. *Fahrzeuglenkung*. Deutschland, Patentnr. DE19634728C1.
- Müller, S., 2004. Future power-steering systems, for full steer-by-wire functionality and low fuel consumption. *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift*, pp. 106-310.
- Münster, M. & Wolf, D., 2010. *Lenktriebeanordnung*. Deutsche Offenlegungsschrift, Patentnr. DE 102009000969A1.

- Nenggen, D. & Saied, T., 2010. An adaptive integrated algorithm for active front steering and direct yaw moment control based on direct Lyapunov method. *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 48(10), pp. 1193-1213.
- Nenninger, G., Nimmo, M., Graf, G. & Boros, L., 2007. *Vehicle dynamics control system adapted to the load condition of a vehicle*. US Patent, Patentnr. 2007078581A.
- Nexteer, 2011. *Autoevolution*. [Online]
Available at: <http://www.autoevolution.com/news/ford-f-150-is-now-fitted-with-nexteer-eps-28147.html>
[Zugriff am 08 01 2015].
- Nishio, A. & Tozu, K., 2001. *Development of Vehicle Stability Control System Based on Vehicle Sideslip Angle Estimation*. s.l., SAE Technical Paper.
- Odenthal, D., Bünte, T., Heitzer, H. & Eicker, C., 2003. Übertragung des Lenkgefühls einer Servo-Lenkung auf Steer-by-Wire. *at- Automatisierungstechnik*, Band 51, p. 329–337.
- Oppenheim, A. V., Schafer, R. W. & Buck, J. R., 2004. *Zeitdiskrete Signalverarbeitung*. 2 Hrsg. s.l.:Pearson Education Deutschland.
- Pfeffer, P. & Harrer, M., 2011. *Lenkungshandbuch: Lenksysteme, Lenkgefühl, Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen*. 1 Hrsg. Stuttgart: Vieweg+Teubner Verlag.
- Pisu, P., Rizzoni, G. & Serrani, A., 2004. *Model-Based Fault Detection and Isolation in Steer-by-Wire System with Parameter Uncertainties*. Barcelona, Spain, FISITA World Automotive Congress.
- Proakis, J. G. & Manolakis, D. G., 2007. *Digital Signal Processing*. 4 Hrsg. New Jersey: Pearson Prentice Hall.
- Ralf, E., 2001. *Objektorientierte Programmierung eines 2-Kanal Frequenzanalysators unter DASYLab und LabVIEW*. s.l.:Diplomarbeit Fachhochschule Düsseldorf, Institut für Strömungsmaschinen IFS.
- Randall, R. B., 1987. *Frequency Analysis*. 3 Hrsg. Kopenhagen: Bruel & Kjaer.
- Randall, R. B., 2011. *Vibration Based Condition Monitoring*. 1 Hrsg. Wiley: Wiley-Blackwell.
- Rau, M., 2007. *Koordination aktiver Fahrwerk-Regelsysteme zur Beeinflussung der Querdynamik mittels Verspannungslenkung*. Stuttgart: Institut für Flugmechanik und Flugregelung der Universität Stuttgart.
- Reith, G., Kroeber, J., Horn, M. & Abel, M., 2008. *Method and Control System for Stabilizing a Vehicle*. US Patent, Patentnr. 2008275603A.
- Rieth, P. & Eckert, A., 2001. *Global Chassis Control. Das Chassis im Reglerverbund*. Osnabrück, Tagung Fahrwerktechnik.
- Robert Bosch, G., Hrsg., 2007. *Autoelektrik/Autoelektronik (Bosch Fachinformation Automobil)*. In: 5 Hrsg. s.l.:Vieweg+Teubner Verlag.

- Sackmann, M. & Trächtler, A., 2009. Nichtlineare Fahrdynamikregelung mit einer aktiven Vorderachslenkung zur Verbesserung des Seitenwindverhaltens. *Automatisierungstechnik/Methoden und Anwendungen der Steuerungs-, Regelungs- und Informationstechnik*, 51(12/2003), p. 535–546.
- Sankin, R. & Thomys, A., 2009. *Verfahren zur Schwimmwinkelbestimmung in einem Fahrzeug*. Deutschland, Patentnr. DE102008012354 A1.
- Schermann, E., Haeussler, T., Kieren, M. & Willy, K., 2008. *Integrated safety-oriented development and verification of stability-oriented steering functions combined with ESP*. s.l., Proceedings of steering.tech, p. 8.
- Schramm, D., Hiller, M. & Bardini, R., 2014. *Dynamics of Road Vehicles-Modelling and Simulation*. 1 Hrsg. Berlin: Springer Verlag.
- Schrüfer, E., 1990. *Signalverarbeitung: Numerische Verarbeitung digitaler Signale*. München: Carl Hanser Verlag.
- Serarslan, B., 2007. *Modellunabhängige Verfahren zur Erkennung nichtlinearen Fahrzeugverhaltens*. München: Lehrstuhl für Mechatronik, Universität Duisburg Essen.
- Serarslan, B., 2010. *Verfahren zur Ansteuerung eines elektromotorischen Feedback-Aktuators in einem Lenksystem sowie Tiefpassfilter für das Signal eines Querbeschleunigungssensors eines Fahrzeugs*. Deutsche Offenlegungsschrift, Patentnr. DE102010005527A1.
- Serarslan, B., Bootz, A. & Schramm, D., 2010. *Enhancement of Steering and Safety Feeling in a Steer-By-Wire Application*. München, 6th IFAC Symposium Advances in Automotive Control.
- Serarslan, B. & Groll, M. v., 2009. *Robuste Rückmeldung des Übergangs in den fahrdynamischen Grenzbereich durch elektromechanische Lenksysteme*. Garching bei München, 1. Automobiltechnisches Kolloquium.
- Serarslan, B., Groll, M. v. & Gietl, S., 2007. *Erkennen nicht lineares Fahrverhalten 2*. Deutsche Offenlegungsschrift, Patentnr. DE102007043209.9.
- Serarslan, B., Groll, M. v. & Gietl, S., 2009. *Method for Monitoring the Vehicle Handling of a Two Track Vehicle*. US Patent, Patentnr. US2009069982.
- Serarslan, B., Groll, M. v. & Gietl, S., 2009. *Verfahren zum Überwachen des Fahrverhaltens eines zweispurigen Fahrzeugs*. Deutsche Offenlegungsschrift, Patentnr. DE102007043209A1.
- Serarslan, B., Groll, M. v. & Schramm, D., 2009. *Modellunabhängige Methoden zur Erkennung nichtlinearen Fahrverhaltens*. Wiesloch bei Heidelberg, Proceedings of Mechatronik 2009, VDI Fachtagung, pp. 127-134.
- Serarslan, B. & Schramm, D., 2010. *Active Steering Torque Control Using Coherence and Regression Analysis Independent of Vehicle Type*. Stuttgart, 10. Internationales Stuttgarter Symposium.

- Siemel, W., 1997. *Estimation of the Tire Cornering Stiffness and Its Application to Active Car Steering*. s.l., Decision and Control, Proceedings of the 36th IEEE Conference, pp. 4744 - 4749.
- Smith III, J. O., 2004. *Introduction to Digital Filters: with Audio Applications*. 2007 Hrsg. Stanford, California, USA: W3K Publishing.
- Theis, I., 2002. *Das Steer-by-Wire System im Kraftfahrzeug-Analyse der menschlichen Zuverlässigkeit*. München: Dissertation, Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München.
- Toims, E., 1977. *Testverfahren für das instationäre Lenkverhalten-Entwicklungsstand der objektiven Testverfahren für das Fahrverhalten*. Kolloquiumsreihe Aktive Sicherheit, Verlag TÜV Rheinland.
- Tokunaga, H. & Shimizu, Y., 2000. *Variable Gear Ratio Steering System*. United States Patent, Patentnr. US6155377.
- Tracht, S. L., 2004. Chassis and suspension electronics. *International CTI-Forum Fahrwerk und Reifen*, Band 3.
- Uffelman, F., 1986. Das Seitenwindverhalten bei Personenkraftwagen. *Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik*, Band 12, pp. 319-355.
- Ulrich, H., 2011. *Lenkungshandbuch: Lenksysteme, Lenkgefühl, Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen (ATZ/MTZ-Fachbuch)*. Wiesbaden, Vieweg+Teubner Verlag.
- United States Department of Transportation, 2014. *Federal Motor Carrier Safety Administration, 49 CFR Parts 300-399*. [Online]
Available at: <http://www.fmcsa.dot.gov/regulations/title49/b/5/3?reg=571.102>
[Zugriff am 01 07 2014].
- von Groll, M., 2006. *Modifizierung von Nutz- und Stoerinformationen am Lenkrad durch elektromechanische Lenksysteme*. Essen: University of Duisburg-Essen.
- von Vietinghoff, A., 2008. *Nichtlineare Regelung von Kraftfahrzeugen in querdynamisch kritischen Fahrsituationen*. Karlsruhe: Universitätsverlag Karlsruhe.
- Webersinke, L., 2009. *Adaptive Antriebsstrangregelung für die Optimierung des Fahrverhaltens von Nutzfahrzeugen*. Karlsruhe: Universitätsverlag Karlsruhe.
- Werner, M., 2014. *Signale und Systeme*. [Online]
Available at: http://www2.hs-fulda.de/~werner/lehre/sus/SigSys_P3.pdf
[Zugriff am 10 01 2014].
- Wiesinger, J., 2014. *Elektronisches Stabilitätsprogramm ESP®*. [Online]
Available at: <http://www.kfztech.de/kfztechnik/sicherheit/ESP.htm>
[Zugriff am 04 01 2014].

Wolf, H. J., 2009. *Ergonomische Untersuchung des Lenkgefühls an Personenkraftwagen*. München: Technische Universität München, Lehrstuhl für Ergonomie .

Yasuji, S., Yukio, F., Kenji, N. & Yasumasa, T., 1988. *Steering Control System for Wheeled Vehicle*. European Patent, Patentnr. EP0150857B1.

Yiteng, H., Chen, J. & Benesty, J., 2005. A generalized MVDR Spectrum. *IEEE Signal Processing Letters*, 12(12), pp. 827-830.

Yuan, B. et al., 2001. *Steer-by-wire steering system for motorized vehicles*. US Patent, Patentnr. 6219604B.

Zomotor, A., 1988. *Fahrwerktechnik: Lenkung*. 1 Hrsg. Würzburg: Vogel-Buchverlag.

Zomotor, A., 1993. *Fahrwerktechnik: Fahrverhalten*. Würzburg: Vogel-Buchverlag.

Eigene Veröffentlichungen und Offenlegungsschriften

Serarslan, B. & Groll, M. v., 2009. Robuste Rückmeldung des Übergangs in den fahrdynamischen Grenzbereich durch elektromechanische Lenksysteme. Garching bei München, 1. Automobiltechnisches Kolloquium.

Serarslan, B., Groll, M. v. & Gietl, S., 2009. Method for Monitoring the Vehicle Handling of a Two Track Vehicle. US Patent, Patentnr. US2009069982.

Serarslan, B., Groll, M. v. & Gietl, S., 2009. Verfahren zum Überwachen des Fahrverhaltens eines zweispurigen Fahrzeugs. Deutsche Offenlegungsschrift, Patentnr. DE102007043209A1.

Serarslan, B., Groll, M. v. & Schramm, D., 2009. Modellunabhaengige Methoden zur Erkennung nichtlinearen Fahrverhaltens. Wiesloch bei Heidelberg, Proceedings of Mechatronik 2009, VDI Fachtagung, pp. 127-134.

Göbel, M., Groll, M. v. & Serarslan, B., 2009. Fahrdynamisches Steuerungs- und Regelsystem eines zweispurigen Kraftfahrzeugs. Deutsche Offenlegungsschrift, Patentnr. DE102009006211A1.

Serarslan, B. & Schramm, D., 2010. Active Steering Torque Control Using Coherence and Regression Analysis Independent of Vehicle Type. Stuttgart, 10. Internationales Stuttgarter Symposium.

Serarslan, B., Bootz, A. & Schramm, D., 2010. Enhancement of Steering and Safety Feeling in a Steer-By-Wire Application. München, 6th IFAC Symposium Advances in Automotive Control.

Serarslan, B., 2010. Verfahren zur Ansteuerung eines elektromotorischen Feedback-Aktuators in einem Lenksystem sowie Tiefpassfilter für das Signal eines Querbeschleunigungssensors eines Fahrzeugs. Deutsche Offenlegungsschrift, Patentnr. DE102010005527A1.

Serarslan, B., 2014. New Approaches to Enhance Active Steering System Functionalities: Preliminary Results. Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, 52(9), pp. 1153-1170.

Index

A

Abtastung45, 65, 80
 Ackermannwinkel 31
 Adaptives Filter49, 50
 Admittanzregelung..... 54
 AFS.....5, 13, 49, 51, 54
 Analysefenster45, 66, 68, 69
 Anlenkverhalten.....18, 22, 23, 24, 27
 Autokorrelation.....64, 68, 69, 114
 Autoleistungsdichtespektrum.....64, 65, 69, 71

B

Bartlett-Methode..... 69
 Blackman-Tukey 61

C

charakteristische Geschwindigkeit27, 33, 35

D

Diskrete Fourier-Transformation 45
 Diskretisierung 45
 DSC.....13, 51, 55

E

Eckfrequenz.....51, 52, 95, 96, 97
 EHPS4, 7
 Eigenlenkgradient27, 31, 32, 34

Eigenlenkgradienten33, 35, 44
 Eigenlenkverhalten31, 56
 Einspurmodell28
 Energiesignal.....47
 EPS 4, 5, 7, 8, 11, 18, 21, 49, 51
 ESP1, 2, 55, 56

F

Fahrsicherheit1
 Fahrzustand 5, 8, 9, 21, 22, 23, 37, 39, 42,
 49, 118
 Filterung
 Tiefpassfilterung45, 52, 95, 97, 98,
 100, 101, 102
 nichtkausal.....98
 Fourieranalyse45

G

Geradeausfahrt.....23, 24
 Gierverstärkung 27, 34, 36, 37, 77, 78, 79
 Gierverstärkungsfaktor34, 35, 36, 37, 77

H

HPS.....4

K

Kohärenz.....64, 65, 66, 68, 71, 109, 111, 112,
114, 118, 121
 Korrelationskoeffizient.....48, 124, 125, 126
 Kreuzkorrelation48, 64
 Kreuzleistungsdichtespektrum.....64, 66, 71
 kritische Geschwindigkeit35, 36

L

Leakage-Effekt..... 46
 Leistungssignal47, 69
 Lenkgefühl..... 4, 11, 15, 22, 36, 39, 49, 121
 Lenkmoment 5, 8, 9, 10, 15, 18, 25, 49, 119,
120

M

mechatronische Lenksysteme.....3, 54

P

Parametrische Systemidentifikation 72

Periodogramm70

R

Regressionsanalyse 75, 76, 80, 117, 121, 130
 Rückfallebene6
 Rückmeldung 21, 22, 23, 25, 27, 44, 49, 51,
120, 155

S

SbW5, 6, 20, 49
 Schräglaufsteifigkeit..... 28, 29, 36, 38, 42, 43,
44, 54, 58
 Schwerpunktlage.....29, 36
 Schwimmwinkel 2, 28, 30, 43, 44
 Servolenksystem3
 Servotronic.....4, 7
 stationäre Kreisfahrt22, 31, 32

W

Welch-Methode 70, 71