

Audi
Dissertationsreihe



Martin Stemmer

Energetische und funktionale Vernetzung von aktiven Lenksystemen



Audi-Dissertationsreihe, Band 77





TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN
Institut für Maschinen- und Fahrzeugtechnik
Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik

Energetische und funktionale Vernetzung von aktiven Lenksystemen

Martin Georg Stemmer

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der
Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades
eines
Doktor-Ingenieurs
genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ. Prof. Dr.-Ing. K. Stahl

Prüfer der Dissertation: 1. Univ. Prof. Dr.-Ing. B. Heißing (i.R.)
2. Univ. Prof. Dr.-Ing. habil. B. Lohmann

Die Dissertation wurde am 03.07.2012 bei der Technischen Universität
München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am
18.02.2013 angenommen.



Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

1. Aufl. - Göttingen : Cuvillier, 2013

Zugl.: (TU) München, Univ., Diss., 2013

978-3-95404-423-8

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2013

Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen

Telefon: 0551-54724-0

Telefax: 0551-54724-21

www.cuvillier.de

Alle Rechte vorbehalten. Ohne ausdrückliche Genehmigung des Verlages ist es nicht gestattet, das Buch oder Teile daraus auf fotomechanischem Weg (Fotokopie, Mikrokopie) zu vervielfältigen.

1. Auflage, 2013

Gedruckt auf säurefreiem Papier

978-3-95404-423-8



Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik ftm der Technischen Universität München. Im Rahmen der Kooperation INI.TUM (Ingolstadt Institute der TU München) war die Untersuchung eine enge Zusammenarbeit zwischen dem Lehrstuhl und der Abteilung Entwicklung Fahrwerkregelsysteme der AUDI AG.

Ich möchte an dieser Stelle allen danken, die das Projekt ermöglicht haben, mich unterstützt und auf dem Weg begleitet haben.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Univ. Prof. Dr.-Ing. B. Heißing für das entgegengebrachte Vertrauen und die Freiräume bei meiner Tätigkeit. Die fachlichen Diskussionen und wertvollen Anregungen stärkten die wissenschaftliche Auseinandersetzung mit der Aufgabe. Ich danke Univ. Prof. Dr.-Ing. K. Stahl für den Prüfungsvorsitz und Univ. Prof. Dr.-Ing. habil. B. Lohmann für die Übernahme des Koreferats.

Vielen Dank allen Kollegen der AUDI AG, ohne die diese Arbeit nicht möglich gewesen wäre. Insbesondere danke ich Dr.-Ing. Stefan Ullmann für die fachliche Betreuung und Dr.-Ing. Ralf Schwarz für die Ermöglichung der Arbeit und das entgegengebrachte Vertrauen. Die Zusammenarbeit und die fachlichen Diskussionen mit Mirko Reuter, Sebastian Stark und Dr.-Ing. Bodo Kleickmann haben das Projekt bereichert.

Ein herzliches Dankeschön gilt meinen Kollegen und allen Mitarbeitern des Lehrstuhls und von INI.TUM für die fachliche Hilfe und das angenehme Arbeitsklima. Mit Anregungen zur Ausfertigung der Arbeit haben mich Dr.-Ing. Josef Fink, Dr.-Ing. Tilo Koch, Dr.-Ing. Anton Obermüller und Dr.-Ing. Andreas Unger unterstützt. Für die Mithilfe bei gezielten Untersuchungen gilt der Dank auch den beteiligten Studenten.

Nicht zuletzt gilt mein ganz besonderer Dank meiner Familie für die jahrelange Unterstützung. Meine Freundin Martina stand mir in den Hoch- und Tiefphasen der Arbeit stets zur Seite - danke für alles.





Kurzfassung

Die Anzahl an Fahrerassistenzfunktionen im Fahrzeug steigt stetig. Vermehrt wird auf aktive Lenksysteme als Stellelemente zur Winkel- und Momentenüberlagerung zugegriffen.

Zur Beherrschung der Komplexität ist in dieser Arbeit das Konzept eines Lenkstrangkoordinators dargestellt. In der Betrachtung werden zwei Schwerpunkte gesetzt. Neben der Erarbeitung einer energetischen Vernetzung zur Sicherstellung der Bordnetzstabilität und Vermeidung des Lenkungsüberholens, wird die referenzmodellbasierte Störgrößenaufschaltung als Ansteuerkonzept eingeführt. Lenkeingriffe sind ohne störende Rückwirkung auf den Fahrer möglich.

Die Funktionsmodule des Koordinators und drei Assistenzfunktionen werden theoretisch erarbeitet und die Wirksamkeit auf Basis einer prototypischen Umsetzung nachgewiesen. Die Arbeit zeigt ein ganzheitliches Konzept von den funktionalen Anforderungen, über die zentralisierte Umsetzung und die Systemreaktion im Fahrzeug.





Abstract

Driver assistance functions are growing in number and complexity. In many cases active steering systems are used as actuator for angle and torque superposition.

To cope with the demands in this work the concept of a steering coordinator is presented. In the analysis two focuses are set. An energetic integration is introduced to guarantee the stability of the power supply system and to prevent catch up of the steering system. The reference model based disturbance feedforward control is presented as a new control approach. The steering systems can be actuated for driver assistance functions without disturbance to the driver.

The function modules of the coordinator and three assistance functions are developed theoretically and the effectiveness is proved based on a prototypical implementation. This work shows a holistic concept of the functional requests, through to the centralized calculation and the system reactions in the car.





Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen und Abkürzungen	iii
1 Einleitung	1
2 Stand der Forschung und Technik	5
2.1 Lenkverhalten und Lenkgefühl im Fahrbetrieb	5
2.2 Bauarten von aktiven Lenksystemen im Pkw	7
2.2.1 Lenkkraftunterstützung	10
2.2.2 Lenkwinkelüberlagerung	11
2.3 Energieversorgung von elektrischen Lenksystemen	14
2.3.1 Energiebordnetz im Pkw	14
2.3.2 Maßnahmen zur Stabilisierung des Bordnetzes.	17
2.3.3 Maßnahmen bei Lenksystemen zur Verringerung der Bordnetzbelastung	19
2.4 Kundenwerte Nutzfunktionen aktiver Lenksysteme	20
2.4.1 Agilitätsfunktionen.	22
2.4.2 Komfortfunktionen.	24
2.4.3 Stabilitätsfunktionen	26
2.4.4 Funktionale Vernetzung von aktiven Lenksystemen	30
2.5 Vernetzung von aktiven Fahrwerkssystemen.	34
2.6 Formulierung der Zielsetzungen der Arbeit	35
3 Architektur des Lenkstrangkoordinators	39
3.1 Konzept für einen Lenkstrangkoordinator	39
3.2 Darstellung der integrierten Funktionalitäten	42
3.2.1 Kommunikationsstruktur und Schnittstellendefinition	43
3.2.2 Priorisierung und Freigabe der Stelleingriffe	45
3.2.3 Systemübergreifende Beeinflussung des Energiebedarfs	45
3.2.4 Referenzmodellbasierte Störgrößenaufschaltung zur Kompensations- berechnung	47
3.2.5 Degradierungskonzept.	49
3.2.6 Einbindung des Lenkstrangkoordinators in die Fahrzeugarchitektur	52
4 Referenz- und Prädiktionsmodell zur Lenkmomentenkompensation	55
4.1 Parametrisches Modell des Lenkstrangs	55
4.1.1 Modellierung der Lenkungsmechanik	56
4.1.2 Modellierung der Winkelüberlagerung	60
4.1.3 Modellierung der Lenkkraftunterstützung	62
4.1.4 Modellierung der Achskinematik und der Fahrdynamik	63
4.1.5 Modellierung des Reifenverhaltens und der Rückstellkraft	68
4.1.6 Integration der Teilmodelle zur Lenkmomentenberechnung	70



4.2	Online-Adaption zur Erhöhung der Robustheit	71
5	Energetische Untersuchungen an elektrischen Lenksystemen	77
5.1	Sicherstellung der dynamischen Bordnetzstabilität	77
5.2	Untersuchung des Lenkleistungsbedarfs bei stehendem Fahrzeug	82
5.2.1	Darstellung der Referenz ohne koordinierende Maßnahmen	82
5.2.2	Modellbasierter Ansatz zur Lenkleistungsbegrenzung	83
5.2.3	Wirksamkeitsnachweis des modellbasierten Ansatzes im Fahrzeug	87
6	Lenkfunktionen mit integrierter Ansteuerung von Winkel- und Momentenüberlagerung	93
6.1	Agilitätsfunktion - Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens.	93
6.1.1	Theoretische Herleitung der Anpassung des Eigenlenkverhaltens	94
6.1.2	Umsetzung im Fahrzeug und Einsatz der vernetzten Ansteuerung	97
6.2	Stabilitätsfunktion - Lenkstabilisierung bei Traktionssteigerung.	101
6.2.1	Traktionssteigerung durch Antriebsmomentenverteilung.	101
6.2.2	Theoretische Herleitung der Lenkstabilisierung	104
6.2.3	Umsetzung im Fahrzeug und Einsatz der vernetzten Ansteuerung	107
6.3	Komfortfunktion - Lenkwinkelüberlagerung zur Spurführung	110
6.3.1	Existierende Spurführungen mit Lenkmomentenempfehlung	111
6.3.2	Theoretische Herleitung der winkelbasierten Spurführung	112
6.3.3	Umsetzung im Fahrzeug und Einsatz der vernetzten Ansteuerung	114
6.4	Bewertung der vernetzten Ansteuerung und der Lenkfunktionen	119
7	Anwendung der Ergebnisse	123
8	Zusammenfassung und Ausblick	127
A	Anhang	129
A.1	Ergänzende Messungen zur Bordnetzstabilität.	129
A.2	Ergänzende Messungen zur Modellvalidierung	131
	Literaturverzeichnis	135



Formelzeichen und Abkürzungen

Indizes und Formelzeichen

Zeichen	Einheit	Bezeichnung
$(\dots)_l$		Index für die linke Fahrzeugseite
$(\dots)_r$		Index für die rechte Fahrzeugseite
$(\dots)_v$		Index für die Vorderachse des Fahrzeugs
$(\dots)_h$		Index für die Hinterachse des Fahrzeugs
$(\dots)_x$		Index für die Fahrzeuglängsachse
$(\dots)_y$		Index für die Fahrzeugquerachse
$(\dots)_z$		Index für die Fahrzeughochachse
$(\dots)_{ist}$		Index für einen vorliegenden Wert
$(\dots)_{soll}$		Index für einen Sollwert
a	$[m/s^2]$	Beschleunigung des Fahrzeugs
b	$[m]$	Spurweite des Fahrzeugs
c	$[N/rad]$	Schräglaufsteifigkeit der Fahrzeugachse
c_{DS}	$[Nm/rad]$	Verdrehsteifigkeit des Drehstabs
d_{DS}	$[Nm \cdot s/rad]$	Dämpfung des Drehstabs
d_R	$[m]$	Teilkreisdurchmesser des Lenkritzels
DR	$[rad/s]$	Drehzahlreserve zur Lenkunterstützung
e_{Trak}	$[m/s]$	Regelabweichung des Traktionsreglers
e_{Stab}	$[rad/s]$	Regelabweichung des Stabilisierungsreglers
e_y	$[m]$	Regelabweichung der Querablage
e_ψ	$[rad]$	Regelabweichung der Spurbabweichung
E	$[-]$	Effizienzwert zur Bewertung der Modellgüte
f_{ELV_1}	$[-]$	Anpassungsfaktor zum Eigenlenkverhalten 1
f_{ELV_2}	$[-]$	Anpassungsfaktor zum Eigenlenkverhalten 2
$f_{Stab,kin}$	$[-]$	Kinematikfaktor Vorsteuerung Stabilisierung
$f_{Stab,Steuer}$	$[-]$	Verstärkungsfaktor Vorsteuerung Stabilisierung
F	$[N]$	Kraft (allg.)
F_{EPS}	$[N]$	Kraft der EPS an der Zahnstange
F_{y0}	$[N]$	Seitenkraft des Reifens im MF-Tyre Modell
F_{ZS}	$[N]$	Kraft an der Zahnstange aus dem Rückstellmoment
$F_{ZS,mess_virt}$	$[N]$	virtueller Messwert der Zahnstangenkraft
g	$[m/s^2]$	Erdbeschleunigung
h_{KGT}	$[m]$	Gewindesteigung des Kugelgewindetriebs
h_{SP}	$[m]$	Höhe des Fahrzeugschwerpunkts
i_0	$[-]$	Standübersetzung des Wellgetriebes

Zeichen	Einheit	Bezeichnung
i_{KGT}	[m]	Übersetzung des Kugelgewindetriebs
i_M	[-]	Übersetzung Motorwinkel ÜL - Ritzelwinkel
i_R	[m/rad]	Übersetzung Ritzelwinkel - Zahnstangenweg
i_S	[-]	Übersetzung Lenkradwinkel - Ritzelwinkel
I_1	[A]	Statorstrom des Elektromotors
I_{Bat}	[A]	Batteriestrom
I_d	[A]	d-Komponente des Statorstrom I_1
I_{EPS}	[A]	Laststrom der Lenkunterstützung
I_{ESP}	[A]	Laststrom des ESP-Hydroaggregat
I_{Gen}	[A]	Generatorstrom
I_{Hsv}	[A]	Laststrom der Hochstromverbraucher
I_{Last}	[A]	Lastrom der Grundverbraucher
I_q	[A]	q-Komponente des Statorstrom I_1
I_{Start}	[A]	Laststrom zum Starten des Verbrennungsmotors
I_{Sum}	[A]	Summenlaststrom der gemessenen Verbraucher
I_{RGS}	[A]	Laststrom der reversiblen Gurtstraffer
$I_{ÜL}$	[A]	Laststrom der Winkelüberlagerung
j	[-]	Laufindex
J_o	[kg · m ²]	Trägheitsmoment des oberen Teils des Zweimassenschwingers
J_u	[kg · m ²]	Trägheitsmoment des unteren Teils des Zweimassenschwingers
J_z	[kg · m ²]	(Gier-) Trägheitsmoment des Fahrzeugs um die Hochachse
k_{adapt}	[-]	Proportionalitätsfaktor für die Änderungsrate der Modelladaptation
K	[-]	Verstärkungsfaktor der Regelabweichung des jeweiligen Regleranteils
$K_{Vorhalt}$	[-]	Proportionalitätsfaktor der Vorhaltelenkung
l	[m]	Radstand des Fahrzeugs
l_h	[m]	Abstand Hinterachse - Schwerpunkt
l_v	[m]	Abstand Vorderachse - Schwerpunkt
$l_{y,Fahrzeug}$	[m]	Querabstand des Fahrzeugs zur Referenz
$l_{y,Trajektorie}$	[m]	Querabstand der Solltrajektorie zur Referenz
L_1	[Ωs]	Eigeninduktivität der Statorwicklung
m	[kg]	Masse des Fahrzeugs
M_D	[Nm]	geschwindigkeitsabhängiges Moment am Reibelement
M_{EPS}	[Nm]	Gesamtmoment der EPS
M_{fg}	[Nm]	Moment am Flexible Gear des Wellgetriebes
$M_{KG,1}$	[Nm]	Moment am Eingang des Kreuzgelenkes
$M_{KG,2}$	[Nm]	Moment am Ausgang des Kreuzgelenkes
M_M	[Nm]	Motormoment
M_o	[Nm]	äußeres Moment am oberen Teil des Zweimassenschwingers

Zeichen	Einheit	Bezeichnung
M_R	[Nm]	wegabhängiges Moment am Reibelement
$M_{Rück}$	[Nm]	Rückstellmoment der Räder an der Vorderachse
M_S	[Nm]	Lenkmoment des Fahrers am Lenkrad
$M_{S,eff}$	[Nm]	Effektivwert des Lenkmoments
$M_{S,mess}$	[Nm]	Messwert des Lenkmoments zur Adaption
$M_{S,sim}$	[Nm]	Simulationswert des Lenkmoments zur Adaption
M_{sensor}	[Nm]	gemessenes Moment am Drehstab des Lenkstrangs
M_{Servo}	[Nm]	Moment der EPS zur Lenkunterstützung
M_{sg}	[Nm]	Moment am Static Gear des Wellgetriebes
M_u	[Nm]	äußeres Moment am unteren Teil des Zweimassenschwingers
M_{z0}	[Nm]	Rückstellmoment des Reifens im MF-Tyre Modell
M_{zr}	[Nm]	Rückstellmoment aus Sturzeinfluss im MF-Tyre Modell
$M_{z,Lenk}$	[Nm]	Giermoment aus Lenkeingriff
$M_{z,TV}$	[Nm]	Giermoment aus Antriebskraftverlagerung
n_K	[m]	konstruktive Nachlaufstrecke
n_p	[m]	Reifennachlauf im MF-Tyre Modell
N	[-]	Stichprobe / Anzahl der Messpunkte
P_{adapt}	[-]	Adaptionsfaktor des Lenkstrangmodells
$P_{Verl,EDS}$	[W]	Verlustleistung der EDS
Q_{Mess}	[-]	Messwert der Referenzgröße bei der Modelleffizienz
\bar{Q}_{Mess}	[-]	Mittelwert der Messreihe bei der Modelleffizienz
Q_{Sim}	[-]	Simulierter Wert zur Bewertung der Modelleffizienz
r	[m]	Kurvenradius des Fahrzeugs
r_{dyn}	[m]	dynamischer Radradius
R_0	[m]	Lenkrollradius
R_1	[Ω]	ohmscher Statorwiderstand
R_i	[Ω]	Innenwiderstand der Batterie
R_S	[m]	Störkrafthebelarm
R_{SH}	[m]	Spurhebelarm
T	[s]	Messzeit
U_1	[V]	Statorspannung des Elektromotors
U_{Bat}	[V]	Spannung an den Polen der Batterie
U_d	[V]	d-Komponente der Statorspannung U_1
U_{EPS}	[V]	Spannung am Systemeingang der Lenkunterstützung
U_{ESP}	[V]	Spannung am Systemeingang des ESP
U_{Gen}	[V]	Spannung am Ausgang des Generators
U_q	[V]	q-Komponente der Statorspannung U_1
v	[m/s]	Geschwindigkeit des Fahrzeugs
x_{ZS}	[m]	Zahnstangenverschiebeweg
z_{fg}	[-]	Zähnezahl Flexible Gear des Wellgetriebes
z_{sg}	[-]	Zähnezahl Static Gear des Wellgetriebes
Z_P	[-]	Polpaarzahl des Elektromotors
α	[rad]	Schräglaufwinkel der Fahrzeugachse

Zeichen	Einheit	Bezeichnung
β	[rad]	Schwimmwinkel des Fahrzeugs
γ	[rad]	Sturzwinkel
δ_{Ack}	[rad]	Ackermannlenkwinkel
δ_{ELV_1}	[rad]	Lenkwinkel zur Beeinflussung des ELV 1
δ_{ELV_2}	[rad]	Lenkwinkel zur Beeinflussung des ELV 2
δ_{fg}	[rad]	Winkel des Flexible Gear des Wellgetriebes
δ_G	[rad]	Ritzelwinkel am Lenkgetriebeeingang
$\delta_{KG,1}$	[rad]	Winkel am Eingang des Kreuzgelenks
$\delta_{KG,2}$	[rad]	Winkel am Ausgang des Kreuzgelenks
δ_M	[rad]	Motorwinkel des Überlagerungslenksystems
$\delta_{M,DR}$	[rad]	Teilwinkel der ÜL zur Lenkleistungsbeeinflussung
$\delta_{M,Vari}$	[rad]	Teilwinkel der ÜL zur variablen Lenkübersetzung
$\delta_{M,Vorhalt}$	[rad]	Teilwinkel der ÜL zur Vorhaltelenkung
δ_o	[rad]	Winkel des oberen Teils des Zweimassenschwingers
δ_{sg}	[rad]	Winkel des Static Gear des Wellgetriebes
δ_S	[rad]	Lenkradwinkel
$\delta_{S,eff}$	[rad]	Effektivwert des Lenkradwinkels
δ_{SF}	[rad]	Lenkwinkel zur Spurführung
$\delta_{Stab,Reg}$	[rad]	Lenkwinkel des Gierstabilisierungsreglers
$\delta_{Stab,Steuer}$	[rad]	Lenkwinkel zur Stabilisierungsvorsteuerung
δ_u	[rad]	Winkel des unteren Teils des Zweimassenschwingers
δ_V	[rad]	(mittlerer) Radwinkel der Vorderachse
$\delta_{V,Fahrer}$	[rad]	Fahreranteil des Radwinkels
$\delta_{V,Zusatz}$	[rad]	funktionaler Überlagerungswinkel auf Radebene
δ_{wg}	[rad]	Winkel des Wave Generators des Wellgetriebes
$\Delta F_{xh,TV}$	[N]	Differenz-Antriebskraft durch TV der Hinterachse
$\Delta F_{xv,EDS}$	[N]	Differenz-Antriebskraft der EDS der Vorderachse
$\Delta M_{S,eff}$	[Nm]	Differenz des Effektivwerts des Lenkmoments zur Referenz
ΔM_{TV}	[Nm]	Verlagertes Antriebsmoment durch TV
Δv_{Ack}	[m/s]	Drehzahldifferenz aus Ackermann-Modell
$\Delta VA - Last$	[kg]	Zusätzliche Vorderachslast
$\Delta \delta_{DS}$	[rad]	Verdrehwinkel des Drehstabs
$\Delta \delta_{S,eff}$	[rad]	Differenz des Effektivwerts des Lenkradwinkels zur Referenz
θ	[rad]	Beugewinkel des Kreuzgelenks
ψ	[rad]	Gierwinkel
$\psi_{Fahrzeug}$	[rad]	Gierwinkel des Fahrzeugs bei der Spurführung
$\psi_{Trajektorie}$	[rad]	Gierwinkel der Solltrajektorie bei der Spurführung
Ψ_{PM}	[-]	Hauptfluss der Permanentmagneten
Ψ_d	[-]	d-Komponente des Statorflusses
Ψ_q	[-]	q-Komponente des Statorflusses
$\omega_{M,grenz}$	[rad/s]	Grenzdrehzahl des EPS-Motors
$\omega_{M,ist}$	[rad/s]	aktuelle Drehzahl des EPS-Motors

Zeichen	Einheit	Bezeichnung
Ω_L	[<i>rad/s</i>]	Kreisfrequenz des umlaufenden Koordinatensystems L

Zur Verbesserung der Übersichtlichkeit werden die Winkelverläufe in Abbildungen in [°] an Stelle von [*rad*] aufgetragen.

Abkürzungen

ACC S&G	Adaptive Cruise Control Stop&Go
DARPA	Defense Advanced Research Projects Agency
EDS	Elektronische Differenzialsperre
EG	Eigenlenkgradient
ELV	Eigenlenkverhalten
EPS	Elektrische Lenkunterstützung (Electric Power Steering)
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm
G	Generator
HD	Wellgetriebe (Harmonic Drive)
H_{inf}	Auslegungsnorm für Zustandsregler H-unendlich
LWG	Lenkradwinkelgeschwindigkeit
M	Motor
MP	Momentanpol
PKW	Personenkraftwagen
R	Ohmscher Widerstand (Resistance)
RGS	Reversible Gurtstraffer
S	Starter
SP	Schwerpunkt
TV	Torque Vectoring
ÜL	Überlagerungslenkung
VM	Verbrennungsmotor
μ_{high}	Fahrbahn mit hohem Reibwert μ
μ_{low}	Fahrbahn mit niedrigem Reibwert μ
μ_{split}	Fahrbahn mit unterschiedlichen Reibwerten μ auf den Fahrzeugseiten



1 Einleitung

In modernen Kraftfahrzeugen wird der Fahrer durch mechatronische Systeme stark in seiner Fahraufgabe unterstützt. Assistenzfunktionen tragen zur Fahrsicherheit bei, übernehmen unliebsame Aufgaben vom Fahrer und erhöhen den Fahrspaß. Beschränkten sich die Einsatzbereiche bisher auf einfache, wenig vernetzte Anwendungen, werden diese auf immer komplexere Fahrsituationen erweitert und gleichzeitig der Grad der Aufgabenübernahme durch die Systeme erhöht.

Fahrzeughersteller nutzen die Einführung der neuen Assistenzfunktionen, um sich im Wettbewerbsumfeld vom Markt abzusetzen. Die steigende Komplexität und die gleichzeitige Verkürzung der Entwicklungszyklen stellen dabei eine große Herausforderung dar. Neue Funktionen werden aus diesem Grund oftmals mit bestehenden Aktoren umgesetzt, um die Längs- und Querdynamik des Fahrzeugs zu beeinflussen. Abbildung 1.1 zeigt eine Übersicht aktueller und zukünftiger Assistenzfunktionen. Ein hoher Grad der Verantwortungsüber-

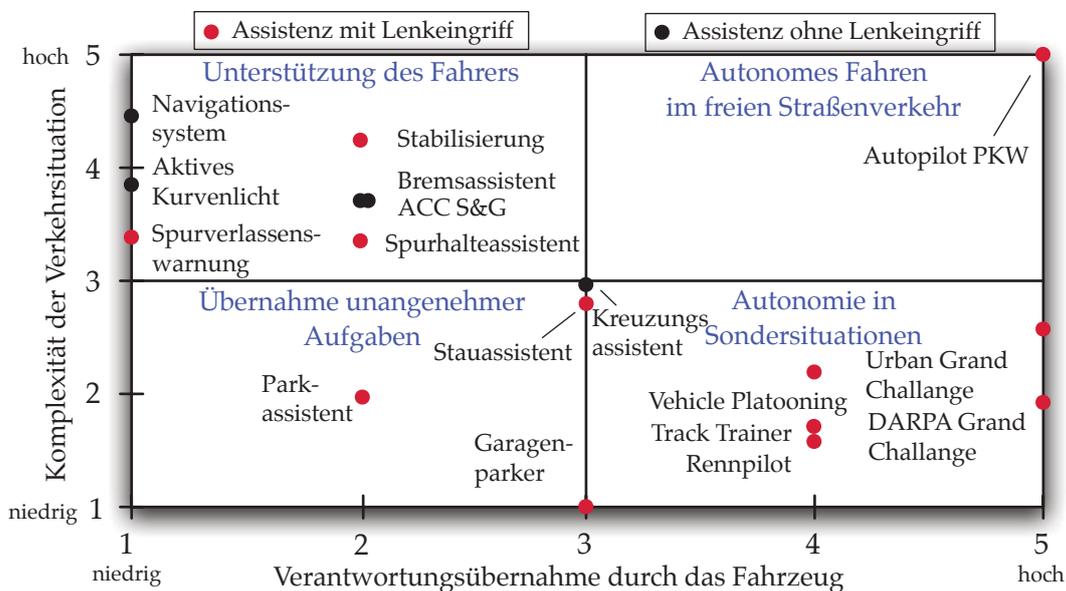


Abbildung 1.1: Übersicht Fahrerassistenzsysteme abgeleitet aus [128]

nahme durch ein System ist nur mit Querführung des Fahrzeugs möglich. Die Lenkung wird zur zentralen Stellgröße für die Fahrerunterstützung.

Der inzwischen alle Fahrzeugbaureihen umfassende Einsatz von elektrischen Lenkunterstützungen und die Einführung von Überlagerungslenksystemen stellen die Basis für ein



breites Funktionsspektrum dar. Beide Systeme besitzen ihre jeweiligen Stärken bei der Umsetzung der Lenkeingriffe zur Veränderung des Fahrverhaltens des Fahrzeugs, zur Korrektur der Fahrereingaben oder zur Übernahme der gesamten Lenkaufgabe in speziellen Situationen. Einzelne sind die Eingriffe der beiden Lenksysteme jedoch starken Einschränkungen unterworfen. Das volle Potential kann nicht genutzt werden, da gegenseitige Wechselwirkungen entstehen, die negativ auf die Fahrerakzeptanz wirken. Die steigende Anzahl der einzelnen Lenkanforderungen erschwert die situationsgerechte Zuordnung zu den beiden Systemen und die Priorisierung bei Gleichzeitigkeit. Ziel der Arbeit ist es, die bestehenden Möglichkeiten der Stelleingriffe aufzuzeigen und auf dieser Basis erweiterte Ansätze zur Ansteuerung zu erarbeiten, die Lenkfunktionen für die Fahrerassistenz uneingeschränkt nutzbar machen.

Der steigende elektrische Leistungsbedarf, der das Energiebordnetz des Fahrzeugs belastet, ist darüber hinaus zunehmend kritisch zu sehen. Beide Lenkungen werden elektrisch versorgt und erhöhen in bestimmten Betriebspunkten den Leistungsbedarf des anderen Systems. In dieser Untersuchung wird zur Gewährleistung der Betriebsbereitschaft die Absicherung der Versorgung auf Basis konstruktiver und funktionaler Maßnahmen betrachtet.

Die stetig wachsende Anzahl an Lenkfunktionen resultiert in einer deutlich gesteigerten Komplexität bei der Umsetzung der Lenkassistenz. Es gilt ein geschlossenes Konzept zu erarbeiten, das unter Berücksichtigung der energetischen Rahmenbedingungen eine integrierte Nutzung der Stellmöglichkeiten einer elektrischen Lenkunterstützung und eines Winkelüberlagerungslenkensystems für eine breite Funktionsbasis ermöglicht.

Die vorliegende Arbeit in acht Kapitel unterteilt. Abbildung 1.2 verdeutlicht die Strukturierung der Abschnitte. Die Untergliederung umfasst die Beschreibung der vorliegenden Rahmenbedingungen, die Konzepterarbeitung und die darauf aufbauende Untersuchung im realen Fahrzeug.

Nach der Einleitung werden im Stand der Forschung und Technik die Ausgangssituation und die Rahmenbedingungen der Arbeit beschrieben und basierend auf den offenen Fragestellungen eine konkrete Aufgabenstellung hergeleitet. Im dritten Kapitel wird als Lösungsansatz ein Lenkstrangkoordinator erarbeitet, um die vielschichtigen Anforderungen an einer zentralen Stelle zu bündeln. Die Modellierungen der Lenksysteme und des gesamten Lenkstrangs im Fahrzeug, die für die Berechnungen zur Umsetzung der Ansteuerung notwendig sind, zeigt der darauf folgende Abschnitt. Zur Sicherstellung der Realisierbarkeit im Fahrzeug wird eine Untersuchung der Integration der elektrischen Lenksysteme in das Energiebordnetz durchgeführt. Die Umsetzung und die resultierenden Ergebnisse sind Inhalt des fünften Kapitels. Die erweiterten Möglichkeiten zur Ansteuerung der Lenksysteme mit vernetzten Eingriffen lassen sich durch die Umsetzung von Assistenzfunktionen darstellen. Im sechsten Kapitel werden neue Lenkfunktionen zur Unterstützung des Fahrers in verschiedenen Fahrsituationen eingeführt. Auf Basis von Untersuchungen am realen Fahrzeug wird das erarbeitete Konzept bewertet. Den Abschluss der Arbeit bildet die Darstellung

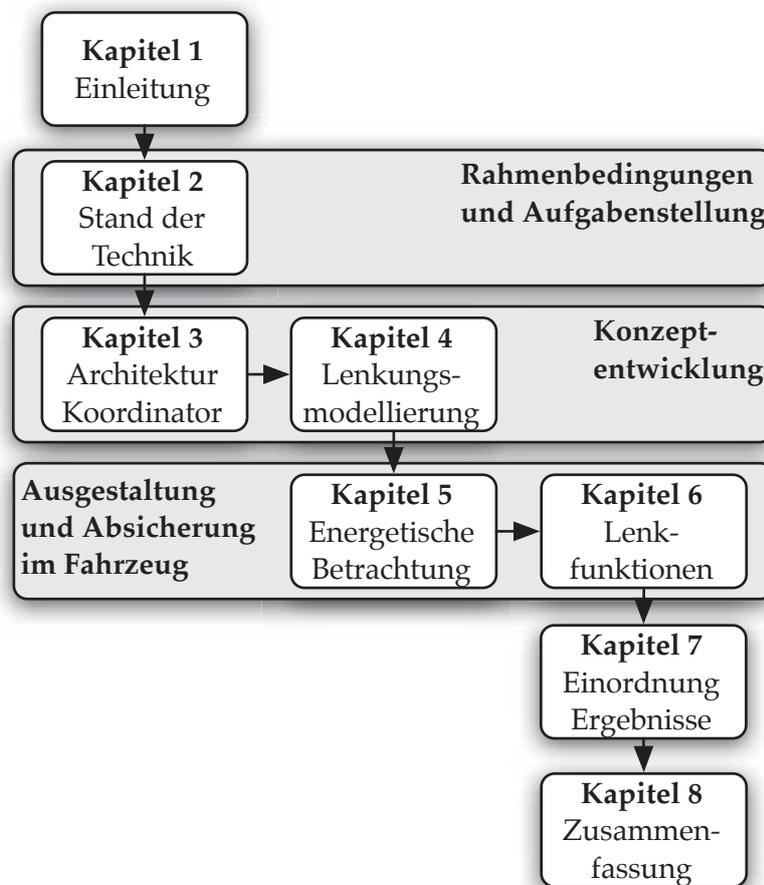


Abbildung 1.2: Schematischer Aufbau der vorliegenden Arbeit

der ineinander greifenden Anwendung der Teilergebnisse und eine Zusammenfassung der Untersuchungen im letzten Kapitel.



2 Stand der Forschung und Technik

Die Darstellung des Stands der Forschung beginnt mit dem zentralen Begriff des Lenkgefühls. Darauf folgend gibt das Kapitel einen Überblick über die Bauarten der aktiven Vorderachslenkensysteme und geht besonders auf die Überlagerungslenkung und die elektrische Lenkunterstützung ein. Neben den Begriffsabgrenzungen werden mögliche Bauarten erläutert. Das Fahrzeugbordnetz stellt die elektrische Energie für den Betrieb der Systeme bereit, wird allerdings sehr stark belastet. Die resultierenden Probleme bei der Versorgung der Lenkungen werden vertieft betrachtet. Darüber hinaus entsteht der Nutzen für den Fahrer durch die Umsetzung von Lenkfunktionen. Die umgesetzten Regelstrategien werden im Detail aufgezeigt und zur Abgrenzung die Vernetzung weiterer aktiver Fahrwerksysteme vorgestellt. Zusammenfassend leiten sich die konkreten Zielsetzungen der Arbeit ab.

2.1 Lenkverhalten und Lenkgefühl im Fahrbetrieb

Das Lenkrad ist das zentrale Bedienelement bei der Fahrzeugführung. Der Fahrer interagiert zu jedem Zeitpunkt über seine Lenkeingabe mit dem Fahrzeug. Neben der Trajektorienwahl zur Kurshaltung stabilisiert er den Fahrzustand über gezielte Lenkeingaben. Die Entwicklung und Abstimmung des Gesamtsystems Lenkung ist aufwändig und stark durch subjektive Urteile geprägt.

Bei der Untersuchung und Beschreibung von Lenksystemen ist das Lenkgefühl von zentraler Bedeutung. Es prägt den Gesamteindruck des Fahrzeugs und des Fahrverhaltens. In der Literatur zeigen sich unterschiedliche Interpretationen des Begriffs Lenkgefühl. Oftmals wird dabei nicht explizit zwischen der haptischen Wahrnehmung des Lenkmoments durch den Fahrer und der Bewertung der Fahrzeugreaktion auf die Lenkeingabe unterschieden. Abbildung 2.1 zeigt eine Unterteilung des Oberbegriffs auf Basis der Arbeiten von [73] und [158]. Das Lenkgefühl im engeren Sinn wird definiert als die Wahrnehmung der Momente am Lenkrad. Der Informationsfluss ist zum Fahrer gerichtet und lässt Rückschlüsse auf die Kraftverhältnisse an der Vorderachse und damit den Fahrzustand zu. Es ergibt sich eine klare Abgrenzung zum Lenkverhalten, das die Fahrzeugreaktion bei einer Lenkeingabe beschreibt. Im Verlauf der Arbeit wird diese Aufteilung in Lenkverhalten und Lenkgefühl im engeren Sinn beibehalten.

Neben einer gewünschten Rückmeldung des Fahrzeug-Fahrbahnkontakts und der Unterstützung der Fahraufgabe durch geeignete Stellkräfte [21] am Bedienelement Lenkrad nimmt

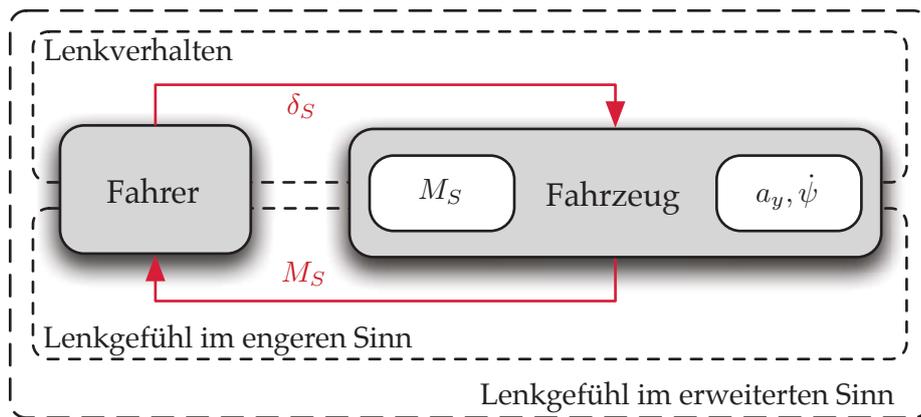


Abbildung 2.1: Abgrenzung der Begriffe Lenkgefühl und Lenkverhalten

der Fahrer über den haptischen Sinneskanal auch unerwünschte Störungen wahr. Für ein *gutes* Lenkgefühl müssen nach [16] und [73] folgende Ziele erfüllt sein.

- Lenkfähigkeit und Lenkexaktheit zur Unterstützung der Propriozeption bei hoher Rückmeldung
- Lenkkomfort bzw. geringer Diskomfort
- Unempfindlichkeit gegen Störung

Die Zielerreichung kann für bestimmte Kennwerte durch objektive, genormte Testverfahren beurteilt werden. Mit subjektiv-objektiv Korrelationen werden daraus Bewertungen abgeleitet, die das Urteil eines Testfahrers widerspiegeln. In letzter Konsequenz kann nicht auf subjektive Urteile von geübten Bewertern verzichtet werden. [52] gibt einen Überblick der subjektiven Beurteilung des Fahrverhaltens und schließt das Lenkverhalten und das Lenkgefühl ein. Charakteristisch zur Beschreibung können drei Bereiche herausgegriffen werden. Das On-Center-Handling beschreibt den Momentenaufbau bei kleinen Lenkwinkeln und ist entscheidend für die Kurshaltung um die Lenkungsmittellage. Ein ausgeprägter Grabeneffekt ohne Totzone um die Mittellage unterstützt die Einstellung kleiner Lenkradwinkel und erhöht die Stabilität [113]. Im Proportionalbereich ist ein linearer bis leicht degressiver Anstieg des Lenkmoments erwünscht, der aus der Höhe des Moments eine gute Zuordnung auf die vorherrschende Querschleunigung ermöglicht [112]. Das Erreichen des fahrdynamischen Grenzbereichs bei einem untersteuernden Fahrzeug kündigt sich durch einen Rückgang des Rückstellmoments der Vorderreifen an. Dieser Effekt resultiert im Abflachen des Anstiegs und in einer Verminderung des Lenkmoments und stellt für den geübten Fahrer eine wichtige Informationsquelle für die Fahrzeugstabilität dar [73], [141]. Darüber hinaus wirkt sich eine Verringerung der Lenkunterstützung positiv auf die beschriebenen Effekte aus, da diese weniger abgeschwächt und direkter vom Fahrer wahrgenommen werden können.



Das Lenkgefühl stellt eine entscheidende Informationsquelle für den Fahrer dar. Die Annäherung an den Grenzbereich, die Rückmeldung des Reifen-Fahrbahn-Kontakts und ein On-Center-Handling, das die Fahrzeugführung im Geradeauslauf unterstützt, sind wesentliche Aspekte, die zur Fahrsicherheit und zum Fahrspaß beitragen. Aktive Lenkfunktionen dürfen diese Eigenschaften nicht negativ beeinflussen und das im Weiteren als *natürliches Lenkgefühl* bezeichnete Verhalten muss gewahrt bleiben.

2.2 Bauarten von aktiven Lenksystemen im Pkw

Dieser Abschnitt gibt eine Übersicht, welche Bauarten bisher im Fahrzeug eingesetzt werden. Die zentrale Aufgabe des Lenksystems ist die Lenkeingabe des Fahrers in eine Drehbewegung der Räder umzusetzen. Das Lenkrad stellt die gebräuchlichste Bauform der Lenkeingabe und damit der Schnittstelle zum Fahrer dar. Die Drehbewegung des Lenkrads wird über die Lenksäule an das Lenkgetriebe weitergeleitet. Bei *passiven* Lenksystemen geschieht dies rein mechanisch oder durch eine feste Kennlinie von einer Servokraft unterstützt.

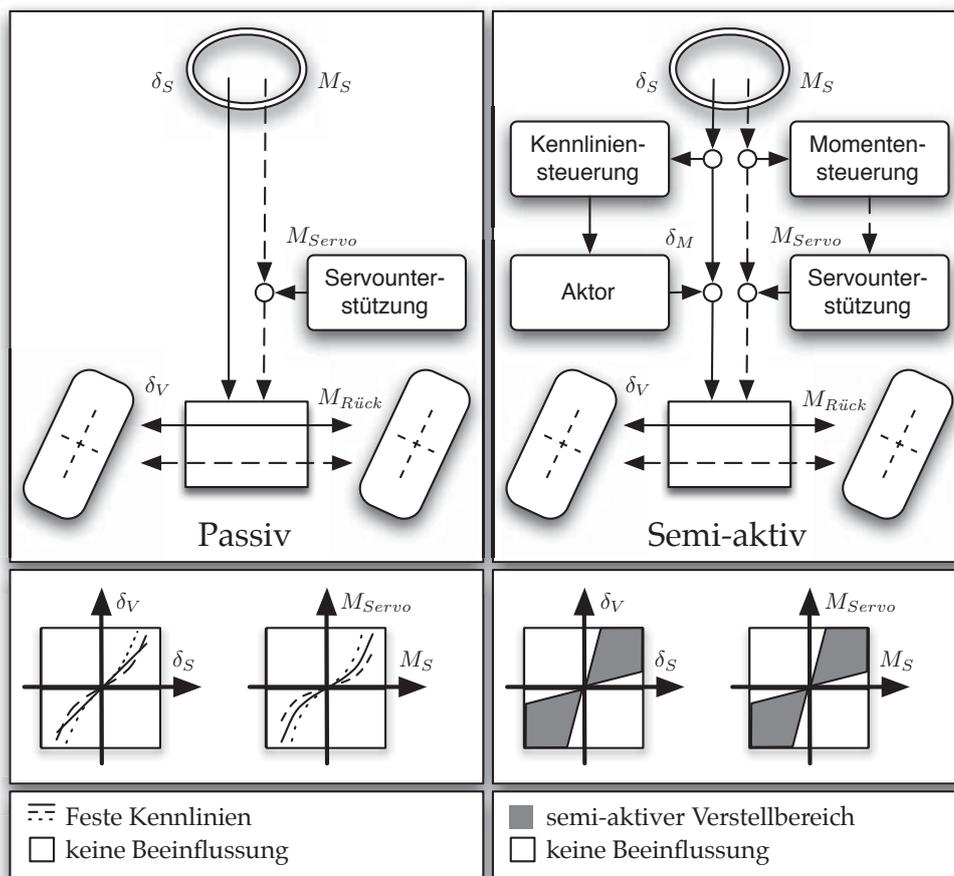


Abbildung 2.2: Darstellung passive und semi-aktive Lenksysteme, abgeleitet aus [35], [58], [153]

Die Einbringung einer Variabilität, die im Betrieb nicht geändert werden kann, wird nicht als *aktiv* angesehen. Beispielhaft ist die konstruktive Änderung der Lenkübersetzung über dem Lenkhub. Die Beeinflussung erfolgt bei *semi-aktiven* Systemen nur in der vom Fahrer initiierten Bewegungsrichtung oder Krafteinleitung. Die Lenkung wird im 2-Quadranten-Betrieb eingesetzt, die Vorzeichen von kommandierender Größe und Stellgröße stimmen überein. Abbildung 2.2 zeigt eine schematische Darstellung des Lenkstrangs. In Anlehnung an die Einteilung von Feder-Dämpfer-Systemen werden in dieser Kategorie passive Systeme mit fester Zuordnung und semi-aktive Systeme mit Variabilität innerhalb des Quadranten unterschieden [46] und [154].

Aktive Systeme besitzen einen erweiterten Eingriffsbereich. Abgeleitet aus [35], [58] und [153] stellt Abbildung 2.3 die Unterscheidung verschiedener Systemausprägungen von aktiven Lenksystemen dar. In der Wirkrichtung vom Fahrer zu den Rädern ist der Winkelzusammenhang in Form der Gesamt-Lenkübersetzung zwischen Lenkradwinkel und Radwinkel entscheidend. Die Kraft, die dazu aufgebracht werden muss, stellt die entscheidende Zuordnung in Rückwirkrichtung dar. Winkelzuordnung und Momentenzuordnung werden bei den aktiven Systemen als die Freiheitsgrade angesehen, die beeinflusst werden können.

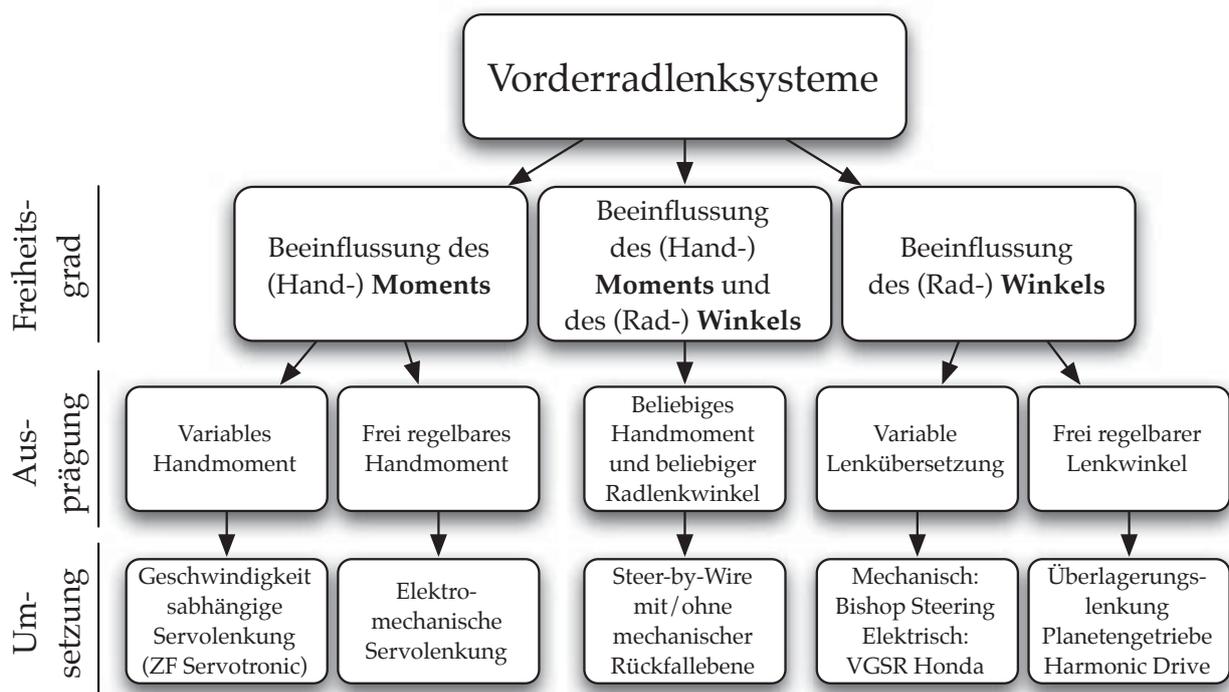


Abbildung 2.3: Einteilung der aktiven Lenksysteme, abgeleitet aus [35], [58], [153]

Als Definition für den Begriff *aktives Lenksystem* lässt sich aus diesem Grund formulieren:

Als aktiv werden Lenksysteme betrachtet, wenn der Radlenkwinkel, das Handlenkmoment oder beide Größen frei geregelt und damit unabhängig von einer Fahrereingabe eingestellt werden können.

Diese Definition deckt sich mit Systemen, die im 4-Quadranten-Betrieb einsetzbar sind. Dabei ist unabhängig von einer initiiierenden Größe eine freie Einbringung der Stellgröße möglich. Bei der Lenkwinkelüberlagerung bedeutet dies, dass auch Winkel entgegen der Lenkrichtung des Fahrers gestellt werden können. Die Lenkunterstützung kann nicht nur das Handmoment verstärken, sondern auch dem Fahrer entgegenwirken oder eine Kraft ohne ein Moment am Lenkrad einstellen. Abbildung 2.4 veranschaulicht die Erweiterungen gegenüber den zuvor gezeigten passiven und semi-aktiven Systemen. Eine Steer-by-Wire

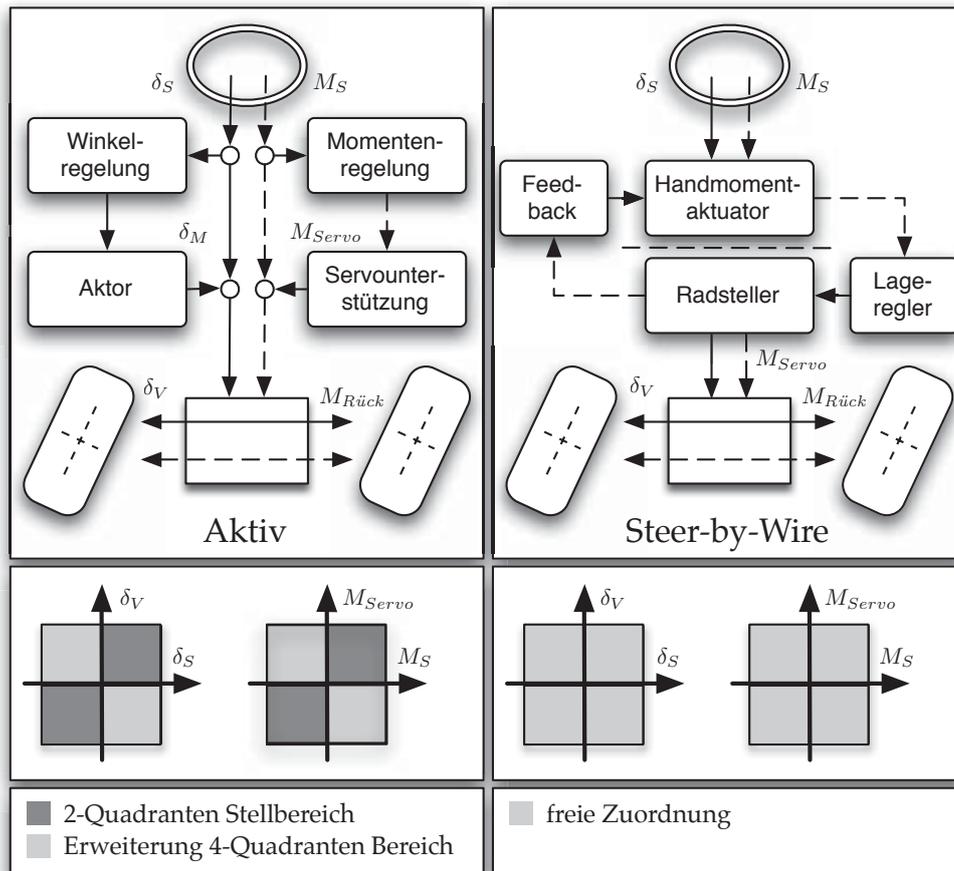


Abbildung 2.4: Darstellung aktive Lenksysteme, abgeleitet aus [35], [58], [153]

Lenkung bietet die größte Freiheit bei der Gestaltung der Lenkübersetzung, der Lenkungsrückmeldung und bei allen Assistenzfunktionen, die auf das Stellelement *Lenkung* zugreifen. Allerdings bestehen systembedingt Nachteile für die Gestaltung der Ausfallsicherheit und die Darstellung des für den Fahrer gewohnten Lenkgefühls, das künstlich nachgebildet werden muss.

Werden zwei Lenksysteme eingesetzt, die jeweils auf einen der dargestellten Freiheitsgrade Winkelzuordnung und Kraftunterstützung aktiv einwirken, ist durch eine geeignete Ansteuerung ebenfalls eine Steer-by-Wire Funktionalität erreichbar. Der Aufwand, der bei Entfall der mechanischen Koppelung zur Erhaltung einer sicheren Rückfallebene entsteht, muss nicht

mitgetragen werden. Eine entsprechende vernetzte Ansteuerung, die darüber hinaus das gewohnte Lenkgefühl nicht verändert, ist bisher noch nicht entwickelt worden.

2.2.1 Lenkkraftunterstützung

In den letzten Jahren hat sich durch die immer stärker werdende Elektrifizierung im Kraftfahrzeug der Bereich der Lenksysteme stark gewandelt. Über Jahrzehnte war die hydraulische Lenkkraftunterstützung die einzige Ergänzung zu rein mechanischen Lenksystemen. Sie wurde bereits im Jahre 1951 im Markt eingeführt [113] und fand vorwiegend bei Fahrzeugen mit hohem Komfortanspruch eine weite Verbreitung. Mit steigenden Fahrzeugmassen sind die notwendigen Unterstützungsleistungen stark angewachsen. Diese hohen Leistungen müssen durch entsprechend groß dimensionierte Hydrauliksysteme vorgehalten werden und erzeugen über dem Fahrzyklus bei Nichtgebrauch eine hohe Verlustleistung. Diese Verluste führen zu einer Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs um bis zu 0,3 - 0,4 Liter auf 100 km [67], [122]. Als Maßnahme zur Verringerung des Energiebedarfs wurden elektrohydraulische Systeme eingesetzt, die sich bedarfsgerecht regeln lassen. Das größte Potential zur Vermeidung des Kraftstoffmeherverbrauchs besitzen elektromechanische Lenksysteme (EPS: **E**lectrical **P**ower **A**ssisted **S**teering), bei denen der Elektromotor direkt das Unterstützungsmoment bereit stellt. Abbildung 2.5 zeigt die Unterscheidung der Bauarten nach Lage des Motors. Jede Einbaulage benötigt eine spezifische Anbindung zur Einbringung der

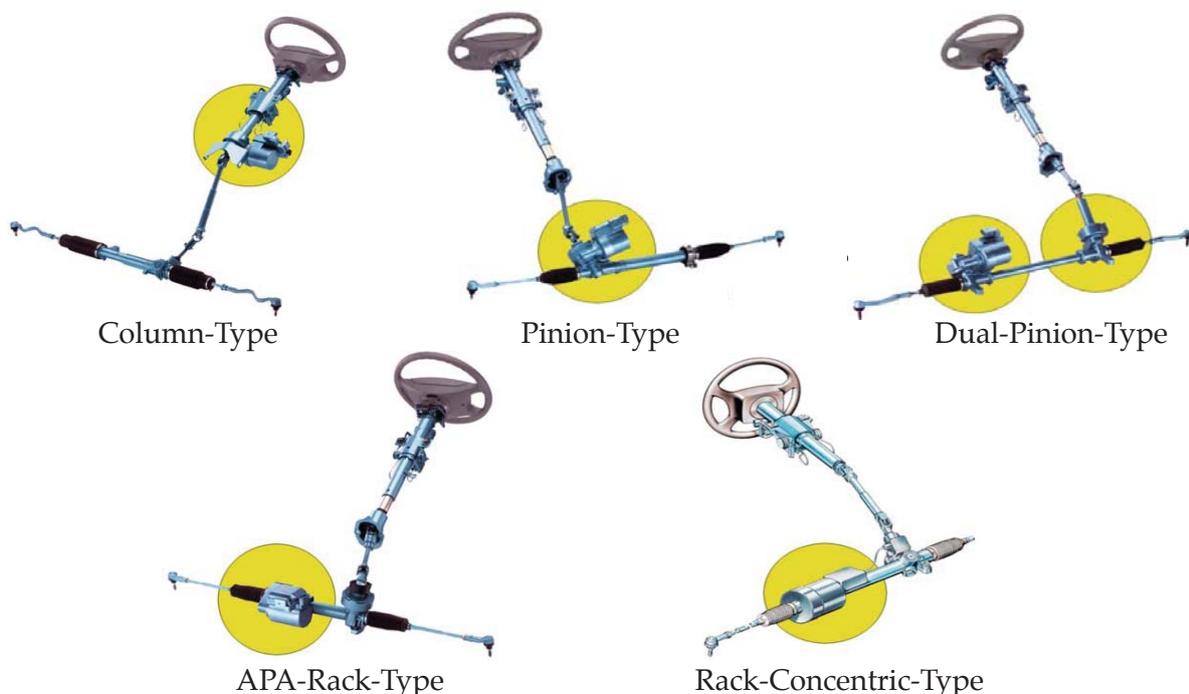


Abbildung 2.5: Bauarten von elektromechanischen Lenkunterstützungen nach [53]

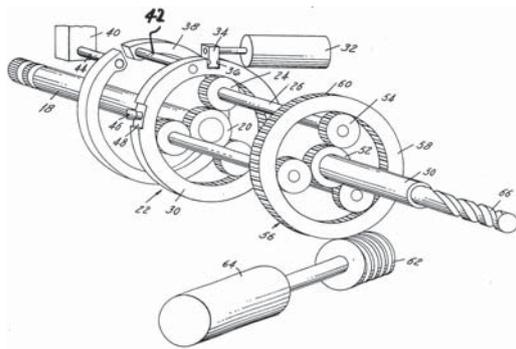
Unterstützung. Während Lenksäulen- und Ritzelbauarten auf rotatorische Elemente wirken, bringen achsparallele und konzentrische Zahnstangenbauarten eine Kraft auf translatorisch bewegte Bauteile auf. Dazu sind spezielle Getriebe notwendig. Wegen des günstigen Wirkungsgrades werden Kugelumlaufgetriebe eingesetzt, die das Drehmoment des Motors in eine Zahnstangenverschiebekraft umwandeln.

Es sind nicht alle Einbaulagen möglich, wenn gleichzeitig eine Überlagerungslenkung vorgesehen wird. Die Überlagerung sollte auf der Niedrigmomentenseite verbaut werden, um eine kleinere Dimensionierung zu erreichen. Idealerweise werden Rack-EPS Systeme eingesetzt, die eine radnahe Unterstützungskraft ermöglichen. Für die gekoppelte Ansteuerung ist dies nachteilig, da ein lenkradnaher Überlagerungssteller stärker im Handmoment spürbar und schlechter kompensierbar ist. Die Anforderungen an die Vernetzung steigen deutlich.

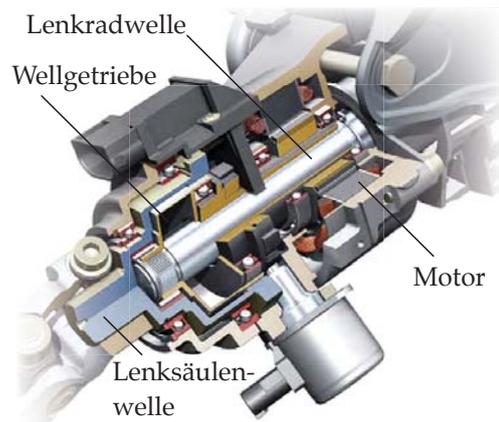
Neben der Lenkkraftunterstützung kann der Elektromotor zur Darstellung erweiterter Funktionen direkt angesteuert werden. Es besteht immer eine feste Zuordnung zwischen Lenkradwinkel und Radwinkel. Durch das Zusatzmoment kann dem Fahrer nur eine Empfehlung vorgeschlagen werden, der er durch eine Lenkbewegung folgen kann. Soll mittels einer durch die Lenkung induzierten Bewegung autonom gelenkt werden, muss sichergestellt sein, dass der Fahrer das Lenkrad losgelassen hat. In Notsituationen, bei denen der Fahrer unterstützt wird, kann dies nicht gewährleistet werden. Zur Fahrzeugstabilisierung ist ein Lenkeingriff mit Momentenüberlagerung nur bedingt einsetzbar.

2.2.2 Lenkwinkelüberlagerung

Neben der elektrischen Lenkunterstützung bieten Überlagerungslenksysteme eine weitere Möglichkeit, das Lenkverhalten eines Fahrzeugs aktiv zu beeinflussen. Die ersten Ansätze stammen aus dem Jahr 1972 von der Ford Motor Company. In [115] wird ein Planetengetriebe zur Überlagerung des Fahrerlenkwinkels mit einem Zusatzlenkwinkel eingeführt. Abbildung 2.6 (a) zeigt diese Anordnung aus zwei Planetenradsätzen und dem Überlagerungsmotor mit Schneckengetriebe. Es entsteht ein Freiheitsgrad im Lenkstrang ohne den mechanischen Durchgriff des Fahrers zu den Rädern aufzuheben. Die Winkelüberlagerung ist mit unterschiedlichen Mehrwellengetrieben realisierbar. Bekannt sind unter anderem Plus-Planetengetriebe mit An- und Abtrieb über Sonnenräder und zwei Radsätzen [115], einfache Radsätze mit unterschiedlichen An-/Abtriebskonfigurationen [93], [119], Cyclo-Getriebe [56], Kegelraddifferenziale [100], Taumelgetriebe [10], Umschlinggetriebe [111] und Wellgetriebe mit unterschiedlichen Motoranordnungen [74], [161]. Alternative Ansätze bestehen aus längenveränderlichen Spurstangen [117], verschiebbaren Lenkgetrieben [38] oder einem Motor im Lenkradtopf [92]. Umgesetzt wurden bisher Systeme mit Planeten- und Wellgetriebe, wie exemplarisch in [14], [126] und [134] angeführt. Es gibt deutliche Unterschiede in Einbaulage und Motorabstützung. Das System mit einem Planetengetriebe direkt am Lenkgetriebeeingang setzt einen karosseriefesten Elektromotor ein. Die beiden



(a) Erste Patentanmeldung Überlagerungslenkung [115]



(b) Aktuelle Überlagerungslenkung nach [120]

Abbildung 2.6: Getriebe von Überlagerungslenkungen

Systeme mit Wellgetriebe werden jeweils lenkradnahe am oberen Lenksäulenteil verbaut. Der Elektromotor stützt sich entweder an der Karosserie ab oder rotiert mit dem Lenksäulenoberteil mit und bringt den Überlagerungswinkel relativ zu der Drehung ein. Dies hat als Nachteil zur Folge, dass zusätzlich das Reaktionsmoment des Motors vom Fahrer spürbar ist. Der Einsatz des Systems ist auf eine geringe Dynamik der Überlagerung beschränkt, um die Rückwirkungen aus der Stellmotorbeschleunigung gering zu halten.

Unabhängig von der Bauart des Dreiwellegentriebes lässt sich der Winkelzusammenhang zwischen Lenkradwinkel δ_S , Motorwinkel δ_M und Summenwinkel am Lenkgetriebe δ_G angeben, wie in Kap. 4.1.2 ausgeführt. Die beiden Eingangswellen besitzen bei ausreichender Abstimmung der Momente keine kinematischen Wechselwirkungen. Durch den Motorwinkel kann unabhängig vom Lenkradwinkel eine Verdrehung am Lenkgetriebeeingang und damit eine Lenkbewegung an den Rädern des Fahrzeugs erzeugt werden. Zwei Sondersituationen beschreiben die maximal möglichen Ausprägungen.

Lenkrad steht – Der Fahrer hält das Lenkrad fest und die gesamte Lenkbewegung an den Rädern wird durch den Überlagerungsmotor aufgebracht, der entsprechend der Getriebeübersetzung einen Winkel einstellt

Motor steht – Der Überlagerungsmotor ist verriegelt oder wird aktiv auf eine feste Position geregelt. In diesem Fall ist der mechanische Durchtrieb des Lenkrads für die Lenkbewegung an den Rädern verantwortlich. Abgesehen von den geänderten Übersetzungen entspricht es einem passiven Lenksystem

Im normalen Fahrbetrieb stellt sich eine Kombination der beschriebenen Situationen ein, bei der sich Fahreranteil und Überlagerungsanteil ergänzen.

Die Kräfteverhältnisse am Überlagerungsgetriebe sind von entscheidender Bedeutung für die Funktion und die Akzeptanz des Systems. Der Überlagerungsmotor muss auch in Situa-

tionen mit einem hohen Lenkmoment die erforderliche Dynamik bereitstellen. Zielführend ist in diesem Fall eine hohe Übersetzung zwischen Motor und Lenkgetriebe zu verwenden, um den Motor kleiner dimensionieren zu können. Andererseits soll eine Rückwirkung des Stelleingriffs am Lenkrad möglichst nicht spürbar sein. Die für hohe Stellmomente notwendige Übersetzung bringt haptische Nachteile und unerwünschte Geräusche mit sich. Drehmomentenschwankungen des Motors aus dynamischen Vorgängen oder die Drehmomentenwelligkeit bei den verwendeten Permanentmagnet-Motoren werden entsprechend verstärkt. Eine modellgestützte Bewertung des Einflusses der Winkelüberlagerung auf das Lenkmoment liefert [58]. Als Haupteinflussparameter auf die Lenkstrangrückwirkungen wird die externe Dämpfung im Zusammenhang mit der Winkelgeschwindigkeit des Stellers identifiziert. Bei Abstützung des Motormoments an der Karosserie ist zudem zu berücksichtigen, dass ein Fahrer-Lenkswinkel oder ein entsprechender Überlagerungswinkel ein äquivalentes Lenkmoment zur Folge hat. Bei gleichgerichteter und moderater Überlagerung ist für den Fahrer nicht auflösbar, welcher Anteil am Handmoment aus seiner Eingabe entsteht.

Durch den Einsatz von Dreiwellengetrieben zur Winkelüberlagerung besteht immer ein fester Zusammenhang zwischen den Momenten der drei Wellen. Abbildung 2.7 zeigt eine Übersicht

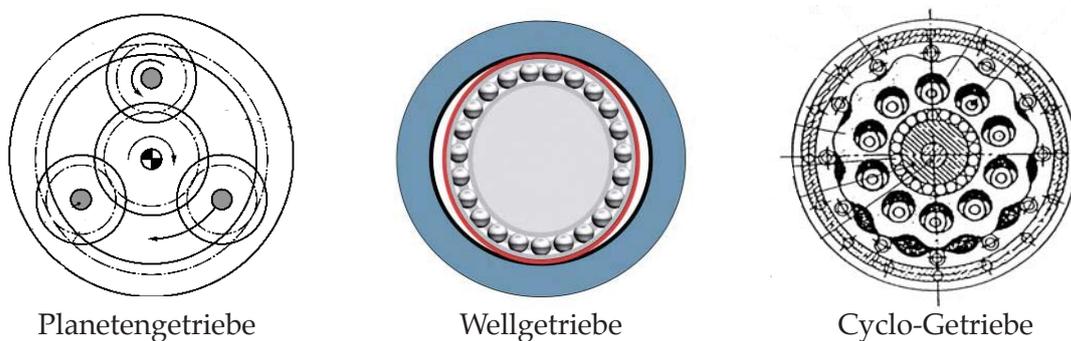


Abbildung 2.7: Darstellung von Dreiwellengetrieben zur Winkelüberlagerung nach [60], [102], [120]

an der ersten Eingangswelle abgestützt werden muss. Autonom kann nur gelenkt werden, wenn der Fahrer das Lenkrad festhält. Die Umsetzung von Komfortfunktionen, bei denen der Fahrer die Hände vom Lenkrad nehmen kann, sind durch eine reine Winkelüberlagerung nicht möglich.

Bei Lenkbewegungen im normalen Fahrbetrieb ist diese Abstützung gewährleistet und die Veränderung des Lenkmoments, die durch die Winkelüberlagerung für die variable Lenkübersetzung eingebracht wird, ist sehr gering und für den Fahrer nicht auflösbar. Nach [158] liegt das fünfte Perzentil für die Wahrnehmung ohne Grundreiz bei 0,98 N Handkraft am Lenkrad, was mit üblichen Lenkraddurchmessern einem Lenkmoment von 0,19 Nm entspricht. Der Einfluss der variablen Lenkübersetzung liegt deutlich unter diesem Wert. Bei der



Fahrzeugstabilisierung im fahrdynamischen Grenzbereich werden teilweise sehr hohe Gradienten des Überlagerungswinkels notwendig. Das entstehende Störmoment ist entsprechend höher. Gerade in diesen kritischen Situationen kann der Fahrer irritiert werden. Auch bei Komfortfunktionen wie der Spurführung wird die Momentenrückwirkung störend auffallen, da der Fahrer um die Mittellage besonders sensibel auf kleine Momente reagiert. Dies stellt auch einen Grund dar, dass bisher keine Spurführung mit einer Überlagerungslenkung dargestellt wurde. Die Rückwirkmomente liegen bereits deutlich über der Wahrnehmungsgrenze aus [158], wenn im Bereich der Mittellage geringe Stellwinkel aufgebracht werden.

Im Verlauf der Arbeit werden Lenkfunktionen aufgezeigt, die bereits für Fahrzeugkunden verfügbar sind oder die in Forschungsansätzen beschrieben werden. In Serienfahrzeugen umgesetzt wurden nur Funktionen, bei denen die Lenkmomentenänderungen unter der Spürbarkeitsgrenze liegen oder aufgrund einer hohen Lenkaktivität oder einer belastenden Fahrsituation für den Fahrer nicht störend auffallen. Ein großer Bereich an Lenkfunktionen erfüllt diese Kriterien jedoch nicht und gilt nach dem aktuellen Stand der Technik als nicht kundenwertig.

In Kapitel 2.3 wird vor den Einsatzmöglichkeiten auf die Leistungsbereitstellung für die elektrischen Lenkungen eingegangen. Ein stabiles Fahrzeugbordnetz stellt die Grundvoraussetzung für den Betrieb der Systeme zur Umsetzung des Funktionsspektrums dar.

2.3 Energieversorgung von elektrischen Lenksystemen

Zur Bereitstellung der Lenkunterstützung und der Winkelüberlagerung müssen die Lenksysteme mit ausreichend Leistung versorgt werden. Das Energiebordnetz von Kraftfahrzeugen wird erläutert und es werden konstruktive und funktionale Maßnahmen aufgezeigt, um das Bordnetz zu stabilisieren.

2.3.1 Energiebordnetz im Pkw

Das Energiebordnetz beinhaltet die Erzeugung, Speicherung und Verteilung elektrischer Energie im Fahrzeug. Abbildung 2.8 zeigt in schematischer Darstellung die in einem Spannungsbordnetz beteiligten Komponenten. Der Starter S ist explizit als Einzelverbraucher hervorgehoben, da er zum Verbrennungsmotorstart eine gesonderte Stellung in Betriebszeit und Spitzenleistung einnimmt. Die Hochstromverbraucher - bestehend aus Elektromotoren M und ohmschen Verbrauchern R - besitzen ein im Vergleich zur Grundlast I_{Last} kurzes Einsatzverhalten, benötigen dafür sehr hohe Spitzenströme I_{Hsv} . Der vom Verbrennungsmotor VM angetriebene Generator G ist der einzige Erzeuger elektrischer Energie. Alternative Erzeugung aus der Abwärme mit thermoelektrischen Generatoren befinden sich im Forschungsstadium [81] und ein Serieneinsatz ist für die nächsten Jahre nicht absehbar. Hybride

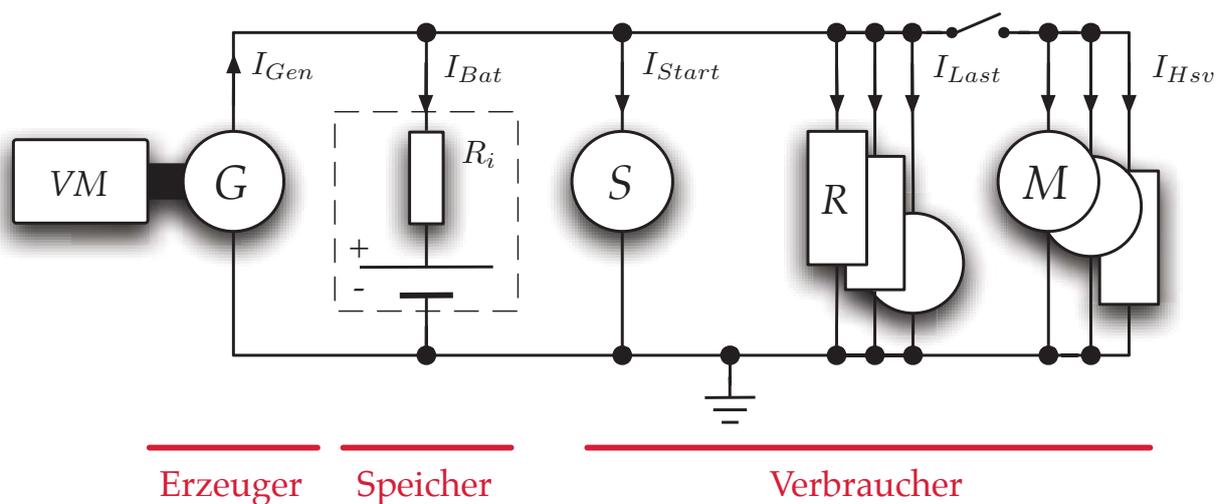


Abbildung 2.8: Schematischer Aufbau des elektrischen Energiebordnetzes im KFZ

Bordnetze mit mehreren Spannungslagen wurden oftmals vorgestellt, haben sich bis auf das Traktionsbordnetz in Hybridfahrzeugen kaum durchgesetzt. Vereinzelt setzen Fahrzeughersteller für die Versorgung von elektrischen Lenkunterstützungen eine erhöhte Spannung ein. Dabei liegt der Fokus auf der Reduzierung der Leitungsverluste [106] und in der Bereitstellung einer höheren Motordynamik [94].

In dieser Arbeit wird von einem Bordnetz mit 14V Spannungslage ausgegangen. Ein uneingeschränkter Betrieb der Lenksysteme muss mit der zur Verfügung stehenden Leistung möglich sein. Dafür muss der Nachweis erbracht werden. Nach Notwendigkeit sind geeignete Maßnahmen zu erarbeiten.

Generator

Zur Erzeugung der elektrischen Energie wird ein vom Verbrennungsmotor angetriebener Generator eingesetzt. Die luft- oder wassergekühlten Generatoren in Klauenpolbauweise wurden, um dem stetig steigenden Bedarf an elektrischer Energie im Fahrzeug gerecht zu werden, mit zunehmenden Leistungen ausgestattet. Die Stromklassen liegen nach [80] bei Maximalwerten von 90 A bis inzwischen 210 A. Erzeugt wird, bedingt durch die Bauweise, eine Wechselspannung, die für die Nutzung im Fahrzeug gleichgerichtet und stabilisiert werden muss [155]. Entgegen einer gleichmäßigen Energieerzeugung spricht der durch den Generator verursachte Kraftstoffverbrauch. Um diesen zu senken, werden heutige Generatoren bedarfsgerecht geregelt. Als Führungsgröße dient die abgegebene Spannung. Liegt diese unter der Batteriespannung U_{Bat} liefert der Generator keine Energie und das Bordnetz wird aus dem Speicher versorgt. Im Schubetrieb des Fahrzeugs führt eine Erhöhung der Spannung, resultierend in einem gesteigerten Schleppmoment, zu einem Nachladen des Speichers aus der überschüssigen kinetischen Energie. Mit dem Generator als einzigem Energieerzeuger muss eine ausgeglichene Ladebilanz unter allen Bedingungen gewährleistet

sein, um zusammen mit dem installierten Speicher die Startfähigkeit des Fahrzeugs zu erhalten. Zur Erreichung dieser Anforderung werden immer komplexer werdende Energiemanagementstrategien eingesetzt. Beispielhafte Anwendungen zeigen [23], [32], [40] und [152].

Entscheidend für den Komfort beim Lenken ist die während des Lenkvorgangs vom Generator abgegebene Leistung. Das Absenken der Spannung zur Verringerung des Kraftstoffverbrauchs wirkt sich negativ auf die Systemdynamik und die Leistungsfähigkeit aus.

Energiespeicher

Im Betrieb des Fahrzeugs übersteigen die benötigten Ströme die Leistungsfähigkeit des Generators zeitweise deutlich. Aus diesem Grund muss ein leistungsfähiger Speicher eingesetzt werden. Die meist elektrochemischen Speicher, im Weiteren mit dem Begriff *Batterie* bezeichnet, sind als Blei-Säure-Akkumulatoren ausgeführt. Es ist notwendig, dass sie einen ausreichenden Energieinhalt besitzen, um einen erhöhten Leistungsbedarf über mehrere Minuten ausgleichen zu können. Zudem müssen die teilweise auftretenden hohen Stromgradienten durch eine hohe Stromlieferfähigkeit gepuffert werden bis der Generator den erhöhten Bedarf ausregeln kann. Die Energieinhalte der eingesetzten Bleibatterien bewegen sich zwischen 60 Ah und 110 Ah, angepasst an die Ausstattung und die Motorisierung. Die maximale Strombelastung der Batterien tritt beim Kaltstart des Fahrzeugs auf. Bei niedrigen Temperaturen und Motoren mit großem Hubraum sind Startströme > 800 A notwendig [71]. Zur Unterstützung in der kurzen Startphase und als Redundanz für elektrische Bremssysteme werden vereinzelt elektrochemische Doppelschichtkondensatoren, bekannt unter dem Namen *Supercaps*, eingesetzt. Der Vorteil einer sehr hochdynamischen Stromlieferfähigkeit wird durch einen geringen Energieinhalt zeitlich eingeschränkt.

Entscheidend für die Leistungsabgabe der Batterie ist der Innenwiderstand R_i . Bei hohem Widerstand fällt unter Belastung ein zu großer Teil der Zellspannung bereits in der Batterie ab

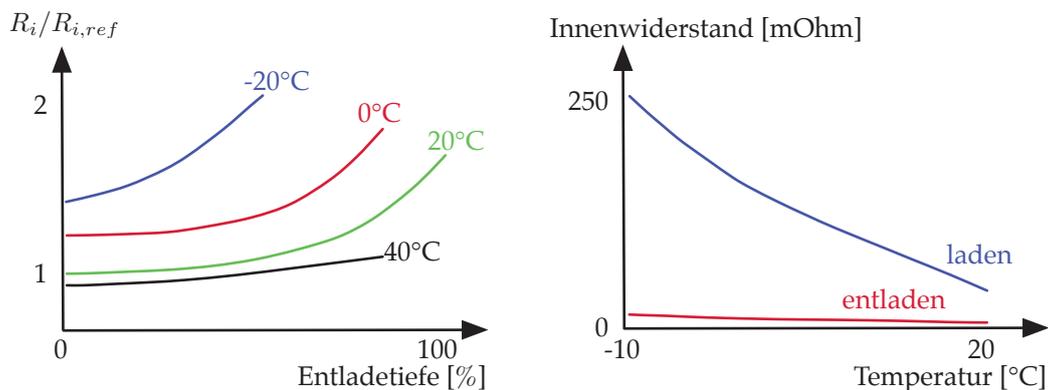


Abbildung 2.9: Darstellung der Einflussfaktoren des Innenwiderstands einer Batterie nach [26] mit $R_{i,ref}$ = Innenwiderstand bei 20°C , voll geladen

und ist für die Verbraucher nicht mehr nutzbar. Faktoren, die den Innenwiderstand beeinflussen sind Temperatur, Ladungszustand und Alterung [26]. Abbildung 2.9 zeigt schematisch die starken Schwankungen des Innenwiderstands. Der stark erhöhte Ladewiderstand bei tiefen Temperaturen verhindert zudem eine schnelle Nachladung und begünstigt damit einen hohen Innenwiderstand aufgrund der Entladetiefe.

Die verfügbare Lenkleistung wird direkt durch den Innenwiderstand beeinflusst. Bei maximaler Stromanforderung sinkt die zur Verfügung stehende Spannung stark ab, wenn eine Batterie zu kalt, zu tief entladen und/oder zu stark gealtert ist. Die erreichbaren Lenkradwinkelgeschwindigkeiten werden geringer.

Verkabelung

Die elektrischen Verbraucher sind durch die Verkabelung mit Generator und Batterie verbunden. Als Leitermaterial wird meist Kupfer, bei größer dimensionierten Leitungen auch Aluminium, eingesetzt. Die Auslegung der Verkabelung unterliegt dem Zielkonflikt aus Gewicht und Package auf der einen Seite und großen Leitungsquerschnitten für geringe Verluste auf der anderen Seite. Der Leitungswiderstand hängt indirekt proportional von der Querschnittsfläche und direkt proportional von der Leitungslänge ab. Bereits geringe Widerstände im $m\Omega$ -Bereich in den Zuleitungen und Verbindungsstellen führen bei den Spitzenströmen der Verbraucher zu Spannungsverlusten $> 1\text{ V}$ im Bezug auf das Batterieniveau. Die Verringerung der zur Verfügung stehenden Spannung schränkt die Dynamik der Verbraucher ein.

Im Fahrbetrieb unterscheiden sich die durchschnittlichen elektrischen Leistungen nach der Fahrzeugklasse. So gibt [81] an, dass in Fahrzeugen der Kompaktklasse durchschnittlich 330 W verbraucht werden. Bei Oberklassefahrzeugen sind bereits 1000 W notwendig. Abgesehen von den kurzen Einsatzzeiten der Hochstromverbraucher liegt die Grundlast unterhalb der Mittelwerte und muss als ständige Belastung zu den Spitzenleistungen zusätzlich bereit gestellt werden. Bei Umsetzung der elektrischen Energie ergeben sich Obergrenzen für die Verbraucherströme. Als physikalisch sinnvoller Maximalbereich hat sich 100 bis 120 A etabliert. Im Fahrzeug existieren verschiedene Verbraucher, die Ströme in dieser Größenordnung benötigen. Die Stabilität des Bordnetzes gilt es bei gleichzeitigem Strombedarf mehrerer Systeme unter Einbeziehung elektrischer Lenkungen nachzuweisen.

2.3.2 Maßnahmen zur Stabilisierung des Bordnetzes

Die zur Verfügung stehende Leistung in elektrischen Bordnetzen ist begrenzt. Hohe Ströme führen zu starken Spannungseinbrüchen. Es existieren verschiedene Maßnahmen, die gegen eine zu stark verringerte Spannung wirken. Diese lassen sich in konstruktive und funktionale Maßnahmen einteilen.



Konstruktive Maßnahmen

Eine Erweiterung der Bordnetzarchitektur durch einen zusätzlichen Speicher und/oder eine erhöhte Spannungslage ermöglicht es Hochstromverbraucher mit konstanter Spannung zu versorgen. Als Varianten sind denkbar

- Gleichspannungswandler zur Erzeugung einer konstanten Spannung [40]
- Gleichspannungswandler zur Erzeugung einer erhöhten Spannung [106]
- Supercap-Speicher auf Bordnetzniveau [118]
- Reihenschaltung von zwei Speichern [40]
- Gleichspannungswandler und Supercap-Speicher auf höherem Spannungsniveau [25]
- Zweites Bordnetz mit höherer Spannungslage für die Lenkunterstützung [129] oder für mehrere Hochstromverbraucher [77]

In der genannten Reihenfolge steigen das Potential zur Bordnetzstabilisierung, jedoch auch die Kosten für die Entwicklung und Fertigung der Systeme. Eine Spannungsanhebung ohne Pufferspeicher unterstützt wirkungsvoll das ausgewählte System zu Lasten des Restbordnetzes. Eine Entlastung des Gesamtbordnetzes kann nur durch einen zweiten Speicher geschaffen werden. Der Spannungshub und damit die zur Verfügung stehende Energiemenge ist bei dem Supercap-Speicher auf Bordnetzniveau stark eingeschränkt. Die erhöhte Spannungslage in Kombination mit einem Gleichspannungswandler ermöglicht eine wirkungsvollere Unterstützung. Durch die Reihenschaltung von zwei Speichern wird gezielt ein System mit einer verbesserten Leistung versorgt, um die Dynamik des angeschlossenen Elektromotors zu erhöhen. Die Entlastung des Restbordnetzes tritt in den Hintergrund.

Die Betrachtung zeigt, dass sich angepasst an den notwendigen Grad der Unterstützung geeignete Maßnahmen finden lassen, um die Bordnetzstabilität und die Energieversorgung einzelner leistungsintensiver Systeme zu verbessern. Unter Gesichtspunkten der Wirtschaftlichkeit wird der Einsatz eines Systems, das die hohen Einzelteilkosten als Verursacher für die stabilisierenden Maßnahmen tragen muss, zunehmend unrentabel. Im Fokus dieser Arbeit steht deshalb die Untersuchung, inwieweit funktionale Maßnahmen den Einsatz zweier elektrischer Lenksysteme ohne konstruktive Bordnetzunterstützung ermöglichen.

Funktionale Maßnahmen

Die funktionalen Maßnahmen zur Stabilisierung stellen einen Teil der angesprochenen Energiemanagementstrategien dar. Neben der Anpassung der (Summen-) Verbraucherleistung lässt sich die Generatorleistung in gewissen Grenzen beeinflussen. Bei einer bestehenden oder prädierten erhöhten Belastung kann das Spannungsniveau des Generators angehoben werden [159]. Wirkungsvoll ist die Maßnahme bei temporär abgesenkter Spannung zur Verringerung des Kraftstoffverbrauchs. Des Weiteren wird die Anhebung der Leerlaufdrehzahl vorgeschlagen [25]. Durch den hohen Gradienten der Stromlieferfähigkeit des Generators



bei geringen Drehzahlen ist es eine wirkungsvolle Maßnahme, um einem erhöhten Strombedarf oder einer gealterten/entladenen Batterie bei Stillstand des Fahrzeugs entgegen zu kommen.

Schaltbare Verbraucher bieten die Möglichkeit Maßnahmen zur Priorisierung der benötigten Leistungen vorzunehmen. Komfortverbraucher wie eine Heckscheibenheizung oder eine Sitzheizung lassen sich für bestimmte Zeiträume abschalten, ohne für den Fahrer auffällig zu werden. Dadurch verringert sich der Gesamtstrom bei Betrieb eines Hochstromverbrauches und die Bordnetzspannung sinkt weniger ab.

Für ein stabiles Bordnetz wird der Einsatz dieser funktionalen Maßnahmen als Grundlage vorausgesetzt. Durch eine Anpassung der bereits im Fahrzeug vorhandenen Betriebsstrategie und der Generatorregelung lassen sich deutliche Verbesserungen in der Bordnetzstabilität erzielen. In Sondersituationen können die vorgestellten Maßnahmen nicht ausreichend sein und müssen durch die leistungsanfordernden Systeme, wie die elektrischen Lenksysteme, selbst beherrscht werden.

2.3.3 Maßnahmen bei Lenksystemen zur Verringerung der Bordnetzbelastung

Die Unterstützung der Lenkbewegung des Fahrers muss als elektrische Leistung aufgebracht werden. Mit erhöhtem Unterstützungsmoment steigt der Strombedarf an. Zugleich erhöht sich proportional zur Lenkwinkelgeschwindigkeit die Phasenspannung des Elektromotors. Beide Einflussfaktoren wirken auf die Bordnetzbelastung. Maßnahmen zur Entlastung des Bordnetzes können über eine Verringerung des Lenkleistungsbedarfs erreicht werden.

Die elektrische Lenkunterstützung hat in Verbindung mit einer Überlagerungslenkung einen hohen Spitzenenergieverbrauch. Die Maximalbelastung tritt bei Lenkbewegungen im Stand kurz vor Erreichen des Endanschlags auf. Es gibt zahlreiche Ansätze diese spezielle Situation durch konstruktive Gestaltung oder Ansteuerung der aktiven Systeme zu beherrschen.

In [78] wird vorgesehen, durch eine Anpassung der Achskinematik die Spurstangenkräfte zu verringern. Die daraus resultierenden Nachteile beispielsweise eine Verschlechterung des Mittengefühls im Fahrbetrieb sollen durch eine aktive Ansteuerung der Lenkkraftunterstützung ausgeglichen werden. Es werden sehr starke Veränderungen an der etablierten Achsabstimmung notwendig. Die Lenkungsrückmeldung um die Mittellage ist entscheidend für ein gutes Lenkgefühl und messtechnisch sehr schwer zu erfassen. Eine ausreichend gute Nachbildung durch eine aktive Funktion ist als kritisch anzusehen.

Die benötigte Lenkleistung steigt im Stand durch gebremste Räder weiter an. Die gelenkten Räder können nicht abrollen, sondern die Drehung muss durch reine Scherung des Reifenlatsches erfolgen. Ganzes oder teilweises Lösen der Vorderradbremmen sollen nach [36] und [89] Verbesserungen bei der benötigten Lenkleistung bewirken. Dies ist nur durch eine aktive Ansteuerung der Bremsregelung möglich. Damit verbunden ist ein Pumpenanlauf des ESP-



Hydraulikaggregates für die Rückförderung der Bremsflüssigkeit. Der benötigte elektrische Strom ist kontraproduktiv für die Unterstützung der elektrischen Lenkunterstützung. Einzelradantriebe oder Torque-Vectoring Systeme bieten die Möglichkeit Antriebsmomente radselektiv zu verteilen. [7] und [95] wollen den Effekt eines resultierenden Giermoments um die Hochachse des Fahrzeugs zur Unterstützung der Lenkbewegung nutzen. Bei stehendem Fahrzeug mit den höchsten Anforderungen an das Lenksystem kann dieser Ansatz keine Verbesserung bewirken.

Mehrere Ansätze beschäftigen sich mit der Beeinflussung der Lenkübersetzung bzw. der Summenlenkwinkelgeschwindigkeit zur Verringerung der Lenkleistung. Nach [30] kann die Anpassung der Lenkübersetzung durch eine entsprechende Gestaltung der Zahnstangenübersetzung dargestellt werden. [37] nimmt diese Anpassung durch eine Überlagerungslenkung vor. Es ist jeweils vorgesehen, die indirektere Lenkübersetzung am Endanschlag durch eine entsprechend direkte Übersetzung um die Mittellage auszugleichen. Dieser Wechsel in der Winkelüberlagerung von direkt nach indirekt erzeugt ein ungleichmäßiges Lenkverhalten und ist akustisch und haptisch auffällig. Die Verfahren in [22], [79], [107], [108], [156] und [160] beziehen sich dazu auf die Winkelgeschwindigkeit der Überlagerung oder des Summenwinkels und nehmen anhand von messbaren Größen wie Lenkradwinkel, Lenkradwinkelgeschwindigkeit oder Bordnetzspannung die Zustellung des Überlagerungswinkels zurück. Diese Ansätze stellen wirkungsvolle Maßnahmen dar, um die benötigte Lenkleistung zu verringern. Nachteilig bei allen Varianten ist der zusätzlich notwendige Lenkradwinkel, der sich für den Fahrer oftmals unnötig einstellt. Es erfolgt keine Anpassung an die aktuell benötigte Lenkleistung. Die Reifenbreite, der Straßenreibwert und die Vorderachslast haben entscheidenden Einfluss auf die Zahnstangenkraft. In der Applikation der Funktionen muss für die maximale Belastung vorgehalten werden. Dadurch wird in vielen Fällen die Winkelüberlagerung zurück genommen, in denen es zur Verringerung der Lenkleistung nicht notwendig ist.

Die vorgestellten Maßnahmen sind entweder in der vorgestellten Form nicht umsetzbar oder bewirken starke Nachteile für den Fahrer. Trotz der Wirksamkeit ist aus diesem Grund ein Einsatz im Fahrzeug nur bedingt möglich. Im Zuge der Arbeit sollen Maßnahmen untersucht werden, die für den Fahrer unauffällig sind. In einem weiteren Schritt ist die Umsetzbarkeit und die Wirksamkeit am Realsystem nachzuweisen. Ausgehend von einer stabilen Energieversorgung werden nachfolgend die umsetzbaren Lenkfunktionen dargestellt.

2.4 Kundenwerte Nutzfunktionen aktiver Lenksysteme

Mit aktiven Lenksystemen sind über die Servounterstützung hinaus weitere Funktionen darstellbar, die den Fahrer in seiner Fahraufgabe unterstützen und entlasten. Diese Funktionen lassen sich allgemein unter dem Begriff *Fahrerassistenz* zusammenfassen. Eine Unterglie-

derung lässt sich entweder auf Basis der Art des Stelleingriffs oder der zu erzielenden Hauptfunktion vornehmen. Die Unterscheidung nach der Eingriffsart ergibt zwei Teilbereiche.

- **Momentenüberlagerung** - Durch ein zusätzliches Moment im Lenkstrang werden Empfehlungen über die Lenkrichtung an den Fahrer gegeben oder bei freiem Lenkrad automatisierte Lenkbewegungen durchgeführt.
- **Winkelüberlagerung** - Durch einen Überlagerungswinkel wird die Lenkeingabe des Fahrers an die aktuelle Fahrsituation angepasst und die Radstellung geändert.

Neben der Unterscheidung eine Funktionsausprägung durch Momenten- oder Winkelüberlagerung darzustellen lässt sich unabhängig davon eine Einteilung in die Bereiche Agilität, Stabilität und Komfort vornehmen. Zur Abgrenzung wird als Festlegung getroffen:

- **Agilität** - Der Begriff der Agilität ist in der Fahrzeugtechnik nicht eindeutig definiert. Meist wird er bei subjektiven Bewertungen der Fahrdynamik zur Beurteilung der Fahrzeugreaktion beim Einlenken in die Kurve verwendet. Umgangssprachlich wird ein Fahrzeug als *agil* bezeichnet, wenn es mit geringer Verzugszeit und hoher Verstärkung der Lenkeingabe (beim Anlenken und beim Zulenken) folgt. Der Begriff ist ein Ausdruck für das Ansprechen des Fahrzeugs auf die Lenkbewegung - oftmals als Fahrspaß empfunden. In dieser Arbeit werden unter Agilitätsfunktionen diejenigen Maßnahmen zusammengefasst, die das Ansprechen auf eine Lenkeingabe verbessern und ein subjektiv sportlicheres Fahrverhalten erzeugen.
- **Stabilität** - Der Erhalt der Fahrstabilität ist notwendig für eine sichere Fahrzeugführung. Maßnahmen, die präventiv eine Destabilisierung verhindern oder bei einem gewissen Grad an Instabilität eingreifen und den Fahrer bei der Kurshaltung unterstützen, lassen sich unter dem Begriff Stabilitätsfunktionen zusammenfassen.
- **Komfort** - Die Übernahme von Lenkaufgaben in stabilen Fahrzuständen wird unter Komfortfunktionen verstanden. Eine Entlastung des Fahrers steht dabei im Fokus. Es sind zwei Ausprägungen zu unterscheiden. Bei bestimmten Funktionen wie der Einparkassistenten wird die komplette Fahraufgabe vom System ausgeführt. Der Fahrer kann oder muss die Hände vom Lenkrad nehmen. Darüber hinaus gibt es Einsatzbereiche, bei denen eine Unterstützung bei der Durchführung von Routinetätigkeiten wie der Führung des Fahrzeugs in der eigenen Fahrspur vorgenommen wird.

Mit diesen Unterscheidungen lassen sich Lenkfunktionen der jeweiligen Eingriffsart zuordnen. Tabelle 2.1 stellt die in Serienfahrzeugen umgesetzten und in der Forschung vorgestellten Lenkfunktionen gegenüber. Vervollständigt wird die Übersicht durch zusätzlich mögliche Funktionen, die nach dem Stand der Technik bisher nicht bekannt sind. Im Folgenden wird auf bekannte Funktionen eingegangen und es werden die Potentiale weiterer Funktionen dargestellt.



Tabelle 2.1: Übersicht der bekannten Lenkfunktionen

Funktion	Momenten- überlagerung	Winkel- überlagerung	Einordnung
Variable Lenkübersetzung		X	Agilität/Komfort
Vorhaltelenkung		●	Agilität/Stabilität
Linearisierung Fahrverhalten		●	Agilität
Einparkassistent quer	X	○	Komfort
Einparkassistent längs	X	○	Komfort
Spurführung	X	○	Komfort
Spurverlassenswarnung	X	○	Komfort/Stabilität
Anhänger-Rangieren	○	●	Komfort
Seitenwindkompensation	X		Komfort/Stabilität
Seitenneigungskompensation	X		Komfort
Torque-Steer Kompensation	●		Komfort
Spurwechsellassistent	●	○	Stabilität/Komfort
Ausweichassistent	●	○	Stabilität
Unterstützung Übersteuern	X	X	Stabilität
Unterstützung Untersteuern	●	X	Stabilität
μ -split Bremsen	X	X	Stabilität
μ -split Beschleunigen	●	●	Stabilität
Anhängerstabilisierung	X	●	Stabilität
Stabilisierung Reifendruckverlust	○	●	Stabilität
Linearisierung Lenkmoment	●		Stabilität
Offroad-Assistent	●	●	Stabilität
Rollover Prevention	○	●	Stabilität

X im Fahrzeug verfügbar	● in Forschung vorgeschlagen	○ zusätzlich denkbar
-------------------------	------------------------------	----------------------

2.4.1 Agilitätsfunktionen

Im Bereich der Funktionen, die zur Steigerung der Agilität des Fahrzeugs beitragen, existieren vermehrt Ansätze, die eine Winkelüberlagerung als Stellgröße nutzen. Abgesehen davon kann durch Erweiterung der Ansteuerung zur Lenkunterstützung eine Verbesserung der Fahrbahnrückmeldung erreicht werden.

Variable Lenkübersetzung

In Serienfahrzeugen ist die variable Lenkübersetzung umgesetzt. Untersuchungen zur Thematik sind in [58], [120], [132] und [153] dargestellt. In herkömmlichen Fahrzeugen besteht ein Zielkonflikt bei der Auslegung der Lenkübersetzung zwischen agilem Fahrverhalten

im Niedriggeschwindigkeitsbereich und stabilem, nicht zu nervösem Verhalten im Hochgeschwindigkeitsbereich. Zu Gunsten der notwendigen Fahrzeugstabilität wird die Lenkübersetzung verhältnismäßig indirekt ausgelegt. Der Lenkaufwand beim Parkieren steigt und die vom Fahrer erlebte Agilität im mittleren Geschwindigkeitsbereich sinkt. Mit der Winkelüberlagerung kann der Zielkonflikt aufgelöst und die Gesamtlenkübersetzung an die Fahrgeschwindigkeit angepasst werden. Abbildung 2.10 zeigt eine exemplarische über der Fahrgeschwindigkeit variable Übersetzungskennlinie im Vergleich zu einer konstanten Lenkübersetzung. Die Auslegung der Übersetzungskennlinie erfolgt nach [120] im unteren

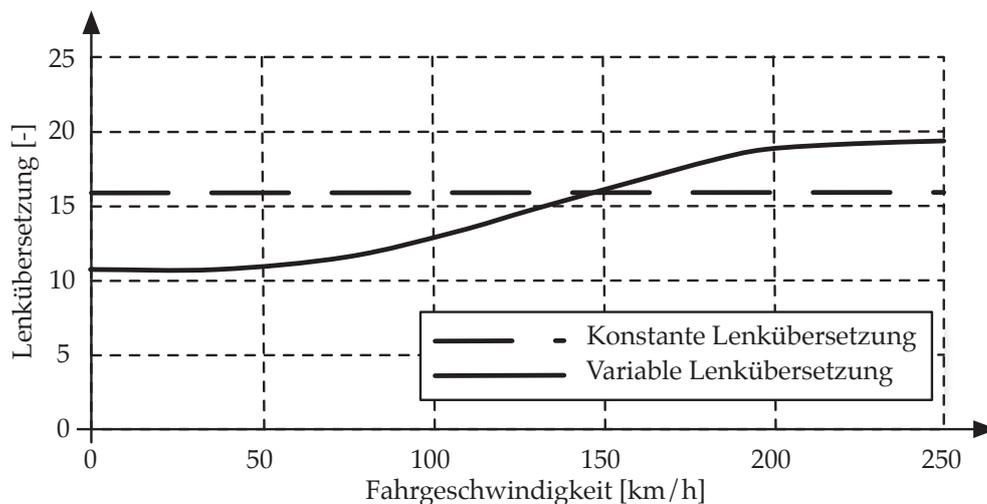


Abbildung 2.10: Vergleich zwischen konstanter und variabler Lenkübersetzung

ren Geschwindigkeitsbereich nach einer gewünschten Gierverstärkung und im höheren Geschwindigkeitsbereich nach einer geeigneten Querschleunigungsverstärkung. Eingeschränkt wird die Variabilität durch eine maximale Abweichung von der mechanischen Grundübersetzung von 6 Übersetzungspunkten um bei einer Verriegelung im Fehlerfall die Beherrschbarkeit für den Fahrer zu gewährleisten [131].

Vorhaltelenkung

Die Vorhaltelenkung soll den Phasenverzug zwischen der Lenkeingabe und der Fahrzeugreaktion verringern und die vom Fahrer wahrgenommene Agilität erhöhen. Dazu wird durch eine Winkelüberlagerung abhängig von der Lenkradwinkelgeschwindigkeit ein gleichgerichteter Zusatzwinkel gestellt, um einen schnelleren Seitenkraftaufbau an der Vorderachse zu erreichen. Der Stellwinkel ist dabei direkt proportional zur Winkelgeschwindigkeit, wobei der Proportionalitätsfaktor auch an die Fahrgeschwindigkeit und die Lenkradstellung angepasst werden kann [64].

$$\delta_{M,Vorhalt} = K_{Vorhalt} \cdot \dot{\delta}_S \quad \text{mit} \quad K_{Vorhalt} = f(\delta_S, v_x) \quad (2.1)$$



Nach [123] und [168] steigt die Beherrschbarkeit des Fahrzeugs bei schnellen Ausweichmanövern durch das verbesserte Ansprechverhalten.

Neben der positiven Auswirkung auf das Gierverhalten ist ein Zusatzwinkel in dieser Ausprägung im Bezug auf die Haptik kritisch zu sehen. Es werden hohe Stellgradienten erzeugt, die eine entsprechend hohe Momentenrückwirkung zur Folge haben. Zudem kehrt sich die Stellrichtung des zusätzlichen Winkels während einer Lenkbewegung um, was zuerst einen Anstieg, dann ein Abfallen des Lenkmoments bewirkt und für den Fahrer stark irritierend ist. Wird darüber hinaus die Lenkbewegung schnell gestoppt, tritt aus der eingeschränkten Stellerdynamik ein Nachlaufen des Winkels auf. Dies ist sowohl im Handmoment, wie auch in der Gierbewegung bemerkbar. Diese Nachteile überwiegen das verbesserte Ansprechverhalten des Fahrzeugs und haben einen Serieneinsatz verhindert.

Verbesserung der Fahrbahnrückmeldung

Fahrdynamisch relevante Informationen über den Reifen-Fahrbahn-Kontakt lassen sich von Lenkmomentenstörungen grob durch eine Einteilung in Frequenzbereiche unterscheiden. Um die gute Lenkungsrückmeldung einer hydraulischen Lenkunterstützung nachzubilden, überlagert [48] der gewohnten Servofunktionen eine hochpassgefilterte Schätzung der Vorderachsseitenkraft. Das Frequenzspektrum von 8 Hz - 20 Hz wird durch die aktive Fahrbahnrückmeldung gezielt verstärkt. Das Verfahren nimmt keinen Einfluss auf das Lenkverhalten des Fahrzeugs, sondern verändert gezielt das Lenkgefühl. Der subjektiv wahrgenommene gute Kontakt des Fahrzeugs zur Fahrbahn unterstützt das Gesamtbild eines agilen Fahrzeugs.

2.4.2 Komfortfunktionen

Im Bereich der Komfortfunktionen dominieren Ansätze mit Momentenüberlagerung. Abgesehen von der Komforterhöhung durch den verringerten Lenkaufwand beim Parkieren gibt es keine Serienumsetzungen von Winkelüberlagerungsfunktionen in diesem Bereich.

Parkassistentz

Der Bereich der Parkassistentz fasst unterschiedliche Ausprägungen zusammen. Die Systeme werden, wie in Abbildung 2.11 verdeutlicht, nach der Einparkrichtung in Längs- und Quer-Einparksysteme unterschieden. Das Einparken in Längsrichtung, auf der rechten und in Einbahnstraßen auch auf der linken Straßenseite, stellt für die meisten Fahrer die größere Herausforderung dar. Entsprechend wurde diese Assistentzfunktion zuerst in Serie umgesetzt [135]. Systeme, die das Fahrzeug beim Einparken quer zu Fahrbahn unterstützen [151] folgen inzwischen. Gemeinsam ist allen Ausprägungen, dass nur die Lenkbewegung vom Fahrzeug übernommen wird. Das Lenkrad wird freigegeben und die Stellbewegung durch die elektromechanische Lenkunterstützung ausgeführt. Die Radstellung kann immer in Verbindung mit der Lenkradstellung gebracht werden. Ein manueller Eingriff ist jederzeit

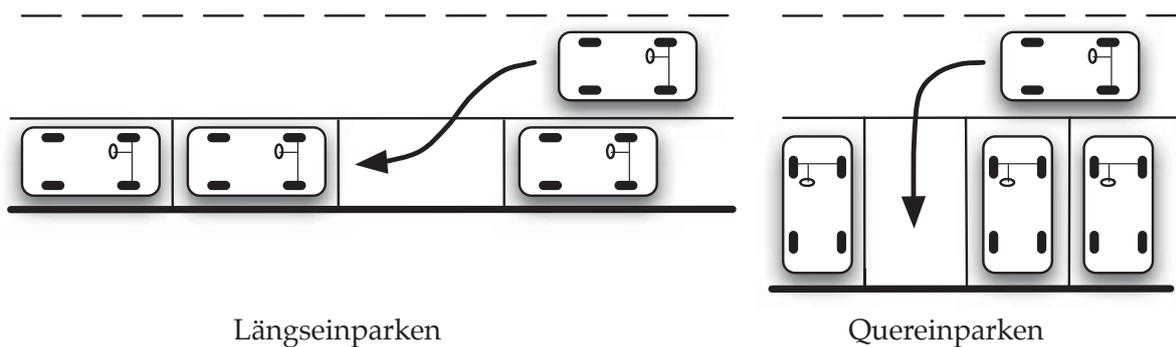


Abbildung 2.11: Einparksituationen in Längs- und Querrichtung

möglich. Die Bewegung in Längsrichtung steuert der Fahrer durch Gas- und Bremspedal. Die Verantwortung, nicht mit einem parkenden Fahrzeug zusammen zu stoßen, liegt damit beim Menschen. In der Forschung vorgestellte Systeme können autonom einparken. Die gesamte Verantwortung wird dem System übertragen. Der Fahrer kann das Fahrzeug zuvor verlassen, um die Nutzung von sehr engen Parklücken [82] oder Garagen [47] zu ermöglichen.

Spurführung

Die Assistenz im Bereich der Spurführung erstreckt sich vom System mit ausschließlich warnendem Charakter bis zur geregelten Querführung. Bei der Spurverlassenswarnung wird dem Fahrer bei Überfahren einer Spurmarkierung durch eine Vibration signalisiert, dass er eine Lenkkorrektur vornehmen muss. Die notwendige Lenkkorrektur wird bei Spurhalteassistenten durch ein zur Fahrbahnmitte gerichtetes Lenkmoment erleichtert. Eine geregelte Spurführung unterstützt den Fahrer zusätzlich durch ein kontinuierliches Lenkmoment, das bereits bei geringen Abweichungen von der Fahrbahnmitte korrigierend eingreift und dem Fahrer Lenkempfehlungen gibt. [83] schlägt vor, neben der Momentenüberlagerung zusätzlich die Winkelüberlagerung zur Spurführung zu nutzen. Es wird nicht genauer ausgeführt, wie die gleichzeitige Ansteuerung erfolgen soll. Die im Verhältnis zum Grundlenkmoment in diesen Situationen sehr hohen Rückwirkungen der Überlagerungslenkung stehen einem einfachen Ansatz entgegen. In Kapitel 6.3 wird im Detail auf die Problematik eingegangen und eine eigene Umsetzung vorgestellt.

Ausgleich von störenden Lenkmomenten und Verbesserung der Lenkeigenschaften

Der Fahrer nimmt Lenkmomentenstörungen, die aus unterschiedlichen Ursachen resultieren können, besonders sensibel wahr. Dabei kann es sich um periodische Schwingungen oder um statisch anliegende Momente handeln. Seitenwind verursacht eine notwendige Lenkbewegung entgegen der Windrichtung und der Fahrer muss ein Haltemoment aufbringen. Auch eine Querneigung der Straße macht eine entsprechende Gegenlenkbewegung notwendig. Durch die elektromechanische Lenkunterstützung kann das notwendige Haltemoment



ausgeglichen und der Fahrer entlastet werden [66]. Schiefzieheffekte am Lenkrad, die aus ungleichen Antriebskräften an der Vorderachse resultieren, sind Gegenstand der Untersuchung in [39]. Neben den dort vorgeschlagenen konstruktiven Maßnahmen zur Minimierung der Störung können durch überlagerte Momente der elektromechanischen Lenkunterstützung die Auswirkungen am Lenkrad verringert werden [66]. Periodisch auftretende Momentenschwankungen werden in [48] thematisiert. Die Schwankungen entstehen aus Radunwuchten oder Bremsenrubbeln. Es wird gezeigt, dass sich durch eine gegenphasige Ansteuerung der Lenkunterstützung die Schwingungen kompensieren lassen. Winkelüberlagerungen sind systembedingt für diesen Funktionsbereich zur Momentenbeeinflussung nicht einsetzbar. In elektromechanischen Lenkunterstützungen werden bereits in Serie Funktionen zur Verbesserung des Rücklaufs, zur aktiven Dämpfung von Stößen und zur Reibungs- und Trägheitskompensation eingesetzt. Die Notwendigkeit entsteht in erster Linie aus den erhöhten Massen, die durch den Motor im Lenkstrang zusätzlich vorhanden sind. Verursacht durch die Übersetzungen steigt nach [87] die Trägheit im Vergleich zu hydraulischen Lenksystemen um den Faktor 300 bis 600 an. Die Teilfunktionen beruhen auf Regelungen der Rücklaufgeschwindigkeit [75], lenkwinkelproportionaler Rückstellmomente [44] und differenzierende Anteile basierend auf Lenkradwinkel-, Motorwinkel- und Lenkmomentensignalen [20].

Rangieren eines Anhängers

Fahrten mit einem Anhänger stellen für viele Fahrer eine Sondersituation dar. Entsprechend schwer fällt das Rückwärtsfahren mit einem Anhänger, der erst durch ein Gegenlenken ausgeschwenkt und ständig in der Fahrspur stabilisiert werden muss. Die Arbeiten [59], [85] und [86] befassen sich mit einem Assistenzsystem, um den Anhängerbetrieb für Normalfahrer einfacher zu gestalten. Die Ansätze basieren auf einer Winkelüberlagerung. Als Führungsgröße für die Solltrajektorie nutzt der Fahrer die Lenkradstellung. Durch einen unterlagerten Regelkreis wird die Radstellung des Fahrzeugs angepasst und der Anhänger mit dem entsprechenden Knickwinkel auf der Solltrajektorie geführt. In [85] wird eingeräumt, dass die großen notwendigen Radwinkel, die hohen Stellgradienten und die wechselnden Lenkrichtungen eine für den Fahrer stark irritierende Lenkstrangrückwirkung hervorrufen. Mit einer Begrenzung der Stellgradienten sollen die Störungen geringer ausfallen. Die Momente am Lenkrad werden sich jedoch nicht passend zur Winkelvorgabe des Fahrer einstellen. Eine Serienumsetzung scheitert an den nicht kundenwerten Störungen.

2.4.3 Stabilitätsfunktionen

In [64] ist ein Überblick über die Entwicklung von Stabilitätsregelsystemen gegeben. Als einzige Stellgröße werden in den frühen Umsetzungen Bremseingriffe genutzt. Mit der Einführung aktiver Lenksysteme haben sich Lenkeingriffe zur Fahrzeugstabilisierung immer stärker verbreitet. Die Stabilisierung im fahrdynamischen Grenzbereich lässt sich mit ge-

zielten Überlagerungswinkeln für den Fahrer komfortabler gestalten. Durch die erst später oder gar nicht notwendigen Bremsengriffe wirkt das Fahrzeug deutlich agiler [120]. Diese Eingriffe errechnen sich aus einer Gierratenregelung, die bei Über- und Untersteuereingriffen das Fahrzeug stabilisiert, und aus einer Giermomentenkompensation, die den Fahrer auf inhomogenen Reibwerten unterstützt. Nachfolgend wird eine Übersicht über Regelstrategien der Lenkstabilisierungen mit Winkel- und Momentenüberlagerung gegeben, die Gegenstand intensiver Forschungsaktivitäten waren.

Gierratenregelung

Fahrdynamikregelungen werden meist in eine Fahrzustandserkennung und eine Fahrzustandsregelung unterteilt. Die Zustandserkennung schätzt den Grad der Instabilität und die Art des kritischen Fahrzustands als Unter- und Übersteuern. Das spezifische Fahrverhalten tritt nicht erst im fahrdynamischen Grenzbereich auf, sondern ist durch die Achskinematik, die Abstimmung der Fahrwerkslagerung und der Reifen vorgegeben. [53] gibt Definitionen für die fahrdynamisch relevanten Zustände. Schnelle Änderungen im Fahrverhalten, die im Bereich der Stabilitätsregelung von Interesse sind, lassen sich gut über die Beschreibung von Bergmann wiedergeben:

$$\text{Untersteuern} \quad \frac{d\delta_V}{da_y} > 0 \quad \text{Neutral} \quad \frac{d\delta_V}{da_y} = 0 \quad \text{Übersteuern} \quad \frac{d\delta_V}{da_y} < 0$$

Bei übersteuerndem Fahrverhalten wird bei Annäherung an den fahrdynamischen Grenzbereich die Kraftschlussgrenze zuerst an der Hinterachse erreicht. Der Schräglaufwinkel der Hinterachse steigt unkontrolliert an und das Fahrzeug beginnt zu schleudern. Zur Wiederherstellung der Stabilität muss gezielt gegengelenkt werden. Diese ungewohnte und schnelle Lenkbewegung wird den Normalfahrer größtenteils überfordern. Er wird zu spät bzw. zu wenig lenken oder die Gegenlenkbewegung zu spät beenden. In beiden Fällen verliert er die Kontrolle über die Fahrzeugführung. Mit aktiven Lenksystemen kann dem Fahrer eine Hilfestellung zur richtigen Lenkbewegung durch gezielte Momentenüberlagerung gegeben werden. Ein höheres Potential besitzt in der Situation die Winkelüberlagerung, die schneller und präziser als der Normalfahrer stabilisierende Lenkeingriffe vornehmen kann.

Bei untersteuerndem Fahrverhalten erfolgt die Überschreitung der maximalen Kraftschlussgrenze zuerst an der Vorderachse. Der Schräglaufwinkel an der Vorderachse und damit der Lenkwinkelbedarf wächst stark an. Normalfahrer neigen in dieser Situation dazu, die Lenkung zu überziehen und damit die Seitenführungskraft weiter zu verringern. Durch eine Winkelüberlagerung kann der Fahrer unterstützt werden, die Radstellung an der Vorderachse für eine maximale Übertragung der Seitenkräfte in der jeweiligen Fahrsituation einzustellen.

Tabelle 2.2 gibt einen Überblick über Untersuchungen zu bekannten Regelkonzepten. Unter der Fahrsituation *Trajektorie* ist die Querführungsregelung eines autonom geführten Fahrzeug zu verstehen. Auf Basis einer Gierratenregelung wird die Stellgröße Lenkwinkel genutzt.

**Tabelle 2.2:** Übersicht der Regelungsansätze zur Gierratenregelung

Fahrsituation	Regelungsansatz	Stellgröße	Quelle
Übersteuern	PID-Regler	Winkel	[58], [153], [127], [15]
	PID-Regler	Moment	[127]
	Zustandsregler	Winkel	[24], [6], [91], [121], [167], [166]
	Flachheitsbasierter Regler	Winkel	[9], [124]
	Modellfolgeregelung	Winkel	[50]
	Model Reference Adaptive Control	Winkel	[42]
	Fuzzy-Logic	Winkel	[72], [90]
	H_∞ -Regler	Winkel	[165]
	Sliding-Mode-Regler	Winkel	[31]
	nicht spezifiziert	Winkel	[13]
nicht spezifiziert	Moment	[49], [126]	
Untersteuern	nicht spezifiziert	Winkel	[120], [126]
Rollover	Fuzzy-Logic	Winkel	[72]
	nicht spezifiziert	Winkel	[43]
Trajektorie	Model Predictive Control	Winkel	[34]

Der Großteil der auf Gierratenregelung basierenden Stabilisierungsfunktionen setzt in der Situation Übersteuern an. Prinzip bedingt bietet eine Vorderachslenkung in dieser Fahrsituation das meiste Potential. Durch die Möglichkeit, die Fahrdynamik unabhängig vom Fahrer beeinflussen zu können, werden die Konzepte verstärkt mit Winkelüberlagerung eingesetzt. Zur Anwendung kommen größtenteils PID- und Zustandsregler, die nach unterschiedlichen Auslegungsstrategien aufgebaut werden. Das Potential zur Fahrzeugstabilisierung wird bereits weitgehend genutzt.

Giermomentenkompensation

Die Giermomentenkompensation wird eingesetzt, wenn die Gierbewegung des Fahrzeugs durch eine Störgröße überlagert wird. Die Störungen resultieren aus Seitenwind oder ungleicher Verteilung der Längskräfte beim Beschleunigen oder Bremsen.

Der höchste Grad an Instabilität und das größte Potential zur Stabilisierung besteht in der Situation *Bremsen auf inhomogenen Reibwerten*. Die resultierenden Bremskräfte auf dieser μ -split Oberfläche sind bei voller Verzögerung entsprechend dem Kraftschlusspotential unterschiedlich hoch. Das entstehende Giermoment dreht das Fahrzeug zur μ_{high} -Seite ein. Der Fahrer muss entgegen der sehr schnell auftretenden Fahrzeugreaktion einen Lenkwinkel in Richtung μ_{low} -Seite einstellen. Normalfahrer sind ohne unterstützende Maßnahmen mit

dieser Aufgabe meist überfordert. Aus diesem Grund wird in Fahrzeugen mit passiven Lenksystemen eine Giermomentenabschwächung umgesetzt, die den Gierimpuls zu Beginn der Bremsung verringert. Dazu wird der Bremsdruck am Vorderrad auf der Hochreibwertseite verzögert aufgebaut. Der Bremsweg verlängert sich entsprechend. Den Zielkonflikt aus guter Fahrzeugbeherrschbarkeit und kurzem Bremsweg löst der Einsatz aktiver Lenksysteme auf. Der Fahrer wird bei der Einstellung des notwendigen Radlenkwinkels unterstützt und die Giermomentenabschwächung kann zurück genommen werden. [58] nutzt dazu die Abschätzung der Gierstörung aus gemessenen Einzelrad-Bremskräften und steuert einen Stabilisierungswinkel vor. Tabelle 2.3 zeigt eine Übersicht der bekannten Konzepte zur Giermomentenkompensation. Analog zur Gierratenregelung werden diese nach der Fahrsituation und der verwendeten Stellgröße eingeteilt.

Tabelle 2.3: Übersicht der Regelungsansätze zur Giermomentenkompensation

Fahrsituation	Regelungsansatz	Stellgröße	Quelle
Bremsen auf μ -split	Vorsteuerung	Winkel	[58]
	PID-Regler	Winkel	[58]
	Sliding-Mode-Regler	Moment	[45]
	nicht spezifiziert	Winkel	[120], [127]
	nicht spezifiziert	Moment	[49], [164]
Beschleunigen auf μ -split	nicht spezifiziert	Winkel	[44], [127]
	nicht spezifiziert	Moment	[127]
Seitenwind	Vorsteuerung	Winkel	[17]
	Sliding-Mode-Regler	Moment	[45]

Im Gegensatz zu dem bei den Komfortfunktionen erläuterten Ausgleich des Haltemoments bei länger anliegendem Seitenwind liegt der Fokus der hier genannten Funktionen auf der Sicherstellung der Fahrzeugstabilität bei plötzlich auftretenden und somit für den Fahrer überraschenden Störungen. Die Giermomentenkompensation bei Seitenwindstörung ergänzt dabei die über einen längeren Zeitraum aktive Komfortfunktion.

Im Zuge der eigenen Arbeit wird eine Stabilisierung bei Beschleunigen auf μ -split in Vernetzung zu einem Torque-Vectoring System entwickelt. Kapitel 6.2 geht näher auf diese spezielle Situation ein, in der eine deutliche Unterstützung des Fahrers erreicht werden kann.

Stabilisierung der Pendelbewegung eines Anhängers

Neben der Fahrstabilität eines einzelnen Fahrzeugs lässt sich mit einem aktiven Lenksystem auch die Stabilität eines Fahrzeug-Anhänger-Gespans erhöhen. Die Gierdämpfung des Gespans sinkt mit steigender Fahrgeschwindigkeit bis sie bei einer kritischen Geschwindigkeit zu Null wird und die Gefahr von Pendelschwingungen des Anhängers zunimmt. ESP-



Systeme wirken den ansteigenden Schwingungen durch Bremsingriffe entgegen. Gezielte Lenkeingriffe ermöglichen ebenfalls eine Verringerung der auftretenden Schwingungen. [49] stellt einen Ansatz zur Integration der Momentenüberlagerung zur Gespannstabilisierung im ESP vor und [61] entwickelt einen Sliding-Mode-Regler zur Ansteuerung der Lenkstabilisierung. Eingriffe durch aktive Lenksysteme sind bei auftretenden Pendelschwingungen komfortabler als Bremsingriffe, beinhalten jedoch den Nachteil, dass die Geschwindigkeit des Gespanns nicht gesenkt wird. Um ein erneutes Aufschwingen zu verhindern, muss die Geschwindigkeit unter der kritischen Geschwindigkeit liegen. Bei Lenkeingriffen ist dies nicht der Fall. Die Schwingungen werden wirkungsvoll ausgeglichen, stabilisierende Eingriffe müssen jedoch kontinuierlich gestellt werden. Die Aktorbelastung steigt und das Fahrzeug wird ohne Wissen des Fahrers an der Stabilitätsgrenze betrieben. Lenkeingriffe ohne zusätzliche Bremsingriffe oder entsprechende Fahreranweisungen sind als nicht zielführend anzusehen.

2.4.4 Funktionale Vernetzung von aktiven Lenksystemen

Die bisher aufgezeigten Lenkfunktionen nutzen jeweils nur eine der Stellgrößen Winkel- oder Momentenüberlagerung. Diese Einschränkung führt zu einer deutlichen Verringerung der umsetzbaren Ansätze. Einerseits ist die Rückwirkung einer Winkelüberlagerung mit hohen Gradienten in das Lenkmoment nicht tolerierbar. Bei Momentenüberlagerung muss andererseits strikt unterschieden werden, ob der Fahrer während des Eingriffs die Hände am Lenkrad hat. Zudem ergibt sich eine Funktionsüberschneidung, beispielsweise in Stabilisierungssituationen. [127] sieht bei gleichzeitigem Einsatz eine Arbitrierung ohne gleichzeitige Eingriffe vor. Unabhängig von den Lenkfunktionen gibt es Konzepte, die eine gekoppelte Ansteuerung von zwei aktiven Lenksystemen ermöglichen und die angeführten Einschränkungen aufheben sollen. Damit besteht das Potential, neue Lenkfunktionen einzusetzen. Vor- und Nachteile des jeweiligen Konzepts werden im Detail diskutiert.

Einsatz eines zweiten Motors am Winkelüberlagerungsgetriebe

Das Konzept mit Doppelmotor besteht aus einer konstruktiv aufwendigen Lösung, um die Rückwirkungen der Winkelüberlagerung auf das Handmoment zu kompensieren. Im engeren Sinn stellt dies keine Vernetzung mit einer elektromechanischen Lenkunterstützung dar. Bei einer geeigneten Ansteuerung entsprechen sich jedoch die darstellbaren Funktionen. [65], [162] und [163] gehen auf die konstruktive Gestaltung und die Ansteuerung ein. Abbildung 2.12 zeigt den Aufbau der einzelnen Teilmodule, die sich in ein Gehäuse integrieren lassen. Neben dem Dreiwellegenriebe und dem ersten Motor für die Winkelüberlagerung wird ein zweiter Motor verwendet, der ein Drehmoment auf die lenkradseitige Eingangswelle aufbringen kann. Um das vorliegende Lenkmoment zu erfassen, ist die erste Eingangswelle über einen Torsionsstab mit dem Überlagerungsgetriebe verbunden. Die

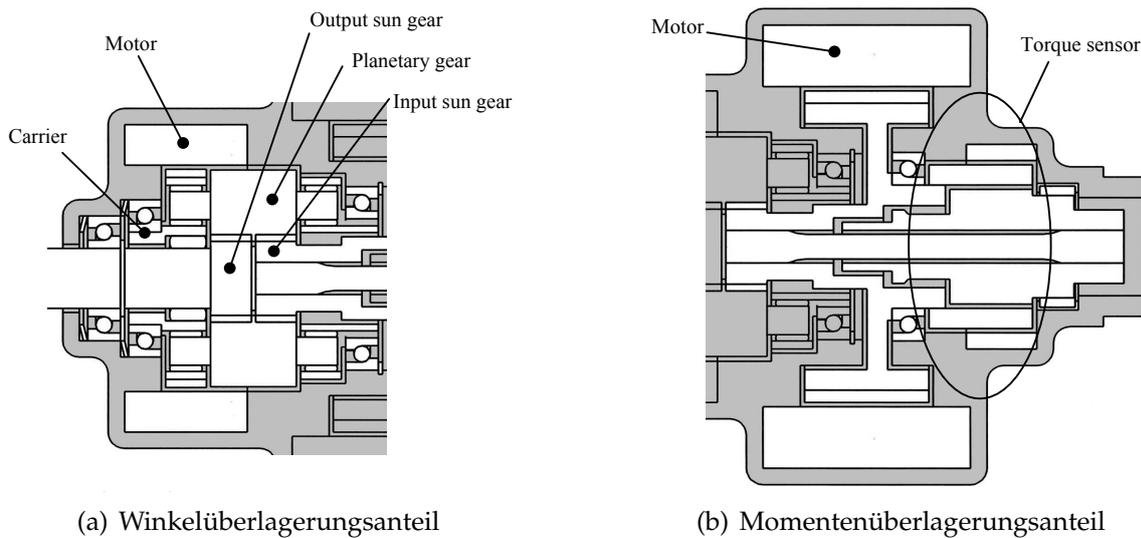


Abbildung 2.12: Konstruktive Anteile des Doppelmotorkonzepts aus [65]

Momentenkompensation setzt sich aus einer Vorsteuerung, basierend auf dem Strom des Winkelüberlagerungsmotors als Indikator für die Störgröße und einer Regelung auf ein Handmoment, basierend auf dem zusätzlichen Drehmomentensensor zusammen. Die Vorteile dieser Einheit liegen in der gekapselten Bauweise, die beide Funktionen in einem System integriert. Zudem ist das Konzept auch für den Einsatz mit einer hydraulischen Lenkunterstützung geeignet, da sie autark betrieben werden kann und sogar die Möglichkeit bietet, einen Teil der Lenkunterstützung durch den Kompensationsmotor bereit zu stellen. Der Mehraufwand für die Entwicklung, der zusätzlich notwendige Bauraum, die stark erhöhte Bauteilanzahl und die daraus resultierenden Mehrkosten sind nachteilig anzusehen.

Das System kann sich als Brückenlösung bei hydraulischen Lenkunterstützungen herausstellen. Für den Einsatz mit einer elektromechanischen Lenkunterstützung und der dadurch bereits existierenden freien Regelbarkeit eines Zusatzmoments ist der konstruktive und finanzielle Aufwand zu hoch.

Umkehrung der Stellogik von Winkel- und Momentenregelung

Es existieren Konzepte, die vorsehen, die elektromechanische Lenkunterstützung als Radwinkelsteller und die Überlagerungslenkung zum Ausgleich der Lenkbewegung oder zum Einregeln eines Handmoments zu verwenden. Die Lenkradstellung stellt die Führungsgröße für den Radwinkel δ_V dar, der direkt durch die EPS eingestellt wird. Dies entspricht einer Positionsregelung nach einer frei darstellbaren Funktionslogik

$$\delta_{V,soll} = f(\delta_S, v_X) + \delta_{V,Zusatz} \quad (2.2)$$

aus variabler Lenkübersetzung und funktionalen Zusatzwinkeln. [105] sieht vor, keine variable Lenkübersetzung, sondern nur Zusatzwinkel einzustellen, die direkt gegenläufig durch die Überlagerung lenkung ausgeglichen werden. Eine fehlende Lenkmomentenrückmeldung durch die positionsgeregelte EPS spricht gegen eine Umsetzbarkeit des Konzepts. Die Rückmeldung wird in [51], [84] und [103] mit einem zweiten Regelkreis erzeugt. Unter der Annahme, dass die Verdrehsteifigkeit des Lenkstrangs bekannt ist, regelt die Überlagerung lenkung auf eine Verdrehung der Lenksäule und des Drehstabes. Diese ist nach der vereinfachten Gleichung

$$M_{S,soll} = c_{DS} \cdot \Delta\delta_{DS} \quad (2.3)$$

proportional zum anliegenden Handmoment. Es besteht ein geschlossener Regelkreis, der als Sollgröße ein gewünschtes Handmoment und als Istgröße das gemessene Drehmoment am Lenkgetriebeeingang verwendet. Abbildung 2.13 zeigt schematisch die Umsetzung.

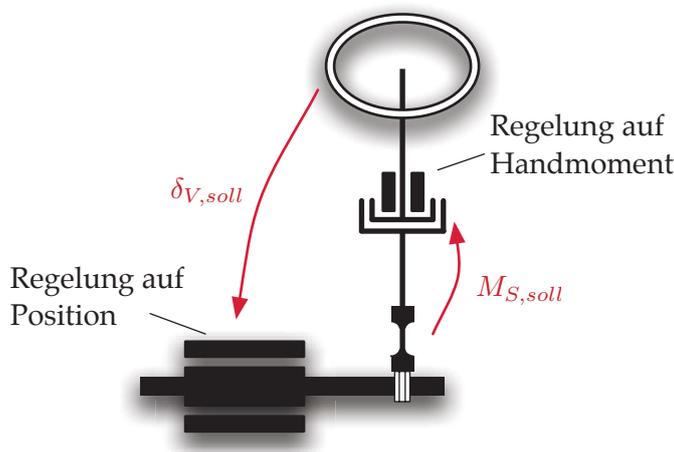


Abbildung 2.13: Darstellung der Umkehrung der Stelllogik

Vorteilhaft an diesem Konzept stellt sich die Möglichkeit dar, die Beeinflussung des Handmoments und des Radlenkwinkels vollständig zu trennen. Eine Steer-by-Wire Funktionalität ist realisierbar. Kritisch zu hinterfragen ist die darstellbare Regelgenauigkeit. Bei üblichen Drehstabsteifigkeiten und Übersetzungen entspricht 0,1 Nm Handmoment 3° Motordrehwinkel der Überlagerung lenkung. Mit der in Serienkonzepten eingesetzten Bestimmung der Rotorlageinformation bestehend aus 3 Hall-Sensoren lässt sich, unabhängig von der stationären Genauigkeit der Regelung, eine Auflösung von 0,5 Nm einregeln. Nur mit erheblichem finanziellem Mehraufwand lässt sich eine Sensorik realisieren, die zumindest die Voraussetzungen für eine Regelgenauigkeit $\leq 0,1$ Nm schaffen. Als entscheidender Nachteil stellt sich zudem das entstehende synthetische Lenkmoment dar. Durch die dauerhafte Regelung auf die Drehstabverdrehung ist es notwendig eine Führungsgröße für das Handmoment zu generieren. Alle Nutzinformationen im natürlichen Lenkgefühl, beispielsweise

der Übergang in den fahrdynamischen Grenzbereich, gehen bei diesem Konzept verloren. Analog zu einem Steer-by-Wire Lenksystem muss zu jedem Zeitpunkt eine Sollgröße für das Handmoment bestimmt werden. Eine umfassende Studie zu der Thematik liefert [73]. Die existierenden Ansätze lösen die Problematik nicht vollständig. Dies spricht zum aktuellen Stand der Technik gegen den Einsatz des Konzepts.

Mehrgrößenregelung nach einem Entkopplungsansatz

Systemtechnisch lässt sich die Kombination aus einer Winkelüberlagerung und einer Lenkunterstützung als Mehrgrößensystem auffassen. Zwei Zielgrößen, der Radlenkwinkel und das Handmoment, stehen zwei Stellgrößen, die den Elektromotoren aufgeprägten Momente, gegenüber. Jeder der Systemeingänge beeinflusst beide Systemausgänge. Zur Beherrschung einer derartigen Regelaufgabe lässt sich unter bestimmten Voraussetzungen das Konzept der Entkoppelungsregelung nach Falb und Wolovich [33] einsetzen. Der Nachweis für eine Entkoppelbarkeit wird in [96] und [97] geführt. Gegenstand der Untersuchung ist eine Überlagerunglenkung, deren Motor mit dem Lenkstrang rotiert. Das Trägheitsmoment des Motors beeinflusst das Lenkgefühl negativ, da auch das Moment zum Beschleunigen des Motors vom Fahrer abgestützt werden muss. Die Entkoppelungsregelung berücksichtigt modellbasiert diesen Nachteil und gleicht die erhöhte Trägheit mit angepasster Lenkunterstützung aus.

Nachteilig erweist sich bei dem Konzept, dass eine Führungsgröße für das Handmoment benötigt wird. In Betrachtung der äußeren Regelschleifen wird ein Regelkreis auf dem Handmoment geschlossen. Analog zu der inversen Nutzung der Lenksysteme stellt sich eine synthetische Rückmeldung ein. Ein Einsatz in Fahrzeugen mit einem hohen Anspruch an das Lenkgefühl ist zum aktuellen Stand der Technik nicht möglich.

Behandlung von Teilaspekten der Wechselwirkungen

Es ist in bestimmten Fahrsituationen möglich, durch einfache Ansätze eine Verringerung der Wechselwirkungen zwischen den Lenksystemen zu erreichen. Eine Anhebung der Lenkunterstützung bei einer hochdynamischen Winkelüberlagerung verringert nach [55] und [68] den Anstieg des Handmoments. Diese Verfahren können jedoch keine vollständige Kompensation der Wechselwirkungen ermöglichen. Eine Verstärkung der Lenkunterstützung ist in Situationen, in denen aus der Fahrervorgabe heraus kein Lenkmoment anliegt, ohne Wirkung. Zur Trägheitskompensation berechnen [8] und [11] aus dem Stellwinkelverlauf ein Zusatzmoment zur Lenkunterstützung. Auf den Winkelverlauf bezogene Verfahren ermöglichen es nicht, das Grundlenkmoment aus der Fahrsituation mit einzubeziehen. Der nichtlineare Anstieg des Lenkmoments über dem Lenkwinkel verhindert eine wirkungsvolle Kompensation.

Konzepte, die nur einen Teilaspekt der Kopplung zwischen den aktiven Lenksystemen behandeln, erfordern eine sehr aufwendige Erkennung für die jeweilige Situation. Besonders



in Situationen mit sehr geringem Lenkmoment, in denen der Fahrer sensibel auf Störungen reagiert, stellen sich keine Verbesserung ein.

Zusammenfassend kann die Aussage getroffen werden, dass mit verschiedenen Konzepten eine Entkoppelung der Winkel- und Momentenüberlagerung prinzipiell möglich ist. Alle übergreifenden Umsetzungen benötigen allerdings ein synthetisches Lenkmoment als Führungsgröße. Das gewohnte Lenkgefühl geht durch die Ansteuerung verloren. Eine Möglichkeit, nur die durch die Stellgröße *Überlagerungswinkel* induzierte Störung durch ein Zusatzmoment zu kompensieren ohne auf ein künstliches Lenkmoment zurück greifen zu müssen, ist nach dem Stand der Technik nicht bekannt.

2.5 Vernetzung von aktiven Fahrwerkssystemen

Im Fahrwerksbereich finden vermehrt aktive Systeme Anwendung, die eine Beeinflussung der Fahrdynamik des Fahrzeugs ermöglichen. Als Ziele gelten dabei, die Agilität und den Fahrspaß zu steigern und gleichzeitig in kritischen Fahrsituationen die Fahrstabilität zu erhöhen. Als Stellgrößen dienen Vertikal-, Längs- und Querkräfte, die in Tabelle 2.4 den Systemen zugeordnet werden.

Tabelle 2.4: Einteilung der Fahrwerkssysteme nach der Wirkrichtung

Beeinflussungsgröße	System
Vertikalkräfte	semi-aktive Feder-Dämpfersysteme aktive Feder-Dämpfersysteme Wankstabilisierung
Längskräfte	Torque Vectoring längs Torque Vectoring quer Sperrdifferentiale Bremseingriffe
Querkräfte	aktive Vorderachslenkung aktive Hinterachslenkung

Vertikaldynamiksysteme legen den Fokus der Beeinflussung auf eine Steigerung des Komforts. Nebeneffekte auf die Querdynamik, entstehend aus einer an die Situation angepasste und optimierte Verteilung der Radaufstandskräfte, können unterstützend wirken. Die hauptsächlichen Einflüsse auf das Querbeschleunigungs- und Gierverhalten des Fahrzeugs entstehen aus der Verteilung und Veränderung der Längs- und Querkräfte. In der Wirkung auf das Giermoment um die Hochachse überlagern sich die Einflüsse der Systeme. Eine Überaktuierung durch Eingriffe mit gleicher Zielwirkung muss zwingend verhindert werden, um die Fahrstabilität zu erhalten. Dazu sind drei Konzepte unterscheidbar [64], [133].



- Ein-Regler-Architektur (Global Chassis Control)
- Zwei-Regler-Architektur (Trennung von Handling- und Stabilitätsregelung)
- Mehr-Regler-Architektur (Koexistente Regelung)

Bei Einsatz mehrerer parallel arbeitender Regler muss durch die Applikation sichergestellt werden, dass kein gleichzeitiger Eingriff auftritt oder die summierte Auswirkung auf das Fahrzeug nicht zu hoch ist. Ein- oder Zwei-Regler-Architekturen verwenden meist eine zentrale Berechnung der benötigten Sollgröße. Das so berechnete kommunale Giermoment wird durch eine empirisch bestimmte oder situativ optimierte Arbitrierung auf die Systeme verteilt. Die Aufteilung erfolgt nach dem Potential, das eine bestimmte Stellgröße in der jeweiligen Situation bietet. Durch die zentrale Logik freigegebenen Systeme werden als *Smart Actuator* betrieben, die ohne Funktionslogik den Stelleingriff umsetzen. In [69] wird dieses Vorgehen auf eine Überlagerungslenkung angewendet.

Bestimmte Eingriffe lassen sich durch gegenläufige Wirkrichtungen in der Gleichzeitigkeit ausschließen. Torque Vectoring und Bremseneingriffe können durch einfache Situationsbewertung funktional getrennt werden. Überlagerte Längs- und Querkräfte ohne Überschreitung des maximalen Kraftschlusspotentials des Reifens zu nutzen, erfordert einen höheren Aufwand. [109] stellt eine Eingriffsverteilung als Lösung eines Optimierungsproblems dar. Im Bezug auf aktive Lenksysteme steht die Vernetzung zu stabilisierenden Bremseneingriffen im Fokus. Lenkeingriffe werden zu Beginn der Regelung bzw. bei geringerer Instabilität eingesetzt. Je nach Auslegung werden Bremseneingriffe bei Notwendigkeit zusätzlich angefordert oder ersetzen die Lenkeingriffe vollständig. Ausführliche Untersuchungen zur Thematik geben [15] und [41].

Die zentrale Fragestellung hinter den gezeigten Ansätzen ist es, eine geeignete Eingriffsverteilung zwischen Systemen mit unterschiedlichen Wirkrichtungen, aber vergleichbarem Einfluss auf die Fahrzeugquerdynamik bereit zu stellen. Zwei aktive Vorderachsenlenksysteme lassen sich nicht getrennt in diese Konzepte integrieren. Die fahrdynamischen Eingriffe der Winkelüberlagerung und der Momentenüberlagerung verändern beide die Seitenkräfte an der Vorderachse und nutzen somit die gleiche Stellgröße. [127] greift die Problematik der Koordinierung von Brems- und Lenkeingriffen aus Momenten- oder Winkelüberlagerung auf, geht im Detail aber nicht auf eine gezielte Kopplung der Lenkeingriffe ein. Die Thematik der Verteilung des Lenkeingriffs gleichzeitig auf beide Lenksysteme bleibt offen.

2.6 Formulierung der Zielsetzungen der Arbeit

In dem Kapitel zum Stand der Forschung und Technik wurde eine Einführung in die Bauarten von aktiven Lenksystemen gegeben. Neben den sich ergebenden Möglichkeiten lag der Fokus auch auf den entstehenden Einschränkungen bei der Umsetzung von Assistenzfunk-



tionen. Bei elektromechanischen Lenksystemen ist im normalen Lenkbetrieb, bei dem der Fahrer die Hände am Lenkrad hat, kein hochdynamischer, selbsttätiger Lenkeingriff möglich. Überlagerungslensysteme können im Gegensatz dazu bei fehlender Abstützung durch den Fahrer keinen Radwinkel stellen. Auf dieser Basis wurden Lenkfunktionen aus den Bereichen Agilität, Komfort und Stabilität dargestellt und Bezug zu den Einschränkungen genommen. Es hat sich gezeigt, dass alle Funktionen, obwohl zum Teil durch beide funktionalen Eingriffe möglich, jeweils nur eine der Stellgrößen nutzen. Verbesserungen bei diesem Defizit sollen die Ansätze zur funktionalen Vernetzung ermöglichen. Als entscheidender Nachteil geht in den bekannten Konzepten das natürliche Lenkgefühl verloren und muss durch ein synthetisch einzuregelndes Handmoment ersetzt werden.

Neben der nicht gelösten Problematik der Kompensation der Wechselwirkungen existieren bei der vernetzten Fahrwerksregelung keine Methoden zur Koordinierung von zwei Systemen mit Einfluss auf die gleiche Stellgröße. Zur Beeinflussung der Fahrdynamik wirken beide Lenkeingriffe auf die entstehenden Seitenführungskräfte an der Vorderachse, allerdings in stark unterschiedlicher Ausprägung. Es zeigt sich eine Tendenz zu einer steigenden Anzahl an Assistenzfunktionen mit Lenkeingriffen und daraus resultierend ein deutlicher Anstieg der Komplexität im Umgang mit den Lenkanforderungen. Bisherige dezentrale Maßnahmen stellen keine belastbare Basis für einen weiteren Ausbau dar.

Unabhängig von der funktionalen Koppelung ist offen, ob und in welchen Situationen das Bordnetz in heutigen Pkw durch die elektrischen Lenksysteme als zusätzliche Hochstromverbraucher überlastet wird. Vorgestellte Maßnahmen zur Entlastung des Bordnetzes und zur Begrenzung der Lenkleistung sind konstruktiv aufwändig oder funktionell mit großen Nachteilen für den Fahrer verbunden.

Als Zielsetzung für die Arbeit lassen sich aus diesen Gründen die folgenden Punkte formulieren:

- Erarbeitung eines Gesamtkonzepts zur vernetzten Ansteuerung aktiver Lenksysteme unter Berücksichtigung der modularen Integration funktionaler und energetischer Teilaspekte → *Kapitel 3*
- Darstellung eines Verfahrens zur gekoppelten Ansteuerung einer Überlagerungslenkung und einer elektromechanischen Lenkunterstützung mit Kompensation der Wechselwirkungen ohne das natürliche Lenkgefühl zu beeinträchtigen → *Kapitel 4*
- Untersuchung der Belastbarkeit und Nachweis der Stabilität des Bordnetzes mit funktionalen Maßnahmen zur Lenkleistungsbegrenzung als Basis für den Betrieb der Lenksysteme → *Kapitel 5*
- Einführung neuer Lenkfunktionen, die aufbauend auf der gekoppelten Ansteuerung einen gesteigerten Kundenwert generieren und in den Bereichen Agilität, Stabilität und Komfort den Fahrer unterstützen → *Kapitel 6*

Im Folgenden werden Lösungen zu den einzelnen Zielsetzungen erarbeitet. Das Gesamtkonzept zur vernetzten Ansteuerung in Form des Lenkstrangkoordinators integriert die Teilmodule. Vor dem Hintergrund der bekannten Aufgabenstellungen steht der Koordinator bewusst am Anfang der Ausführungen, um die Dekomposition der funktionalen Lösungsansätze zu ermöglichen. Darauf aufbauend werden die Modelle des Lenksystems und der Komponenten im Detail eingeführt. Diese werden mit Messungen abgeglichen und die Wirksamkeit der Teilmodule und des Gesamtkonzeptes im Realfahrzeug nachgewiesen.



3 Architektur des Lenkstrangkoordinators

Nach der Darstellung des Standes der Technik wird in diesem Kapitel ein neues Konzept zur Vernetzung von aktiven Lenksystemen an der Vorderachse aufgezeigt. Die gekoppelte Ansteuerung der aktiven Systeme unter energetischen und funktionalen Gesichtspunkten werden in einem Lenkstrangkoordinator zusammengefasst. Dabei liegt der Fokus nicht auf den Grundfunktionen, wie der Lenkunterstützung oder einer variablen Lenkübersetzung. Aus der Notwendigkeit zur energetischen Optimierung wird beim Betrieb von Überlagerungslenkung und EPS eine Vernetzung zur Lenkleistungsbegrenzung integriert. Darüber hinaus liegt der Schwerpunkt bei der Systemkoppelung auf der Möglichkeit, erweiterte Lenkfunktionen bei gleichzeitiger Ansteuerung der beiden Lenksysteme darzustellen.

3.1 Konzept für einen Lenkstrangkoordinator

Der Lenkstrangkoordinator erfüllt vielschichtige Anforderungen. Aus der Zielsetzung der Arbeit lässt sich ableiten, dass in der Grundstruktur

- die Beherrschung der Komplexität durch definierte Schnittstellen - *Abstraktion*
- die Zentralisierung von mehrfach genutzten Modulen - *Dienstbereitstellung*
- die Verwaltung und Koordinierung von gleichzeitigen Anforderungen - *Ressourcenverwaltung*

als zentrale Aufgaben behandelt werden müssen. Es lässt sich eine Analogie zu Betriebssystemen auf heutigen Rechnern ziehen. [18] definiert das Betriebssystem als „die Gesamtheit der Programmteile, die die Benutzung von Betriebsmitteln steuern und verwalten“ bzw. als „Programmteile, die für den Betrieb eines Rechners anwendungsunabhängig notwendig sind“. Das Betriebssystem tritt als Vermittlungsschicht zwischen die Anwendungen und die verwendete Hardware. Die Struktur des Aufbaus ist in Abbildung 3.1 dargestellt. Für die aktiven Lenkeingriffe lässt sich analog ein Lenkstrangkoordinator aufbauen, der die Funktion des Betriebssystems in einem Rechner einnimmt. Die sich entsprechenden Umfänge sind auf gleicher Ebene dargestellt. Die Verteilung der einzelnen Funktionalitäten muss genau abgegrenzt werden. Es gilt zwischen einer Zentralisierung im Koordinator, der Berechnung in der jeweiligen Lenkung oder des anfordernden Assistenzsystems zu unterscheiden.

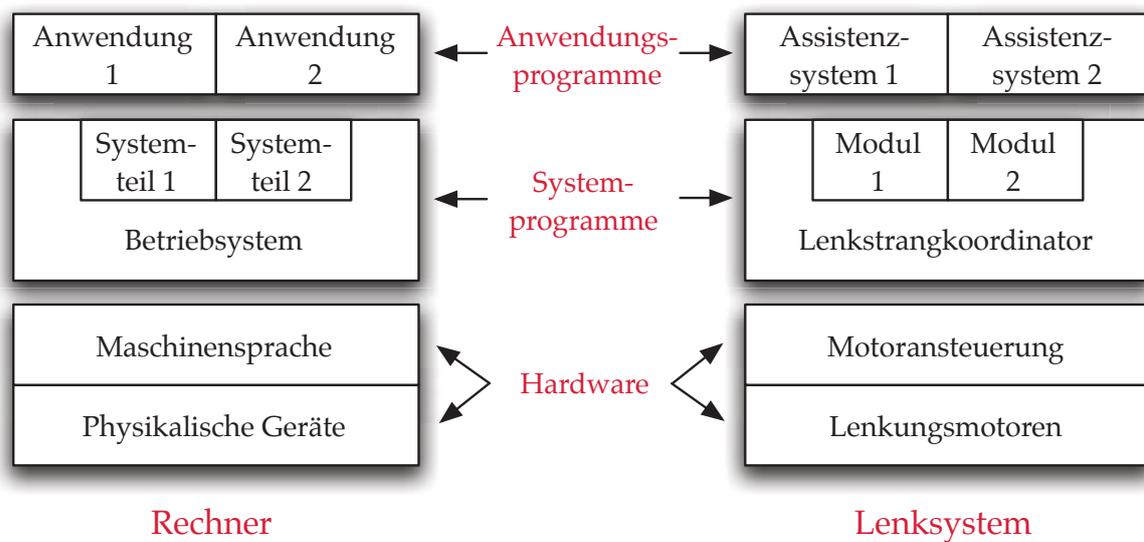


Abbildung 3.1: Hard- und Software eines Computers und Analogie zum Lenkstrangkoordinator

Funktionalitäten in den Lenksystemen - Hardwareebene

Zur Ansteuerung der Motoren werden unterschiedliche Regelkonzepte eingesetzt. Die Winkelüberlagerung nutzt eine Positionsregelung des Motors zur Einstellung des angeforderten Winkels. Zur Lenkunterstützung ist als höchste geschlossene Regelschleife nur der Momentenregelkreis notwendig. Die Module werden zur Verbesserung der Haptik mit hohen Taktraten betrieben. Sie nutzen die interne Sensorik des jeweiligen Lenksystems zur Bestimmung der Motorposition, des Motorstroms und des Drehmoments im Lenkstrang. Basierend auf der Ansteuerung lassen sich den Lenksystemen Funktionsteile zuordnen, die nicht über den Lenkstrangkoordinator geführt werden. Als Kriterien dafür gelten:

- Funktionsbetrieb ohne Information über das zweite Lenksystem möglich
- geringe oder keine Wechselwirkungen auf den beeinflussten Freiheitsgrad des zweiten Lenksystems
- kontinuierliche Aktivität
- grundlegende Beeinflussung des Lenkgefühls und des Lenkverhaltens

Bei der Überlagerungslenkung wird die Grundfunktion der variablen Lenkübersetzung direkt dem Lenksystem zugeordnet. Sie verändert in jeder Fahrsituation die Lenkeingabe des Fahrers und greift nur auf die Informationen über den Lenkradwinkel und die Fahrgeschwindigkeit zurück. Durch eine Vernetzung mit der Lenkunterstützung lässt sich kein erweiterter Nutzen erzeugen.

Die Grundfunktion der EPS ist die Bereitstellung einer Lenkunterstützung. Die kontinuierlich aktive Funktion nutzt neben der Fahrgeschwindigkeit die interne Messgröße des Drehmomentensensors und entspricht von der Wirkungsweise einer hydraulischen Lenkung.

Zur Verbesserung der Lenkungseigenschaften lassen sich die Reibungs- und Trägheitskompensation und der aktive Rücklauf ebenfalls den Grundfunktionen zuordnen. Eine vernetzte Ansteuerung erzeugt keinen Mehrwert für den Fahrer.

Abgrenzung zu den anfordernden Assistenzsystemen - Anwendungsebene

Anwendungsspezifische Überlagerungswinkel und -momente aus den Assistenzfunktionen werden im Gegensatz zu den Grundfunktionen nicht dazu genutzt, die Lenkungseigenschaften oder das Lenkgefühl zu verändern. Die Lenkung wird nur als Stellelement einbezogen, um beispielsweise Einfluss auf die Fahrdynamik zu nehmen. Die Interaktion zum Fahrer über das Bedienelement Lenkrad steht nicht im Fokus und kann in manchen Funktionsausprägungen sogar hinderlich sein. Eine Ausnahme bilden haptische Warnungen. Dabei wird bewusst eine Information an den Fahrer adressiert. Dies geschieht unabhängig von der Lenkfunktion und wurde vor der Bereitstellung durch aktive Lenksysteme durch Vibratioselemente im Lenkrad ermöglicht. Damit lassen sich auch die haptischen Signale an den Fahrer den von außen anfordernden Assistenzfunktionen zuordnen, die die Lenksysteme nur als Stellelement nutzen. Um eine einfache Kommunikation zu ermöglichen, gilt es geeignete Schnittstellen einzusetzen. Kapitel 3.2.1 entwickelt eine konsistente Schnittstellendefinition zur vollständigen Abdeckung des Funktionsspektrums.

Zentralisierte und koordinierende Funktionalitäten - Systemebene

Neben den Grundfunktionen zur Bereitstellung der Lenkungseigenschaften in der Hardware-Ebene und den funktionalen Zusatzgrößen der Assistenzfunktionen in der Anwendungsebene liegt die Aufgabe des Koordinators in der Vermittlung zwischen den beiden Abstraktionsschichten. Es werden keine anwendungsbezogenen Stellgrößen erzeugt, sondern die übergeordnet angeforderten Winkel und Momente verwaltet. Gleichzeitige Anforderungen sind nicht ausgeschlossen. Eine eingangsseitige Signalaufbereitung muss die Stellsignale zusammenführen und eine Priorisierung vornehmen. Dabei können Anforderungen additiv eingehen, sich gegenseitig ersetzen oder im Bezug auf die Fahrdynamik eine Alleinstellung einnehmen. Basierend auf diesen Freigaben werden die Signale zu den Lenksystemen generiert. Abbildung 3.2 zeigt den Aufbau des Lenkstrangkoordinators mit den beteiligten Komponenten und den Signalflüssen. Die funktionsorientierten Aspekte beinhalten zwei Teilbereiche. Die energetische Kopplung stellt eine stark vernetzte Funktion dar und wird unabhängig der weiteren Eingriffe berechnet. Kapitel 3.2.3 vertieft die Thematik. Parallel dazu werden die freigegebenen Stellanforderungen der Assistenzsysteme zusammengeführt. Nach Ausprägung werden die Stellwinkel der Kompensationsberechnung übergeben oder direkt weitergeleitet. Es ist möglich, dass Winkeleingriffe spürbar bleiben oder durch die gekoppelte Ansteuerung nicht mehr vom Fahrer wahrnehmbar sind. Herstellerabhängig kann passend zur Abstimmphilosophie die Zuordnung angepasst werden. Die zur Kompensation notwendigen Berechnungen sind funktionsunabhängig und werden zentral für den aktuell anzufordernden Summenwinkel der freigegebenen Assistenzfunktionen durchgeführt.

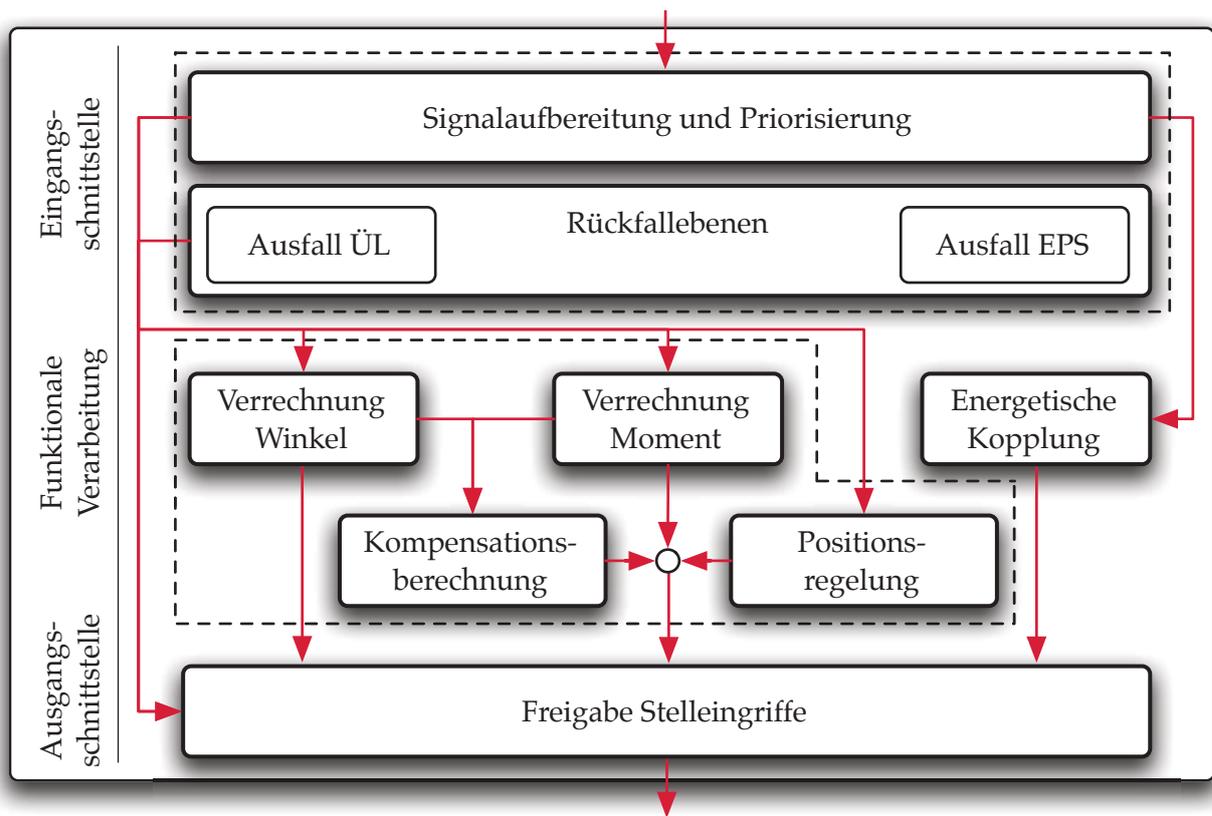


Abbildung 3.2: Aufbau des Lenkstrangkoordinators

Zur Umsetzung eines absoluten Radwinkels lässt sich eine Positionsregelung verwenden, die über die Ebene des Koordinators den Regelkreis schließt. Hierzu sei auf [19] verwiesen. Als weitere Teilfunktion ist eine Überwachung der Lenksystemstatus integriert. Ausgelöst durch eingeschränkte Verfügbarkeiten werden Degradierungskonzepte als Rückfallebenen aktiv, um bedarfsabhängig Ersatzfunktionen zu ermöglichen. Das Konzept des Lenkstrangkoordinators ist in den Schutzrechten [143] und [146] erfasst.

3.2 Darstellung der integrierten Funktionalitäten

Basierend auf der Vorstellung der Struktur des Koordinators wird in diesem Kapitel auf die einzelnen Module eingegangen. Ausgehend von der Schnittstellendefinition erfolgt eine Einführung in die notwendigen Berechnungen und die unterstützenden Festlegungen zur Priorisierung und den Rückfallebenen.



3.2.1 Kommunikationsstruktur und Schnittstellendefinition

Zur effektiven Nutzung und zur Verringerung der Komplexität sind definierte Schnittstellen zwischen den Assistenzsystemen als anfordernde Teilnehmer, dem Lenkstrangkoordinator und den Lenksystemen als Aktoren notwendig. Die Kommunikation wird gezielt einfach gehalten, muss jedoch das komplette Funktionsspektrum der Lenkassistentz abdecken. Der Fahrer erweitert die Varianz um eine zusätzliche Einflussgröße. Für die Eingriffe ist relevant, ob der Fahrer die Hände am Lenkrad hat - *Hands-On* - und damit selbst noch Einfluss auf die Fahrzeugführung nimmt oder ob er das Lenkrad losgelassen - *Hands-Off* - und die Lenkaufgabe komplett an das System übergeben hat. Zur Erkennung sei auf die Schutzrechte [136], [137] und [138] verwiesen. Durch eine geeignete Einteilung lässt sich der Fahrereinfluss entsprechenden Funktionsausprägungen zuordnen, die sich in den Schnittstellen widerspiegeln.

In der Übersicht der Lenkfunktionen wurden drei Arten von Eingriffen thematisiert, die sich nach den zu erzielenden Wirkungen unterscheiden. Alle Stellanforderungen können explizit einem der Bereiche

- Veränderung der durch den Fahrer initiierten Lenkbewegung
- Einstellung eines (absoluten) Radwinkels ohne initiiierende Lenkbewegung
- Mitteilung von (Warn-) Signalen über den haptischen Sinneskanal des Fahrers

zugeordnet werden. Diese Einteilung wird für die Schnittstellendefinition übernommen und bildet die Grundlage für die Kommunikation des Koordinators.

Unabhängig des anzusprechenden Aktors wird als erste Schnittstelle ein *Zusatzwinkel* festgelegt, der ausgehend von einer Fahrereingabe den Radwinkel anpassen soll. Bei der Winkelüberlagerung kann die Sollgröße direkt eingestellt werden. Ermöglicht die Verfügbarkeit oder der Verbau nur eine Momentenüberlagerung lässt sich aus der Höhe des Winkels auf ein Zusatzmoment schließen, das mit dem Fahrer in der Regelschleife zu einer veränderten Lenkbewegung und der Umsetzung des veränderten Radwinkels führt. Eingesetzt wird diese Anforderung bei allen Lenkfunktionen, die eine Fahrer-Lenkeingabe verändern und bei denen eine Hands-On Situation gegeben ist. Zu unterscheiden gilt es bei diesem Eingriff, ob die Wechselwirkungen der Winkelüberlagerung auf das Handmoment kompensiert werden oder ob der Fahrer den Eingriff wahrnehmen soll. Die Logik für die Zuordnung wird im Koordinator hinterlegt und als Abstimmparameter angesehen. Der Großteil der bestehenden Lenkfunktionen wird durch die Schnittstelle *Zusatzwinkel* abgedeckt.

Die zweite Schnittstelle behandelt Eingriffe, die durchgeführt werden ohne dass der Fahrer die Hände am Lenkrad hat. Als Definition gilt, dass in diesem Fall ein absoluter Radwinkel angefordert wird. Für die Assistenzfunktion ist es nicht relevant, welcher Aktor den Radwinkel einstellt. Ohne die Abstützung am Lenkrad ist dies nur durch die Überlagerungslenkung nicht möglich. Es ergeben sich zwei Varianten für die Wirkungsweise der Funktion. Das Lenkrad kann sich passend zur Radstellung mitdrehen, wenn die Winkelüberlagerung nicht



gegensinnig stellt, oder das Lenkrad bleibt in der aktuellen Position stehen, wenn beide Lenksysteme gleichzeitig angesteuert werden. Die Logik zur Unterscheidung der Varianten ist im Koordinator hinterlegt, von außen besteht nur die Schnittstelle *Absolutwinkel*.

Eingriffe, die darauf ausgerichtet sind, dass der Fahrer eine haptische Meldung erhält, werden als Momentenschnittstelle definiert. Als Aktor wird hier die Lenkunterstützung angesprochen, die durch ein Zusatzmoment die Wirkung am Lenkrad erzeugt. Bei den Zeitrastern, die zur Kommunikation der Steuergeräte eingesetzt werden, lassen sich auch ausreichend hohe Frequenzen für periodische Schwingungen als Vibrationsmeldung ermöglichen. Alle Funktionen mit Signalcharakter sind zur Schnittstelle *Zusatzmoment* zusammengefasst.

In Tabelle 3.1 werden zu den Schnittstellen die existierenden und die potentiell möglichen Lenkfunktionen zugeordnet, die sich durch die jeweilige Anforderungen umsetzen lassen.

Tabelle 3.1: Zuordnung ausgewählter Lenkfunktionen zu den definierten Schnittstellen

	Zusatzwinkel Hands-On	Absolutwinkel Hands-Off	Zusatzmoment Hands-On
umgesetzt	Stabilisierung Spurführung Lenkempfehlungen	Parkassistentz	Spurverlassenswarnung
möglich	Anhängerkfunktion Vorhaltelenkung Ausweichassistent	Autonomes Fahren	Müdigkeitswarnung

Die Kommunikation des Lenkstrangkoordinators als Systemausgang mit expliziten Stellanforderungen an die Lenksysteme beschränkt sich auf eine Stellgröße je Aktor. Bei der Überlagerungslenkung wird ein Stellwinkel angefordert, der zusätzlich zu den Grundfunktionen eingestellt wird. Der Sollwert für diesen Winkel wird im Koordinator aus der Verrechnung der Assistenzanforderungen bestimmt. Bei der Lenkunterstützung wird direkt ein Motormoment als Schnittstelle festgelegt. Die Schnittstellenvariante eines Handmomentenoffsets, der über das Lenkunterstützungskennfeld geführt wird und die Winkelanforderungen zur Einstellung eines Radwinkels für die Parkassistentz, wie in [157] angeführt, entfällt. Im Koordinator lassen sich direkte Momentenanforderungen der Assistenzsysteme, Kompensationsmomente bei Winkelüberlagerung und die Momente zur Positionsregelung des Absolutwinkels verrechnen und auf eine Stellanforderung zusammenfassen.

Alternativ zur Anforderung eines Motormoments kann aus Kompatibilität zu bestehenden Funktionen die Schnittstelle auch als ein zusätzliches Handmoment definiert werden. Die Anforderung wird durch das Unterstützungskennfeld verstärkt. Vorteilhaft ist dies durch an das Niveau der Lenkunterstützung angepasste Momente zur Fahrerwarnung. Als Nachteil



bringt diese Variante die Notwendigkeit mit sich, das aktuelle Unterstützungskennfeld auch im Koordinator vorliegen zu haben.

Die vorgestellten Schnittstellen sind jeweils in Richtung der Lenksysteme gestaltet und fordern Stellgrößen an. Zur Überwachung und Anpassung der Eingriffe sind entgegengesetzt gerichtete Statusinformationen notwendig. Die Lenksysteme kommunizieren ihren Aktivitätsstatus an den Lenkstrangkoordinator, der die Lenkeingriffe anpasst und verteilt. Die Rückmeldung über die Eingriffsumsetzung an die Assistenzsysteme wird indirekt über den Koordinator vorgenommen, der auch Zusatzinformationen über die Freigabe der Funktionen und die Systemstatus übergibt.

3.2.2 Priorisierung und Freigabe der Stelleingriffe

Der Lenkstrangkoordinator führt die eingehenden Lenkanforderungen der Assistenzfunktionen zusammen. Bedingt durch die steigende Anzahl an Eingriffen überlagern sich diese. Je nach Priorisierung können die Anforderungen als einzelne Teilfunktion exklusiv oder überlagert freigegeben werden. Für den Koordinator sind als Grundsätze vorgesehen:

- Eingriffe zur Stabilisierung des Fahrzeugs erhalten höchste Priorität und werden exklusiv gestellt
- Kontinuierliche Eingriffe (wie zur Beeinflussung des Fahrverhaltens) werden, soweit möglich, additiv verrechnet
- Die Priorisierung wird geschwindigkeitsabhängig gestaltet und die Parkassistenz bei niedriger Geschwindigkeit aufgewertet

In der weiteren Zuordnung ist es möglich, herstelllerspezifisch die Vorgaben zu setzen. Der Fokus kann entweder auf komfort- oder agilitätssteigernde Funktionen gelegt werden. Die Teileingriffe, die innerhalb des Koordinators zur Verrechnung weitergegeben werden, erhalten durch die Priorisierung eine entsprechende Freigabe-Information. Am Systemausgang und zur internen Einbeziehung wirken nur entsprechend deklarierte Stelleingriffe.

3.2.3 Systemübergreifende Beeinflussung des Energiebedarfs

Für den Betrieb der elektromechanischen Lenkunterstützung werden zur Deckung der Lastspitzen hohe elektrische Leistungen aus dem Bordnetz notwendig. Der gleichzeitige Einsatz einer Überlagerungslenkung steigert den Bedarf. Abbildung 3.3 zeigt qualitativ die Anteile in der Erhöhung des Strombedarfs bei gleicher Lenkradwinkelgeschwindigkeit. Dabei stellt die Leistungsaufnahme des Motors zur Winkelüberlagerung nur einen geringen Teil der Erhöhung dar. Der Haupteinfluss besteht in einer Verstärkung der vom Fahrer initiierten Zahnstangenverschiebegeschwindigkeit. Daraus resultiert ein Anstieg in der notwendigen Unterstützungsleistung und der erforderlichen elektrischen Leistung der EPS.

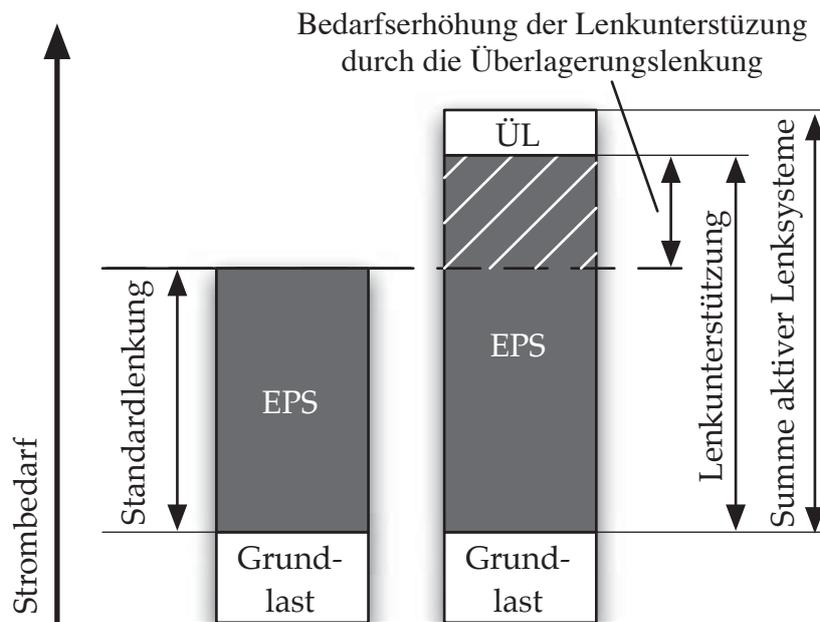


Abbildung 3.3: Anteile der Erhöhung des Strombedarfs bei aktiven Lenksystemen

Bei Ausnutzung der maximal zur Verfügung stehenden Lenkleistung ergibt sich ein Zielkonflikt aus der unterstützbaren Zahnstangenkraft und der erreichbaren Lenkradwinkelgeschwindigkeit. Dieser wird durch eine gewünschte Direktheit der Lenkübersetzung weiter verschärft. Abbildung 3.4 zeigt, dass ausgehend von einem Arbeitspunkt an der Leistungsgrenze der Lenkunterstützung sowohl eine Erhöhung der Zahnstangenkraft als auch eine Erhöhung der Lenkradwinkelgeschwindigkeit zu einer Einschränkung in der realisierbaren Lenkübersetzung führt. Bei einer Überlagerungslenkung wird bei geringen Fahrgeschwindigkeiten eine direkte Lenkübersetzung eingestellt. Ein Fahrer, der das Lenkrad gleich schnell betätigt, wird bei niedrigeren Lenkradwinkelgeschwindigkeiten eher an die Leistungsgrenze stoßen als bei einem Standard-Lenksystem. Eine bedarfsgerechte Verringerung der Lenkübersetzung bietet das Potential, auf eine überhöhte Lenkradwinkelgeschwindigkeit des Fahrers oder auf einen Anstieg der Zahnstangenkräfte bei gleicher Winkelgeschwindigkeit zu reagieren. Kapitel 5.2 vertieft die Problematik und gibt einen Lösungsansatz für eine modellbasierte Umsetzung. Die Beeinflussung des Gesamtleistungsbedarfs kann von einem einzelnen Lenksystem nicht zufriedenstellend gelöst werden. Lenkmanöver unterhalb der Grenze der maximalen Lenkunterstützung und besonders die Situation des Überlenkens bei Erreichen der Leistungsgrenze, das mit einem Ansteigen des Fahrer-Handmoments verbunden ist, müssen im Detail betrachtet werden. Nur durch eine Vernetzung mit kommunizierten Systeminformationen und darauf abgestimmten Reaktionen wird eine Minimierung der Nachteile möglich. Vor dem Hintergrund der vernetzten Arbeitsweise wird die Umsetzung zentral in den Lenkstrangkoordinator integriert.

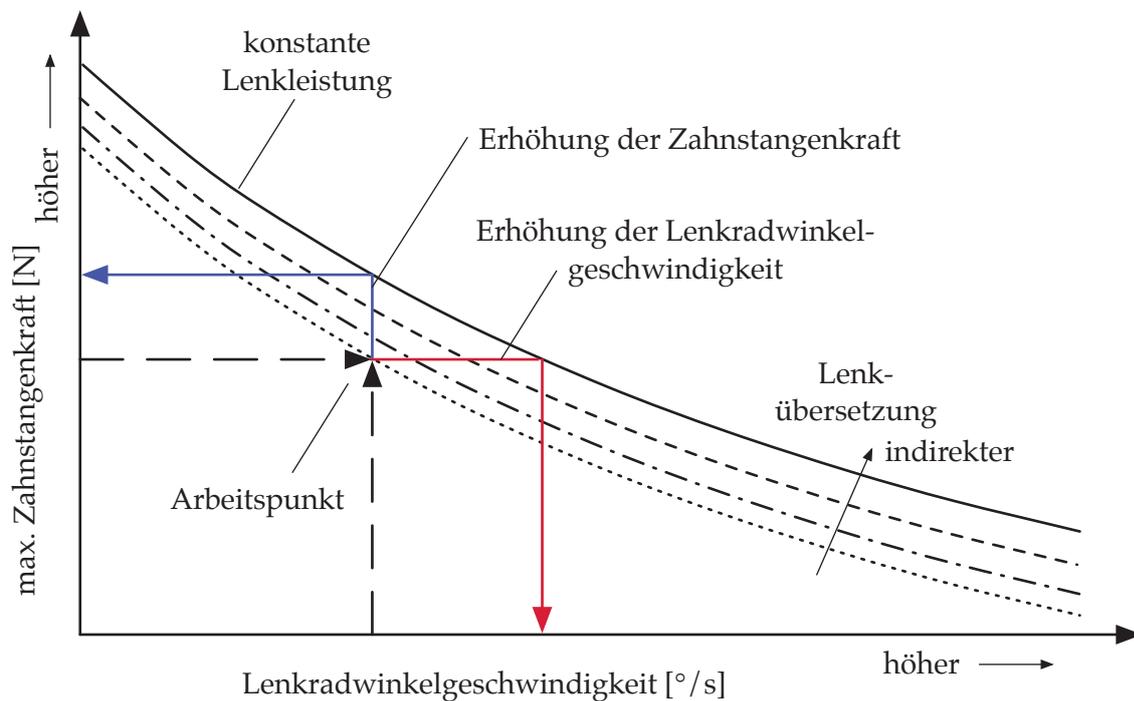


Abbildung 3.4: Zielkonflikt zwischen hohen Zahnstangenkräften und direkter Lenkübersetzung

3.2.4 Referenzmodellbasierte Störgrößenaufschaltung zur Kompensationsberechnung

Eine zentrale Bedeutung zur Nutzung des vollständigen Potentials der Lenkeingriffe liegt in der Kompensation der entstehenden Wechselwirkungen. Dabei sind nur Eingriffe durch einen Zusatzwinkel auch aus haptischer Sicht relevant. Die Funktionen bauen auf dem Überlagerungswinkel als Führungsgröße auf, die Rückwirkungen auf das Handmoment sind unerwünscht und müssen geeignet ausgeglichen werden.

Die Wirkung des Stellwinkels auf das Handmoment kann in der Systembetrachtung als Störung aufgefasst werden. Konzepte zur Kompensation nutzen oftmals eine Störgrößenaufschaltung [88]. Dazu muss das Übertragungsverhalten der Störung auf die Strecke genau bekannt und für die Umsetzung invertierbar sein. Eine Anpassung der Stellgröße gleicht die Wirkung der Störung aus. Bei den aktiven Lenksystemen ist der Ansatz nicht direkt möglich. Die Auswirkung des Überlagerungswinkels ist stark von dem aktuellen Betriebspunkt abhängig und ermöglicht keine unmittelbare Beschreibung der Rückwirkung, obwohl der Winkel als Ursache bekannt ist. Eine weitere Möglichkeit, eine nicht messbare Störung im Regelungskonzept zu berücksichtigen, besteht im Einsatz eines Störgrößenbeobachters in einem Zustandsregelkreis. Entsprechend den bereits diskutierten Konzepten zur Entkoppelungsregelung muss ein Regelkreis für das Handmoment geschlossen werden, der Nachteile bei der Generierung der Sollgröße mit sich bringt. Abbildung 3.5, abgeleitet



aus [3], verdeutlicht den Unterschied in der Struktur zwischen Steuerung und Regelung. Die nicht eindeutig beschreibbare Führungsgröße für das Handmoment schließt Ansätze mit geschlossener Wirkkette, die eine Systemgröße regeln, aus. Für die Steuerung in der offenen Wirkkette kann als Eingang die zu kompensierende Störung verwendet werden, ohne eine Führungsgröße für das Handmoment zu benötigen.

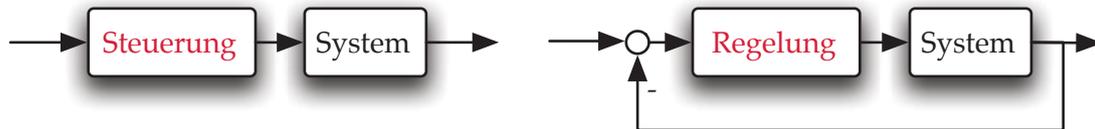


Abbildung 3.5: Strukturbilder zur Unterscheidung von Steuerung und Regelung

Die Kompensation der Momentenstörung erfordert eine Erweiterung des Konzepts zur Störgrößenaufschaltung durch Invertierung der Strecke. Dabei werden Elemente von modellbasierten Regelungen [63] zu einem Steuerungsansatz kombiniert, der als Störgrößenaufschaltung eingesetzt wird. Die Bestimmung des aktuellen Betriebspunkts ohne funktionalen Eingriff erfolgt durch ein Referenzmodell des Lenkstrangs. Mit einem geeigneten Modell lässt sich aus der Fahrereingabe und dem überlagerten Winkel das Lenkmoment während des Eingriffs präzisieren. Der Bezug auf die unbeeinflusste Referenz ermöglicht, unabhängig von der Fahrsituation und unabhängig vom Betriebspunkt der Lenkung den Betrag der Lenkmomentenänderung durch den Zusatzwinkel zu bestimmen. Das Kompensationsmoment $M_{Kompensation}$ ergibt sich aus der Differenz des prädierten Moments $M_{Prädiktion}$ vom Referenzmoment $M_{Referenz}$, erfasst im Schutzrecht [147] und gezeigt in [142].

$$M_{Kompensation} = M_{Prädiktion} - M_{Referenz} \quad (3.1)$$

Abbildung 3.6 zeigt ein Schaltbild zur Lenkunterstützung mit einer zusätzlichen Schnittstelle für ein Kompensationsmoment zur Störgrößenaufschaltung. Es besteht nur ein innerer Regelkreis zur Motormomentenregelung. Die Lenkunterstützung bleibt nach dem Stand der Technik als Steuerung ausgeführt, die sich durch Nutzung eines Unterstützungskennfelds mit dem Fahrer-Handmoment auf einen Betriebspunkt einstellt. Diese Schnittstelle ist funktional identisch mit der Schnittstelle des Lenkstrangkoordinators, die neben dem Kompensationsmoment auch direkte Momentenanforderungen für andere Teilfunktionen enthalten kann, aber an gleicher Stelle in die Lenkunterstützung eingerechnet wird.

Die offene Wirkkette zur Erhaltung des gewohnten Lenkgefühls wird durch die Störgrößenaufschaltung des Moments ermöglicht. Die Betriebspunktabhängigkeit der Auswirkungen des Überlagerungswinkels lässt sich durch einen modellbasierten Ansatz abbilden. [58] hat gezeigt, dass die Wirkung eines Lenkradwinkels auf das Lenkradmoment der Wirkung eines entsprechenden Überlagerungswinkels gleichwertig ist. Für die Kompensation muss

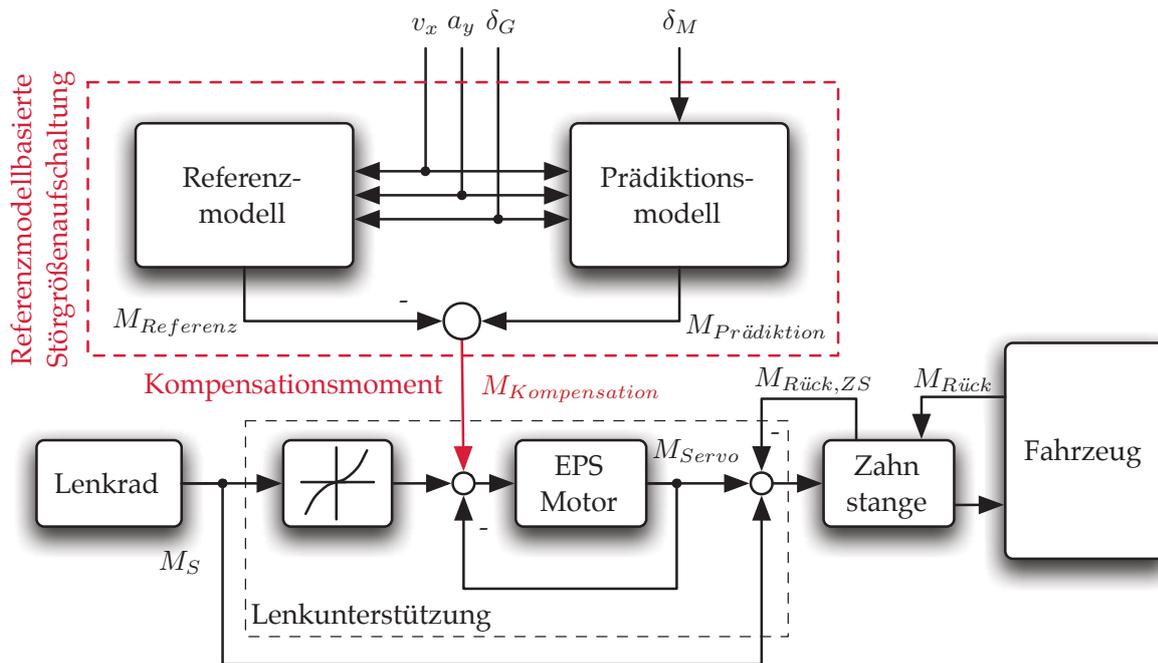


Abbildung 3.6: Eingriff der Störgrößenaufschaltung in der Lenkunterstützung

explizit der Anteil des funktionsspezifischen Winkels bestimmt werden. Dies ist nur durch eine Differenzbetrachtung zwischen einem Prädiktionsmodell mit Zusatzwinkel und einem Referenzmodell, das nur den Fahrereinfluss abbildet, möglich. Die Modelle müssen eine Berechnung der Zahnstangenkraft oder bei alternativer Momentenschnittstelle des Handmoments beinhalten. Sie basieren auf im Fahrzeug messbaren Größen und dem Zusatzwinkel, der zur Lenkassistenz angefordert wird. In Kapitel 4 wird ein Lenkstrangmodell zur Berechnung des Lenkmoments aufgebaut, das für den Einsatz zur Kompensationsberechnung geeignet ist.

3.2.5 Degradierungskonzept

Die Degradierungskonzepte stellen eine Rückfallebene des Koordinators dar und decken zwei Bereiche ab. Es werden Mechanismen geschaffen, die den Fahrer bei Funktionseinschränkungen oder Ausfall eines der aktiven Lenksysteme weiter unterstützen und zudem eine Fahrzeugausstattung ohne Winkelüberlagerung berücksichtigen. Die elektromechanische Lenkunterstützung wird für den Einsatz des Koordinators als Seriensystem gesehen. Durch die erhöhten Kosten wird die Überlagerungslenkung auf absehbare Zeit eine Mehrausstattung im Fahrzeug bleiben. Das Konzept sieht den fehlenden Verbau des zweiten aktiven Lenksystems als Variante vor. Dadurch ist es möglich, die Schnittstellen in den Fahrzeugen mit und ohne Winkelüberlagerung einheitlich zu belassen.

Die Einteilung von auftretenden Fehlern bei den aktiven Lenksystemen lässt sich in zwei Kategorien vornehmen. Unkritische Fehlerursachen, die allerdings einen dauerhaften Be-



trieb nicht zulassen, führen zu einem kontrollierten Abschalten bzw. einem Zurücknehmen der Lenkfunktion und nachfolgender Deaktivierung des Systems. Informationen über den aktuellen Zustand und Messwerte aus den internen Sensoren bleiben verfügbar. Durch das zweite Lenksystem lässt sich eine Fehlerreaktion umsetzen, die Ersatzfunktionen bereit stellt oder zumindest kritische Betriebspunkte nicht zulässt. Bei schwerwiegenden Fehlern muss zur Erhaltung der Fahrstabilität die aktuelle Lenkfunktion umgehend beendet und das System in einen sicheren Zustand überführt werden. Dazu existieren in beiden Lenksystemen entsprechende Fail-Safe Strategien. Informationen über den letzten gültigen Betriebspunkt lassen sich nicht mehr unter allen Umständen bereitstellen. Die Fehlerreaktion des zweiten Lenksystems wird nicht auf eine hohe Verfügbarkeit des Gesamtsystems, sondern auf die Erhaltung des stabilen Fahrzustands ausgelegt. Dies resultiert in einem Notlauf bzw. dem kontrollierten Abschalten des zweiten Systems.

Der Koordinator ist für den gleichzeitigen Einsatz der elektrischen Lenkunterstützung und der Überlagerungslenkung konzipiert. Dies stellt den bisher erläuterten **Normalbetrieb** dar. Darüber hinaus sind fünf weitere Betriebszustände möglich. Sie beinhalten eine Veränderung in der Umsetzung der Assistenzfunktionen und eine Reaktion des zweiten Lenksystems zur Unterstützung des Fahrers in der Lenkaufgabe. Die Betriebszustände sind nach der Erläuterung der Szenarien in Tabelle 3.2 als Übersicht zusammengefasst.

Ausstattungsvariante - Überlagerungslenkung nicht im Fahrzeug verbaut

Dieser Betriebszustand stellt kein Abschaltscenario dar. Der Fahrer erlebt die Lenkfunktionen nur mit Momentenüberlagerung. Bei der Entwicklung des Fahrzeugs lässt sich ein eigenes Funktionsspektrum für diesen Anwendungsbereich definieren. Es muss keine Rücksicht auf Übergangseffekte und Fahrergewöhnung bei plötzlichem Wechsel von Winkel- auf Momentenüberlagerung genommen werden. Die Einteilung der Assistenzsysteme in die Funktionsbereiche lässt sich beibehalten. Bestimmte Aspekte im Bereich Agilität entfallen durch die nicht mögliche Winkelüberlagerung. Komfort- und Stabilitätseingriffe werden trotz der Anforderung eines Winkels in eine entsprechende Lenkmomentenempfehlung umgerechnet und durch die Lenkunterstützung eingestellt. Die Umsetzung als Momentenfunktion wird den Assistenzsystemen als Status kommuniziert und die Dynamik der Eingriffe angepasst.

1. Fehlerfall - zeitlich entzerrtes Abschalten der Überlagerungslenkung

Das kontrollierte Abschalten der Überlagerungslenkung kann analog zu einer nicht verbauten Winkelüberlagerung gesehen werden. Im Unterschied dazu werden Stabilisierungseingriffe nicht durch Lenkmomentenempfehlungen ersetzt. Die Einschränkung resultiert auf der Tatsache des veränderten Systemverhaltens und der vorhergegangenen Fahrergewöhnung. Rechnet der Fahrer mit einer Lenkstabilisierung durch Winkelüberlagerung kann er durch



das verringerte Potential und das für ihn überraschend auftretende Lenkmoment in seiner Fahraufgabe beeinträchtigt werden. Diese Einschränkung lässt sich an den Fahrer durch eine geeignete Anzeige im Fahrzeug kommunizieren und in einer angepassten Dynamik der Eingriffe berücksichtigen.

2. Fehlerfall - unmittelbares Abschalten der Überlagerungslenkung

In bestimmten Fehlerfällen wird die Überlagerungslenkung sehr schnell verriegelt. Dabei ist nicht gewährleistet, dass noch ein gültiger Winkelwert als Information über die Position der Räder für andere Systeme bereit gestellt werden kann. In diesem Fall müssen alle lenkwinkeleabhängigen Teilfunktionen der Lenkunterstützung deaktiviert werden. Es steht nur noch eine eingeschränkte Lenkunterstützung bereit. Es ist vorgesehen, Assistenzfunktionen in diesem Notlauf-Betrieb nicht mehr zu unterstützen.

3. Fehlerfall - zeitlich entzerrtes Abschalten der Lenkunterstützung

Die Lenkunterstützung kann bei einem erkannten Fehler langsam zurück genommen werden. Der Fahrer wird nicht von dem stark erhöhten Handmoment überrascht, sondern nimmt ein zunehmendes Momentenniveau wahr. Um dem Anstieg entgegenzuwirken und die notwendige Lenkleistung des Fahrers zu verringern, stellt die Überlagerungslenkung eine indirekte Lenkübersetzung ein. Assistenzfunktionen können durch die verringerte Leistungsfähigkeit nicht mehr ausgeführt werden. Es erfolgt eine Deaktivierung der Teilfunktionen.

4. Fehlerfall - unmittelbares Abschalten der Lenkunterstützung

Bei einer schnellen Deaktivierung der Unterstützungsleistung sind zwei Fälle zu unterscheiden. Tritt sie auf Grund eines Fehlers in der EPS auf kann analog zum zeitlich entzerrten Abschalten auf eine indirekte Übersetzung übergeblendet werden, um die Fahrer-Lenkleistung zu verringern. Bei einem starken Absinken der Bordnetzspannung und dem resultierenden Rückgang der Lenkunterstützung wird der Überlagerungswinkel zurückgenommen und bei Erreichen der mechanischen Grundübersetzung das System verriegelt. Die geringere Leistungsaufnahme erlaubt es, die Winkelüberlagerung bei niedrigeren Spannungen als die Lenkunterstützung betreiben zu können. Es ist jedoch mit einem weiteren Absinken der Spannung zu rechnen. Um einem Übersetzungssprung bei der Deaktivierung der Überlagerungslenkung an der Spannungsgrenze zu vermeiden, wird diese präventiv nach dem Abschalten der Lenkunterstützung kontrolliert verriegelt.

In den Fehlerfällen werden die Status der Lenksysteme an die Assistenzfunktionen kommuniziert. Zudem muss dem Fahrer die verringerte Verfügbarkeit gestaffelt nach der Höhe der Einschränkung mitgeteilt werden. Arbeiten wie [98] führen geeignete Anzeigekonzepte ein. In der eigenen Untersuchung wird dieser Punkt als Stand der Technik angesehen und nicht weiter im Detail behandelt.

**Tabelle 3.2:** Übersicht der Betriebszustände des Lenkstrangkoordinators

Betriebszustand	Fehler	Zustand ÜL	Zustand EPS
Normalbetrieb	-	Normalbetrieb	Normalbetrieb
ohne ÜL	-	nicht vorhanden	Normalbetrieb
1. Fehlerfall	ÜL	zeitl. entzerrtes Abschalten	Normalbetrieb
2. Fehlerfall	ÜL	unmittelbares Abschalten	eingeschränkter Betrieb
3. Fehlerfall	EPS	Normalbetrieb	zeitl. entzerrtes Abschalten
4. Fehlerfall	EPS	zeitl. entzerrtes Abschalten	unmittelbares Abschalten

3.2.6 Einbindung des Lenkstrangkoordinators in die Fahrzeugarchitektur

Für die Platzierung des Lenkstrangkoordinators sind zwei Varianten möglich. Um die Schnittstellen und die Ansteuerung der Lenksysteme konsistent zu halten, muss der Koordinator in jedem Fahrzeug integriert sein. Eine Unterbringung im Steuergerät der Überlagerungslenkung ist damit ausgeschlossen. Es verbleiben die Möglichkeiten zur Integration in die Lenkunterstützung oder in ein unabhängiges Steuergerät.

Integration in die Lenkunterstützung

Der Einsatz der elektrischen Lenkunterstützung bildet die Basis für die Lenkassistentz. Der Koordinator lässt sich in das Steuergerät integrieren ohne Einfluss auf die Grundfunktion zu nehmen. Die Assistenzsysteme kommunizieren direkt mit dem EPS Steuergerät. Die Umsetzung der Momenteneingriffe stellen eine interne Schnittstelle dar. Der Koordinator fordert die Zusatzwinkel über eine externe Schnittstelle von der Winkelüberlagerung an. Vorteilhaft an dieser Umsetzung sind die geringen Verzugszeiten, da der Kommunikationsweg für das Zusatzmoment als interne Anforderung ausgeführt wird. Die Flexibilität bei der Auswahl und bei Wechsel des Systemlieferanten sinkt. Der Fahrzeughersteller muss bei Einsatz einer alternativen Lenkunterstützung einen gleichwertigen Koordinator erneut mit aufbauen.

Integration in ein unabhängiges Steuergerät

Die hohe Anzahl an Steuergeräten im Fahrzeug ermöglicht es dem Hersteller Funktionen ohne direkte Ansteuerung eines Aktuators flexibel zu verteilen. In höherklassigen Fahrzeugen weit verbreitet ist der Einsatz eines zentralen Fahrwerkssteuergerätes, eines Sensorclusters oder Steuergerätes, das als Knotenpunkt in der Datenkommunikation dient. Der Lenkstrangkoordinator lässt sich auf jedem dieser Recheneinheiten integrieren. Die Kommunikation zu den Lenksystemen erfolgt über ein Bus-System. Durch die notwendigen externen Signal-schnittstellen entsteht ein geringer Zeitverzug, der in der Funktionsauslegung berücksichtigt werden muss. Die Flexibilität für den Einsatz des Koordinators steigt deutlich. Der Berech-

nungsteil kann als Eigenentwicklung des Herstellers erfolgen und in der Entwicklung der Lenksysteme sind nur die diskreten Stellanforderungen zu berücksichtigen.

In diesem Kapitel wurde das Konzept eines Lenkstrangkoordinators erarbeitet. Die Schnittstellen der Assistenzsysteme und der Stellanforderungen an die Aktoren sind neu definiert. Der Koordinator verringert die Komplexität bei steigenden Lenkanforderungen durch den Einsatz als Zwischenschicht. Die zentralen Arbeitspunkte stellen die energetische Kopplung und die vernetzte Ansteuerung bei Einsatz der Schnittstelle *Zusatzwinkel* dar. Der modulare Aufbau des Gesamtkonzepts ermöglicht eine schrittweise Betrachtung der Umsetzbarkeit. Die Modellierung des Lenkstrangs erfolgt im nächsten Kapitel. Zur Konzeptbestätigung schließt die Untersuchung der Lenkleistung und der vernetzten Ansteuerung an.



4 Referenz- und Prädiktionsmodell zur Lenkmomentenkompensation

In der Literatur existieren zahlreiche Modelle zur Berechnung des Lenkmoments. Entscheidend ist die Differenzierung in der Modellierungstiefe, die aus dem Einsatzzweck resultiert. [19] und [114] geben eine sehr detaillierte Übersicht über die verschiedenen Ansätze. Die in bisherigen Untersuchungen stark im Fokus liegende Abbildung der Lenkungshydraulik wird in dieser Arbeit nicht benötigt, da nur elektrische Lenksysteme betrachtet werden. Verschiedene Ansätze zur Darstellung der EPS finden sich in [12], [27], [28] und [54]. Für den Einsatz als Referenzmodell muss der Gültigkeitsbereich des Gesamtmodells weit gefasst werden. Er erstreckt sich von sehr kleinen Lenkmomenten im On-Center Handling bis zur Abbildung von Manövern im querdynamischen Grenzbereich. Das dynamische Verhalten des Momentenaufbaus muss berücksichtigt und geeignet modelliert werden. Hochdynamische Effekte wie Lenkraddrehschwingungen oder Stöße werden bewusst ausgeschlossen, da sie nicht in dem durch die Assistenzfunktionen beeinflussten Bereich liegen und somit durch die Differenzrechnung nicht im funktional notwendigen Stellmoment eingerechnet werden. Der Fokus wird auf die stationäre Genauigkeit der Abbildung gelegt, um eine geeignete Basis für die Kompensationsrechnung bereit zu stellen. Das Lenkungsmodell stellt ein Modul des Lenkstrangkoordinators dar und ist zentraler Bestandteil für die Umsetzung der modellbasierten Störgrößenaufschaltung.

4.1 Parametrisches Modell des Lenkstrangs

Eine White-Box Modellierung eines physikalischen Systems ermöglicht eine differenzierte Berechnung des gesamten Modellverhaltens und der internen Systemgrößen. Es ist eine hohe Detailkenntnis notwendig, da alle Wirkzusammenhänge abgebildet werden müssen. Eine Vereinfachung im Modellaufbau lässt sich durch eine geeignete Strukturierung in Teilsysteme erreichen. Physikalisch relevante Schnittstellen zwischen Bauteilen und Baugruppen bilden dazu die Basis. Als zu berechnende Systemausgänge sind die resultierende Zahnstangenkraft und das vom Fahrer aufzubringende Handmoment am Lenkrad definiert. Sie werden auf Basis der vorliegenden Fahrsituation, den Lenkeingaben des Fahrers und der Winkelüberlagerung ermittelt. Das in dieser Arbeit eingesetzte Modell des Lenkstrangs ist in fünf Teile strukturiert. Neben den Teilsystemen zur Winkelüberlagerung und zur Momentenunterstützung wird zwischen der Lenkungsmechanik, der Fahrzeugdynamik



einschließlich der Achskinematik und dem Reifenverhalten unterschieden. Abbildung 4.1 zeigt die schematische Übersicht der zu modellierenden Teilsysteme. Nachfolgend werden die Modelle im Detail beschrieben und eine Validierung bis zum Gesamtsystemverhalten durchgeführt.

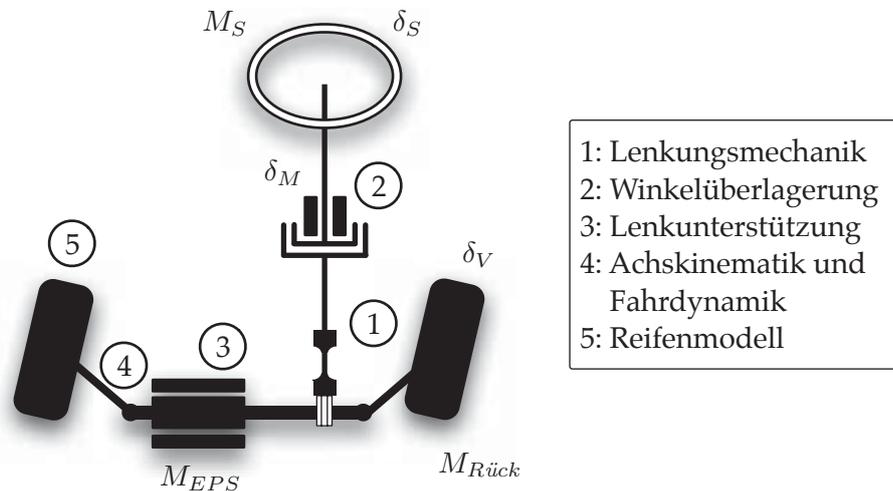


Abbildung 4.1: Übersicht der Teilmodelle des Lenkstrangs

4.1.1 Modellierung der Lenkungsmechanik

Das zentrale Element im Lenkstrang zur Übertragung der Fahrereingaben stellt die Lenkungsmechanik dar. Unter diesem Begriff werden das Lenkrad, die Lenksäule, die Kreuzgelenke, der Drehstab des Momentensensors, das Lenkritzel und die Zahnstange zusammengefasst. Durch die Axialgelenke wird die Schnittstelle zur Achskinematik definiert. In Wirkrichtung Fahrer \rightarrow Rad werden Bewegungen und damit Positionen übertragen, in entgegengesetzter Richtung wird der Berechnungspfad für die Kraftrückwirkung und für das Lenkmoment durchlaufen. Die zu modellierenden Aspekte beinhalten den mechanischen Übertragungspfad der Drehwinkel und der Drehmomente, die Veränderung der Bewegungen durch die Kreuzgelenke in der realen Lenksäule und die Reibung an den jeweiligen Bauteilen.

Für die Struktur des Modells wird als mechanischer Übertragungsweg ein Zweimassen-Drehschwinger gewählt. Eine Verfeinerung des Modells durch eine höhere Ordnung und die Einbeziehung von Zahnspiel verwenden [27] und [54] für die Untersuchung von höherfrequenten Schwingungen. Diese Detaillierung ist für das gewählte Modellierungsziel nicht notwendig. Abbildung 4.2 zeigt das Strukturbild des Drehschwingers. Die gesamten Elastizitäten im Lenkstrang werden auf ein Feder-Dämpfer-Element reduziert, dessen Federkonstante c_{DS} maßgeblich durch den Torsionsstab bestimmt wird. Unter Berücksichtigung des Freischnitts an den Kraftelementen ergeben sich die Differentialgleichungen der zwei

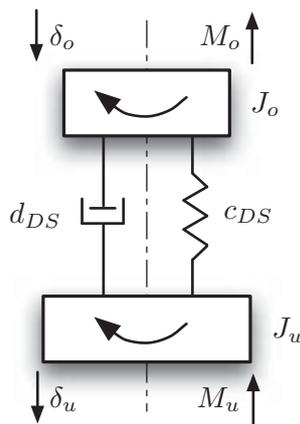


Abbildung 4.2: Ersatzschaltbild des Zweimassen-Drehschwingers

Massen. Im Lenkstrang werden die Elemente oberhalb des Torsionsstabs zur ersten Masse zusammengefasst und als einzelne Trägheit J_o gesehen. Sie beinhaltet das Lenkrad, die auf die Ausgangswelle umgerechnete Trägheit der Winkelüberlagerung und die Lenksäule mit den Kreuzgelenken. Entsprechend bilden das Lenkritzeln und die auf die Drehbewegung umgerechnete Zahnstange die zweite träge Masse J_u . Als Bewegungen werden Rotationsfreiheitsgrade angenommen und die zusammengefassten Bauteile darauf reduziert.

$$\begin{aligned} J_o \ddot{\delta}_o &= -c_{DS} (\delta_o - \delta_u) - d_{DS} (\dot{\delta}_o - \dot{\delta}_u) + M_o \\ J_u \ddot{\delta}_u &= -c_{DS} (\delta_u - \delta_o) - d_{DS} (\dot{\delta}_u - \dot{\delta}_o) + M_u \end{aligned} \quad (4.1)$$

Der Verdrehwinkel ergibt sich zu $\Delta\delta_{DS} = \delta_u - \delta_o$. Im Lenkstrang ist die freie Schwingform mit der Anregung durch die äußeren Momente nicht direkt einsetzbar, da M_o die zu berechnende Ausgangsgröße des Fahrerhandmoments darstellt. Zusätzlich ist der oberen Masse durch die Fahrervorgabe eine Bewegung als Zwangsbedingung aufgeprägt. Durch die Vorgabe des Lenkwinkels ist die Position δ_o , die Drehgeschwindigkeit $\dot{\delta}_o$ und -beschleunigung $\ddot{\delta}_o$ festgelegt. Als Eingangswinkel in die Bewegungsgleichung wird $\delta_o = \delta_G$ und das als äußeres Moment M_u wirkende Rückstellmoment der Räder angenommen. Als Freiheitsgrad des Systems verbleibt δ_u . Wählt man den Vektor der Zustandsgrößen als $\mathbf{x}^T = [\delta_u \ \dot{\delta}_u]$, ergibt sich die Zustandsraumdarstellung des Drehschwingers für die Berechnung im Lenkstrang aus der Zustandsdifferentialgleichung

$$\begin{bmatrix} \dot{\delta}_u \\ \ddot{\delta}_u \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{c_{DS}}{J_u} & -\frac{d_{DS}}{J_u} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \delta_u \\ \dot{\delta}_u \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{c_{DS}}{J_u} & \frac{d_{DS}}{J_u} & 0 & \frac{1}{J_u} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \delta_o \\ \dot{\delta}_o \\ \ddot{\delta}_o \\ M_u \end{bmatrix} \quad (4.2)$$



und der Ausgangsgleichung des Systems.

$$\begin{bmatrix} \delta_u \\ M_o \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -c_{DS} & -d_{DS} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \delta_u \\ \dot{\delta}_u \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ c_{DS} & d_{DS} & J_o & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \delta_o \\ \dot{\delta}_o \\ \ddot{\delta}_o \\ M_u \end{bmatrix} \quad (4.3)$$

Aus der Ausgangsgleichung ergibt sich als Zielgröße das Moment M_o am obereren Lenkstrangteil, das der Fahrer aufbringen muss um die Lenkbewegung zu erreichen und das er als Rückstellmoment am Lenkrad fühlt.

δ_u stellt den verbleibenden Bewegungsfreiheitsgrad dar und ermöglicht die Bestimmung des Radwinkels δ_V bzw. des Zahnstangenverschiebewegs x_{ZS} . Der Zusammenhang zwischen dem Winkel δ_u nach dem Torsionselement und der translatorischen Zahnstangenverschiebung x_{ZS} wird ausgedrückt durch

$$x_{ZS} = \left(2\pi \cdot \frac{d_R}{2} \right) \cdot \frac{\delta_u}{2\pi} = \frac{d_R \cdot \delta_u}{2} = i_R \cdot \delta_u \quad (4.4)$$

Die Ungleichförmigkeiten durch die Kreuzgelenke in der Drehbewegung des oberen Teilsystems können nicht vernachlässigt werden. Die Winkelsumme aus Fahreranteil und Motorwinkel am Ausgang des Überlagerungsgetriebes wird mit den vorliegenden Beugewinkeln umgerechnet. Die Grundgleichungen für die Winkel- und Momentenveränderung (4.5 und 4.6 nach [5]) werden entsprechend der Einbaulage angepasst und für das obere und das untere Kreuzgelenk angewendet. Der Ausgangswinkel nach dem zweiten Gelenk wird als Winkel δ_G an das Teilmodell des Zweimassenschwingers weitergegeben und erweitert die Gleichung 4.9 des Summenwinkels, die bei der Beschreibung der Winkelüberlagerung als direkte Beziehung zwischen dem Lenkrad und dem Lenkritzeln formuliert ist.

$$\delta_{KG,2} = \arctan(\cos(\theta) \cdot \tan(\delta_{KG,1})) \quad (4.5)$$

$$M_{KG,2} = \frac{1 - \sin^2(\delta_{KG,1}) \cdot \sin^2(\theta)}{\cos(\theta)} \cdot M_{KG,1} \quad (4.6)$$

In einem weiteren Schritt wird das Modell um die angreifenden Reibungseffekte erweitert. Die Übertragung der Bewegung über das Torsionselement und das berechnete Handmoment werden stark durch die dissipativen Kräfte und Momente beeinflusst. Das Reibmodell basiert auf [114] und setzt sich aus weg- und geschwindigkeitsabhängigen Kraftanteilen - Reibung und Dämpfung - zusammen, Abbildung 4.3. Im Reibanteil M_R ist eine Hystere vorgesehen um das Verhalten in den Umkehrpunkten der Bewegung abbilden zu können. Das dämpfend wirkende Moment M_D wird stetig modelliert und mit einer Sättigung begrenzt. Am oberen und unteren Lenkstrangteil wird je ein kombiniertes Element eingesetzt. Die Addition der

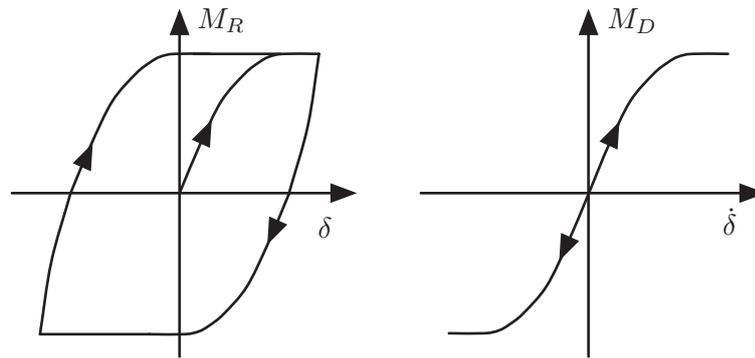
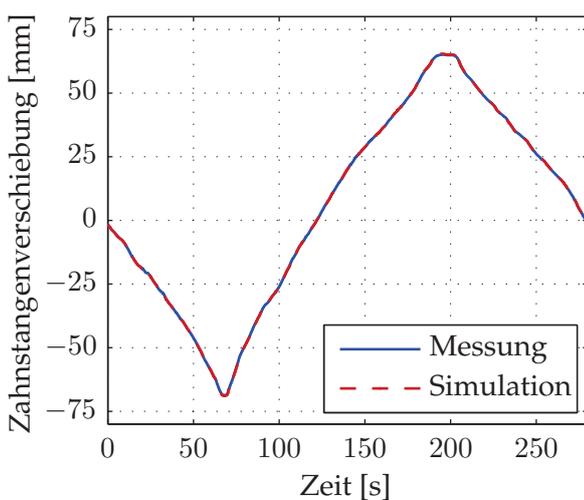


Abbildung 4.3: weg- und geschwindigkeitsabhängige Kraftanteile am Reibelement

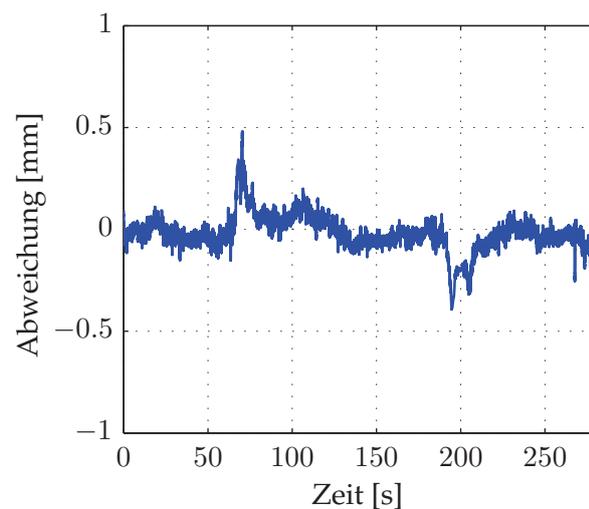
Reibungs-/Dämpfungsmomente erfolgt am Zweimassenschwinger auf gleicher Ebene mit den äußeren Momenten M_o/M_u .

Die Modellparameter werden ausgehend von konstruktiven Größen festgelegt. Eine nachfolgende Optimierung passt den Datensatz an, um den Vereinfachungen, die durch die Reduzierung auf ein Zweimassen-System entstehen, Rechnung zu tragen. Die Parameteridentifikation wird mit Messdaten aus Prüfstand und Fahrzeug durchgeführt.

Abbildung 4.4 zeigt die Zahnstangenverschiebung x_{ZS} einer Lenkbewegung bis in die Endanschläge bei stehenden Fahrzeug. Es wird eine sehr hohe Übereinstimmung von Messung und Simulation erreicht. Die leicht erhöhte Modellabweichung bei 70 s und 185 s resultiert aus dem Erreichen des mechanischen Endanschlags. Der Bereich ist für den Einsatz des Modells aus funktionaler Sicht nicht relevant.



(a) Vergleich der Zahnstangenverschiebung



(b) Modellabweichung

Abbildung 4.4: Vergleich zwischen gemessener und simulierter Zahnstangenverschiebung



Zur Bewertung der Einsetzbarkeit des Modells ist eine Validierung der Berechnung notwendig. Eine quantitative Beurteilung der Modellgenauigkeit erfolgt auf Basis des Vergleichs der gemessenen und der simulierten Werte mittels eines Gütemaßes. Generell kann zwischen absoluten und relativen Gütemaßen unterschieden werden. Während absolute Gütemaße den Fehler in den Einheiten der bewerteten Modellvariablen wiedergeben, können relative Gütemaße durch ihre Dimensionslosigkeit einfach auf andere Modellteile übertragen und eine Vergleichbarkeit hergestellt werden.

Zur Bewertung der Modellgenauigkeit lässt sich in dieser Arbeit der Effizienzkoeffizient E nach Nash & Sutcliffe [101] einsetzen. Er stellt ein relatives Gütemaß mit einem festen Wert für das Optimum dar und eignet sich gut, um vergleichbare Aussagen über die einzelnen Modellteile zu erzeugen. Der mittlere quadratische Fehler wird bei dieser Methode zur Normierung auf die Varianz der gemessenen Daten bezogen. Zur Darstellung einer Korrelation zwischen hoher Modellierungsgüte und hohen Effizienzwerten erfolgt eine Subtraktion vom Wert Eins.

$$E = 1 - \frac{\sum_{j=1}^N (Q_{Mess}(j) - Q_{Sim}(j))^2}{\sum_{j=1}^N (Q_{Mess}(j) - \bar{Q}_{Mess})^2} \quad (4.7)$$

Der Wertebereich des Effizienzmaßes E reicht von $-\infty$ bis 1, wobei 1 einer idealen Abbildung der Messung durch die Simulation entspricht. Bei $E = 0$ stimmt der quadratische Modellfehler mit der Varianz überein. In diesem Fall wird durch die Simulation und das gemessene Mittel eine gleichwertige Vorhersage getroffen. Modellteile mit geringer Güte und entsprechend niedrigen Koeffizienten eignen sich nicht für den Einsatz als Lenkstrangmodell. Als Mindestanforderung an die Effizienzwerte der Einzelmodelle wird eine Untergrenze von $E = 0,9$ festgelegt.

Das Bewertungsverfahren wird für die Simulation der Zahnstangenverschiebung durchgeführt. Die Lenkungsmechanik erreicht ein Effizienzwert von $E = 0,999$. Die Modellierung ist ausreichend genau.

4.1.2 Modellierung der Winkelüberlagerung

Das Teilmodell zur Winkelüberlagerung wird direkt in das Modell der Lenkungsmechanik integriert. Die Beeinflussung liegt im Berechnungspfad Fahrer \rightarrow Rad. Die Rückwirkung auf das Lenkmoment stellt sich indirekt über das Momentengleichgewicht am Wellgetriebe durch eine veränderte Position am Getriebeausgang ein. Eine direkte Berechnung des Moments des Überlagerungsmotors ist nicht notwendig. Diese Vereinfachung ist nach [58] zulässig, da für die Wirkung im Handmoment nicht relevant ist, ob der Radwinkel durch den Fahrer oder durch die Überlagerung eingestellt wurde. Zur Winkelüberlagerung ist ein Mehrwellengetriebe erforderlich, das zwei Eingangs- und eine Ausgangswelle besitzt. Abbildung 4.5 zeigt das im eingesetzten Lenksystem verwendete Wellgetriebe.

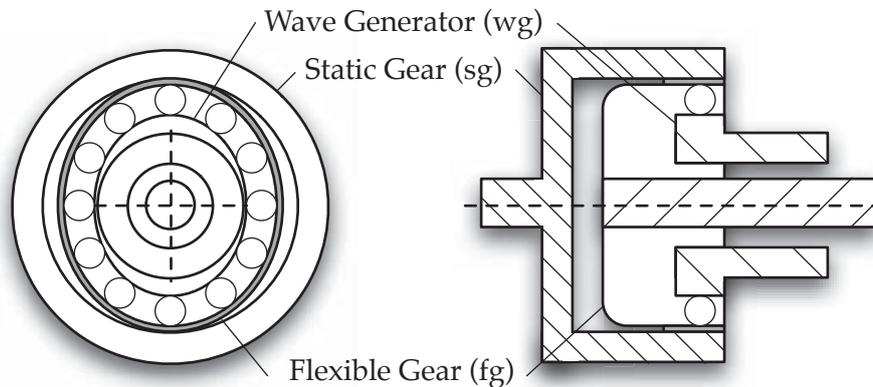


Abbildung 4.5: Aufbau des Wellgetriebes

Die Herleitung der Drehzahlverhältnisse und Übersetzungen der Wellen zueinander erfolgt nach [99]. Relevant für die Übersetzungen sind die Zähnezahlen z der Wellen. Mit der Standübersetzung i_0

$$i_0 = -\frac{z_{sg}}{z_{fg}} > 0 \quad (4.8)$$

lässt sich die Willis-Gleichung für die Drehzahlverhältnisse am Getriebe aufstellen. In der integrierten Form ergibt sich direkt die Berechnungsvorschrift für den Summenwinkel δ_G

$$\delta_G = \delta_{sg} = \frac{1}{i_0} \delta_{fg} - \frac{1 - i_0}{i_0} \delta_{wg} = \frac{1}{i_0} \delta_S - \frac{1 - i_0}{i_0} \delta_M \quad (4.9)$$

Für die Rückrechnung des Handmoments ist das Momentenverhältnis zwischen der Ausgangs- und der Eingangswelle des Lenkrads relevant.

$$\frac{M_{sg}}{M_{fg}} = -i_0 \quad (4.10)$$

Für die Einstellung des Überlagerungswinkels ist die Dynamik des Elektromotors entscheidend. Das Zeitverhalten des Motors und der überlagerten Motorregelung lässt sich zusammenfassen. Die Positionsregelung der Winkelüberlagerung kann als Übertragungsverhalten zweiter Ordnung approximiert werden. Die Identifikation der Zeitkonstanten erfolgt an einer Fahrzeugmessung mit einer sprungförmigen und einer rampenförmigen Anforderung. Die gemessenen und simulierten Winkelverläufe zeigt Abbildung 4.6. Der resultierende Effizienzkoeffizient des Teilmodells liegt bei $E = 0,999$. Die Modellgröße bildet das reale Verhalten hinreichend genau ab.

Ein Kennfeld der variablen Lenkübersetzung dient als Führungsgröße für den Überlagerungswinkel δ_M . Basierend auf dem Lenkradwinkel δ_S und der Fahrgeschwindigkeit v_x

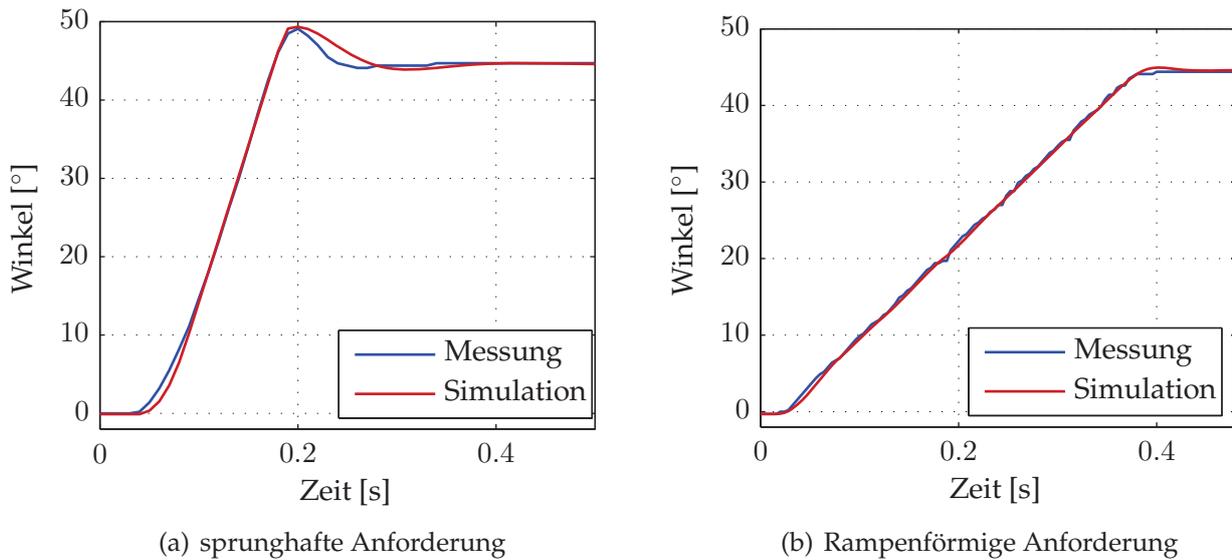


Abbildung 4.6: Vergleich zwischen gemessenem und simuliertem Überlagerungswinkel

wird der Motorwinkel für die Einstellung der gewünschten Übersetzung ausgegeben. Für erweiterte Lenkfunktionen ist im Modell vorgehalten, einen zusätzlichen Teilsollwinkel additiv vorgeben zu können.

4.1.3 Modellierung der Lenkkräftunterstützung

Das Moment des EPS-Motors wirkt direkt als Unterstützungskraft an der Zahnstange des Lenkstrangs. In dem Teilsystem müssen die Generierung der Sollgröße für die Lenkunterstützung, die Abbildung der Dynamik des Elektromotors und die Umsetzung des Drehmoments in eine Zahnstangenkraft modelliert werden.

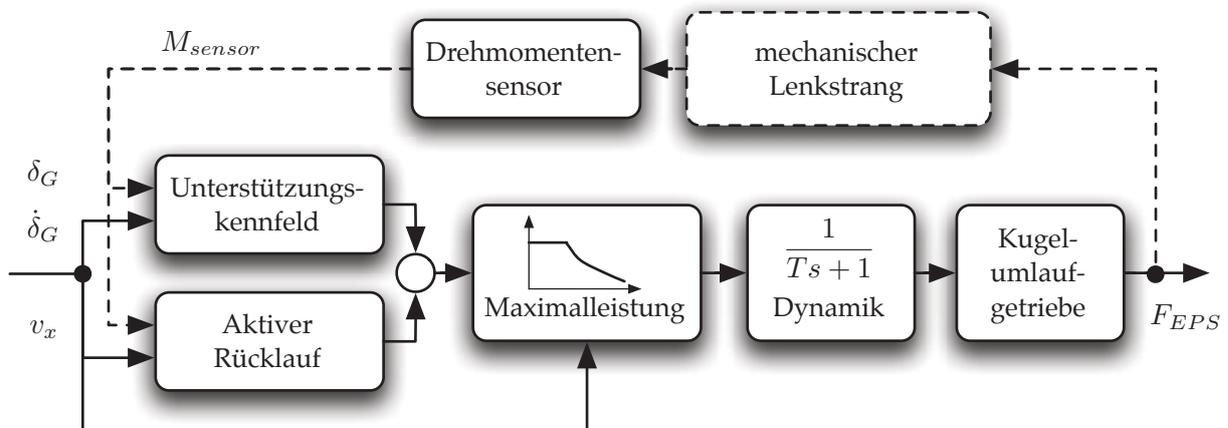


Abbildung 4.7: Blockschaltbild der modellierten Lenkkräftunterstützung

Das Sollmoment für den Unterstützungsmotor berechnet sich aus zwei Anteilen. Die elektrische Lenkhilfskraft, die der Funktion einer hydraulischen Lenkung entspricht, wird als Unterstützungskennfeld hinterlegt und fahrgeschwindigkeitsabhängig variiert als Servokraft an der Zahnstange bereit gestellt. Ein nach [73] aufgebauter aktiver Rücklauf zur Verbesserung der Mittenzentrierung stellt darüber hinaus die zweite Komponente dar, die additiv wirksam ist. Als Eingangsgröße wird neben Summenlenkwinkel δ_G /-winkelgeschwindigkeit $\dot{\delta}_G$ und Fahrgeschwindigkeit v_x für die Umsetzung auch das Moment eines virtuellen Drehmomentensensors M_{sensor} benötigt. Dieses lässt sich als

$$M_{sensor} = c_{DS} \cdot \Delta\delta_{DS} \quad (4.11)$$

berechnen. Der Verdrehwinkel des Torsionselements ist aus dem Teilsystem Lenkungsmechanik bekannt. Die Modellierung entspricht dem Messprinzip des realen Sensors. Die Motordynamik entspricht einem Übertragungsverhalten erster Ordnung und lässt sich durch die Maximalleistungskennlinie in der Stellhöhe begrenzen. Das berechnete Drehmoment wirkt über ein Kugelumlaufgetriebe als Kraft F_{EPS} an der Zahnstange. Die Umsetzung der rotatorischen in die translatorische Bewegung wird als Übersetzungsfaktor i_{KGT} , der aus der Gewindesteigung h_{KGT} der Kugelführung abgeleitet ist, eingerechnet.

$$F_{EPS} = \frac{2\pi}{h_{KGT}} \cdot M_{EPS} = \frac{1}{i_{KGT}} M_{EPS} \quad (4.12)$$

Die Validierung der Lenkunterstützung wird im Rahmen der Gesamtsystemvalidierung durchgeführt. Mit der real bestehenden und im Modell berücksichtigten Rückkopplung über die Lenkungsmechanik kann indirekt über die Höhe des Moments am Drehmomentensensor auf die korrekte Umsetzung der Lenkunterstützung geschlossen werden. Eine direkte Einzelbewertung des Teilsystems ist nicht möglich.

4.1.4 Modellierung der Achskinematik und der Fahrndynamik

Mit der Modellierung der Achskinematik lässt sich die Radstellung δ_V der Vorderachse berechnen, die für das Fahrndynamikmodell und das Reifenmodell benötigt wird. Neben den Raststellungskennwerten ist auch eine Berechnung des Schräglaufwinkels α_v notwendig. Die Basis bildet ein erweitertes Einspurmodell, das die Fahrzeugquerdynamik beschreibt.

Die Radstellungskennwerte bestehen aus zweidimensionalen Kennfeldern, die von der Zahnstangenverschiebung x_{ZS} und von der Einfederung des jeweiligen Rades abhängig sind. Der Verschiebeweg ist als Schnittstelle der Lenkungsmechanik verfügbar. Der Federweg berechnet sich aus der Nick- und Wankbewegung des Fahrzeugs unter Einfluss der Längs- und Querschleunigung. Dazu wird eine quasistatische Radlastverschiebung angenommen. Durch Auflösung des Momentengleichgewichts um den Radaufstandspunkt der Hinter-

achse lässt sich die Normalkraft an der Vorderachse F_{zv} aus der stationären Last und der Radlaständerung basierend auf der Längsbeschleunigung a_x beschreiben.

$$F_{zv} = m \cdot g \cdot \frac{l_h}{l} - m \cdot \frac{h_{SP}}{l} \cdot a_x \quad (4.13)$$

Mit der Definition der Hilfsgröße als Teilmasse an der Vorderachse $m_v = \frac{F_{zv}}{g}$ wird der gewonnene Zusammenhang in ein Momentengleichgewicht um das linke Vorderrad eingesetzt. Daraus ergibt sich die Radaufstandskraft $F_{zv,r}$ für das rechte Vorderrad.

$$F_{zv,r} = m \cdot \left(\frac{l_h}{l} g - \frac{h_{SP}}{l} a_x \right) \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{h_{SP}}{b_v \cdot g} a_y \right) \quad (4.14)$$

Analog ergibt sich die Kraft $F_{zv,l}$ für das linke Vorderrad:

$$F_{zv,l} = m \cdot \left(\frac{l_h}{l} g - \frac{h_{SP}}{l} a_x \right) \cdot \left(\frac{1}{2} - \frac{h_{SP}}{b_v \cdot g} a_y \right) \quad (4.15)$$

Basierend auf der berechneten Radlast wird aus einer Kennlinie die Einfederung relativ zur Trimmlage des Fahrzeugs bestimmt. Die Datenbasis beruht auf einer Messung an einem Achskinematik-Prüfstand, die Feder- und Stabilisatorkräfte und die Elastokinematik beinhaltet. Mit den fahrzeugseitigen Eingangsgrößen in die hinterlegten Achskinematik-Kennfelder werden die für die weitere Berechnung relevanten Radstellungskennwerte ermittelt. Tabelle 4.1 zeigt die Übersicht der Größen und die weitere Verwendung in nachgelagerten Modellteilen.

Tabelle 4.1: Übersicht der ermittelten Radstellungskennwerte

Kennwert	Formel	weitere Verwendung
Radlenkwinkel	δ_V	Fahrdynamikmodell
Sturzwinkel	γ	Reifenmodell
Nachlaufstrecke	n_K	Seitenkrafteinfluss
Spurhebelarm	R_{SH}	Umrechnung Zahnstange
Lenkrollradius	R_0	Längskrafteinfluss
Störkrafthebelarm	R_S	Längskrafteinfluss

Mit den Achskinematikwerten ist der Großteil der Radgrößen beschrieben. Für die Bestimmung des Reifenverhaltens ist darüber hinaus die Berechnung des Schräglaufwinkels α_v an den Vorderrädern notwendig. Grundlage für die Gleichungen bildet das Einspurmodell, das als Annahmen von einem Schwerpunkt auf Fahrbahnhöhe und der Zusammenfassung der Radwinkel zu je einem Achslenkwinkel ausgeht. Es gelten die Gleichgewichte der angreifenden Kräfte senkrecht zur Längsachse und der Momente um die Hochachse im Schwerpunkt

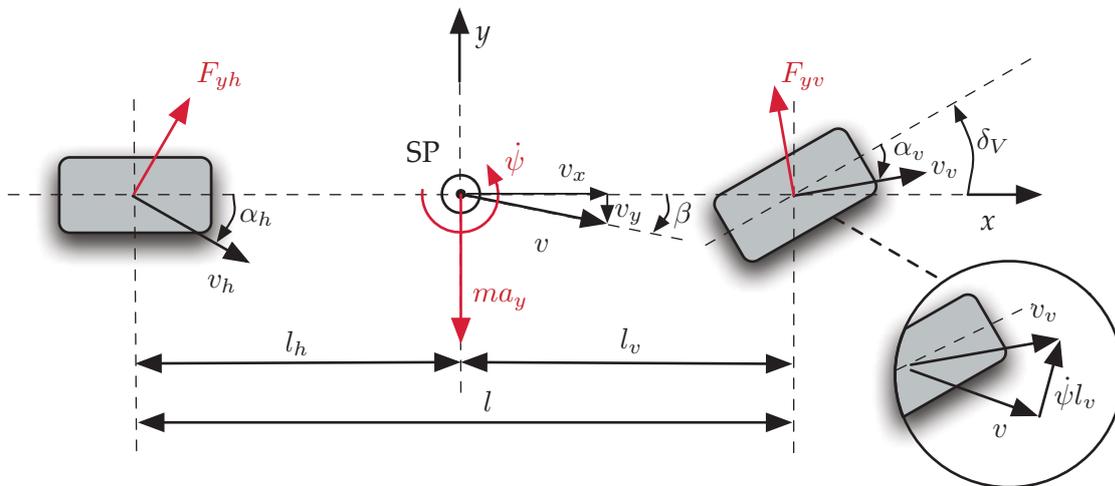


Abbildung 4.8: Einspurmodell der Fahrdynamik

des Fahrzeugs. Bei der Transformation der Kräfte wird die Näherung für kleine Winkel angewendet.

$$m \cdot a_y = F_{yv} + F_{yh} \quad (4.16)$$

$$J_z \cdot \ddot{\psi} = l_v \cdot F_{yv} - l_h \cdot F_{yh} \quad (4.17)$$

Ausgehend von der Bewegung des Schwerpunkts auf einer Bahnkurve lässt sich die Trägheitskraft durch die resultierende Fliehkraft ersetzen.

$$m \cdot a_y = m \cdot \frac{v^2}{r} = mv (\dot{\psi} + \dot{\beta}) \quad (4.18)$$

Die in den Gleichungen verwendeten Seitenkräfte F_{yv} und F_{yh} lassen sich aus den Schräglaufwinkeln berechnen.

$$F_{yv} = c_v \cdot \alpha_v \quad \text{bzw.} \quad F_{yh} = c_h \cdot \alpha_h \quad (4.19)$$

Unter der Annahme kleiner Winkel lässt sich aus den geometrischen Zusammenhängen in Abbildung 4.8 auf die Schräglaufwinkel an den Achsen schließen.

$$\alpha_v = \delta_V - \beta - \frac{l_v \dot{\psi}}{v} \quad (4.20)$$

$$\alpha_h = -\beta + \frac{l_h \dot{\psi}}{v} \quad (4.21)$$

Die Freiheitsgrade des Einspurmodells sind die Gierrate $\dot{\psi}$ um die Hochachse und der Schwimmwinkel β des Fahrzeugs im Schwerpunkt. Das Einsetzen der Gleichungen 4.18

bis 4.21 in die Gleichgewichtsbedingungen 4.16 und 4.17 ermöglicht die Formulierung der Differentialgleichungen für die Systemzustände $\dot{\psi}$ und $\dot{\beta}$.

$$\begin{bmatrix} \ddot{\psi} \\ \ddot{\beta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{c_v l_v^2 + c_h l_h^2}{J_z v} & \frac{c_h l_h - c_v l_v}{J_z} \\ \frac{c_h l_h - c_v l_v}{m v^2} - 1 & -\frac{c_v + c_h}{m v} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{\psi} \\ \dot{\beta} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{c_v l_v}{J_z} \\ \frac{c_v}{m v} \end{bmatrix} \cdot \delta_V \quad (4.22)$$

Mit diesen Modellgleichungen wird die Fahrdynamik abgebildet. Nach Gl. 4.20 lässt sich mit den Systemgrößen direkt der Achsschräglaufwinkel α_v der Vorderachse berechnen. Das Reifenmodell berechnet radindividuell die Rückstellkräfte. Die Verwendung der Zweispurmodellgleichungen zur Berechnung der radindividuellen Schräglaufwinkel erhöht die Genauigkeit der Berechnung. Ohne Kleinwinkelnäherung gilt am Rad:

$$\tan(\delta_{V,i} - \alpha_{v,i}) = \frac{v_{y,vi}}{v_{x,vi}} \quad \text{mit } i = l, r \quad (4.23)$$

Die Transformation der Schwerpunktschwindigkeit in die Radaufstandspunkte liefert die Geschwindigkeitskomponenten im fahrzeugfesten Koordinatensystem. Für die Schräglaufwinkel ergibt sich mit dem Schwimmwinkel β und der Gierrate $\dot{\psi}$ aus dem Einspurmodell:

$$\alpha_{vl} = \delta_{V,l} - \arctan\left(\frac{v \sin \beta + l_v \dot{\psi}}{v \cos \beta - \frac{1}{2} b_v \dot{\psi}}\right) \quad (4.24)$$

$$\alpha_{vr} = \delta_{V,r} - \arctan\left(\frac{v \sin \beta + l_v \dot{\psi}}{v \cos \beta + \frac{1}{2} b_v \dot{\psi}}\right) \quad (4.25)$$

Zur Erweiterung des Einsatzbereichs der Modellierung bis in den nichtlinearen Bereich der Fahrdynamik besteht die Möglichkeit nichtlineare Kennlinien für die Schräglaufsteifigkeiten einzusetzen. Nach [104] lässt sich der Verlauf mit einem Polynom dritter Ordnung annähern.

Zur Untersuchung der Ansätze werden vergleichende Messungen in einem Fahrzeug der Oberklasse, das als Technikträger mit prototypischen Umsetzungen der Lenksysteme ausgestattet ist, durchgeführt. Tabelle 4.2 enthält die Kennwerte des Fahrzeugs. Eine Übersicht der eingesetzten Messtechnik zur Erfassung der Messgrößen zeigt Tabelle 4.3. Für alle weiteren Untersuchungen in dieser Arbeit wird ebenfalls dieses Fahrzeug eingesetzt.

Abbildung 4.9 zeigt einen Vergleich zwischen Messdaten aus dem Fahrversuch und Simulationen mit und ohne Anpassung der Schräglaufsteifigkeiten. Die Anpassung ermöglicht es, bei Querbeschleunigungen oberhalb 6 - 7 m/s² eine höhere Modellgenauigkeit zu erreichen. In für Normalfahrer relevanten Bereichen ist bereits mit konstanten Schräglaufsteifigkeiten eine hohe Güte vorhanden. Das erste Manöver ist eine quasistationäre Kreisfahrt. Bei einem Kreisradius von 80 m wird abweichend von [1] die Geschwindigkeit sehr langsam,

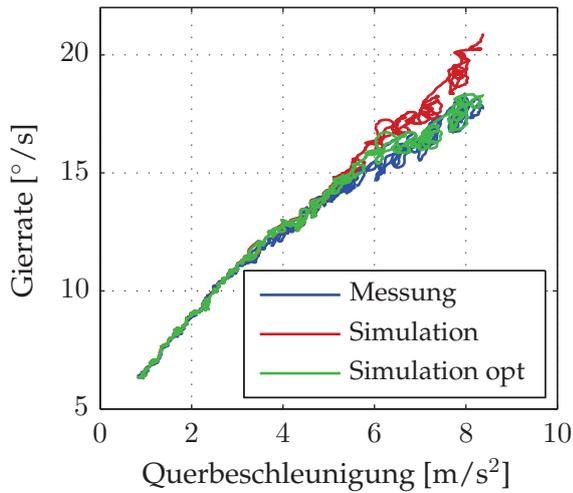

Tabelle 4.2: Übersicht der charakteristischen fahrdynamischen Kennwerte des Versuchsfahrzeugs

Parameter		Wert
Masse (leer + Fahrer)	[kg]	1960
Achslastverteilung VA/HA	[%]	55/45
Radstand	[m]	2,916
Spurweite	[m]	1,624
char. Geschwindigkeit	[m/s ²]	27,80

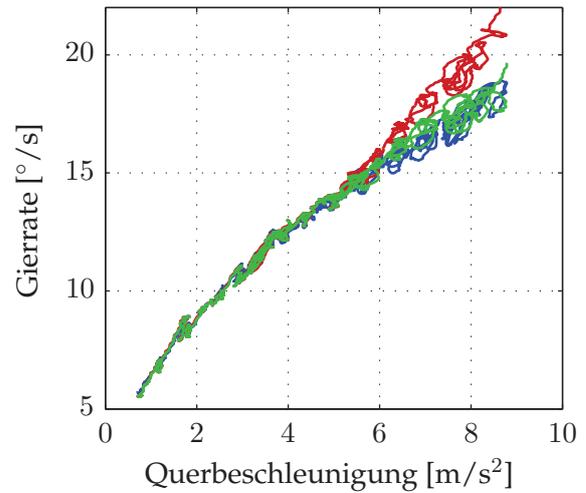
Tabelle 4.3: Übersicht der eingesetzten Messtechnik für die fahrdynamischen Untersuchungen

Messgröße	Sensor	Formel	Einheit
Längsbeschleunigung	Sensorcluster Fzg	a_x	[m/s ²]
Querb beschleunigung	Sensorcluster Fzg	a_y	[m/s ²]
Gierwinkelgeschwindigkeit	Sensorcluster Fzg	$\dot{\psi}$	[rad/s]
Gierwinkel zur Spurführung	Kamera	ψ_{Fahrzeug}	[rad]
Lenkradwinkel	Messlenkrad	δ_S	[rad]
Lenkmoment	Messlenkrad	M_S	[Nm]
Überlagerungswinkel	Rotorlage ÜL	δ_M	[rad]
Fahrzeuggeschwindigkeit	GPS-System	v	[m/s]
Schwimmwinkel	GPS-System	β	[rad]
Radgeschwindigkeiten	ESP-System	$v_{vl, vr, hl, hr}$	[m/s]
Verlagertes Antriebsmoment	TV-System	ΔM_{TV}	[Nm]
Zahnstangenverschiebung	Rotorlage EPS	x_{ZS}	[m]
Zahnstangenkraft	Dehnmessstreifen	F_{ZS}	[N]

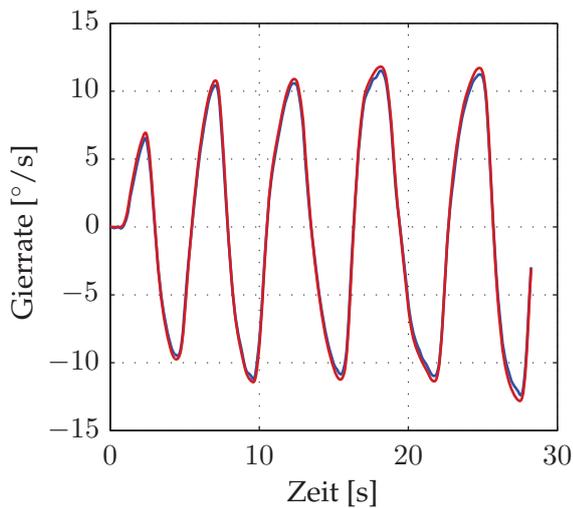
aber kontinuierlich bis in den Grenzbereich gesteigert um das stationäre Gierverhalten zu bewerten. Das Manöver Sinuslenken orientiert sich an [2]. In der Messung wird bei einer Fahrzeuggeschwindigkeit von 60 km/h mit einer Amplitude von 35° und einer Frequenz von etwa 0,2 Hz gelenkt. Bei der erreichten Querb beschleunigung von 4 m/s² sind die Modelle identisch. Zur Vervollständigung sind die Messungen des Schwimmwinkels im Anhang angefügt. Für den Einsatz als Referenz- und Prädiktionsmodell muss das Modell für Lenkrad- und Überlagerungswinkel tauglich sein. Durch zusätzliche Stellwinkel dürfen keine Ungenauigkeiten entstehen. Die Manöver zur Betrachtung der Modellgüte werden aus diesem Grund ohne zusätzlichen Überlagerungswinkel - Steller *verriegelt* - und mit aktiver variabler Lenkübersetzung durchgeführt. In beide Varianten erfolgt eine fahrdynamisch korrekte Nachbildung. Dies zeigt sich in der Bewertung der Modelleffizienz. Als Koeffizienten ergeben sich $E = 0.997$ für die Messung mit verriegeltem Steller und $E = 0.994$ bei der Fahrt mit variabler Lenkübersetzung. Die sehr hohen Effizienzwerte zeigen die Einsetzbarkeit des Teilmodells.



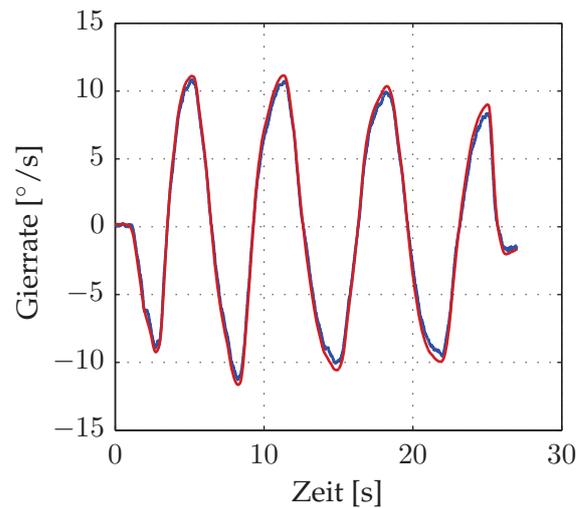
(a) Gierratenverläufe über der Querbeschleunigung - verriegelt



(b) Gierratenverläufe über der Querbeschleunigung - variable Übersetzung



(c) Gierratenverläufe über der Zeit - verriegelt



(d) Gierratenverläufe über der Zeit - variable Übersetzung

Abbildung 4.9: Vergleich der Gierrate des Fahrzeugs zwischen Simulation und Fahrversuch bei stat. Kreisfahrt mit Radius = 80 m und Sinuslenken bei 60 km/h und 4 m/s^2

4.1.5 Modellierung des Reifenverhaltens und der Rückstellkraft

Mit den bisherigen Modellteilen ist die Radstellung und der aus der Fahrdynamik resultierende Schräglaufwinkel bekannt. Die Berechnungen in diesem Teilsystem bestimmen die Kräfte und Momente, die am Reifen bei Kurvenfahrt entstehen und als Rückstellkräfte an der

Zahnstange wirken. Für das Gesamtverhalten des Lenkmoments ist neben der entstehenden Seitenkraft auch das Reifenrückstellmoment relevant, das aus Reifensturz und Reifennachlauf entsteht. Einfache Ansätze wie zur Fahrdynamikmodellierung in 4.1.4 mit dem linearen Verhalten oder exponentielle Kraftverläufe wie in [169] bilden dieses Verhalten nicht in der erforderlichen Genauigkeit ab. Sehr genaue Modellierungen des Fahrzeugreifens sind auch im höherfrequenten Bereich für Untersuchungen des Fahrkomforts einsetzbar, benötigen allerdings lange Rechenzeiten. Zur Kompensationsberechnung muss die Forderung nach Echtzeitfähigkeit erfüllt sein. Einen guten Kompromiss aus Genauigkeit und Rechenbedarf bietet das *Magic Formula* Reifenmodell nach [110], das als Grundgleichung für die Reifenkräfte auf trigonometrischen Funktionen aufbaut. Der Reifennachlauf n_p und das Sturzmoment M_{zr} werden gesondert berechnet. Unter Berücksichtigung aller angreifenden Kräfte und Momente ergibt sich für die Summe der Rückstellung $M_{Rück}$ auf Radebene:

$$M_{Rück} = M_{z0} - F_{y0} \cdot n_k = M_{zr} - F_{y0} \cdot n_p - F_{y0} \cdot n_k \quad (4.26)$$

Das Rückstellmoment $M_{Rück}$ wirkt mit dem Spurhebelarm R_{SH} auf die Zahnstange. Es kann durch die Kenngrößen der Achskinematik als Kraft an den Axialgelenken umgerechnet werden. Die Summe aus rechter und linker Spurstangenkraft $F_{ZS,r/l}$ bildet die für das Lenkmoment entscheidende Zahnstangenkraft F_{ZS} .

$$F_{ZS} = F_{ZS,r} + F_{ZS,l} = \frac{M_{Rück,r}}{R_{SH,r}} + \frac{M_{Rück,l}}{R_{SH,l}} \quad (4.27)$$

Es wird die Vereinfachung getroffen, dass die aus Längskräften und Bremsmomenten entstehenden Rückstellkräfte symmetrisch an beiden Vorderrädern auftreten und für die Berechnung vernachlässigt werden können.

Zur Untersuchung des Modellverhaltens werden Messungen der Zahnstangenkraft mit Dehnmessstreifen an den Spurstangen durchgeführt. Abbildung 4.10 zeigt eine hohe Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation bei einer Fahrt auf einem landstraßenähnlichen Kurs. Die Berechnung der Zahnstangenkraft lässt sich mit der Modelleffizienz bewerten. Für die dargestellte Messung ergibt sich ein Koeffizient von $E = 0,979$.

Weitere Messdaten mit Variation der Winkelüberlagerung und der Fahrmanöver finden sich im Anhang.

Beim Befahren von Fahrbahnen mit unterschiedlichen Reibwerten an den Rädern ist die Annahme von symmetrisch angreifenden Längskräften nicht zulässig. Die Einflüsse auf das Lenkmoment gleichen sich zwischen rechter und linker Fahrzeugseite nicht aus. Für μ -split Situationen (Anwendung siehe Kap. 6.2) werden die Beschleunigungs- und Bremskräfte radindividuell mit dem Lenkrollradius R_0 bzw. dem Störkrafthebelarm R_S berücksichtigt.

$$M_{Rück,x} = F_{x,Bremse} \cdot R_S + F_{x,Antrieb} \cdot R_0 \quad (4.28)$$

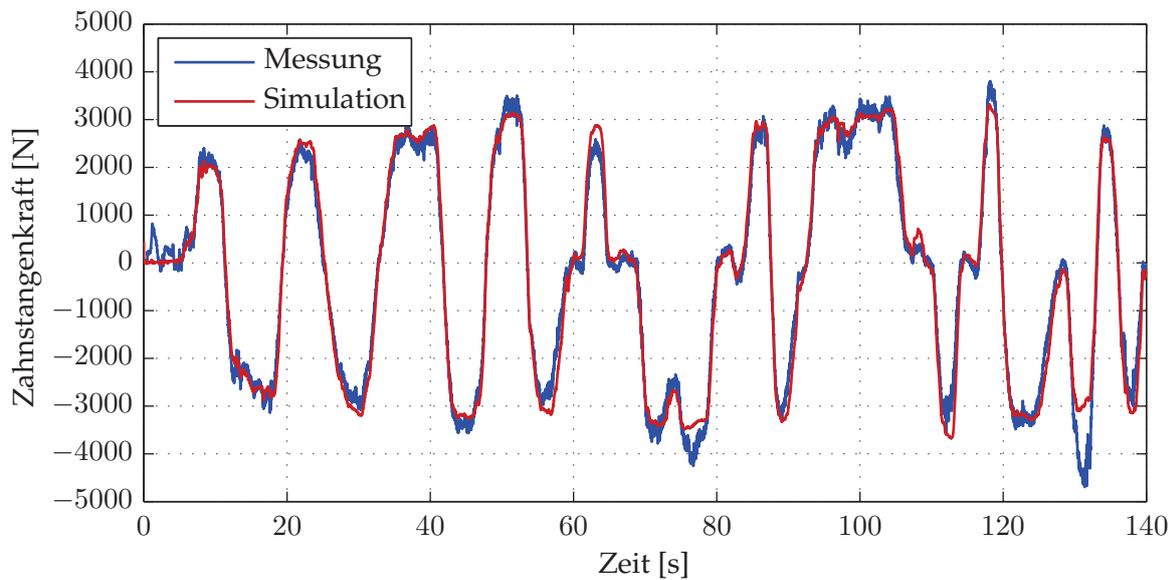


Abbildung 4.10: Vergleich der Zahnstangenkraft zwischen Fahrversuch und Simulation auf einer landstraßenähnlichen Strecke

Dieses rückstellende Radmoment $M_{Rück,x}$ lässt sich analog zu dem Moment aus Seitenkräften radindividuell auf die Zahnstange umrechnen. Die Situationserkennung zur Relevanz des Längskrafteinflusses und die Berechnung der spezifischen Kräfte wird bei Anwendung des Teilmodells in Kapitel 6.2 eingeführt.

4.1.6 Integration der Teilmodelle zur Lenkmomentenberechnung

Die zentrale Schnittstelle der modellierten Systeme stellt die Zahnstange dar. In der Wirkrichtung vom Lenkrad zu den Rädern legt der Verschiebeweg die Radstellung fest. Die Rückwirkung der an den Rädern angreifenden Kräfte und Momente wird in Richtung des Fahrers weitergeben. Es gilt die Gleichgewichtsbedingung aus der rückstellenden Zahnstangenkraft F_{ZS} , der Kraft durch die Lenkunterstützung F_{EPS} und dem Moment M_u , das als Schnittstelle zur Lenkungsmechanik den Fahreranteil darstellt:

$$M_u \cdot \frac{1}{i_R} + F_{EPS} - F_{ZS} = 0 \quad (4.29)$$

Die weitere Umrechnung in das Fahrerhandmoment als Ausgangsgröße erfolgt durch das Gleichungssystem der Lenkungsmechanik. Zur Bewertung der Modellgüte wird als Referenz in einer Messung das Handmoment mit einem Messlenkrad aufgezeichnet. Das Manöver ist eine Fahrt auf einem landstraßenähnlichen Kurs mit mittleren bis hohen Querbeschleunigungen. Abbildung 4.11 zeigt die Momentenverläufe. Es wird eine hohe Übereinstimmung zwischen der Messung im Fahrbetrieb und der Berechnung des Lenkmoments erreicht.

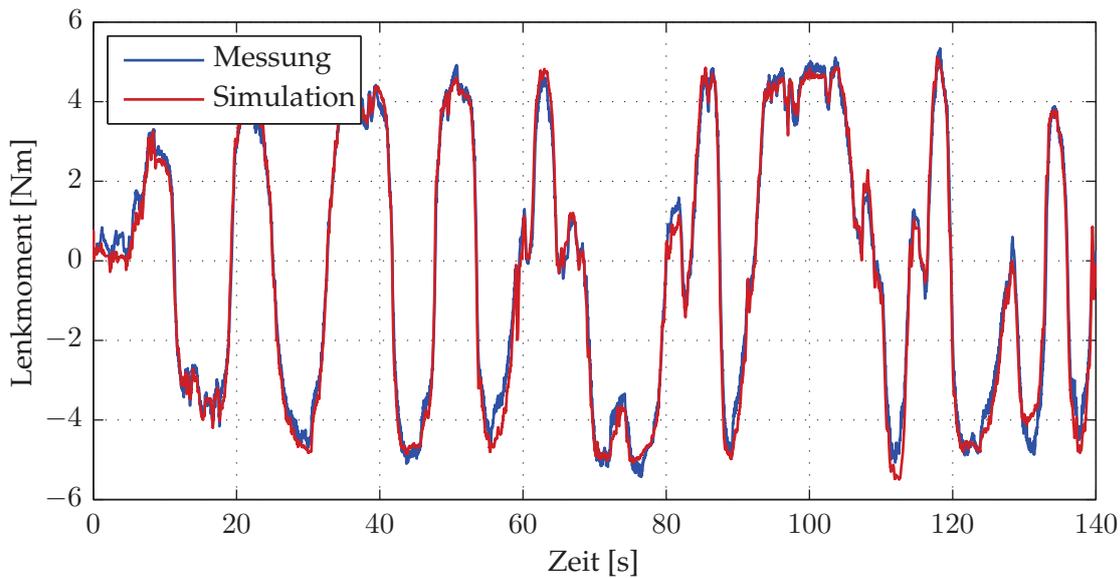


Abbildung 4.11: Vergleich des Lenkmoments zwischen Fahrversuch und Simulation auf einem landstraßenähnlichen Kurs

Der Effizienzkoeffizient des Gesamtmodells beträgt $E = 0,983$. Dies stellt einen sehr hohen Wert dar, der den für diese Arbeit formulierten Zielwert nach einer Effizienz $E > 0,9$ deutlich übertrifft. Die gewählte Modellierungsmethode, die Strukturierung in Teilsysteme und die Optimierung der Parameter erweisen sich für den Einsatz als Referenz- und Prädiktionsmodell vor dem Hintergrund der sehr genauen Gesamtsimulation als äußerst geeignet.

4.2 Online-Adaption zur Erhöhung der Robustheit

Das modellbasierte Verfahren zur Lenkmomentenkompensation setzt eine Berechnung des Fahrerhandmoments M_S und der Zahnstangenkraft F_{ZS} in hoher Güte voraus. Änderungen am Fahrzeug durch Wechsel der Reifen oder an den Umweltbedingungen durch den Fahrbahnreibwert führen zu einer Reduzierung der Modellgenauigkeit. Die resultierenden Abweichungen zwischen realem und berechnetem Lenkmoment können so groß werden, dass die Störkompensation nicht mehr einsetzbar ist. Die Unsicherheit liegt nicht in der Modellstruktur, sondern in der Varianz der Parameter. Durch eine Adaption einzelner zentraler Modellparameter während des Betriebs kann eine gesteigerte Modellgültigkeit erreicht werden.

Die Adaption erfolgt auf Basis einer Messgröße, die eine Abschätzung des Modellfehlers erlaubt. Das Lenkstrangmodell liefert als Ausgangsgröße das Handmoment des Fahrers. Der Drehmomentensensor der elektrischen Lenkunterstützung stellt eine Vergleichsgröße

bereit, die eine globale Anpassung des Gesamtmodells möglich macht. Zur Verbesserung der Adaption darf nur in Situationen mit möglichst hoher Modellgüte ein Lernvorgang durchgeführt werden. Um störende Nebeneffekte auszuschließen müssen als Vorbedingungen erfüllt sein:

- die Fahrzeuggeschwindigkeit liegt über einer Mindestschwelle
- es liegt eine stabile Kurvenfahrt im linearen Modellbereich vor
- geringe Lenkdynamik wird durch den Fahrer vorgegeben
- kein funktionaler Überlagerungswinkel wird angefordert

Die Messgrößen Längsgeschwindigkeit v_x , Querschleunigung a_y /Gierrate $\dot{\psi}$ und Lenkradwinkelgeschwindigkeit $\dot{\delta}_S$ ermöglichen eine Fahrzustandserkennung zur Überprüfung der geforderten Kriterien und zur Freigabe des Adaptionalgorithmus.

Bei adaptiven Regelungen werden die Reglerparameter im Betrieb an das Verhalten des Systems angepasst. [76] beschreibt zudem Methoden zur überlagerten Anpassung des Referenzmodells. Für das vorgestellte Verfahren erfolgt keine Änderung der Reglereinstellung. Es ist nur die Anpassung der Modellparameter notwendig. Der Algorithmus wird auf das Referenzmodell angewendet, übergibt die Adaption zur Einhaltung der Konsistenz gleichzeitig an das Prädiktionsmodell. Abbildung 4.12 zeigt den Signalflussplan für das Verfahren.

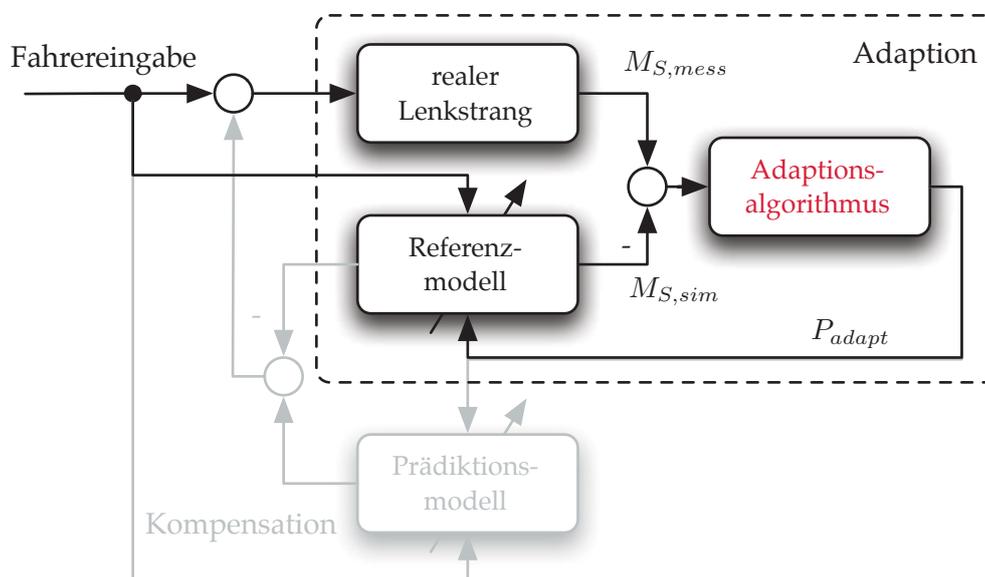


Abbildung 4.12: Flussdiagramm zur Adaption des Lenkstrangmodells

Zur Adaption wird ein Integrator-basierter Algorithmus eingesetzt. Ausgehend von dem bestehenden Parametersatz korrigiert der Modellfehler kontinuierlich die Anpassung. Die Formulierung als eindimensionale Problemstellung ermöglicht eine direkte Berechnung des Adaptionfaktors. Es wird aus einer Messgröße auf einen zentralen Parameter geschlossen,



mehrdimensionale Verfahren sind nicht notwendig. Der Aufbau des Referenz- und Prädiktionsmodell ist abgesehen von der Verrechnung des funktionspezifischen Zusatzwinkels identisch. Die Adaption wird nur auf Basis des Referenzmodells durchgeführt, aber in beiden Modellteilen berücksichtigt. Der Algorithmus berechnet rekursiv aus dem Modellfehler den Anpassungsfaktor P_{adapt} . Die Lernrate kann durch k_{adapt} eingestellt werden.

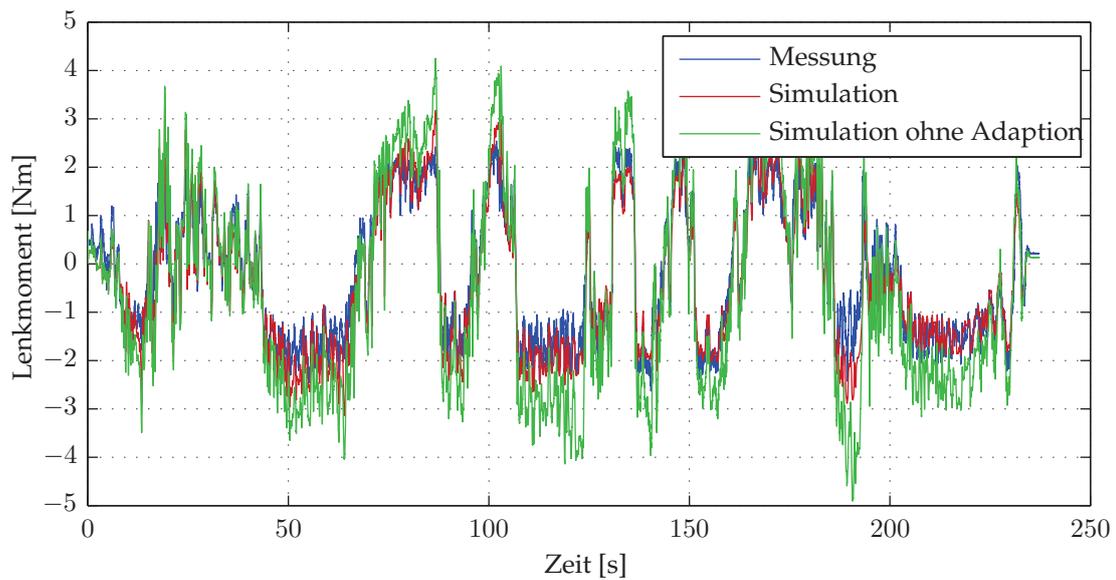
$$P_{adapt}(t) = P_{adapt}(t - 1) + k_{adapt} \cdot (M_{S,mess}(t) - M_{S,sim}(t)) \quad (4.30)$$

Die größte Varianz in den Modellunsicherheiten besteht im Reifen-Fahrbahn-Kontakt. Die Adaption wird als Skalierungsparameter P_{adapt} der verwendeten Schräglaufsteifigkeiten c_v/c_h und des Gesamtniveaus der Rückstellkraft F_{ZS} eingesetzt. Die Basis stellt das in Kapitel 4.1 modellierte Verhalten des Fahrzeugs mit einem bekannten Reifen auf Hochreibwert dar. Die Skalierung wird multiplikativ verrechnet und mit Eins initialisiert. Relativ zur Basisconfiguration mit dem optimierten Parametersatz lässt sich die Berechnung des Modellausgangs verstärken oder abschwächen.

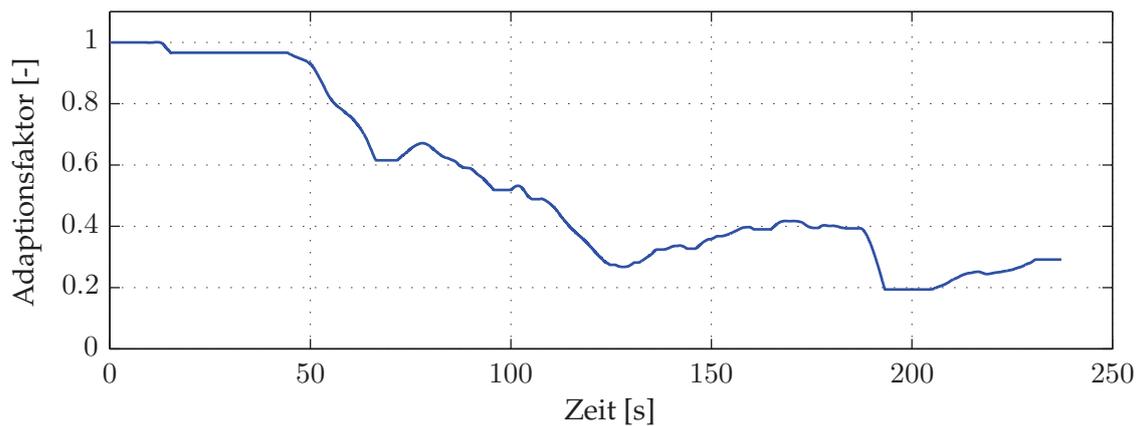
Die Absicherung des Algorithmus erfolgt auf einem landstraßenähnlichen Kurs auf Niedrigreibwert und mit Winterreifen. Die Fahrbahnoberfläche ist inhomogen und wechselt zwischen festgefahretem Schnee und Eis. Die Fahrsituation stellt eine größtmögliche Abweichung von der Referenz für die Basisparametrierung dar. Bei einer Berechnung ohne die Adaption des Modells wird eine Effizienz von $E = 0.570$ erreicht, die eine Nutzung des Modells auf Grund der unzureichenden Genauigkeit ausschließt. Abbildung 4.13 stellt die Messung der Berechnung mit und ohne Anpassung gegenüber. Der Abschlagfaktor reduziert sich deutlich. Die Modellgenauigkeit steigt auf eine Effizienz von $E = 0.926$ nach den ersten gefahrenen Kurven, die eine Anpassung ermöglichen.

Der Wert des Faktors kann indirekt als Indikator für den Reibwert der Fahrbahn gesehen werden. Die Verringerung von $P_{adapt} = 1$ bei der Basisparametrierung auf Hochreibwert auf $P_{adapt} \approx 0,3$ stützt die Annahme. Diese Information kann den nachgelagerten Lenkfunktionen zusätzlich zur Verfügung gestellt werden.

Die funktionale Schnittstelle zur elektrischen Lenkunterstützung kann alternativ auch auf Basis einer zusätzlichen Zahnstangenkraft gestaltet werden. Die Ausgangsgröße des Lenkstrangmodells ist in diesem Fall nicht das Fahrerhandmoment, sondern die anliegende Zahnstangenkraft. Idealerweise wird die Adaption des Modells auf Basis der Nutzgröße berechnet. An den Spurstangen liegt in Serienfahrzeugen im Gegensatz zum Erprobungsfahrzeug keine Sensorik vor, die eine Messung als Referenz direkt ermöglicht. Die aktuell vorliegende Kraft lässt sich jedoch aus den Anteilen von Fahrer und Lenkunterstützung berechnen und als virtuelle Messgröße $F_{ZS,mess_virt}$ nutzen. Der Fahreranteil ist über das Moment M_{Mess} am Drehstab messbar. Das Moment des Unterstützungsmotors hängt direkt von dem anliegenden Strom I_q ab (siehe auch Kaptitel 5.2.2)



(a) Vergleich des gemessenen Lenkmoments mit der Simulation



(b) Verlauf des Adaptionfaktors während der Fahrt

Abbildung 4.13: Anpassung des Lenkmomentenmodells bei einer Fahrt auf Niedrigreibwert

$$F_{ZS,mess_virt} = \frac{1}{i_R} \cdot M_{Mess} + \frac{1}{i_{KGT}} \cdot \left(\frac{3}{2} \cdot Z_p \cdot \Psi_{PM} \right) \cdot I_q \quad (4.31)$$

Mit der virtuellen Messgröße ist eine Modelladaption analog zum vorgestellten Verfahren, das auf dem Handmoment basiert, möglich.

Dieses Kapitel zeigt die Modellbildung des Lenkstrangs eines Fahrzeugs. Im Detail wird auf die Strukturierung des Gesamtmodells und den Aufbau der Teilmodelle eingegangen. Stufenweise Bewertungen der Modelleffizienz des Komponentenmodells bis zu den System-



ausgangsgrößen Zahnstangenkraft und Handmoment weisen ein valides Modell nach. Zur Erweiterung der Modellgültigkeit ist eine Online-Adaption überlagert, die über einen zentralen Skalierungsfaktor die Zielgröße anpasst. Die hohe Modellgüte und die Adaption an variable Parameter bietet eine belastbare Ausgangsbasis für die referenzmodellbasierte Störgrößenkompensation, die auf dem Lenkstrangmodell aufsetzt.

Die modellbasierte Berechnung stellt ein Modul des Lenkstrangkoordinators dar. Im Einsatz als Kompensationsberechnung wird der übergeordneten Logik zur Verteilung der Stelleingriffe die Möglichkeit gegeben, Radlenkwinkel ohne Rückwirkung auf den Fahrer anzufordern. Die Wirksamkeit wird in Kapitel 6 auf Basis verschiedener Assistenzfunktionen untersucht. Die Berechnungsmethode ist als abgeschlossenes Modul in den Koordinator integrierbar und stellt einen Teil des Gesamtkonzepts dar. Im folgenden Kapitel wird als weiterer Baustein die energetische Kopplung der Lenksysteme erarbeitet und die Stabilität des Bordnetzes zum Betrieb der Lenksysteme untersucht.



5 Energetische Untersuchungen an elektrischen Lenksystemen

Im Stand der Technik wurden die Möglichkeiten zur Energieversorgung von elektrischen Lenksystemen sowie Ansätze zur Stabilisierung des Bordnetzes bei hohen Leistungsanforderungen vorgestellt. Ausgehend von einem im Normalbetrieb stabilen Bordnetz ist zu untersuchen, ob in besonders belastenden Situationen eine ausreichende Leistungsbereitstellung für die Lenksysteme gewährleistet werden kann. Unabhängig von der Bereitstellung muss betrachtet werden, wie in Situationen mit maximaler Unterstützungsleistung und hoher Lenkdynamik ein niedriges Fahrerhandmoment erreichbar ist.

5.1 Sicherstellung der dynamischen Bordnetzstabilität

Der Generator stellt eine kontinuierlich verfügbare Energiequelle mit begrenzter Maximalleistung und Regeldynamik dar. In der Versorgung des Fahrzeugs ergänzt die Batterie in Situationen mit erhöhtem Bedarf die Bereitstellung der elektrischen Energie. Die im Fahrwerksbereich eingesetzten Systeme lassen sich meist den Kurzzeitverbrauchern mit hoher Stromanforderung, nach [116] als *dynamische Hochstromverbraucher* bezeichnet, zuordnen. Unter der Annahme, dass die Komfortsysteme einen über dem Fahrzyklus variablen, aber im Zeitfenster der dynamischen Verbraucher als konstant anzusehenden Grundumsatz haben, stellen die Hochstromverbraucher die größte Belastung des Bordnetzes dar. Tabelle 5.1

Tabelle 5.1: Übersicht des Strombedarfs dynamischer Hochstromverbraucher im 12 V Bordnetz

System	Maximalstrom
Lenkunterstützung EPS	>120 A
Bremsstabilisierung ESP	>100 A
Antriebsmomentenverteilung TV	20 A
Überlagerungslenkung ÜL	70 A
Reversible Gurtstraffer RGS	2 x 35 A

zeigt eine Übersicht der relevanten Maximalströme, die bei gleichzeitigem Einsatz zur summierten Belastung beitragen. Die Werte richten sich nach [62], [70], [94] und eigenen Messungen. Ausgehend von der maximalen Leistungsaufnahme müssen Scheibenheizungen



und Motorlüfter als Hochstromverbraucher eingeordnet werden [57]. Sie können jedoch zeitlich vom Einsatz der anderen Verbraucher entzerrt werden. Die Fahrwerkssysteme sind von der Fahrsituation abhängig und der Bedarf ist in fahrdynamisch instabilen Situationen besonders hoch. Zur Erhaltung der Fahrsicherheit kann keiner der Verbraucher verzögert betrieben oder kurzzeitig abgeschaltet werden.

In Anlehnung an [57] erfolgt eine Ableitung einer für das Bordnetz besonders belastenden Situation, die durch reale Messungen untersucht werden soll. Durch die begrenzte elektrisch verfügbare Leistung ist relevant, ob die Stromspitzen ausgelöst durch das spezifische Einsatzverhalten der Systeme gleichzeitig auftreten können. Es muss sichergestellt sein, dass der gleichzeitige Bedarf unter einer Stromgrenze liegt, damit die Bordnetzspannung eine notwendige Spannungsuntergrenze nicht unterschreitet und ein störungsfreier Betrieb möglich ist. Neben dem absoluten Strombedarf ist der Stromgradient entscheidend für den Anteil des Generators am Gesamtstrom. Ein hoher Gradient belastet das Bordnetz stärker als ein langsam ansteigender bzw. bereits länger anliegender Strom.

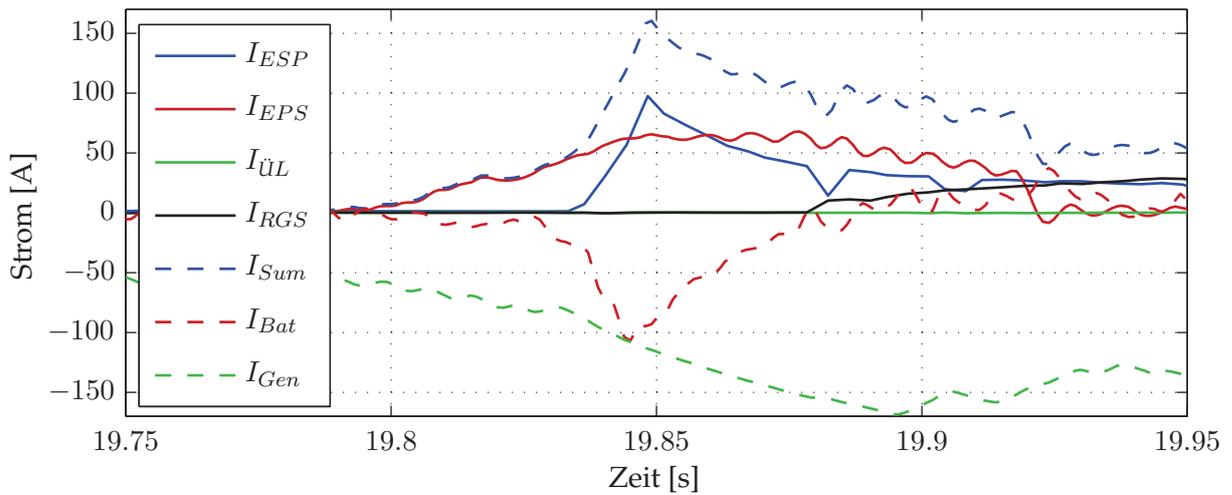
Für die fahrsituationsabhängigen Systeme lässt sich ableiten, zu welchem Zeitpunkt ein hoher Strombedarf und der maximale Stromgradient vorliegt.

- Die Lenkunterstützung benötigt Strom bei jeder Lenkbewegung. Der Maximalstrom wird erreicht, wenn bei sehr hohen Spurstangenkräften oder mit hoher Lenkradwinkelgeschwindigkeit gelenkt wird. Bei einem sehr schnellen Anlenken ist, verstärkt durch die Trägheitskompensation, der Stromgradient am höchsten.
- Das Stabilitätsprogramm ESP nutzt einen elektrohydraulischen Aktor. Die Spitzenwerte im Strom und im Stromgradienten stellen sich mit dem Pumpenanlauf zu Beginn eines Eingriffs ein, der bei einer fahrdynamisch kritischen Situation auftritt.
- Torque Vectoring Systeme werden meist agilitätssteigernd eingesetzt. Der höchste Bedarf besteht zu Beginn der Momentenverlagerung beim Einlenken oder Beschleunigen. Die Annäherung an den Grenzbereich resultiert in einer Rücknahme der Stelleingriffe. Das Gesamtbordnetz wird zu diesem Zeitpunkt wieder entsprechend entlastet.
- Die Überlagerungslenkung benötigt bei normalen Lenkbewegungen nur einen geringen Strom. Bei Ausfall der Lenkunterstützung müssen sehr hohe Momente abgestützt werden und der Strombedarf wird maximal. Hohe Gradienten im Strombedarf entstehen bei stabilisierenden Eingriffen mit hohen Stellgeschwindigkeiten.
- Reversible Gurtstraffer stellen kein fahrdynamisch beeinflussendes System dar, werden wegen ihres situativen Eingriffsverhaltens dennoch in die Untersuchung einbezogen. Neben der Gurtlose-Reduktion und der Rückverlagerung des Insassen im Pre-Crash werden in fahrdynamisch kritischen Situationen Fahrer und Beifahrer mit einer definierten Kraft im Sitz gehalten, um frühzeitig einem Eingriff bei einem Unfall vorzubeugen. Die maximale Bordnetzbelastung tritt bei Anlauf des Systems auf.

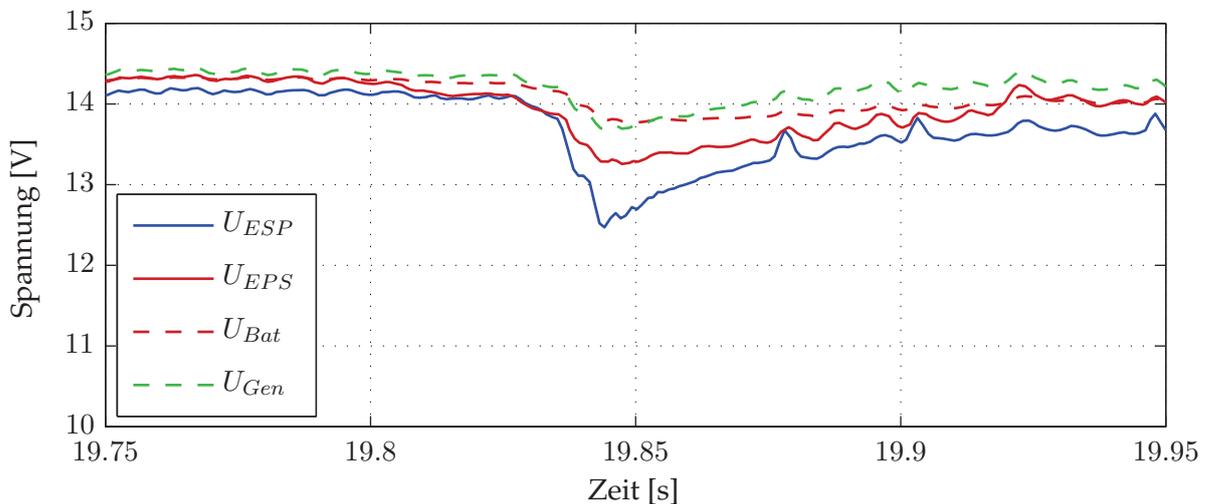
- Aus der Betrachtung ausgeschlossen werden können die Vertikaldynamiksysteme. Geregelt Dämpfer benötigen nur einen geringen Steuerstrom und werden nicht den Hochstromverbraucher zugeordnet. Niveauregulierungen werden pneumatisch ausgeführt. Der notwendige Kompressor kann durch geeignete Ansteuerung von den übrigen Systemen zeitlich entzerrt werden. Darüber hinaus sind weitere, fahrdynamisch relevante Systeme zur Wankstabilisierung und zur Aufbauregelung in bisherigen Fahrzeugen hydraulisch ausgeführt und vom Bordnetz unabhängig.

Ausgehend von diesen Überlegungen lässt sich ein für das Bordnetz besonders belastendes Szenario ableiten. Es muss eine Fahrsituation entstehen, in der möglichst alle Systeme *gleichzeitig* mit einem *hohen Gradienten* auf einen *hohen Strombedarf* einsetzen. Als Basis werden die situativ selektiven Eingriffe des Stabilitätsprogramms herangezogen und Überschneidungen mit den Einsatzsituationen der übrigen Systeme beleuchtet. Der Pumpenanlauf wird ausgelöst bei instabilem Fahrverhalten in der Kurvenfahrt oder bei ABS-Bremsmanövern. Um gleichzeitig einen hohen Stromanstieg bei den Lenksystemen zu erzeugen, werden Situationen mit vorausgegangener Lenkbewegung ausgeschlossen, in denen der Generator ausreichend Zeit zum Einregeln des erhöhten Bedarfs hat. Unter diesen Voraussetzungen ist als einzig kritisches Fahrmanöver ein Bremsschlag mit gleichzeitigem hochdynamischen Anlenken zu sehen. Der Stromanteil eines Torque Vectoring Systems trägt nicht zum erhöhten Summenstrom bei, da gleichzeitig zur starken Abbremsung des Fahrzeugs keine Antriebsmomentenverteilung vorgenommen wird. Eine Überlagerung von TV und ESP lässt sich nur in Kurvenfahrten mit Stabilisierungseingriffen erzeugen, bei denen allerdings die Ströme der Lenksysteme weniger relevant sind. Durch den höheren Maximalstrom wird die Überschneidung von ESP und den Lenkungen für die Untersuchung priorisiert. Diese Annahme deckt sich mit den Prüfstandsuntersuchungen, die in [70] durchgeführt wurden. Im Fahrbetrieb eines Normalfahrers entspricht der Bremsschlag mit Einlenken einem plötzlich auftretendem Hindernis, bei dem durch Bremsen und Ausweichen eine Kollision verhindert werden soll. Dieser Bezug zu Realfahrten bestätigt die Einstufung als relevantes Szenario. Für die Untersuchung wird es als Referenzmanöver verwendet.

Zur Absicherung der Bordnetzstabilität wird ein Versuchsfahrzeug aufgebaut und mit Sensorik ausgestattet. Es werden die Ströme und Spannungen an den elektrischen Lenksystemen, der Hydraulikeinheit der Bremsstabilisierung, an den Gurtstraffern, an der Batterie und am Generator gemessen. In Abbildung 5.1 werden die Messungen der Strom- und Spannungsverläufe bei einer Referenzkonfiguration des Bordnetzes dargestellt. In dem betrachteten Manöver ist es möglich, die Anstiegsgradienten von Lenkung und Bremsenansteuerung in einem Zeitfenster von 50 ms zu überlagern. Die Überlagerung lenkung trägt kaum zur Summe der Hochstromverbraucher bei und der Stromanstieg der reversiblen Gurtstraffer erfolgt verzögert. Durch eine geeignete Parametrierung kann eine Überlagerung mit dem Stabilisierungseingriff in jeder Situation verhindert werden. Der Summenstrom steigt analog zu den Hauptverbrauchern Lenkung und Bremse sehr schnell an. Es ist ersichtlich, dass



(a) Gegenüberstellung der gemessenen Ströme



(b) Gegenüberstellung der gemessenen Spannungen

Abbildung 5.1: Messung der elektrischen Größen während des Referenzmanövers bei 14 V

die Dynamik mit der am Generator die Stromlieferfähigkeit angehoben wird in der Größenordnung des Stromgradienten der Lenkunterstützung liegt. Darüber hinausgehende Anforderungen werden durch einen Batteriestrom bereit gestellt. Die Differenz zwischen Versorgungsspannung und Systemspannung entspricht dem Verlust in der Zuleitung. Der resultierende Spannungseinbruch an den Systemen bleibt auf einem geringen Niveau, die Spannung sinkt nicht unter 12,5 V.

Neben der Auswahl der geeigneten Fahrsituation ist auch die Konditionierung des Bordnetzes von Bedeutung. Einfluss auf die Energieversorgung haben die Faktoren Spannungslage (Rekuperationsbetrieb), Batteriealterung (Innenwiderstand) und Bordnetzalterung (Über-

gangswiderstände). Durch das Energiemanagement werden bestimmte Kombinationen ausgeschlossen. Ein niedriger SoH (State of Health) der Batterie wird erkannt und ein Absenken der Spannung verhindert. Treten Übergangswiderstände an Generator oder Batterie auf, können diese Situationen zusätzlich von der Absenkung ausgeschlossen werden. Eine Verschlechterung der Verkabelung zu einen Einzelverbraucher kann nicht direkt diagnostiziert werden. Fehlerfälle, bei denen eine der Energiequellen Generator oder Batterie ausfällt, werden nicht explizit im Fahrzeug betrachtet. Sie sind in der Bewertung der Gefährdung des Fahrers dem potentiellen Ausfall einer hydraulischen Lenkunterstützung oder der Bremskraftverstärkung gleichzusetzen. Das Lenksystem muss auch passiv die Zulassungsanforderungen in [4] erfüllen. Für die Untersuchung werden neben den Referenzmessungen mit 14 V und 12,5 V die für das Bordnetz am kritischsten anzusehenden Fälle mit gealterter Batterie - hohe Zyklisierung - und gealtertem Bordnetz - zusätzlicher Übergangswiderstand - herangezogen. Die Untersuchung erfolgt in einem Technikträger mit prototypischen Umsetzungen der einzelnen Systeme.

Tabelle 5.2 zeigt die Übersicht der resultierenden Spannungsänderungen. Die Grafiken der Auswertung sind im Anhang dargestellt. Durch den erhöhten Innenwiderstand der Batterie

Tabelle 5.2: Übersicht der Messungen zur Bordnetzstabilität

Konditionierung	Spannungseinbruch
14 V, Neuzustand	1,7 V
14 V, gealtert	2,4 V
12,5 V, Neuzustand	1,7 V
12,5 V, gealtert	2,4 V

und die Erhöhung des Leitungswiderstandes fällt der relative Spannungseinbruch bei den Untersuchungen mit gealtertem Bordnetz höher aus. Bei einer Ausgangsspannung von 14 V liegt keine Leistungseinschränkung vor. Die Kombination aus abgesenkter Spannung bei einer gealterten Batterie wird durch das Energiemanagement abgefangen. Selbst bei fehlerhafter Erkennung und einer entsprechend fehlerhaften Absenkung bricht die Spannung nicht unter 10 V ein. Die Dynamik der Systeme wird verringert, allerdings ist die Spannungslage noch deutlich oberhalb einer kritischen Schwelle, die zum Abschalten der Steuergeräte führen würde.

Für die Untersuchung wurde eine für das Fahrzeugbordnetz besonders belastende Situation hergeleitet. Es wurde gezeigt, dass die Stromspitzen der Hochstromverbraucher in Serienfahrzeugen in einem Zeitfenster unter 50 ms zusammen treffen können. Die Bordnetzstabilität bleibt selbst bei abgesenkter Generatorspannung und gealtertem Bordnetz erhalten und die Versorgung der elektrischen Lenksysteme ist gewährleistet. Es sind keine zusätzlichen Maßnahmen notwendig um die Lenkleistung im Fahrbetrieb anzupassen.



5.2 Untersuchung des Lenkleistungsbedarfs bei stehendem Fahrzeug

Die Situation *Lenken im Stand* nimmt im Bezug auf den Lenkleistungsbedarf eine Sonderstellung ein. Die auftretenden Spurstangenkräfte liegen deutlich über dem Bereich des normalen Fahrbetriebs. Die Leistungsbereitstellung durch das Bordnetz stellt allerdings keinen Engpass für die Lenkunterstützung dar. Einen großen Einfluss hat dennoch eine Absenkung der Bordnetzspannung zur Umsetzung der Rekuperationsstrategie, da die Dynamik des Elektromotors verringert wird. In Kapitel 3.2.3 wurde die Notwendigkeit einer Vernetzung der aktiven Lenksysteme zur Beherrschung des Lenkleistungsbedarfs ausgeführt. In diesem Teilkapitel wird das Konzept konkretisiert und die notwendigen Maßnahmen erarbeitet. Es folgen neben der Darstellung des Ausgangsstandes ohne Beeinflussung die Herleitung einer funktionalen Lenkleistungsbegrenzung und der Nachweis der Wirksamkeit durch Fahrzeugmessungen.

5.2.1 Darstellung der Referenz ohne koordinierende Maßnahmen

Durch die charakteristische Momentenkennlinie eines Elektromotors werden die höchsten Drehmomente aus dem Stillstand erreicht. Bei hoher Drehzahl sinkt bedingt durch die Gegeninduktion und ggf. eine Ansteuerung im Feldschwächbetrieb das erreichbare Moment ab. [29] betrachtet die Dimensionierung der Lenkunterstützung für dynamische Lenkbewegungen. Lenkungsverhärtung, auch als Catch Up bezeichnet, wird dabei definiert als „ein Phänomen, das beim Lenken durch den Fahrer auftritt und durch eine Überhöhung des Lenkmoments spürbar wird“ und „durch unzureichende Lenkunterstützung für das vom Fahrer gewünschte/vorgegebene Fahrmanöver“ [29] verursacht wird. Ausgehend von einer für die Lenkbewegung notwendigen Zahnstangenkraft existiert eine Grenz-Lenkwinkelgeschwindigkeit bei der durch die Lenkunterstützung ausreichend Kraft bereitgestellt werden kann. Lenkt der Fahrer mit einer höheren Winkelgeschwindigkeit, muss er die verringerte Unterstützung durch ein erhöhtes Handmoment ausgleichen. Abbildung 5.2 zeigt einen Lenkmomentenverlauf über dem vollständigen Lenkradwinkelbereich bei zwei unterschiedlichen Lenkwinkelgeschwindigkeiten. In Abbildung 5.2 (a) kann die vollständige Unterstützung gewährleistet werden, während bei der erhöhten Winkelgeschwindigkeit in Abbildung 5.2 (b) das Handmoment deutlich ansteigt. Abhängig von der Bereifung des Fahrzeugs, dem Reibwert der Fahrbahn, gebremsten oder rollenden Rädern und der aktuellen Vorderachslast verändert sich die notwendige Zahnstangenkraft und damit die Grenz-Lenkwinkelgeschwindigkeit. Diese Faktoren stellen für die Ansteuerung der Lenkunterstützung nicht bekannte Parameter dar. Die Motorkennlinie und die Spannung im Bordnetz sind ebenfalls Einflussgrößen, die allerdings bekannt bzw. messbar sind.

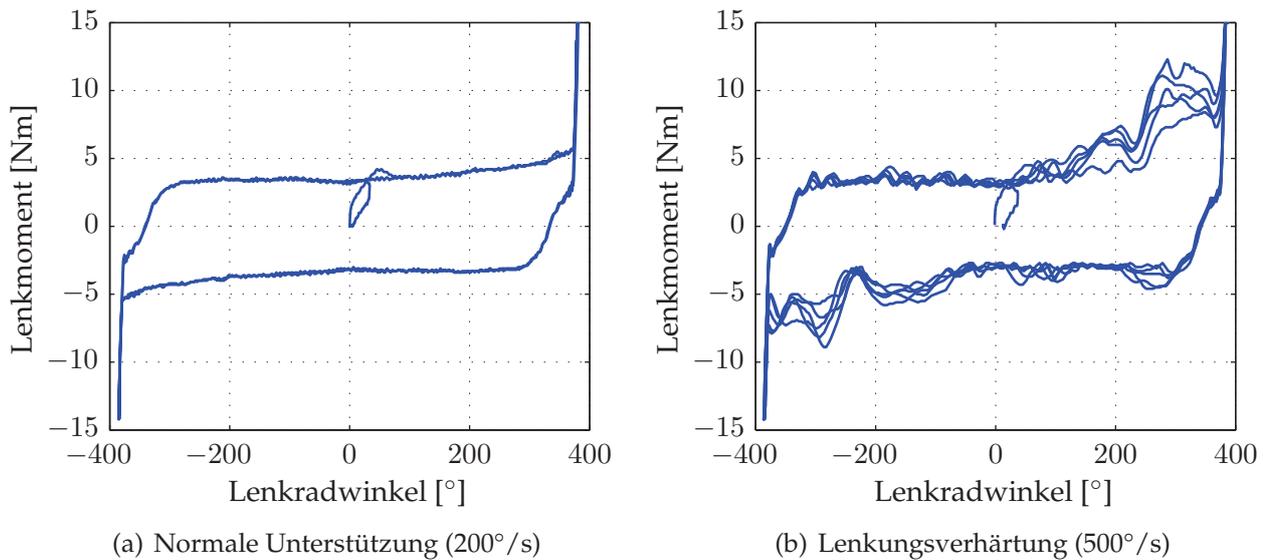


Abbildung 5.2: Auswirkung der Lenkwinkelgeschwindigkeit auf das Lenkmoment

Für die maximal unterstützbare Lenkwinkelgeschwindigkeit ist bei einer Überlagerungslenkung auch die applizierte Lenkübersetzung relevant. Je direkter die Übersetzung gewählt wird, desto niedriger ist die am Lenkrad erreichbare Winkelgeschwindigkeit. Durch die Vielzahl der nicht messbaren Einflüsse ist es nicht möglich, durch reine Applikation des Übersetzungsverlaufs alle Situationen abdecken zu können. Es kann nur ein Kompromiss aus geringem Lenkwinkelbedarf und vertretbarem Anstieg des Lenkmoments bei schnellen Lenkbewegungen eingestellt werden. Eine Verbesserung ist nur durch eine vernetzte Ansteuerung möglich, die auf einer modellbasierten Funktion aufsetzt und situativ Anpassungen vornimmt.

5.2.2 Modellbasierter Ansatz zur Lenkleistungsbegrenzung

Im Stand der Technik wurden verschiedene Methoden zur Begrenzung der elektrischen Lenkleistung beschrieben. Dabei wurden über dem Lenkwinkelbereich die Lenkübersetzungen angepasst oder basierend auf der Lenkwinkelgeschwindigkeit die Winkelüberlagerung zurückgenommen. Diese Ansätze greifen jedoch oftmals unnötig zum Nachteil des Fahrers ein und vergrößern den notwendigen Lenkradwinkelbereich.

Im Folgenden wird eine modellbasierte Funktion zur Lenkleistungsbegrenzung beschrieben. Kern der Funktion ist die Nutzung der Information über den aktuellen Betriebspunkt der Lenkunterstützung und eine Anpassung des Betriebsverhaltens der Überlagerungslenkung, Schutzrechte [145] und [149]. Abbildung 5.3 zeigt die Zahnstangenkraft resultierend aus Lenkunterstützung und Fahrer-Handmoment. Liegt der Betriebspunkt des Gesamtsystems Fahrer - Lenkunterstützung unterhalb der Kennlinie - Betriebspunkt A - kann ausreichend

Kraft bereit gestellt werden und das Handmoment liegt im applizierten Bereich. Bei einem Zielwert außerhalb - Betriebspunkt B - muss die Differenz zur Kennlinie durch ein erhöhtes Fahrer-Handmoment ausgeglichen werden. Für einen funktionalen Eingriff relevant sind

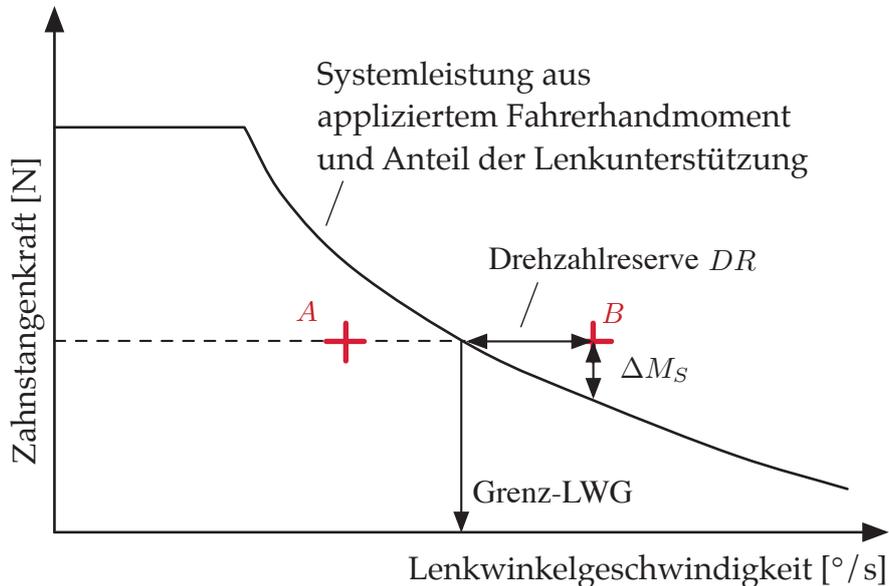


Abbildung 5.3: Erreichbare Zahnstangenkraft der Lenkunterstützung mit Fahreranteil

Betriebspunkte auf oder außerhalb der Gesamtsystemkennlinie, bei denen ein Lenkungsverhärten auftritt. Um nicht nur den Zustand zu erkennen, sondern eine Aussage über den Grad des Überlenkens treffen zu können wird die Hilfsgröße *Drehzahlreserve DR* eingeführt, die beim Lenkungsüberholen negative Werte annimmt, Schutzrechte [144] und [148]. Diese stellt die Differenz des Betriebspunkts von der Systemleistungskennlinie dar und wird auf Basis der Unterstützungsmotordrehzahl berechnet. Die Maximalleistungskennlinie des Motors entspricht der in Abbildung 5.3 gezeigten Summenzahnstangenkraft abzüglich des Fahreranteils.

$$DR = \omega_{M,Grenz} - \omega_{M,Ist} \quad (5.1)$$

Nach dieser Definition ist die Drehzahlreserve im Kennfeld positiv und wird bei einsetzenden Lenkungsverhärten negativ. Die aktuelle Motordrehzahl $\omega_{M,Ist}$ lässt sich mit den Übersetzungen im Lenkstrang und den Winkelgeschwindigkeiten des Lenkrads und des Überlagerungsstellers direkt berechnen.

$$\omega_{M,Ist} = i_{KGT} \cdot i_R \cdot (i_M \cdot \dot{\delta}_M + i_S \cdot \dot{\delta}_S) \quad (5.2)$$

Die Bestimmung der Grenzdrehzahl $\omega_{M,Grenz}$ ist abhängig von der Bestimmung der Drehmomentenanforderung für den Betriebspunkt. Relevant für die Berechnung ist eine geeignet geglättete Momentengröße und die Kenntnis über die aktuell verfügbare Maximalleistung.



Diese kann durch die Temperatur in den Wicklungen und im Steuergerät eingeschränkt werden und ist abhängig von der anliegenden Versorgungsspannung. Mit den messbaren Parametern Temperatur und Spannung kann die Kennlinie während des Betriebs situativ angepasst berechnet werden. Die folgenden Herleitungen orientieren sich an den Darstellungen in [130] für eine permanentmagneterregte Synchronmaschine. Daraus wird eine Berechnungsvorschrift für die Grenzdrehzahl in Abhängigkeit der Momentenanforderung $M_{M,soll}$ abgeleitet. Als Vereinfachung wird eine Maschine ohne Reluktanzeinflüsse ($L_d = L_q = L_1$) mit sinusförmiger Stromeinprägung angenommen. Zur Drehmomentbildung trägt bei dieser Bauform nur der Strom I_q bei. Die entsprechende Komponente des Sollstroms kann direkt berechnet werden und ist mit den Maschinenkonstanten - Polpaarzahl Z_p und Hauptfluss Ψ_{PM} - direkt proportional zu dem angeforderten Moment.

$$I_{q,soll} = \frac{2}{3} \cdot \frac{M_{M,soll}}{Z_p \cdot \Psi_{PM}} \quad (5.3)$$

Für die Berechnung der Grenzdrehzahl ist die höchste Leistungsabgabe relevant. In diesen Betriebspunkten werden der Statorstrom I_1 und die Spannung U_1 maximal ($I_1 = I_{1,max}$, $U_1 = U_{1,max}$). Im d,q-Koordinatensystem gilt für die Stromkomponenten in der Raumzeigerdarstellung die Beziehung

$$I_1 = \sqrt{I_q^2 + I_d^2} \quad (5.4)$$

Mit dem bereits bestimmten Strom I_q und dem Betrieb an der Stromgrenze I_{max} lässt sich I_d als Anteil zur Feldschwächung ableiten.

$$I_d = \sqrt{I_{1,max}^2 - \left(\frac{2}{3} \cdot \frac{M_{M,soll}}{Z_p \cdot \Psi_{PM}}\right)^2} \quad (5.5)$$

Für den Statorkreis gelten allgemein die Flussgleichungen:

$$\frac{d\Psi_d}{dt} = U_d - R_1 \cdot I_d + \Omega_L \cdot \Psi_q \quad (5.6)$$

$$\frac{d\Psi_q}{dt} = U_q - R_1 \cdot I_q - \Omega_L \cdot \Psi_d \quad (5.7)$$

$$\Psi_d = \Psi_{PM} + L_1 \cdot I_q \quad (5.8)$$

$$\Psi_q = L_1 \cdot I_q \quad (5.9)$$

Die Dynamik der Flussänderung kann für die Berechnung der Grenzdrehzahl vernachlässigt und zu Null gesetzt werden, da sie mit einer höheren Frequenz eingestellt wird. Stationär ($\frac{d\Psi_d}{dt} = \frac{d\Psi_q}{dt} = 0$) lassen sich aus den Gleichungen 5.6 - 5.9 die Spannungen im

d, q -Koordinatensystem U_d und U_q direkt bestimmen. Durch die Beschreibung als Spannungszeiger gilt darüber hinaus die Beziehung

$$U_1 = \sqrt{U_d^2 + U_q^2} \quad (5.10)$$

Bedingt durch die Versorgungsspannung ist der Betrag der Phasenspannung begrenzt auf das Niveau des Fahrzeugbordnetzes abzüglich der Verluste in den Leistungstreibern der Motorsteuerung und kann durch $U_1 = U_{1,max}$ berücksichtigt werden.

Stufenweises Einsetzen ergibt eine quadratische Gleichung in Ω_L , die nur von der Momentenanforderung ($I_{q/d} = f(M_{M,soll})$) und Motorparametern abhängig ist.

$$((L_1 \cdot I_q)^2 + (\Psi_{PM} + L_1 \cdot I_d)^2) \cdot \Omega_L^2 + 2 \cdot R_1 \cdot I_q \cdot \Psi_{PM} \cdot \Omega_L + (R_1 \cdot I_{1,max})^2 - U_{1,max}^2 = 0 \quad (5.11)$$

Durch die Betrachtung des Vorzeichens und eine Bewertung der Plausibilität der beiden entstehenden Lösungen kann eindeutig auf die Grenzdrehzahl geschlossen werden. Die Spannungsabhängigkeit der berechneten Maximalleistungskennlinie wird durch U_{max} direkt erfasst. Eine temperaturabhängige Anpassung der Motorparameter ermöglicht eine Erhöhung der Genauigkeit. Abbildung 5.4 zeigt eine exemplarische Berechnung der Grenzdrehzahl bei unterschiedlichen Spannungslagen.

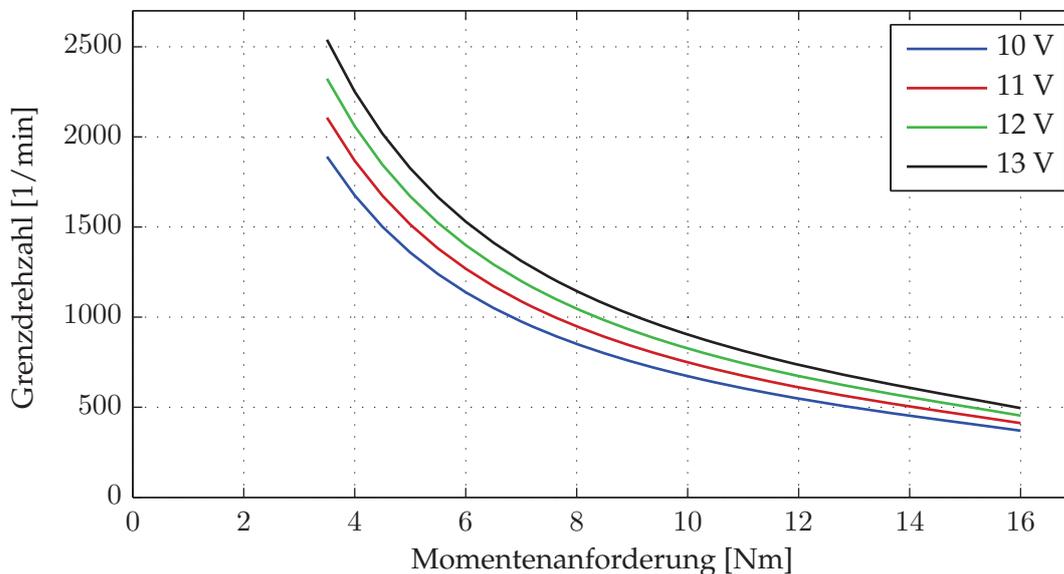


Abbildung 5.4: Berechnete Grenzdrehzahlen eines Elektromotors unter Einfluss der Spannungslage

Als Eingangsgröße in die Berechnung der Grenzdrehzahl dient die Momentenanforderung an den Unterstützungsmotor. Bei einsetzendem Überlenken der Unterstützung steigt das Handmoment und damit die Anforderung. Um keine durch diesen Effekt induzierte stark negative Drehzahlreserve zu bestimmen, muss die Momentenanforderung aufbereitet werden.



Ein Tiefpassfilter wirkt einem zu schnellen Anstieg entgegen und passt das Ausgangssignal an die Dynamik des Überlagerungsstellers an. Mit der berechneten Drehzahlreserve lässt sich das Betriebsverhalten der Überlagerungslenkung zur variablen Lenkübersetzung anpassen. Die Information, die in dem bereit gestellten Signal enthalten ist, spiegelt die Differenz der aktuellen zur maximal unterstützbaren Summenwinkelgeschwindigkeit am Lenkgetriebeingang wider. Der Anteil der Überlagerungslenkung an der Winkelgeschwindigkeit kann angepasst werden, um in Summe unter der Leistungsgrenze zu bleiben.

$$\dot{\delta}_M = \dot{\delta}_{M,vari} + \dot{\delta}_{M,DR} \quad (5.12)$$

Die Anpassung der Winkelgeschwindigkeit lässt sich harmonisch gestalten, indem der Überlagerungswinkelverlauf über der Lenkbewegung dynamisch an die Situation angepasst wird. Es wird indirekt Einfluss auf die Winkelgeschwindigkeit genommen, da dem positionsregelten Überlagerungsmotor mit dem Verlauf der Führungsgröße die Geschwindigkeit vorgegeben wird. Um die Winkelgeschwindigkeit zu reduzieren, ist nur eine negative Drehzahlreserve relevant. In diesen Situationen steigt das Handmoment an. Der Teilsollwinkel zur Leistungsanpassung $\delta_{M,DR}$ berechnet sich aus der Integration der negativen Drehzahlreserve.

$$\delta_{M,DR} = \begin{cases} \int \frac{DR}{i_{KGT} \cdot i_R \cdot i_M} dt, & \text{falls } DR < 0 \\ 0, & \text{falls } DR \geq 0 \end{cases} \quad (5.13)$$

Der korrigierte Sollüberlagerungswinkel ergibt sich aus der Addition des Anteils der variablen Lenkübersetzung und des Anteils der Leistungsanpassung.

$$\delta_M = \delta_{M,vari} + \delta_{M,DR} \quad (5.14)$$

Zur Vermeidung eines Lenkradschiefstandes in der Mittellage wird die Leistungsanpassung nur bei Lenkbewegungen aus der Mitte in Richtung des Endanschlags eingesetzt. Diese Einschränkung ist aufgrund der niedrigeren Zahnstangenkräfte bei Lenkbewegungen zurück in die Mittellage möglich.

5.2.3 Wirksamkeitsnachweis des modellbasierten Ansatzes im Fahrzeug

Zur Untersuchung des Einflusses der Lenkleistungsanpassung werden Messungen in einem Versuchsträger, ausgestattet mit den prototypischen Lenksystemen, durchgeführt. Die Bewertung der Lenkunterstützung ist stark subjektiv geprägt und nicht durch Normen erfasst. [29] und [52] führen das Lenken im Stand mit unterschiedlichen Lenkradwinkelgeschwindigkeiten und die Bewertung des Handmomentenverlaufs als geeignete Messung an. Zur Erhöhung der Vergleichbarkeit steht das Fahrzeug mit betätigter Bremse auf einer



Hochreibwertfläche und wird vor jeder Teilmessung neu positioniert, um den Einfluss des entstehenden Reifenabriebs zu minimieren. Als Parameter werden variiert:

- die Lenkradwinkelgeschwindigkeit (50/200/360/500/600/800 °/s)
- die Vorderachslast (Leergewicht + 0/50/100/150/200/250/300 kg) zur Steigerung der Zahnstangenkraft
- die Spannungslage im Bordnetz (12,5 V und 14 V)
- der funktionale Einfluss (ohne/mit Lenkleistungsanpassung)

Die Bewertung der Einzelmessungen erfolgt nach den in Tabelle 5.3 angegebenen Kategorien, die für diese Untersuchungen definiert sind.

Tabelle 5.3: Bewertung der Lenkunterstützung

Kategorie	Beschreibung
sehr gut	vollständige Unterstützung der Lenkbewegung, stetiger Anstieg des Lenkmoments bis zum Endanschlag
gut	ausreichende Lenkunterstützung, erste leichte Unstetigkeiten im Lenkmoment erkennbar, Abweichungen vom Idealverlauf für ungeübten Beurteiler nicht bemerkbar
akzeptabel	weitgehend ausreichende Lenkunterstützung, Unstetigkeiten im Lenkmoment erkennbar, Abweichungen nicht störend
ungenügend	starker Anstieg des Lenkmoments/Lenkungsverhärten, störend und nicht akzeptabel

In Anlehnung an die 10er-Skala zur subjektiven Bewertung von Fahrzeugeigenschaften lassen sich die Noten 1-4 der Kategorie *ungenügend* zuteilen, die Noten 5-6 entsprechen *akzeptabel*, 7-8 *gut* und 8-10 wird zu *sehr gut* zusammengefasst. Für Fahrzeuge mit einem hohen Anspruch an das Lenkgefühl sollten im Normalbetrieb bei Lenken im Stand mit geringer zusätzlicher Vorderachslast Lenkradwinkelgeschwindigkeiten bis 500 °/s ohne Einfluss auf das Lenkmoment möglich sein. In Sondersituationen, wie eine tiefe Spannungslage bei instabilem Bordnetz und/oder eine hohe Zuladung müssen zumindest 360 °/s ohne Einschränkung und größere Geschwindigkeiten mit nur geringen Lenkmomentenanstiegen erreichbar sein. Diese Werte beruhen auf [113] und eigenen Fahrversuchen.

Als Referenz dienen die Messungen ohne die modellbasierte Anpassung. Die Abbildung 5.5 zeigt die Bewertung für eine Spannungslage von 14 V. Es ist ersichtlich, dass die gestellten Anforderungen an die zu erreichenden Lenkwinkelgeschwindigkeiten nicht erfüllt werden.

Bei aktiver funktionaler Anpassung des Überlagerungswinkelverlaufs wird die notwendige Unterstützungsleistung verringert. Exemplarisch wird der Betriebspunkt mit 500 °/s

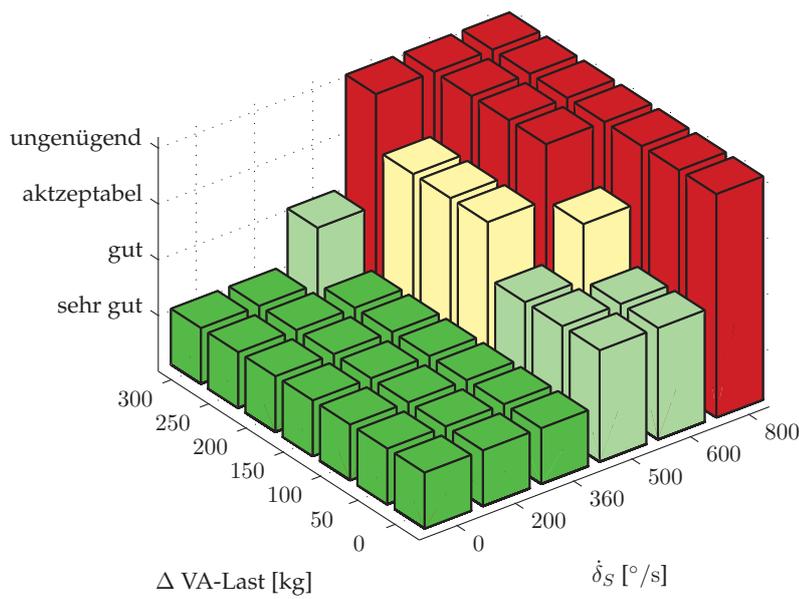


Abbildung 5.5: Bewertung der Lenkunterstützung bei Variation der Lenkwinkelgeschwindigkeit und der Vorderachslast - 14 V Spannungslage, kein modellbasierter Eingriff

Lenkradwinkelgeschwindigkeit bei einer Auflastung von 150 kg betrachtet. In der Referenzmessung, Abbildung 5.2 (b), wurde dieser als ungenügend bewertet, da das Lenkmoment

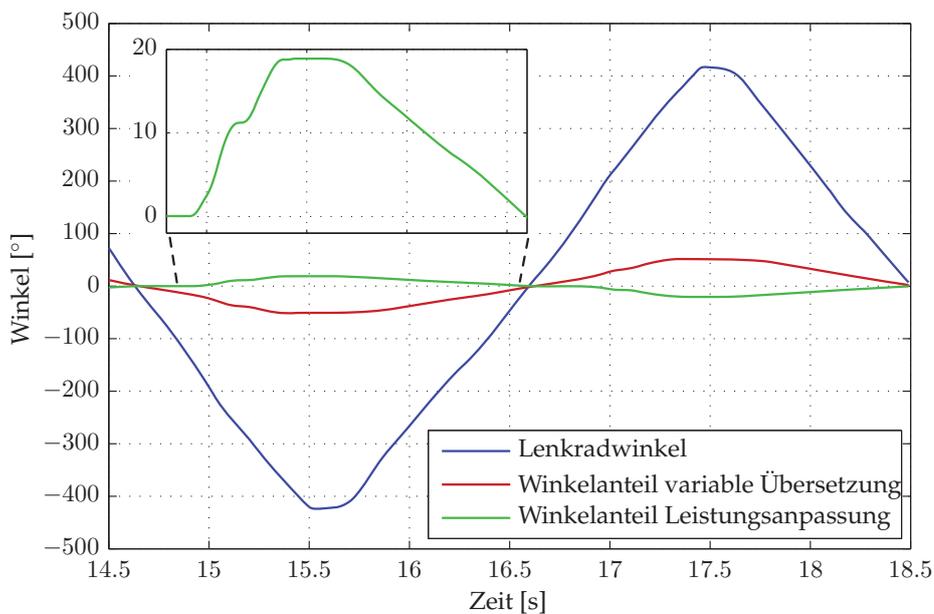


Abbildung 5.6: Lenkrad- und Überlagerungswinkel einer Lenkbewegung in den Endanschlag mit aktiver Lenkleistungsanpassung



Endanschlag. Dargestellt sind die Winkelverläufe des Lenkradwinkels und der Anteile des Überlagerungswinkels aus variabler Lenkübersetzung und Lenkleistungsanpassung. Zu zwei Zeitpunkten wird die Ritzelwinkelgeschwindigkeit verringert. Dies zeigt sich im Aufbau des entgegen gerichteten Winkelanteils zur Leistungsanpassung. Entsprechend dem

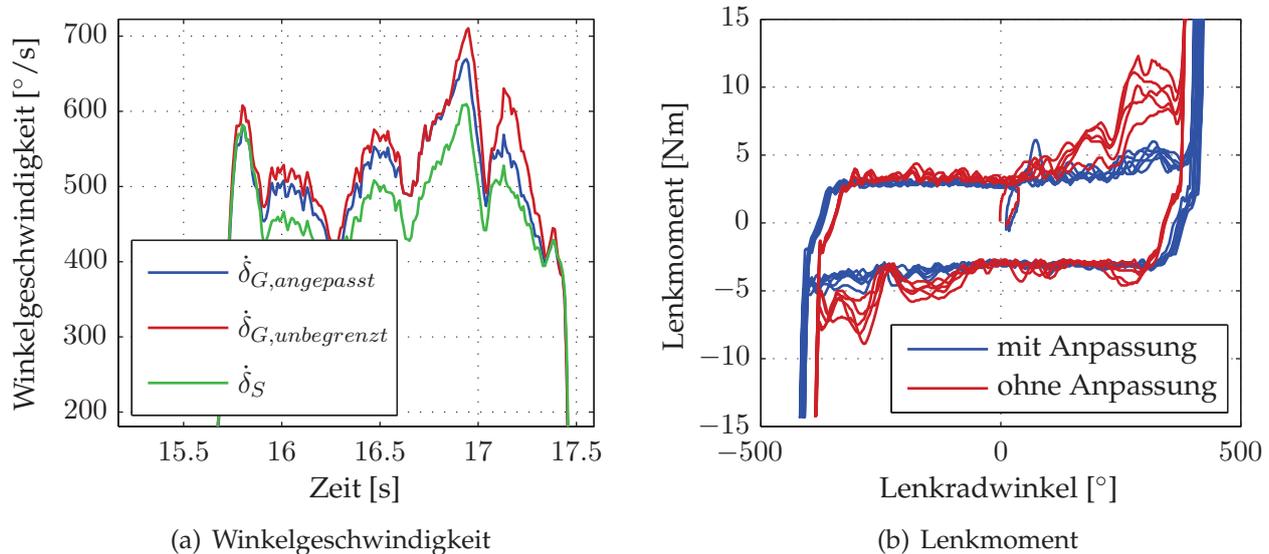


Abbildung 5.7: Veränderung der Lenkwinkelgeschwindigkeit und des Handmoments durch die Lenkleistungsanpassung

Stellgradienten des Teilwinkels wird die Summenwinkelgeschwindigkeit reduziert, Abbildung 5.7 (a). Angepasst an die situative Erfordernis wird die benötigte Lenkunterstützung unter die Maximalleistungsgrenze gesenkt. Entsprechend reduziert sich das Lenkungsüberholen und der damit verbundene Anstieg des Lenkmoments. In Abbildung 5.7 (b) ist der direkte Vergleich zwischen dem Lenkmomentenverlauf der Referenzmessung und einer Messung mit aktiver Lenkleistungsbeeinflussung bei gleicher Vorderachslast und Lenkgeschwindigkeit dargestellt. Durch den funktionalen Eingriff wird der Handmomentenbedarf erheblich gesenkt. Entsprechend des Stellwinkels vergrößert sich der Lenkradwinkelbereich. Der Fahrer löst diese Verschiebung bei der hohen Lenkaktivität allerdings nicht auf.

Im weiteren Verlauf der Untersuchung werden die Betriebspunkte der Lenkunterstützung, festgelegt durch die Lenkradwinkelgeschwindigkeit und die Vorderachslast, variiert und bewertet. Bei aktiver Lenkleistungsanpassung ergeben sich bedarfsabhängig funktionale Stellwinkel. Entsprechend der Überschreitung der Leistungsgrenze durch Steigerung der Winkelgeschwindigkeit oder Anstieg der Zahnstangenkraft nimmt die Höhe des Eingriffs zu. Eine verringerte Leistungsfähigkeit durch eine abgesenkte Bordnetzspannung resultiert zudem in einem früher und stärker einsetzenden Eingriff. Abbildung 5.8 zeigt die resultierenden Stellwinkel bei der Variation der Betriebspunkte.

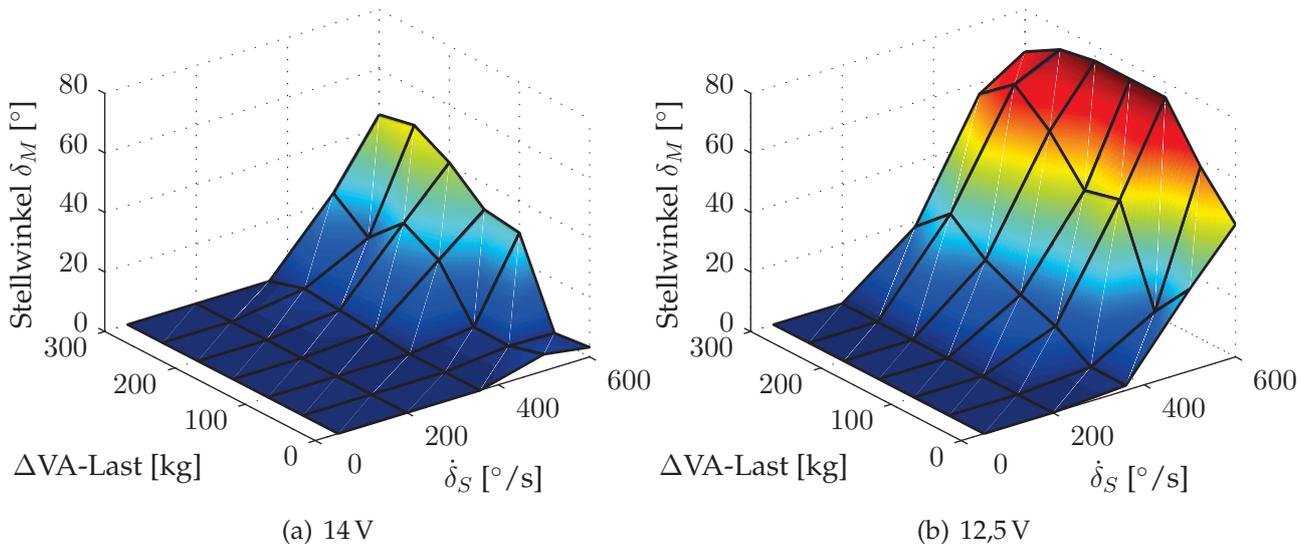
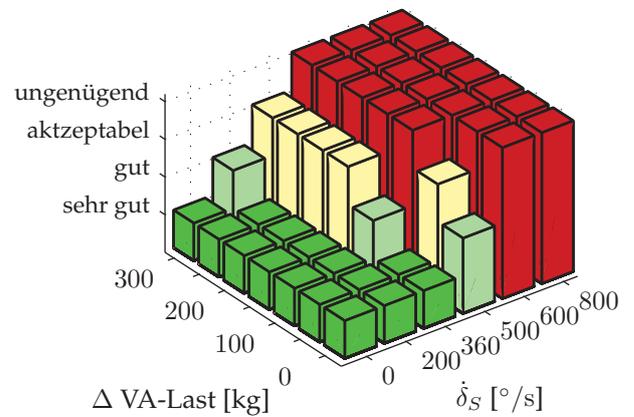
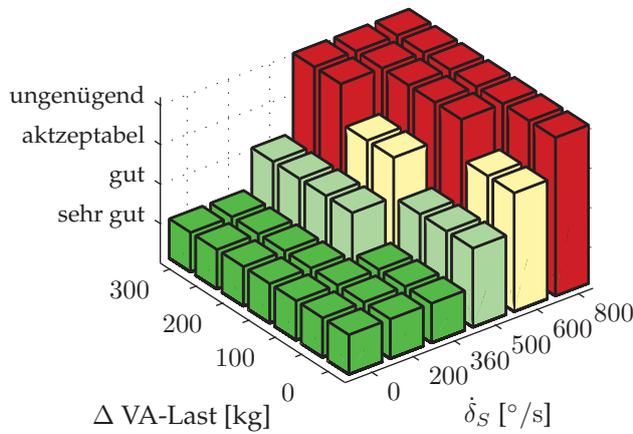
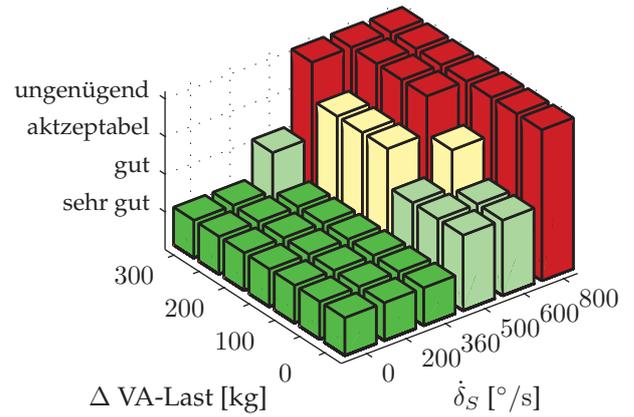
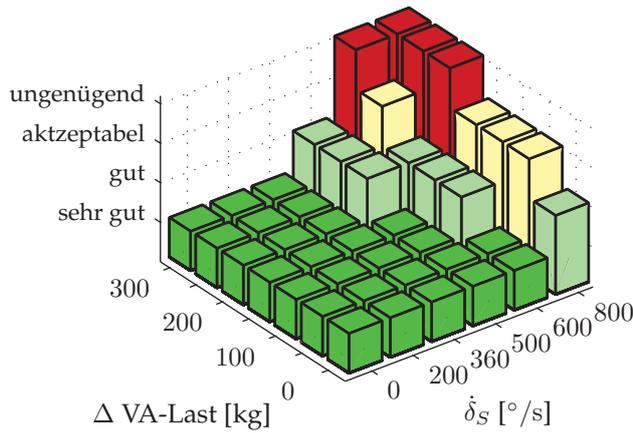


Abbildung 5.8: Funktionaler Stellwinkel der Lenkleistungsanpassung

Neben der in Abbildung 5.5 gezeigten Bewertung der Lenkunterstützung als Referenz bei einer Spannungslage von 14 V wurden die Messungen zusätzlich bei 12,5 V und mit aktiver Funktion in beiden Spannungslagen durchgeführt. Die Gegenüberstellung der Bewertungen in Abbildung 5.9 zeigt die erreichten Verbesserungen. Die Lenkwinkelgeschwindigkeiten, bis zu denen die Unterstützung mit *gut* oder *sehr gut* bewertet wird, lassen sich um $150^\circ/\text{s}$ erhöhen. Bei normaler Auflastung des Fahrzeugs werden mit $600^\circ/\text{s}$ die an das Fahrzeug gestellten Anforderungen deutlich übertroffen.

In diesem Kapitel wurde die Leistungsfähigkeit des elektrischen Bordnetzes aktueller Kraftfahrzeuge zur Bereitstellung der Lenkunterstützung in Situationen mit mehreren Hochstromverbrauchern und hochdynamischen Stromspitzen betrachtet. Bis hin zu den untersuchten Worst-Case-Szenarien lässt sich eine ausreichende Versorgung der Lenksysteme sicherstellen. In der Sondersituation *Lenken im Stand* werden die höchsten Lenkleistungen erforderlich. Hierbei entstehen haptische Nachteile für den Fahrer bei hohen Lenkgeschwindigkeiten und erhöhten Vorderachslasten. Eine funktionale Koppelung der Überlagerungslenkung und der Lenkunterstützung ermöglicht eine optimale Ausnutzung der zur Verfügung stehenden Leistung und eine deutliche Verringerung des Lenkungsüberholens.

Die modellbasierte Anpassung des Lenkleistungsbedarfs stellt den zweiten Funktionsbaustein des Lenkstrangkoordinators dar. Dieser wird als Modul integriert und ermöglicht die Sicherstellung der uneingeschränkten Betriebsbereitschaft der Lenksysteme. Die Wirksamkeit des Moduls ist auf Basis einer Untersuchung am Realfahrzeug nachgewiesen. Die Assistenzfunktionen im folgenden Kapitel können sich auf eine energetisch stabile Lenksystemkombination stützen.



(c) 12.5V, Anpassung Aktiv

(d) 12.5V, Referenz

Abbildung 5.9: Bewertung der Lenkunterstützung mit aktiver Lenkleistungsbeeinflussung

6 Lenkfunktionen mit integrierter Ansteuerung von Winkel- und Momentenüberlagerung

Für aktive Lenksysteme existieren eine Vielzahl an kundenwerten Funktionen. Ein umfassender Überblick wurde in Kapitel 2.4 erarbeitet. Die Systemgrenzen der reinen Winkel- oder Momentenüberlagerung, die einem weiteren Ausbau des Funktionsspektrums entgegenstehen, limitieren die möglichen Umsetzungen. Das vorgestellte Konzept zur Systemvernetzung durch den Lenkstrangkoordinator hebt diese Einschränkungen auf und ermöglicht die nachfolgenden neuen Lenkfunktionen. Für die Bereiche Agilität, Stabilität und Komfort wird jeweils eine Teilfunktion im Detail entwickelt, die auf einem Zusatzwinkel als Schnittstelle beruht und die vernetzte Ansteuerung nutzen kann. Die prototypische Umsetzung im Fahrzeug ermöglicht die Untersuchung der Wirksamkeit der Grundfunktion und erlaubt eine Bewertung der entwickelten Ansteuerung beider Systeme mit den Schnittstellen und den Berechnungsmethoden des Koordinators.

6.1 Agilitätsfunktion - Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens

Die Auslegung des Lenksystems hat einen starken Einfluss auf die vom Fahrer wahrgenommene Agilität des Fahrzeugs. Bekannte und in Serien- und Forschungsfahrzeugen umgesetzte funktionale Ansätze zur Steigerung der Agilität sind die variable Lenkübersetzung und die Vorhaltelenkung. Die fahrgeschwindigkeitsabhängige Anpassung der Übersetzung benötigt durch den kontinuierlichen Charakter keine Momentenkompensation und stellt die Grundfunktion bei den Serienumsetzungen dar. Bei der Vorhaltelenkung stehen zwei Nachteile einer Umsetzung entgegen. Die haptische Rückwirkung des Stellwinkels ist sehr groß, könnte allerdings durch die Vernetzung mit der Lenkunterstützung verbessert werden. Die negativen Auswirkungen auf die Gierbewegung des Fahrzeugs bei Rücknahme des funktionalen Winkels am Ende der Lenkbewegung bleibt bestehen. Die entstehende und durch den Fahrer nicht eindeutig zuordenbare Fahrzeugreaktion kann nicht toleriert werden und schließt die lenkwinkelgeschwindigkeitsabhängige Funktion von einer Umsetzung aus. Eng verbunden mit Agilität im engeren Sinn ist auch das stationäre Lenkverhalten, das bei Änderung der

Fahrgeschwindigkeit während einer Kurve den Fahreindruck prägt. Die Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens eines Fahrzeugs stellt eine weitere mögliche Lenkfunktion dar, die dem Bereich Agilität zuzuordnen ist.

6.1.1 Theoretische Herleitung der Anpassung des Eigenlenkverhaltens

Das Eigenlenkverhalten beschreibt die Unter- bzw. Übersteuertendenz eines Fahrzeugs. [125] erfasst als Schutzrecht erstmals die Beeinflussung durch ein aktives Lenksystem. Es wird eine Funktion gezeigt, die unabhängig von der Grundausslegung des Fahrzeugs ein aus Fahrersicht neutrales Fahrverhalten erzeugen soll. Dabei wird entweder der komplette aus dem Eigenlenkgradienten resultierende Anstieg des Lenkwinkels ausgeglichen oder nur der Anteil aus der Geschwindigkeitserhöhung relativ zum Kurvenbeginn eingestellt. Nachfolgend wird die vorgeschlagene Umsetzung weiterentwickelt, indem die beschriebenen Teilaspekte zusammengeführt werden. Darüber hinaus wird eine Applizierbarkeit auf Basis eines Soll-Eigenlenkgradienten vorgesehen, die die Wechselwirkungen des funktionalen Winkels in die Sollvorgabe berücksichtigt. In Abbildung 6.1 sind die Möglichkeiten zur

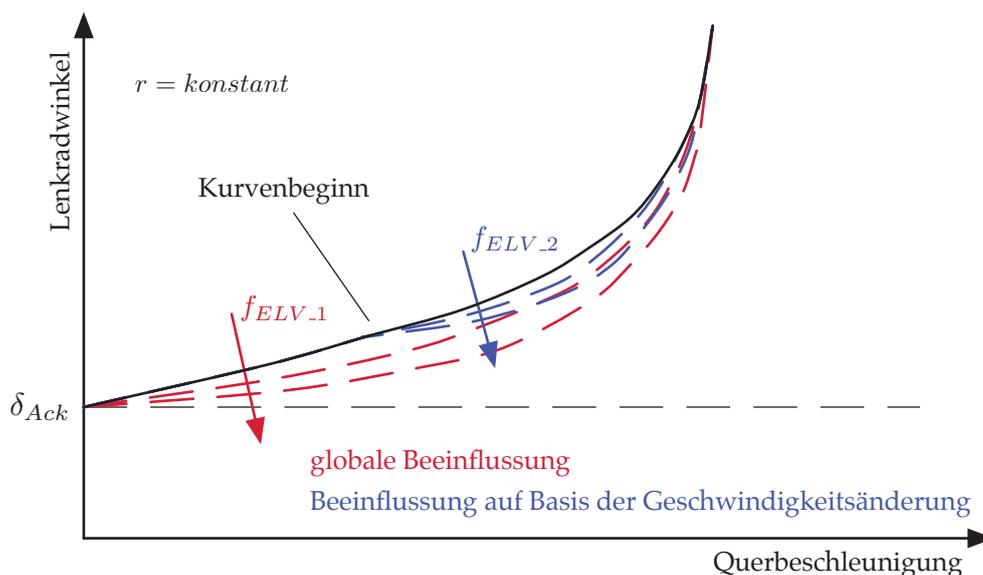


Abbildung 6.1: Funktionale Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens

Beeinflussung am Eigenlenkdiagramm aufgetragen. In der ersten Umsetzung wird das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs kontinuierlich aktiv beeinflusst, im Weiteren als *ELV_1* bezeichnet. Der Ausgleich des Zusatzwinkels bei Geschwindigkeitserhöhung während der Kurvenfahrt setzt als Differenz zum Kurveneingang ein. Diese Variante wird als *ELV_2* beschrieben. In beiden Umsetzungen ist vorgesehen, zum Grenzbereich des Fahrverhaltens



hin die Funktion zurückzunehmen, um dem Fahrer die Möglichkeit zu geben, die Situation zu erkennen und darauf zu reagieren.

Bei der Modellierung der Fahrdynamik im Rahmen des Lenkstrangmodells sind in Gl. 4.22 die grundlegenden Zusammenhänge des Einspurmodells dargestellt. Unter der Annahme eines stationären Verhaltens ($\dot{\beta} = 0$ und $\ddot{\beta} = 0$) lassen sich die einzelnen Anteile am Radwinkel aufzeigen und die Eingriffsstrategie der Überlagerungslenkung ableiten.

Die beiden Systemgleichungen des Einspurmodells werden durch Elimination des Schwimmwinkels β in eine Gleichung überführt. Es ergibt sich der Zusammenhang zwischen dem Radwinkel δ_V an der Vorderachse und der Gierrate $\dot{\psi}$ des Fahrzeugs.

$$\delta_V = \frac{l \cdot \dot{\psi}}{v} + \frac{m}{l} \cdot \dot{\psi} \cdot v \cdot \left(\frac{l_h}{c_v} - \frac{l_v}{c_h} \right) \quad (6.1)$$

Abgeleitet aus der Starrkörperbewegung stehen bedingt durch die Zentripetalkraft die Querbeschleunigung a_y und die Gierrate $\dot{\psi}$ des Fahrzeugs in direktem Zusammenhang:

$$a_y = \frac{v^2}{r} = \dot{\psi} \cdot v \quad (6.2)$$

Einsetzen von Gl. 6.2 in Gl. 6.1 ergibt mit der Definition des Eigenlenkgradienten EG

$$EG = \frac{m}{l} \left(\frac{l_h}{c_v} - \frac{l_v}{c_h} \right) \quad (6.3)$$

die Beschreibungsgleichung für das Eigenlenkverhalten

$$\delta_V = \frac{l}{r} + EG \cdot a_y \quad (6.4)$$

Der Radwinkel δ_V , der zum Befahren der Kurve notwendig ist, setzt sich aus zwei Anteilen zusammen. Abhängig vom Kurvenradius und dem Radstand des Fahrzeugs beschreibt der Ackermannlenkwinkel $\delta_{Ack} = \frac{l}{r}$ den Anteil, der nur von der Geometrie abhängig ist und sich einstellt, wenn das Fahrzeug nahezu seitenkraftfrei abrollt. Unter Einfluss der Querbeschleunigung wird ein zusätzlicher Vorderradwinkel benötigt, der durch den Eigenlenkgradient bestimmt ist. Fahrzeuge werden als träger angesehen, wenn sie einen hohen positiven Eigenlenkgradienten aufweisen. Für den Fahrer zeigt sich dieses Fahrzeugverhalten im Lenkradwinkelbedarf, der sich mit steigender Geschwindigkeit in einer Kurve und daraus resultierend mit steigender Querbeschleunigung verändert.

Eine aktive Beeinflussung des notwendigen Zusatzwinkels durch die Winkelüberlagerung kann den vom Fahrer empfundenen Charakter des Fahrzeugs ändern. Im Folgenden wird basierend auf der Funktionsausprägung und dem gewünschten Fahrverhalten der notwendige Überlagerungswinkel hergeleitet. Der Radwinkel δ_V setzt sich aus dem gewünschten Fahreranteil $\delta_{V,Fahrer,soll}$ und dem anwendungsspezifischen Winkel δ_{ELV} zusammen. Als



Sollvorgabe des Fahrers auf Radebene lässt sich bestehend aus dem Ackermannwinkel und einem applizierbaren Anteil des Eigenlenkverhaltens für die Teilfunktion ELV_1 definieren

$$\delta_{V,Fahrer,soll} = \frac{l}{r} + f_{ELV_1} \cdot EG \cdot a_y \quad (6.5)$$

Der Faktor f_{ELV_1} stellt den Applikationsparameter dar. Bei einem Wert von Null wird ein neutrales Fahrverhalten erzeugt. Liegt f_{ELV_1} zwischen Null und Eins verhält sich das Fahrzeug weniger untersteuernd als die Grundausslegung, bei Werten größer als Eins steigt die Untersteuertendenz. Es ist nicht möglich die Gleichung wie in [125] vorgeschlagen zuerst aufzulösen und danach den berechneten Winkel zur Höhe des Eingriffs zu skalieren. Bei einer teilweisen Kompensation muss durch den Fahrer nachgelenkt werden, was bei einer einfachen Skalierung zu einer Änderung der Sollvorgabe führt. Der Applikationsfaktor f_{ELV_1} wird aus diesem Grund bei der Sollvorgabe eingeführt und korrekt in die Funktion eingerechnet. Als zu kompensierender Winkelanteil bleibt die Differenz aus der Beschreibungsgleichung des Eigenlenkverhaltens und der Sollvorgabe:

$$\delta_{ELV_1} = (1 - f_{ELV_1}) \cdot EG \cdot a_y \quad (6.6)$$

Löst man die Gleichung der stationären Querschleunigungsverstärkung

$$\left(\frac{a_y}{\delta_v} \right)_{stat} = \frac{v^2}{l + EG \cdot v^2} \quad (6.7)$$

auf und setzt sie in Gl. 6.6 ein, ergibt sich unter der Berücksichtigung von $\delta_v = \delta_{soll} + \delta_{ELV_1}$:

$$\delta_{ELV_1} = (1 - f_{ELV_1}) \cdot EG \cdot \frac{v^2}{l + EG \cdot v^2} \cdot (\delta_{V,Fahrer,soll} + \delta_{ELV_1}) \quad (6.8)$$

Das Auflösen der Gleichung führt zur Berechnungsvorschrift für den funktionalen Winkel abhängig von der Sollvorgabe durch den Fahrer:

$$\delta_{ELV_1} = \frac{(1 - f_{ELV_1}) \cdot EG \cdot v^2}{l + f_{ELV_1} \cdot EG \cdot v^2} \cdot \delta_{V,Fahrer} \quad (6.9)$$

Mit diesem Stellwinkel für die Überlagerungslenkung lässt sich das gewünschte Eigenlenkverhalten einstellen. Durch den Faktor f_{ELV_1} besteht die Möglichkeit zur Applikation der Funktion, womit eine Differenzierung nach Fahrzeugmodell und Fahrmodus umsetzbar wird. Die Berechnung kann für die Teilfunktion ELV_2 als Ansatz mit Differenzgeschwindigkeit erweitert werden. Auch hier ist es abweichend von [125] notwendig, die Applizierbarkeit der Teilfunktion in der Sollvorgabe zu berücksichtigen. Als Vorgabe für den Fahreranteil wird in dieser Ausprägung

$$\delta_{V,Fahrer,soll} = \frac{l}{r} + EG \cdot a_{y0} + f_{ELV_2} \cdot EG \cdot (a_y - a_{y0}) \quad (6.10)$$

mit der Anfangsquerbeschleunigung a_{y0} , die von der Geschwindigkeit am Kurveneingang abhängt, verwendet. Der Applikationsfaktor f_{ELV_2} stellt den Anteil dar, den der Fahrer von der Zunahme des Winkels selbst aufbringen muss. Bei einem Wert von Null verhält sich das Fahrzeug, unabhängig vom Einlenken in die Kurve, im Bezug auf die Geschwindigkeitsänderung neutral. Der Winkelanteil, der auf der Differenzgeschwindigkeit beruht, errechnet sich analog zu den Umformungen bei der Teilfunktion ELV_1 zu:

$$\delta_{ELV_2} = \frac{(1 - f_{ELV_2}) \cdot EG}{l + f_{ELV_2} \cdot EG \cdot v^2} \cdot \frac{l}{l + EG \cdot v_0^2} \cdot (v^2 - v_0^2) \cdot \delta_{V,Fahrer} \quad (6.11)$$

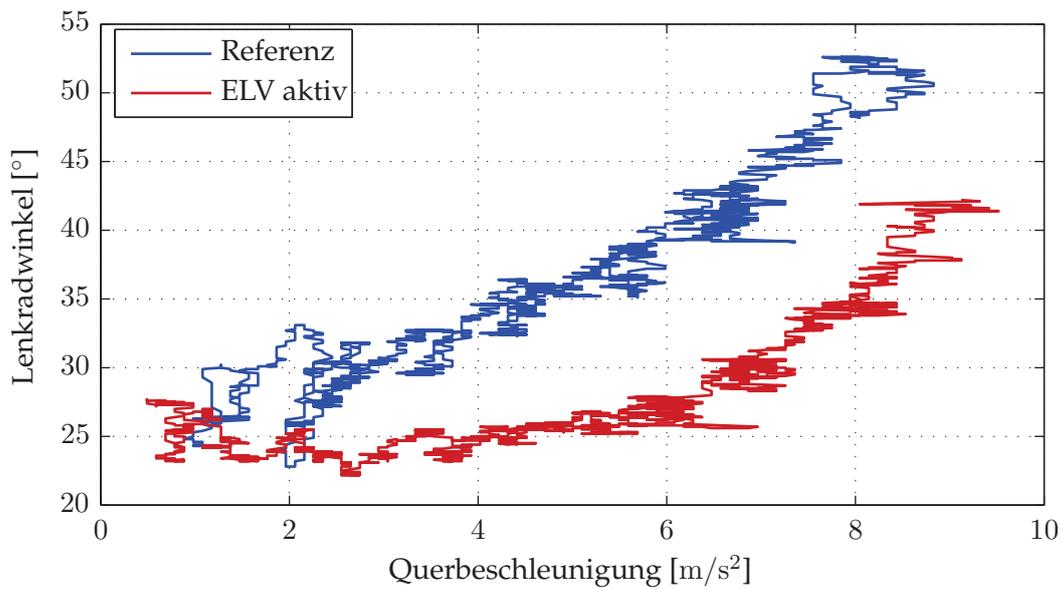
Die beiden Anteile der Funktion lassen sich additiv einsetzen. Als Applikationsbedingung muss zur Vermeidung eines übersteuernden Verhaltens gelten:

$$(f_{ELV_1} + f_{ELV_2}) \geq 1 \quad (6.12)$$

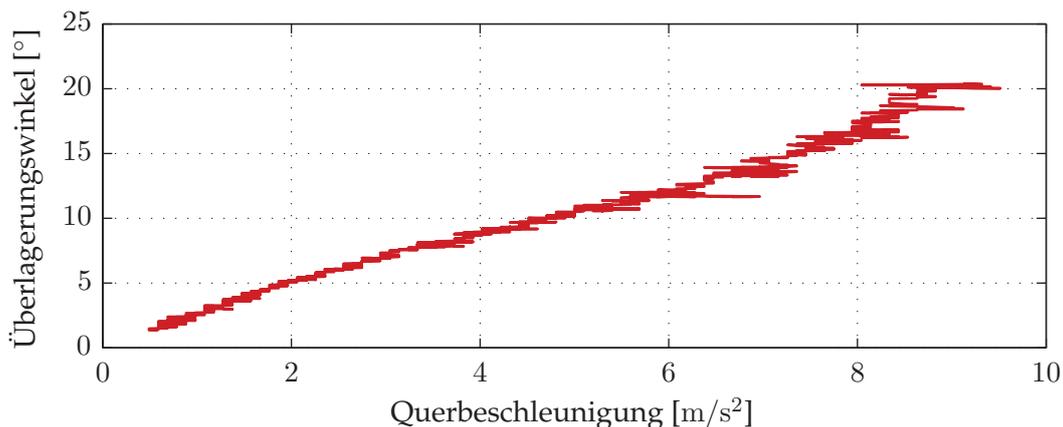
Darüber hinaus lassen sich die Faktoren f_{ELV_1} und f_{ELV_2} abhängig von fahrdynamischen Kennwerten gestalten. Es bietet sich an, bei niedrigeren Geschwindigkeiten ein neutrales Fahrverhalten einzustellen und bei Hochgeschwindigkeit die Funktionen zurückzunehmen, um die Stabilität nicht zu verringern. Der Übergang in den fahrdynamischen Grenzbereich kann durch eine Querbeschleunigungsabhängigkeit oder Reibwertausnutzung und entsprechender Verringerung des Eingriffs frei gestaltet werden. Unabhängig von der fahrdynamischen Grundauslegung des Fahrwerks lässt sich durch die vorgestellten Teilfunktionen der vom Fahrer empfundene Charakter des Fahrzeugs in weiten Grenzen einstellen und bietet die Möglichkeit zur Differenzierung von Fahrzeugklassen und zur Individualisierbarkeit mittels einstellbarer Fahrmodi.

6.1.2 Umsetzung im Fahrzeug und Einsatz der vernetzten Ansteuerung

Die Funktion zur Anpassung des Eigenlenkverhaltens ist prototypisch im Fahrzeug implementiert. Mit aktiver Funktion lassen sich Messungen zur Wirksamkeit durchführen. Als Manöver wird analog der Messungen zur Modellvalidierung die quasistationäre Kreisfahrt auf einem Kreisradius $r = 80$ m ausgewählt, die Grundlage für die Erstellung des Eigenlenkdiagramms ist. In Abbildung 6.2 sind zwei Messfahrten dargestellt. Die für das Fahrzeug applizierte variable Lenkübersetzung ist in beiden Messungen aktiv. Als Referenz dient eine Fahrt ohne funktionalen Eingriff. Das notwendige Zulenken des Fahrers ist bei steigender Querbeschleunigung deutlich zu erkennen. Die zweite Messung wird mit aktiver Funktion durchgeführt. Die Applikation ist so gewählt, dass bis in den Bereich mittlerer Querbeschleunigungen ein neutrales Fahrverhalten erzeugt wird. Die Annäherung an den fahrdynamischen Grenzbereich ist harmonisch und entspricht dem vom Fahrer gewohnten Verhalten.



(a) Vergleich der Lenkradwinkelverläufe



(b) Stellwinkelverlauf bei aktiver Funktion

Abbildung 6.2: Einlenkdiagramm aus dem Fahrversuch bei Anpassung des Eigenlenkverhaltens, Kreisradius $r=80\text{m}$ und trockene, griffige Fahrbahn

Die Beeinflussung des Lenkwinkelbedarfs hat Auswirkungen auf das Lenkmoment. Bei gleichem Lenkwinkel - vollständige Kompensation des Eigenlenkverhaltens - steigt das Lenkmoment überproportional zur Geschwindigkeitsänderung an. Durch den Ausgleich des zusätzlichen Lenkwinkels mit der Überlagerungslenkung ändert sich der Lenkradwinkel nicht, die Zahnstangenkräfte erhöhen sich durch die steigenden Seitenkräfte an der Vorderachse. Betrachtet man den Lenkmomentenverlauf über der Querbeschleunigung - Abbildung 6.3, ergibt sich kein Unterschied, ob durch den Fahrer oder die Funktion zugelenkt wurde.

Die Zunahme des Lenkmoments kann durch die Kompensation ausgeglichen werden. Für den Einsatz ist zwischen den beiden Teilfunktionen zu unterscheiden. Der Winkel δ_{ELV_1}

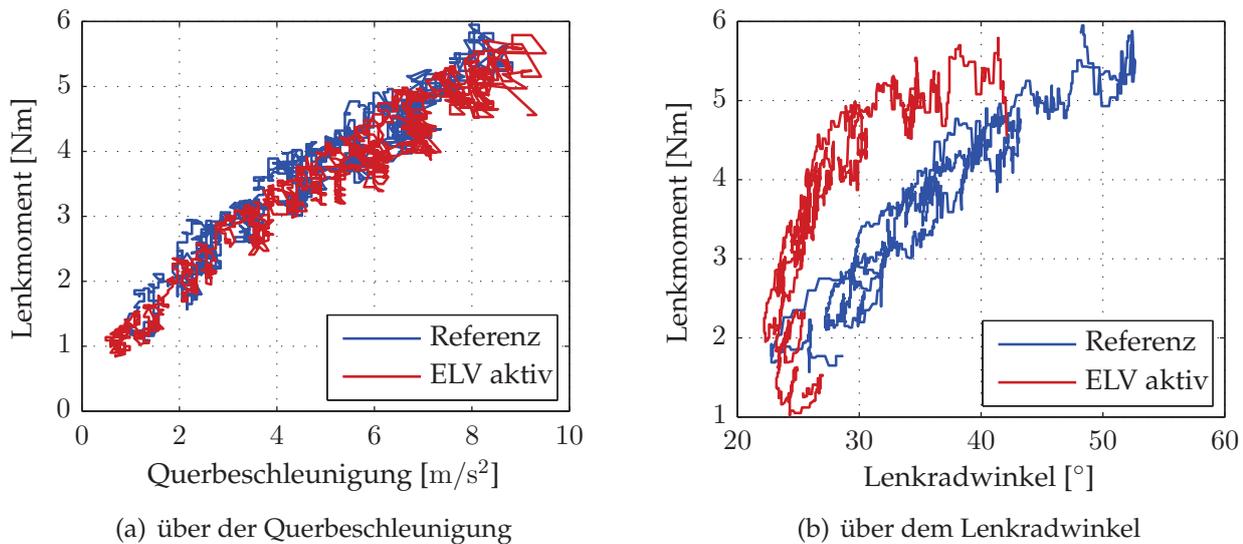
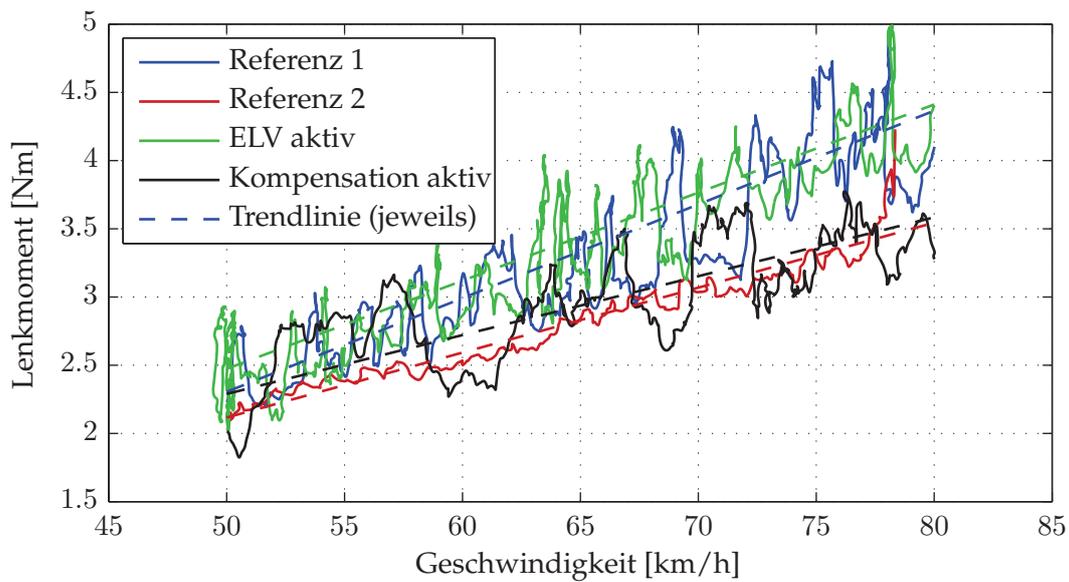


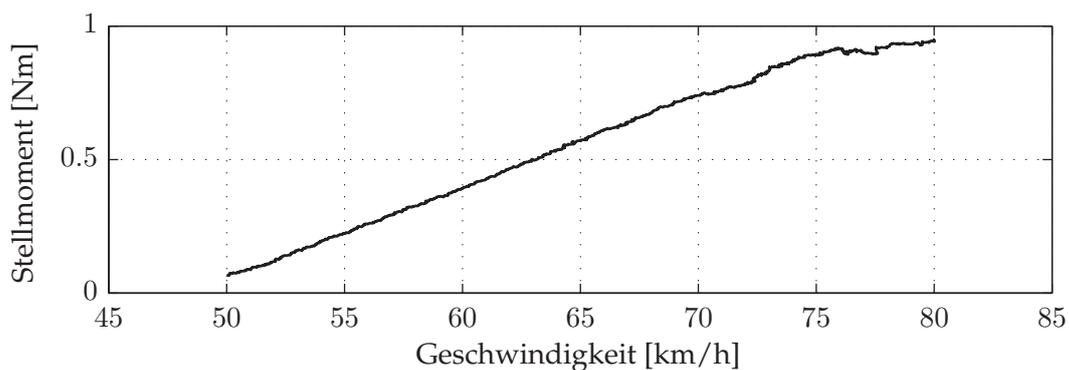
Abbildung 6.3: Lenkmomentenverlauf bei Anpassung des Eigenlenkverhaltens, Kreisradius $r=80\text{m}$ und trockene, griffige Fahrbahn

ist kontinuierlich aktiv und stellt immer den gleichen Anteil am Radwinkel dar. Der Fahrer kann im Lenkmoment nicht unterscheiden, ob der Radwinkel aus seiner Eingabe oder aus der funktionalen Überlagerung entsteht. Der Zusatzlenkwinkel ist Teil des normalen Lenkverhaltens und bedarf keiner Momentenkompensation. Er ist analog zur variablen Lenkübersetzung zu sehen, die ebenfalls vom Fahrer nicht als Überlagerungseingriff wahrgenommen wird. Bei der Teilfunktion, die auf der Differenzgeschwindigkeit basiert, ist eine Kompensation sinnvoll. Der Stellwinkel ist situationsabhängig und würde je nach Ausgangslage ein unterschiedliches Lenkmoment erzeugen.

Die im Fahrzeug implementierte Funktion wird über die Kompensationsberechnung des Lenkstrangkoordinators geführt und die vernetzte Ansteuerung genutzt. Das zu bewertende Manöver ist für die Untersuchung die beschleunigte Kreisfahrt auf einem Radius $r = 80\text{ m}$. Die Geschwindigkeit am Kurveneingang beträgt 50 km/h und wird im Laufe der Messung auf 80 km/h gesteigert. Für die Wirksamkeit der Kompensation werden zwei Referenzmessungen aufgenommen. Bei der ersten Referenz wird das Fahrzeug durch den Fahrer mit entsprechender Erhöhung des Lenkradwinkels auf dem Kurs gehalten. Dabei steigt das Lenkmoment analog zum funktionalen Eingriff an. Die zweite Referenz wird mit konstant gehaltenem Lenkradwinkel und gleicher Steigerung der Geschwindigkeit aufgenommen. Dabei bildet sich nur die Steigerung der Geschwindigkeit und die entsprechende Änderung der Lenkunterstützung im Lenkmoment ab. Dieses Verhalten kann als das Sollverhalten für den differenzgeschwindigkeitsbasierten Ansatz gesehen werden, da die Fahrereingabe und damit die Erwartungshaltung an die Fahrzeugreaktion vergleichbar ist.



(a) Vergleich der Lenkmomentenverläufe



(b) Stellmomentenverlauf bei aktiver Kompensation

Abbildung 6.4: Beeinflussung des Lenkmoments bei aktiver Anpassung des Eigenlenkverhaltens, Kreisradius $r=80\text{m}$ und trockene, griffige Fahrbahn

Die Darstellung der Messfahrten in Abbildung 6.4 zeigt den Einfluss des Überlagerungswinkels auf den Lenkmomentenverlauf und die Wirksamkeit der Anpassung bei aktiver Kompensation. Neben den Messdaten sind auch die Trendlinien für eine bessere Vergleichbarkeit dargestellt. Aus der Referenz 1, der Fahrt mit dem Nachlenken durch den Fahrer, ist ein deutlicher Anstieg des Lenkmoments zu erkennen, der bei Referenz 2 geringer ausfällt. Die Anpassung des Fahrverhaltens durch den Überlagerungswinkel hat ein Lenkmoment vergleichbar zur Referenz 1 zur Folge. In Abbildung 6.4 (b) ist das zur Kompensation berechnete und auf die EPS aufgeschaltete Stellmoment gezeigt. Bei aktiver Kompensation liegt das Lenkmoment auf Niveau der Referenz 2. Die verbleibenden Schwankungen im Lenkmomentenverlauf resultieren aus den kleinen Korrekturen in der Fahrervorgabe zur Kurshaltung auf dem Kreisradius. Nur bei gezielt konstant gehaltenem Lenkradwinkel - Referenz 2 - treten diese Schwankungen nicht auf.



In diesem Abschnitt wurde eine Funktion entwickelt, die eine freie Anpassung des vom Fahrer wahrgenommenen Eigenlenkverhaltens ermöglicht. Sowohl das Grundverhalten wie auch das notwendige Nachlenken bei Erhöhung der Kurvengeschwindigkeit kann getrennt voneinander eingestellt werden. Entstehende Rückwirkungen auf das Lenkmoment, die bei dem differenzgeschwindigkeitsbasierten Anteil bemerkbar sind, lassen sich durch die Kompensationsberechnung und gleichzeitige Ansteuerung der Lenkunterstützung ausgleichen. Die Schnittstelle *Zusatzwinkel* mit der Berechnungsmethode zur Verringerung der haptischen Nachteile ist für die Lenkfunktionen zur Steigerung der erlebten Agilität nutzbar. Sie zeigt erfolgreich die Einsetzbarkeit der Ansteuerung während aktiven Lenkbewegungen des Fahrers und bildet einen Baustein für das Konzept des Lenkstrangkoordinators.

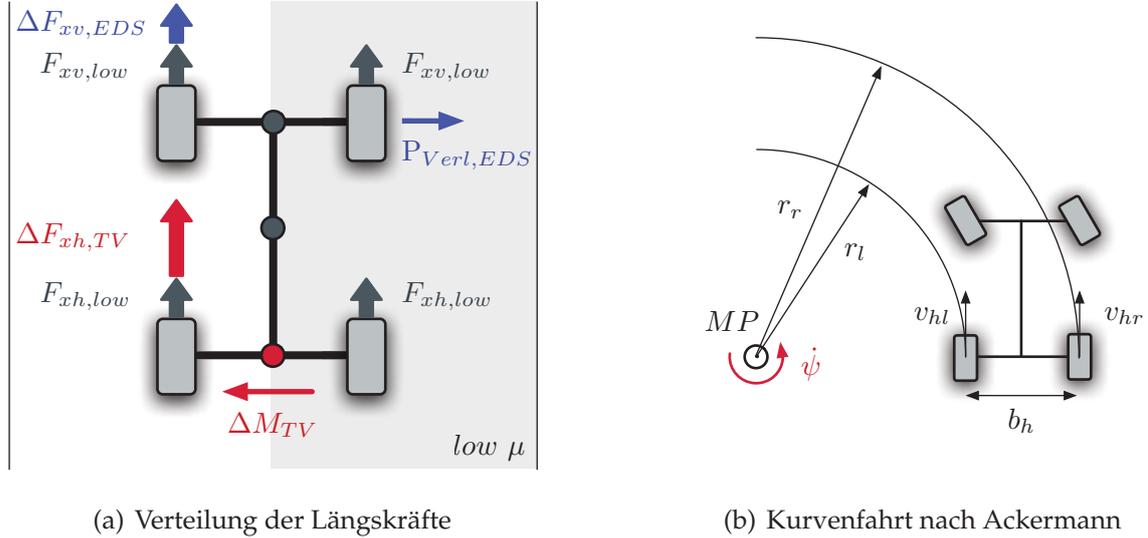
6.2 Stabilitätsfunktion - Lenkstabilisierung bei Traktionssteigerung

Lenkungenfunktionen zur Erhöhung der Fahrstabilität sind in Serienfahrzeugen verbreitet. Momentenempfehlungen durch die elektrische Lenkunterstützung helfen zur richtigen Reaktion auf die kritische Fahrsituation. Bei Einsatz eines Überlagerungslenksystems ergänzen die Stellwinkel die Bremseingriffe des ESP. Die Funktionen werden bisher bei über- und untersteuerndem Fahrzeug und bei Bremsmanövern auf Fahrbahnen mit einseitig niedrigem Reibwert umgesetzt. Bei μ -split Manövern besitzt der Lenkeingriff deutliche Vorteile, da Bremseingriffe mit dem Ziel einer hohen Längsverzögerung durch die ungleiche Bremskraftverteilung nicht ohne ein Störgiermoment möglich sind. Auch bei Beschleunigungsmanövern auf μ -split Fahrbahnen sind stabilisierende Lenkeingriffe einsetzbar. Von Interesse sind dabei Einsatzszenarien, die eine hohe Fahrzeugbeschleunigung mit entsprechend asymmetrischer Längskraftverteilung aufweisen und zu einer Instabilität im Fahrverhalten führen.

6.2.1 Traktionssteigerung durch Antriebsmomentenverteilung

Eine asymmetrische Verteilung der Antriebskräfte kann durch eine Verlagerung im Achsdifferenzial oder durch Bremseingriff am Rad der Niedrigreibwertseite erfolgen. Entsprechend der Momentengleichheit am offenen Differential erhöht sich das absetzbare Moment auf der Hochreibwertseite. Diese Funktion ist als elektronische Differenzialsperre (EDS) bekannt und weit verbreitet. Durch den Eingriff geht ein Teil der Gesamtzugkraft verloren und entsprechend sinkt der Antriebsstrangwirkungsgrad in dieser Situation. Gesteigerter CO_2 -Ausstoß, Wärmeeintrag in die Bremse und erhöhter Bremsenverschleiß begrenzen die Einsatzmöglichkeiten. Verbesserungen sind mit aktiven Differenzialen möglich, die eine Umverteilung nahezu verlustfrei durchführen. Abbildung 6.5 (a) stellt die beiden Prinzipien graphisch gegenüber. Im weiteren Verlauf der Arbeit wird die Steigerung der Traktion durch

ein Torque-Vectoring System an der Hinterachse des Fahrzeugs umgesetzt. Die EDS-Funktion bleibt im Fahrzeug aktiv, wird allerdings bei aktiver Verlagerung des Moments zu einem Großteil substituiert.



(a) Verteilung der Längskräfte

(b) Kurvenfahrt nach Ackermann

Abbildung 6.5: Traktionssteigerung mit Torque-Vectoring Differenzial

Die Umverteilung des Antriebsmoments erfolgt nach einer raddrehzahlbasierten Traktionsregelung. Die Drehzahldifferenz aus dem Ackermannmodell (Abbildung 6.5 (b)) wird als Sollgröße verwendet. Sie ergibt sich mit $v_{hl} = \dot{\psi} \cdot r_l$ und $v_{hr} = \dot{\psi} \cdot r_r$ zu

$$\Delta v_{Ack} = v_{hr} - v_{hl} = \dot{\psi} \cdot (r_r - r_l) = \dot{\psi} \cdot b_h \quad (6.13)$$

Als Regelabweichung für die Traktionsregelung folgt

$$e_{Trak} = \Delta v_{ist} - \Delta v_{Ack} = v_r - v_l - \dot{\psi} \cdot b_h \quad (6.14)$$

Für die Berechnung des erforderlichen Differenzmoments wird ein PID-Regler eingesetzt, um die Regelabweichung zu minimieren.

$$\Delta M_{TV} = K_{P,Trak} \cdot e_{Trak}(t) + K_{I,Trak} \cdot \int e_{Trak}(t) dt + K_{D,Trak} \cdot \frac{de_{Trak}(t)}{dt} \quad (6.15)$$

Mit diesem Ansatz lässt sich eine gute Regelung der Raddrehzahlen erreichen. Für weitergehende Betrachtungen zur Traktionssteigerung sei auf [139] verwiesen.

Zur Untersuchung werden Beschleunigungsmessungen auf einer Fahrbahn mit unterschiedlichen Reibwerten auf den Fahrzeugseiten, nachfolgend als μ -split Fahrbahn bezeichnet, durchgeführt. Die Hochreibwertseite hat als Oberfläche Asphalt mit $\mu \approx 1$, während poliertes Eis für einen sehr niedrigen Wert von $\mu \approx 0,1$ auf der zweiten Seite und eine entsprechend

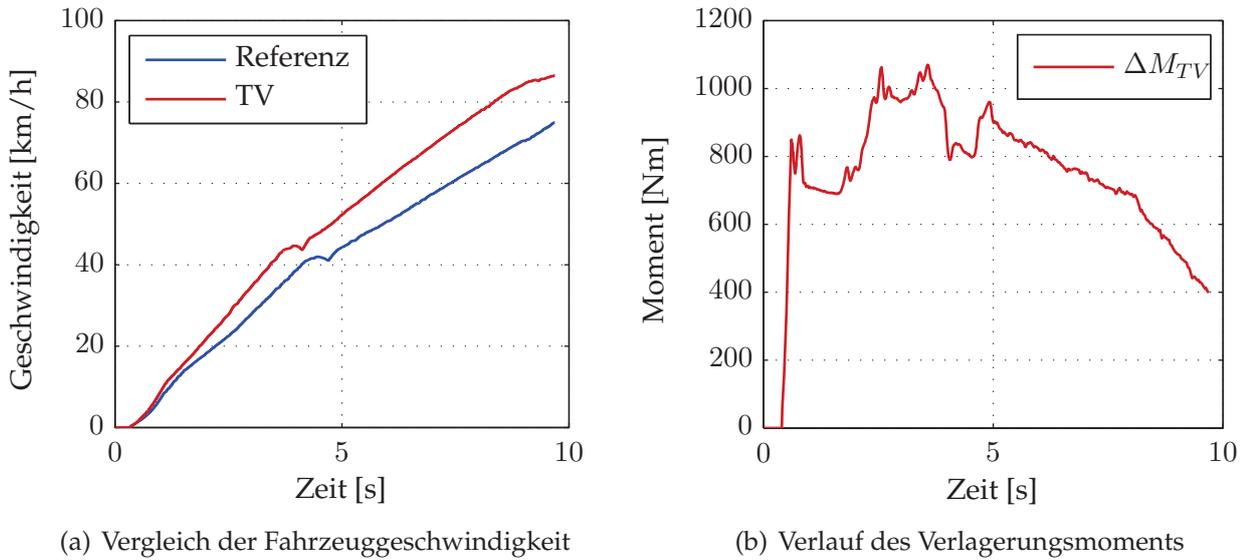


Abbildung 6.6: Messung der Traktionssteigerung auf einer μ -split Strecke

hohe Reibwertdifferenz sorgt. Als Referenz wird eine Fahrt ohne Verlagerung durch das Torque Vectoring Differenzial herangezogen. Abbildung 6.6 zeigt den Vorteil der erhöhten Beschleunigung bei Einsatz der Momentenverlagerung. Das zur Angleichung der Radrehzahlen notwendige Differenzmoment wird durch den Traktionsregler berechnet und eingestellt. Aus dem Vergleich der Geschwindigkeitsverläufe ergibt sich eine Verringerung der Beschleunigungszeit von 0 km/h auf 75 km/h um ca. 20 %.

Die ungleiche Verteilung der Antriebskräfte bringt ein hohes Störgiermoment auf das Fahrzeug auf. Die Höhe des Giermoments hängt von den Antriebskräften und damit vom Verlagerungsmoment des Differenzials ab. Die Zugkraftdifferenz ergibt sich mit dem dynamischen Radhalbmesser aus dem Moment.

$$\Delta F_{xh,TV} = \frac{\Delta M_{TV}}{r_{dyn}} \quad (6.16)$$

Das durch das Torque Vectoring induzierte Störgiermoment lässt sich nach dem Momentengleichgewicht um die Hochachse des Fahrzeugs abschätzen. Bremsengriffe durch die EDS werden in dieser Betrachtung nicht berücksichtigt.

$$M_{z,TV} = F_{x,hl} \cdot \frac{b_h}{2} - F_{x,hr} \cdot \frac{b_h}{2} = \Delta F_x h \cdot \frac{b_h}{2} = \Delta M_{TV} \cdot \frac{b_h}{2 \cdot r_{dyn}} \quad (6.17)$$

Es besteht eine direkte Proportionalität zwischen der Zugkraftverbesserung in Form der Momentenverlagerung und der Gierstörung. Diese fällt entsprechend höher aus, wenn die Reibwertdifferenz groß ist und gleichzeitig stark beschleunigt wird. Für den Normalfahrer sind nur begrenzte Gierreaktionen tolerierbar, um die Fahrstabilität nicht zu gefährden.

Ohne unterstützende Maßnahmen muss die maximale Höhe der Antriebskraftverlagerung eingeschränkt werden. Es ist die Aufgabe des Fahrers, auf die einsetzende Gierbewegung zu reagieren und sie durch eine entsprechende Lenkbewegung auszugleichen. Bei der Beschleunigung auf einer μ -split Strecke ergibt sich mit der Traktionsregelung der Lenkwinkelverlauf (mit dem Anteil der variablen Lenkübersetzung) in Abbildung 6.7. Im Maximum sind bis

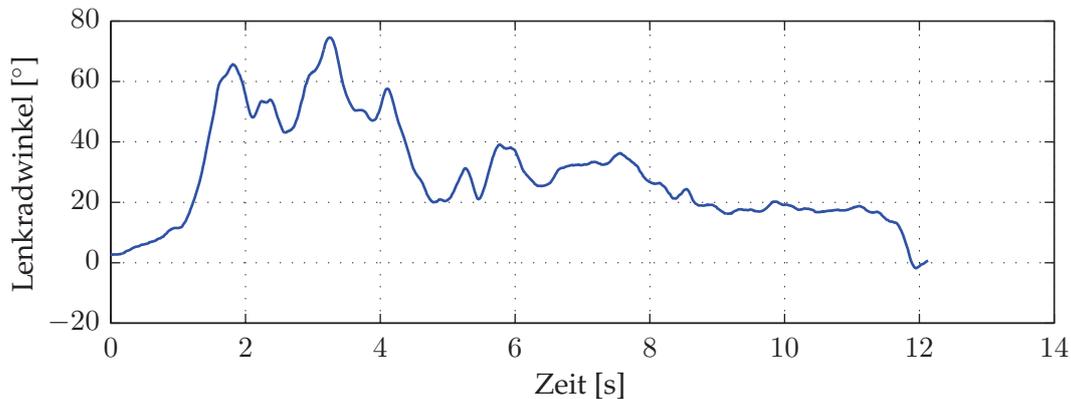


Abbildung 6.7: Verlauf des Lenkradwinkels zur Stabilisierung des Fahrzeugs beim Beschleunigen einer μ -split Strecke

zu 75° Lenkradwinkel notwendig, um das Fahrzeug in der Spur zu halten. Indirekt ist auch die Höhe des verlagerten Antriebsmoments erkennbar. Bis ca. 4 s liegt im ersten Gang ein hohes Gesamtmoment und damit eine hohe Verlagerung an. Im zweiten Gang senkt sich das Niveau ab und der notwendige Winkel sinkt ebenfalls.

6.2.2 Theoretische Herleitung der Lenkstabilisierung

Bei Befahren der μ -split Fahrbahn ist für eine sichere Bahnführung anzustreben, dass der Querversatz des Fahrzeugs gering ist und sich keine Gierbewegung aufbaut. Obliegt diese Aufgabe bei einem Fahrzeug mit passiver Lenkung allein dem Fahrer, kann er durch stabilisierende Lenkeingriffe bei aktiven Systemen unterstützt werden. In Anlehnung an die Ausführungen in Kapitel 2.4 zur Giermomentenkompensation bei Bremsmanövern auf einer μ -split Fahrbahn wird die Funktion aus einer Steuerung und einer Gierratenregelung aufgebaut. Der Ansatz ist in [140] als Schutzrecht erfasst.

Mit der Kenntnis des Verlagerungsmoments als Ursache für die Gierstörung kann eine Steuerung entworfen werden, die hochdynamisch und effektiv die Auswirkungen mildert. Der notwendige Stabilisierungswinkel lässt sich direkt aus dem verlagerten Antriebsmoment berechnen. Dazu wird von einem Gleichgewicht aus Gierstörung und stabilisierendem Moment durch die Winkelüberlagerung ausgegangen. Das Giermoment durch den Lenkeingriff $M_{z,Lenk}$ lässt sich aus einer Betrachtung am Einspurmodell ableiten. Unter Einfluss des Lenkwinkels und des antriebsbedingten Giermoments stellt sich eine Bewegung mit konstantem Schwimmwinkel ein, Abbildung 6.8.

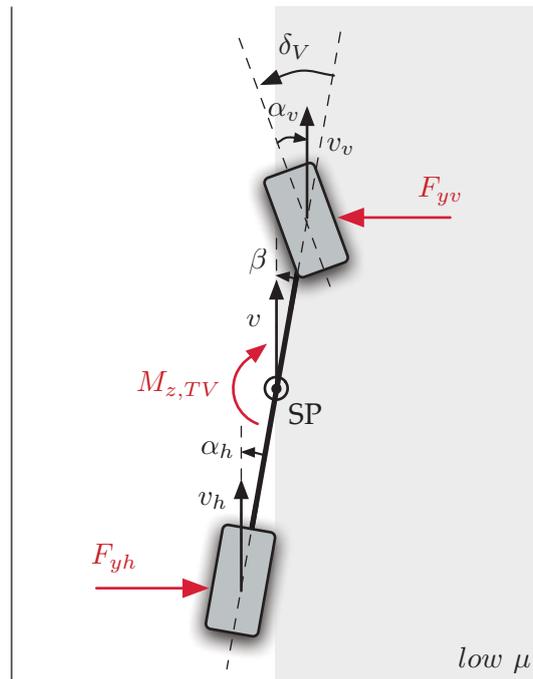


Abbildung 6.8: Einfluss der am Fahrzeug angreifenden Querkräfte bei Befahren der μ -split Fahrbahn

Das aus der Lenkeingabe resultierende Giermoment ergibt sich zu

$$M_{z,Lenk} = l_v \cdot F_{yv} + l_h \cdot F_{yh} = l_v \cdot c_v \cdot \alpha_v + l_h \cdot c_h \cdot \alpha_h \quad (6.18)$$

Für die Schräglaufwinkel in der Gleichung gilt unter der Annahme eines stationären Zustands ohne Gierbewegung

$$\alpha_v = \delta_V - \beta \quad (6.19)$$

$$\alpha_h = -\beta \quad (6.20)$$

In die Kräftebilanz in Querrichtung, die als Bedingung für die stabile Bewegung ohne den Aufbau eines Querversatzes gesehen werden kann, gehen die aus den Schräglaufwinkeln berechneten Seitenkräfte ein.

$$c_v \cdot \alpha_v + c_h \cdot \alpha_h = 0 \quad (6.21)$$

Aus Gl. 6.18 - Gl. 6.21 folgt für das Giermoment aus den Seitenkräften

$$M_{z,Lenk} = \left(l_v \cdot \frac{2 \cdot c_v^2 + c_v \cdot c_h}{c_v + c_h} + l_h \cdot \frac{c_v \cdot c_h}{c_v + c_h} \right) \cdot \delta_V = f_{Stab,kin} \cdot \delta_V \quad (6.22)$$

Für die Auslegung der Steuerung wird angenommen, dass die antriebsmomentenbedingte Gierstörung durch einen Lenkeingriff ausgeglichen wird, $M_{z,TV} = M_{z,Lenk}$. Der notwendige Überlagerungswinkel zur Stabilisierung errechnet sich zu

$$\delta_{Stab,Steuer} = \frac{\Delta M_{TV} \cdot \frac{s_h}{2 \cdot r_{dyn}}}{f_{Stab,kin}} = f_{Stab,Steuer} \cdot \Delta M_{TV} \quad (6.23)$$

mit dem Proportionalitätsfaktor

$$f_{Stab,Steuer} = \frac{s_h}{2 \cdot r_{dyn} \cdot \left(l_v \cdot \frac{2 \cdot c_v^2 + c_v \cdot c_h}{c_v + c_h} + l_h \cdot \frac{c_v \cdot c_h}{c_v + c_h} \right)} \quad (6.24)$$

Im Fahrzeug ist zusätzlich die elektronische Differenzialsperre aktiv. Die entstehenden Auswirkungen auf die Gierbewegung werden in dieser Steuerung nicht direkt berücksichtigt, da die Höhe der Bremseingriffe für die Untersuchung nicht zugänglich ist. Durch eine Anpassung des Verstärkungsfaktors f_{Steuer} kann die gleichzeitig zum Verlagerungsmoment einsetzende Störung indirekt einbezogen werden.

Der Überlagerungswinkel, der durch die Steuerung eingestellt wird, stellt einen Großteil des notwendigen Eingriffs zur Kompensation des Giermoments dar. Die getroffenen Vereinfachungen bei der Herleitung des Steuerungsgesetzes sowie variable Parameter der Regelstrecke, wie die Beladung des Fahrzeugs oder die Schräglaufsteifigkeiten der Reifen führen zu Abweichungen. Diese Effekte lassen sich mit einer Steuerung nicht erfassen und ausgleichen. Ergänzend wird aus diesem Grund eine Gierratenregelung eingesetzt, die dem einfachen Eingriff überlagert werden kann.

Als Sollgröße wird die Gierrate, die sich aus dem linearen Einspurmodell auf Basis der Fahrer-eingaben errechnen lässt, verwendet. Dazu sei auf die bereits gezeigten Zusammenhänge in Gl. 4.22 verwiesen. Stationär ergibt sich daraus für das Gierverhalten

$$\dot{\psi}_{soll} = \frac{v}{l + EG \cdot v^2} \cdot \delta_V \quad (6.25)$$

Die Messung der Ist-Gierrate erfolgt mit der im Fahrzeug verbauten Fahrdynamik-Sensorik. Die Regelabweichung $e_{Stab}(t)$ ergibt sich aus der Differenz der Modell-Sollgierrate zur gemessenen Gierrate. Analog zur Berechnung des verlagerten Antriebsmoments wird ein PID-Regler eingesetzt. Der Überlagerungswinkel des Reglers $\delta_{Stab,Reg}$ errechnet sich zu

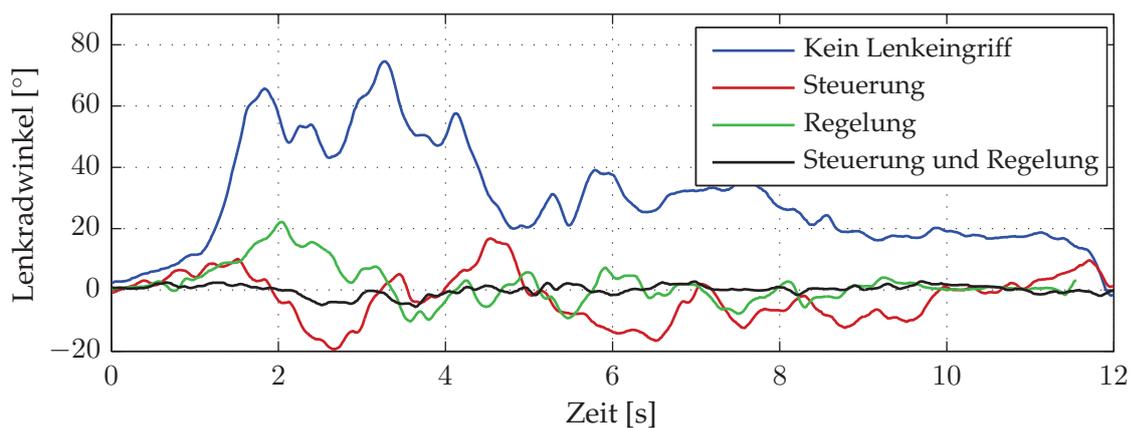
$$\delta_{Stab,Reg} = K_{P,Stab} \cdot e_{Stab}(t) + K_{I,Stab} \cdot \int e_{Stab}(t) dt + K_{D,Stab} \cdot \frac{de_{Stab}(t)}{dt} \quad (6.26)$$

Vorgesteuerte Lenkeingriffe durch versierte Fahrer erhöhen die Sollgierrate zur Hochreiwertseite und damit die Regelabweichung zu Beginn der Situation. Der Stabilisierungswinkel baut sich schneller auf und der Fahrer kann den Lenkradwinkel zurücknehmen.

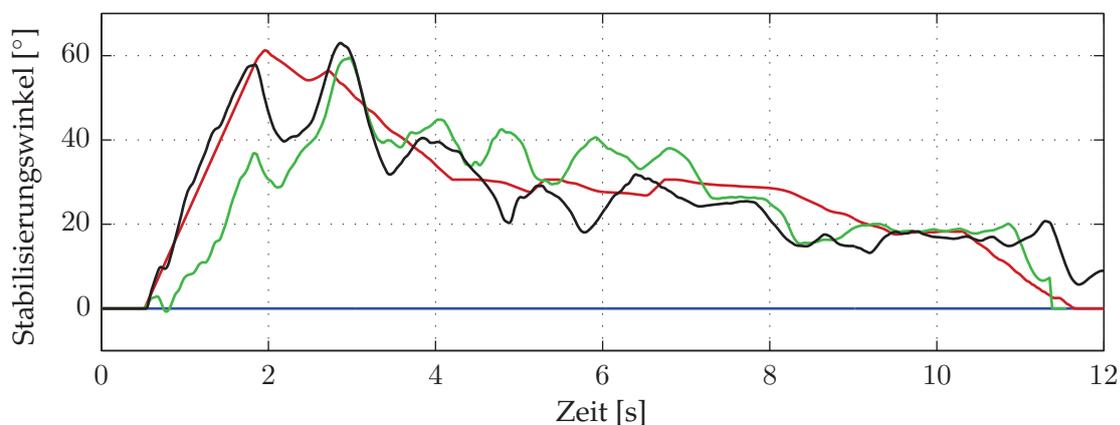
Bei Einsatz der Gierratenregelung in Kombination zur vorgestellten Steuerung ist insbesondere der Integrationsanteil des Reglers relevant. Der Großteil des notwendigen Winkels wird bereits durch die Steuerung mit hoher Dynamik eingestellt. Abweichungen durch Modellierungsungenauigkeiten und Parameterschwankungen lassen sich überlagert durch die integrativen Anteile ausgleichen. Die Verstärkungsfaktoren der proportionalen und differenzierenden Anteile können sehr gering gewählt werden.

6.2.3 Umsetzung im Fahrzeug und Einsatz der vernetzten Ansteuerung

Zur Bewertung der stabilisierenden Maßnahmen werden erneut Messungen auf der μ -split Strecke durchgeführt. In Abbildung 6.9 werden drei Varianten der Stabilisierung verglichen. In der ersten Variante wird nur die Vorsteuerung eingesetzt. In der Referenzfahrt ohne Lenkeingriffe musste das Fahrzeug durch den Fahrer mit einem Lenkradwinkel bis zu 75°



(a) Vergleich der Lenkradwinkel



(b) Vergleich der Überlagerungswinkel

Abbildung 6.9: Messung der Lenkstablisierung bei Traktionssteigerung auf einer μ -split Strecke



in der Spur gehalten werden. Der Einsatz der Steuerung reduziert den Fahreranteil auf Lenkradwinkel kleiner 20° . Bei der geregelten Variante liegen die maximalen Lenkwinkel ebenfalls unter 20° . Allerdings stellt sich der Stabilisierungswinkel langsamer ein, wodurch der Fahrer anfangs einen Teil des notwendigen Winkels selbst aufbringen muss. In der Kombination aus Steuerung und Regelung wird der Großteil des Winkels durch die Steuerung eingestellt. Die korrigierenden Eingriffe der überlagerten Regelung senken den Betrag des notwendigen Lenkwinkels auf unter 5° . Der Fahrer muss kaum mehr eine selbsttätige Stabilisierung vornehmen.

Durch die Überlagerung des hohen Stabilisierungswinkels entstehen starke Rückwirkungen in das Lenkmoment. In dem Manöver mit Beschleunigung in Geradeausfahrt auf der μ -split Strecke werden Haltemomente bis $3,2 \text{ Nm}$ erreicht. Diese Momente sind von der Dynamik und der Amplitude vergleichbar mit Lenkempfehlungen zur Stabilisierung des Fahrzeugs. Gibt der Fahrer dem Moment nach, wirkt sich der Lenkradwinkel nachteilig auf die Regelung aus, da er entgegen der zur Stabilisierung notwendigen Richtung lenkt. Durch die Winkelüberlagerung kann in diesem Fall keine Verbesserung der Fahrzeugstabilität erreicht werden.

Der Einsatz der Kompensationsberechnung und die Ansteuerung der Lenkunterstützung lässt sich in dieser Fahrsituation ebenfalls einsetzen. Wie in Kap. 4.1.5 eingeführt kann der Längskrafteinfluss nicht vernachlässigt werden. Für die Berücksichtigung müssen die Antriebskräfte an der Vorderachse und das Bremsmoment der EDS abgeschätzt werden. Es wird eine Aufteilung der Antriebsmomente von $40:60$ zwischen Vorder- und Hinterachse angenommen und aus dem Motormoment die Achs-Zugkräfte berechnet. Unter der Voraussetzung, dass kein Reibwert-Sprung auftritt, lässt sich aus dem Antriebsmoment des Hinterrades auf der Niedrigreibwertseite, dessen Wert durch die Verlagerung bekannt ist, auf das absetzbare Moment des entsprechenden Rades an der Vorderachse schlussfolgern.

$$F_{xv,low} = \frac{F_{x,h}}{2} - |\Delta M_{TV}| \quad (6.27)$$

Die Differenz zu dem durch das offene Differenzial am Vorderrad anliegenden Antriebsmoment muss durch die EDS als Bremseneingriff ausgeglichen werden.

$$F_{xv,EDS} = \frac{F_{x,v}}{2} - F_{xv,low} \quad (6.28)$$

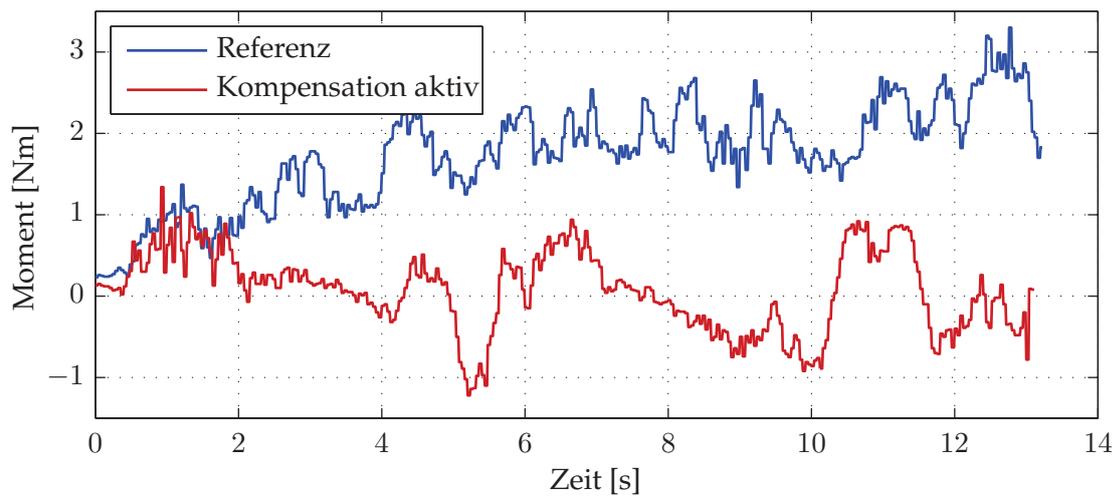
Die Zugkraft an der Hochreibwertseite erhöht sich durch diesen Eingriff um denselben Betrag.

$$F_{xv,high} = \frac{F_{x,v}}{2} + F_{xv,EDS} \quad (6.29)$$

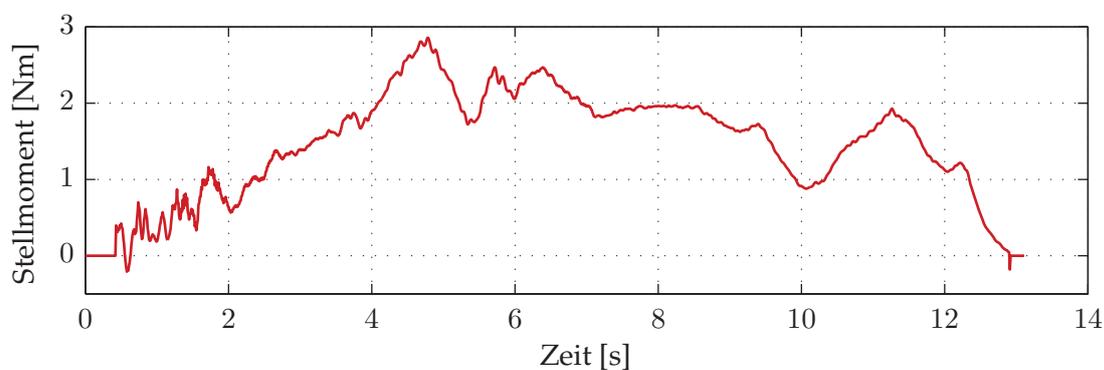
Mit diesen Annahmen lässt sich der Einfluss der unterschiedlichen Längskräfte an der Vorderachse auf das Lenkmoment im Modell abbilden. Die Berechnungen werden sowohl im

Referenz- wie im Prädiktionsmodell durchgeführt. Die Berücksichtigung der Längsdynamik im Lenkstrangmodell wird an die Erkennung der μ -split Situation durch die Funktion zur Verlagerung des Antriebsmoments gekoppelt. Damit ist die Berechnung des Kompensationsmoments ohne Einfluss des entstehenden Grundmoments der Situation möglich.

Das Fahrmanöver wird zur Bewertung der Kompensation mit der kombinierten Ansteuerung des Lenkstrangkoordinators wiederholt. Abbildung 6.10 zeigt die Verläufe des Lenkmoments und des Stellmoments bei der Momentenüberlagerung durch die Lenkunterstützung.



(a) Vergleich des Lenkmoments



(b) Verlauf des Stellmoments

Abbildung 6.10: Messung der Kompensation des Lenkmoments bei Lenkstablisierung auf einer μ -split Strecke

In der Referenzmessung ist ein deutlicher Anstieg des Lenkmoments über der Dauer des Manövers ersichtlich. Dieser fällt allerdings geringer aus als durch die Höhe des Stabilisierungswinkels zu erwarten ist. Die Verringerung entsteht durch das in Gegenrichtung wirkende Moment aus den Längskräften. Bei aktiver Kompensation senkt sich das Niveau des Moments. Es ist ein leichter Trend zu negativen Momenten erkennbar, der den längs-



dynamischen Einflüssen entspricht. Allerdings fällt in dieser Messung die Einschränkung der Dynamik der genutzten Momentenschnittstelle negativ auf. Bei den Schaltvorgängen des Getriebes bei 5 s und 10 s bricht das Antriebsmoment ein. Entsprechend wird das Torque-Vectoring Moment und daraus abgeleitet, der Stabilisierungswinkel mit einer hohen Dynamik zurück genommen und nach der Schaltung wieder aufgebaut. Der dynamisch verzögerte Abbau des Kompensationsmoments führt mit dem Aufbau des Stabilisierungswinkels nach dem Schaltvorgang zu den Schwankungen im Lenkmoment. Das Momentenniveau liegt deutlich niedriger als ohne Kompensation. Die Werte bleiben kleiner als ± 1 Nm. Vor dem Hintergrund der Fahrsituation mit hoher Längsdynamik ist dieser Bereich für ein Fahrzeug mit angetriebener Vorderachse ein sehr guter Wert, der durch eine optimierte Dynamik der Momentenüberlagerung weiter verbessert werden kann.

In diesem Abschnitt wurde eine Funktion entwickelt, die zur Erhöhung der Stabilität des Fahrzeugs beiträgt. Die Steigerung der Traktion durch eine Antriebsmomentenverlagerung induziert ein hohes Störgiermoment. Das Fahrzeug wird durch einen winkelbasierten Lenkeingriff auf Basis einer Vorsteuerung und einer Gierratenregelung stabilisiert. Die Winkelüberlagerung entlastet den Fahrer bei seiner Fahraufgabe deutlich, hat jedoch starke Rückwirkungen auf das Lenkmoment. Zur Berechnung des Kompensationsmoments wird die Berücksichtigung der Längsdynamik notwendig. Basierend auf den Informationen der Traktionsregelung lassen sich die Längskräfte im Lenkstrangmodell berücksichtigen und die Rückwirkungen des Winkeleingriffs ausgleichen. Mit der kombinierten Ansteuerung wird die Stabilität des Fahrzeug nahezu ohne Störung des Fahrers erreicht. Das Konzept des Lenkstrangkoordinators mit den neu eingeführten Schnittstellen ist in der fahrdynamisch anspruchsvollen Situation wirkungsvoll einsetzbar.

6.3 Komfortfunktion - Lenkwinkelüberlagerung zur Spurführung

Assistenzfunktionen, die den Fahrer von seiner Fahraufgabe entlasten, werden unter dem Begriff Komfortfunktionen zusammengefasst. Typische Beispiele sind die Einparkassistentz und die Spurhaltung des Fahrzeugs. Beide Funktionen werden bisher durch die Lenkunterstützung umgesetzt. Bei Unterstützung des Einparkvorgangs lenkt das Fahrzeug eigenständig. Die Spurhaltung übernimmt nicht die komplette Fahraufgabe, sondern greift nur korrigierend in die Lenkaktivitäten des Fahrers ein. Nachfolgend werden die bekannten Ansätze zur Spurführung für die neu eingeführten Stellmöglichkeiten des Lenkstrangkoordinators erweitert und die Winkelüberlagerung integriert.

6.3.1 Existierende Spurführungen mit Lenkmomentenempfehlung

Es existieren unterschiedliche Ausprägungen zur Unterstützung des Fahrers in der Spurführung, die nach der Art der haptischen Meldung des Moments differieren. Abbildung 6.11 zeigt einen Überblick, der nach [150] und [157] zusammengestellt ist.

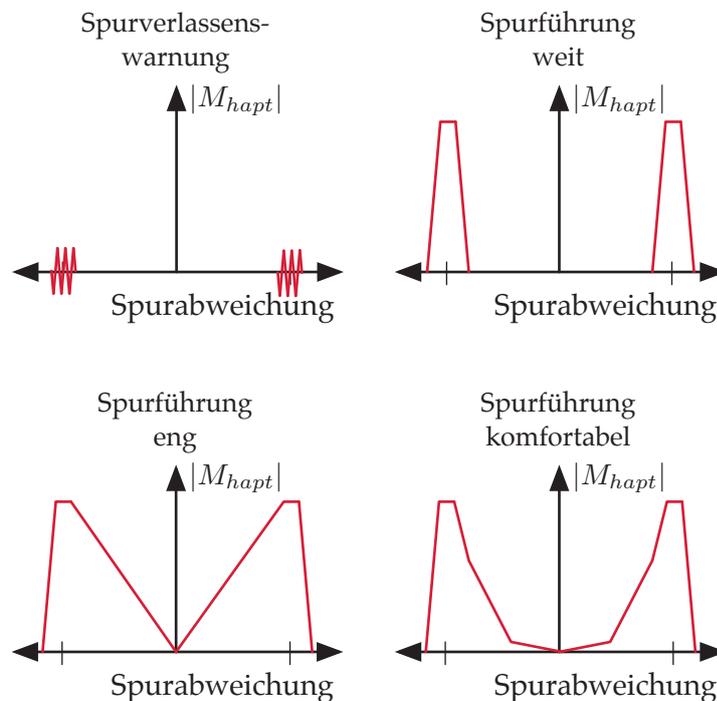


Abbildung 6.11: Gegenüberstellung der Lenkmomenteneingriffe zur Spurführung

Einen rein warnenden Charakter hat die Spurverlassenswarnung. Kurz vor Überfahren der Spurmarkierungen wird durch ein Vibrationselement im Lenkrad oder durch eine von der Lenkunterstützung induzierte Vibration auf das Verlassen der Fahrspur hingewiesen. Diese Information ist ungerichtet und fordert den Fahrer auf, die Situation zu bewerten und zu reagieren. Systeme zur Spurführung gehen darüber hinaus und unterstützen den Fahrer in der Tätigkeit, das Fahrzeug wieder in die Fahrspurmitte zurückzulenken. Bei einer weiten Führung wird erst kurz vor Verlassen der Fahrspur eine Lenkmomentenempfehlung aktiv, die einen Impuls gibt, zur Fahrspurmitte zu lenken. Folgt der Fahrer mit einer überzogenen Lenkbewegung, kreuzt das Fahrzeug die Fahrspur und wird erst an der gegenüberliegenden Markierung wieder durch ein Lenkmoment zurück geführt. Schwingungen können entstehen, da diese Eingriffe einem Regelsystem mit sehr großer Totzone entsprechen und der Fahrer durch seine Lenkaktivitäten dämpfend wirken muss. Die Güte der Spurführung verbessert sich durch rückführende Momente, die bereits bei kleinen Abweichungen kontinuierlich eingestellt werden. Diese enge Führung bedingt häufige Eingriffe durch das System. Die entstehende Unruhe im Lenkrad wird vom Fahrer störend wahrgenommen. [157] sieht



einen Mittelweg vor, der als komfortbetonte Abstimmung bezeichnet wird. Dabei steigt das Moments aus der Mitte sehr flach und zur Spurbegrenzung überproportional an. Eine Verschlechterung der Mittenführung im Vergleich zur engen Führung wird in Kauf genommen.

Eine Spurführung mit einer Überlagerungslenkung ist nicht bekannt. Große Korrekturen oder das Unterstützen des Einlenkens in die Kurve können durch eine winkelbasierte Funktion nicht geleistet werden. Es entstehen dabei starke Abweichungen des Fahrzeugverhaltens von der Fahrereingabe, die vom Fahrer nicht direkt nachvollziehbar und irritierend sind. Die kleinen Korrekturen, die bei der komfortorientierten Abstimmung durch die Verringerung des Moments um die Fahrspurmitte nicht durchgeführt werden, stellen jedoch eine ideale Anwendung für die Winkelüberlagerung dar. Diese, durch Störungen wie Fahrbahnebenheiten hervorgerufenen, notwendigen Eingriffe fallen klein aus und können der Fahrereingabe überlagert werden. Nachfolgend wird, ausgehend von einer Betrachtung der bestehenden momentenbasierenden Funktionen, eine winkelbasierte Spurführung hergeleitet.

6.3.2 Theoretische Herleitung der winkelbasierten Spurführung

Die Algorithmen, die zur Spurführung mit Lenkmomentenempfehlung eingesetzt werden, sind in [64], [150] und [157] beschrieben. Die zur Regelung der Spurhaltung herangezogenen Größen sind

- die resultierende Abweichung des Kurswinkels - *Orientierung*
- der seitliche Versatz des Fahrzeugs von der Sollspur - *Querablage*
- der Kurvenverlauf - *Krümmung*

Darüber hinaus sind Maßnahmen zur Anpassung der Haptik der Eingriffe an die Fahrsituation und die Lenkaktivität des Fahrers notwendig. Diese werden in erster Linie durch das gemessene Handmoment beeinflusst. Die Krümmung der Kurve dient darüber hinaus als Grundlage für eine Vorsteuerung und hilft dem Fahrer den Einlenkpunkt zu treffen. Ein unterstützendes Moment entlastet den Halteanteil des Fahrers in der Kurve. Diese Anteile sind für eine winkelbasierte Umsetzung nicht notwendig und können nachträglich überlagert für rein momentenbasierte Komponenten herangezogen werden. Die Haptikanpassung erfolgt durch die Kompensationsberechnung. Eine Vorsteuerung, die dem Kurvenverlauf folgt, wird als nicht sinnvoll angesehen, da das Fahrzeug bei der Lenkradstellung *Geradeaus* andernfalls selbständig in die Kurve einlenkt. Ein zu starkes Abweichen der Fahrzeugreaktion von der Fahrervorgabe, das über kleine Korrekturen hinausgeht, findet beim Fahrer keine Akzeptanz.

Die Größen Orientierung und Querablage werden bei der Querspurregelung von autonom fahrenden Fahrzeugen verwendet. Der Fokus liegt dabei nicht auf der Haptik der Anwenderschnittstelle, sondern auf der Umsetzung einer guten Spurführung durch das Lenksystem. Diese beiden Anteile lassen sich somit auch in einem winkelbasierten Ansatz verwenden. Abbildung 6.12 zeigt an der Darstellung des Einspurmodells die Regelgrößen Querablage e_y und Kursabweichung e_ψ im Bezug auf die Sollspur des Fahrzeugs.

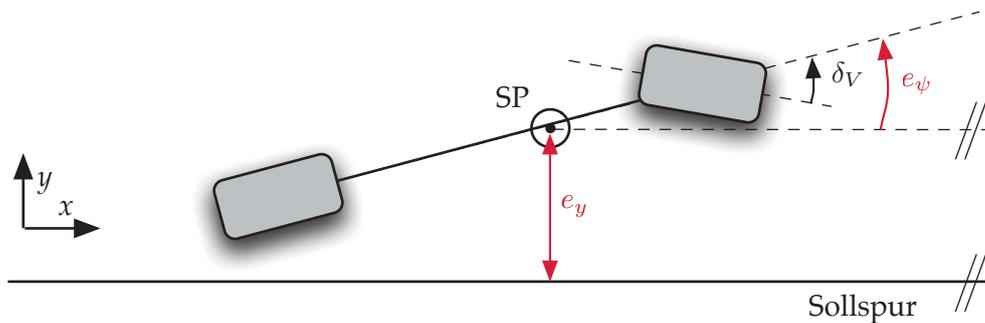


Abbildung 6.12: Geometrische Betrachtung der Regleranteile zur Spurführung

Der Fokus zur Mittenführung liegt auf der Querablage, für die als Sollwert Null angenommen werden kann. Das Einbeziehen der Kursabweichung kann die Regelgüte verbessern. Ausgehend von einer Fahrt auf dem Sollkurs zeigt sich eine beginnende Abweichung zuerst in einem Kursfehler, bevor sich eine Querablage aufbaut. Die Spurführungsregelung kann damit sehr früh korrigierend eingreifen. Gleichzeitig wirkt der Anteil der Kursabweichung bei Abbau einer höheren Querablage dämpfend, da es einem zu starken Lenken zur Spurmitte und einem damit verbundenen Aufbau eines Kursfehlers entgegenwirkt.

Für die Untersuchung wird eine kamerabasierte Spurerkennung eingesetzt. In Nutzung ist ein bestehendes Seriensystem, auf das nicht im Detail eingegangen wird. Für den Hintergrund der verwendeten Bezugsgrößen sei auf [150] und [157] verwiesen. Die Ausgangsgrößen, die als Reglereingang dienen, sind nachfolgend beschrieben. Die Erkennung bestimmt auf Basis der Bahnmarkierungen die zur Verfügung stehende Fahrspur und legt einen Sollkurs in die Mitte der Fahrbahn. Mit der bekannten Verbauposition der Kamera wird die Position und die Orientierung des Fahrzeugs relativ dazu bestimmt. Als Querablage ergibt sich allgemein

$$e_y = l_{y,Trajektorie} - l_{y,Fahrzeug} \quad (6.30)$$

Werden diese Abstände relativ zur erkannten Fahrspur bestimmt, gilt $l_{y,Trajektorie} = 0$. Analog berechnet sich der Kursfehler als Winkel zwischen der Tangente an der Solltrajektorie und der Ausrichtung des Fahrzeugs.

$$e_\psi = \psi_{Trajektorie} - \psi_{Fahrzeug} \quad (6.31)$$



Als Grundstruktur zur Spurführung wird ein PID-Regler verwendet. Der Regler nutzt die Querablage e_y und die Kursabweichung e_ψ als getrennte Eingangsgrößen. Es entsteht die Möglichkeit, die Anteile unterschiedlich zu gewichten. Bei der Kursabweichung wird nur der proportionale Anteil verwendet. Eine Erhöhung der Dynamik ist nicht notwendig. Kleine Fehler in der Kalibrierung des Lenkwinkelsensors und der Verbauposition der Kamera wirken sich negativ auf den integrativen Anteil mit einer Tendenz zum Signaldrift aus. Da die Fehlerquellen nicht auszuschließen sind, wird von diesem Regleranteil abgesehen. Die Berechnung des zur Spurführung notwendigen Sollwinkels ergibt sich aus den einzelnen Komponenten.

$$\delta_{SF,soll} = \left(K_{P,y} \cdot e_y(t) + K_{I,y} \cdot \int e_y(t) dt + K_{D,y} \cdot \frac{de_y(t)}{dt} \right) + K_{P,\psi} \cdot e_\psi(t) \quad (6.32)$$

Mit der Reglerstruktur ist eine winkelbasierte Spurführung möglich. Der Fokus der Untersuchung in dieser Arbeit liegt nicht auf der Güte der Spurführung, sondern auf dem Einsatz der vernetzten Ansteuerung der Lenksysteme. Auf weitere mögliche Optimierungen zur Spurführung wird aus diesem Grund nicht eingegangen. Die offene Struktur erlaubt jedoch, die Parameter der Regleranteile situationsabhängig anpassen zu können. Eine grundsätzliche Unterscheidung lässt sich dabei zwischen Geradeausfahrt bzw. Kurven mit sehr großen Radien und Kurvenfahrt mit kleinen und mittleren Radien treffen. Um Kursprädiktionsfehlern bei geringen Radien begegnen zu können, wird der Anteil des Kursfehler mit dem Radius abgeschwächt.

6.3.3 Umsetzung im Fahrzeug und Einsatz der vernetzten Ansteuerung

Die winkelbasierte Spurführung ist prototypisch im Fahrzeug implementiert. Die Bewertung der Wirksamkeit erfolgt in einem gestuften Vorgehen. In einem ersten Schritt wird als Referenz aus dem nach Gl. 6.32 berechneten Winkel ein proportionales Moment als Lenkmomentenempfehlung eingestellt. Diese Umsetzung ist mit den bekannten Spurführungen vergleichbar und liefert Referenzgrößen für den Lenkaufwand und das aufzubringende Lenkmoment des Fahrers. In einer zweiten Stufe wird die winkelbasierte Funktion ohne Kompensation des Rückwirkmoments betrachtet, um die Einsetzbarkeit zur Spurführung zu beurteilen. Darauf aufbauend erfolgt die vernetzte Ansteuerung des Lenkstrangkoordinators, die zum Überlagerungswinkels auch das Zusatzmoment stellt. In dieser dritten Stufe lässt sich die Wirksamkeit der Kompensation bei der kombinierten Ansteuerung bewerten.

Als Manöver wird eine Geradeausfahrt mit deutlich erkennbaren Spurmarkierungen gewählt. Die Geschwindigkeit des Fahrzeugs beträgt 70 km/h. Das in der Situation anliegende Handmoment nahe Null stellt eine erhöhte Anforderung an die Kompensation und eignet sich zur Beurteilung des Ansatzes.

In Abbildung 6.13 ist die Messung mit aktiver Lenkmomentenempfehlung aufgetragen.

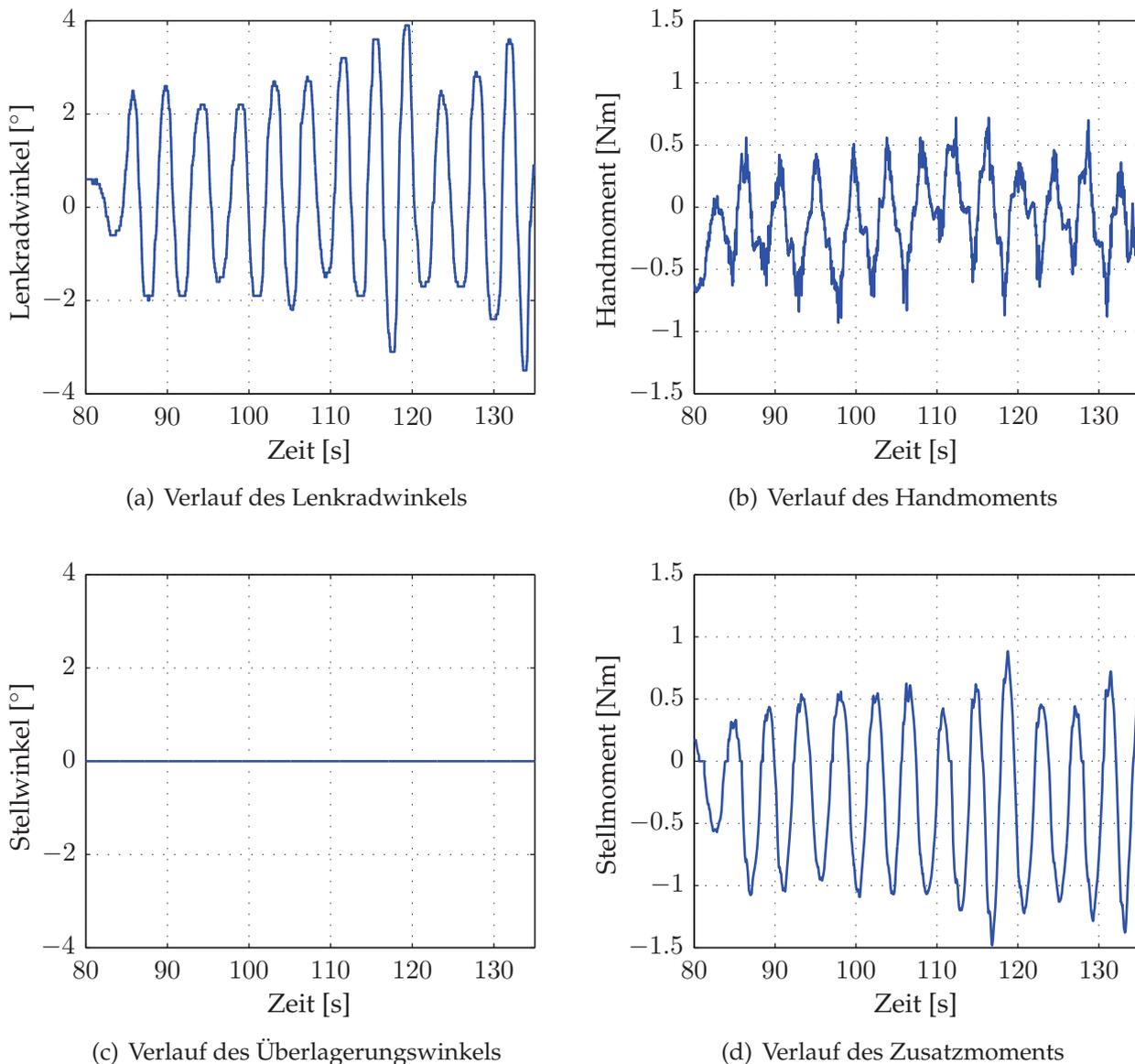


Abbildung 6.13: Fahrereingabe und Lenkeingriffe bei Spurführung mit Lenkmomentenempfehlung

In den Diagrammen der oberen Reihe werden die Fahrer-Eingaben Lenkradwinkel und Lenkmoment gezeigt. Gegenübergestellt ist darunter die durch das jeweilige Lenksystem vorgenommene Stellgröße Überlagerungswinkel und Zusatzmoment. Die Lenkmomentenempfehlung in Abbildung 6.13 (d) ist die Ursache für die Lenkbewegung des Fahrers, der der als Handmoment wahrgenommenen Stellgröße mit der Einstellung eines Lenkradwinkels folgt. Fahrbahnstörungen führen zu einem in dieser Messung kontinuierlich aktiven Eingriff der Spurführung. In beiden fahrerbezogenen Messgrößen ist die Regelung sichtbar. Um das Fahrzeug in der Spur zu halten, sind nur geringe Winkel notwendig, die in der Größenordnung von 2 - 4 Grad liegen, allerdings durchgängig Fahrereingriffe benötigen.

Die gleiche Fahrsituation wird mit der winkelbasierten Spurführung gefahren. Der Sollwinkel $\delta_{SF,soll}$ wird durch die Überlagerungslenkung gestellt. Die Ergebnisse der Messung zeigt Abbildung 6.14. Es ist ersichtlich, dass durch den Überlagerungswinkel der Lenkaufwand

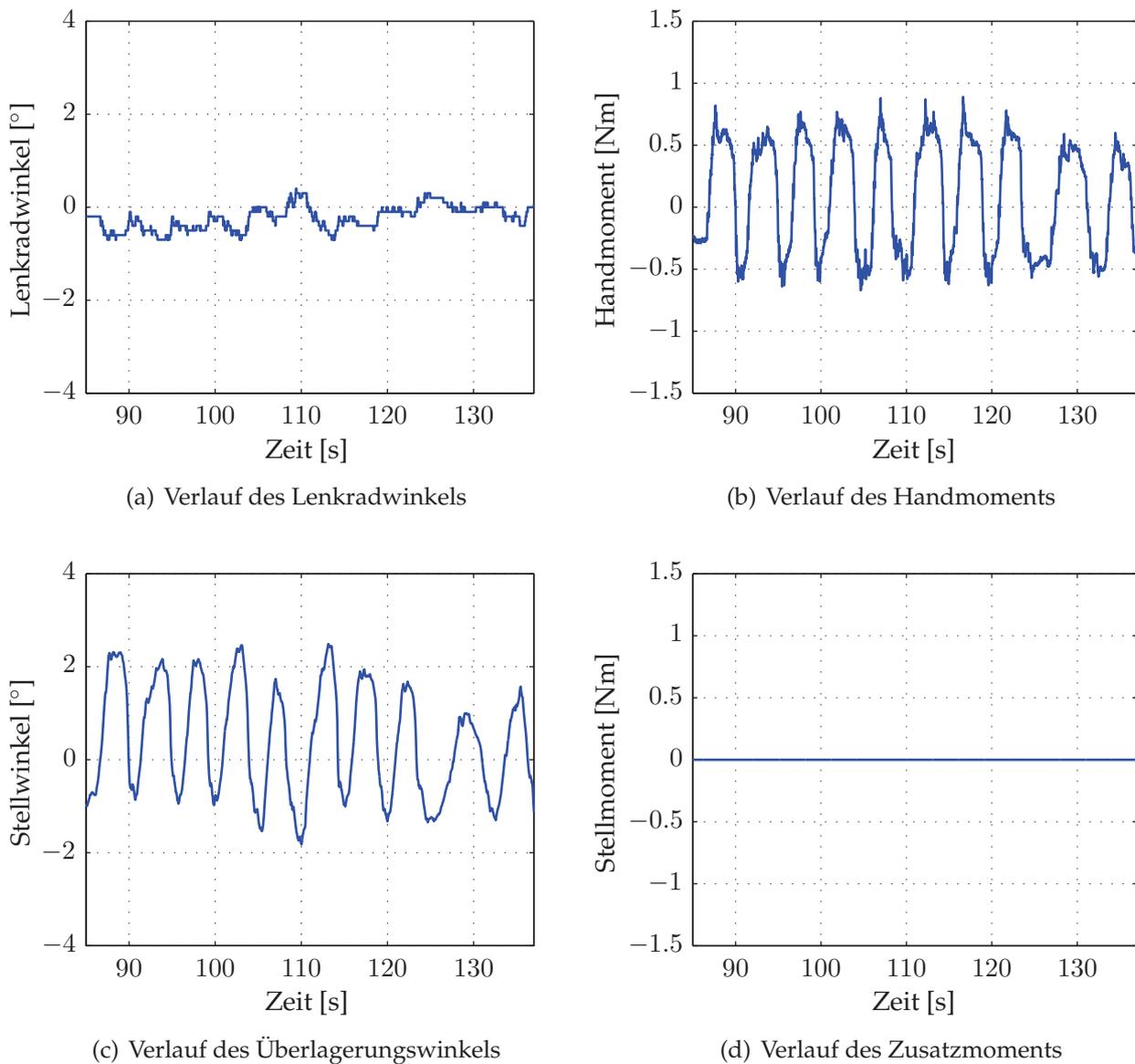


Abbildung 6.14: Fahrereingabe und Lenkeingriffe bei winkelbasierter Spurführung ohne Kompensation

des Fahrers auf ein Minimum reduziert wird. Die durch das Lenksystem gestellten Winkel liegen in der Größenordnung des Lenkradwinkels in der ersten Messung. Sie fallen jedoch geringer aus, da durch den direkten Zugriff auf die Fahrzeugführung schnellere Reaktionen auf eine Spurabweichung erfolgen. Diese lassen sich mit verringerten Radwinkeln erreichen. Die Verbesserung der Spurführung zeigt sich in Abbildung 6.15 bei der Betrachtung des resultierenden Gierwinkels, der aus der Integration der gemessenen Gierrate ermittelt wird.

Durch die winkelbasierte Funktion wird der bereits geringe Gierwinkel der momentenbasierten Führung weiter reduziert. Für kleine Korrekturen bei Kursabweichungen ist die

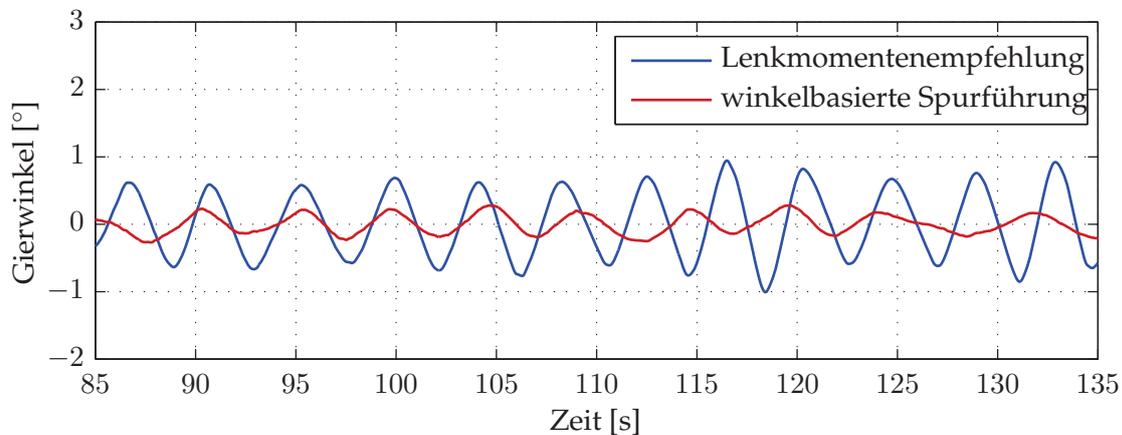


Abbildung 6.15: Vergleich des Gierverhaltens des Fahrzeugs mit aktiver Spurführung

winkelbasierte Variante unter dem Aspekt der Spurhaltung als ideale Regelstrategie zu sehen. Bei der Betrachtung des Handmoments zeigt sich jedoch die Rückwirkung der Stellwinkel. Es werden Momente erreicht, die vom Fahrer deutlich wahrnehmbar sind. Die Höhe der entstehenden Momente und der Wechsel in der Drehrichtung werden als störend eingestuft. Im Gegensatz zur lenkmomentenbasierten Führung wirkt das Moment auch entgegen der Drehrichtung, die durch den Fahrer ohne Unterstützung einzustellen wäre. Bei Fahrern, die sich bereits an die als Empfehlung ausgeführte Funktionen adaptiert haben, wirkt sich dieser Aspekt verstärkt negativ aus, da sie tendenziell dem Moment nachgeben. Ohne die Abstützung am Lenkrad kann die Überlagerungslenkung jedoch keinen Radwinkel stellen. Die Güte der Spurführung verschlechtert sich in diesem Fall deutlich.

Der Einsatz der referenzmodellbasierten Störgrößenaufschaltung zur Kompensation der Rückwirkungen des Überlagerungswinkels bietet das Potential, die bestehenden Nachteile zu verringern. Der Winkel zur Spurführung wird zur Kompensationsberechnung über den Lenkstrangkoordinator geführt. Bedingt durch die Fahrsituation ist das Grundniveau des Lenkmoments sehr gering. Eine verfälschte Berechnung des Moments, stationär und dynamisch, führt durch die Sensibilität des Fahrers bereits bei geringen Abweichungen zu einer subjektiv schlechten Kompensation. Das Fahrmanöver wird mit der vernetzten Ansteuerung wiederholt. Die Messgrößen sind in Abbildung 6.16 dargestellt. Im Gegensatz zu den bisherigen Messungen werden beide Stellgrößen genutzt. Die Rückwirkungen in das Lenkmoment verringern sich auf Werte bis 0,1 Nm. In Kapitel 2.2.2 wird auf die Wahrnehmungsschwelle eingegangen, die nach [158] für Normalfahrer bei 0,19 Nm liegt. Die verbleibenden Momente werden im normalen Fahrbetrieb kaum oder nicht mehr wahrgenommen. Im Bereich der engen Führung um die Fahrspurmitte lässt sich eine Verbesserung der Spurführung und

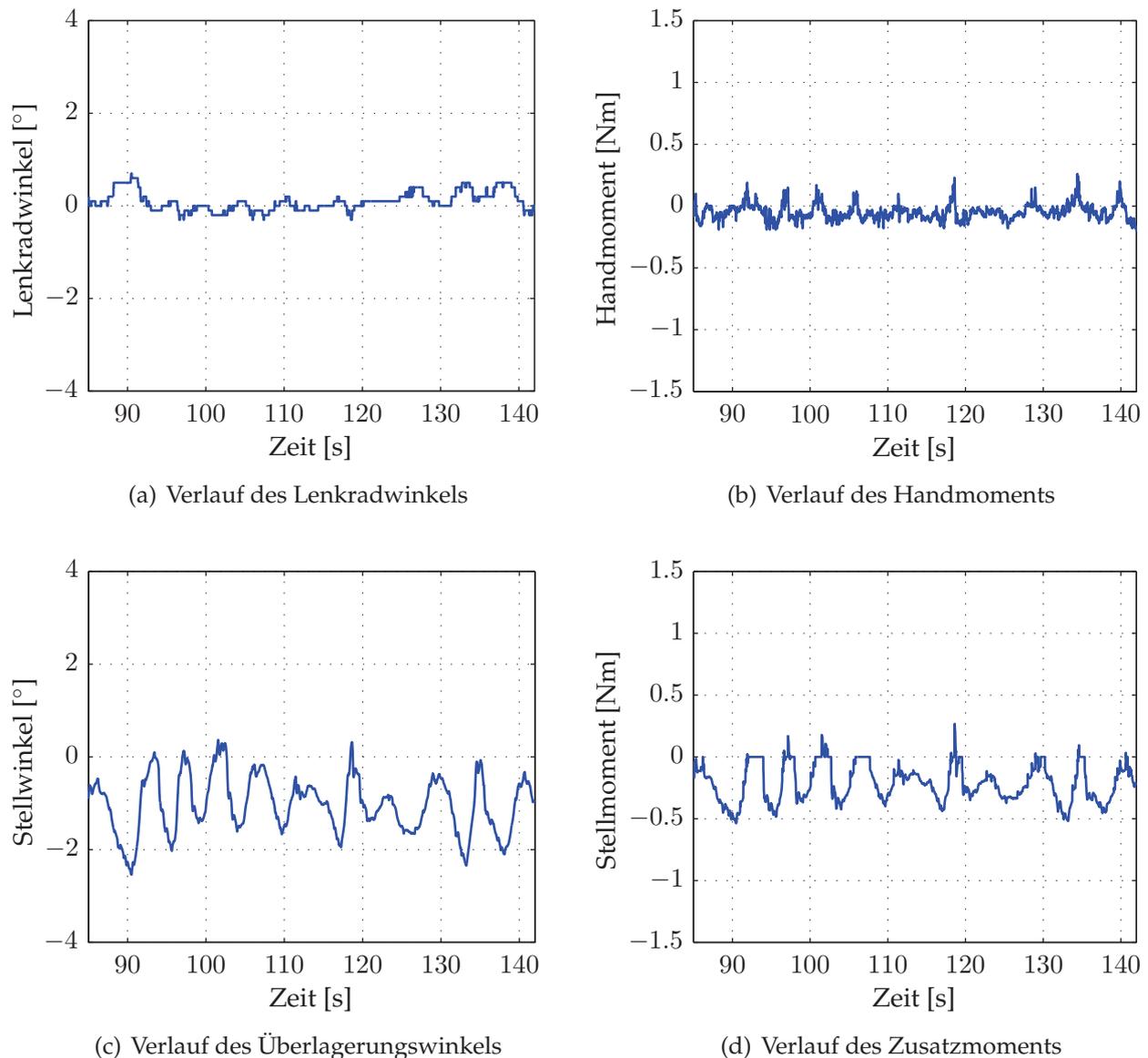


Abbildung 6.16: Fahrereingabe und Lenkeingriffe bei Spurführung mit vernetzter Ansteuerung beider Lenksysteme

gleichzeitig des empfundenen Komforts erreichen. Der Fahrer wird durch die Funktion unterstützt, ohne dass er den Eingriff bewusst bemerkt.

In diesem Abschnitt wurde eine Funktion dargestellt, die eine Weiterentwicklung der lenkmomentenbasierten Spurführungsassistentz zeigt. Die Problematik, eine gute Qualität der Spurführung ohne häufige und als störend wahrgenommene Lenkeingriffe zu erreichen, lässt sich durch die Winkelüberlagerung auflösen. Die Grundfunktion einer winkelbasierten Führung stellt die Basis für eine Verbesserung der Spurführung in engen Grenzen um die Fahrspurmitte dar. Die dabei entstehenden im Verhältnis zur Fahrsituation starken Rückwirkungen auf das Handmoment stehen einer Umsetzung der Spurführung mit reiner



Winkelüberlagerung entgegen. Erst durch den Einsatz der vernetzten Ansteuerung werden die Störungen effektiv ausgeblendet. Das Konzept des Lenkstrangkoordinators mit der neu eingeführten Schnittstelle *Zusatzwinkel* lässt sich erfolgreich auf komfortrelevante Lenkassistenten anwenden und trägt zu einer deutlichen Steigerung des Funktionsbereichs bei.

6.4 Bewertung der vernetzten Ansteuerung und der Lenkfunktionen

In den bisherigen Kapiteln wurde die Architektur eines Lenkstrangkoordinators erarbeitet. Vor dem Hintergrund der steigenden Anzahl von Lenkfunktionen liegt der Fokus auf der energetischen und funktionalen Vernetzung von Winkel- und Momentenüberlagerung. Der energetische Aspekt führt zur Entwicklung einer dynamischen Anpassung der Lenkübersetzung, die dem Lenkungsüberholen und damit dem Anstieg des Lenkmoments entgegenwirkt. Eine vernetzte Ansteuerung der beiden aktiven Systeme aus funktionaler Sicht stellt die Basis für erweiterte Lenkfunktionen dar. Zur Erhöhung der Agilität des Fahrzeugs lässt sich eine Anpassung des Eigenlenkverhaltens einsetzen. Bei Beschleunigungen auf Fahrbahnen mit unterschiedlichen Reibwerten auf linker und rechter Fahrzeugseite wird durch einen Lenkeingriff die Stabilität des Fahrzeugs erhöht. Die Spurführung lässt sich um die Mittellage mit einer kontinuierlich aktiven winkelbasierten Funktion umsetzen. Für diese drei Formen der Lenkassistenten ist jeweils eine Basisumsetzung mit Winkeleingriff und eine vernetzte Ansteuerung mit Kompensation des Rückwirkmoments dargestellt.

Zur Beurteilung von Lenksystemen wird oftmals der Lenkaufwand als Kriterium herangezogen. In der Definition als Lenkarbeit eignet sich dieses Kriterium nicht, um die vorgestellten Lenkfunktionen zu bewerten. Eine winkelbasierte Spurführung würde beispielsweise mit und ohne Lenkmomentenkompensation gleich gut eingestuft werden, da zwar Unterschiede im Lenkmoment bestehen, aber dabei durch den Fahrer nicht aktiv gelenkt und somit keine Arbeit verrichtet wird. Für die Bewertung werden Winkel- und Momentenverläufe getrennt betrachtet und als Kriterien die Effektivwerte des Lenkradwinkels und des Lenkmoments berechnet, die nach [21] ebenfalls zur Bewertung herangezogen werden können.

$$\delta_{S,eff} = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T \delta_S^2(t) dt} \quad (6.33)$$

$$M_{S,eff} = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T M_S^2(t) dt} \quad (6.34)$$

Zu jeder der Teilfunktionen existieren Referenzmessungen ohne aktiven Eingriff. Damit können die Effektivwerte auf die Referenz bezogen werden. Für die Verringerung des



notwendigen Lenkradwinkels wird die Messung ohne funktionalen Eingriff als Bezugsgröße verwendet. Für die Bewertung des Kompensationsmoments dient als Referenz die Messung mit alleinigem Winkeleingriff. Die Auswertung wird für die drei vorgestellten Funktionen durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Tabelle 6.1 zusammengefasst.

Tabelle 6.1: Übersicht der Effektivwerte zur Bewertung der Lenkfunktionen

Funktion	Messung	$\delta_{S,Eff}$	$\Delta\delta_{S,Eff}$	$M_{S,Eff}$	$\Delta M_{S,Eff}$
Agilität	Referenz	35,11 °	-73 % ¹	3,27 Nm	-49 % ²
	Winkeleingriff	27,13 °			
	Kompensation		3,06 Nm		
Stabilität	Referenz	29,69 °	-95 %	1,84 Nm	-72 %
	Winkeleingriff	1,45 °			
	Kompensation		0,51 Nm		
Komfort	Referenz	1,87 °	-82 %	0,60 Nm	-87 %
	Winkeleingriff	0,34 °			
	Kompensation	0,22 °	0,08 Nm		

¹: Bezogen auf die Differenz zum neutral steuernden Fahrzeug

²: Bezogen auf die Differenz zur Fahrt mit konstantem Lenkradwinkel

Bewertung der Agilitätsfunktion

Die Zielsetzung bei der Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens ist es, das vom Fahrer empfundene Eigenlenkverhalten an ein neutral steuerndes Fahrzeug anzugleichen. Die Verringerung des Effektivwerts des Lenkradwinkels um 73 % bestätigt die Wirksamkeit der Angleichung. Im Bereich des linearen Fahrverhaltens wird der zusätzliche Lenkradwinkel zu nahezu 100 % reduziert und bei Annäherung an den Grenzbereich die Grundtendenz des Fahrzeugs erhalten. Der Rückgang des Effektivwerts des Lenkmoments beträgt 49 %. Dieser Wert stellt die geringste Reduzierung im Vergleich aller Messungen dar. Allerdings beträgt die Abweichung des Werts im Bezug auf die Referenzfahrt nur 0,22 Nm. Die Schwankungen des Lenkmoments durch geringe Lenkbewegungen des Fahrers während der Messungen fällt deutlich höher aus. Vor diesem Hintergrund ist die Reduzierung als ausreichend anzusehen. Der Fahrer erlebt ein Fahrzeug mit neutralem Eigenlenkverhalten und dem gewohnt harmonischen Lenkmomentenverlauf.

Bewertung der Stabilisierungsfunktion

Bei Traktionssteigerung durch Antriebsmomentenverlagerung wird das Fahrmanöver Geradeausbeschleunigen untersucht. Für die Bewertung der Lenkstabilisierung existiert eine klare Zielsetzung für den Effektivwert des Lenkradwinkels, der in dieser Situation Null betragen sollte. Durch den Winkeleingriff sinkt der Wert um 95 % auf 1,45 °. Die Ziel-



setzung wird als erreicht angesehen. Durch den Einsatz der Kompensation reduziert sich das Lenkmoment um 72 %. In der Situation mit dem starken Einfluss der Antriebskräfte an der Vorderachse auf das Lenkmoment stellt dies einen sehr guten Wert dar. Die Stabilität des Fahrzeugs wird in der Fahrsituation deutlich erhöht, ohne dass der Fahrer durch die Rückwirkungen des Lenkeingriffs irritiert wird.

Bewertung der Komfortfunktion

Durch den Einsatz der winkelbasierten Spurführung sinken die Effektivwerte für den Lenkradwinkel und das Lenkmoment deutlich ab. In der gemessenen Fahrsituation der Geradeausfahrt sind Werte nahe Null anzustreben. Diese werden mit $0,22^\circ$ für den Lenkradwinkel und $0,08 \text{ Nm}$ für das Lenkmoment erreicht. Die Reduzierungen im Vergleich zu den Referenzmessungen fallen mit 82 % bzw. 87 % entsprechend deutlich aus. Die verbleibenden Lenkmomente sind für den Normalfahrer nicht auflösbar. Durch die Funktion ist es möglich, eine kontinuierlich aktive Spurführung zu realisieren, durch die der Fahrer nicht gestört wird.

In diesem Kapitel wurden basierend auf der vernetzten Ansteuerung neue Lenkassistentenfunktionen zur Verbesserung der Agilität, der Erhöhung der Stabilität des Fahrzeugs und der Steigerung des Komforts für den Fahrer entwickelt und prototypisch im Fahrzeug umgesetzt. Als Basis dazu dient das Konzept des Lenkstrangkoordinators. Die in diesem Zusammenhang eingeführte Schnittstelle *Zusatzwinkel* lässt sich bei den neuen Funktionen übergreifend einsetzen. Das Lenkstrangmodell für die Berechnung der Rückwirkungen des überlagerten Winkels wird einheitlich bei allen Eingriffen verwendet und stellt die Basis für eine Zentralisierung der funktionalen Verrechnung des Stellwinkels dar. Für alle Bereiche konnte die gleichzeitige Ansteuerung von Winkel- und Momentenüberlagerung erfolgreich eingesetzt werden. Die gezielte Beeinflussung der Fahrdynamik und des Fahrverhaltens lässt sich durch die Winkelüberlagerung direkt umsetzen und wird durch die Ansteuerung der Lenkunterstützung nicht wahrnehmbar.

Die durchgeführten Untersuchungen stellen die Grundlage für eine zentralisierte Koordinierung der Lenkeingriffe dar. Über eine einheitliche Schnittstelle lassen sich unterschiedlichste Lenkfunktionen im Fahrzeug realisieren. Die stark ansteigende Komplexität durch die Vielzahl an Lenkfunktionen wird beherrschbar und die notwendigen Berechnungen zur Umsetzung der Lenkeingriffe lassen sich mit dem zentralisierten Ansatz sehr effektiv gestalten.



7 Anwendung der Ergebnisse

Die wachsende Anzahl an Assistenzfunktionen mit Lenkeingriffen führt zu einer steigenden Komplexität bei der Ansteuerung aktiver Lenksysteme. Der qualitative Anspruch an die Umsetzung lässt eine systemspezifische Lösung, die Winkel- und Momentüberlagerung getrennt behandelt, nicht zu. Vor den zunehmend verkürzten Entwicklungszyklen in der Fahrzeugindustrie und dem hohen Grad an Innovationen im Bereich der Fahrerassistenz muss ein gesamtheitliches Konzept eingesetzt werden, das eine schnelle Erweiterbarkeit an Grundmodulen für den Basisumfang und an High-Level-Funktionen zur Fahrerunterstützung ermöglicht.

Zur Erfüllung der komplexen Anforderungen werden in den vorhergehenden Kapiteln alle Elemente für eine zukünftige Architektur der Lenkassistenz erarbeitet und in das Konzept eines Lenkstrangkoordinators zusammengeführt. Abbildung 7.1 zeigt die logische Struktur und das Vorgehen, das sich aus der Integration der Teilfunktionen ergibt. Es existieren drei durch neu definierte Schnittstellen getrennte Abschnitte. Auf oberster Ebene stehen die Assistenzfunktionen. Die Verarbeitung der daraus resultierenden Stellanforderungen und die gesamte Koordinierung der Lenkeingriffe erfolgt in dem speziell entwickelten Lenkstrangkoordinator. Auf unterster Ebene setzen die aktiven Lenksysteme die zugeteilten Anforderungen um.

Zur Differenzierung vom Wettbewerb ist es für die Fahrzeughersteller wichtig, kundenerleb- bare Funktionen anbieten zu können. Die Entlastung des Fahrers durch Assistenzfunktionen steht bei den aktuellen Entwicklungen im Fokus. Für eine schnelle und zielgerichtete Um- setzung ist es essentiell, mit einfachen Schnittstellen auf die Stellelemente zuzugreifen, ohne Rückwirkungen auf den Fahrer explizit berücksichtigen zu müssen.

Bei der Spurhaltung wird beispielsweise gezielt das Gierverhalten des Fahrzeugs und der Kurswinkel in Relation zur Fahrspur beeinflusst. Die notwendige Veränderung der Rad- stellung an der Vorderachse stellt die Anforderung der Funktion an den Aktor dar. In bisherigen Umsetzungen musste der Fahrer in die Lenkbewegung einbezogen und die Eingriffe als Lenkempfehlungen gestaltet werden. Für eine deutliche Verbesserung der Kurshaltung bedarf es einer schnelleren Einstellung der Lenkwinkel. Die freie Funktionsge- staltung ist nur möglich, wenn eine Ansteuerung der Lenksysteme ohne die bis zu diesem Zeitpunkt bestehenden Zwangsbedingungen umgesetzt werden kann. In Kapitel 6 sind drei Assistenzfunktionen unter der Prämisse einer idealen Umsetzung der Lenkanforderung neu entwickelt. Eine Verbesserung der Agilität des Fahrzeugs wird durch die Anpassung des Eigenlenkverhaltens erreicht. Gleichzeitig steigert bei optimierter Traktion der überlagerte

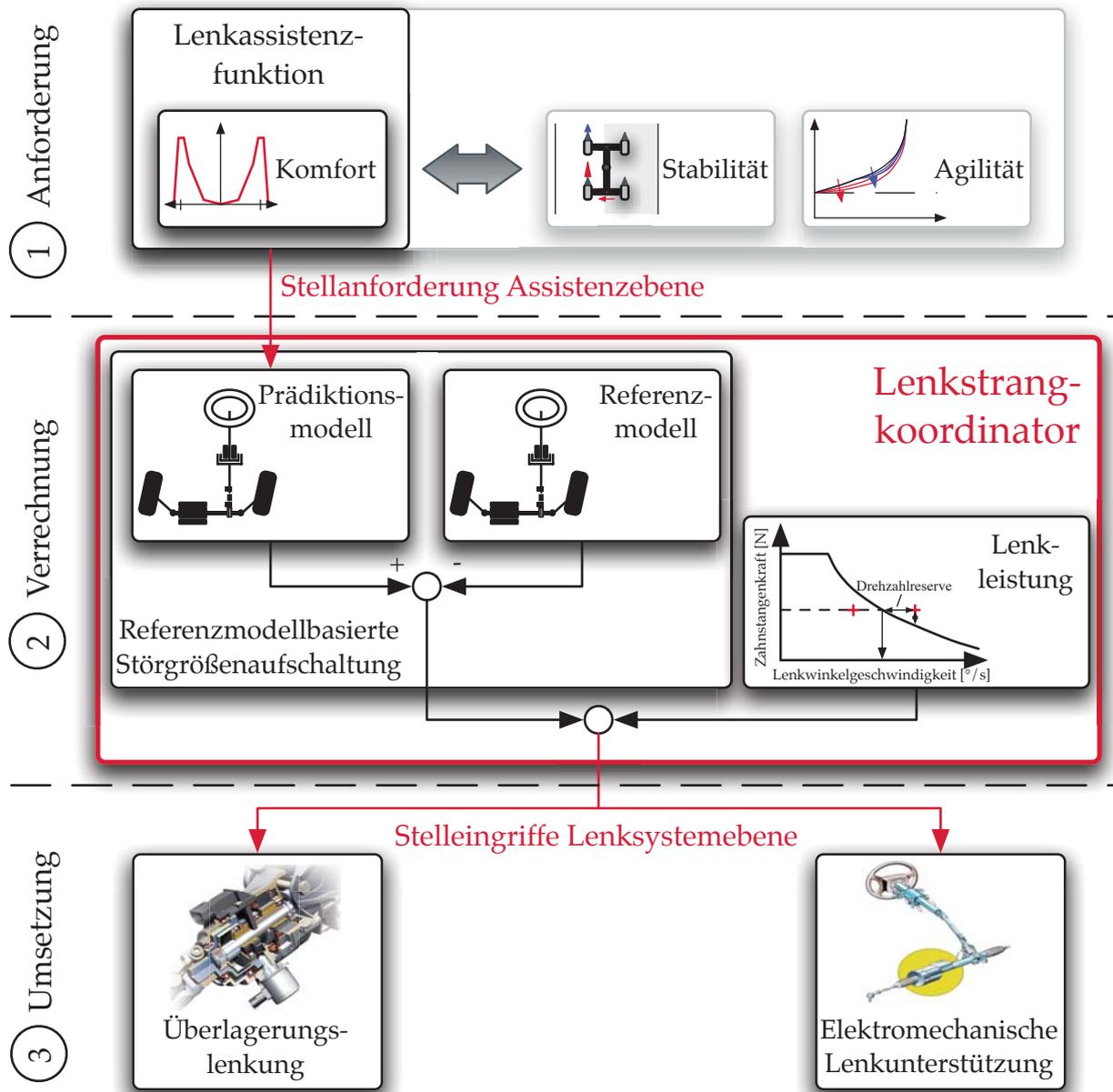


Abbildung 7.1: Übersicht der zusammenwirkenden Anwendung der erarbeiteten Methoden

Lenkeingriff die Stabilität des Fahrzeugs. Eine komfortorientierte Entlastung des Fahrers bei der Spurführung erfolgt durch die Weiterentwicklung von der Lenkempfehlung zu direkten Lenkeingriffen.

Diese drei modular entwickelten Funktionen nutzen die Schnittstelle *Zusatzwinkel*. Die Ausführungen in Kapitel 3 auf Basis des Eingriffsmöglichkeiten und der Interaktion mit dem Fahrer zeigen, dass mit der eingeführten Schnittstellendefinition als *Zusatzwinkel*, *Absolutwinkel* und *Zusatzmoment* das Funktionsspektrum vollständig abgedeckt wird. Bestehende Umsetzungen lassen sich darin einbinden und das Konzept ist offen für zukünftige Nutzer.

Die Entwickler weiterer Assistenzfunktionen können eigenständig das jeweilige Funktionsmodul entwerfen und das Gesamtkonzept ausbauen. Die Module werden auf oberster Hierarchieebene eingeordnet und sind nicht lenksystemspezifisch.

Die Stellanforderungen auf Assistenzebene werden an den Lenkstrangkoordinator übergeben. Dieser stellt die zentrale Instanz bei der Zusammenführung, Weiterverrechnung und optimierten Umsetzung aller Lenkeingriffe dar. Bei der Untersuchung des Stands der Technik hat sich die Notwendigkeit gezeigt, zur Beherrschung der steigenden Komplexität alle lenksystemspezifischen Aufbereitungen zu zentralisieren. Entsprechend umfassend muss der Gültigkeitsbereich der Teilmodule sein.

Das Kernelement des Koordinators ist die mit dieser Arbeit eingeführte referenzmodellbasierte Störgrößenaufschaltung. Diese stellt ein neues Ansteuerungskonzept zur integralen Nutzung von Winkel- und Momentenüberlagerung dar. Es wird erstmals möglich, in konventionellen Fahrzeugen Lenkeingriffe ohne Rückwirkung auf den Fahrer einzustellen. In den vorangegangenen Kapiteln wird die Ansteuerung speziell für den Einsatz im Koordinator entwickelt. Die Berechnung beruht auf einem modellbasierten Ansatz. Das Lenkstrangmodell ist mit dem Fokus der Anwendung als Prädiktions- und Referenzmodell, für diesen Einsatz zugeschnitten, neu aufgebaut. Eine Online-Adaption vervollständigt den Ansatz und erweitert den Gültigkeitsbereich deutlich.

Die Eingangsschnittstelle des Lenkstrangkoordinators kommuniziert beispielsweise mit der Spurführung und übernimmt den Zusatzwinkel zur Veränderung der Radstellung. Diese Anforderung wird mit der Lenkeingabe und der aktuellen Fahrsituation im Prädiktionsmodell genutzt, um das Handmoment zu berechnen, das sich bei einer Winkelüberlagerung einstellen wird. Durch die parallele Berechnung des Handmoments im Referenzmodell kann die Momentenstörung bestimmt und eine gleichzeitige Ansteuerung von Winkel- und Momentenüberlagerung erreicht werden. Aus dem Zusatzwinkel auf Assistenzebene ist eine Winkelanforderung für die Überlagerungslenkung und eine Momentenanforderungen für die elektromechanische Lenkunterstützung abgeleitet. Entsprechend der Priorisierung der Teilfunktion werden die Stellanforderungen auf Lenksystemebene weiter gegeben.

Das zweite zentral berechnete Modul ist die Anpassung der benötigten Lenkleistung bei zwei aktiven Lenksystemen. Durch situative Eingriffe wird das Lenkungsüberholen bei Lenkbewegung im Stillstand des Fahrzeugs in weiten Bereichen verhindert. Die Funktion ist in der vorliegenden Arbeit von Grund auf entwickelt und abgesichert worden. Durch eine Kommunikation des Betriebszustands der EPS und eine darauf abgestimmte Reaktion der Winkelüberlagerung wird dem Fahrer eine optimierte Lenkunterstützung bereit gestellt. Das Modul beinhaltet alle notwendigen Informationen und Berechnungen für die energetische Vernetzung der Systeme. Bei der Weiterentwicklung der Lenkungen besteht kein Bedarf, das Modul neu überarbeiten zu müssen, was die Entwicklungsfreiheit zukünftig steigert.

Im Lenkstrangkoordinator werden die aufbereiteten Anforderungen der Assistenzsysteme und der Anteil zur energetischen Kopplung zusammen als Stellgrößen an die aktiven



Lenksysteme übergeben. Auf dieser Ebene werden nur Zusatzwinkel an die Überlagerungslenkung und Zusatzmomente an die Lenkunterstützung kommuniziert, die zu den jeweiligen Grundfunktionen auf den Lenkungen selbst eingestellt werden. Die Aufteilung der Anforderungen ist modular gekapselt, ohne Änderungen in den jeweiligen Systemen notwendig zu machen.

In dieser Arbeit wird erstmals ein Gesamtkonzept für die Umsetzung lenkungsbasierter Fahrerassistenz vorgestellt. Es erfolgt keine isolierte Betrachtung von einzelnen Funktionen oder von lenksystemspezifischen Anwendungen. Bewusst wird auf die gesamte Wirkkette von der Funktionsidee, über die Kommunikationswege und die notwendigen Berechnungen zur optimalen Ansteuerungen der Lenksysteme in Betracht gezogen. Zur Darstellung einer übergreifenden Einsetzbarkeit sind drei grundsätzlich verschiedene, kundenerlebbare Funktionen bis zur Erprobung im Fahrversuch umgesetzt. Die innovative Kompensationsberechnung auf Basis der referenzmodellbasierten Störgrößenaufschaltung schafft Freiräume bei der Funktionsgestaltung und vereinfacht die Abläufe durch die zentrale Umsetzung. Mit dem Lenkstrangkoordinator wird den Lenksystementwicklern eine neue Methode zur Verfügung gestellt, die bisherige Vorgänge vereinfacht, neue funktionale Möglichkeiten mit sich bringt und durch die modulare Kapselung einfach erweiterbar und zukunftsfähig ist.

Bis zu diesem Zeitpunkt ungelöste Problemstellungen zur Bereitstellung der elektrischen Energie zur Sicherstellung der Lenkunterstützung sind bearbeitet und die abgesicherte Teilfunktion nahtlos in das Gesamtkonzept innerhalb des Koordinators integriert. Die vernetzte Ansteuerung schafft einen bisher nicht dagewesenen Freiheitsgrad durch eine vollständige Entkopplung des Fahrers von funktionsbedingten Rückwirkungen auf das Lenksystem. Der Zielkonflikt aus einer guten Leistung der Funktion und einem guten Lenkgefühl ist aufgelöst, nicht nur für die vorgestellten Assistenzfunktionen, sondern durch zentrale Nutzung auch für zukünftige Entwicklungen.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Elektrische Lenkunterstützungen werden in allen Fahrzeugklassen eingesetzt. Eine funktionsbezogene Ansteuerung des Unterstützungsmotors ermöglicht ohne konstruktiven Mehraufwand Assistenzfunktionen mit Momentenüberlagerung. Darüber hinaus bieten Hersteller vermehrt Lenksysteme mit Winkelüberlagerung und entsprechendem Funktionsspektrum an. Zur Differenzierung vom Wettbewerb steigt die Anzahl an neu eingeführten Assistenzfunktionen, die sehr oft auf die Lenksysteme als Stellgröße zurückgreifen. Die Fahrzeugindustrie steht vor der Aufgabe, die steigenden Anforderungen beherrschbar zu machen.

Das Ziel dieser Arbeit ist es, eine gesamtheitliche Betrachtung von aktiven Lenksystemen zur Umsetzung von Assistenzfunktionen zu liefern. Die Beherrschung der Komplexität und die Erweiterung des bestehenden Funktionsspektrums ist nur durch eine Zentralisierung von Berechnungen und ein neues Ansteuerkonzept möglich.

Mit dem Lenkstrangkoordinators aus dieser Arbeit lässt sich erstmals eine vernetzte Ansteuerung der beiden aktiven Lenkungen realisieren. Bestehende Einschränkungen bei der Umsetzung der Lenkeingriffe werden aufgehoben. Das natürliche Lenkgefühl als wichtige Informationsquelle für den Fahrer ändert sich nicht. In der Architektur des Konzepts werden gleichzeitige Anforderungen durch entsprechende Priorisierungen berücksichtigt und für potentielle Fehlerfälle Rückfallebenen vorgesehen.

Zur Kompensationsberechnung wird als neues Verfahren die referenzmodellbasierte Störgrößenaufschaltung vorgestellt. Für den Einsatz als Referenz- und Prädiktionsmodell ist eine sehr genaue Berechnung der Zahnstangenkraft und des Handmoments notwendig. Die vorangegangenen Kapitel zeigen eine auf die Anwendung zugeschnittene Nachbildung des Lenkstrangs. Der Einsatzbereich erstreckt sich von sehr kleinen Lenkmomenten zur Kurshaltung bei Geradeausfahrt bis in den fahrdynamischen Grenzbereich. Eine Online-Adaption des Modells auf Basis des Handmoments stellt die Gültigkeit bei Varianz der Parameter sicher. Die Kompensationsberechnung wird als Modul zur vernetzten Ansteuerung im Koordinator integriert und ermöglicht Lenkwinkel ohne Rückwirkungen auf den Fahrer einzustellen.

Die Winkelüberlagerung und die elektrische Lenkunterstützung beeinflussen gegenseitig den Bedarf an elektrischer Energie aus dem Bordnetz. Für diese spezielle Anwendung wird erstmalig in einer Untersuchung am Realfahrzeug sichergestellt, dass unter kritischen Bedingungen stets eine ausreichende Leistungsbereitstellung für die Lenksysteme erfolgt. Eine dynamische Anpassung der Lenkübersetzung ermöglicht einen störungsfreien Betrieb an der



Leistungsgrenze der Lenkunterstützung, ohne haptische Nachteile für den Fahrer zu erzeugen. Der notwendige Informationsfluss, die neu eingeführte funktionale Kopplung und die resultierende Systemreaktion wird im Detail beschrieben und die Wirksamkeit im Fahrzeug nachgewiesen. Das Modul vervollständigt den Funktionsumfang des Koordinators.

Das durch den Lenkstrangkoordinator neu erarbeitete Potential zur Unterstützung des Fahrers wird zur Lenkassistentz genutzt. Funktionen zur Steigerung der Agilität, der Stabilität und des Komforts fordern Lenkeingriffe über den Koordinator und die vernetzte Ansteuerung an. Neben der theoretischen Herleitung des Prinzips wird jede Funktion prototypisch umgesetzt. Eine freie Einstellung des vom Fahrer wahrgenommenen Eigenlenkverhaltens, die Erhöhung der Stabilität des Fahrzeugs bei Beschleunigungsmanövern auf μ -split Fahrbahnen ist ebenso wie die enge Spurführung durch winkelbasierte Eingriffe ohne störende Rückwirkungen auf das Lenkmoment möglich.

Mit der Umsetzung der Lenkfunktionen, der Implementierung der Architektur des Lenkstrangkoordinators und dem Nachweis der Wirksamkeit in der theoretischen Herleitung und in der Erprobung im Fahrzeug zeigt sich ein gesamtheitliches Bild des Konzepts für zukünftige Umsetzung der Fahrerassistenz mit Lenkeingriffen. Von der Generierung der gewünschten Unterstützungseingriffe, über die Verrechnung und Aufteilung auf die Lenksysteme reicht die Betrachtung bis zur Auswirkung im Fahrzeug.

Für zukünftige Untersuchungen ist interessant, wie sich bereits bestehende Lenkfunktionen durch die Kompensation aufwerten oder durch die Umstellung auf die neue Schnittstelle vereinfacht gestalten lassen. Die vernetzte Ansteuerung bietet die Möglichkeit, die in bisherigen Umsetzungen zu berücksichtigenden Rückwirkungen aufzuheben. Die Dynamik und die Höhe der Eingriffe können verbessert werden. Darüber hinaus werden für die Untersuchung der Stabilisierungsfunktion und der Spurführung jeweils verhältnismäßig einfache Regelgesetze angewandt. Es bleibt offen, ob sich die Performance durch alternative Ansätze steigern lässt. Im Stand der Technik sind für die Darstellung der Lenkstabilisierung eine Vielzahl an Regelungsansätzen aufgezeigt. Für eine mögliche Umsetzung der prototypisch dargestellten High-Level Assistenzfunktionen können die Ansätze erneut in Betracht gezogen werden. Die Wirksamkeit der entwickelten Lenkfunktionen und der vernetzten Ansteuerung ist auf Basis von Messungen nachgewiesen. Die Akzeptanz bei Normalfahrern muss gesondert untersucht und bewertet werden. Eine Probandenstudie zu den Umsetzungen der Lenkassistentz und zur Momentenkompensation bei der vernetzten Ansteuerung kann Gegenstand einer weiteren Analyse sein.

In dieser Arbeit ist ein Konzept aufgezeigt, um Lenkfunktionen mit Momentenüberlagerung und mit Winkelüberlagerung in einem zentralen Ansatz zusammenzufassen. Durch den Lenkstrangkoordinator wird die Komplexität beherrschbar. Es ist eine Basis geschaffen, zukünftige Entwicklungen im Bereich der Lenkassistentz in einem breiten Spektrum im Fahrzeug integrieren zu können und den Nutzen für den Fahrer deutlich zu steigern.

A Anhang

A.1 Ergänzende Messungen zur Bordnetzstabilität

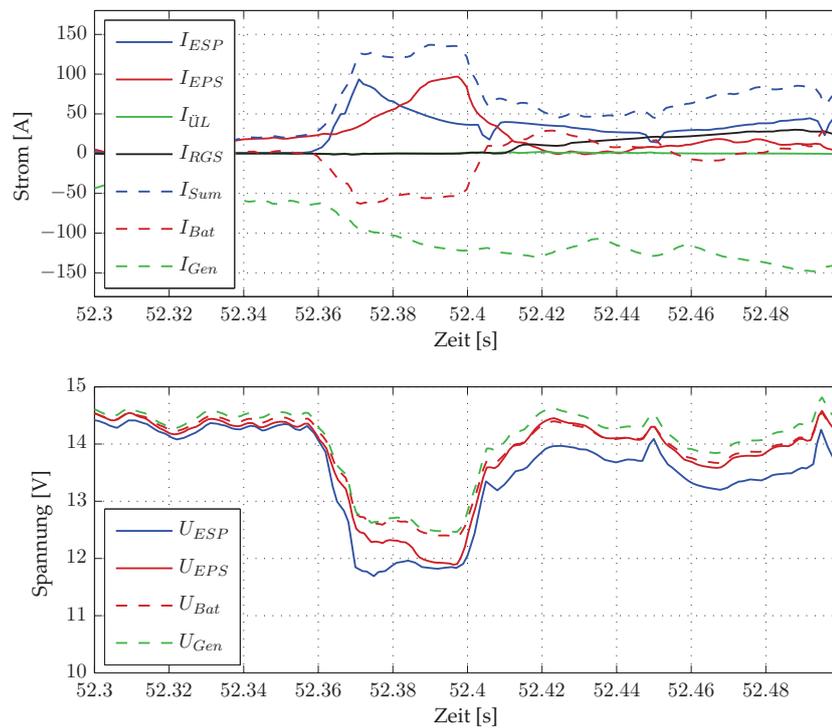


Abbildung A.1: Strom- und Spannungsverläufe bei 14 V und gealtertem Bordnetz

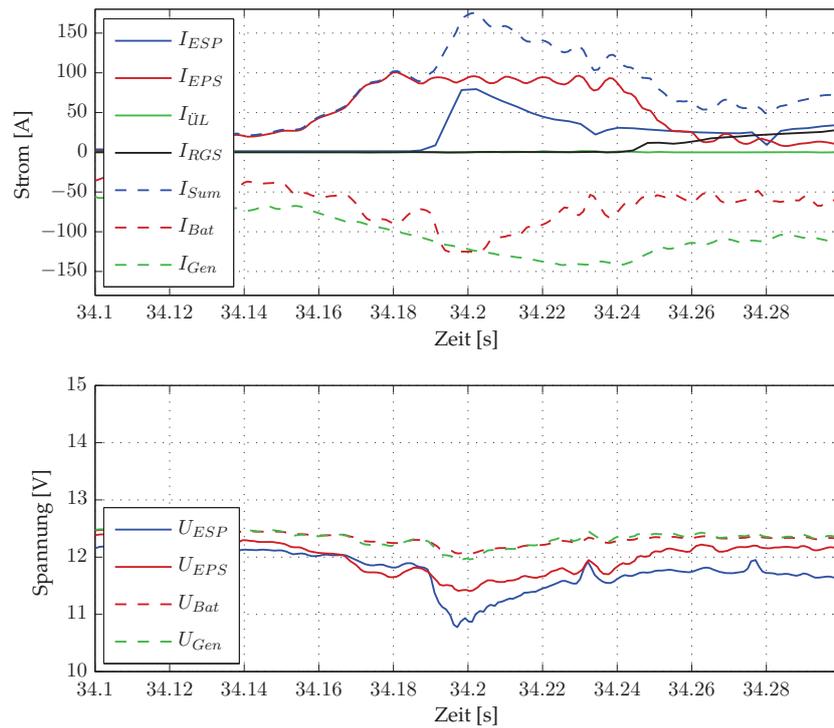


Abbildung A.2: Strom- und Spannungsverläufe bei 12,5 V und Serienbordnetz

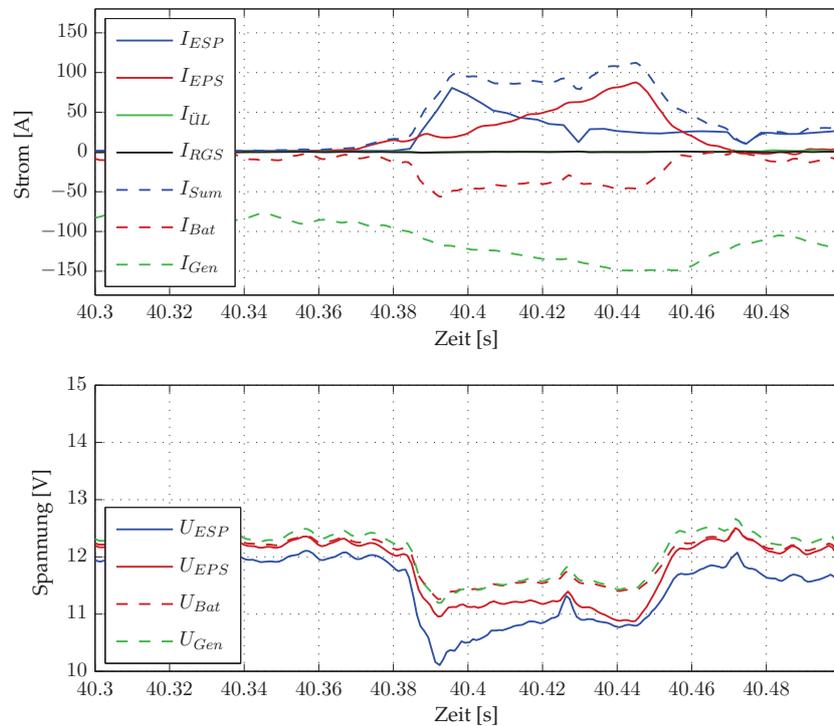
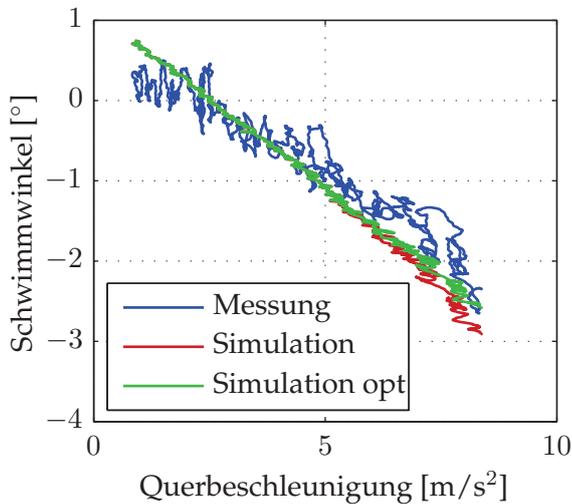
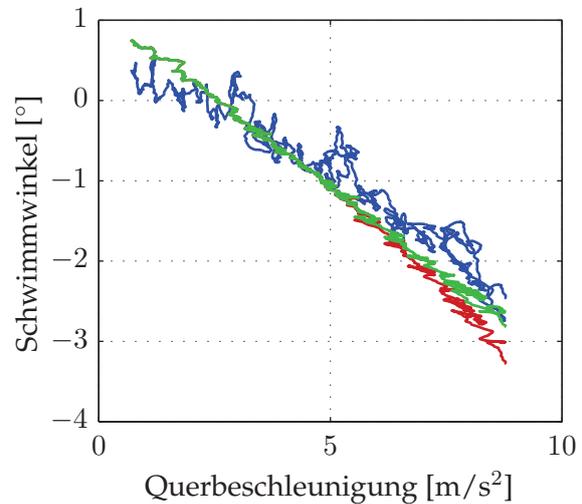


Abbildung A.3: Strom- und Spannungsverläufe bei 12,5 V und gealtertem Bordnetz

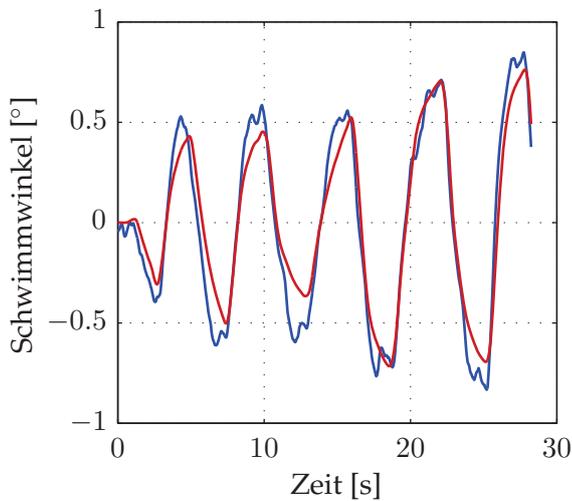
A.2 Ergänzende Messungen zur Modellvalidierung



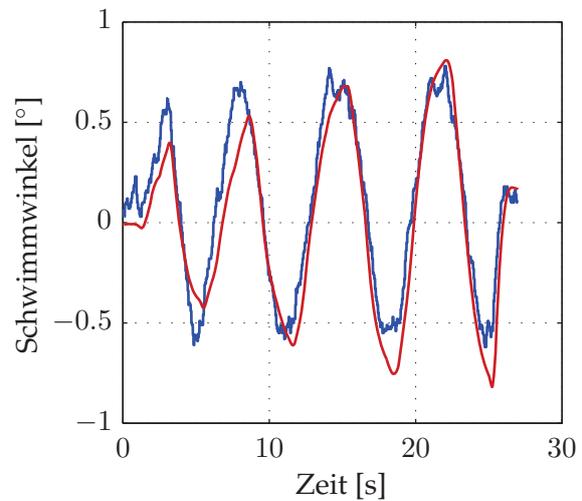
(a) Schwimmwinkelverläufe über der Querbeschleunigung - verriegelt



(b) Schwimmwinkelverläufe über der Querbeschleunigung - variable Übersetzung



(c) Schwimmwinkelverläufe über der Zeit - verriegelt



(d) Schwimmwinkelverläufe über der Zeit - variable Übersetzung

Abbildung A.4: Vergleich des Schwimmwinkels des Fahrzeugs zwischen Simulation und Fahrversuch bei stat. Kreisfahrt mit Radius = 80 m und Sinuslenken bei 60 km/h und 4 m/s²

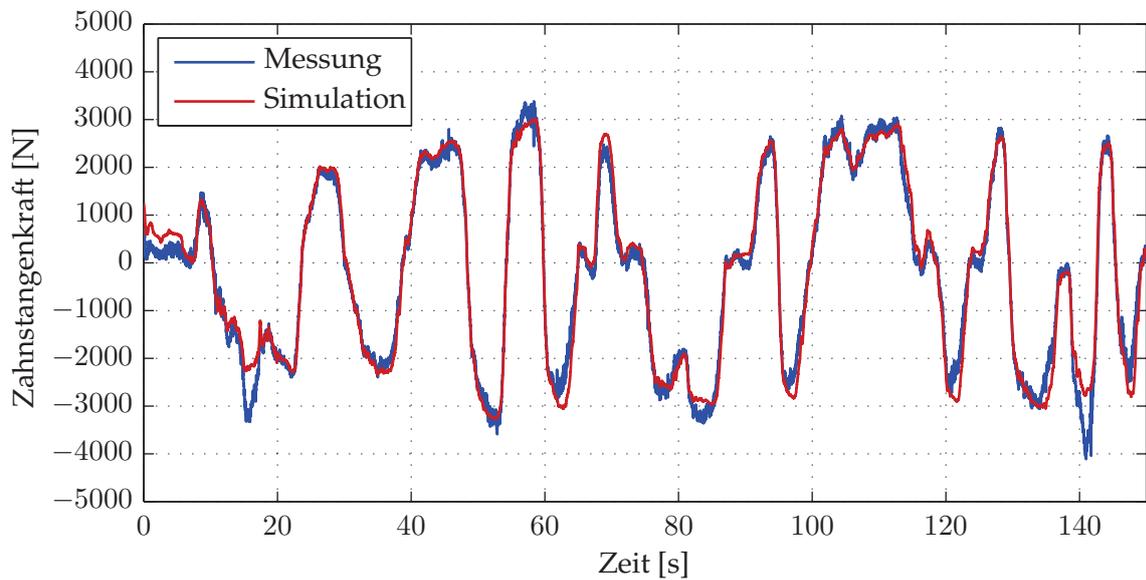


Abbildung A.5: Vergleich der Zahnstangenkräfte zwischen Fahrversuch und Simulation bei Fahrt auf einem landstraßenähnlichen Kurs

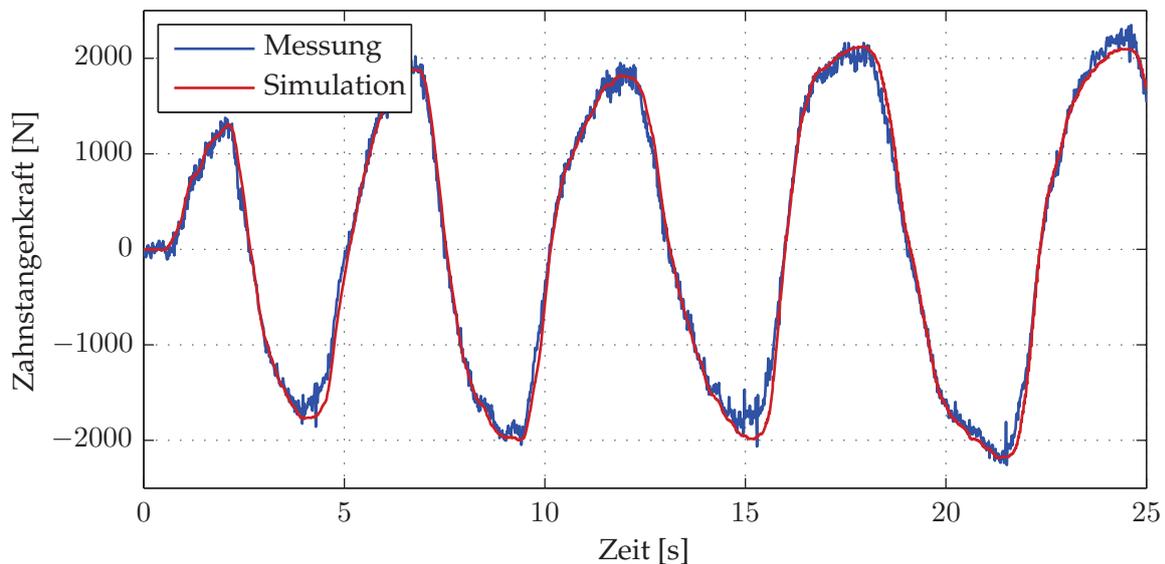


Abbildung A.6: Vergleich der Zahnstangenkräfte zwischen Fahrversuch und Simulation bei Manöver Sinuslenken

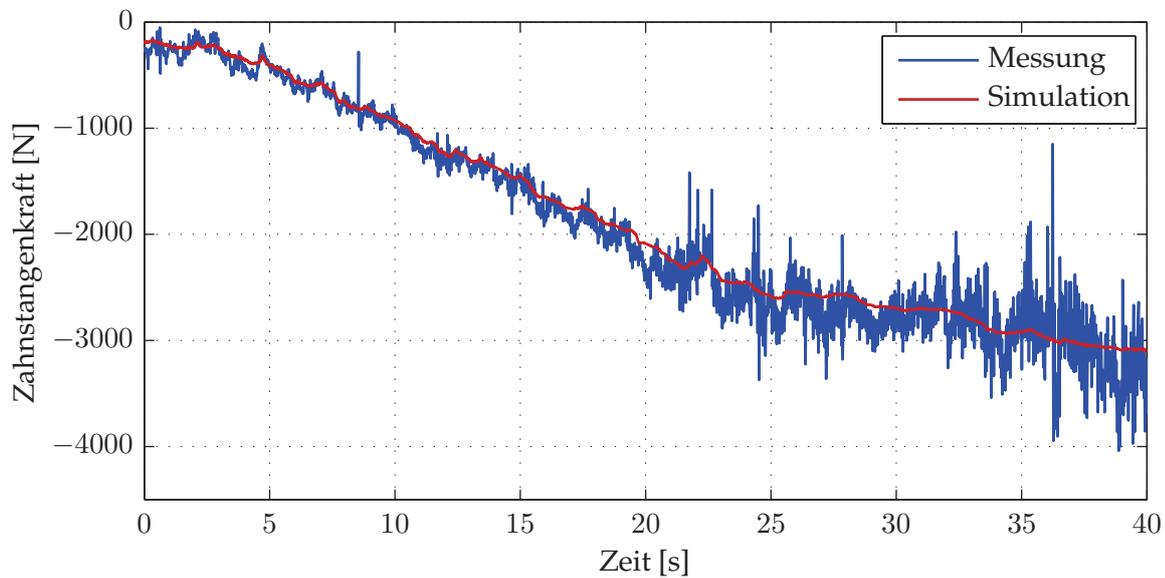


Abbildung A.7: Vergleich der Zahnstangenkräfte zwischen Fahrversuch und Simulation bei quasistationärer Kreisfahrt

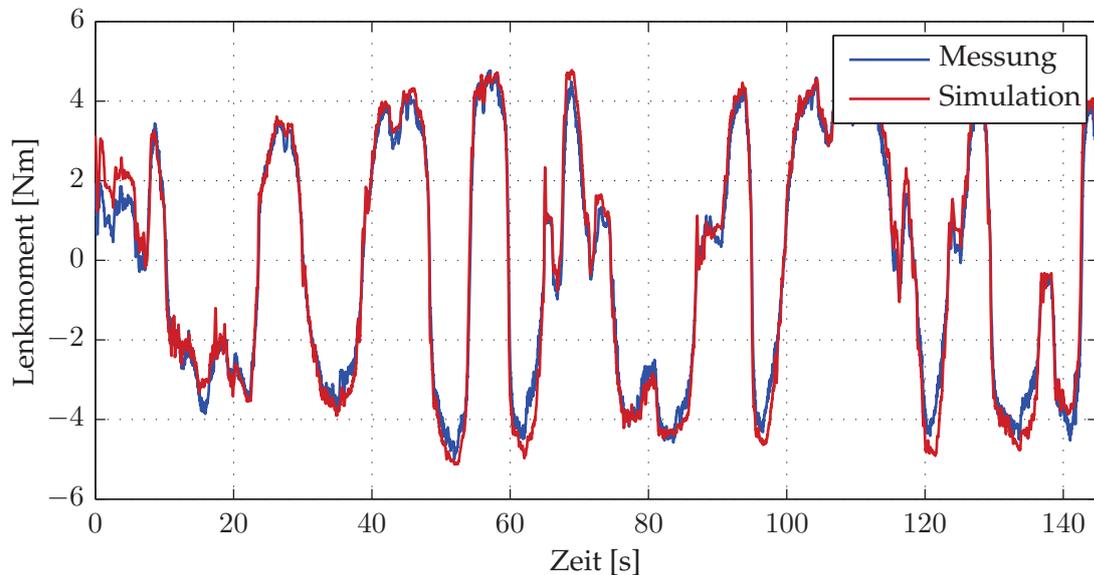


Abbildung A.8: Vergleich der Lenkmomente zwischen Fahrversuch und Simulation bei Fahrt auf einem landstraßenähnlichen Kurs

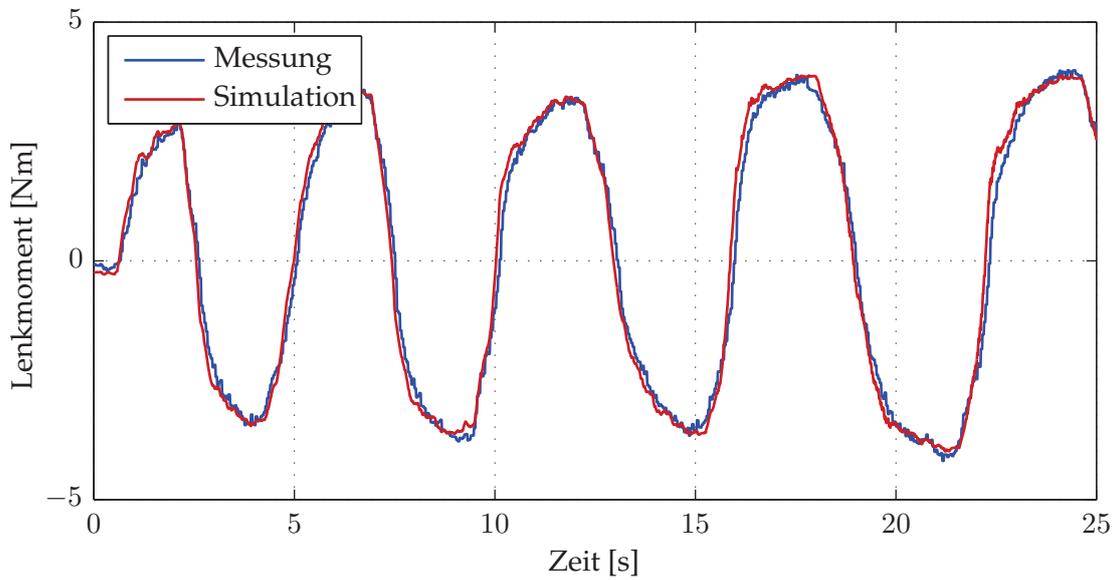


Abbildung A.9: Vergleich der Lenkmomente zwischen Fahrversuch und Simulation bei Manöver Sinuslenken

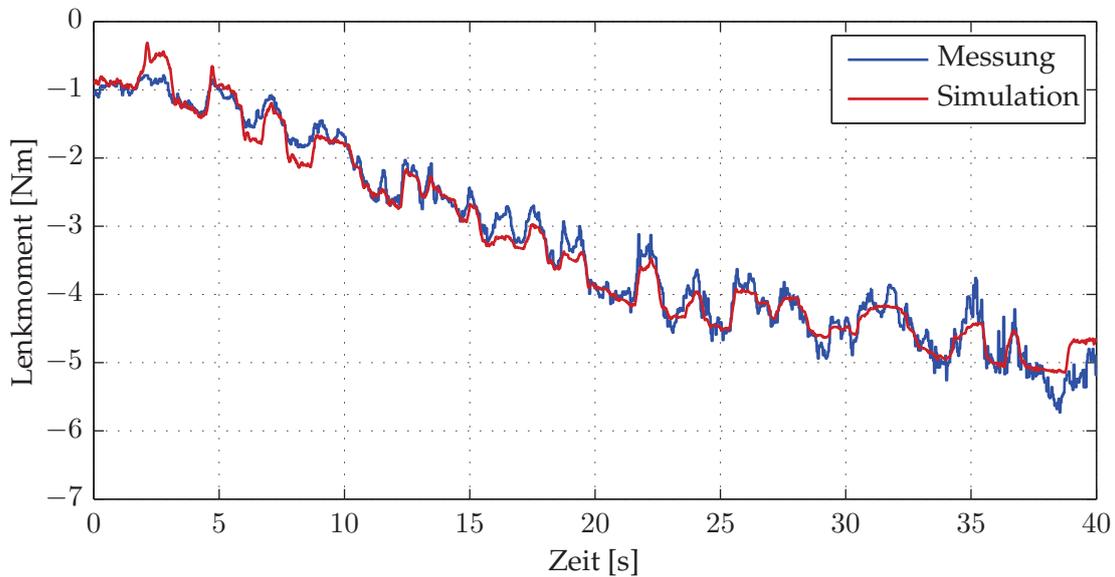


Abbildung A.10: Vergleich der Lenkmomente zwischen Fahrversuch und Simulation bei quasistationärer Kreisfahrt



Literaturverzeichnis

- [1] Norm DIN ISO 4138 (1982). *Straßenfahrzeuge - Stationäre Kreisfahrt*
- [2] Norm DIN ISO 7401 (1989). *Straßenfahrzeuge - Testverfahren für querdynamisches Übertragungsverhalten*
- [3] Norm DIN 19 226 Teil 1 (1994). *Regelungstechnik und Steuerungstechnik - Allgemeine Grundbegriffe*
- [4] Richtlinie E/ECE/324, E/ECE/TRANS/505, Rev.1/Add.78/Rev.2, Regulation No. 79 (1995). *Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to steering equipment*
- [5] Richtlinie VDI 2722 (2003). *Gelenkwellen und Gelenkwellenstränge mit Kreuzgelenken - Einbaubedingungen für Homokinematik*
- [6] ACKERMANN, Jürgen ; BÜNTE, Tilmann: Yaw disturbance attenuation by robust decoupling of car steering / DLR. 1997. – Forschungsbericht
- [7] Schutzrecht WO 93/08063 (1992). ADLER, Uwe ; DREXL, Hans-Jürgen ; LUTZ, Dieter ; NAGLER, Franz ; OCHS, Martin ; SCHIEBOLD, Stefan ; SCHMIDT-BRÜCKEN, Hans-Joachim ; THIELER, Wolfgang ; WAGNER, Michael ; WESTENDORF, Holger ; WYCHNANEK, Rainer ; RÖDER, Manfred (Erfinder); Mannesmann AG (Anmelder). - Titel: Assisted Steering System for Non-Trackbound Vehicles
- [8] Schutzrecht DE 10 2007 040 359 A1 (2007). AKIYAMA, Satoru (Erfinder); Fuji Jukogyo Kabushiki Kaisha (Anmelder). - Titel: Fahrzeuglenksteuersystem
- [9] ANTONOV, Sergiy ; FEHN, Achim ; KUGI, Andreas: Ein neuartiger Ansatz zur Querdynamikregelung von Personenkraftwagen. In: *at Automatisierungstechnik* 9/2007 (2007), S. 488–496
- [10] Schutzrecht EP 1 805 074 B1 (2009). ARBANAS, Viktor (Erfinder); ThyssenKrupp Automotive AG (Anmelder). - Titel: Kraftfahrzeuglenkung, welche ein Überlagerungsgetriebe mit einer Taumeleinheit aufweist
- [11] Schutzrecht EP 1 508 500 B1 (2003). ASANO, Kenji ; IMOTO, Yuzou ; ONO, Eiichi ; MURAGISHI, Yuji (Erfinder); JTEKT Corporation (Anmelder). - Titel: Method for controlling motion of vehicle and motion controller of vehicle
- [12] BADAWY, Aly ; ZURASKI, Jeff ; BOLOURCHI, Farhad ; CHANDY, Ashok: Modeling an Analysis of an Electric Power Steering System. In: *SAE Technical Paper Series - Steering and Suspension Technology Symposium, 1999*



- [13] BAUMGARTEN, Götz: Active Front Steering (AFS) - Fahrdynamische Regelung und Integration des Bremsengriffs. In: *Neue Trends und Entwicklungen für Fahrwerksysteme und Reifen*, IIR-Fachkonferenz, Stuttgart, 2002
- [14] BAUMGARTEN, Götz ; HOFMAN, Martin ; LOHNINGER, Roland ; ODENTHAL, Dirk: Die Entwicklung der Stabilisierungsfunktion für die Aktivlenkung. In: *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift* 09/2004 (2004), S. 792–799
- [15] BEIKER, Sven: *Verbesserungsmöglichkeiten des Fahrverhaltens von Pkw durch zusammenwirkende Regelsysteme*, TU Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig / VDI Fortschritt-Berichte Nr. 418, Diss., 2000
- [16] BRAESS, H.-H.: Lenkung und Lenkverhalten von Personenkraftwagen - Was haben die letzten 50 Jahre gebracht, was kann und muss noch getan werden? In: *VDI - Berichte Nr. 1632*. VDI Verlag, 2001
- [17] BRAND, Wolfgang: *Einsatz einer aktiven Lenkung zur Seitenwindkompensation*, RWTH Aachen, Diss., 2008
- [18] BRAUSE, Rüdiger: *Betriebssysteme - Grundlagen und Konzepte*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2004
- [19] BRÄNDLE, Markus: *Analyse einer aktiven, hydraulisch unterstützten Momentenüberlagerungslenkung*, Technische Universität München, Diss., 2008
- [20] BRÖCKER, M. ; NEUKING, R. ; JÄHDE, F.: Drehmomentenregelung in Simulation und Praxis eines elektromechanischen Lenksystems mit Zahnstangenantrieb. In: *AUTOREG 2004, VDI-Berichte 1828*, 2004
- [21] BUSCHARDT, Boris: *Synthetische Lenkmomente*, Technische Universität Berlin, Diss., 2003
- [22] Schutzrecht DE 10 2006 007 250 A1 (2006). BÖHM, Jürgen ; LINKENBACH, Steffen (Erfinder); Continental Teves AG & Co. OHG (Anmelder). - Titel: Verfahren zum Lenken eines Fahrzeugs und Fahrzeuglenkung
- [23] BÜCHNER, Stefan: *Energiemanagement-Strategien für elektrische Energiebordnetze in Kraftfahrzeugen*, TU Dresden, Diss., 2008
- [24] CHEN, Deling ; YIN, Chengling ; ZHANG, Jianwu: Controller design of a new active front steering system. In: *WSEAS Transactions on Systems, Issue 11, Volume 7*, 2008
- [25] CHRIST, Thomas: *Rekuperation in elektrischen Energiebordnetze von Kraftfahrzeugen*, Technische Universität Berlin, Diss., 2006
- [26] CIERULLIES, Jens: *Auslegungs- und Bewertungsmetrik für die elektrische Energieversorgung von Kraftfahrzeugen*, TU München, Diss., 2006

- [27] DANNÖHL, Caroline ; MÜLLER, Steffen ; LEBRECHT, Wolfram ; ULBRICH, Heinz: Modellbildung und Simulation im Entwicklungsprozess elektromechanischer Lenksysteme. In: *17. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, 2008
- [28] DU, Y. ; LION, M.A. ; MAISSER, P.: Modelling and control of an electromechanical steering system in full vehicle models. In: *Proc. IMechE Vol. 220 Part I: Systems and Control Engineering*, 2006
- [29] EIDAM, Dirk-Uwe ; LEMMEN, Markus: Auslegung von Lenksystemen zur Vermeidung von Lenkungsverhärtungen. In: *PKW-Lenksysteme - Vorbereitung auf die Technik von morgen* Haus der Technik - Essen, 2005
- [30] Schutzrecht DE 101 26 424 A1 (2001). EISENHUTH, Andreas ; RUCK, Gerhard (Erfinder); ZF Lenksysteme GmbH (Anmelder). - Titel: System zur variablen Steuerung eines Überersatzungsverlaufes
- [31] ELBEHEIRY, E.M. ; ZEYADA, Y.F. ; ELARABY, M.E.: Handling Capabilities of Vehicles in Emergencies Using Coordinated AFS and ARMC Systems. In: *Vehicle System Dynamics* Vol. 35, No. 3 (2001), S. 195–215
- [32] FABIS, Radomir M.: *Beitrag zum Energiemanagement in KFZ-Bordnetzen*, TU Berlin, Diss., 2006
- [33] FALB, P.L. ; WOLOVICH, W.A.: Decoupling in the Design and Synthesis of Multivariable Control Systems. In: *IEEE Transactions on Autom. Control* 12 (1967), S. 651–659
- [34] FALCONE, Paolo ; BORRELLI, Francesco ; ASGARI, Jahan ; TSENG, Hongtei E. ; HROVAT, Davor: Predictive Active Steering Control for Autonomous Vehicle Systems. In: *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 15 (2007), S. 566–580
- [35] FLECK, Reidar: Methodische Entwicklung mechatronischer Lenksysteme mit Steer-by-Wire Funktionalität. In: *fahrwerk.tech*, 2003
- [36] Schutzrecht DE 10 2004 003 886 A1 (2004). FLECK, Reidar ; GLANZER, Michael (Erfinder); Bayerische Motoren Werke AG (Anmelder). - Titel: Verfahren zum Bemessen der Bremskraft an den lenkbaren Vorderrädern eines im wesentlichen stillstehenden Kraftfahrzeugs
- [37] Schutzrecht DE 103 53 084 A1 (2003). FLECK, Reidar ; GLANZER, Michael ; MEISTER, Tilo (Erfinder); Bayerische Motoren Werke AG (Anmelder). - Titel: Hilfskraftunterstütztes Lenksystem eines Kraftfahrzeugs
- [38] Schutzrecht DE 197 45 733 A1 (1999). FLECK, Reidar ; WERNER, Jürgen ; JEEBE, Holger (Erfinder); Bayerische Motoren Werke AG (Anmelder). - Titel: Lenkvorrichtung für ein Kraftfahrzeug
- [39] FRANTZEN, Michael: *Reduktion störender Lenkmomente, hervorgerufen durch Antriebskräfte an Federbein-Vorderachsen*, RWTH Aachen, Diss., 2009



- [40] FRÖSCHL, J. ; KNOBEL, C. ; PRÖBSTLE, H. ; SIRCH, O.: Energiebordnetz und elektrisches Energiemanagement der Zukunft. In: *1. Braunschweiger Symposium Elektrische Leistungsbordnetze und Komponenten von Straßenfahrzeugen*, 2008
- [41] FUHR, F.: *Fahrdynamikregelung durch koordinierte Fahrwerkssysteme*, RWTH Aachen, Diss., 2009
- [42] FUKAO, Takanori ; MIYASAKA, Shogo ; MORI, Kenji ; ADACHI, Norihiko ; OSUKA, Koichi: Active Steering Systems Based on Model Reference Adaptive Nonlinear Control. In: *IEEE Intelligent Transportation Systems Conference - Oakland, USA*, 2001
- [43] FUTTERER, Sylvia ; GERDES, Manfred ; NIEWELS, Frank ; ZIEGLER, Peter: Influence of the steering actuator's dynamics on a rollover mitigation with active brake and active steering interventions for light commercial vehicles. In: *Fisita World Congress*, 2008
- [44] GAEDKE, Alexander: Mechatronische Lenksysteme. In: *Dortmunder Regelungstechnisches Kolloquium*, 2006
- [45] GHANI, Nor M. ; SAM, Yahaya M. ; AHMAD, Adizul: Active Steering for Vehicle System Using Sliding Mode Control. In: *4th Student Conference on Research and Development*, 2006
- [46] GIES, Stefan ; KRETTEK, O. (Hrsg.): *Federungs- und Dämpfungssysteme*. Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, 1992. – 261–294 S.
- [47] Schutzrecht DE 10 2007 027 438 A1 (2008). GOTZIG, Heinrich ; JÄGER, Klaudija ; JECKER, Nicolas (Erfinder); Valeo Schalter und Sensoren GmbH (Anmelder). - Titel: Verfahren zur Steuerung eines Parkassistenzsystems für Fahrzeuge
- [48] GROLL, Max von: *Modifizierung von Nutz- und Störinformationen am Lenkrad durch elektromechanische Lenksysteme*, Universität Duisburg-Essen, Diss., 2006
- [49] HAUCK, Stefan: Driver steering recommendation - A function within ESP from Volkswagen. In: *CTI Steering Systems*, 2008
- [50] HE, Junjie ; CROLLA, D.A. ; LEVESLEY, M.C. ; MANNING, W.J.: Coordination of active steering, driveline and braking for integrated vehicle dynamics control. In: *Proc. IMechE Vol. 220, J. Automobile Engineering*, 2006
- [51] Schutzrecht DE 102 18 579 B4 (2002). HEILIG, Arnulf (Erfinder); ZF Lenksysteme GmbH (Anmelder). - Titel: Verfahren zum Betrieb eines Lenksystems für ein Kraftfahrzeug und Lenksystem
- [52] HEISSING, Bernd ; BRANDL, Hans J.: *Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens*. Vogel Fachbuch, Würzburg, 2002
- [53] HEISSING, Bernd (Hrsg.) ; ERSOY, Metin (Hrsg.): *Fahrwerkhandbuch - Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven*. Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH | GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2007

- [54] HENRICHFREISE, H. ; JUSSEIT, J. ; H., Niessen: Optimale Regelung einer elektromechanischen Servolenkung. In: *5. VDI Mechatronik Tagung*, 2003
- [55] Schutzrecht EP 1 650 103 B1 (2005). HIDAOKA, Kenichiro (Erfinder); Denso Corp. (Anmelder). - Titel: Vehicular steering apparatus with capability of providing suitable steering angle correction and power assistance
- [56] Schutzrecht DE 10 2004 021 475 B4 (2005). HILBIG, Alex (Erfinder); Audi AG (Anmelder). - Titel: Lenkvorrichtung für Kraftfahrzeuge
- [57] HOHMANN, Marc: *Ein synthetischer Ansatz zur Auslegung von Kfz-Bordnetzen unter Berücksichtigung dynamischer Belastungsvorgänge*, Technische Universität Ilmenau, Diss., 2009
- [58] HOLLE, Michael: *Überlagerungslenkung - Möglichkeiten der Fahrdynamikoptimierung und deren Auswirkungen auf das Lenkmoment*, RWTH Aachen, Diss., 2004
- [59] HORT, Ch. ; PATT, H.-J.: Unterstützende Regelung des Rückwärtsfahrens von Kraftfahrzeugen mit einem oder mehreren Anhängern mit Hilfe eines Fuzzy-Microcontrollers. In: *5. Aachener Fuzzy Symposium INFORM*, 1995
- [60] Schutzrecht DE 40 09 269 A1 (1990). HÖCK, Karl (Erfinder); Cyclo-Getriebebau Lorenz Braren GmbH (Anmelder). - Titel: Zykloidengetriebe
- [61] HÜBNER, Matthias ; SCHNIEDER, Eckehard: Querstabilisierung von Gespannen mittels Sliding-Mode-Regelung. In: *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift* 02 (2010), S. 132–139
- [62] ILES, Dorin: PMSM-Drives for Steering Systems. In: *CTI Steering Systems*, 2008
- [63] IOANNOU, Petros A. ; SUN, Jing: *Robust adaptive control*. Prentice Hall, 1996
- [64] ISERMANN, Rolf (Hrsg.): *Fahrdynamik-Regelung*. Friedr. Vieweg & Sohn Verlag | GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2006
- [65] ISHIHARA, Atsushi ; KAWAHARA, Sadahiro ; NAKANO, Shirou: Development of Active-front-steering system (Differential gear type). In: *Steering.Tech 2008*, 2008
- [66] JABLONSKI, Thorsten ; SCHUMANN, Heiko ; BUSSE, Carsten ; HAUSSMANN, Heiko ; HALLMANN, Udo ; DREYER, Dirk ; SCHÖTTLER, Frank: Die neue elektromechanische Lenkung APA-BS. In: *ATZelektronik* 01 (2008), S. 30–35
- [67] KARCH, Gerald ; BUDAKER, Martin: Energy conservation by using modern steering technology in all classes of passenger cars. In: *FISITA World Automotive Congress*, 2008
- [68] Schutzrecht EP 2 017 161 A2 (2008). KATO, Hiroaki ; MIKAMO, Satoru (Erfinder); JTEKT Corporation (Anmelder). - Titel: Vehicle steering apparatus
- [69] KLIER, Willy ; REIMANN, G. ; REINELT, W.: Active Front Steering - Systemvernetzung und Funktionsumfang. (2004)



- [70] KLÖTZL, Johannes ; GERLING, Dieter: Prüfstand zur Untersuchung der Bordnetzstabilität - Konzept, Aufbau und Ergebnisse. In: *ATZ elektronik* 04 (2011), S. 34–39
- [71] KNORR, Rainer ; GILCH, Markus ; AUER, Jürgen ; WIESER, Christoph: Stabilisierung des 12-V-Bordnetzes - Ultrakondensatoren in Start-Stopp-Systemen. In: *ATZ elektronik* 05 (2010), S. 48–53
- [72] KO, Sang-Jin ; KIM, Jeong-Jung ; LEE, Ju-Jang: Yaw stabilization of a vehicle by yaw stability controller based on Fuzzy Logic. In: *8th International Symposium on Advanced Intelligent Systems (ISIS)*, 2007
- [73] KOCH, Tilo: *Untersuchungen zum Lenkgefühl bei Steer-by-Wire Lenksystemen*, TU München, Diss., 2010
- [74] Schutzrecht EP 1 689 632 B1 (2007). KRUTTSCHNITT, Andreas ; RUPP, Arthur (Erfinder); ZF Lenksysteme GmbH (Anmelder). - Titel: Überlagerungslenkung für ein Fahrzeug
- [75] KWASNY, Olaf ; MANZ, Holger: Die elektromechanische Lenkung des VW Touran. In: *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift* 05 (2003), S. 464 – 470
- [76] LANDAU, Ioan D. ; LOZANO, Rogelio ; M'SAAD, Mohammed ; KARIMI, Alireza: *Adaptive Control*. Springer-Verlag London Dordrecht Heidelberg New York, 2011
- [77] LEOHOLD, Jürgen: Die elektrische Infrastruktur für zukünftige Fahrerassistenzsysteme. In: *5. Braunschweiger Symposium Automatisierungs- und Assistenzsysteme für Transportmittel*, 2004
- [78] LEUTNER, Wilfried ; KNÖDLER, Helmut ; HEGER, Markus ; PÖTZL, Thomas: *Elektrische Servolenkung*. 2005
- [79] Schutzrecht DE 10 2006 025 790 A1 (2006). LEUTNER, Wilfried ; RUCK, Gerhard ; KÖHNLE, Hans ; NEITZEL, Karl-Ernst ; PÖTZL, Thomas (Erfinder); ZF Lenksysteme GmbH (Anmelder). - Titel: Verfahren zum Betrieb eines Servolenksystems
- [80] LIEBL, Johannes ; FRICKENSTEIN, Elmar ; WIER, Manfred ; HAFKEMEYER, Marcus ; EL-DWAIK, Fathi ; HOCKGEIER, Elmar: Intelligente Generatorregelung - Ein Weg zur effizienten Dynamik. In: *ATZ elektronik* 04/2006 (2006), S. 6–15
- [81] LIEBL, Johannes ; NEUGEBAUER, Stephan ; EDER, Andreas ; LINDE, Matthias ; MAZAR, Boris ; STÜTZ, Wolfgang: Der thermoelektrische Generator von BMW macht Abwärme nutzbar. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 04 (2009), S. 272–281
- [82] LIENKAMP, M. ; BARTELS, A.: Automatisches Fahren: Logische Konsequenz der Assistenzsysteme oder Utopie ? In: *1. Automobiltechnisches Kolloquium München*, 2009
- [83] Schutzrecht DE 10 2008 008 182 A1 (2008). LIMBACHER, Reimund ; REICHEL, Michael (Erfinder); Audi AG (Anmelder). - Titel: Kraftfahrzeug

- [84] Schutzrecht DE 100 32 340 A1 (2000). LOHNER, Herbert ; DOMINKE, Peter ; CAO, Chi-Thuan ; PFEIFFER, Wolfgang ; LEIMBACH, Klaus-Dieter ; HARTER, Werner ; BLESSING, Peter (Erfinder); Robert Bosch GmbH (Anmelder). - Titel: Verfahren zum Lenken eines Fahrzeugs mit Servolenkung
- [85] LUNDQUIST, C. ; REINELT, W.: Anhänger - Rückwärtsfahrassistent für PKW mit Active Front Steering. In: *VDI Berichte* Nr. 1931 (2006), S. 45–54
- [86] LUNDQUIST, Christian ; REINELT, Wolfgang ; ENDQVIST, Olof: Back driving assistant for passenger cars with trailer. In: *SAE Paper* 2006-01-0940 (2006)
- [87] LUNKEIT, Daniel: Control-based potentials for electric power steering systems to improve road feedback and self aligning characteristics. In: *Chassis.Tech Plus*, 2010
- [88] LUNZE, Jan: *Regelungstechnik 1 - Systemtheoretische Grundlagen, Analyse und Entwurf einschleifiger Regelungen*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007
- [89] Schutzrecht EP 1 104 371 B1 (2003). MANSEICHER, Josef ; SIEPKER, Achim ; SCHMIDT, Hans (Erfinder); Bayerische Motoren Werke AG (Anmelder). - Titel: Verfahren zur Bemessung der Bremskraft
- [90] MARCH, C. ; SHIM, T.: Integrated control of suspension and front steering to enhance vehicle handling. In: *Proc. IMechE Vol. 221, J. Automobile Engineering*, 2007
- [91] MARINO, R. ; SCALZI, S.: Integrated active front steering and semiactive rear differential control in rear wheel drive vehicles. In: *IFAC (International Federation of Automatic Control), 17th World Congress*, 2008
- [92] Schutzrecht DE 10 2008 023 753 A1 (2009). MARKFORT, Dieter (Erfinder); Takata-Petri AG (Anmelder). - Titel: Lenkvorrichtung für ein Kraftfahrzeug mit einem Lenkrad und einem Überlagerungsgetriebe
- [93] Schutzrecht DE 38 30 654 A1 (1989). MEHREN, Herbert ; TROST, Joachim (Erfinder); Daimler-Benz AG (Anmelder). - Titel: Vorhaltelenkung
- [94] MEITINGER, Thomas: Die elektrischen Lenksysteme im neue BMW 5er. In: *chassis.tech plus*, 2010
- [95] Schutzrecht DE 10 2006 054 159 A1 (2006). MIYAJIMA, Ayumu ; TAKAHASHI, Toru ; YAMAGUCHI, Naoshi ; YAMAKADO, Makoto ; ICHINOSE, Masanori ; KOWATARI, Takehiko ; YOKOYAMA, Atsushi (Erfinder); Hitachi, Ltd. (Anmelder). - Titel: Servolenkungssystem
- [96] MORITA, Yoshifumi ; TORII, Kentaro ; TSUCHIDA, Norio ; IWASAKI, Makoto ; UKAI, Hiroyuki ; MATSUI, Nobuyuki ; HAYASHI, Jiro ; IDO, Noriyuki ; ISHIKAWA, Hiroshi: Improvement of Steering Feel of Electric Power Steering System with Variable Gear Transmission System using Decoupling Control. In: *10th IEEE Workshop on Advanced Motion Control*, 2008



- [97] MORITA, Yoshifumi ; TORII, Kentaro ; TSUCHIDA, Norio ; UKAI, Hiroyuki ; IWASAKI, Makoto ; MATSUI, Nobuyuki ; HAYASHI, Jiro ; IDO, Noriyuki ; ISHIKAWA, Hiroshi: Decoupling Control of Electric Power Steering System with Variable Gear Transmission System. In: *32nd Annual Conference on IEEE Industrial Electronics, IECON, 2006*
- [98] MUIGG, Andreas: *Implizites Workloadmanagement - Konzept einer zeitlich-situativen Informationsfilterung im Automobil*, Technische Universität München, Diss., 2009
- [99] MÜLLER, Herbert W. ; MÜLLER, Herbert W. (Hrsg.): *Die Umlaufgetriebe - Auslegung und vielseitige Anwendung*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1998
- [100] Schutzrecht US 7 520 367 B2 (2009). NAKATSU, Masatoshi ; KAWAKAMI, Hiroshi ; HAYASHI, Norikazu (Erfinder); Toyota Jidosha Kabushiki Kaisha (Anmelder). - Titel: Vehicle steering apparatus
- [101] NASH, J.E. ; SUTCLIFFE, Y.A.: River flow forecasting through conceptual models 1. A discussion of principles. In: *Journal of Hydrology* 10 (1970), S. 282–290
- [102] NAUNHEIMER, Harald ; BERTSCHE, Bernd ; LECHNER, Gisbert: *Fahrzeuggetriebe - Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007
- [103] Schutzrecht DE 10 2006 017 440 A1 (2006). NEITZEL, Karl-Ernst ; GREUL, Roland ; GRÜNER, Stefan (Erfinder); ZF Lenksysteme GmbH (Anmelder). - Titel: Verfahren zum Betrieb eines elektrischen Servolenksystems
- [104] OBERDIECK, Wilhelm ; RICHTER, Bernd ; ZIMMERMANN, Peter: Identifizierung von nichtlinearen Fahrzeugeigenschaften. In: *Automobil Industrie* Vol. 02 (1980), S. 55–59
- [105] Schutzrecht DE 102 59 286 B4 (2002). OGAWA, Kenji ; SHIRASAWA, Kazushi (Erfinder); Mitsubishi Denki K.K. (Anmelder). - Titel: Lenkvorrichtung für ein Fahrzeug
- [106] OKAZAKI, Aichi: Rack Drive Type EPS Development. In: *PKW-Lenksysteme - Vorbereitung auf die Technik von morgen* Haus der Technik - Essen, 2005
- [107] Schutzrecht US 7 392 878 B2 (2005). ONO, Hitoshi ; HOSHINO, Youju ; SUDA, Katsuhiko ; YASUNO, Yoshiki (Erfinder); Nissan Motor Co., Ltd. (Anmelder). - Titel: Vehicle steering control system
- [108] Schutzrecht EP 1 621 488 B1 (2010). ONO, Hitoshi ; HOSHINO, Youju ; SUDA, Katsuhiko ; YASUNO, Yoshiki (Erfinder); Nissan Motor Co., LTD (Anmelder). - Titel: Vehicle steering control system
- [109] OREND, R.: Steuerung der Fahrzeugbewegung mit minimaler Kraftschlussausnutzung an allen vier Rädern. In: *VDI-Tagung Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren - AUTOREG*, VDI-Berichte Nr. 1828 (2004)
- [110] PACEJKA, Hans B.: *Tyre and vehicle dynamics*. Elsevier Butterworth-Heinemann Amsterdam, 2006

- [111] Schutzrecht US 7 213 678 B2 (2007). PARK, Soo B. (Erfinder); Hyundai Motor Company (Anmelder). - Titel: Variable steering gear ratio apparatus and method using the same
- [112] PFEFFER, P.E. ; HARRER, M.: Optimaler Lenkradmomentenverlauf bei stationärer Kreisfahrt. In: *Tagung Reifen - Fahrwerk - Fahrbahn (VDI Berichte Nr. 2014)* Bd. Nr. 2014, 2007
- [113] PFEFFER, Peter (Hrsg.) ; HARRER, Manfred (Hrsg.): *Lenkungshandbuch*. Vieweg + Teubner | Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2011
- [114] PFEFFER, Peter E.: *Interaction of Vehicle and Steering System Regarding On-Center Handling*, University of Bath, Diss., 2006
- [115] Schutzrecht US 3 831 701 (1974). PILON, Howard M. ; SATTAVARA, Sven W. ; SCHECHTER, Michael M. (Erfinder); Ford Motor Company (Anmelder). - Titel: Power Steering Gear Actuator
- [116] POLENOV, Dieter: *DC/DC-Wandler zur Einbindung von Doppelschichtkondensatoren in das Fahrzeugenergiebordnetz*, Technische Universität Chemnitz, Diss., 2009
- [117] Schutzrecht DE 10 2008 000 364 A1 (2009). POLLMEYER, Stephan ; THIES, Andreas ; WOLF, Daniel (Erfinder); ZF Friedrichshafen AG (Anmelder). - Titel: Überlagerungslenkung für ein Kraftfahrzeug mit Vorderachszentrallenkung
- [118] PRÖBSTLE, Harmut ; POLENOV, Dieter ; BEER, Martin ; SIRCH, Ottmar: Dynamische Bordnetzunterstützung im Kraftfahrzeug. In: *Haus der Technik Fachbuch, Reihe: Moderne Elektronik im Kraftfahrzeug*, 2008
- [119] Schutzrecht DE 199 06 703 B4 (2000). REIMANN, Gerd ; BOCK, Michael ; NAGEL, Willi ; SCHÜLKE, Armin (Erfinder); Robert Bosch GmbH (Anmelder). - Titel: Stellglied für eine Fahrzeug-Lenkvorrichtung
- [120] REUTER, Mirko: Audi Dynamic Steering - Aerospace Technology in vehicle application. In: *Steering.Tech*, 2008
- [121] RITTENSCHÖBER, Thomas ; FISCHER, Peter ; SCHLACHER, Kurt ; FUCHSHUMER, Stefan: Fahrdynamikregelung mit differentialgeometrischen Methoden der Regelungstechnik / Johannes Kepler Universität Linz. 2005. – Forschungsbericht
- [122] RUNGE: Elektrisch lenken - Notwendige Effizienzsteigerungen im Oberklassesegment. In: *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift* 10 (2009), S. 738–744
- [123] RÖNITZ, Rolf ; BRAESS, Hans-Hermann ; ZOMOTOR, Adam: Verfahren und Kriterien zur Bewertung des Fahrverhaltens von Personenkraftwagen. In: *Automobil-Industrie* 03 (1977), S. 39–48
- [124] SACKMANN, Martin ; TRÄCHTLER, Ansgar: Nichtlineare Fahrdynamikregelung mit einer aktiven Vorderachslenkung zur Verbesserung des Seitenwindverhaltens. In: *at Automatisierungstechnik* 12/2003 (2003), S. 535–546



- [125] Schutzrecht DE 10 2008 012 006 A1 (2008). SAGEFKA, Michael ; FUHR, Florian ; HOFFMANN, Carsten (Erfinder); AUDI AG (Anmelder). - Titel: Verfahren zum Beeinflussen eines Eigenlenkverhaltens eines Kraftwagens und ein aktives Lenksystem
- [126] SAKUGAWA, Jun ; TSUCHIYA, Yoshiaki ; KOJO, Takahiro ; SUZUMURA, Masato ; ASANO, Kenji: Technical introduction of TOYOTA Steering Control System. In: *PKW-Lenksysteme - Vorbereitung auf die Technik von morgen* Haus der Technik - Essen, 2005
- [127] SCHERMANN, Ernst ; HAEUSSLER, Thomas ; KIEREN, Martin ; KLIER, Willy: Integrated safety-oriented development and verification of stability-oriented steering functions combined with ESP. In: *Steering.Tech 2008*, 2008
- [128] SCHINDLER, Volker (Hrsg.) ; SIEVERS, Immo (Hrsg.): *Forschung für das Auto von morgen - Aus Tradition entsteht Zukunft*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007
- [129] SCHNEUWLY, A. ; PRUMMER, M. ; AUER, J.: Neue Energiespeicherkonzepte im Kraftfahrzeug. In: *VDI Berichte* Nr. 2000 (2007), S. 83–95
- [130] SCHRÖDER, Dierk: *Elektrische Antriebe - Regelung von Antriebssystemen*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2009
- [131] SCHULLER, Jürgen ; LANNOIJE, Marnix ; MEYS, Martin: Entwurf und Realisierung des Sicherheitskonzepts der Audi Dynamiklenkung. In: *VDI-Berichte Nr. 1971, VDI-Tagung Mechatronik*, 2007
- [132] SCHUSTER, Martin ; GRUPP, Matthias ; RICHTER, Thorsten ; PISCHINGER, Martin: Die BMW Aktivlenkung. In: *VKU Verkeraunfall und Fahrzeugtechnik* Oktober (2006), S. 247–251
- [133] SCHWARZ, R. ; RIETH, P.: Global Chassis Control - Systemvernetzung im Fahrwerk. In: *Autoreg*, 2002
- [134] SCHWARZ, Ralf ; DICK, Wolfgang ; MEISSNER, Tim ; MARTIN, Felix: Dynamic Steering and Quattro with Sport Differential - two perfect partners for highest agility and active safety. In: *Fisita*, 2008
- [135] SCHÖNING, V. et a.: Der Parklenkassistent "Park Scan" von Volkswagen. In: *Tagungsband der VDI/VW Gemeinschaftstagung Integrierte Sicherheit und Fahrerassistenzsysteme*, 2006
- [136] Schutzrecht DE 10 2009 012 601 A1 (2009). STEMMER, Martin (Erfinder); AUDI AG (Anmelder). - Titel: Verfahren zum Erfassen des Gehalten- oder Nichtgehaltenwerdens einer Lenkhandhabe, Verfahren zum Betreiben eines Fahrerassistenzsystems sowie Kraftfahrzeug
- [137] Schutzrecht DE 10 2009 012 601 B4 (2009). STEMMER, Martin (Erfinder); AUDI AG (Anmelder). - Titel: Verfahren zum Erfassen des Gehalten- oder Nichtgehaltenwerdens

einer Lenkhandhabe, Verfahren zum Betreiben eines Fahrerassistenzsystems sowie Kraftfahrzeug

- [138] Schutzrecht EP 2 228 283 A1 (2010). STEMMER, Martin (Erfinder); AUDI AG (Anmelder). - Titel: Verfahren zum Erfassen des Gehalten- oder Nichtgehaltenwerdens einer Lenkhandhabe, Verfahren zum Betreiben eines Fahrerassistenzsystems sowie Kraftfahrzeug
- [139] STEMMER, Martin ; KLEICKMANN, Bodo: Steigerung von Traktion und Stabilität durch vernetzte Fahrwerkregelsysteme. In: *18. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, 2009
- [140] Schutzrecht DE 10 2009 036 352 A1 (2009). STEMMER, Martin ; KLEICKMANN, Bodo (Erfinder); AUDI AG (Anmelder). - Titel: Verfahren zum Stabilisieren eines Kraftfahrzeugs bei einer Fahrt
- [141] Schutzrecht DE 10 2009 050 776 A1 (2009). STEMMER, Martin ; KOCH, Tilo (Erfinder); AUDI AG (Anmelder). - Titel: Verfahren zum Beaufschlagen einer Lenkhandhabe mit einem Drehmoment oder einer Kraft sowie Kraftfahrzeug
- [142] STEMMER, Martin ; SCHWARZ, Ralf ; ULLMANN, Stefan ; HEISSING, Bernd: Vernetzte Ansteuerung von aktiven Lenksystemen zur Generierung kundenwerter Funktionen. In: *Autoreg - Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren*, 2011
- [143] Schutzrecht DE 10 2009 051 471 A1 (2009). STEMMER, Martin ; ULLMANN, Stefan (Erfinder); AUDI AG (Anmelder). - Titel: Aktives Lenksystem für Kraftfahrzeuge
- [144] Schutzrecht DE 10 2009 013 246 A1 (2009). STEMMER, Martin ; ULLMANN, Stefan (Erfinder); AUDI AG (Anmelder). - Titel: Verfahren zum Bereitstellen einer Information über den Betriebszustand eines Lenkungssystems
- [145] Schutzrecht DE 10 2009 012 932 A1 (2009). STEMMER, Martin ; ULLMANN, Stefan (Erfinder); AUDI AG (Anmelder). - Titel: Verfahren zum Betreiben eines Lenkungssystems in einem Kraftfahrzeug
- [146] Schutzrecht EP 2 316 708 A1 (2010). STEMMER, Martin ; ULLMANN, Stefan (Erfinder); AUDI AG (Anmelder). - Titel: Aktives Lenksystem für Kraftfahrzeuge
- [147] Schutzrecht DE 10 2010 049 580 A1 (2010). STEMMER, Martin ; ULLMANN, Stefan (Erfinder); AUDI AG (Anmelder). - Titel: Steuerungsverfahren zur Störmomentenkompensation
- [148] Schutzrecht EP 2 233 384 A2 (2010). STEMMER, Martin ; ULLMANN, Stefan (Erfinder); AUDI AG (Anmelder). - Titel: Verfahren zum Bereitstellen einer Information über den Betriebszustand eines Lenkungssystems



- [149] Schutzrecht EP 2 228 284 A2 (2010). STEMMER, Martin ; ULLMANN, Stefan (Erfinder); AUDI AG (Anmelder). - Titel: Verfahren zum Betreiben eines Lenkungssystems in einem Kraftfahrzeug
- [150] SWITKES, Joshua: *Handwheel force feedback with lanekeeping assistance: Combined dynamics, stability and bounding*, Stanford University, Diss., 2006
- [151] Schutzrecht EP 1 512 611 B1 (2007). TANAKA, Yuu ; IWATA, Yoshifumi ; SATONAKA, Hisashi ; ENDO, Tomohiko ; KUBOTA, Yiuchi ; MATSUI, Akira ; IWAKIRI, Hideyuki ; SUGIYAMA, Toru ; KAWAKAMI, Seiji ; IWAZAKI, Katsuhiko ; KATAOKA, Hiroaki (Erfinder); Toyota Jidosha Kabushiki Kaisha (Anmelder). - Titel: Vehicle backward movement assist device and vehicle parking assist device
- [152] THEUERKAUF, Heinz ; SCHMIDT, Matthias: Ein neues Energiemanagementkonzept für das elektrische Bordnetz. In: *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift* 01/2007 (2007), S. 10–15
- [153] ULLMANN, Stefan: *Verfahren zur Ermittlung der funktionalen Sicherheitsanforderungen von Überlagerungslenkssystemen aus Fahrersicht*, TU München, Diss., 2010
- [154] VENHOVENS, Paul J. T.: *Optimal control of vehicle suspensions*, Delft University of Technology, Diss., 1993
- [155] WALLENTOWITZ, Henning (Hrsg.) ; REIF, Konrad (Hrsg.): *Handbuch Kraftfahrzeugelektronik*. Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH | GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2006
- [156] Schutzrecht DE 10 2007 053 816 A1 (2007). WIJFFELS, Lodewijk ; SHAH, Jitendra ; KARIDAS, Johannes (Erfinder); Ford Global Technologies (Anmelder). - Titel: Verfahren zum Betrieb einer fremdkraftunterstützten Lenkeinrichtung sowie Lenkeinrichtung zur Anwendung des Verfahrens
- [157] WINNER, Hermann (Hrsg.) ; HAKULI, Stephan (Hrsg.) ; WOLF, Gabriele (Hrsg.): *Handbuch Fahrerassistenzsysteme*. Vieweg + Teubner - GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden, 2009
- [158] WOLF, Hagen J.: *Ergonomische Untersuchung des Lenkgefühls an Personenkraftwagen*, TU München, Diss., 2009
- [159] Schutzrecht DE 10 2008 033 115 A1 (2010). WUST, Axel (Erfinder); Bayerische Motoren Werke AG (Anmelder). - Titel: Verfahren zur Steuerung des Spannungsniveaus im elektrischen Bordnetz eines Kraftfahrzeugs
- [160] Schutzrecht EP 2 050 653 A1 (2008). YAMAGUCHI, Takuya ; AKUTA, Yoshimitsu (Erfinder); Honda Motor Co., Ltd. (Anmelder). - Titel: Steering system
- [161] Schutzrecht EP 1 459 959 B2 (2010). YAMAMORI, Motoyasu ; WATANABE, Susumu Osamu H. Osamu Honaga ; INAGUMA, Yoshiharu (Erfinder); JTEKT Corporation (Anmelder). - Titel: Motor vehicle steering device

- [162] Schutzrecht EP 1 857 347 B1 (2007). YAMANAKA, Kosuke ; ISHIHARA, Atsushi ; MAEDA, Daisuke (Erfinder); JTEKT Corporation (Anmelder). - Titel: Steering apparatus for vehicle
- [163] Schutzrecht EP 2 070 804 A1 (2007). YAMANAKA, Kosuke ; ISHIHARA, Atsushi ; MAEDA, Daisuke ; NAKA, Masami ; KADA, Tomoyasu (Erfinder); JTEKT Corporation (Anmelder). - Titel: Vehicle steering device
- [164] YASUI, Yoshiyuki ; KODAMA, Hiroyuki ; MOMIYAMA, Minekazu ; KATO, Hiroaki ; TANAKA, Wataru ; ONO, Eiichi ; MURAGISHI, Yuji: Eletronic Stability Control (ESC) coordinated with electric power steering (EPS). In: *FISITA Word Automotive Congress, 2006*
- [165] YOU, Sam-Sang ; CHOI, Hyeung-Sik ; KIM, Hwan-Seong ; LIM, Tae-Woo: Active steering for intelligent vehicles using advanced control synthesis. In: *Int. J. Vehicle Design, Vol. 42, 2006*
- [166] ZHANG, J.-Y. ; KIM, J.-W. ; LEE, K.-B. ; KIM, Y.-B.: Development of an active front steering (AFS) system with QFT control. In: *International Journal of Automotive Technology* 9 (2008), S. 695 – 702
- [167] ZHENG, Pahngroc Bing ANG O. Bing ANG Oh ; LENART, Barry: Active steering control with front wheel steering. In: *American Control Conference, Boston, 2004*
- [168] ZOMOTOR, Adam: *Fahrwerktechnik: Fahrverhalten*. Vogel Buchverlag, Würzburg, 1991
- [169] ZUURBIER, J. ; BREMMER, P.: State estimation for integrated vehicle dynamics control. In: *Proceedings of AVEC'02, 6th International Symposium on Advanced Vehicle Control, 2002*





