

# **Koordination aktiver Fahrwerk-Regelsysteme zur Beeinflussung der Querdynamik mittels Verspannungslenkung**

Von der Fakultät  
Luft- und Raumfahrttechnik und Geodäsie  
der Universität Stuttgart  
zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)  
genehmigte Abhandlung

vorgelegt von

Magnus Rau

aus Stuttgart

Hauptberichter: Prof. Klaus H. Well, Ph. D.  
Mitberichter: O.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Lugner

Tag der mündlichen Prüfung: 01.06.2007

Institut für Flugmechanik und Flugregelung der Universität Stuttgart

2007

# Vorwort

Im Rahmen meiner Doktorandentätigkeit im Bereich *Aktive Sicherheit und Fahrerassistenzsysteme* der DaimlerChrysler Forschung und Technologie habe ich diese Arbeit angefertigt und anschließend an der Universität Stuttgart als Dissertation eingereicht. Mein besonderer Dank gilt den Herren Prof. Klaus H. Well, Ph. D. (Leiter des Lehrstuhls für Flugmechanik und Flugregelung an der Universität Stuttgart) und Dr.-Ing. habil. Dieter Ammon (Leiter der Forschungsabteilung Fahrzeugsystemdynamik der DaimlerChrysler AG) für die vorbildliche Unterstützung und Mitwirkung bei der gesamten Arbeit. Zudem bedanke ich mich bei Herrn O.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Lugner als Mitberichterstatte für Anregungen und Mithilfe bei der Fertigstellung dieser Arbeit und Herrn Prof. Dr.-Ing. Reinhard Reichel als Vorsitzender der Prüfungskommission.

Ebenfalls recht herzlich bedanken möchte ich mich bei Herrn Dr. Jens Kalkkuhl und Herrn Avshalom Suissa sowie bei Herrn Dr. Karl-Josef Rieger für die hervorragende Betreuung der Promotionsarbeit. In dieser Zeit bekam ich jederzeit die notwendige Unterstützung und wichtige Anregungen, die wesentlich zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben. Vielen Dank. Darüber hinaus möchte ich meinen Kollegen der DaimlerChrysler Forschung und Technologie danken, die mir während dieser Zeit stets durch Diskussionen und intensive Zusammenarbeit geholfen haben.

Ein ganz besonderer Dank geht auch an die Diplomanden und Praktikanten, die einen wesentlichen Beitrag zu dieser Arbeit geleistet haben. Spezieller Dank gilt den Herren Max Lindholm, Carlos Villegas, Bart de Bruijn, Andrew Pennycott, Boris Kirchner, Luis Alfredo Lucia und Michael Attinger sowie Herrn Daniel Keppler. Ihre Unterstützung bei der Bearbeitung der Problemstellung hat mir entscheidend geholfen.

Meiner Familie und meinen Freunden, speziell aber auch meinen Eltern danke ich ebenfalls für ihr Verständnis und ihre Hilfe in dieser Zeit. Mein größter Dank aber gilt meiner lieben Frau, die mich in der ganzen Zeit immer unterstützt und motiviert hat. Ohne sie wäre diese Arbeit in dieser Form nicht möglich gewesen. Für ihr Verständnis und ihre großartige Unterstützung bedanke ich mich herzlichst.



# Inhaltsverzeichnis

<b>Abkürzungen und Nomenklatur</b>	<b>VIII</b>
<b>Kurzfassung</b>	<b>XI</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2 Motivation</b>	<b>2</b>
2.1 Ausgangssituation . . . . .	2
2.2 Zielsetzung, Aufgabenstellung und Spezifikation der Anforderungen . . . .	3
2.3 Stand der Technik . . . . .	4
<b>3 Grundlagen der Fahrdynamik</b>	<b>9</b>
3.1 Einführung . . . . .	9
3.1.1 Beschreibung der Fahrzeugbewegung . . . . .	9
3.1.2 Einfluss auf das Fahrverhalten . . . . .	10
3.1.3 Zusammenwirkung Fahrer-Fahrzeug-Regelsysteme . . . . .	10
3.2 Modellbildung . . . . .	12
3.2.1 Querdynamik . . . . .	13
3.2.2 Vertikaldynamik . . . . .	17
3.2.3 Erweiterung der Verhaltensmodelle . . . . .	22
3.3 Einfluss Vertikaldynamik auf Querdynamik . . . . .	26
3.3.1 Rollsteuern und Radlaststeuern . . . . .	26
3.3.2 Einfluss auf die Steuertendenz . . . . .	28
3.3.3 Verspannen bei Geradeausfahrt . . . . .	32
3.3.4 Modellübersicht . . . . .	33
3.4 Bewertungsmanöver und Fahreigenschaftskriterien . . . . .	34
3.4.1 Standard Fahrdynamik-Manöver . . . . .	34
3.4.2 Manöver zur Systembeurteilung . . . . .	41
3.4.3 Manöver zur Fahrsicherheitsbewertung . . . . .	44
<b>4 Versuchsträger, Regelsysteme und Simulationstechnik</b>	<b>49</b>
4.1 Versuchsträger und Fahrwerk-Regelsysteme . . . . .	49
4.1.1 Versuchsfahrzeug . . . . .	49
4.1.2 Messtechnik und Rechnerarchitektur . . . . .	50
4.1.3 Fahrwerk-Regelsysteme . . . . .	51
4.2 Simulationsumgebung . . . . .	56
4.2.1 Simulationsumgebung CASCaDE . . . . .	57
4.2.2 Gesamtfahrzeug-Simulationsmodell V220E50-ABC . . . . .	58
4.2.3 Parametrierung und Validierung . . . . .	59



<b>5</b>	<b>Einsatz der Trajektorienoptimierung als Bewertungsinstrument</b>	<b>63</b>
5.1	Motivation und Vorgehensweise . . . . .	63
5.2	Optimierungs Umgebung GESOP . . . . .	65
5.3	Formulierung des Optimierungsproblems . . . . .	65
5.4	Testmanöver . . . . .	67
5.4.1	ISO-Doppelspurwechsel . . . . .	67
5.4.2	Nürburgring Nordschleife . . . . .	67
5.5	Systemanalyse am Beispiel aktive Federung und aktive Sturzverstellung . .	68
<b>6</b>	<b>Systemanalyse Verspannungslenken</b>	<b>74</b>
6.1	Einleitung . . . . .	74
6.2	Systemanalyse . . . . .	74
6.2.1	Differenzierung der Lenkeffekte . . . . .	74
6.2.2	Bewertung der Einflussmöglichkeiten auf die Querdynamik . . . . .	79
6.2.3	Realisierung im Fahrzeug . . . . .	81
6.2.4	Fahrversuche . . . . .	81
6.3	Modelltechnische Beschreibung . . . . .	82
6.3.1	Modellvorstellung und -erweiterung . . . . .	82
6.3.2	Stationäre Lösung . . . . .	85
6.3.3	Ganzheitlicher Ansatz . . . . .	86
6.3.4	Bewertung der Verspannungsmodelle . . . . .	86
6.3.5	Bewertung des Verspannungslenkens im Vergleich zu anderen Stel- leingriffen . . . . .	87
6.4	Anwendungsmöglichkeiten . . . . .	88
<b>7</b>	<b>Koordination von Fahrwerk-Regelsystemen</b>	<b>90</b>
7.1	Einleitung . . . . .	90
7.2	Verknüpfung aktive Federung und Fahrdynamikregelung am Beispiel ABC und ESP . . . . .	97
7.2.1	Potentiale und Konflikte . . . . .	97
7.2.2	Lösungsansätze zur Konfliktvermeidung . . . . .	98
7.2.3	Schnittstellen und Integrationskonzepte . . . . .	102
7.2.4	Kooperatives Koordinationskonzept . . . . .	104
7.2.5	Anforderungen an die Softwarestruktur . . . . .	106
7.3	Integration und Bewertung der modularen Koordinations-Regelung im Ge- samtkonzept . . . . .	107
<b>8</b>	<b>Kundenmehrwertfunktionen durch kooperative Regelung</b>	<b>112</b>
8.1	Fahrerunterstützung bei Seitenwind und Fahrbahnquerneigung . . . . .	112
8.1.1	Seitenwind . . . . .	118
8.1.2	Fahrbahnquerneigung . . . . .	119
8.2	Spurgeführtes Fahren mit optischer Kamera . . . . .	124
8.3	Verbesserung Ansprechverhalten und Agilität . . . . .	128
8.4	Variable Wankmomentenabstützung . . . . .	132
8.5	Verbesserung Geradeausbremsen durch Austausch von Informationen . . .	137
8.6	Weitere Anwendungsmöglichkeiten . . . . .	137

---

<b>9</b>	<b>Bewertung der Ansätze</b>	<b>139</b>
9.1	Bewertung der einzelnen Applikationen und Konzeptentwicklungen . . . . .	139
9.1.1	Fahrerunterstützung bei Seitenwind . . . . .	139
9.1.2	Fahrerunterstützung bei Fahrbahnquerneigung . . . . .	140
9.1.3	Spurgeführtes Fahren mit optischer Kamera . . . . .	140
9.1.4	Verbesserung Ansprechverhalten und Agilität . . . . .	141
9.1.5	Variable Wankmomentenabstützung . . . . .	141
9.1.6	Verbesserung Geradeausbremsen . . . . .	142
9.2	Weitere Auswirkungen . . . . .	142
<b>10</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>145</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>152</b>

# Abkürzungen und Nomenklatur

## Abkürzungen

ABC	Active Body Control
ABS	Anti-Blockier-System
ADS	Active-Damping-System
AFS	Active Front Steering
AHP	Aktive Hydropneumatik
ARC	Active Roll Control
ARS	Active Roll Stabilisation
ASR	Antriebs-Schlupf-Regelung
ATTC	Active Tire Tilt Control
AUTOSAR	Automotive Open System Architecture
CAN	Controller Area Network
CASCaDE	Computer Aided Simulation of Car, Driver, and Environment
CDC	Continuous Damping Control
DC	DaimlerChrysler
EDC	Electric Differential Control
EG	Eigenlenkgradient
EPS	Electric Power Steering
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm
FAZ	Fahrzustandsschätzung
FDR	Fahrdynamikregelung
FKE	Federung, Kinematik und Elastokinematik
GCC	Global Chassis Control
GESOP	Graphical Environment for Simulation and Optimization
GPS	Global Positioning System
HA	Hinterachse
HAL	Hinterachslenkung
hl	Rad hinten links
HMS	Handmomentensteller
hr	Rad hinten rechts
ICC	Integrated Chassis Control
ICM	Integrated Chassis Management
IVCS	Integrated Vehicle Control System
LF	Luftfeder
MSR	Motor-Schleppmomenten-Regelung
SBC	Sensotronic Brake Control
SBW	Steer-by Wire
SG	Schwimmwinkelgradient

SP	Schwerpunkt
ÜL	Überlagerungslenkung
V220E50-ABC	Versuchsfahrzeug Mercedes S-Klasse
VA	Vorderachse
VDIM	Vehicle Dynamics Integrated Management
VDM	Vehicle Dynamics Management
vl	Rad vorne links
vr	Rad vorne rechts
WMV	Wankmomentenverteilung
WWG	Wankwinkelgradient

## Nomenklatur

### Indizes

x	in Fahrzeuglängsrichtung
y	in Fahrzeugquerrichtung
z	in Fahrzeugvertikalrichtung
q	in Querrichtung
l	in Längsrichtung
$\varphi$	um Fahrzeuglängsachse
$\theta$	um Fahrzeugquerachse
$\psi$	um Fahrzeughochachse
v	vorne
h	hinten
li	links
re	rechts
0	Nominal-/Referenzwert
i	Rad-Index mit 1=vl, 2=vr, 3=hl, 4=hr
j	Achs-Index mit v=VA, h=HA
s	Schwerpunkt
A	Aufbau
R	Rad
S	Straße
L	Lenkung
F	Fahrer

### Formelzeichen

$\alpha$	Schräglaufwinkel
----------	------------------

---

$\beta$	Schwimmwinkel im Schwerpunkt
$\delta$	Lenkwinkel
$\varphi$	Wankwinkel
$\dot{\varphi}$	Wankwinkelgeschwindigkeit
$\ddot{\varphi}$	Wankwinkelbeschleunigung
$\gamma$	Wankmomentenverteilung
$\lambda$	Schlupf
$\mu$	Reibwert
$\theta$	Nickwinkel
$\dot{\theta}$	Nickwinkelgeschwindigkeit
$\ddot{\theta}$	Nickwinkelbeschleunigung
$\rho$	Fahrbahnkrümmung
$\psi$	Gierwinkel
$\dot{\psi}$	Gierwinkelgeschwindigkeit
$\ddot{\psi}$	Gierwinkelbeschleunigung
a	Beschleunigung
A	Flächeninhalt
EG	Eigenlenkgradient
F	Kraft
g	Gravitationskonstante
h	Hebelarm
i	Übersetzungsverhältnis
J	Trägheitsmoment
l	Radstand
$l_j$	Abstand zwischen Fahrzeugschwerpunkt und Achse j
m	Masse
M	Moment
p	Druck
Q	Volumenstrom
R	Radius
s	Spurbreite
SG	Schwimmwinkelgradient
t	Zeit
v	Geschwindigkeit
w	Verspannung
WWG	Wankwinkelgradient
x	Bewegung in x-Richtung
y	Bewegung in y-Richtung
z	Bewegung in z-Richtung

# Kurzfassung

Im Rahmen dieser Dissertation wird ein Beitrag zur Systemvernetzung und Verknüpfung von aktiven Fahrwerk-Regelsystemen geleistet. Seit der Einführung von elektronisch geregelten Systemen im Fahrwerk hat sich die Fahrwerktechnologie stark verändert. Mit jeder neuen Fahrzeuggeneration werden neue Fahrsicherheits-, Fahrkomfort- und Assistenzsysteme in das Fahrzeug integriert. Aufgrund der Vielzahl an aktiven Regelsystemen kann es zu funktionalen Überschneidungen zwischen den einzelnen Systemen kommen. Diese Überschneidungen sind einerseits der Grund dafür, dass neue Synergiepotentiale überhaupt entstehen können, und andererseits auch die Ursache dafür, dass störende Wechselwirkungen vorkommen können. Die Aufgabe ist daher, eine effiziente Koordinationsregelung zu erarbeiten, die die einzelnen Subsystemregelungen koordiniert und dadurch ein verbessertes Gesamtfahrverhalten erreicht. Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Systemen sollen durch die Koordinationsregelung vermieden werden. Zusätzliche Randbedingung ist die Beibehaltung der Modularität der einzelnen Subsystemregelungen. Zur Lösung dieser Aufgabenstellung werden Modellgleichungen zur Systemanalyse und zum Reglerentwurf aufgestellt, eine komplexe Gesamtfahrzeugsimulation mit allen relevanten Fahrwerk-Regelsystemen aufgebaut sowie ein geeignetes Versuchsfahrzeug verwendet, um anhand von definierten Bewertungsverfahren und Fahreigenschaftskriterien die entwickelten Regelalgorithmen objektiv beurteilen zu können. Ein spezielles Verfahren zur Beurteilung von neuartigen Funktionen und Regelkonzepten mit Hilfe einer Optimierungsumgebung wird verwendet, um das gesamte Potential der aktiven Regelsysteme im Systemverbund zu untersuchen. Das Zusammenspiel dieser Werkzeuge und Methoden ist notwendig, um die Möglichkeiten der Fahrdynamik-Systemvernetzung detailliert untersuchen zu können. Die Ergebnisse der hier beschriebenen Koordinationsregelung werden anhand von simulationstechnischen Untersuchungen und vorwiegend anhand von Fahrversuchsdaten gezeigt. Dabei wurden die Ansätze und Algorithmen prototypisch im Versuchsfahrzeug umgesetzt und anhand vielfältiger Fahrversuche erprobt. Die Koordinationsansätze und Vernetzungspotentiale werden speziell am Beispiel aktive Federung und Fahrdynamikregelung entwickelt und aufgezeigt. Die aktive Federung bietet ein sehr großes Potential zur Systemvernetzung. Mit einer aktiven Federung können beispielsweise die Radaufstandskräfte so beeinflusst werden, dass das Fahrzeug eine Lenkbewegung ausführt. Mit Hilfe dieser Lenkbewegungen können neuartige Funktionen entwickelt werden und ein spürbarer Kundenmehrwert wird dadurch erreicht. Die Serientauglichkeit spielt bei der Entwicklung der Ansätze eine große Rolle. Notwendige Koordinationsbedarfe mit anderen Regelsystemen und Funktionen sowie entsprechende Lösungsansätze zur Konfliktvermeidung werden daher aufgezeigt und ein modulares Konzept zur Koordination vorgestellt. Das Ergebnis der modularen Koordinationsregelung ist eine Steigerung von Fahrsicherheit, Fahrkomfort und Fahrspaß. Die Bewertung dieser Funktionen und Konzepte erfolgt anhand objektiver Kriterien und Verfahren.

# Abstract

This doctoral thesis contributes to the field of system integration and coordination of active chassis control systems. The development of chassis technology has changed since electronic controlled systems are integrated into the vehicle. Each new generation of vehicles offers new driving safety, ride comfort and driver assistance systems. Due to the increasing number of active control systems, a functional overlap between the single systems is possible. On the one hand, this functional overlap can lead to new benefits, while on the other hand, there can be negative interactions. The task is therefore to develop an efficient coordination concept to control the corresponding subsystems and to achieve an improved vehicle behaviour. Interactions between the subsystems must be avoided by the coordination control. Additional constraints are to maintain the modularity of the single subsystems. Connected model equations for system analysis and for control design are derived, a complex vehicle simulation including all active control systems is built up and a sufficiently equipped test vehicle is applied to solve this task by making use of special objective evaluation methods to develop control strategies. A specific procedure to evaluate new applications and control algorithms by means of an optimisation environment is used to analyse the full potential of the control systems within an integrated chassis control concept. The interplay of these tools and methods is necessary to analyse the vehicle dynamics system integration. The results of the coordination control are shown by using simulation studies and mainly test vehicle measurements. The coordination concepts were realised in the test vehicle and verified by numerous driving tests. These coordination concepts are developed and presented regarding active suspension systems and vehicle dynamics control. Active suspension systems offer large benefits due to system integration. By applying a controlled change of the vertical forces using an active suspension system, the vehicle can be affected to perform a steering motion. These steering motions can be used to develop new functions and a significant benefit for the driver will be achieved. The suitability for production application is important in the development of the coordination control. Therefore, coordination requirements with respect to other control systems and algorithms and corresponding solutions to avoid negative interactions are shown. The applications are integrated within a modular coordination concept. The result of the coordination control is the increase of vehicle safety, comfort and handling qualities. The applications and concepts are evaluated by using objective methods.

# Kapitel 1

## Einleitung

Fahrzeuge der heutigen Generation sind geprägt durch eine Vielzahl an aktiven Fahrwerk-Regelsystemen, die einerseits die Fahrsicherheit, den Fahrkomfort und auch den Fahrspaß steigern und andererseits den Fahrer in seiner Fahraufgabe unterstützen. Aufgrund der steigenden Anzahl an aktiven Regelsystemen entstehen neue Potentiale und Möglichkeiten durch eine gezielte Verknüpfung der einzelnen Systeme. Durch die funktionale Überschneidung verschiedener Regelsysteme können aber auch Konflikte entstehen, die durch eine geeignete Koordination beseitigt werden müssen. Im Rahmen dieser Arbeit werden diese Potentiale, aber auch die möglichen Konflikte vorgestellt, entsprechend diskutiert und Vorschläge sowohl für die einzelnen Regelstrategien als auch für ein Gesamtkonzept gemacht. Speziell der Mehrwert für den Fahrer durch die Verknüpfung der Fahrdynamikregelung mit einer aktiven Federung wird anhand von Gesamtfahrzeugsimulationen und realen Fahrversuchen mit Versuchsträgern analysiert; anschließend werden entsprechende Regelkonzepte für die bisher nicht bekannten Funktionen entwickelt. Der erste Teil der Arbeit beschreibt in Kapitel zwei bis vier die notwendigen Grundlagen und *Werkzeuge*. Kapitel zwei stellt dabei die Ausgangssituation sowie die Aufgabenbeschreibung und die Spezifikation der Anforderungen kurz vor und zeigt den aktuellen Stand der Technik auf diesem Gebiet. In Kapitel drei werden die modelltechnischen Grundlagen zur Fahrdynamikanalyse und Beschreibung der entsprechenden Regelsysteme vorgestellt. Zusätzlich werden objektive Testverfahren zur Beurteilung der erzielten Ergebnisse beschrieben. In Kapitel vier werden die einzelnen Regelsysteme vorgestellt und *Werkzeuge* wie eine reale Gesamtfahrzeugsimulation mit allen relevanten Regelsystemen und ein Versuchsfahrzeug mit entsprechender Messtechnik beschrieben. Im zweiten Teil folgt mit Kapitel fünf bis sieben eine vertiefte Systemanalyse, um das Koordinationsthema greifbar zu machen. In Kapitel fünf wird dazu ein Verfahren entwickelt, mit dem neue Potentiale und Verbesserungsmöglichkeiten sowie bereits entwickelte Regelalgorithmen über eine Optimierungsumgebung analysiert und bewertet werden können. Aufgrund dieser Erkenntnisse werden in Kapitel sechs der Einfluss der aktiven Federung auf die Querdynamik ausführlich diskutiert und bewertet sowie die für den Reglerentwurf notwendigen Modelle aufgestellt. In Kapitel sieben wird ein modulares Koordinationskonzept vorgestellt. Speziell am Beispiel der Verknüpfung der aktiven Federung ABC mit der Fahrdynamikregelung ESP werden Funktionen zur Verbesserung des Fahrverhaltens aufgezeigt, Lösungsansätze zur Konfliktvermeidung beschrieben, sowie Schnittstellen und Integrationskonzepte vorgestellt. Im dritten Teil werden die Ergebnisse dargestellt und bewertet. Dabei stellt Kapitel acht die einzelnen Regelkonzepte und Algorithmen sowie die prototypische Umsetzung im Versuchsfahrzeug vor. In Kapitel neun werden dann die erzielten Ergebnisse und Konzepte anhand von objektiven und subjektiven Bewertungskriterien beurteilt. Abschließend folgt in Kapitel zehn die Zusammenfassung der Dissertation sowie ein Ausblick für weiterführende Arbeiten.



# Kapitel 2

## Motivation

### 2.1 Ausgangssituation

Künftige Fahrzeuggenerationen werden mit den unterschiedlichsten Fahrdynamik-, Fahrkomfort- und Fahrsicherheitssystemen sowie Fahrerassistenzsystemen ausgestattet sein, wie es am Beispiel der gerade neu eingeführten Mercedes S-Klasse erkennbar ist. Schaut man etwas zurück auf die letzten zehn Jahre in der Automobilentwicklung, dann kann man einen Trend zur Integration von Elektronik im Fahrwerk deutlich erkennen. Dieser Trend kann beispielsweise anhand der Anzahl der im Fahrzeug verbauten Steuergeräte bestätigt werden. Vor zehn bis fünfzehn Jahren wurden bei einem herkömmlichen Fahrzeug etwa fünf Steuergeräte verbaut, in der aktuellen Mercedes S-Klasse sind es inzwischen mehr als 70. Mit der Einführung des *Elektronischen Stabilitätsprogramm* ESP im Jahr 1995 im Mercedes S600 wurde der Startschuss für die Integration elektronischer Komponenten im Fahrwerk gelegt. Weitere Beispiele sind im Jahr 1999 die Einführung der aktiven Federung *Active-Body-Control* ABC im Mercedes CL, die Vorstellung der adaptiven Dämpfung mit Niveauregulierung im Lexus LX470 im Jahr 2000 und im darauf folgenden Jahr die Präsentation der aktiven Bremsenregelung *Sensotronic Brake Control* SBC im Mercedes SL. Ebenfalls im Jahr 2001 wurden die aktiven Stabilisatoren in Kombination mit elektronisch geregelten Dämpfern und einer Hinterachs-Luftfeder im BMW 7er vorgestellt. Zwei Jahre später wurde das aktive Lenksystem *Active Front Steering* AFS in Form einer Überlagerungslenkung im BMW 5er serienmäßig eingeführt. Es gibt noch eine Vielzahl an weiteren aktiven Regelsystemen, die hier nicht alle vorgestellt werden können; beispielsweise seien aber die elektronisch angesteuerte Servolenkung im VW Golf bzw. in der Mercedes A-Klasse oder die prototypische Realisierung der aktiven Sturzverstellung ATTC im DaimlerChrysler Forschungsfahrzeug F400 Carving genannt.

Der Grund für den Trend zur Elektronik im Fahrwerk liegt darin, dass viele klassische Zielkonflikte dadurch gelöst oder reduziert werden können und man mit aktiven Fahrwerken in Bereiche vorstoßen kann, die mit passiven Fahrwerken nicht erreicht werden können. Als bekannte Beispiele dienen hier die Fahrdynamikregelung ESP und das Antiblockiersystem ABS. Durch die Integration dieser Systeme wurde die Fahrsicherheit erheblich gesteigert. Zudem können damit auch reine software-definierte Funktionen realisiert werden, ohne dafür zusätzliche Hardware verwenden zu müssen. Das bedeutet, dass die Kundenwahrnehmung deutlich steigt. Problematisch dabei ist aber die gleichzeitige Steigerung der Gesamtsystemkomplexität. Zwischen den einzelnen Systemen gibt es funktionale Überschneidungen, die es einerseits ermöglichen, neue Potentiale und Mehrwertfunktionen durch Verknüpfung der einzelnen Regelsysteme zu erschließen und andererseits aber erhebliche Konflikte mit sich bringen können. Zur Lösung dieser Konflikte und zur Verbesserung des

Gesamtfahrverhaltens durch das Zusammenspiel verschiedener Fahrwerk-Regelsysteme ist eine systematische Integration der einzelnen Funktionen in einem eindeutig strukturierten Gesamtkonzept mit klar definierten Schnittstellen und hohen Anforderungen notwendig. Der Begriff *Mehrwertfunktionen* wird im Rahmen dieser Arbeit für Funktionen und Konzepte eingesetzt, die eine Verbesserung des Fahrverhaltens und dadurch einen Mehrwert für den Fahrer erzielen.

Der bisherige Zustand im Bereich der Systemvernetzung im Fahrwerk kann mit den Worten *friedliche Koexistenz* beschrieben werden. Die Systeme wurden so entwickelt und abgestimmt, dass im Zusammenspiel mit anderen Regelsystemen keine Konflikte auftreten. Im Rahmen dieser Arbeit werden nun Potentiale aufgezeigt, Lösungsvorschläge zur Konfliktbeseitigung gemacht und Algorithmen und Regelkonzepte entwickelt, um die einzelnen Mehrwertfunktionen im Rahmen eines Gesamtkonzeptes umzusetzen.

## 2.2 Zielsetzung, Aufgabenstellung und Spezifikation der Anforderungen

Ziel dieser Arbeit ist es, einen Beitrag auf dem Gebiet der Systemvernetzung zu leisten, indem die Potentiale und Möglichkeiten, aber auch die Konflikte der Verknüpfung aktiver Fahrwerk-Regelsysteme anhand konkreter Beispiele aufgezeigt und entsprechende Lösungskonzepte zur Umsetzung vorgestellt werden. Die funktionale Integration der einzelnen Regelsysteme kann dabei auf sehr unterschiedliche Weise erfolgen. Da es sich bei den bereits vorhandenen Funktionsregelungen um hochkomplexe Einzelsysteme handelt und bei der Entwicklung und Absicherung große Anstrengungen unternommen wurden, werden im Rahmen dieser Arbeit große Teile dieser Systeme bewahrt und durch entsprechende Schnittstellen in ein effizientes Koordinationskonzept integriert. Durch diese modulare Koordination von bereits existierenden Systemen sollen Fortschritte hinsichtlich der Fahrsicherheit und des Fahrkomforts gemacht werden. Anhand dieser Vorgaben kann die Aufgabenstellung formuliert werden:

Im Rahmen dieses Forschungsvorhabens soll ein effizientes integrales Koordinator-Konzept erarbeitet werden, das die verschiedenen Subsystemregelungen synergetisch koordiniert, im Sinne einer für das Gesamtfahrzeugverhalten optimalen Erfüllung der jeweiligen Anforderungen. Wichtig ist dabei, dass die jeweiligen Subsystemregelungen in ihrer Modularität so weit als möglich erhalten bzw. optimiert werden, um den Anpassungsaufwand für verschiedene Varianten-Kombinationen a priori gering zu halten. Ausgangsbasis des Vorhabens sind entsprechende x-by-wire-Versuchsfahrzeuge der DaimlerChrysler Forschung und Technologie sowie entsprechende detaillierte Simulationsmodelle für Ride&Handling. Die wesentlichen Aufgabenpunkte sind:

- Identifikation potentieller Konfliktszenarien und Synergiefelder im Hinblick auf die Regelungssystemfunktionen und deren Kundennutzenaspekte
- Analyse und Bewertung der aktuellen Regler-Interaktionen
- Entwurf verschiedener Koordinationskonzepte auf Basis regelungstechnischer Verfahren
- Prototypische Umsetzung der Koordinationskonzepte auf Basis von realen Subsystem-Regelungen in der Simulation
- Transfer der aussichtsreichsten Ansätze in die entsprechenden Versuchsträger sowie Validierung der bereits erzielten Ergebnisse

- Bewertung der erzielten Ergebnisse anhand von objektiven und subjektiven Bewertungskriterien und Testverfahren
- Formulierung eines modularen Koordinationskonzeptes

Spezielle Anforderungen und Randbedingungen bei dieser Arbeit sind die Verwendung von bereits existierenden Subsystemregelungen, um sie in ihrer Modularität zu erhalten. Des Weiteren sollen die entwickelten Ansätze und Konzepte mit Hilfe von Gesamtfahrzeugsimulationsumgebungen und entsprechenden Versuchsträgern erprobt und getestet werden. Die Ergebnisse der Koordinations-Regelung sollen einen direkten Kundennutzen spürbar machen und eine zukünftige Serientauglichkeit garantieren oder ermöglichen.

## 2.3 Stand der Technik

Im vorangegangenen Kapitel 2.1 wurde die Ausgangssituation zum Thema *aktive Fahrwerk-Regelsysteme und deren Systemvernetzung* vorgestellt und beschrieben. In diesem Abschnitt werden nun diese Aussagen durch entsprechende Literatur- und Quellenangaben bestätigt und der aktuelle Stand der Technik auf dem Gebiet der Systemvernetzung vorgestellt.

Einen sehr guten und zusammenfassenden Überblick über den aktuellen Trend in der Fahrwerkentwicklung zeigt [3]. Dabei werden aktuelle und zukünftige Fahrdynamik- und Assistenzsysteme vorgestellt und die bereits heute vorhandene Möglichkeit zur Systemvernetzung, aber auch die Notwendigkeit zur Organisation einer kooperativen Koexistenz komplexer Einzelsysteme beschrieben. Letzteres ist auf die steigende Anzahl aktiver Regelsysteme und deren Wechselwirkungen zueinander sowie auf die Beherrschbarkeit des Integrationsaufwands zurückzuführen. Eine ebenfalls sehr umfangreiche Zusammenfassung über die steigende Anzahl an aktiven Fahrwerk-Regelsystemen zeigt auch [58]. Dabei werden einerseits in Serie befindliche Regelsysteme vorgestellt und andererseits prototypische Umsetzungen verschiedener neuartiger Konzepte beschrieben. Einen groben Überblick über erste Ansätze zur Verknüpfung einzelner Regelsysteme gibt [12], wobei hier das Elektronische Stabilitätsprogramm ESP die Basis darstellt. Eine weitere Bestandsaufnahme aktueller Fahrwerk-Regelsysteme wird in [23] gezeigt. In diesem Beitrag werden neben den neuartigen Funktionen durch die Systemvernetzung auch die zur Umsetzung und Realisierung notwendigen Schritte wie beispielsweise die Schaffung einheitlicher Standards und Schnittstellen beschrieben. Die Notwendigkeit einer strukturierten Integration vorhandener und neuer Systeme erkennt auch [18] in seinem Bericht zur Systemintegrität in Fahrzeugen mit vernetzten Steuergeräten. Jedes neu hinzugefügte Steuergerät erhöht die Gesamtsystemkomplexität und kann nur mit erheblichem Aufwand integriert werden. Daher sind ein klar strukturierter Entwicklungsprozess sowie eindeutige Systemgrenzen auf funktionaler Ebene notwendig, um möglichen Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Systemen entgegenwirken zu können. Ein Beispiel für gegenseitige Beeinflussungen wird in [34] und [31] gezeigt. Dabei ist es möglich, mit drei bzw. vier unterschiedlichen aktiven Regelsystemen in gleicher Weise stabilisierend in die Querdynamik einzugreifen. Das bedeutet, dass sich diese Systeme bei gleichzeitiger Anwendung auch gegenseitig beeinflussen können. Diese funktionale Beeinflussung ist einerseits der Grund dafür, dass über die Systemvernetzung eine Steigerung der Fahrsicherheit und des Fahrkomforts erzielt werden kann, andererseits aber müssen mögliche gegenseitige Beeinträchtigungen bereits strukturell beseitigt werden.

Betrachtet man nun die Verknüpfungspotentiale zwischen den einzelnen Regelsystemen, so wird deutlich, dass in den letzten Jahren auf diesem Gebiet bereits diverse Veröffentlichungen entstanden sind. Bereits im Jahr 1996 wurde die Verknüpfung einer *Steer-by-Wire*-Lenkung mit einer *Bremsenregelung* wie beispielsweise dem *Elektronischen Stabilitätspro-*

gramm ESP untersucht und die Möglichkeiten zur Verbesserung des Fahrverhaltens und der Fahrsicherheit dargestellt [51], [85]. Mit der Einführung des aktiven Lenksystems *Active Front Steering* AFS im Jahr 2003 im BMW 5er (siehe [41]) wurde auch das Zusammenspiel einer *aktiven Lenkung* mit einer *aktiven Bremsenregelung* diskutiert. Erste Ansätze zur Verknüpfung der Aktivlenkung mit der Bremsenregelung werden in [6] und [42] vorgestellt. Durch einen frühzeitigen Eingriff der Aktivlenkung werden im Grenzbereich weniger Bremseneingriffe zur Stabilisierung des Fahrzeugs notwendig und der Fahrkomfort dadurch gesteigert. Dagegen stellt [87] in seinem Vortrag die möglichen Schnittstellen zwischen den beiden Systemen in Abhängigkeit vom Integrationskonzept dar. Die umsetzbaren Mehrwertfunktionen werden in [78] und [82] dargestellt. Durch die Verknüpfung der aktiven Lenkung mit der aktiven Bremse wird der Grenzbereich leichter beherrschbar und die Agilität im Handlingbereich gesteigert.

Neben der Aktivlenkung (Überlagerungslenkung) hat sich im Jahr 2004 im Kleinwagenbereich eine andere Art von aktiven Lenksystemen etabliert, ein Handmomentensteller in Form einer elektronisch angesteuerten Servolenkung *Electric Power Steering* EPS. Die Vorteile durch die Integration der elektronisch angesteuerten Servolenkung mit der Bremsenregelung ESP werden in [60] vorgestellt. Speziell bei kritischen Fahrsituationen kann der Fahrer durch gezielte Stelleingriffe und Lenkvorgaben unterstützt werden.

Die Verknüpfung von *elektronisch regelbaren Dämpfersystemen* mit der Bremsenregelung ESP wird seit dem Jahr 2002 intensiv untersucht. Die Möglichkeit zur Verwendung von kontinuierlichen Verstelldämpfern wie beispielsweise dem CDC-Dämpfer *Continuous Damping Control* für die Systemkoordination wird in dem Beitrag [46] vorgestellt. Das aktive Verstelldämpfersystem verfügt dabei über eine von außen ansteuerbare Schnittstelle, die für die Koordination verwendet werden kann, siehe [45] und [75]. Die dadurch erzielbaren Mehrwertfunktionen werden in [76] und [80] aufgezeigt, wie beispielsweise die Bremswegoptimierung durch Informationsaustausch auf Schlechtwegstrecken, mehr Agilität im Handlingbereich durch dynamische Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens sowie bessere Beherrschbarkeit im fahrdynamischen Grenzbereich durch situationsangepasste Dämpferverstellung auf eine harte Dämpferkennlinie. Eine kombinierte Ansteuerung von Verstelldämpfer und Bremse zur Verbesserung der Stabilität wird in [31] gezeigt. Eine erste Umsetzung der Ansätze zur Systemvernetzung zwischen Verstelldämpfer und ESP wurde in 2004 im Opel Astra realisiert. Nach [36] und [93] werden durch die Systemvernetzung ein spürbar agileres Fahrverhalten, eine frühzeitige Stabilisierung im Kurvengrenzbereich durch Anpassung der Dämpferkennlinien und Vorteile beim Bremsen auf unebener Fahrbahn durch Informationsaustausch und Anpassung der Regelparameter erreicht.

Die Vorteile der Systemvernetzung können an dieser Stelle noch gesteigert werden, wenn zusätzlich zu dem Systemverbund zwischen Verstelldämpfer und Bremsenregelung ein aktives Lenksystem integriert wird. Die dadurch neu entstandenen Möglichkeiten werden in [77] aufgezeigt. Dazu gehören beispielsweise eine erweiterte Gierratenregelung zur Individualisierung des Fahrzeugs und eine Verbesserung des Fahrverhaltens bei speziellen Fahrsituationen wie Bremsen auf Fahrbahnen mit unterschiedlichen Reibwerten und Lastwechselreaktionen.

Im Bereich der aktiven Feder-Dämpfer-Systeme haben sich neben den kontinuierlichen Verstelldämpfern auch komplexere aktive Systeme wie beispielsweise der aktive Stabilisator *Active Roll Control* ARC im *Dynamic Drive* von BMW (siehe [44]) oder das aktive Federungssystem *Active Body Control* ABC von Mercedes-Benz (siehe [92]) etabliert. Mit diesen Regelsystemen ist nach [40] und [64] eine Beeinflussung der Querdynamik im höheren Kraftschlussbereich durch die Veränderung der Wankmomentenabstützung ebenfalls möglich. Erste Simulationsergebnisse zur Beeinflussung der Querdynamik durch ein geändertes Eigenlenkverhalten über eine aktive Wankmomentenverteilung werden in [83],

[1] und [86] diskutiert. [84] zeigt in seiner Dissertation unter anderem auch beispielhaft die Realisierung einer Wankmomentenverteilungsregelung im ABC-Regelalgorithmus. Die Verknüpfung der variablen Wankmomentenverteilung mit einer Bremsenregelung zeigen [30] und [16] anhand von Simulationsuntersuchungen und realen Fahrversuchen. Dabei wird eine Steigerung der Fahragilität, aber gleichzeitig auch der Fahrsicherheit durch die Kombination der beiden Systeme über eine Aufteilung der stabilisierenden Stelleingriffe erreicht. In der Dissertation [81] werden ebenfalls anhand von Simulationsrechnungen erste Ansätze zur funktionalen Integration einer aktiven Federung mit einem Schlupfregelsystem zur Verbesserung der Querdynamik vorgestellt. Dabei wird ein Ansatz beschrieben, der ein erforderliches Giermoment zur Stabilisierung auf die vorhandenen Systeme Schlupfregelung und aktive Federung aufteilt. Wenn man den aktuellen Stand der Technik an dieser Stelle genauer betrachtet, wird deutlich, dass der Wirkmechanismus zur Beeinflussung der Querdynamik über aktive Federung nicht vollständig untersucht wurde. Im Rahmen dieser hier vorliegenden Promotionsarbeit wird versucht, den Einfluss der aktiven Federung auf die Querdynamik ganzheitlich über den gesamten Fahrbereich zu beleuchten.

Die zusätzliche Verknüpfung von aktiven Stabilisatoren und aktiver Bremsenregelung mit der Aktivlenkung und der dadurch entstehende Mehrwert werden in [25], [47], [79] und [88] beschrieben. Dabei steht vorwiegend der integrierte Ansatz zur Ansteuerung dieser Regelsysteme im Vordergrund, um weitere Verbesserungen hinsichtlich Fahrsicherheit in speziellen Fahrsituationen zu erzielen.

Mit Einführung der aktiven Hinterachskinematik im Jahr 1992 im 8er BMW wurde eine neuartige geregelte Hinterachslenkung in einem PKW-Serienfahrzeug realisiert. Dieses System zeichnete sich nach [91] durch eine sehr gute Lenkpräzision und eine sichere Beherrschbarkeit in kritischen Fahrsituationen aus und wurde damals bereits zusammen mit dem Antiblockiersystem und der Antriebsregelung zu einem Fahrdynamiksystem zusammengefasst. Allerdings konnte sich dieses System auf dem Markt damals aufgrund des hohen Kostenaufwands nicht durchsetzen. Aufgrund des großen fahrdynamischen Potentials der aktiven Hinterachslenkung ging die Entwicklung auf diesem Gebiet weiter, wie aus [7] ersichtlich wird. In dieser Dissertation wird das Zusammenspiel zwischen aktiver Hinterachslenkung, aktiver Bremsenregelung und Aktivlenkung anhand von Simulationsrechnungen beschrieben. Dabei werden einerseits die Vor- und Nachteile eines Koexistenzansatzes aufgezeigt und andererseits die Verbesserungsmöglichkeiten durch eine koordinierte Abstimmung zwischen den einzelnen Regelsystemen anhand von objektiven Kriterien bewertet. Das Zusammenspiel zwischen aktiver Hinterachslenkung und aktiver Lenkung in Form einer *Steer-by-Wire*-Lenkung wird in [19] und [89] beschrieben. Mit Hilfe der zur Verfügung stehenden Regelsysteme werden alle Freiheitsgrade der Querdynamik unabhängig voneinander geregelt, und ein individuelles Wunschfahrverhalten mit hoher Stabilität bis in den Grenzbereich kann dadurch erreicht werden. In der Arbeit [33] werden ebenfalls Möglichkeiten zur Verbesserung der Fahrstabilität durch eine kombinierte Ansteuerung der Bremsenregelung mit einer Aktivlenkung und einer aktiven Hinterachslenkung sowie durch eine koordinierte Ansteuerung der Vorder- bzw. Hinterachslenkung gezeigt.

Die Verwendung des Antriebsmoments zur Beeinflussung der Querdynamik ist bei Allradfahrzeugen mit Hilfe von elektro-mechanischen Kupplungen, Getrieben und Differentialsperren, aber auch nur mit einem zusätzlichen radindividuellen Bremseingriff möglich. Bereits im Jahr 1996 wurden in [56] und [38] Systeme vorgestellt, die eine Steuerung der Antriebsmomentenverteilung ermöglichen. Im Jahr 2004 stellte Honda einen Allradantrieb vor, der durch aktive Antriebsmomentenverteilung das Handling verbessert, siehe [59]. Die Möglichkeiten zur Nutzung der Antriebsmomentenverteilung bei Allradfahrzeugen wird auch in dem Beitrag [27] diskutiert. Dabei wird vor allem das Fahrzeug nicht unnötig durch Einzelradbremseingriffe abgebremst, sondern über eine gezielte Drehmomentenver-

teilung mehr Sicherheit und Fahrdynamik durch ein lineares Fahrverhalten erreicht. Da die Antriebskraftverteilung aber nur im Antriebsfall funktioniert, wird weiterhin die herkömmliche Stabilisierung durch das ESP notwendig. Allerdings kann nach [29] ein Zugewinn an Fahrstabilität durch Integration von Allradantrieb und Bremsenregelung erreicht werden. Im neuen BMW xDrive der 3er und 5er Reihe wird nach [63] durch die Verknüpfung von Allradantrieb mit Antriebskraftverteilung und radindividuellem Bremseneingriff eine aktive Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens und damit eine gesteigerte Fahrdynamik mit maximaler Agilität erreicht. Durch die zusätzliche Vernetzung der aktiven Antriebskraftverteilung mit einem aktiven Lenksystem werden nach [28] weitere Verbesserungen bei Beschleunigungsvorgängen auf unterschiedlichen Reibwerten durch eine gezielte Zusammenarbeit erreicht.

In [3] wird ein weiteres neuartiges Fahrwerk-Regelsystem beschrieben, das *Active Tire Tilt Control*-System (ATTC). Dieses Regelsystem wurde unter anderem in dem Forschungsfahrzeug F400 Carving der DaimlerChrysler Forschung und Technologie vorgestellt. Mit Hilfe von ATTC kann durch Modifikation des aktuellen Sturzwinkels der Räder in Kombination mit einem speziellen Reifen das Seitenführungspotential deutlich gesteigert werden. Mit Hilfe dieser aktiven Sturzverstellung ist durch die Kombination mit der Bremsenregelung eine Steigerung der Fahrsicherheit und auch der Fahragilität möglich.

Zur Umsetzung dieser funktionalen Verknüpfung ist ein geeignetes Koordinationskonzept notwendig, um eine gezielte Koordination zwischen den einzelnen Systemen zu ermöglichen. In [79] wird dafür ein Ansatz zur ganzheitlichen Bewertung von Fahrervorgaben, Fahrzeugverhalten und Umwelt zusammen mit einer abgestimmten Verteilung der Regeleinriffe auf die zur Verfügung stehenden Regelsysteme vorgestellt. In diesem Beitrag werden zwei Lösungsansätze gezeigt, die eine funktionale Integration ermöglichen. Auf der einen Seite ist das so genannte *Koexistenzansatz*, bei dem jedes einzelne System parallel zu anderen Systemen arbeitet und seine eigenen Regelalgorithmen für die entsprechenden Aufgaben besitzt. Die Vernetzung zwischen den Systemen findet über einen entsprechenden Datenaustausch statt. Auf der anderen Seite wird ein *integrierter Ansatz* vorgestellt, bei dem die Einzelsysteme bestimmte Grundfunktionen weiterhin alleine erfüllen, aber in besonderen oder kritischen Fahrsituationen durch einen zentralen Fahrdynamikregler über definierte Schnittstellen koordiniert werden. Die Vor- und Nachteile dieser beiden Ansätze werden ebenfalls in [25] und [77] diskutiert. Beim Koexistenzansatz steigt beispielsweise durch die zunehmende Anzahl an Regelsystemen der Aufwand und die Komplexität, da sich die Systeme gegenseitig beeinflussen können. Zudem verfügt jedes Regelsystem über eine eigene Fahrzustandserkennung mit Signalaufbereitung und Signalplausibilisierung. Dadurch entstehen viele Schnittstellen und hohe Anforderungen bei der Absicherung. Dagegen können mit diesem Ansatz auch bereits viele Mehrwertfunktionen realisiert werden, die die Kundenwahrnehmung deutlich steigern. Beim integrierten Ansatz dagegen wird durch eine optimale Stellerkoordination das komplette Potential erreicht. Durch eine klare Aufgabentrennung in Stabilitätsregelung, Agilitätsregelung und Komfortregelung sowie in Grundfunktionen der intelligenten Aktoren wird die Modularität und Austauschbarkeit von Subsystemen garantiert. Diese Aufgabentrennung wird auch in [8] angesprochen, wobei durch eine Funktionsanalyse die einzelnen Aufgaben und Funktionen entsprechenden Bereichen zugeordnet werden sollten. Anhand des Integrationsbeispiels von aktiver Lenkung und aktiver Bremsenregelung werden die beiden bereits vorgestellten Koordinationskonzepte in [37] und [87] nochmals angesprochen und näher erläutert. In dem Beitrag *Integrierte Fahrdynamikregelung mit ESP, aktiver Lenkung und aktivem Fahrwerk* [88] wird ein ähnliches Konzept vorgestellt, bei dem das bisherige ESP die Integrationsplattform für die Systemvernetzung darstellt. Dabei erfolgt eine zentrale Stabilitätsregelung im ESP, die durch eine Giermomenten-

tenverteilung die erforderlichen Stelleingriffe auf die entsprechenden Regelsysteme verteilt. Um diese funktionale Integration überhaupt zu ermöglichen, müssen nach [47] bestimmte Voraussetzungen in der Systemarchitektur geschaffen werden. So muss beispielsweise die Software zusammensetzbar sein und meist aus Standardmodulen bestehen, um den steigenden Komplexitätsaufwand zu beherrschen [79]. Zwischen der Hardware und Software muss eine klare Trennung vorhanden sein und einheitliche Schnittstellen und Strukturen sind Voraussetzung für eine Austauschbarkeit und Wiederverwendbarkeit. Ziel ist es, Module zu entwickeln, die klar abgegrenzte und eigenständig lösbare Aufgaben besitzen [32]. Diese Anforderungen an die Software- und E/E-Architektur werden beispielsweise in dem firmenübergreifenden Projekt *AUTOSAR* definiert und Lösungsansätze vorgeschlagen [74]. *AUTOSAR* steht für *Automotive Open System Architecture*. Die Automobilindustrie versucht damit die Herausforderungen mit einer Veränderung vom komponentenorientierten hin zu einem funktionsorientierten Entwicklungsprozess sowie mit einer Standardisierung wesentlicher Elemente der Elektrik und Elektronik-Infrastruktur anzunehmen.

Betrachtet man die aktuellen Aktivitäten der Automobilfirmen auf dem Gebiet der Systemvernetzung, so wird deutlich, dass fast alle großen Fahrzeughersteller und Zulieferer erste Ansätze und Konzepte zur Integration neuer und vorhandener Regelsysteme zeigen und damit ihren Standpunkt nach außen vertreten. Bei den Zulieferern beispielsweise wird bei der Robert Bosch GmbH das hauseigene Integrationskonzept *Vehicle Dynamics Management VDM* genannt [88], Continental Teves AG dagegen bezeichnet ihr Konzept als *Global Chassis Control GCC* [79]. Bei TRW wird der Integrationsansatz *Integrated Vehicle Control System IVCS* genannt [57]. Bei den Herstellern werden die ersten Koordinationsansätze als *Integrated Chassis Control ICC* (Adam Opel AG) [36], *Integrated Chassis Management ICM* (BMW AG) [47], *Global Chassis Control GCC* (VW/AUDI) [25] und *Vehicle Dynamics Integrated Management VDIM* (Toyota) [61] bezeichnet und die Fahrdynamik-Koordination u.a. als Entwicklungswerkzeug eingesetzt (DaimlerChrysler AG) [4]. Trotz dieser vielen unterschiedlichen Bezeichnungen sind diese ersten Ansätze meist gar nicht so weit entfernt voneinander und haben ein gemeinsames Ziel: eine einfache und schnelle Umsetzung neuartiger Mehrwertfunktionen, die durch die funktionale Verknüpfung aktiver Fahrwerk-Regelsysteme entstehen können. Im Rahmen dieser Arbeit werden einige dieser neuartigen Mehrwertfunktionen aufgezeigt, bewertet und in einem entsprechenden Koordinationskonzept umgesetzt.

# Kapitel 3

## Grundlagen der Fahrdynamik

### 3.1 Einführung

Das Fahrverhalten eines Kraftfahrzeugs ist die Reaktion des Fahrzeugs auf Vorgaben durch den Fahrer bzw. auf mögliche unterstützende Eingriffe aktiver Regelsysteme im Fahrwerk und die Reaktion des Fahrzeugs auf alle äußeren Störungen. Das Fahrverhalten sollte dabei nach [54] stets leicht kontrollierbar sein, darf den Fahrer bei Störungen nicht überfordern und muss die Fahrgrenzen deutlich erkennen lassen. Ebenso sollte ein sinnvoller und für den Fahrer überschaubarer Zusammenhang zwischen Fahrervorgabe und Fahrzeugreaktion bestehen. Diese Anforderungen müssen bei der Entwicklung neuer Fahrzeuge und Fahrwerksysteme berücksichtigt werden. Die Fahrzeugdynamik dagegen befasst sich mit der Wirkung der am Fahrzeug angreifenden Kräfte beim Fahren und beschreibt die Bewegung eines Fahrzeugs als einen dynamischen Prozess, den der Fahrer entweder direkt oder durch Unterstützung von helfenden Regelsystemen steuert. Die Beurteilung des Fahrverhaltens und der Fahrzeugdynamik erfolgt einerseits über die Systemanalyse mit Hilfe von Simulationsverfahren und Modelltechnik, andererseits über Testverfahren mit definierten Fahreigenschaftskriterien. In diesem Kapitel werden die notwendigen Grundlagen zur Beschreibung des Fahrverhaltens und der Fahrdynamik vorgestellt.

#### 3.1.1 Beschreibung der Fahrzeugbewegung

Zur Beschreibung der Fahrzeugbewegung wird ein fahrzeugfestes Koordinatensystem verwendet, das die Bewegungsrichtungen und die auftretenden Reifenkräfte definiert. Die Abbildung 3.1 zeigt das orthogonale und rechtsdrehende Koordinatensystem, wobei der Ursprung des fahrzeugfesten Systems sich im Schwerpunkt des Fahrzeugs befindet. Die x-Achse (Längsachse) zeigt in Fahrtrichtung und die z-Achse (Hochachse) des Rechtshand-systems nach oben. Die Fahrzeugaufbaudrehbewegung um die Längsachse wird als *Wanken* oder *Rollen* bezeichnet, die Drehbewegung um die Querachse (y-Achse) als *Nicken* und die Fahrzeugbewegung um die Hochachse als *Gieren*. Die translatorischen Relativbewegungen werden *Längsbewegung*, *Querbewegung* und *Heben* genannt. Um die absoluten Größen wie beispielsweise Wankwinkel oder Gierwinkel bestimmen zu können, wird zusätzlich ein Inertialsystem definiert, das sich auf der Fahrbahn befindet.

Die auftretenden Kräfte werden über die Reifen des Fahrzeugs auf die Fahrbahn übertragen. Die Radkräfte werden entsprechend den Koordinatenrichtungen  $x_R, y_R, z_R$  des Reifen-Koordinatensystems als *Umfangskraft* (Antriebskraft und Bremskraft), *Querkraft* (Seitenkraft) und *Vertikalkraft* (Radlast) bezeichnet.



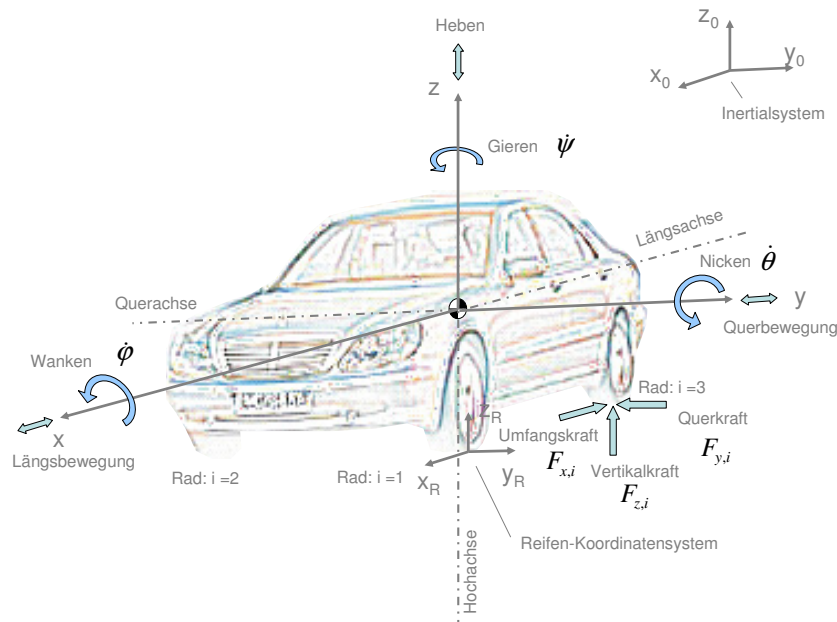


Abbildung 3.1: Fahrzeug-Koordinatensystem

### 3.1.2 Einfluss auf das Fahrverhalten

Die Bewegung eines Kraftfahrzeugs und das daraus resultierende Fahrverhalten wird durch das Zusammenwirken aller am Fahrzeug angreifenden Kräfte bestimmt. Es gibt eine Vielzahl an konstruktiven Größen, die die Charakteristik des Fahrverhaltens beeinflussen. Neben der Anordnung der Fahrzeugmassen und den geometrischen Größen wie Radstand und Spurweite spielen die Lenkungs- und Radführungskinetik sowie die elastokinematischen Eigenschaften der Achse eine entscheidende Rolle. Die Antriebsart, die Feder-Dämpfer-Einheit, Stabilisatoren und eventuelle aktive Fahrwerk-Regelssysteme sowie die Eigenschaften von Fahrzeugreifen beeinflussen darüber hinaus das resultierende Fahrverhalten. Speziell die Einflüsse eines regelbaren Feder-Dämpfer-Systems in Kombination mit Radregelsystemen unter Berücksichtigung der Radführungskinetik/-elastokinematik auf das Gesamtfahrverhalten werden hier vertieft untersucht.

### 3.1.3 Zusammenwirkung Fahrer-Fahrzeug-Regelssysteme

Zur Analyse des Gesamtfahrverhaltens eines Fahrzeugs ist neben dem Fahrzeug auch der Fahrer und die Umgebung zu berücksichtigen. Daher werden an dieser Stelle die weiteren Komponenten in der gesamten Wirkungskette neben dem Baustein *Fahrzeug* näher beschrieben. Die elementare Aufgabe eines Fahrers ist die Fahrzeugführung, die von der einfachen Spurhaltung bis hin zur Fahrzeugbeherrschung in schwierigem Umfeld beispielsweise mit äußeren Einflüssen reichen kann. Der Fahrer zeigt nach [2] hier ein großes Leistungsvermögen auf, indem er sehr flexibel und anpassungsfähig ist. Dieses Leistungsvermögen ist bei der Fahrzeugentwicklung und bei der Weiterentwicklung der Komponente *Fahrzeug* mit all den neuen Innovationen stets zu berücksichtigen und ist maßgebend für Rahmenbedingungen und Bewertungskriterien bei dem Entwicklungsprozess. In Abbildung 3.2 ist die gesamte Wirkungskette mit allen Komponenten und Interaktionen des verallgemeinerten Regelkreises Fahrer-Fahrzeug-Umgebung und Regelssysteme dargestellt. Die Fahrzeugführung durch den Fahrer erfolgt dabei über die Eingriffsmöglichkeiten *Lenken*, *Bremsen*, *Gas geben* und teilweise auch *Schalten*. Im Gegenzug dazu erfährt der Fahrer die Reaktionen des Fahrzeugs in Form von Kräften und Bewegungen, aber auch visuel-

len Änderungen des Fahrzustands. Neben den Komponenten *Fahrer* und *Fahrzeug* gibt es auch noch den Baustein *Umgebung*. Damit sind alle äußeren Begebenheiten und Einflüsse auf Fahrzeug und Fahrer gemeint; wie beispielsweise der Verlauf der Fahrspur, Fahrbahnzustand und -unebenheiten sowie Störungen wie Seitenwind oder Fahrbahnquerneigung. Moderne Kraftfahrzeuge verfügen über zunehmend mehr Hilfssysteme, die im Fahrwerk

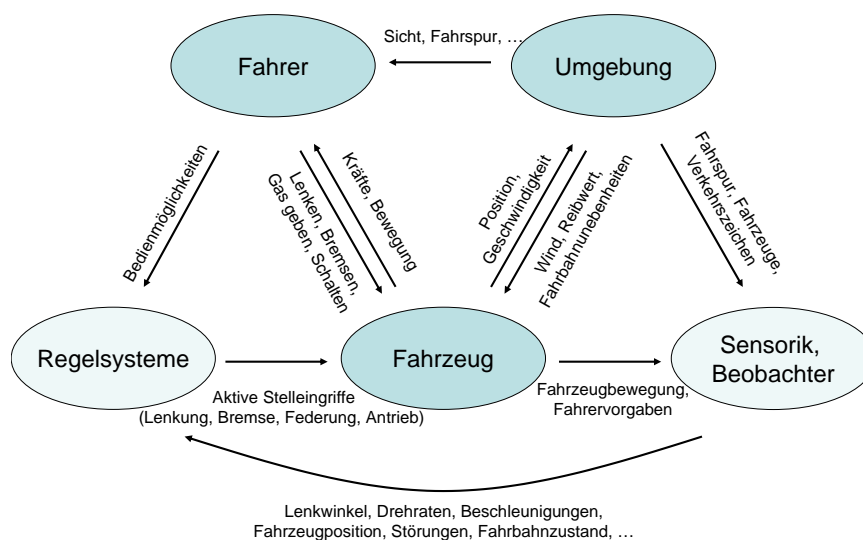


Abbildung 3.2: Zusammenwirken von Fahrer, Fahrzeug, Umgebung und Regelsysteme

verbaut sind und in das Fahrverhalten eingreifen können. Dadurch können Fahrsicherheit, Fahrkomfort und Fahrspaß teilweise erheblich gesteigert werden. Diese Art von Hilfssystemen im Fahrwerk werden als aktive Fahrwerk-Regelsysteme bezeichnet. Bekannte Vertreter dieser Regelsysteme sind beispielsweise Schlupfregelsysteme wie das Anti-Blockier-System *ABS* oder Fahrdynamikregelungen wie das Elektronische Stabilitätsprogramm *ESP*. Beide Systeme arbeiten in Bereichen mit hoher Kraftschlussbeanspruchung und versuchen, kritische Fahrsituationen zu vermeiden. Um zu verstehen, warum der Fahrer in bestimmten Fahrsituationen überfordert sein kann und falsche Reaktionen entstehen können, ist es notwendig, das Verhalten des Fahrers in kritischen Situationen genauer zu analysieren. Das Fahrvermögen des Fahrers, Störungen des gewünschten Fahrzustandes auszuregulieren, hat Grenzen, wenn sich die Eigenschaften des Fahrzeugs ändern. Die Fahreigenschaften können sich teilweise gravierend ändern, wenn man den gewohnten Bereich von kleiner bis mittlerer Kraftschlussbeanspruchung verlässt und sich dem Grenzbereich nähert. Der Fahrer macht sich über seine Erfahrungen beim Fahrzeugführen eine eigene Modellvorstellung des Fahrverhaltens und hat Erwartungen an die Fahrzeugreaktion. Er lernt abzuschätzen, wie er in bestimmten Situationen beispielsweise Lenken muss, um der Fahrspur folgen zu können. Dieses Führungsverhalten ist eine Art Vorsteuerung, die laufend trainiert wird und den Hauptanteil an der Fahrzeugführung ausmacht. Abweichungen und kleinere Störungen von dem gewünschten Verhalten werden dann beispielsweise durch kleine Lenkkorrekturen ausgeglichen. In diesem Fall entspricht die Fahrerhandlung einer Regelung. Wenn sich nun im Grenzbereich das Fahrverhalten dramatisch ändert und der Fahrer diese Situation nicht trainiert hat, dann stimmt seine Modellvorstellung nicht mehr und er reagiert auf eine Störung mit einer möglicherweise falschen Lenkbewegung. Aus diesem Grund wird

versucht, diese gefährlichen Situationen durch den Einsatz von Fahrwerk-Regelsystemen zu vermeiden bzw. die Änderung des Fahrverhaltens im Grenzbereich für den Fahrer verständlich und kontrollierbar zu machen. Um den Fahrer dabei unterstützen zu können, müssen diese Fahrsituationen zuerst einmal erkannt werden. Dazu ist eine geeignete Sensorik und Aufbereitung der Messdaten notwendig. Fahrzustandsgrößen, die entweder nicht oder nur mit großem Aufwand messbar sind, können teilweise über ausreichende Modellkenntnis beobachtet oder geschätzt werden. Diese Komponente der Wirkungskette Fahrer-Fahrzeug-Umgebung liefert den Regelsystemen die notwendigen Informationen über den Fahrzustand, um die speziellen Fahrsituationen erkennen und wenn nötig rechtzeitig eingreifen zu können. Das Fahrzeug als Komponente der Wirkungskette bietet die Plattform für Innovationen und Weiterentwicklungen im Bereich der Fahrzeugentwicklung.

## 3.2 Modellbildung

Der gesamte Regelkreis Fahrer-Fahrzeug-Umgebung und Regelsysteme ist ein dynamisches System, das von den Gesetzmäßigkeiten des Fahrzeugverhaltens abhängt. Wenn man das Fahrzeug alleine betrachtet, ist es ein deterministisches System, dessen Verhalten mit teilweise hoher Genauigkeit vorausberechnet werden kann. In Bezug auf die Fahrzeugdynamik haben sich inzwischen diverse Berechnungswerkzeuge etabliert, die das Gesamtfahrzeugverhalten modelltechnisch relativ gut erfassen können. Die Möglichkeiten reichen von einfachen Fahrdynamikmodellen, die das Verhalten des Fahrzeugs in bestimmten Arbeitspunkten bereits sehr gut wiedergeben, bis hin zu detaillierten und komplexen Fahrdynamik-Simulationssystemen mit mehr als 100 Freiheitsgraden. Bei der Entwicklung von Fahrzeug- und Regelsystemen ist es notwendig, anwendungsspezifisch die Komplexität der Modelle auszuwählen und häufig auch zu kombinieren. Zur Analyse und Erklärung neuartiger Phänomene ist es wichtig, den Effekt mit einfachen modelltechnischen Mitteln zu erklären und zu verstehen, um Ansätze für mögliche Regelungen und Regelsysteme zur Hand zu haben. Im Anschluss daran können die entwickelten Ansätze mit Hilfe einer komplexen Gesamtfahrzeug-Simulationsumgebung und zusätzlich mit Messdaten aus dem Fahrversuch erprobt und verifiziert werden.

Zu den wichtigsten Vertretern einfacher Fahrdynamikmodelle gehört das lineare Einspurmodell für die Querdynamik und das ebenfalls lineare Viertelfahrzeugmodell für die Vertikaldynamik, siehe [2], [54], [95]. Das Einspurmodell ist ein Ersatzmodell für die querdynamische Fahrzeugreaktion auf Lenkvorgaben des Fahrers bei unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten im Normalfahrbereich, d.h. für den Betriebszustand niedriger bis mittlerer Kraftschlussbeanspruchung. Das Viertelfahrzeugmodell dagegen beschreibt das dynamische Verhalten der Reifen, Achsen, Federung und Aufbau bei vertikalen Fahrbahnanregungen. Diese einfachen Ausgangsmodelle sind wie oben bereits beschrieben oft ausreichend, um aktive Fahrwerk-Regelsysteme zu analysieren und entwickeln. Beide Verhaltensmodelle werden in diesem Abschnitt vorgestellt und um relevante nichtlineare Effekte erweitert, um den Gültigkeitsbereich der Modelle zu vergrößern. Speziell bei Systemen, die sich funktional überschneiden, ist die Integration zusätzlicher Freiheitsgrade und teilweise nichtlinearer Effekte Voraussetzung. Beispiel dafür ist die funktionale Überschneidung zwischen aktiven Feder-Dämpfer-Systemen und Regelsystemen aus dem Bereich der Querdynamik. Diese Interaktion wird anschließend modelltechnisch erklärt und analysiert.

### 3.2.1 Querdynamik

Das lineare Einspurmodell hat seinen Ursprung in den Untersuchungen von Riekert und Schunk [71] und beschreibt hauptsächlich die Fahrzeugbewegung in Abhängigkeit von Lenkwinkel und Fahrgeschwindigkeit. In der Literatur über Fahrzeugdynamik existieren eine Vielzahl an modifizierten Einspurmodellen, deren Grundgleichungen im Wesentlichen identisch sind. Diese werden hier hergeleitet und in einer verallgemeinerten Form des Einspurmodells vorgestellt. In diesem Zusammenhang müssen gewisse Vereinfachungen getroffen werden. Dabei wird angenommen, dass die beiden Räder an jeder Achse zu einem Rad in der Spurmittle zusammengefasst werden und dass sich der Schwerpunkt des Fahrzeugs auf der Fahrbahn befindet. Der Reifen wird als lineares Kraftübertragungselement angesehen und die kinematischen Gleichungen der Fahrzeugbewegung werden für kleine Winkel linearisiert. Aufgrund dieser Annahmen liegt der Gültigkeitsbereich des linearen Einspurmodells bei niedriger bis mittlerer Kraftschlussbeanspruchung, d.h. bis ca.  $4 \frac{m}{s^2}$  Querbeschleunigung. Um den Gültigkeitsbereich erweitern zu können, werden im Folgenden bestimmte Nichtlinearitäten und Änderungen dem Grundmodell hinzugefügt.

#### Beschreibung der Kraftgrößen

Die folgende Abbildung 3.3 beschreibt die Konzeption eines einfachen Einspurmodells mit den abgebildeten Größen und Parametern. Dabei werden die Längs- und Querbewegungen  $v_l, v_q$  in dem fahrzeugfesten  $x, y$ -Koordinatensystem angegeben. Der Gierwinkel  $\psi$  definiert die Drehung des fahrzeugfesten Koordinatensystems bzgl. dem ortsfesten Koordinatensystem  $x_0, y_0$  um die Vertikalachse. Die an den Rädern bzw. hier an den Achsen entstehenden Kräfte werden in Radlängsrichtung als Umfangskräfte  $F_{j,l}$  mit  $j = v, h$  und in Radquerrichtung als Seitenführungskräfte  $F_{j,q}$  bezeichnet. Zusätzlich wird noch neben den Trägheitswirkungen  $J_\psi \ddot{\psi}, m a_l, m a_q$  ein additives Moment  $M_\psi$  hinzugefügt, um mögliche Stabilisierungseffekte durch beispielsweise radindividuelle Bremsengriffe berücksichtigen zu können. Die am Fahrzeug angreifenden Fahrwiderstandskräfte werden durch die Kraft  $F_x$  berücksichtigt. Bei den geometrischen Parametern entsprechen  $l, l_v$  und  $l_h$  den Größen Radstand, Abstand zwischen Schwerpunkt und Vorderachse und Abstand zwischen Schwerpunkt und Hinterachse. Mit Hilfe der am Fahrzeugmodell angreifenden Kräfte und Momente können nun die Bewegungsgleichungen hergeleitet werden, vgl. [2], wobei  $\delta$  den Lenkwinkel darstellt.

$$m \cdot a_l = -F_x + F_{v,l} \cdot \cos \delta + F_{h,l} - F_{v,q} \cdot \sin \delta \quad (3.1)$$

$$m \cdot a_q = F_{v,q} \cdot \cos \delta + F_{h,q} + F_{v,l} \cdot \sin \delta \quad (3.2)$$

$$J_\psi \cdot \ddot{\psi} = -M_\psi + l_v \cdot (F_{v,q} \cdot \cos \delta + F_{v,l} \cdot \sin \delta) - l_h \cdot F_{h,q}. \quad (3.3)$$

Aufgrund der kinematischen Kopplungen gelten für die Beschleunigungen  $a_l$  und  $a_q$  folgende Bedingungen:

$$a_l = \dot{v}_l - v_q \cdot \dot{\psi} \quad (3.4)$$

$$a_q = \dot{v}_q + v_l \cdot \dot{\psi}. \quad (3.5)$$

$v_l$  und  $v_q$  entsprechen der Längs- und Quergeschwindigkeit,  $\dot{\psi}$  entspricht der Giergeschwindigkeit.

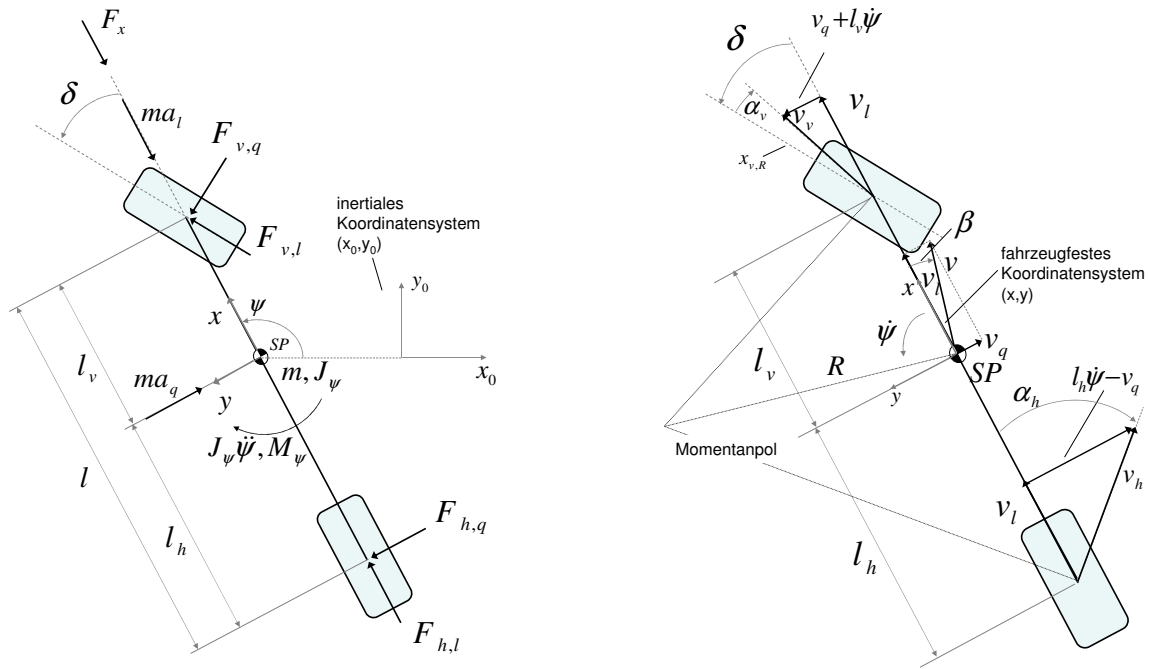


Abbildung 3.3: Seitenführungskräfte und -kinematik des Einspurmodells

### Seitenführungskinematik

Zur Lösung der Bewegungsgleichungen (3.1) bis (3.3) fehlen die Reifenkräfte  $F_{j,l}$  und  $F_{j,q}$ . Im Folgenden wird die Kraftübertragung in Querrichtung zur Berechnung der Seitenführungskräfte  $F_{j,q}$  vorgestellt. Abbildung 3.3 zeigt den kinematischen Zusammenhang und die Kräftebilanz zur Beschreibung der Fahrzeugquerbewegung. Der Winkel  $\alpha_j$  zwischen der Längsachse des Rades  $x_{j,R}$  und der tatsächlichen Geschwindigkeit  $v_j$  des Radmittelpunktes wird als Schräglaufwinkel bezeichnet. Aus den geometrischen und kinematischen Größen des Fahrzeugmodells werden die Schräglaufwinkel  $\alpha_j$  der Vorderachse und der Hinterachse bestimmt.

$$\alpha_v = \delta - \frac{l_v \cdot \dot{\psi} + v_q}{v_l} \quad (3.6)$$

$$\alpha_h = \frac{l_h \cdot \dot{\psi} - v_q}{v_l}. \quad (3.7)$$

Die Seitenführungskräfte  $F_{j,q}$  stehen in direktem Zusammenhang mit dem Querschlupf  $\lambda_{j,q}$ , der sich aus den Schräglaufwinkeln  $\alpha_j$  über die Beziehung

$$\lambda_{j,q} = \tan \alpha_j \quad (3.8)$$

bestimmen lässt. Für die Annahme kleiner Schräglaufwinkel kann Gleichung (3.8) linearisiert werden und es gilt  $\lambda_{j,q} = \tan \alpha_j \approx \alpha_j$ . Bei Betrachtungen mit hoher Kraftschlussbeanspruchung gilt diese Annahme nicht mehr und Gleichung (3.8) muss nichtlinear berücksichtigt werden.

### Reifenkräfte in Querrichtung

Um die Seitenführungskräfte aus dem Querschlepp bzw. den Schräglaufwinkeln berechnen zu können, müssen die Reifeneigenschaften in Querrichtung durch entsprechende Modellansätze formuliert werden. Dabei hat sich gezeigt, dass die Seitenkraftkennlinien von Fahrzeugreifen durch einen Ansatz der Form

$$F_{j,q}(\alpha_j) = \mu_{j,max} \cdot F_{j,z}^{eff} \cdot G(\xi) \quad (3.9)$$

recht gut approximiert werden können. Die Reibwerteeinflüsse werden dabei über den maximalen Reibwert  $\mu_{j,max}$  erfasst. Die Radlast  $F_{j,z}$  geht dabei entweder direkt mit ein ( $F_{j,z}^{eff} = F_{j,z}$ ) oder kann bei etwas genauerer Modellierung unter Berücksichtigung der degressiven Reifeneigenschaften durch die effektiv wirkende Radlast  $F_{j,z}^{eff}$  über den Ansatz

$$F_{j,z}^{eff} = \sum_{i=1,(3)}^{2,(4)} q(F_{i,z}) \quad (3.10)$$

approximiert werden. Mögliche Ansätze für die Degressionskurve  $q$  werden in Kapitel 3.3 diskutiert. Nach [2] wird die eigentliche Charakteristik der Reifenkennlinie durch die normierte Formfunktion  $G(\xi)$  mit

$$\xi = \frac{\alpha_j}{\alpha_{j,max} \cdot \mu_{j,max}} \quad (3.11)$$

beschrieben, wobei die Normierungsbedingungen  $G(0) = 0$ ,  $G'(0) = m_0$ ,  $G(1) = 1$ ,  $G'(1) = 0$ ,  $G(\xi) = -G(-\xi)$  gelten. Die Größe  $\alpha_{j,max}$  stellt den Wert des Schräglaufwinkels mit dem größt möglichen Kraftschlussbeiwert dar. Ein möglicher Kennlinien-Ansatz ist in Gleichung (3.12) dargestellt,

$$G(\xi) = \begin{cases} m_0 \cdot \xi \cdot (1 - |\xi|)^2 + \xi \cdot |\xi| \cdot (3 - 2 \cdot |\xi|) & , \quad |\xi| \leq 1 \\ \frac{(\xi_{wp}-1)^2 + \mu_k \cdot (|\xi|-1)^2}{(\xi_{wp}-1)^2 + (|\xi|-1)^2} \cdot \text{sign}(\xi) & , \quad |\xi| > 1 \end{cases} \quad (3.12)$$

wobei die Parameter  $m_0$ ,  $\xi_{wp}$  und  $\mu_k$  den Kennwerten Anfangssteigung, Wendepunktlage und dem Verhältnis Gleitreibung zu Maximalreibung entsprechen und dazu verwendet werden, um die Reifencharakteristik zu approximieren. Neben den Reifeneigenschaften können mit diesem Ansatz auch nicht explizit modellierte Achseigenschaften zusätzlich berücksichtigt werden. Abbildung 3.4 zeigt den normierten Verlauf des Kennlinien-Ansatzes  $G(\xi)$  und den Vergleich einer gemessenen und approximierten Reifenkennlinie. Die maximal möglich

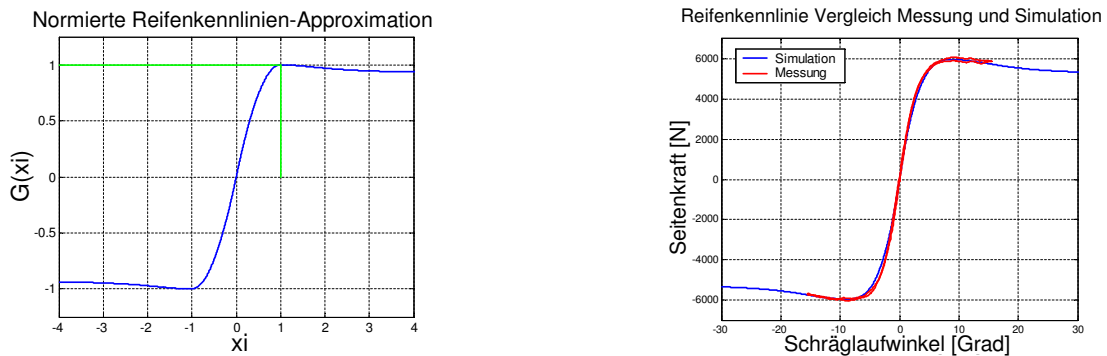


Abbildung 3.4: Approximation der Reifencharakteristik

übertragbare Seitenkraft wird durch

$$F_{j,q}^{max} = \mu_{max} \cdot F_{j,z}^{eff} \quad (3.13)$$

bestimmt und die Schräglaufsteifigkeit  $c_{j,\alpha}$  lässt sich mit

$$c_{j,\alpha} = \left. \frac{\partial F_{j,q}}{\partial \alpha_j} \right|_{\alpha \rightarrow 0} = \frac{m_0}{\alpha_{max}} \cdot F_{j,z}^{eff} \quad (3.14)$$

berechnen. Bei einer Linearisierung der Gleichung (3.9) entsteht die aus der Literatur bekannte lineare Beziehung zwischen Seitenkraft und Schräglaufwinkel

$$F_{j,q} = \left( \frac{m_0 \cdot F_{j,z}^{eff}}{\alpha_{max}} \right) \cdot \alpha_j = c_{j,\alpha} \cdot \alpha_j \quad (3.15)$$

mit der in Gleichung (3.14) beschriebenen Schräglaufsteifigkeit  $c_{j,\alpha}$ . Diese Form der Beschreibung der Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Charakteristik kann bei Betrachtungen im Normalfahrbereich verwendet werden. Bei Untersuchung nahe dem querdynamischen Grenzbereich ist die Verwendung von nichtlinearen Reifenkennlinien aber unbedingt erforderlich.

### Schwimmwinkel und Fahrzeugposition

Befindet sich ein Kraftfahrzeug in einer Kurvenfahrt, dann zeigt die Fahrzeuginnenachse nicht direkt in Richtung der Fahrzeugbewegung. Diese Verdrehung der beiden Achsen im Fahrzeugschwerpunkt wird als Schwimmwinkel  $\beta$  bezeichnet. Die Definition des Schwimmwinkels erfolgt über die fahrzeugfesten Größen:

$$\beta = -\arctan \frac{v_q}{v_l}. \quad (3.16)$$

Die aktuelle Fahrzeugposition gegenüber einem ortsfesten Koordinatensystem wird ebenfalls über die Geschwindigkeitsgrößen bestimmt. Für den Fahrzeugschwerpunkt gilt (vgl. Abbildung 3.3):

$$x_{0,SP} = \int_0^t v_{x,0}(\tau) d\tau = \int_0^t (v_l \cdot \cos \psi - v_q \cdot \sin \psi) d\tau \quad (3.17)$$

$$y_{0,SP} = \int_0^t v_{y,0}(\tau) d\tau = \int_0^t (v_l \cdot \sin \psi + v_q \cdot \cos \psi) d\tau. \quad (3.18)$$

Der Verlauf der Fahrzeugposition an der Vorderachse und an der Hinterachse kann daraus ebenfalls ermittelt werden:

$$x_{0,j} = x_{0,SP} \pm l_j \cdot \cos \psi \quad (3.19)$$

$$y_{0,j} = y_{0,SP} \pm l_j \cdot \sin \psi, \quad (3.20)$$

wobei  $j$  wieder den Achsen-Index darstellt und  $l_j$  der Abstand zwischen Schwerpunkt und der jeweiligen Achse ist.

## Gültigkeitsbereich

Der Fahrzeugreifen mit seinen komplexen nichtlinearen Eigenschaften spielt bei Gültigkeitsaussagen von Simulationsmodellen wie beim Einspurmodell eine zentrale Rolle. Sofern die Achsseitenkräfte aus nichtlinearen Reifenmodellen berechnet werden, die die Reifencharakteristik hinreichend gut approximieren, werden die relevanten Fahrdynamik-Freiheitsgrade der Gier- und Querbewegung mit ähnlicher Güte wiedergegeben wie bei komplexeren dreidimensionalen Fahrzeugmodellen. Höherfrequente Schwingungseigenschaften aus dem Bereich der Radaufhängung, Lenkung und Federung sowie Effekte wie Lenkungspendeln oder Lenkungsrücklauf werden allerdings nicht abgebildet. Zum Entwurf und zur Analyse von Regelsystemen, die in der Querdynamik arbeiten, reichen die hier beschriebenen Modellansätze weitgehend aus, um das Lenk- und Fahrverhalten ausreichend gut abbilden zu können. Entsprechend den Anforderungen und Aufgaben der Simulations- und Entwurfsmodelle können weitere Freiheitsgrade und Modellerweiterungen hinzugefügt werden. In den folgenden Kapiteln werden diese Erweiterungen näher beschrieben.

### 3.2.2 Vertikaldynamik

Die Fahrwerke der heutigen Generation sind geprägt durch passive und aktive Feder-Dämpfer-Elemente, die die vertikale Anbindung des Fahrzeugaufbaus an die Fahrbahn realisieren. Um dieses schwingungsfähige System modelltechnisch erfassen zu können, werden mechanische Ersatzmodelle zur Beschreibung der vertikalen Fahrzeugschwingungen verwendet. Die Modellkomplexität reicht dabei vom einfachen Einmassen-System bis hin zu realitätsnahen Schwingungsmodellen mit mehreren Freiheitsgraden. Zur Beschreibung von Feder-Dämpfer-Systemen mit teilweise aktiven Fahrwerkkomponenten eignen sich die so genannten *Viertelfahrzeugmodelle* als Zweimassenschwingungssystem sehr gut. Bei diesem Ersatzmodell wird zunächst vernachlässigt, dass das Fahrzeug auf vier Rädern steht, d.h. es wird nur ein Viertel des Fahrzeugs dargestellt. Für komplexere Betrachtungen können anschließend einzelne Viertelfahrzeugmodelle zu einem Gesamtsystem zusammengefasst werden. In diesem Abschnitt werden zunächst die Modellgleichungen für ein lineares Viertelfahrzeugmodell hergeleitet und anschließend aktive Fahrwerkkomponenten hinzugefügt, um Fahrwerksysteme wie das *Active Body Control (ABC)* oder die *Aktive Hydropneumatik (AHP)* modelltechnisch erfassen zu können.

#### Viertelfahrzeugmodelle

Abbildung 3.5 zeigt die allgemeine Form eines Viertelfahrzeugmodells, wobei die Feder-Dämpfer-Einheit durch die resultierende Federbeinkraft  $F_{FB}$  dargestellt wird. Die Bewegungsgleichungen für die anteilige Aufbaumasse  $m_A$  und die Radmasse  $m_R$ , die auch die Massen aller mitbewegten Teile der Radaufhängung berücksichtigt, ergeben sich mit den Bewegungsgrößen  $z_A$ ,  $z_R$  und  $z_S$  aus Abbildung 3.5 zu:

$$m_A \cdot \ddot{z}_A = F_{FB} - m_A \cdot g \quad (3.21)$$

$$m_R \cdot \ddot{z}_R = c_R \cdot (z_S - z_R) - m_R \cdot g - F_{FB} \quad (3.22)$$

Für die so genannte *dynamische Radlast*  $F_{z,dyn}$ , die von der Straße auf den Reifen wirkt, gilt:

$$F_{z,dyn} = c_R \cdot (z_S - z_R). \quad (3.23)$$



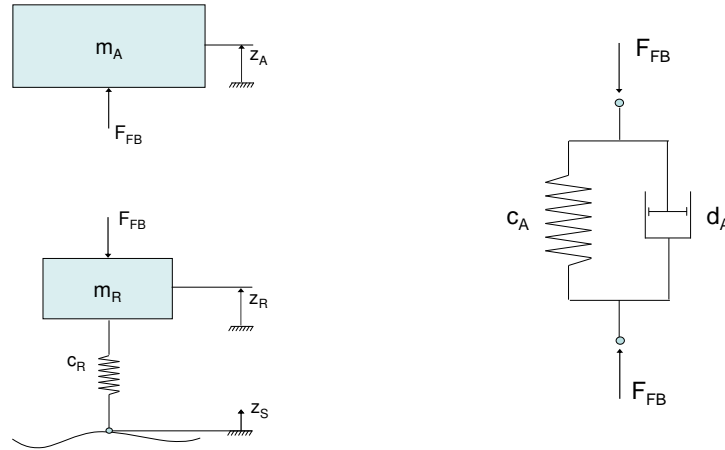


Abbildung 3.5: Zweimassenschwingermodell mit linearem Kraftelement

Die einzelnen Parameter der hier beschriebenen Kraftelemente sind die Reifensteifigkeit  $c_R$  und für den Fall eines linearen Federbeinmodells die Aufbausteifigkeit  $c_A$  und die Aufbaudämpfung  $d_A$ . Für das lineare Aufbau-Krafterelement gilt folgende Beziehung:

$$F_{FB} = d_A \cdot (\dot{z}_r - \dot{z}_A) + c_A \cdot (z_R - z_A). \quad (3.24)$$

Eine genauere Modellierung des hier dargestellten Krafterelements unter Berücksichtigung von Federbeinreibung, progressiver Federkennlinie und nichtlinearen Dämpfungseigenschaften ist in [2] näher beschrieben, wird aber an dieser Stelle nicht weiter verfolgt. Bei der Berechnung der Rad- und Aufbaukräfte gilt die Modellannahme, dass alle Fahrwerkelemente senkrecht übereinander angeordnet sind. Durch die unterschiedliche Lage der Kraftangriffspunkte im realen Fahrzeug müssen die geometrischen Größen und Parameter über Weg- und Kraftübersetzungsverhältnisse entsprechend umgerechnet werden. Dadurch können die bauteilbezogenen Feder- und Dämpferkennlinien nicht direkt übernommen werden. Die Umrechnung der bauteilbezogenen Federsteifigkeit  $c_{A,bauteil}$  auf die Steifigkeit des Ersatzmodells erfolgt über das Wegübersetzungsverhältnis  $i_w = z_{A,bauteil}/z_A$  und das Kraftübersetzungsverhältnis  $i_k = F_{FB}/F_{FB,bauteil}$  mit  $c_A = c_{A,bauteil} \cdot i_w \cdot i_k$ . Die Parameter des Ersatzmodells können nun anhand der Kenndaten der im Fahrzeug verbauten Krafterelemente berechnet werden. Mit Hilfe dieser Modellansätze ist es möglich, die Vertikaldynamik von Kraftfahrzeugen zum Entwurf von aktiven Regelsystemen nahezu ausreichend zu beschreiben. Die Kombination der einzelnen Zweimassen-Systeme zu einem Gesamtsystem und eine vollständige Analyse der vertikalen Ersatzmodelle findet sich in [17], [84] und [90]. Die Modelle können bei Bedarf um Stabilisatoren oder auch um die so genannte Anfahr-/Bremsnickabstützung erweitert werden, falls die Modellierungsgenauigkeit das erfordert.

### Fahrkomfort und Fahrsicherheit

Die Fahrwerkparameter *Aufbaudämpfung* und *Aufbaufederung* sind die wesentlichen Einflussgrößen, um Fahrwerke abzustimmen. Dabei gibt es einen grundlegenden Designkonflikt zwischen den Komfort- und Sicherheitseigenschaften eines Kraftfahrzeugs. Der Fahrkomfort wird an dieser Stelle meist über die Aufbaubeschleunigung definiert, die Fahrsicherheit wird dagegen über die dynamischen Radlastschwankungen bestimmt. Die beiden Kennwerte sind über die Fahrwerkparameter gekoppelt voneinander abhängig. Daher können Fahr-

sicherheit und Fahrkomfort nicht gleichzeitig gesteigert werden, und zwischen den Komfort- und Sicherheitsanforderungen muss ein Kompromiss gefunden werden. Die folgende Abbildung 3.6 zeigt diesen Designkonflikt zwischen komfort- und sicherheitsorientierten Fahrwerkabstimmungen. Die obere Randkurve stellt den Bereich dar, der mit konventionellen

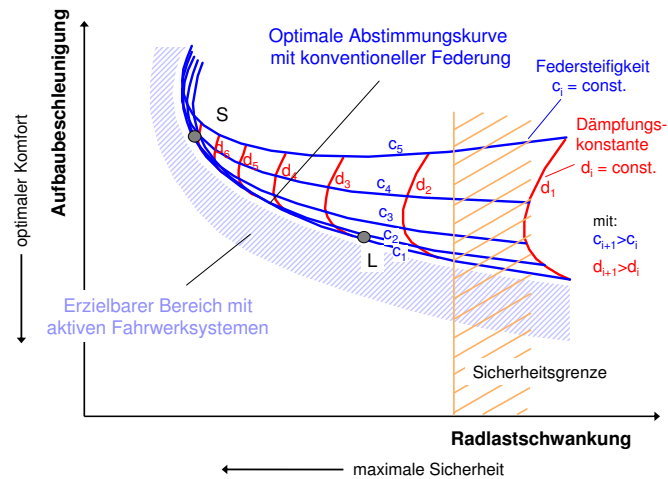


Abbildung 3.6: Qualitative Darstellung des Designkonflikts zwischen den Zielkriterien Fahrkomfort (Aufbaubeschleunigung) und Fahrsicherheit (Radlastschwankung)

Fahrwerksystemen durch Fahrwerkabstimmung erreichbar ist. Die Punkte  $S$  und  $L$  kennzeichnen eher sportlich bzw. komfortabel abgestimmte Fahrzeuge in diesem Diagramm. Durch den Einsatz von aktiven Komponenten im Fahrwerk ist es nicht möglich, den Zielkonflikt zu lösen; es ist aber durchaus möglich, die Fahrwerkabstimmung zu optimieren. Die untere Randkurve begrenzt den möglichen Bereich bei der Fahrwerkauslegung mit aktiven Eingriffen in die Feder- und Dämpferkräfte. Abbildung 3.6 zeigt deutlich, dass erhebliche Verbesserungen dadurch möglich sind.

### Aktive Federungssysteme

Aktive Federungssysteme ermöglichen die gleichzeitige Optimierung der beiden Zielkriterien Fahrkomfort und Fahrsicherheit und erweitern dadurch den Auslegungsspielraum bei der Fahrwerkabstimmung. Die heutige Generation von aktiven Federungssystemen reicht von adaptiven und teilaktiven bis hin zu vollaktiv geregelten Federungssystemen. Aufgrund des hohen Energiebedarfs von vollaktiven Systemen haben sich die adaptiven und teilaktiven Regelsysteme durchgesetzt. Das derzeitige Angebot reicht von Luftfedersystemen mit Verstelldämpfer, aktiven Stabilisatoren, aktiver Hydropneumatik bis zum ABC-Fahrwerk. Dabei werden zumeist passive Elemente durch aktiv beeinflussbare hydraulische Stellglieder ersetzt. Abbildung 3.7 zeigt den schematischen Vergleich zwischen einem passiven Federungssystem, einer aktiven Hydropneumatik und dem ABC-System. Die beiden hier vorgestellten aktiven Federungssysteme sind die zentralen Aktuatorkonzepte, auf die sich dieses Forschungsvorhaben konzentriert. Daher wurden beide Systeme in Versuchsträgern der DaimlerChrysler Forschung und Technologie integriert, um die im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Ansätze umsetzen und erproben zu können. Im Folgenden werden elementare Modellgleichungen zur Beschreibung des ABC-Systems hergeleitet.

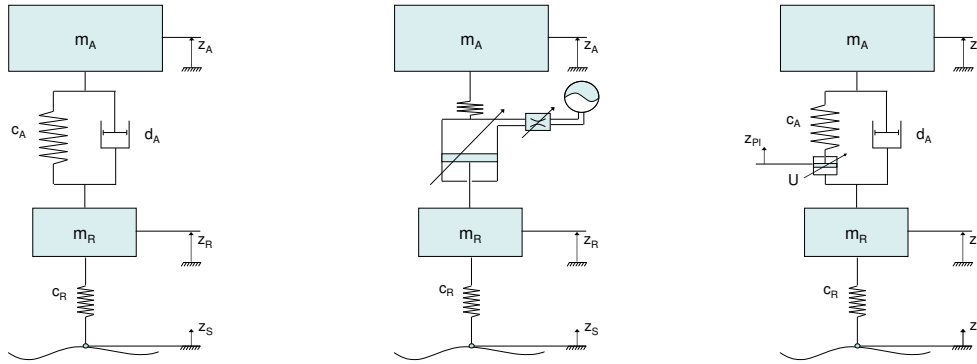


Abbildung 3.7: Vergleich unterschiedlicher Federungssysteme: a) lineares Modell, b) aktives hydropneumatisches Federbein, c) Active-Body-Control-Federbein

### Modellierung ABC-Fahrwerk

ABC ist ein teilaktives Federungssystem, bei dem aktive und passive Fahrwerkkomponenten kombiniert werden. Zusätzlich zur klassischen Stahlfeder wird ein Hydraulikzylinder mit entsprechender Hydraulikversorgung und Ventilansteuerung in Reihe integriert. Der Stoßdämpfer ist weiterhin parallel dazu geschaltet. Durch die Hintereinanderschaltung von Hydraulikzylinder und Stahlfeder handelt es sich um ein volltragendes System. Abbildung 3.8 zeigt das Ersatzmodell eines ABC-Federbeins. Die Kraft  $F_{FB,ABC} = -F_{FB}$  des ABC-

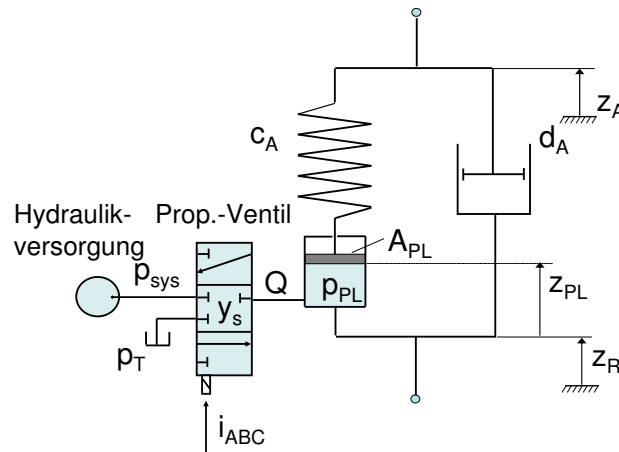


Abbildung 3.8: Modellierung ABC-Federbein

Federbeins ergibt sich mit dem Einfederweg  $z_e = (z_A - z_R)$ , der Einfedergerwindigkeit  $\dot{z}_e$ , dem Plungerweg  $z_{PL}$  und den Aufbauparametern  $c_A$  und  $d_A$  zu:

$$F_{FB,ABC} = c_A \cdot (z_e - z_{PL}) + d_A \cdot \dot{z}_e. \quad (3.25)$$

Der Hydraulikzylinder ist als einfach wirkender Zylinder ausgeführt und wird als Plungerzylinder bezeichnet. Eine einfache Form der Modellierung eines Plungerzylinders wird durch die Gleichung (3.26)

$$Q = A_{PL} \cdot \dot{z}_{PL} \quad (3.26)$$

wiedergegeben, wobei  $Q$  den Volumenstrom darstellt, der in die Zylinderkammer einfließt,  $A_{PL}$  die effektiv wirkende Kolbenfläche und  $\dot{z}_{PL}$  die zeitliche Ableitung des Plungerwegs. Diese Form der Modellierung berücksichtigt nicht die Kompressibilität des Fluids in der Zylinderkammer. Eine detailliertere Modellbildung steht in [65]. Der Druck in der Zylinderkammer wird über

$$p_{PL} = \frac{F_{FB,ABC}}{A_{PL}} \quad (3.27)$$

berechnet. Zur Berechnung des Volumenstroms  $Q$  ist es notwendig, das Proportionalventil etwas näher zu beschreiben. Sein Übertragungsverhalten wird dazu in zwei Anteile aufgeteilt. Der erste beschreibt die Steuerkolbendynamik, der zweite bestimmt den Durchfluss  $Q$  durch das Ventil. Zur Beschreibung der Steuerkolbendynamik wird ein System zweiter Ordnung verwendet. Die Steuerkolbenposition  $y_s$  lässt sich damit über das Ansteuersignal  $i_{ABC}$  durch den Ansatz

$$\ddot{y}_s + 2 \cdot D \cdot \omega \cdot \dot{y}_s + \omega^2 \cdot y_s = k \cdot \omega^2 \cdot i_{ABC} \quad (3.28)$$

mit dem Lehr'schen Dämpfungsmaß  $D$ , der Eckfrequenz  $\omega$  und der Verstärkung  $k$  berechnen. Betrachtet man die Frequenzgangskennlinien von Proportionalventilen, kann man erkennen, dass es mit zunehmender Ansteuerung des Ventils zu einer Abnahme der Eckfrequenz und damit des Antwortverhaltens des Systems kommt. Diese Nichtlinearität kann durch eine Obergrenze der Steuerkolbengeschwindigkeit wie in Gleichung (3.29) beschrieben

$$\dot{y}_s \leq \dot{y}_{s,vmax} \quad (3.29)$$

berücksichtigt werden. Der Volumenstrom  $Q$  ist eine Funktion in Abhängigkeit von der Steuerkolbenposition  $y_s$  und der anliegenden Druckdifferenz  $p_{sys} - p_{PL}$  aus dem Systemdruck  $p_{sys}$  und dem aktuellen Druck in der Zylinderkammer  $p_{PL}$ :

$$Q = k_{nenn} \cdot \frac{y_s}{y_{s,max}} \cdot \sqrt{p_{sys} - p_{PL}}. \quad (3.30)$$

$k_{nenn}$  entspricht dem Ventilverstärkungsfaktor und  $y_{s,max}$  der maximalen Auslenkung des Steuerkolbens, um die normierte Steuerkolbenposition  $y_s/y_{s,max}$  zu bestimmen.

### Einfluss auf die Aufbaubewegung

Mit einem ABC-Fahrwerk ist es möglich, die Kräfte im Federbein gezielt zu beeinflussen und damit auch die Aufbaubewegung eines Fahrzeugs in gewissen Grenzen zu bestimmen. Die Aufbaubewegung wird dabei durch die in Kapitel 3.1.1 definierten translatorischen und rotatorischen Aufbaufreiheitsgrade bestimmt. Um den Einfluss der aktiven Federung auf die Aufbaufreiheitsgrade beschreiben zu können, müssen die Bewegungsgleichungen hergeleitet werden. Im Folgenden werden die drei vertikalen Freiheitsgrade *Heben*, *Wanken* und *Nicken* betrachtet und der Fahrzeugaufbau dazu vereinfachend als starrer Körper angenommen. In Abbildung 3.9 sind die Aufbaubewegungen bei einem Bremsmanöver und bei Kurvenfahrt mit den entsprechenden Einflussgrößen und Fahrzeugparametern dargestellt. Für die Aufbaugleichungen der Freiheitsgrade *Heben* ( $z$ ), *Wanken* ( $\varphi$ ), *Nicken* ( $\theta$ ) gelten in vereinfachter Form ohne Berücksichtigung der Vertikaldynamik der ungefederten Massen die folgenden Gleichungen mit der Fahrzeugmasse  $m$ , der Aufbaumasse  $m_A$ , den Trägheitsmomenten  $J_\varphi, J_\theta$ , dem Hebelarm  $h_s$ , der Spurbreite  $s$  und den Radlasten  $F_{i,z}$ :

$$m_A \cdot \ddot{z} = \sum_{i=1}^4 F_{i,z} - m \cdot g \quad (3.31)$$

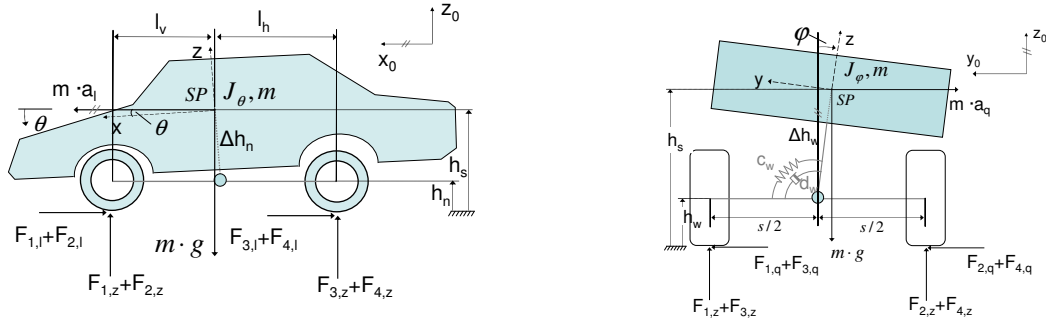


Abbildung 3.9: Aufbaubewegung und -kräfte infolge Längs- und Querbeschleunigung

$$J_\varphi \cdot \ddot{\varphi} = \frac{s}{2} \cdot (F_{1,z} - F_{2,z} + F_{3,z} - F_{4,z}) + m \cdot a_q \cdot h_s \quad (3.32)$$

$$J_\theta \cdot \ddot{\theta} = -l_v \cdot (F_{1,z} + F_{2,z}) + l_h \cdot (F_{3,z} + F_{4,z}) + m \cdot a_l \cdot h_s. \quad (3.33)$$

Dieser Satz von Gleichungen ist mit einem Freiheitsgrad überbestimmt, da alle vier Federbeinkräfte unabhängig voneinander beeinflusst werden können. Es gibt aber nur drei Aufbaugleichungen. Das bedeutet, dass ein zusätzlicher Freiheitsgrad existiert, der sich aus der Radlastverlagerung zwischen den Rädern ergibt und beispielsweise durch die Gleichung

$$w = \frac{2 \cdot l_v}{l} \cdot (F_{1,z} - F_{2,z}) + \frac{2 \cdot l_h}{l} \cdot (-F_{3,z} + F_{4,z}) \quad (3.34)$$

beschrieben werden kann. Dieser zusätzliche Freiheitsgrad  $w$  wird als *Verspannen* bezeichnet, da sich der Aufbau in dieser Bewegungsrichtung regelrecht verwindet. Eine genauere Beschreibung dazu befindet sich in Kapitel 3.3. Wenn man nun diese Gleichungen in der Form

$$\begin{pmatrix} m \cdot \ddot{z} \\ J_\varphi \cdot \ddot{\varphi} \\ J_\theta \cdot \ddot{\theta} \\ w \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ \frac{s}{2} & -\frac{s}{2} & \frac{s}{2} & -\frac{s}{2} \\ -l_v & -l_v & l_h & l_h \\ \frac{2 \cdot l_v}{l} & -\frac{2 \cdot l_v}{l} & -\frac{2 \cdot l_h}{l} & \frac{2 \cdot l_h}{l} \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} F_{1,z} \\ F_{2,z} \\ F_{3,z} \\ F_{4,z} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -m \cdot g \\ m \cdot a_q \cdot h_s \\ m \cdot a_l \cdot h_s \\ 0 \end{pmatrix} \quad (3.35)$$

darstellt, wird ersichtlich, dass über individuelle Beeinflussung der Radaufstandskräfte durch ein aktives Fahrwerk die Aufbaufreiheitsgrade *Heben*, *Wanken*, *Nicken* und *Verspannen* beeinflusst und vorgegeben werden können. Damit kann beispielsweise eine geforderte Verspannung  $w = w_{\text{soll,ABC}}$  über das aktive Fahrwerk eingestellt werden. Dieses Gleichungssystem bildet die Basis für den Reglerentwurf für aktive Fahrwerksysteme.

### 3.2.3 Erweiterung der Verhaltensmodelle

#### Integration des Wankfreiheitsgrades

Mit dem bisher beschriebenen Querdynamikmodell ist es möglich, das Fahrverhalten der Freiheitsgrade *Gieren* und *Querbewegung* und damit das Lenkverhalten zu analysieren. Bei Verwendung von nichtlinearer Reifencharakteristik reichen die Möglichkeiten bis hin zu Stabilitätsuntersuchungen im Grenzbereich. Allerdings wurde dabei bisher ein wesentlicher Einfluss nicht berücksichtigt: die rotatorische Drehbewegung des Aufbaus infolge der Querkräfte bei Kurvenfahrt. Dieser Freiheitsgrad hat einen nicht unwesentlichen Einfluss

auf das dynamische, aber auch auf das stationäre Verhalten aufgrund der kinematischen und elastokinematischen Eigenschaften der Achse und aufgrund der Reifencharakteristik und der kinetischen Kopplungen. Es wird zunächst die Wankbewegung des Aufbaus analysiert und anschließend eine Möglichkeit zur modelltechnischen Realisierung des Einflusses der Wankbewegung auf das Fahrverhalten beschrieben. Die Bewegungsgleichung der Wankbewegung des Fahrzeugaufbaus wurde bereits in Gleichung (3.32) anhand der Abbildung 3.9 hergeleitet. Wenn man nun in dieser Abbildung das System an den resultierenden Feder- und Dämpferkräften der Aufbaubewegung freischneidet, erhält man über die Momentenbilanz mit der Annahme einer horizontalen Wankachse folgende Beziehung:

$$\sum M_w : \quad (F_{1,z} - F_{2,z} + F_{3,z} - F_{4,z}) \cdot \frac{s}{2} = -d_w \cdot \dot{\varphi} - c_w \cdot \varphi - m \cdot a_q \cdot h_w. \quad (3.36)$$

Aus Gleichung (3.32) und (3.36) ergibt sich eine Gleichung zweiter Ordnung zur Beschreibung der Wankbewegung in Abhängigkeit der summarischen Federsteifigkeit  $c_w$ , die sich aus Anteilen der Tragfeder und der Stabilisatoren zusammensetzt, der Wankdämpfung  $d_w$  und in Abhängigkeit der Querbeschleunigung  $a_q$ . Die Größe  $\Delta h_w = h_s - h_w$  entspricht dem Wankhebelarm und wird durch den Abstand zwischen Wankzentrum und Schwerpunkt charakterisiert.

$$J_\varphi \cdot \ddot{\varphi} + d_w \cdot \dot{\varphi} + c_w \cdot \varphi = m \cdot a_q \cdot \Delta h_w \quad (3.37)$$

Mit Hilfe dieser Gleichung ist es möglich, die Wankbewegung anhand der Querbeschleunigung über das Systemmodell zu bestimmen. Die Güte der Schätzung ist trotz des linearen Ansatzes bei herkömmlichen Kraftfahrzeugen aufgrund der geringen Reibung erstaunlich hoch. Um den Einfluss der Wankbewegung auf das querdynamische Verhalten beschreiben zu können, müssen nach [2] die kinematischen Beziehungen des Querdynamikmodells aufeinander abgestimmt werden. Die Wankgeschwindigkeit hat bei der Wankbewegung einen Einfluss auf die Kontaktkinematik zwischen Reifen und Fahrbahn, der durch Modifikation der bereits bekannten Gleichungen (3.6) und (3.7) zu

$$\alpha_v = \delta - \frac{l_v \cdot \dot{\psi} + v_q + \Delta h_w \cdot \dot{\varphi}}{v_l} \quad (3.38)$$

$$\alpha_h = \frac{l_h \cdot \dot{\psi} - v_q - \Delta h_w \cdot \dot{\varphi}}{v_l}. \quad (3.39)$$

berücksichtigt wird. Speziell bei hochdynamischen Manövern gibt es einen großen Einfluss auf das Fahrverhalten, der durch die Gleichungen (3.38) und (3.39) realisiert wird. An dieser Stelle wurde bisher nur der dynamische Anteil näher beschrieben. Das Verhalten bei stationären und quasistaionären Manövern wird in Kapitel 3.3 angesprochen.

### Instationäres Reifenverhalten

Die bisher beschriebenen Reifeneigenschaften gelten für stationäre oder quasistationäre Vorgänge. Der Seitenkraftaufbau erfolgt aber aufgrund des Einlaufverhaltens der Reifen etwas zeitverzögert. Die Einlaufvorgänge im Reifenlatsch sind abhängig von der Fahrgeschwindigkeit und erfolgen mit zunehmender Raddrehzahl schneller. Die Ursache für dieses dynamische Verhalten sind im Wesentlichen die Relativbewegungen zwischen Felge und Reifen. Die Herleitung der Modellgleichungen für das instationäre Reifenverhalten zeigen [2] und [96]. Für kleine Schräglaufwinkel, d.h. im Fall niedriger bis mittlerer Kraftschlussbeanspruchung kann der Seitenkraftaufbau durch die lineare Differentialgleichung erster Ordnung

$$\frac{c_{j,\alpha}}{c_{j,y} \cdot |v_x|} \cdot \dot{F}_{j,q} + F_{j,q} = F_{j,q}^{\text{stat}} \quad (3.40)$$

beschrieben werden.  $c_{j,\alpha}$  entspricht der bereits bekannten Schräglauftiefe des Reifens,  $c_{j,y}$  zeigt die Quersteifigkeit des Reifenlatsches zur Felge und  $F_{j,q}^{stat}$  stellt die in Gleichung (3.9) beschriebene stationäre Seitenkraft dar. Der Quotient  $c_{j,\alpha}/c_{j,y}$  wird oft als Einlaufänge  $l_e$  bezeichnet, da er die Einheit einer Länge besitzt. Im Grenzbereich verschwinden allerdings die Einlaufeigenschaften des Reifens, es gelten dann die stationären Eigenschaften. Um dieses Phänomen modelltechnisch erfassen zu können, kann Gleichung (3.40) um die erste Ableitung der Kraftschlussfunktion  $G(\xi)$  aus (3.9) erweitert werden. Damit gilt für den dynamischen Seitenkraftaufbau folgende Gleichung:

$$\frac{l_e}{|v_x|} \cdot \frac{dG(\xi)}{d\xi} \cdot \dot{F}_{j,q} + F_{j,q} = F_{j,q}^{stat}. \quad (3.41)$$

Durch den Term  $dG(\xi)/d\xi$  bleibt im Normalfahrbereich das Einlaufverhalten bestehen und im Grenzbereich verschwinden die dynamischen Eigenschaften. Diese Modellerweiterung kann sich aber negativ auf die numerische Lösung auswirken.

### Kombination Längs- und Querkraft

Das reine Seitenkraftverhalten von Kraftfahrzeugen wird durch die Gleichungen (3.9) und (3.40) beschrieben. Im Fahrbetrieb allerdings treten häufig Kräfte in Längs- und Querrichtung gleichzeitig auf. Da diese horizontalen Kräfte am Rad nur durch die Reibkräfte in der Aufstandsfläche des Reifens übertragen werden können, gibt es eine obere Grenze für die resultierende Kraft am Reifen. Dadurch wird bei gleichzeitigem Bedarf an Seitenkraft und Umfangskraft die maximal übertragbare Seitenkraft abgemindert. Für die prinzipielle Darstellung der gegenseitigen Beeinflussung von Seitenkraft und Umfangskraft dient der in Abbildung 3.10a gezeigte Kammsche Kreis. Durch den Kammschen Kreis wird gezeigt, dass

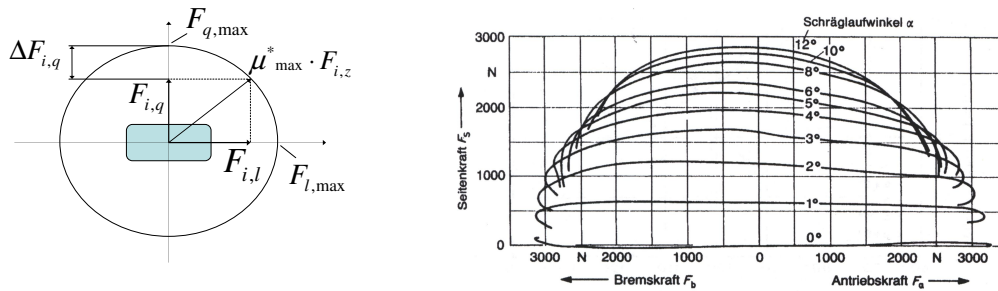


Abbildung 3.10: a) Kammscher Reibungskreis, b) Einfluss der Umfangskraft auf die Seitenkraft bei einer Radlast von 3000N, aus: [95]

bei gleichzeitigem Auftreten von Längs- und Querkraften die resultierende Radkraft einen bestimmten Grenzwert nicht überschreiten kann. Die Reduzierung der maximal möglichen übertragbaren Seitenkraft wird als  $\Delta F_{i,q}$  bezeichnet. Die Abminderung der möglichen Seitenkraft wird auch anhand des Reifenkennfeldes aus Prüfstandsmessdaten in Abbildung 3.10b ersichtlich. Es zeigt sich aber mit Hilfe dieser Daten auch, dass sich die maximal übertragbare Seitenkraft von der maximal übertragbaren Umfangskraft bedingt durch den Reifenaufbau unterscheidet. Die einhüllende Kurve entspricht daher eher einer Ellipse als einem Kreis. Die Beschreibung dieser Grenzkurve zeigt folgende Gleichung:

$$\frac{F_{i,l}^2}{F_{l,max}^2} + \frac{F_{i,q}^2}{F_{q,max}^2} = 1 \quad (3.42)$$

Damit der Einfluss kombinierter Längs- und Querkraftzustände auch außerhalb des Grenzbereichs in anderen Betriebspunkten verwendet werden kann, wird gemäß [53] ein entsprechender Ansatz der Form

$$\Delta F_{i,q} = \text{sign}(F_{i,q}) \cdot \left( F_{q,max} - \sqrt{F_{q,max}^2 \cdot \left( 1 - \frac{F_{i,l}^2}{F_{l,max}^2} \right)} \right) \quad (3.43)$$

verwendet. Die Reduktion der maximalen Seitenkraft  $\Delta F_{i,q}$  wird dazu verwendet, um den Ursprung des  $F_{i,q} - \alpha_i$ -Koordinatensystems zu verschieben. Dadurch kann erreicht werden, dass die nichtlineare Seitenkraftabminderung bei niedriger bis mittlerer Kraftschlussbeanspruchung entsprechend wiedergegeben wird. Für die resultierende Seitenkraft  $F_{i,q}^*$  bei gleichzeitiger Umfangskraft  $F_{i,l}$  gilt demzufolge:

$$F_{i,q}^* = \mu_{i,max} \cdot F_{i,z}^{\text{eff}} \cdot G \left( \xi + \frac{\Delta \alpha_i}{\alpha_{i,max} \cdot \mu_{i,max}} \right) - \Delta F_{i,q}, \quad (3.44)$$

wobei die zugehörige Schräglaufwinkeldifferenz  $\Delta \alpha_i$  aus Gleichung (3.45) über die normierte Kraftschlussfunktion bestimmt wird.

$$\Delta \alpha_i = \alpha_{max} \cdot \mu_{i,max} \cdot G^{-1} \left( \frac{F_{i,q}}{\mu_{i,max} \cdot F_{i,z}^{\text{eff}}} \right) \quad (3.45)$$

Die Inversion der normierten Kraftschlussfunktion bedingt eine monotone Steigung der Seitenkraftkennlinie oder der approximierten Formfunktion. Daher wird in diesem Fall die Reifenkennlinie aus Gleichung 3.12 näherungsweise so verändert, dass die monotone Steigung gewährleistet wird. Mit Hilfe dieser Modellgleichungen kann die Seitenkraftabminderung infolge gleichzeitigen Brems- oder Antriebskrafteinflusses beschrieben werden.

### Elastizitäten in der Lenkung und Radführung

In den Befestigungslagern der Radaufhängung werden meist Gummilager mit elastokinematischen Eigenschaften verwendet. Dadurch entstehen unter Einfluss von Kräften und Momenten, wie sie beispielsweise bei einer Kurvenfahrt auftreten, bestimmte Lenkbewegungen, die je nach Achskinematik das Fahrverhalten beeinflussen können. Die Berücksichtigung dieser Lenkeffekte bei den hier beschriebenen Verhaltensmodellen kann häufig durch individuelle Anpassung der stationären Achs-Seitenkraftkennlinien erfolgen, da diese Kennlinien implizit alle Steifigkeiten von Reifen und Achse enthalten. Neben den Elastizitäten in der Radaufhängung gibt es aber auch in der Lenkanlage selbst Befestigungsteile mit elastokinematischen Eigenschaften. Die Aufgabe der Lenkanlage ist die Übertragung der Lenkvorgabe des Fahrers auf die Vorderräder. Infolge der Lenkelastizität verringert sich die Drehbewegung und dadurch der wirksame Seitenkraftbeiwert. D.h. um dieselbe Seitenkraft aufzubringen sind größere Lenkwinkel an der Vorderachse notwendig. Der folgende Ansatz beschreibt näherungsweise das stationäre Verhalten der Lenkanlage:

$$\delta = \frac{\delta_F}{i_L} - \frac{F_{v,q} \cdot n_{R,v}}{c_L}, \quad (3.46)$$

mit der Lenkübersetzung  $i_L$ , dem Lenkradwinkel  $\delta_F$  des Fahrers, der summarischen Steifigkeit  $c_L$  der Lenkanlage und dem Nachlauf  $n_{R,v}$  an den Vorderrädern. Der Reifennachlauf entspricht dem Hebelarm zwischen Kraftangriffspunkt der Seitenkraft und dem Radaufstandspunkt, siehe Abbildung 6.3. Dadurch entsteht ein Rückstellmoment, das das elastische Lenkgestänge verdreht. Der erste Teil dieser Gleichung beschreibt die normale Lenkgetriebeübersetzung, die häufig als starr angenommen wird. Der zweite Teil stellt den



elastokinematischen Einfluss der Lenkung dar. Durch Einsetzen der Gleichung (3.46) in die Gleichungen (3.6) und (3.15) bekommt man nach kurzer Umformung für den linearen Fall eine neue wirksame Schräglaufsteifigkeit  $\tilde{c}_{v,\alpha}$  an der Vorderachse.

$$\tilde{c}_{v,\alpha}^* = \frac{c_{v,\alpha}}{1 + \frac{c_{v,\alpha}}{c_L} \cdot n_{R,v}} \quad (3.47)$$

Aufgrund der zusätzlichen Elastizitäten an der Vorderachse durch entsprechende Komponenten in der Lenkung und Achse entsteht vorne ein effektiver Seitenkraftbeiwert, der kleiner ist als der ursprüngliche Wert. Durch Identifikation mit realen Messdaten können auch die nichtlinearen Seitenkraftkennlinien unter Berücksichtigung dieser Elastizitätseffekte ermittelt werden.

In Gleichung (3.46) wurde bereits die Lenkgetriebeübersetzung  $i_L$  kurz beschrieben und angemerkt, dass diese häufig als konstant angenommen wird. In Wirklichkeit ist, wie Abbildung 3.11 zeigt, die Lenkübersetzung abhängig von dem aktuellen Lenkradeinschlag. Speziell bei Fahrmanövern, die in unterschiedlichen Betriebspunkten der Lenkung stattfin-

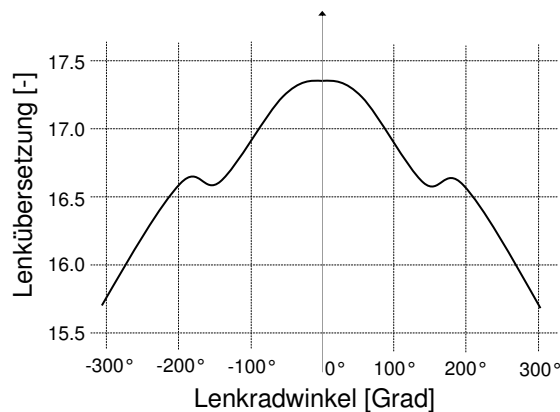


Abbildung 3.11: Qualitativer Verlauf der Lenkungsübersetzung eines Kraftfahrzeugs

den, sollte diese Nichtlinearität ebenfalls berücksichtigt werden. Die Ermittlung der Kennlinien für die Lenkübersetzung erfolgt beispielsweise am Lenkungsprüfstand.

### 3.3 Einfluss Vertikaldynamik auf Querdynamik

Mit der Integration des Wankfreiheitsgrades in das Querdynamikmodell (siehe Kapitel 3.2.3) wurde bereits ein Einfluss der Vertikaldynamik bei hochdynamischen Manövern beschrieben. Die Wankgeschwindigkeit hat dabei einen direkten Einfluss auf die Kontaktkinematik zwischen Reifen und Fahrbahn und wird bei der Berechnung der Schräglaufkinematik entsprechend berücksichtigt. Die Wankbewegung und allgemeiner auch die Vertikaldynamik beeinflussen aber auch bei stationärem und quasistationärem Verhalten die Fahreigenschaften. Speziell bei aktiven Fahrwerksystemen, die auf dem Gebiet der Vertikaldynamik arbeiten, hat dieser Einfluss der Vertikaldynamik auf die Querdynamik eine sehr große Bedeutung. Im folgenden Abschnitt werden diese Effekte analysiert und beschrieben.

#### 3.3.1 Rollsteuern und Radlaststeuern

Unter dem Begriff *Rollsteuern* versteht man in der Fahrzeugtechnik die Lenkbewegung eines Fahrzeugs infolge einer reinen Wankbewegung des Aufbaus. Bei der Ein- und Ausfederung

aufgrund der Wankbewegung bewegen sich die Räder nicht senkrecht in der Radebene, sondern auf einer schräg im Raum liegenden kinematischen Momentan-Drehachse und es treten Spur- und Sturzwinkeländerungen auf. Diese Reifenbewegungen erzeugen aufgrund der unsymmetrischen Änderungen beim Ein- und Ausfedern im Allgemeinen Lenkeffekte am Rad und dadurch eine Änderung des querdynamischen Bewegungszustandes des Fahrzeugs. Entscheidend für die Auswirkung des Rollsteuerns ist die Position der Anlenkpunkte. Je nach Achseigenschaften kann dieser Effekt sich bei Kurvenfahrt stabilisierend oder auch destabilisierend auswirken.

Wenn das Kraftfahrzeug über ein aktives Federungssystem verfügt, kann die Wankbewegung des Aufbaus unabhängig vom Fahrzustand beeinflusst werden und es können dadurch auch Lenkeffekte durch Rollsteuern aktiv erzeugt werden. Die folgende Abbildung 3.12 zeigt die Lenkbewegung eines Fahrzeugs mit sinusförmiger Wankanregung durch die aktive Federung bei Geradeausfahrt. Bei einer Wankanregung des Aufbaus mit einer Amplitude von zwei Grad entsteht beispielsweise eine maximale Giergeschwindigkeit von ca. 0.9 Grad pro Sekunde bei Geradeausfahrt mit 90km/h.

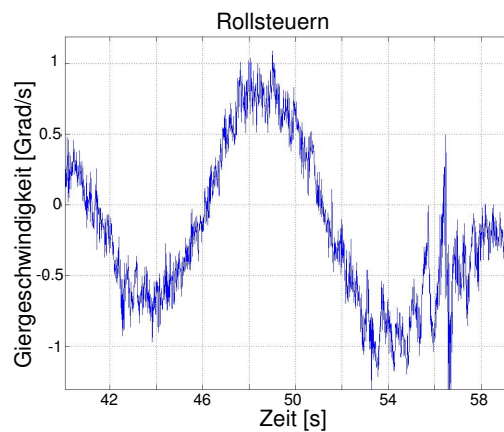


Abbildung 3.12: Lenkbewegung des Versuchsfahrzeugs V220E50-ABC (Mercedes S-Klasse) infolge einer sinusförmigen Wankbewegung des Aufbaus bei Geradeausfahrt

In Kapitel 3.2.3 wurde ebenfalls der elastokinematische Einfluss der Radführung auf das Fahrverhalten kurz angesprochen. Die Lenkeffekte durch elastokinematische Eigenschaften in der Radaufhängung entstehen beispielsweise bei Änderungen der vertikalen Rad- bzw. Federbeinkräfte. Wie sich dieser Effekt auf das Fahrverhalten auswirkt, ist ebenfalls wieder von den individuellen Achseigenschaften abhängig. Bei Kurvenfahrt können stabilisierende, aber auch destabilisierende Lenkeffekte induziert werden. Bei gezielten Radlaständerungen durch aktive Federungssysteme kommen diese Effekte zum Tragen und müssen entsprechend berücksichtigt werden.

Der Einfluss der beiden Effekte *Rollsteuern* und *Radlaststeuern* auf das Fahrverhalten kann über Prüfstandsmessungen untersucht werden. Dabei werden Federung, Kinematik und Elastokinematik eines Fahrzeugs auf einer speziellen Prüfeinrichtung vermessen. Anhand dieser Informationen kann ein entsprechender Ansatz der Form

$$\Delta\delta_v = f_1(\varphi) + f_2\left(\frac{F_{2,z} - F_{1,z}}{F_{1,z} + F_{2,z}}\right), \quad \Delta\delta_h = f_1(\varphi) + f_2\left(\frac{F_{4,z} - F_{3,z}}{F_{3,z} + F_{4,z}}\right) \quad (3.48)$$

mit den beiden Ansatzfunktionen  $f_1$  und  $f_2$  zur Beschreibung der Lenkeffekte formuliert und angepasst werden. In Abhängigkeit von den Prüfstandsergebnissen folgt die Wahl der

beiden Ansatzfunktionen.  $\Delta\delta_j$  entspricht der Änderung des Spurwinkels aufgrund einer Wankbewegung bzw. einer Radlaständerung.

### 3.3.2 Einfluss auf die Steuertendenz

Die stationäre Steuertendenz, d.h. die Eigenschaft eines Fahrzeugs zum Untersteuern, Übersteuern oder Neutralverhalten, wird bei herkömmlichen Fahrzeugen meist konstruktiv durch Einsatz von Stabilisatoren an Vorderachse und Hinterachse beeinflusst und abgestimmt. Durch den Einsatz eines Stabilisators an einer Achse nimmt dort die Spreizung der Radlast zwischen linkem und rechtem Rad bei Kurvenfahrt zu und aufgrund der degressiven Eigenschaften der Reifen wird die Achsseitenkraft reduziert. Durch eine gezielte Abstimmung der beiden Stabilisatoren an Vorder- und Hinterachse wird das Eigenlenkverhalten eines Fahrzeugs meist mit leichter Untersteuertendenz ausgelegt. Dabei haben die Stabilisatoren neben der Beeinflussung der Steuertendenz zusätzlich die Aufgabe, die Wankbewegung des Fahrzeugs bei Kurvenfahrt zu reduzieren. Mit aktiv geregelten Fahrwerken wie beispielsweise einem aktiven Stabilisator oder dem bereits angesprochenen ABC-System ist es möglich, die Radlastspreizung zwischen linkem und rechtem Rad individuell zu beeinflussen und damit das Eigenlenkverhalten bei Kurvenfahrt zu steuern. Grundlage dafür sind ebenfalls die degressiven Eigenschaften der Reifen bei zunehmender Radlast. Dieser Effekt wird im Folgenden genauer untersucht und beschrieben.

In Kapitel 3.2.2 wurden die Bewegungsgleichungen der drei vertikalen Aufbaufreiheitsgrade *Heben*, *Wanken*, *Nicken* hergeleitet und ein zusätzlicher innerer Freiheitsgrad beschrieben. Die Ursache für den zusätzlichen Freiheitsgrad *Verspannen* liegt an der Tatsache, dass die Anbindung des Fahrzeugaufbaus an die Fahrbahn mit vier Rädern statisch überbestimmt ist. Die vierte Bedingung bekommt man über die Radlastverlagerung zwischen den Rädern; sie wird beispielsweise durch die Gleichung (3.34) definiert. Mit der Verspannung des Fahrwerks durch aktive Stelleingriffe hat man die Möglichkeit, die Radlastunterschiede zwischen linkem und rechtem Rad achsweise zu verändern, ohne dass die anderen Aufbaufreiheitsgrade beeinflusst werden. Das bedeutet, dass sich der Fahrzeugaufbau beim Verspannen nicht bewegt. Eine Änderung der Radlastspreizung entspricht ebenfalls einer Änderung der Aufteilung eines angreifenden Wankmoments zwischen Vorder- und Hinterachse. An dieser Stelle wird der Begriff *Wankmomentenverteilung* eingeführt, der das Verhältnis zwischen dem abgestützten Wankmoment an der Vorderachse zum anstehenden Wankmoment an Vorder- und Hinterachse beschreibt und durch

$$\gamma_{wmv} = \frac{F_{2,z} - F_{1,z}}{(F_{2,z} - F_{1,z}) + (F_{4,z} - F_{3,z})} \quad (3.49)$$

definiert ist. Mit einem aktiv geregelten Federungssystem ist es nun möglich, die Radlastspreizung und damit auch die Wankmomentenverteilung zu variieren.

Um die Änderungen der Radlasten in den hier beschriebenen Verhaltensmodellen erfassen zu können, werden ausgehend von Gleichung (3.35) die einzelnen Radlasten in Abhängigkeit von Fahrzustand, konstruktiven Größen und aktiven Stelleingriffen unter der Annahme von konstanter Fahrgeschwindigkeit und stationärem Fahrzustand berechnet. Für die Radlasten  $F_{i,z}$  ergeben sich folgende Beziehungen:

$$F_{1,z} = \frac{F_{v,z}^{stat}}{2} - \frac{l_h}{l} \cdot \frac{1}{s} \cdot [d_w \cdot \dot{\varphi} + c_{w,f} \cdot \varphi + m \cdot a_q \cdot h_w] - (\kappa_{0,s} + \Delta\kappa_s) \cdot \frac{c_s \cdot \varphi}{s} + \Delta F_{ABC,1} \quad (3.50)$$

$$F_{2,z} = \frac{F_{v,z}^{stat}}{2} + \frac{l_h}{l} \cdot \frac{1}{s} \cdot [d_w \cdot \dot{\varphi} + c_{w,f} \cdot \varphi + m \cdot a_q \cdot h_w] + (\kappa_{0,s} + \Delta\kappa_s) \cdot \frac{c_s \cdot \varphi}{s} + \Delta F_{ABC,2} \quad (3.51)$$

$$F_{3,z} = \frac{F_{h,z}^{stat}}{2} - \frac{l_v}{l} \cdot \frac{1}{s} \cdot [d_w \cdot \dot{\varphi} + c_{w,f} \cdot \varphi + m \cdot a_q \cdot h_w] - (1 - \kappa_{0,s} - \Delta\kappa_s) \cdot \frac{c_s \cdot \varphi}{s} + \Delta F_{ABC,3} \quad (3.52)$$

$$F_{4,z} = \frac{F_{h,z}^{stat}}{2} + \frac{l_v}{l} \cdot \frac{1}{s} \cdot [d_w \cdot \dot{\varphi} + c_{w,f} \cdot \varphi + m \cdot a_q \cdot h_w] + (1 - \kappa_{0,s} - \Delta\kappa_s) \cdot \frac{c_s \cdot \varphi}{s} + \Delta F_{ABC,4} \quad (3.53)$$

$F_{j,z}^{stat}$  entspricht dabei der jeweiligen statischen Achslast, die über die Schwerpunktslage bestimmt wird. Die summarische Wanksteifigkeit  $c_w$  aus Abbildung 3.9 wird aufgeteilt in den Anteil der Tragfeder  $c_{w,f}$  und falls vorhanden der wirksamen Stabilisatorsteifigkeit  $c_s$ . Die Tragfedersteifigkeit wird entsprechend den Achslasten aufgeteilt und die Aufteilung der gesamten Stabilisatorsteifigkeit  $c_s$  im Ausgangszustand wird über  $\kappa_{0,s}$  erreicht.  $\Delta\kappa_s$  dagegen beschreibt eine mögliche Änderung der Stabilisatoraufteilung zwischen Vorderachse und Hinterachse durch einen aktiven Stabilisator. Der Wert  $\varphi$  entspricht dem Wankwinkel und wird über Gleichung (3.37) berechnet. Der Einfluss des ABC-Systems auf die Radlaständerung wird durch die Kraft  $\Delta F_{ABC}$  modelliert. Beim *Verspannen* des Fahrwerks erfolgt eine diagonale Änderung der Radkräfte durch Verfahren der Plunger im Hydraulikzylinder. Für die Radlaständerung pro Rad durch die geforderte Verspannung  $w_{soll,ABC}$  gilt:

$$\begin{aligned} \Delta F_{ABC,1} &= \frac{w_{soll,ABC}}{4} \\ \Delta F_{ABC,2} &= -\frac{w_{soll,ABC}}{4} \\ \Delta F_{ABC,3} &= -\frac{w_{soll,ABC}}{4} \\ \Delta F_{ABC,4} &= \frac{w_{soll,ABC}}{4} \end{aligned} \quad (3.54)$$

wobei die Verspannung  $w_{soll,ABC}$  über die Gleichung (3.34) definiert wird. Im Folgenden wird der Einfluss des ABC-Systems auf die Querdynamik untersucht; da diese Fahrzeuge keine Stabilisatoren besitzen, wird  $c_s = 0$  gesetzt. Durch Einsetzen der Gleichungen (3.50) bis (3.53) in Gleichung (3.49) bekommt man eine Funktion, die die variable Wankmomentenaufteilung in Abhängigkeit von Verspannung und Fahrzustand beschreibt:

$$\gamma_{wmv} = \frac{l_h}{l} - \frac{w \cdot s}{4 \cdot (d_w \cdot \dot{\varphi} + c_{w,f} \cdot \varphi + m \cdot a_q \cdot h_w)} \quad (3.55)$$

Dabei wird bei konstantem Querbeschleunigungszustand der lineare Zusammenhang zwischen ABC-Verspannung und resultierender Wankmomentenaufteilung sichtbar. Unter Annahme von stationärer Wankbewegung gilt nach (3.37):

$$d_w \cdot \dot{\varphi} + c_{w,f} \cdot \varphi + m \cdot a_q \cdot h_w = m \cdot a_q \cdot h_s \quad (3.56)$$

Um die jeweils notwendige Verspannung  $w_{soll,ABC}$  aus einer vorgegebenen Wankmomentenverteilung  $\gamma_{wmv,soll}$  zu berechnen, wird Gleichung (3.55) umgestellt und mit (3.56) gilt:

$$w_{soll,ABC} = \frac{4 \cdot m \cdot a_q \cdot h_s}{s} \cdot \left( \frac{l_h}{l} - \gamma_{wmv,soll} \right) \quad (3.57)$$

Mit Hilfe dieser Gleichungen können nun die Änderungen der Radlasten durch das aktive Federungssystem Active-Body-Control in Abhängigkeit des Stelleingriffs *Verspannung* berechnet werden. Um den Einfluss der Radlaständerungen auf das Fahrverhalten beschreiben zu können, müssen die nichtlinearen Reifeneigenschaften berücksichtigt werden. In der

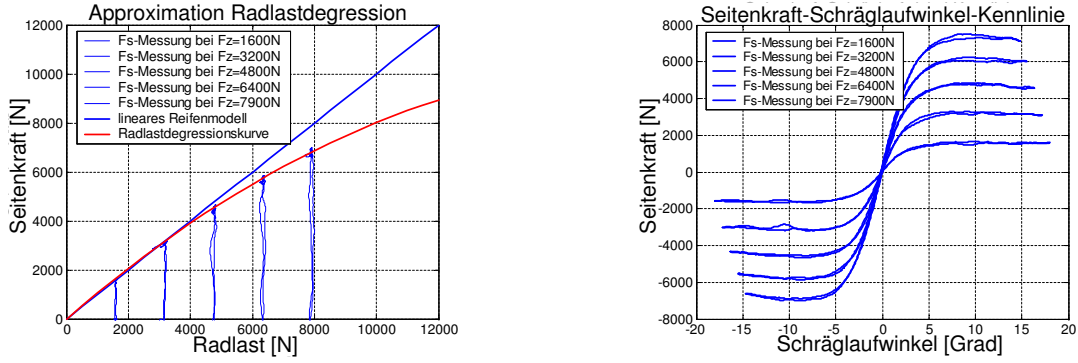


Abbildung 3.13: Approximation der Radlastdegression über eine Formfunktion der effektiven Radlast für den Reifen: Continental EcoContact CP 225/60 R16

folgenden Abbildung 3.13 sind gemessene Seitenkraftkennlinien für unterschiedliche Radlasten dargestellt. Trägt man nun die maximal mögliche Seitenkraft über der Radlast auf, erkennt man einen degressiven Verlauf. Das bedeutet, dass mit zunehmender Radkraft die entsprechende maximal mögliche Seitenführungskraft abnimmt. Aufgrund dieser Reifeneigenschaften ist es möglich, über die Vertikalbewegung des Fahrzeugs die Querdynamik gezielt zu beeinflussen. Diese Nichtlinearität wird daher bei der Modellbildung berücksichtigt. Ein möglicher Ansatz ist in Gleichung (3.58) dargestellt. Die effektive Radlast  $F_{i,z}^{eff}$  wird dabei über die in Gleichung (3.10) bereits angesprochene Degressionskurve  $q$  berechnet. Für die einzelnen effektiven Radlasten gilt beispielsweise:

$$F_{i,z}^{eff} = q(F_{i,z}, F_{i,z}^B) = k_z \cdot F_{i,z} - \epsilon \cdot \frac{F_{i,z}^2}{F_{i,z}^B} \quad (3.58)$$

mit den Formparametern  $k_z$  und  $\epsilon$  und dem Radlast-Betriebspunkt  $F_{i,z}^B$ . Die approximier- te Radlastdegressionskurve ist ebenfalls in Abbildung 3.13 dargestellt, der Vergleich zur idealen linearen Radlastkurve zeigt deutlich den degressiven Verlauf. Die Erklärung des Einflusses auf das Fahrverhalten wird in der folgenden Abbildung deutlich, wenn man die Änderung des Seitenführungsvermögen pro Achse betrachtet. Abbildung 3.14 zeigt für Zu- stand eins einen Fahrzustand bei stationärer Kreisfahrt mit den entsprechenden Radlasten  $F_{re,z}^1, F_{li,z}^1$  einer Achse und den zugehörigen Seitenführungskräften  $F_{re,q}^1, F_{li,q}^1$ . Durch die

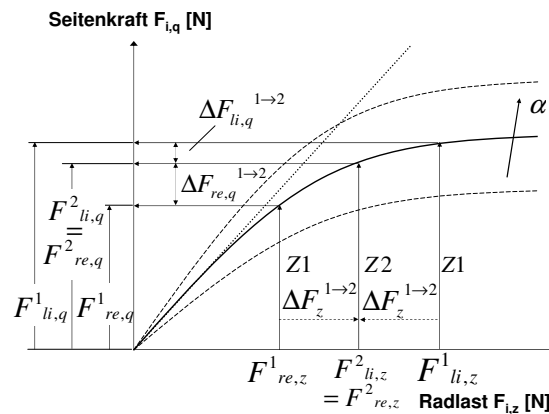


Abbildung 3.14: Seitenführungskraft in Abhängigkeit von der Radlastdifferenz

bereits beschriebene Verspannung des Fahrwerks können nun die Radkräfte so geändert werden, dass die Radlastdifferenz pro Achse zunimmt bzw. an der anderen Achse entsprechend abnimmt und dadurch die Wankmomentenaufteilung verändert. Zustand zwei beschreibt den Fahrzustand mit einer zusätzlichen Verspannung, bei dem das Wankmoment nur noch von der gegenüberliegenden Achse abgestützt wird und dadurch sich die Radaufstandskräfte links und rechts an dieser Achse entsprechen. Die Änderungen der vertikalen Radkräfte  $\Delta F_z^{1 \rightarrow 2}$  ergeben entsprechend der Seitenkraftkennlinie eine Änderung der Seitenführungskräfte  $\Delta F_{re,q}^{1 \rightarrow 2}$  und  $\Delta F_{li,q}^{1 \rightarrow 2}$ . Aufgrund der nichtlinearen Kennlinie ist die Seitenkraftänderung am rechten Rad größer als am linken Rad. Vergleicht man nun die Summe der Seitenkräfte an dieser Achse zwischen Zustand eins und zwei, so erkennt man, dass die Achs-Seitenkraft nach der Verspannung zunimmt. An der gegenüberliegenden Achse hat man genau den umgekehrten Effekt. Die Radlastspreizung steigt, da das gesamte Wankmoment dort abgestützt wird und sich dadurch das Seitenführungspotential dieser Achse reduziert. Durch die Verspannung des Fahrwerks ist es möglich, das Seitenkraftpotential bei Kurvenfahrt achsweise zu verändern und dadurch das Fahrverhalten des Fahrzeugs zu gestalten. Nach kurzer Herleitung durch Verwendung der Gleichungen (3.9), (3.50) bis (3.53) und (3.58) kann die Änderung der Achs-Seitenkraft infolge der ABC-Verspannung durch Gleichung (3.59) beschrieben werden.

$$\Delta F_{j,q} = \pm \frac{-\frac{2 \cdot \epsilon}{F_{j,z}^B} \cdot \left( \left( \frac{w}{4} \right)^2 - 2 \cdot \frac{(l-l_j)}{l \cdot s} (d_w \cdot \dot{\varphi} + c_w \cdot \varphi + m \cdot a_q \cdot h_w) \cdot \frac{w}{4} \right)}{k_z \cdot F_{j,z}^{stat} - \frac{2 \cdot \epsilon}{F_{j,z}^B} \cdot \left( \left( \frac{F_{j,z}^{stat}}{2} \right)^2 + \left[ \frac{(l-l_j)}{l \cdot s} (d_w \cdot \dot{\varphi} + c_w \cdot \varphi + m \cdot a_q \cdot h_w) \right]^2 \right)} \cdot F_{j,q}^* \quad (3.59)$$

$F_{j,q}^*$  entspricht dabei der Achs-Seitenführungskraft ohne Einfluss der Verspannung durch ein aktives ABC-Fahrwerk. Da sich die Seitenkraftänderungen an den Achsen mit unterschiedlichen Vorzeichen auswirken, kann speziell die Steuertendenz eines Fahrzeugs damit beeinflusst werden. Dieser Effekt ist abhängig vom abzustützendes Wankmoment und steigt mit zunehmender Querbeschleunigung. Die fahrdynamischen Auswirkungen lassen sich anhand der Gierrate aufzeigen. Abbildung 3.15 zeigt die Änderung der stationären Fahrzeug-Gierrate unter Einwirkung von positiver und negativer Verspannung bei konstanter Kurvenfahrt. Die Gierratenänderung aufgrund einer Fahrwerkverspannung bei Kurvenfahrt

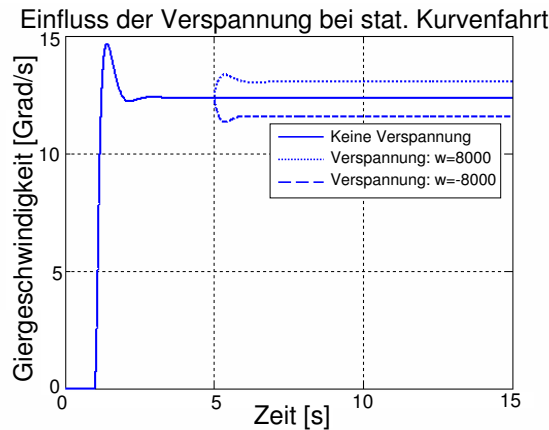


Abbildung 3.15: Einfluss der ABC-Verspannung auf die Gierrate bei konstanter Kurvenfahrt ( $v_x = 100km/h, a_q = 6m/s^2$ )

kann ebenfalls modelltechnisch beschrieben werden. Dazu werden die Seitenkraftänderungen aus Gleichung (3.59) in Gleichung (3.2) eingesetzt und über die Beziehung  $a_q = \dot{\psi} \cdot v_x$

die Fahrzeuggierrate  $\dot{\psi}$  durch

$$\dot{\psi} = \frac{(F_{v,q}^* + \Delta F_{v,q}) \cdot \cos \delta + F_{h,q}^* - \Delta F_{h,q}}{m \cdot v_x} \quad (3.60)$$

bestimmt. Die Wirkung der Verspannung auf die Seitenkraftänderung und auf die Steu-

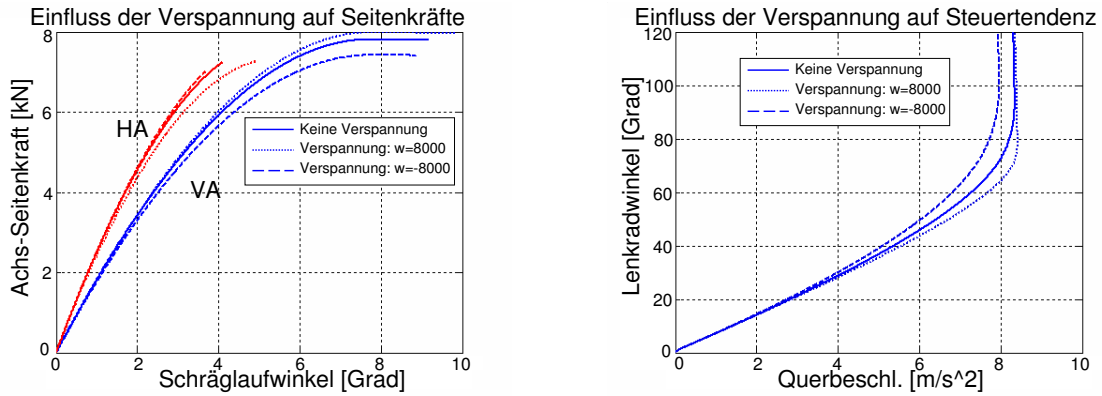


Abbildung 3.16: Einfluss der Verspannung auf die Achs-Seitenkräfte und auf die Querbesehleunigung bei dem Fahrmanöver Lenkungsziehen

ertendenz zeigt Abbildung 3.16. Dabei ist deutlich die Modifikation der Achs-Seitenkraftkennlinien durch die Verspannung zu erkennen. Die Auswirkung der Verspannung auf das Fahrverhalten wird sichtbar, wenn man beispielsweise den Lenkaufwand über der aktuellen Querbesehleunigung darstellt. Die Steigung der Kurve gibt dabei Aufschluss über die Steuertendenz des Fahrzeugs, siehe Kapitel 3.4.1.

### 3.3.3 Verspannen bei Geradeausfahrt

Der im vorangegangenen Abschnitt beschriebene Einfluss auf die Steuertendenz durch Verspannung des Fahrwerks und die damit verbundene Änderung der Wankmomentenabstützung ist abhängig vom anstehenden Wankmoment und steigt mit zunehmender Querbesehleunigung bei Kurvenfahrt. Bei Geradeausfahrt dagegen liefert dieser Modellansatz keine Änderung der Achsseitenkräfte und damit keine Änderung des Fahrzustandes. Tatsächlich aber entstehen auch bei Geradeausfahrt durch Fahrwerkverspannung Lenkeffekte, die sich hauptsächlich aufgrund der Vorspur der Räder und den elastokinematischen Eigenschaften der Achse einstellen. Die folgende Abbildung 3.17 zeigt den schematischen Verlauf der Lenkeffekte durch Verspannung des Fahrwerks in Form einer Gierratenänderung bei zunehmender Querbesehleunigung. Fahrversuche zeigen, dass diese Lenkeffekte bei niedrigen Querbesehleunigungen je nach Achseigenschaften und Spureinstellungen teilweise sehr dominant sein können. Diese Lenkeffekte können nun bei Geradeausfahrt ausgenutzt werden, um den Fahrer bei seiner Fahraufgabe zu unterstützen. Dabei sind bereits kleine Lenkeffekte ausreichend, um das Fahrverhalten gezielt zu beeinflussen. Entsprechend den hauptsächlich wirkenden Lenkeffekten infolge der Vorspur und der Radlastdegression werden in Abbildung 3.17 die beiden Querbesehleunigungsbereiche eingeteilt und bezeichnet. Aufgrund der großen Eingriffsmöglichkeiten bei Geradeausfahrt durch den Vorspureffekt wird dieser Einfluss der Vertikaldynamik auf die Querdynamik in Kapitel 6 separat analysiert und untersucht.

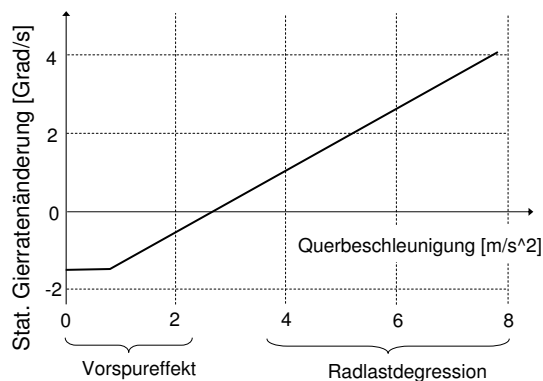


Abbildung 3.17: Lenken durch Verspannen in Abhängigkeit von der Querbeschleunigung

### 3.3.4 Modellübersicht

In Kapitel 3 wurden bisher die relevanten Modellgleichungen vorgestellt, die für die Koordinations-Regelung von Bedeutung sind, um einerseits die Querdynamik eines Kraftfahrzeugs zu beschreiben und andererseits die Interaktionen zwischen den Systemen sichtbar zu machen. Um den Zusammenhang zwischen den teilweise eigenständigen Modellgleichungen zu verdeutlichen, wird die Vorgehensweise der Modellierung des Gesamtmodells in Form eines Blockschaltbilds dargestellt. Abbildung 3.18 zeigt dieses Blockschaltdiagramm in vereinfachender Weise, um die gesamten Modellgleichungen übersichtlich darzustellen. Speziell der Einfluss der Vertikaldynamik auf die Querdynamik wird bei dieser Modellie-

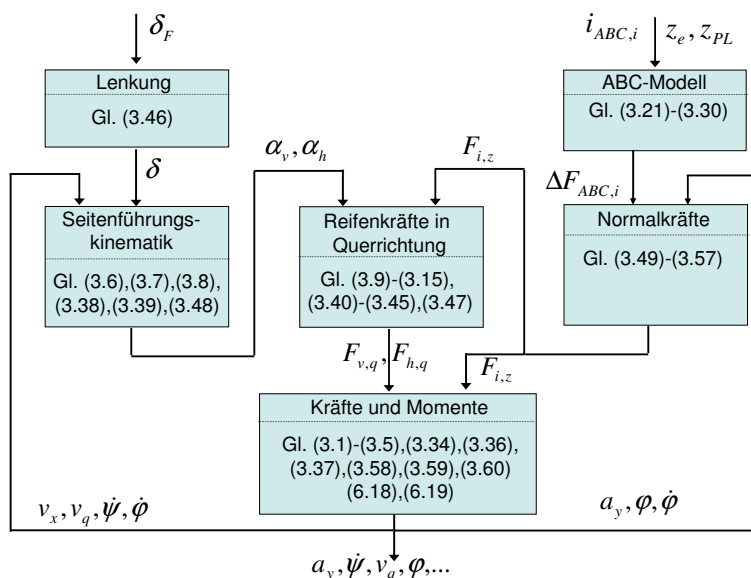


Abbildung 3.18: Vereinfachte Darstellung der Modellgleichungen und deren Zusammenspiel als Blockschaltdiagramm

rung ebenfalls berücksichtigt. Dieses Gesamtmodell stellt die Basis für den Entwurf einer Koordinations-Regelung am Beispiel aktive Federung und Fahrdynamikregelung dar.



## 3.4 Bewertungsmanöver und Fahreigenschaftskriterien

Zur Beurteilung des Fahrverhaltens von Kraftfahrzeugen und deren Fahrwerk-Regelsystemen sind Bewertungsverfahren und -kriterien notwendig, die die Fahreigenschaften charakterisieren. Ein leicht kontrollierbares Fahrzeug, das den Fahrer auch bei Störungen nicht überfordert und die Fahrgrenzen deutlich erkennen lässt, sind dabei nur die grundlegenden Kriterien, siehe [35]. Die Methoden der Fahrwerkbeurteilung lassen sich in verschiedene Kategorien systematisch einteilen. Auf der einen Seite werden Fahrversuche durchgeführt, mit denen sowohl die Fahreigenschaften über das subjektive Fahrempfinden als auch über gemessene und berechnete objektive Kenngrößen beurteilt werden. Auf der anderen Seite werden verstärkt modellgestützte Testverfahren durchgeführt, mit denen es möglich ist, nicht messbare Kennwerte zu bestimmen und die Anzahl der Fahrversuche zu reduzieren. Wenn zudem eine Gesamtfahrzeugsimulation zur Verfügung steht, können die meisten Fahrversuche nachgebildet und die Fahreigenschaftskriterien effektiv bestimmt werden. Um die gesamten Fahreigenschaften beurteilen zu können, muss häufig der komplette Regelkreis *Fahrer, Fahrzeug, Regelsysteme und Umgebung* berücksichtigt werden. Bei vielen Testverfahren ist der Fahrer in den Regelkreis mit eingebunden, diese Fahrmanöver werden als *closed-loop-Manöver* bezeichnet. Die Reproduzierbarkeit und Genauigkeit ist aber aufgrund des Fahrereinflusses begrenzt. Zusätzlich besitzen Fahrer die Eigenschaft, sich einer Problemstellung jeweils adaptiv anzupassen. Daher werden zunehmend so genannte *open-loop-Manöver* zur Bestimmung objektiver Kriterien bevorzugt, da der Fahrer das Systemverhalten nicht beeinflussen kann und die Ergebnisse eindeutig sind. Bei bestimmten Testverfahren kann aber auf das Verhalten eines Fahrers nicht verzichtet werden. Daher sind geeignete Fahrermodelle oder bestimmte Verfahren zur Optimierung der Fahrervorgaben notwendig, um eine simulationstechnische Analyse zu ermöglichen. Eine Kombination aus subjektivem Fahrempfinden und objektiven Fahreigenschaftskriterien über *open-loop-* und *closed-loop-Manövern* scheint daher sinnvoll. In diesem Abschnitt ist eine Auswahl an Testverfahren aus verschiedenen Bereichen zu einem Bewertungskatalog zusammengestellt, um die Verbesserungen des Fahrverhaltens durch eine Verknüpfung von modularen Regelsystemen bewerten zu können. Die entsprechenden Fahreigenschaftskriterien werden für das jeweilige Bewertungsverfahren beschrieben und hinsichtlich einer regelungstechnischen Anwendung analysiert. Grundlage zur Erstellung dieser Fahreigenschaftskriterien sind die Normen [13], [14] sowie die beiden Werke [35] und [73].

### 3.4.1 Standard Fahrdynamik-Manöver

#### Stationäre Kreisfahrt

Das Fahrmanöver *stationäre Kreisfahrt* ist eines der wichtigsten Standard-Prüfverfahren sowohl für simulationstechnische Analyse als auch für den realen Testbetrieb und wird dazu verwendet, um das Kurvenverhalten von Kraftfahrzeugen zu untersuchen und dabei grundlegende Aussagen über die Fahreigenschaften treffen zu können. Über dieses Prüfverfahren ist es möglich, die Steuertendenz eines Fahrzeugs bei Kurvenfahrt in Abhängigkeit der Querbeschleunigung zu bestimmen und damit stationäre Fahrdynamik-Kenngrößen zu berechnen. Für die Auswertung ist es notwendig, die Größen *Lenkradwinkel*, *Fahrgeschwindigkeit*, *Schwimmwinkel*, *Wankwinkel* und *Querbeschleunigung* sowie *Giergeschwindigkeit* und *Lenkradmoment* zu messen bzw. aufzuzeichnen. Je nach Einbauort der Sensoren müssen die gemessenen Größen gegebenenfalls auf den Schwerpunkt umgerechnet werden. Der Fahrversuch findet bei trockenen Bedingungen und Hochreibwert auf einer ebenen Fläche statt, auf der eine Kreisbahn mit konstantem Radius ( $R = 40m$ ) markiert ist. Der Fahrer fährt

auf der Kreisbahn und steigert allmählich die Fahrgeschwindigkeit vom langsamen Rollen bis hin zum Grenzbereich. Dabei wird der komplette stationäre Kraftschlussbereich langsam durchfahren. Da der Fahrer bei diesem Manöver in den Regelkreis integriert ist, handelt es sich um ein closed-loop-Manöver. Aufgrund der stationären Versuchsbedingungen ist dieses Manöver für einen geübten Fahrer gut reproduzierbar, und in der Simulation hat das hier verwendete Fahrermodell nur wenig Einfluss auf das Systemverhalten.

Mit jeder Lenkbewegung hat der Fahrer bestimmte Erwartungen hinsichtlich der Fahrzeugreaktion, die er über seine eigene Modellvorstellung der Fahrdynamik abschätzt. Abweichungen zwischen dem erwarteten und dem tatsächlichen Kurvenverhalten werden als selbständiges Eigenlenken des Fahrzeugs empfunden. Dieses muss durch den Fahrer korrigiert werden, um die Kreisbahn nicht zu verlassen. Wenn der Lenkradwinkel vergrößert werden muss, spricht man von einem *untersteuernden* Fahrverhalten, bei *übersteuerndem* Fahrverhalten dagegen muss der Fahrer den Lenkradwinkel reduzieren, um den Bahnradius konstant zu halten. Zu Beginn des Fahrmanövers rollt das Fahrzeug mit geringer Fahrgeschwindigkeit. In diesem Fahrzustand rollen die Räder nahezu ohne Querschlepp, sofern die Spureinstellungen sehr klein sind. D.h. die Geschwindigkeitsvektoren der Räder zeigen in Richtung der Felgenmittelebene. Der dafür notwendige Lenkradwinkel für diesen Fahrzustand ist nur vom Kurvenradius und vom Radstand des Fahrzeugs abhängig und wird als *Ackermannwinkel* bezeichnet. Die Herleitung dieser Beziehung erfolgt über die Differenz der Achs-Schräglaufwinkel  $\Delta\alpha = \alpha_v - \alpha_h$  und mit Hilfe der Gleichungen (3.6) und (3.7) sowie der Beziehung  $\dot{\psi} = v_x/R$  für stationäre Kreisfahrt. Für den Lenkwinkelbedarf gilt:

$$\delta = \frac{l}{R} + \Delta\alpha = \delta_A + \delta_Z, \quad (3.61)$$

mit dem Ackermannwinkel  $\delta_A$  und dem Zusatzlenkwinkel  $\delta_Z$ . Über diese Gleichung kann nun das Eigenlenkverhalten eines Fahrzeugs definiert werden. Es werden dafür unterschiedliche Definitionen verwendet, beispielsweise auf Basis des Zusatzlenkradwinkels bzw. der Achs-Schräglaufwinkeldifferenz. Für das Eigenlenkverhalten gilt nach dieser Definition:

$$\begin{aligned} \Delta\alpha = \alpha_v - \alpha_h > 0 & : \text{ untersteuern} \\ \Delta\alpha = \alpha_v - \alpha_h = 0 & : \text{ neutral} \\ \Delta\alpha = \alpha_v - \alpha_h < 0 & : \text{ übersteuern.} \end{aligned} \quad (3.62)$$

Um das Eigenlenkverhalten ohne zusätzliche Modelltechnik direkt aus den gemessenen Größen bestimmen zu können, hat sich die Bestimmung des Eigenlenkverhaltens über den Lenkradwinkel in Abhängigkeit von der Querbeschleunigung durchgesetzt. Das Eigenlenkverhalten wird dabei durch den Eigenlenkgradienten charakterisiert, der sich über die Steigung aus dem  $\delta_Z - a_q$ -Diagramm ergibt. Die folgende Abbildung 3.19a zeigt den Lenkwinkelbedarf bei einer stationären Kreisfahrt mit konstantem Radius in Abhängigkeit von der Querbeschleunigung. Positive Steigung bedeutet untersteuerndes Verhalten, negative Steigung übersteuerndes Verhalten. In Abbildung 3.19b ist zusätzlich das gleiche Diagramm aufgezeigt, diesmal allerdings für das Fahrmanöver *Lenkungsziehen*, das nachfolgend näher beschrieben wird. Bei diesem Manöver wird die Fahrgeschwindigkeit konstant gehalten und der Lenkwinkel kontinuierlich gesteigert. Aufgrund des sich ändernden Kurvenradius steigt auch der Ackermannwinkel stetig an. Anhand dieser Beziehungen kann der Eigenlenkgradient  $EG$  definiert werden:

$$EG = \frac{1}{i_L} \cdot \frac{d\delta_F}{da_q} - \frac{d\delta_A}{da_q}. \quad (3.63)$$

Bei dieser Definition des Eigenlenkverhaltens werden die Elastizitäten in der Lenkung mitberücksichtigt, die sich zusätzlich auf das Fahrverhalten auswirken. Der Eigenlenkgradient

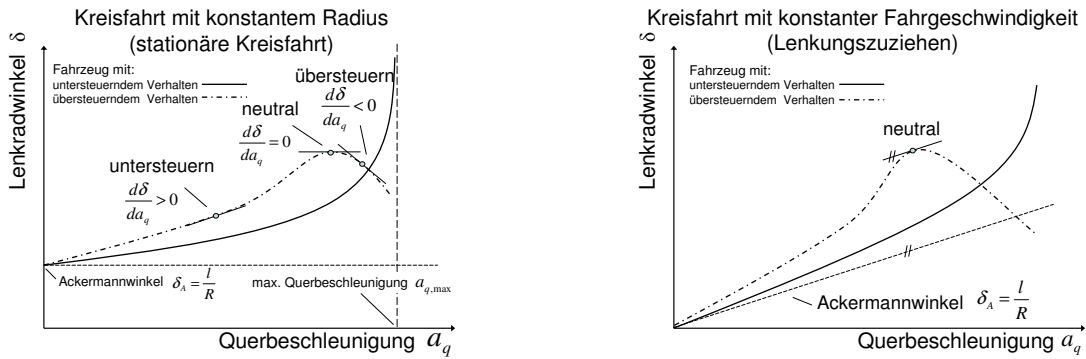


Abbildung 3.19: a) Darstellung Eigenlenkverhalten bei Kreisfahrt mit konstantem Radius  
 b) Darstellung Eigenlenkverhalten bei Kreisfahrt mit konstanter Geschwindigkeit

ist ein erstes Kriterium bei dem Fahrmanöver *stationäre Kreisfahrt*, um die Steuertendenz eines Fahrzeugs beurteilen zu können. Daneben gibt es noch weitere Fahreigenschaftskriterien wie den Schwimmwinkelgradient, den Wankwinkelgradient und die maximale Querbeschleunigung, mit denen es möglich ist, das Fahrverhalten objektiv zu analysieren. Der Schwimmwinkelgradient  $SG$  wird definiert als Differentialquotient aus Hinterachs-Schwimmwinkel  $\beta_h$  und Querbeschleunigung  $a_q$ :

$$SG = \frac{d\beta_h}{da_q}, \quad (3.64)$$

wobei der Schwimmwinkel an der Hinterachse über  $\beta_h = \beta + (l_h \cdot \dot{\psi})/v_x$  bestimmt wird. Der Wankwinkelgradient  $WWG$  dagegen ist definiert als der Differentialquotient aus Wankwinkel  $\varphi$  und Querbeschleunigung  $a_q$ :

$$WWG = \frac{d\varphi}{da_q}. \quad (3.65)$$

Die maximale Querbeschleunigung  $a_{q,max}$  entspricht der maximal erreichbaren Querbeschleunigung bei stationärer Kreisfahrt. Diese Informationen sind wichtig, um das stationäre Kippverhalten eines Fahrzeugs beurteilen zu können.

Bei der Fahrwerkentwicklung wird nun darauf geachtet, dass diese Kenngrößen bestimmten Forderungen entsprechen. Damit sich der Grenzbereich durch einen immer größeren Lenkwinkelbedarf ankündigt, sollte der Zusatzlenkwinkel bei niedriger bis mittlerer Kraftschlussbeanspruchung linear ansteigen und anschließend progressiv zunehmen. Das bedeutet, dass ein Fahrzeug leicht untersteuernd ausgelegt werden sollte. Der Schwimmwinkelgradient dagegen sollte aus Gründen der Fahrstabilität möglichst konstant und klein sein und einen bestimmten Grenzwert nicht überschreiten. Dieselbe Forderung gilt ebenfalls für den Wankwinkelgradienten. Die maximale Querbeschleunigung sollte möglichst groß sein, damit das Kraftschlusspotential optimal ausgenutzt werden kann.

Mit Hilfe dieser Fahreigenschaftskriterien ist es nun möglich, das stationäre Fahrverhalten bei Kurvenfahrt objektiv zu beurteilen und damit vergleichbar zu machen. Neben der Beurteilung der Fahreigenschaften wird dieses Fahrmanöver dazu verwendet, um die Reifencharakteristik der Simulations- und Verhaltensmodelle zu parametrieren.

### Lenkungsuziehen

Im vorangegangenen Abschnitt wurde das Fahrmanöver *Lenkungsuziehen* bereits angesprochen, das ähnliche Beurteilungskriterien wie die *stationäre Kreisfahrt* besitzt. Der Un-

terschied liegt in der Ausführung des Fahrmanövers. Beim Lenkungsziehen wird die Fahrgeschwindigkeit konstant gehalten und der Lenkradwinkel definiert vorgegeben. Dadurch handelt es sich bei diesem Testverfahren um ein open-loop-Manöver mit dem Vorteil, dass es keinen Einfluss vom Fahrer bzw. Fahrermodell gibt. Bei der Durchführung wird bei Geradeausfahrt mit einer Fahrgeschwindigkeit von 80km/h der Lenkradwinkel mit konstanter Lenkradgeschwindigkeit bis zum Grenzbereich allmählich gesteigert. Um das Seitenkraftpotential der Räder durch Antriebskräfte nicht zu beeinflussen, wird bei hohen Querbeschleunigungen das Gaspedal langsam zurückgenommen. Speziell zur Beurteilung der statischen Kippsicherheit von Kraftfahrzeugen und der maximal erreichbaren Querbeschleunigung wird dieses Fahrmanöver eingesetzt.

### Lenkwinkelsprung

Mit dem Fahrmanöver *Lenkwinkelsprung* ist es möglich, sowohl das stationäre als auch das instationäre Fahrverhalten zu untersuchen. Das Fahrzeug wird dabei mit konstanter Fahrgeschwindigkeit bewegt und aus der Geradeausfahrt erfolgt eine möglichst schnelle Lenkwinkeländerung auf einen bestimmten stationären Wert. Die Lenkwinkeländerung ist dabei durch den Fahrer begrenzt, daher entspricht der Lenkwinkelsprung in Realität eher einer steilen Rampe als einer sprungförmigen Vorgabe. Die Lenkwinkeländerung sollte bei diesem Manöver ungefähr 500 Grad pro Sekunde entsprechen. Die Amplitude der Lenkwinkeländerung wird in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit so gewählt, dass stationär jeweils unterschiedliche Kraftschlussbeanspruchungen bis hin zum Grenzbereich auftreten. Zur Auswertung des Fahrmanövers sind die Fahrdynamik-Kenngrößen *Lenkradwinkel*, *Fahrgeschwindigkeit*, *Giergeschwindigkeit*, *Querbeschleunigung*, *Schwimmwinkel* und *Wankwinkel* notwendig. Die Fahrzeugreaktion auf diesen Lenkwinkelsprung entspricht der Einfahrt in einen Kreis, dabei sollte der Anstieg der Fahrdynamik-Größen einerseits gut gedämpft, aber andererseits auch möglichst schnell erfolgen. Zur Beurteilung und Bewertung des Fahrverhaltens können die aus der Literatur bekannten Fahreigenschaftskriterien verwendet werden, vgl. [73]. Die Bewertungskriterien sind in der folgenden Abbildung dargestellt. Abbildung 3.20 zeigt die Fahrzeugreaktionen Giergeschwindigkeit, Querbeschleunigung und Schwimmwinkel auf eine Lenkwinkelsprung-Vorgabe. Die maximale Überschwingweite der

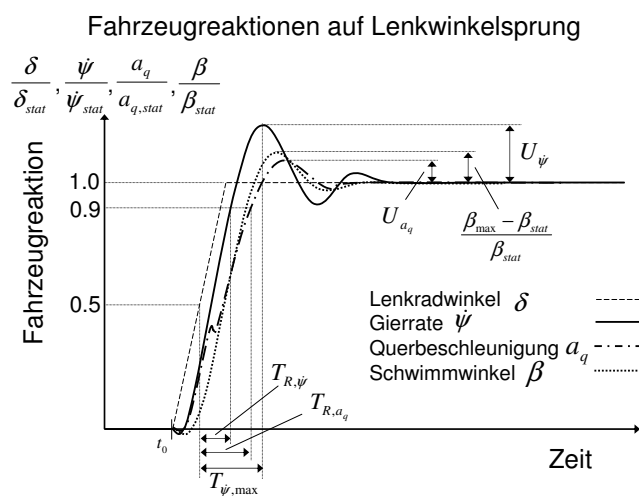


Abbildung 3.20: Lenkwinkelsprungantwort

Giergeschwindigkeit über den stationären Wert wird als  $U_{\psi}$  bezeichnet, die Anstiegszeit

der Giergeschwindigkeit bis zum Wert  $0.9 \cdot \dot{\psi}_{stat}$  als  $T_{R,\dot{\psi}}$ . Für beide Kennwerte gilt, dass die Werte jeweils möglichst klein sein sollten, damit ein geringer Phasenverzug zwischen Fahrervorgabe und Fahrzeugreaktion entsteht und eine gute Dämpfung existiert. Für den Anstieg der Querbewegung wird ebenfalls die Zeit  $T_{R,a_q}$  bis zum Erreichen des Wertes  $0.9 \cdot a_q$  als Beurteilungsgröße verwendet. Der maximale Schwimmwinkel bei diesem Fahrmanöver  $|\beta_{max}|$  steht im Zusammenhang mit der Fahrsicherheit und sollte dementsprechend möglichst klein sein. Um eine objektive Bewertung mit sehr guter Korrelation zum subjektiven Fahrempfinden zu bekommen, wird bei herkömmlichen Fahrzeugen häufig ein zusammengesetztes Kriterium aus stationärem Schwimmwinkel und Anstiegszeit der Giergeschwindigkeit bis zum Maximalwert mit  $TB = \beta_{stat} \cdot T_{\dot{\psi},max}$  definiert. Mit diesen Bewertungskriterien ist es nun möglich, auch das dynamische Verhalten des Fahrzeugs objektiv beurteilen zu können.

### Gierverstärkung

Das Fahrmanöver *Gierverstärkung* wird dazu verwendet, um die stationären Lenkreaktionen des Fahrzeugs bei gleich bleibender Querbewegung in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit zu bestimmen. Speziell die Gierreaktion spielt dabei eine entscheidende Rolle. Neben der *Giergeschwindigkeit* werden *Fahrgeschwindigkeit*, *Lenkradwinkel* und *Querbewegung* gemessen und ausgewertet. Der Lenkradwinkel wird dabei sinusförmig mit einer Frequenz von 0.2Hz und einer entsprechenden Amplitude angeregt, damit sich eine Querbewegung von ca.  $4m/s^2$  einstellt. Die Anfangsgeschwindigkeit beträgt 20km/h und wird in Schritten von 20km/h bis zur maximalen Fahrgeschwindigkeit gesteigert. Zur Bewertung des Gierverhaltens wird der Gierverstärkungsfaktor  $(\dot{\psi}/\delta_F)_{stat}$  für jeden Messpunkt in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit berechnet. In Abbildung 3.21a ist der ausgewertete Gierverstärkungsfaktor einer Messfahrt dargestellt. Der maxi-

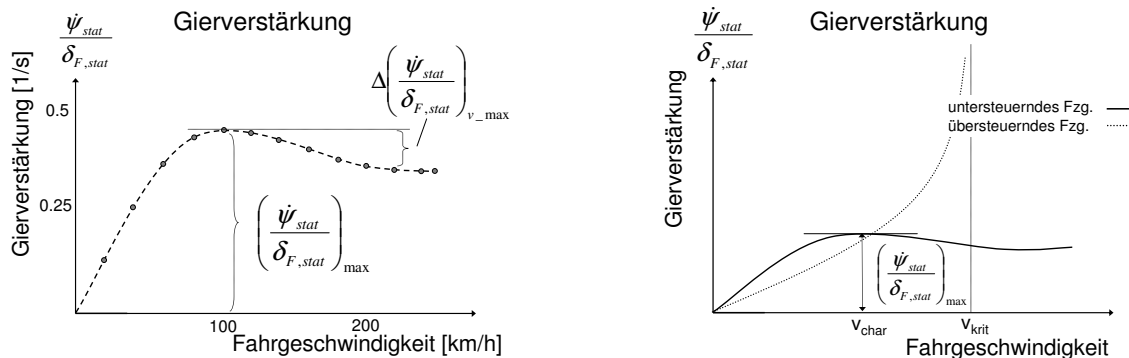


Abbildung 3.21: a) Darstellung der gemessenen Gierverstärkung in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit b) Vergleich der Gierverstärkung bei untersteuernden und übersteuernden Fahrzeugen

male Gierverstärkungsfaktor  $(\dot{\psi}/\delta_F)_{stat,max}$  und die dazugehörige charakteristische Fahrgeschwindigkeit  $v_{char}$  sind objektive Kriterien zur Beurteilung der Lenkempfindlichkeit eines untersteuernden Fahrzeugs. Abbildung 3.21b zeigt zudem den Gierverstärkungsverlauf eines übersteuernden Fahrzeugs, bei dem ab einer kritischen Fahrgeschwindigkeit  $v_{krit}$  die Lenkempfindlichkeit gegen unendlich geht und das Fahrzeug nicht mehr stabilisiert werden kann. Aus diesem Grund werden die meisten Fahrzeuge leicht untersteuernd ausgelegt. Die charakteristische Geschwindigkeit, die den Fahrzustand mit größtmöglicher Lenkempfindlichkeit charakterisiert, sollte möglichst im unteren bis mittleren Geschwindigkeitsbereich

liegen, um ein direktes Lenkgefühl zu bekommen, und bei höheren Fahrgeschwindigkeiten sollte die Gierverstärkung wieder kleiner werden, um eine indirektere Lenkung zu realisieren. Die Gierverstärkungsdifferenz zum Maximalwert sollte daher möglichst groß sein. Speziell bei Systemen, die das Lenkverhalten beeinflussen, spielt dieses Bewertungsmanöver eine entscheidende Rolle.

### Frequenzgang

Das Fahrmanöver *Frequenzgang* wird verwendet, um das dynamische Verhalten von Fahrzeugen zu untersuchen und speziell die Abhängigkeit der Fahrzeugreaktionen auf eine Lenkvorgabe von der Anregungsfrequenz zu beschreiben. Infolge einer sinusförmigen Lenkvorgabe stellt sich nach dem Einschwingvorgang ebenfalls eine sinusförmige Fahrzeugreaktion ein, allerdings mit unterschiedlicher Amplitude und Phase. Über das Amplitudenverhältnis und die Phasenverschiebung von Ausgangssignal zu Eingangssignal wird der Frequenzgang berechnet, der sich in Amplituden- und Phasengang unterteilt. Der Frequenzgang beschreibt das dynamische Übertragungsverhalten zwischen den Ein- und Ausgangssignalen. Das Eingangssignal entspricht vorwiegend dem Lenkradwinkel. Die für die Auswertung notwendigen Messgrößen sind daher *Fahrgeschwindigkeit*, *Lenkradwinkel*, *Schwimmwinkel*, *Giergeschwindigkeit*, *Quereschleunigung* und *Wankwinkel*. Die sinusförmige Lenkwinkelvorgabe erfolgt bei einer Fahrgeschwindigkeit von 80km/h mit konstanter Lenkwinkelamplitude, wobei die Anregungsfrequenz ausgehend von 0.2Hz bis 3Hz stetig gesteigert wird. Die Lenkwinkelamplitude wird so gewählt, dass sich eine Quereschleunigung von ca.  $4m/s^2$  ergibt. Bei der Ausführung des Manövers sollte dabei beachtet werden, dass ausreichend viele Schwingungen pro Anregungsfrequenz aufgezeichnet werden, um eine zuverlässige Auswertung durchführen zu können. Bei der Auswertung sind hauptsächlich der Giergeschwindigkeitsfrequenzgang, der Quereschleunigungsfrequenzgang, der Schwimmwinkelfrequenzgang und der Wankwinkelfrequenzgang von Interesse. Die folgende Abbildung 3.22 zeigt einen Giergeschwindigkeitsfrequenzgang eines Kraftfahrzeugs in Form von Amplitudenverhältnis und Phasenwinkel für unterschiedliche Fahrgeschwindigkeiten. Über

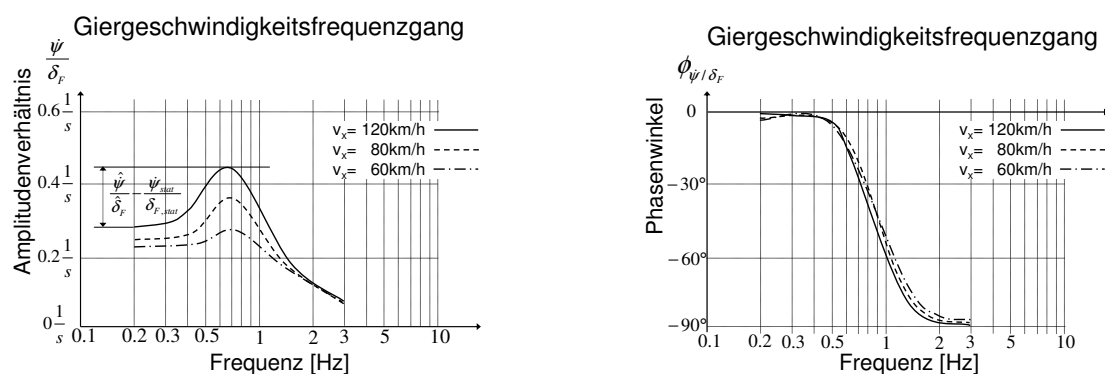


Abbildung 3.22: Amplituden- und Phasengang des Giergeschwindigkeitsfrequenzganges

das Fahrmanöver *Gierverstärkung* ist bereits bekannt, dass die stationäre Gierverstärkung stark von der Fahrgeschwindigkeit abhängt. Diese Abhängigkeit wird auch in dem Frequenzgang deutlich, da das Amplitudenverhältnis für sehr kleine Anregungsfrequenzen der stationären Gierverstärkung entspricht. Die Abhängigkeit der Fahrzeug-Gierreaktion von der Fahrgeschwindigkeit zeigt sich deutlich, wenn die Anregungsfrequenz des Lenkradwinkels der Eigenfrequenz entspricht. Bei höheren Fahrgeschwindigkeiten wird die Amplitudenüberhöhung zunehmend größer und die Gierdämpfung nimmt damit spürbar ab. Für

niedrige Fahrgeschwindigkeiten gibt es kaum eine Resonanzüberhöhung, was auf eine hohe Gierdämpfung schließen lässt. Im Resonanzbereich sind bei hohen Fahrgeschwindigkeiten starke Fahrzeug-Gierreaktionen zu erwarten. Beim Phasengang dagegen wird deutlich, dass bei höheren Fahrgeschwindigkeiten und kleinen Anregungsfrequenzen der meist negative Phasenwinkel zwischen Lenkradwinkel und Giergeschwindigkeit betragsmäßig abnimmt. Bei sehr hohen Fahrgeschwindigkeiten können nach [54] sogar positive Phasenwinkel auftreten. Bei Anregungsfrequenzen oberhalb des Resonanzbereichs nimmt die Gierreaktion des Fahrzeugs kontinuierlich ab. Die Beurteilung des Fahrverhaltens erfolgt über die stationäre Gierverstärkung, über die Gierdämpfung anhand der Gierüberhöhung, über den Abfall des Amplitudenganges bei höheren Anregungsfrequenzen und über den Phasenwinkel.

### Einfacher Fahrspurwechsel

Normalerweise wird das Fahrmanöver *einfacher Fahrspurwechsel* als closed-loop-Manöver ausgeführt, wobei zwei Gassen mit Pylonen abgesteckt werden, die den Fahrspurwechsel kennzeichnen. Der Fahrer als Teil des Regelkreises ist notwendig, um das Fahrzeug durch die Gassen so schnell wie möglich zu manövrieren ohne die Pylonen zu berühren. Die grundlegenden Eigenschaften dieses Fahrmanövers können aber auch ohne den Einfluss des Fahrers untersucht werden, indem die Lenkvorgabe durch eine symmetrische Lenkbewegung definiert und vorgegeben wird. Eine sinusförmige Anregung über eine Periodenlänge entspricht in einfacher Weise einem Wechsel zwischen zwei Fahrspuren. Die Fahrgeschwindigkeit sollte dabei ca. 80km/h betragen und möglichst konstant gehalten werden, um Längsdynamik-Effekte auszuschließen. Mit einer Frequenz von  $0.5\text{Hz}$  wird die Lenkbewegung in einer kritischen Fahrsituation abgebildet. Die Amplitude der sinusförmigen Lenkbewegung wird dabei so gewählt, dass verschiedene Querschleunigungszustände erreicht werden und die Annäherung an den fahrdynamischen Grenzbereich untersucht werden kann. Das Fahrmanöver wird dazu verwendet, um die Stabilität und die Schnelligkeit der Fahrzeugreaktion zu analysieren. Die Messgrößen sind *Fahrgeschwindigkeit*, *Lenkradwinkel*, *Schwimmwinkel* und *Querschleunigung*. Die Auswertung erfolgt anhand der Maximalwerte von Schwimmwinkel und Querschleunigung und deren Phasenwinkeln. Der maximale Schwimmwinkel  $|\beta|_{max}$  bestimmt auch das Fahrverhalten und sollte daher möglichst klein sein. Über die maximale Querschleunigung  $|a_q|_{max}$  kann die Ausweichbewegung des Fahrzeugs untersucht werden. Die Phasenwinkel von Schwimmwinkel und Querschleunigung bezogen auf den Lenkradwinkel sollten möglichst klein sein, um ein spontanes Ansprechen und eine schnelle Fahrzeugreaktion zu bekommen.

### Lastwechselreaktion bei Kreisfahrt

Das instationäre Kurvenverhalten wird bei dem Fahrmanöver *Lastwechselreaktion bei Kreisfahrt* untersucht. Durch den Lastwechsel während einer Kurvenfahrt wird das Zusammenwirken von Längs- und Querdynamik aufgezeigt. Die zur Bewertung herangezogenen Größen sind *Fahrgeschwindigkeit*, *Lenkradwinkel*, *Giergeschwindigkeit*, *Schwimmwinkel* und *Querschleunigung*. Die Quergeschwindigkeit wird über die Beziehung zwischen Fahrgeschwindigkeit und Schwimmwinkel bestimmt. Bei der Durchführung wird das Fahrzeug unter Motorantrieb auf einer Kreisbahn gefahren, wobei die Lenkamplitude so gewählt wird, dass wieder verschiedene Querschleunigungszustände erreicht werden. Das Fahrpedal wird dann aus der stationären Kurvenfahrt abrupt losgelassen und der Lenkradwinkel konstant gehalten. Durch die Schleppmomentenwirkung des Motors wird das Fahrzeug verzögert und es entsteht eine Radlastverlagerung von der Hinterachse zur Vorder-

achse. Aufgrund der sich ändernden Radlasten entstehen Seitenkraftänderungen, die eine Kursänderung bewirken. Zumeist wird die Querdynamik durch ein eindrehendes Giermoment beeinflusst. Da die Seitenkraftcharakteristik aufgrund der auftretenden Umfangskräfte infolge des Schleppmomentes an den Antriebsrädern beeinflusst wird, reagiert das Fahrzeug bei diesem Manöver umso kritischer, je mehr man sich dem querdynamischen Grenzbereich nähert. Die Antriebsart spielt dabei auch eine wesentliche Rolle. Die Bewertung der Lastwechselreaktion bei Kurvenfahrt erfolgt hauptsächlich über die so genannten *1-Sekunden-Werte*, vgl. [73]. Damit werden die Änderungen der Fahrzeugreaktionen *Giergeschwindigkeit* und *Querb beschleunigung* eine Sekunde nach dem Lastwechsel beschrieben und bewertet. Es werden dabei sowohl die absoluten Werte  $\Delta\dot{\psi}_{1sek}$  bzw.  $\Delta a_{q,1sek}$  als auch die auf den stationären Referenzwert der Kurvenfahrt bezogenen Werte  $\Delta\dot{\psi}_{1sek}/\dot{\psi}_{ref}$  bzw.  $\Delta a_{q,1sek}/a_{q,ref}$  betrachtet. Die Kenngrößen sollten möglichst klein sein, damit der Fahrer bei der Korrektur nicht überfordert ist. Zusätzlich wird eine in die Kurve leicht eindrehende Querbewegung bevorzugt, damit der Fahrer bei abnehmenden Kurvenradius unterstützt wird. Wenn möglich kann hier auch der *1-Sekunden-Wert* der Bahnabweichung betrachtet werden. Das Fahrverhalten wird auch in diesem Fall über den maximalen Schwimmwinkel  $|\beta|_{max}$  beurteilt, der bei dem Fahrmanöver auftritt.

### 3.4.2 Manöver zur Systembeurteilung

#### Vorbeifahrt an Seitenwindgebläse

Um das Seitenwindverhalten und die Seitenwindempfindlichkeit von Fahrzeugen beurteilen und charakterisieren zu können, wird meist das Testverfahren *Vorbeifahrt am Seitenwindgebläse* verwendet. Mit diesem Testverfahren ist es zudem möglich, das Verhalten von Fahrzeugen und deren Regelsystemen auf äußere Störungen zu untersuchen. Unter Einfluss von Seitenwind wirken auf ein Fahrzeug Kräfte, die eine Richtungsänderung und einen Kursversatz verursachen können. Bewertet wird dann das Ausmaß der Störung und der erforderliche Regelaufwand für den Fahrer, um die Fahrzeugreaktionen wieder zu kompensieren. Dazu sind die Standard-Fahrdynamik-Messgrößen *Fahrgeschwindigkeit*, *Lenkradwinkel*, *Giergeschwindigkeit*, *Schwimmwinkel* und *Querb beschleunigung* notwendig. Das Fahrzeug wird mit konstanter Fahrgeschwindigkeit im Bereich zwischen 100 und 160km/h parallel zum Seitenwindgebläse mit fest gehaltenem Lenkrad bewegt. Die Windgeschwindigkeit beträgt je nach Abstand zur Windanlage ca. 54 bis 72km/h. Die folgende Abbildung 3.23 zeigt die schematische Darstellung des Testverfahrens *Vorbeifahrt am Seitenwindgebläse* und das Bild einer Seitenwindanlage auf einer Teststrecke. Zur Bewertung wird die

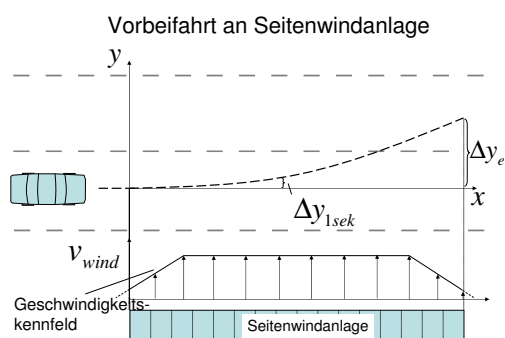


Abbildung 3.23: a) Vorbeifahrt an einer Seitenwindanlage b) Abbildung der Seitenwindanlage auf einem speziellen Testgelände



Kursabweichung des Fahrzeugs aufgrund des Seitenwinds und die vom Fahrer spürbare Querbeschleunigung verwendet, die einerseits den Fahrkomfort reduziert und andererseits die Fahrsicherheit beeinträchtigt. [69] zeigt, dass die Vorbeifahrt am Seitenwindgebläse mit festgehaltenem Lenkrad Kennwerte liefert, die einen starken Zusammenhang mit dem subjektiven Urteil im geschlossenen Regelkreis haben. Diese Kennwerte sind neben der Kursabweichung mit dem *1-Sekunden-Wert*  $\Delta y_{1sek}$  und der Abweichung  $\Delta y_e$  am Ende der Anlage die Maximalwerte von Querbeschleunigung  $a_{q,max}$  und Giergeschwindigkeit  $\dot{\psi}_{max}$ . Darüber hinaus kann die Charakteristik des Giergeschwindigkeits- und Schwimmwinkelverlaufs zur vergleichenden Bewertung herangezogen werden. Grundsätzlich lässt sich sagen, dass die Auswirkungen der Störung auf die Querdynamik möglichst gering sein sollten und damit die Kennwerte ebenfalls möglichst klein sein sollten.

### Ablaufen bei geneigter Fahrbahn

Der Geradeauslauf eines Fahrzeugs hat bei der Entwicklung von Kraftfahrzeugen einen sehr hohen Stellenwert, da das Fahrscenario Geradeausfahrt mit konstanter Geschwindigkeit sehr häufig im Alltag auftritt. In diesem Betriebszustand erwartet der Fahrer nach [73] eine möglichst selbstständige Führung des Fahrzeugs, bei der keine Haltekräfte am Lenkrad und nur geringe Lenkbewegungen zur Korrektur erforderlich sind. Speziell Fahrbahnquerneigungen führen dazu, dass ein Fahrzeug in Richtung des niedriger gelegenen Fahrbahnrandes hin abläuft. Mit dem Testverfahren *Ablaufen bei geneigter Fahrbahn* werden die Auswirkungen einer quergeneigten Fahrbahn bei Geradeausfahrt untersucht. Aufgrund der geringen Quergeschwindigkeiten beim Ablaufen werden hohe Anforderungen an die Messgenauigkeit der Sensoren gestellt. Die notwendigen Messgrößen sind *Fahrgeschwindigkeit, Lenkradwinkel, Lenkmoment, Giergeschwindigkeit, Schwimmwinkel* und *Querbeschleunigung*. Die Durchführung erfolgt auf einer geraden Teststrecke mit definierter Fahrbahnquerneigung  $\phi_s$  und Fahrbahnbreite  $b_s$ . Das Fahrzeug wird mit konstanter Fahrgeschwindigkeit bei 100km/h entlang dem höher gelegenen Fahrbahnrand gefahren und dann das Lenkrad in Nullstellung losgelassen. Das Manöver ist beendet, wenn das Fahrzeug die andere Fahrbahnmarkierung erreicht. Der zurückgelegte Weg  $s_1 - s_0$  definiert über die bekannte Fahrbahnbreite die Querabweichung des Fahrzeugs bei Fahrbahnquerneigung. Dieser Kennwert sollte so groß wie möglich sein, damit die Quer- und Gierbewegung des Fahrzeugs aufgrund der quergeneigten Fahrbahn möglichst gering ist. Abbildung 3.24 zeigt die Darstellung der Teststrecke mit dem Höhenprofil einer Fahrbahn mit Querneigung und den dazugehörigen Kennwerten. Dieses Testverfahren wird als *open-loop-Manöver* bezeichnet, da der Fahrer während der Messfahrt das Lenkrad loslässt und damit nicht in den Regelkreis mit eingebunden ist. Neben dieser Methode gibt es noch eine weitere Variante, bei der der Fahrer die Fahrzeugführung wieder übernimmt und versucht, das Fahrzeug so exakt wie möglich in der Mitte der Fahrbahn zu halten. Die Bewertung erfolgt dann anschließend über die Auswertung des erforderlichen Lenkmoments und Lenkwinkels, um die Störungen infolge der Fahrbahnquerneigung zu kompensieren. Allerdings spielen die Qualitäten und Eigenschaften des Fahrers eine entscheidende Rolle, um die Reproduzierbarkeit und Genauigkeit zu gewährleisten.

### Ansprechverhalten

Mit dem Fahrmanöver *Ansprechverhalten* werden die Fahreigenschaften eines Fahrzeugs beim Übergang von Geradeausfahrt in eine Kurvenfahrt untersucht. Die Fahrzeugreaktionen auf Lenkvorgaben werden dabei in Bezug auf Ansprechzeit, Aufbau der Fahrzeugbewegung, Überschwingen und Nachschwingungen von Quer- und Gierbewegungen bewertet.

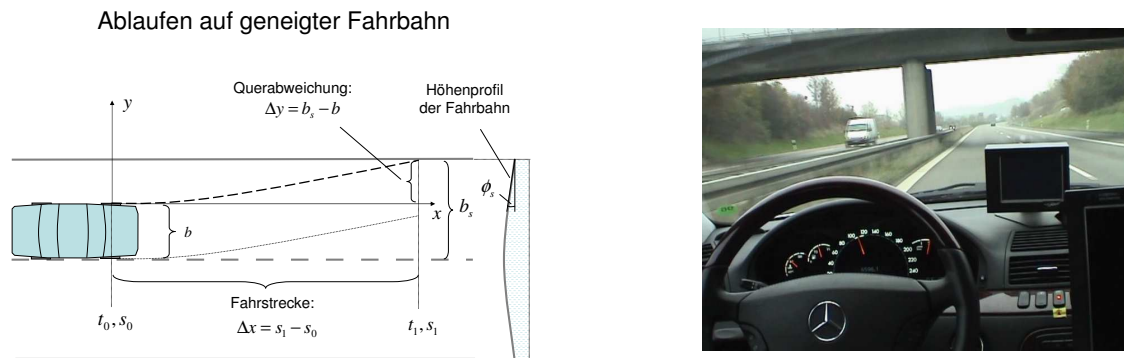


Abbildung 3.24: a) Ablaufen auf geneigter Fahrbahn b) Beispiel einer Teststrecke mit Fahrbahnquerneigung

Mit dem bereits vorgestellten *Lenkwinkelsprung* wurde ein Fahrmanöver beschrieben, mit dem das Übergangsverhalten von Geradeausfahrt auf die quasistationären Fahrzeugreaktionen bei mittlerer bis hoher Kraftschlussbeanspruchung bewertet werden können. Beim *Ansprechverhalten* dagegen wird der Anlenkvorgang im Normalfahrbereich durch leichtes Anlenken aus der Geradeausfahrt analysiert. Dabei wird aus konstanter Geradeausfahrt das Fahrzeug sinusförmig angeregt und die Fahrgeschwindigkeit allmählich gesteigert. Das Testverfahren entspricht der bereits vorgestellten *Gierverstärkung*, allerdings bei entsprechend kleinerem Querschleunigungsbereich, ca.  $0.5$  bis  $2\text{m/s}^2$ . Der Verlauf der Gierverstärkung über der Fahrgeschwindigkeit und die Ansprechzeit auf Lenkvorgaben sind wesentliche Kriterien bei diesem Testverfahren. Neben den objektiven Kriterien spielt bei diesem Manöver aber auch das subjektive Empfinden eine große Rolle. Das Fahrzeug sollte dabei spontan ohne großen Phasenverzug und möglichst proportional auf die Fahrervorgaben reagieren, damit der Fahrer das Fahrverhalten positiv bewertet. Dieses Testverfahren eignet sich zudem sehr gut, um Regelsysteme zu bewerten, die die Lenk- und Giereigenschaften des Fahrzeugs bei niedriger Kraftschlussbeanspruchung beeinflussen wie beispielsweise aktive Lenksysteme oder aktive Federungssysteme. Abbildung 3.25 zeigt den Vergleich der Gierverstärkung eines Fahrzeugs mit ein- und ausgeschalteter Überlagerungslenkung, mit der in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit die Lenkübersetzung variiert wurde.

### Spurhaltung

Das Testverfahren *Spurhaltung* wird dazu verwendet, um Fahrzeuge zu untersuchen, die mit Systemen zur Spurhaltung oder Spurhaltungsunterstützung ausgestattet sind. Die Bandbreite der aktuellen Spurhaltungssysteme reicht von einfachen Systemen, die vor einem Verlassen der Fahrbahn warnen, über Systeme, die ein Spurabkommen verhindern, bis hin zu autonom fahrenden Fahrzeugsystemen. Die zur Auswertung notwendigen Messgrößen sind *Fahrgeschwindigkeit*, *Lenkradwinkel*, *Giergeschwindigkeit*, *Querschleunigung* sowie die *Querabweichung* zur Fahrbahnmitte und der *Gierwinkel* zum Fahrbahnverlauf. Das Manöver findet auf einer definierten Teststrecke statt, die über herkömmliche Fahrbahnmarkierungen verfügt und Streckenabschnitte für Geradeausfahrt und für Kurvenfahrt beinhaltet. Zusätzlich sollten Störungen wie Fahrbahnquerneigung oder Seitenwind integriert werden, um die Reaktion des Spurhaltungssystems auf Störeffekte untersuchen zu können. Über eine Einrichtung zur Umgebungserfassung werden die Fahrbahnmarkierungen und die aktuelle Fahrzeugposition erfasst und das Fahrzeug wird über ein akti-

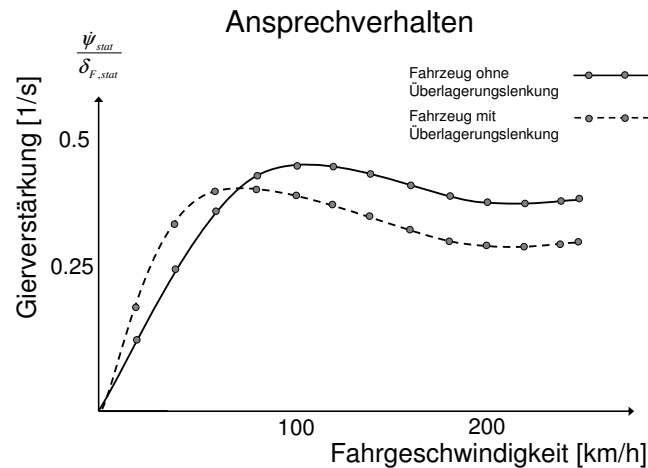


Abbildung 3.25: Vergleich der Gierverstärkung eines Fahrzeugs mit aktivem Lenksystem

ves Regelsystem auf der Fahrs pur gehalten. Die aktiven Stelleingriffe zur Kurskorrektur können dabei sowohl von aktiven Lenksystemen als auch von Bremsenregelsystemen oder von aktiven Federungssystemen kommen. Speziell die Lenkbewegungen zur Spurhaltung durch aktive Brems- und Federungssysteme werden in dieser Arbeit untersucht. Die Bewertung des Gesamtsystems erfolgt über die Auswertung der Querabweichung des Fahrzeugs zur Fahrbahnmitte, der Giergeschwindigkeits- und Querb beschleunigungsdifferenz zu einem berechneten Referenzwert sowie über den notwendigen Lenkaufwand des Fahrers. Die Ausregelung der Störungen zur Solltrajektorie sollten zudem zügig erfolgen, keine Überschwingungen haben und nicht hektisch auf den Fahrer wirken.

### 3.4.3 Manöver zur Fahrsicherheitsbewertung

#### ISO-Doppelspurwechsel

Dieses Fahrmanöver ermöglicht eine subjektive und objektive Beurteilung des Fahrverhaltens im geschlossenen Regelkreis in einer verkehrsbezogenen Situation wie beispielsweise einem Ausweichen oder Umfahren plötzlich auftretender Hindernisse. Die wechselseitige Anregung bei diesem Manöver führt zu einer Wank- und Gierbewegung des Fahrzeugs mit deutlichen Überhöhungen bei bestimmten Anregungsfrequenzen. Durch die dynamische Anregung des Fahrzeugs im Bereich hoher Kraftschlussbeanspruchung wird zudem eine Bewertung der Kippsicherheit ermöglicht. Da der Fahrer bei diesem Manöver in den Regelkreis stark eingebunden ist, handelt es sich bei dem *ISO-Doppelspurwechsel* um ein *closed-loop-Manöver*. Je nach Fahrertyp gibt es unterschiedliche Lenkstrategien, die zu einer weiten Streuung der aufgezeichneten Messgrößen führen und damit objektive Bewertungen erschweren. Die erforderlichen Messgrößen sind *Fahrgeschwindigkeit*, *Lenkradwinkel*, *Giergeschwindigkeit*, *Schwimmwinkel*, *Querb beschleunigung*, *Wankwinkel* und *Radlasten* sowie die berechnete *Durchschnittsgeschwindigkeit* über eine Zeitmessung mit Lichtschrankensignal. Mit Hilfe von Pylonengassen wird ein Kurs markiert, der einer bestimmten Fahr situation, beispielsweise einem doppeltem Fahrs purwechsel, entspricht. Das Manöver wird aus der Geradeausfahrt mit konstanter Fahrgeschwindigkeit gestartet. Beim Durchfahren das markierten Kurses dürfen keine Pylonen berührt werden und Brems- und Fahrpedal werden nach Eintritt in die erste Gasse nicht mehr verwendet. Das Fahrzeug wird alleine

durch die Lenkvorgabe des Fahrers durch den vorgegebenen Kurs manövriert. Die konstante Anfangsfahrtsgeschwindigkeit wird dann so lange gesteigert, bis eine maximale Geschwindigkeit erreicht wird, bei der alle Pylonen beim Durchfahren noch stehen bleiben. Die Aufstellung der Pylonengassen erfolgt nach definierten Vorgaben. Dabei gibt es verschiedene Spurwechselmanöver, die sich durch die Kurszusammenstellung unterscheiden. Dadurch wird es möglich, verschiedene Fahrsituationen in unterschiedlichen Geschwindigkeitsbereichen darzustellen. In der folgenden Abbildung 3.26 ist der *ISO-Doppelspurwechsel* nach DIN 3888-1 abgebildet. Dieses Manöver stellt einen Ausweichtest dar, wie er beispielsweise auf einer Autobahn vorkommen kann. Das bekannteste Kriterium für dieses Manöver ist

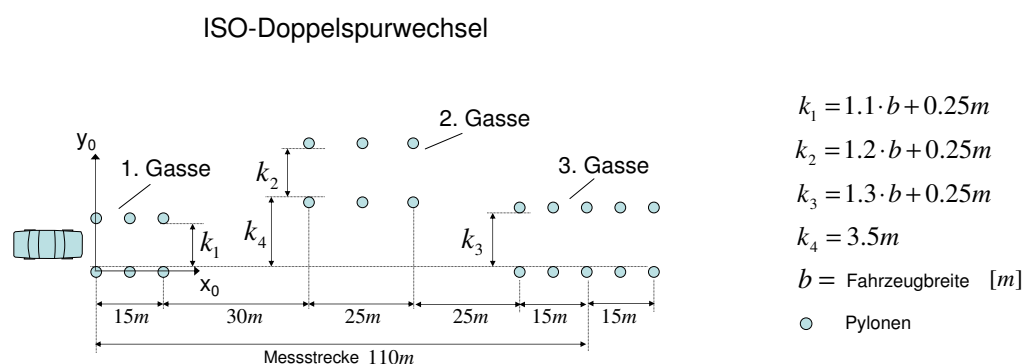


Abbildung 3.26: ISO-Doppelspurwechsel

die maximale Durchfahrtsgeschwindigkeit. Sie gilt als Maß für Agilität und Fahrsicherheit. Zusätzlich kann speziell die Fahrsicherheit über die Maximalwerte von Giergeschwindigkeit, Querbeschleunigung und Schwimmwinkel sowie über den Auf- und Abbau der Gierreaktion bewertet werden. Die Lenkcharakteristik dagegen gibt Auskunft über die Lenkeigenschaften des Fahrzeugs. Um die Kippsicherheit von Fahrzeugen beurteilen zu können, werden der maximale Wankwinkel und wenn möglich auch die dynamischen Radlasten verwendet. Die Vorgabe für ein kippsicheres Fahrzeug ist, dass mindestens drei Räder bei dem Fahrmanöver auf dem Boden bleiben. Die maximale Durchfahrtsgeschwindigkeit sollte dabei so groß wie möglich sein. Ein gutes Fahrverhalten wird dadurch ausgezeichnet, dass das Fahrzeug präzise und ohne Phasenverzug auf den vorgegebenen Lenkradwinkel folgt und keine hektischen Überreaktionen auftreten.

### Kurvenbremsen

Zur Bewertung der Fahreigenschaften bei gleichzeitigem Bremsen und Lenken wird das Testverfahren *Kurvenbremsen* verwendet, um quer- und längsdynamische Extremsituationen zu analysieren. Dabei sind die Gier- bzw. Kursstabilität sowie die Grenze der Lenkbarkeit wesentliche Kriterien. Im realen Fahrbetrieb treten gleichzeitige extreme Lenk- und Bremsmanöver hauptsächlich in langgezogenen Autobahnkurven bzw. an Autobahnausfahrten auf. Das Fahrverhalten wird dabei vorwiegend von Fahrwerk, Bremse, Antriebsart, Aerodynamik, Reifen und auch von den wirkenden Regelsystemen beeinträchtigt. Das Fahrmanöver ist dem Testverfahren *Lastwechselreaktion bei Kurvenfahrt* sehr ähnlich, allerdings mit wesentlich höherer Längsverzögerung. Zur Auswertung werden die

Größen *Fahrgeschwindigkeit*, *Lenkradwinkel*, *Bremsdruck*, *Giergeschwindigkeit*, *Längsbeschleunigung*, *Querbeschleunigung* und *Schwimmwinkel* gemessen. Das Bremsmanöver erfolgt dabei aus einer stationären Kreisfahrt mit definierter Fahrgeschwindigkeit und konstanter Querbeschleunigung sowie einer vorgegebenen Betätigung der Bremsanlage mit konstantem Bremsdruck. Fahrgeschwindigkeit, die durch den Lenkradwinkel vorgegebene Querbeschleunigung sowie der Bremsdruck werden über die Testreihen bis zum jeweiligen Maximalwert gesteigert. Dadurch werden alle mögliche Fahrsituationen vom sanften Bremsen bei leichter Kurvenfahrt bis hin zur Vollbremsung bei hohen Fahrgeschwindigkeiten während der Kurvenfahrt untersucht. Bei der Auswertung werden die Bremsmessungen in die Kategorien *Teilbremsung* und *Vollbremsung* differenziert. Bei der *Teilbremsung* wirken kleine bis mittlere Längsverzögerungen, und die Fahrzeugreaktionen ähneln denen beim Lastwechselreaktions-Manöver. Bei der *Vollbremsung* dagegen erreichen die Räder bei maximaler Verzögerung die Kraftschlussgrenzen und vorhandene Bremsregelsysteme greifen stabilisierend ein. Im Gegensatz zur *Teilbremsung*, bei der das grundlegende Fahrverhalten unterhalb der Regeleingriffsschwelle untersucht wird, werden hier hauptsächlich die stabilisierenden Eingriffe der Regelsysteme analysiert. Die Bewertung erfolgt über die seitliche Abweichung von dem durch den Lenkeinschlag vorgegebenen Kurs sowie über den Verlauf der auftretenden Gierbewegung bzw. des Schwimmwinkels und damit über die Gierstabilität. Daraus lassen sich Kennwerte wie beispielsweise maximale Giergeschwindigkeitsüberhöhung  $(\dot{\psi}_{max} - \dot{\psi}_{ref})/\dot{\psi}_{ref}$  und maximale Schwimmwinkelüberhöhung  $(\beta_{max} - \beta_{ref})/\beta_{ref}$  bezogen auf die stationären Zustandsgrößen  $\dot{\psi}_{ref}$  und  $\beta_{ref}$  ableiten. Weitere Kenngrößen sind Spurbabweichung  $\Delta y_e$  und Kurswinkelfehler  $\Delta \psi_e$  am Ende des Manövers. Zusätzlich werden die so genannten *1-Sekunden-Werte* von Querbeschleunigung, Giergeschwindigkeit, Schwimmwinkel und Spurbabweichung verwendet, um die Kennwerte  $(a_{q,1s} - a_{q,ref})/a_{q,ref}$ ,  $(\dot{\psi}_{1s} - \dot{\psi}_{ref})/\dot{\psi}_{ref}$ ,  $(\beta_{1s} - \beta_{ref})/\beta_{ref}$  und  $\Delta y_{1s}$  zu berechnen. Die folgende Abbildung 3.27 zeigt eine schematische Darstellung des Testverfahrens. Die hier vorgestellten Kennwerte korrelieren nach [73] alle relativ gut mit dem subjektivem

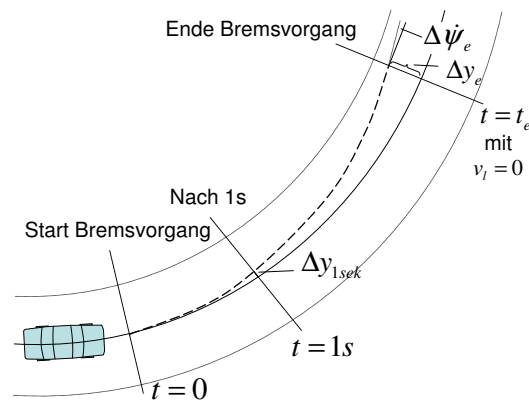


Abbildung 3.27: Testverfahren Kurvenbremsen

Fahrempfinden, die größte Bedeutung bei der Beurteilung haben aber die Maximalwerte von Giergeschwindigkeit und Schwimmwinkel sowie die Spurbabweichung am Ende des Bremsmanövers. Diese Spur- und Kursabweichung sollte in der Tendenz und im Ausmaß den Fahrer bei seiner Fahraufgabe während des kombinierten Lenk- und Bremsvorgangs durch leichtes Eindrehen in die Kurve unterstützen. Durch kleine Lenkkorrekturen ist es dem Fahrer dann einfach möglich, dem Fahrbahnverlauf zu folgen. Je näher man sich aber der Kraftschlussgrenze nähert sollte diese leichte Eindrehtendenz aus Sicherheitsgründen wieder abnehmen. Die Umsetzung dieser Forderung wird durch den Einsatz von aktiven Re-

geleingriffen eines Bremsregelsystems unterstützt. Die bezogenen Maximalwerte bewerten objektiv die Fahrstabilität und sollten daher möglichst klein sein, damit die Kursstabilität gewährleistet wird.

### Geradeausbremsen und $\mu$ -split-Bremsung

Um die Wirksamkeit der Bremsanlage und deren Regelsysteme beurteilen zu können, werden Bremsversuche aus der Geradeausfahrt heraus durchgeführt. Neben dem Verzögerungspotential wird während des Bremsvorgangs auch die Fahrstabilität beurteilt. Die Fahrbahngriffigkeit hat dabei einen entscheidenden Einfluss. Daher werden bei den Bremsversuchen die Fahrbahnreibwerte über den einzelnen Fahrversuchen variiert. Die Variation reicht dabei von homogenen Reibwerten auf der gesamten Fläche bis hin zu Streckenabschnitten mit unterschiedlichen Reibwerten. Das bekannteste Manöver mit unterschiedlichen Fahrbahnreibwerten ist die so genannte  $\mu$ -split-Bremsung, bei der das Fahrzeug mit zwei Rädern jeweils auf einem Straßenbelag mit Hochreibwert und auf der anderen Seite auf Niedrigreibwert gefahren und anschließend eine Maximalbremsung durchgeführt wird. Dieses Testverfahren eignet sich sehr gut, um den Designkonflikt von Bremsanlagen zwischen Bremswegoptimierung und Fahrstabilität bei äußeren Störungen aufzuzeigen und zu analysieren. Die notwendigen Messgrößen sind bei diesem Verfahren *Fahrgeschwindigkeit*, *Lenkradwinkel*, *Lenkradmoment*, *Querbesehleunigung*, *Giergeschwindigkeit*, *Gierbesehleunigung*, *Schwimmwinkel*, *Querabweichung*, *Bremsweg*, *Bremsdruck* und *Längsverzögerung*. Ausgangspunkt für das Bremsmanöver ist eine Geradeausfahrt mit konstanter Fahrgeschwindigkeit. Das Bremsmanöver erfolgt zu einem bestimmten Zeitpunkt mit definierter Verzögerung, wobei der Bremsdruck dann bis zur Maximalbremsung gesteigert wird. Bei der *open-loop*-Variante wird das Lenkrad in Nullstellung festgehalten und die Fahrzeugbewegung bewertet. Beim *closed-loop*-Manöver versucht der Fahrer, während des Bremsmanövers bis  $v_l = 0$  das Fahrzeug so exakt wie möglich in der Fahrspur zu halten. Der Lenkaufwand des Fahrers wird dabei zur Bewertung herangezogen. Die Kenngrößen sind jeweils der Bremsweg  $s_B$ , die mittlere und maximale Längsverzögerung  $\bar{a}_{l,B}$  bzw.  $a_{l,B}^{max}$  und für den *open-loop*-Fall der  $\mu$ -split-Bremsung die Querabweichungen  $\Delta y_{1s}$  und  $\Delta y_e$ , die *1-Sekunden-Werte*  $\dot{\psi}_{1s}$  und  $a_{q,1s}$  sowie die maximale Gierbesehleunigung  $\dot{\psi}_{max}$  und der maximale Schwimmwinkel  $\beta_{max}$ . Letztere Werte charakterisieren die Empfindlichkeit des Fahrzeugs bei äußeren Störungen infolge ungleicher Fahrbahngriffigkeiten und sollten demzufolge möglichst klein sein. Die Beurteilung von Bremsanlagen und Schlupfregelsystemen wie beispielsweise dem *Anti-Blockier-System* (ABS) oder dem *Elektronischen Stabilitätsprogramm* (ESP) ist mit diesem Testverfahren sehr gut möglich.

### Wedeln

Bei dem Testverfahren *Wedeln* wird das Fahrzeug harmonisch bis in den Grenzbereich gelenkt, um die Wirksamkeit von aktiven Regelsystemen zu untersuchen. Speziell die stabilisierenden Regeleinriffe von Fahrdynamiksystemen können hier überprüft werden. Dabei wird ein sinusförmiger Lenkwinkel mit steigender Amplitude so lange aufgeprägt, bis das Fahrzeug die Stabilitätsgrenze erreicht hat. Es ist darauf zu achten, dass auch der Bereich kleiner bis mittlerer Kraftschlussbeanspruchung abgebildet wird, bevor das Fahrzeug den querdynamischen Grenzbereich erreicht. Die Anregungsfrequenz sollte dabei so gewählt werden, dass die durch das Testverfahren *Frequenzgang* ermittelte Giereigenfrequenz angeregt wird, um eine maximale Gierreaktion zu erzielen. Um den längsdynamischen Einfluss möglichst auszuschließen, sollte die Fahrgeschwindigkeit durch eine feste Fahrpedalstellung konstant gehalten werden. Verzögerungen infolge aktiver Bremsingriffe dürfen aber durch

das Fahrpedal nicht kompensiert werden. Neben dieser *open-loop*-Variante des Manövers gibt es noch ein *closed-loop*-Verfahren, bei dem der Fahrer in den Regelkreis mit eingebunden wird und einer durch Pylonen abgesteckten, slalomähnlichen Sollbahn folgt. Die notwendigen Messgrößen sind *Fahrgeschwindigkeit*, *Lenkradwinkel*, *Giergeschwindigkeit*, *Querbearschleunigung*, *Schwimmwinkel* und *Wankwinkel*. Wenn sich das Fahrzeug dem Grenzbereich nähert, kann entweder ein instabiles Fahrverhalten auftreten oder das Fahrzeug meist durch aktive Regeleingriffe stabil gehalten werden. Der Lenkradwinkel bei Erreichen einer Instabilität ist ein erster Kennwert zur Beurteilung des Fahrverhaltens. Bei stabilem Verhalten werden die Maximalwerte von Schwimmwinkel und Querbearschleunigung verwendet. Ob stabiles oder instabiles Fahrverhalten im Grenzbereich vorliegt, kann anhand des Diagramms *Querbearschleunigung über Lenkradwinkel* überprüft werden. Dabei sollte sich der Kurvenverlauf spiralförmig bis zu einer einhüllenden Grenzkurve ausbreiten. Um möglichst gutes Fahrverhalten gewährleisten zu können, sollten zudem der maximale Schwimmwinkel relativ klein sein und die maximale Querbearschleunigung so groß wie möglich, um das vorhandene Kraftschlusspotential ganz auszunutzen. Das wichtigste Kriterium ist aber die Tatsache, ob das Fahrverhalten stabil im Grenzbereich bleibt.

### Manöver auf niedrigem Reibwert

Die Fahrbahnbeschaffenheit und vor allem der Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn haben einen enormen Einfluss auf das gesamte Fahrverhalten. Um allgemein die Fahrzeugcharakteristik auf einer Fahrbahnoberfläche mit niedrigem Reibwert zu analysieren und spezielle Fahrmanöver an den Kraftschlussgrenzen untersuchen zu können, werden Fahrversuche auf unterschiedlichen Niedrigreiwerten durchgeführt. Auf Testgeländen in Schweden werden auf zugefrorenen Seen verschiedene Flächen präpariert, deren Oberfläche beispielsweise aus herkömmlichem Schnee, bearbeitetem oder poliertem Eis bestehen und einen Reibwert zwischen 0.01 bis ca. 0.3 besitzen, siehe Abbildung 3.28. Das Ziel der Fahrmanöver auf Niedrigreiwert im Rahmen dieser Arbeit ist es, das Zusammenspiel aktiver Fahrwerk-Regelsysteme aus den Bereichen der Längsdynamik, Querdynamik und Vertikaldynamik zu untersuchen. Bei der Durchführung der Tests werden meist bekannte und hier vorgestellte Testverfahren wie beispielsweise *Lenksprung*, *Kreisfahrt*, *Doppelspurwechsel*, *Einfacher Fahrspurwechsel*, *Wedeln* und *Geradeausbremsen* verwendet. Die einzelnen Zielkriterien entsprechen in den meisten Fällen auch den Kriterien auf Hochreiwert, speziell sind aber hier Schwimmwinkel, Art der Bremsengriffe und Wirksamkeit der Regelsysteme zur Beurteilung der Regelsysteme und deren Zusammenspiel relevant.

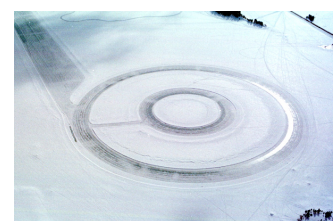


Abbildung 3.28: Teststrecke in Schweden auf Niedrig-Reibwert



## Kapitel 4

# Versuchsträger, Regelsysteme und Simulationstechnik

In diesem Kapitel werden Werkzeuge vorgestellt, die für die Analyse und Bewertung sowie für den Entwurf einer Koordinations-Regelung notwendig sind. Zuerst wird ein Versuchsfahrzeug vorgestellt, das mit allen relevanten aktiven Fahrwerk-Regelsystemen ausgestattet ist und über eine entsprechende Messtechnik sowie umfassende Fahrzustandsschätzung und den notwendigen Rechnersystemen verfügt. Anschließend wird die Gesamtfahrzeug-Simulationsumgebung näher beschrieben. Mit Hilfe der Simulation ist es möglich, Konflikte und Potentiale durch Verknüpfung von Regelsystemen zu untersuchen, eine Basis für eine Koordinations-Regelung zu erstellen und die entwickelten Regelkonzepte und Algorithmen zu testen.

### 4.1 Versuchsträger und Fahrwerk-Regelsysteme

#### 4.1.1 Versuchsfahrzeug

Versuchsträger sind notwendig, um einerseits bestimmte Effekte in der Realität analysieren zu können und andererseits die entwickelten Konzepte prototypisch umsetzen und realisieren zu können. Im Rahmen dieser Forschungsarbeit standen dafür verschiedene Versuchsfahrzeuge zur Verfügung. Die meisten Untersuchungen wurden mit einem V220E50-ABC durchgeführt. Die folgende Abbildung 4.1 zeigt dieses Forschungsfahrzeug. Der Versuchs-



Abbildung 4.1: Versuchsfahrzeug V220E50-ABC

träger V220E50-ABC entspricht einer Mercedes S-Klasse und verfügt über eine Vielzahl an seriennahen und zukünftigen aktiven Fahrwerk-Regelsystemen, um die Verknüpfung und Koordination der Regelsysteme untersuchen zu können. Im Einzelnen handelt es sich um das aktive Federungssystem *Active-Body-Control* (ABC), um das aktive Bremssystem



*Sensotronic-Brake-Control* (SBC), um das elektrische Lenksystem *Steer-by-Wire* (SBW) und um eine zusätzliche hydraulisch angesteuerte *Hinterachslenkung* (HAL). Diese Systeme können miteinander verknüpft und gezielt koordiniert werden. Zusätzlich verfügt das Fahrzeug über weitreichende Messtechnik zur Erfassung des kompletten Fahrzustands.

Zwei weitere ähnlich aufgebaute Fahrzeuge konnten zusätzlich für spezielle Messungen ebenfalls eingesetzt werden. Dabei handelt es sich um eine A-Klasse mit aktiver Hydropneumatik sowie aktiver Vorder- bzw. Hinterachslenkung und dem F400-Carving mit zusätzlicher aktiver Sturzverstellung der kurvenäußeren Räder. Alle Fahrzeuge sind mit entsprechender Messtechnik und echtzeitfähigen Fahrzeugrechnern ausgestattet, die im folgenden Kapitel näher beschrieben werden.

#### 4.1.2 Messtechnik und Rechnerarchitektur

Zur Bewertung und Analyse der Fahrdynamik sowie für die Fahrdynamik-Regelung ist die verwendete Messtechnik und Sensorik von großer Bedeutung. In Kapitel 3.4 sind die zur Bewertung relevanten Messsignale abhängig von den jeweiligen Testverfahren dargestellt. Die zur Aufzeichnung der Messsignale notwendigen Sensoren und deren Verknüpfung mit den entsprechenden Systemen sind für den Versuchsträger V220E50-ABC in Abbildung 4.2 schematisch aufgezeigt. Die Sensorplattform *IMAR* steht für das inertielle Messsystem

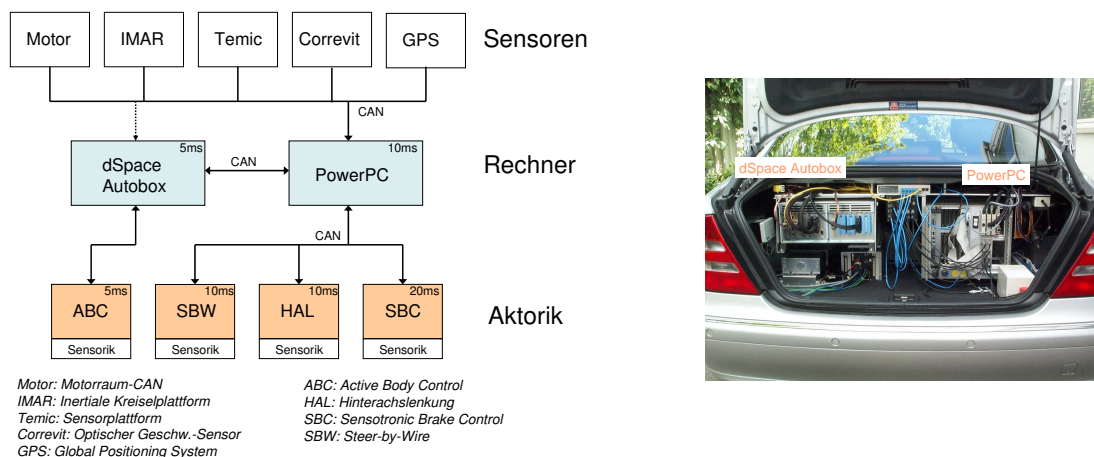


Abbildung 4.2: Rechnerarchitektur im Versuchsträger V220E50-ABC

mit faseroptischen Kreiseln der Firma IMAR und ist für fahrdynamische Untersuchungen erforderlich. Dieses körperfest angebrachte inertielle Messsystem wird dazu verwendet, um Beschleunigungen und Drehwinkelgeschwindigkeiten zu messen. Um die tatsächlichen inertialen Größen zu bekommen, muss der Schwerkräfteinfluss aufgrund der körperfesten Befestigung durch die genaue Lage und Orientierung des Fahrzeugs kompensiert werden. Eine GPS-Einheit stützt dabei die Kompensation. Der *Correvit*-Sensor der Firma Corrsys zeichnet die Fahrgeschwindigkeit in Längs- und Querrichtung berührungslos über einen optischen Wegaufnehmer auf. Dadurch kann neben der exakten Fahrgeschwindigkeit auch der *Schwimmwinkel* des Fahrzeugs während der Fahrmanöver ermittelt werden. Diese beiden Sensoren werden ausschließlich zur Beurteilung der Fahrdynamik verwendet. Da diese Messtechnik aus Kostengründen für einen Serieneinsatz nicht in Frage kommt, werden die notwendigen Messgrößen zur Fahrdynamik-Regelung von anderen Sensoren verwendet, wie beispielsweise CAN-Bus-Daten oder die gemessenen Signale der *Temic*-Sensorplattform. Über den *Motor*-CAN-Bus stehen Signale wie beispielsweise Raddreh-

zahlen, Gierrate und Lenkradwinkel zur Verfügung. Die *Temic*-Sensorplattform der Firma Temic liefert ebenfalls Beschleunigungen und Drehwinkelgeschwindigkeiten, allerdings mit einer höheren Auflösung und Genauigkeit, die eine Regelung über diese Signale ermöglicht. Über eine *GPS*-Einheit bekommt man ebenfalls Informationen über Position, Lage und Geschwindigkeit des Fahrzeugs. Zusätzlich zu dieser Messtechnik stehen weitere aktorspezifische Messgrößen zur Verfügung wie beispielsweise Bremsdruck der *SBC*-Bremsanlage, Lenkwinkel der *SBW*-und *HAL*-Lenkungen, Kräfte im Federbein des *ABC*-Systems. Alle diese Messsignale werden in zwei echtzeitfähigen Fahrzeugrechnern erfasst, aufbereitet und ggf. für die Fahrdynamik-Regelung verwendet. Bei den Fahrzeugrechnern handelt es sich einerseits um einen A-Muster-*PowerPC*, auf dem das Echtzeit-Betriebssystem *LynxOS* verwendet wird, und andererseits um eine *Tandem-Autobox* der Firma *dSpace*. Der *PowerPC* wird dazu verwendet, um die Algorithmen und Regelungen der *Steer-by-Wire*-Lenkung, der *Hinterachslenkung*, der *SBC*-Bremsenregelung und der *Fahrzustandsschätzung* im Fahrzeug zu realisieren. Zusätzlich dient der *PowerPC* zur Aufnahme und Aufbereitung der Messdaten sowie zur Integration neuer Regelkonzepte. Die *Tandem-Autobox* dagegen wird eingesetzt, um die Regelalgorithmen des aktiven Federungssystems und der Koordinations-Regelung im Fahrzeug zu betreiben und aktorspezifische Messdaten aufzuzeichnen. Zwischen den beiden Fahrzeugrechnern gibt es eine CAN-Verbindung, über die Informationen ausgetauscht werden.

### 4.1.3 Fahrwerk-Regelsysteme

#### Aktive Federung

Das aktive Federungssystem des V220E50-ABC entspricht einer serienmäßigen *Active-Body-Control*-Federung, welche wie bei einer herkömmlichen Federung eine Stahlfeder mit parallel geschaltetem Dämpfer besitzt. Zusätzlich zu diesen Komponenten befindet sich ein einfach wirkender Hydraulikzylinder in Reihe zu der Stahlfeder. Über ein Hydraulikventil kann dadurch der Fußpunkt der Stahlfeder verändert und damit die Kraft im Federbein beeinflusst werden. Dieses System wird als teilaktives Federungssystem bezeichnet, da ausschließlich die Aufbaubewegung des Fahrzeugs beeinflusst werden kann und die Räder dagegen durch passive Elemente bedämpft werden. Der Eigenfrequenzbereich der Aufbaubewegung liegt bei ca. 1 bis 2Hz, die Radeigenfrequenz bei ca. 10-14Hz. Der Regelbereich des ABC-Systems reicht bis maximal 5Hz. Die Aufgaben der *ABC*-Federung sind einerseits einen hohen Fahrkomfort zu erzielen, andererseits aber ein sportwagenähnliches Fahrverhalten mit geringen Aufbaubewegungen und Radlastschwankungen zu erreichen. Mit Hilfe der aktiven Federung werden diese Ansprüche bestmöglichst umgesetzt. Die dafür notwendigen Messgrößen und deren Verwendung sind im Folgenden näher beschrieben:

#### Sensorik: *Regelung*

Die vier Relativweg-Sensoren zwischen Aufbau und Rad werden dazu verwendet, um die Aufbaulage vollständig zu bestimmen. Vereinfachend wird hier angenommen, dass der Aufbau sich wie ein starrer Körper verhält und die Wank- und Nickbewegungen relativ klein sind. Mit Hilfe dieser Informationen kann nun eine entsprechende Niveauregulierung durchgeführt werden. Um einen möglichst hohen Fahrkomfort zu erzielen, müssen neben der Aufbaulage auch die Aufbaubeschleunigungen ermittelt werden. Dazu werden drei Beschleunigungssensoren an der Karosserie befestigt, die die vertikalen Beschleunigungen aufnehmen. Ein Regler versucht, diese Beschleunigungswerte so gering wie möglich zu halten, um damit den hohen Fahrkomfort zu gewährleisten.

Sensorik: *Steuerung*

Um bei dynamischen Fahrmanövern die Wank- und Nickbewegung des Aufbaus zu reduzieren, wird zusätzlich zur Niveauregulierung eine Störgrößenaufschaltung von Quer- und Längsbeschleunigung verwendet. Dazu sind Sensoren notwendig, die die Längs- und Querbeschleunigung erfassen.

Sensorik: *Kraft-Regelung* und *Überwachung*

Um die aktuelle Lage des Plungers im Hydraulikzylinder zu bestimmen, werden integrierte Plungerwegsensoren verwendet. Mit Hilfe dieser Plungerwegsensoren und den bereits erwähnten Relativweg-Sensoren können auch die aktuellen Kräfte im Federbein näherungsweise berechnet werden. Für die Ansteuerung der Saugdrossel und zur Überwachung der Öltemperatur werden zusätzlich der Systemdruck und die Öltemperatur gemessen.

Die folgende Abbildung 4.3 zeigt den schematischen Aufbau des *ABC*-Systems mit den einzelnen Komponenten, die im Fahrzeug integriert sind. Das aktive Federungssystem

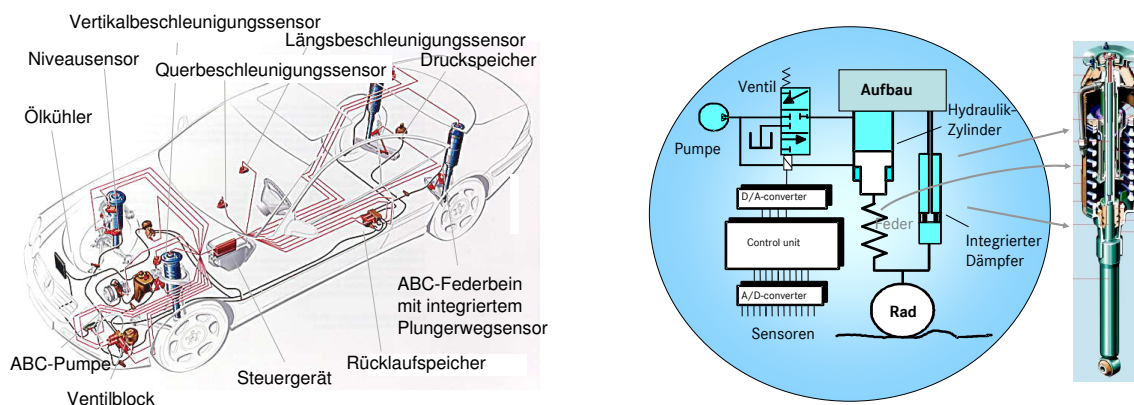


Abbildung 4.3: Active-Body-Control

*Active-Body-Control* bietet durch die Möglichkeit zur individuellen Radlastregelung große Potentiale zur Verknüpfung mit anderen Regelsystemen. Ausgangspunkt für die im Rahmen dieser Arbeit vorgestellten Ansätze zur Erweiterung und Koordinierung von aktiven Fahrwerk-Regelsystemen ist daher die aktive Federung.

## Bremsenregelung

Der Versuchsträger V220E50-ABC verfügt über die aktive Bremsenregelung *Sensotronic-Brake-Control (SBC)*. Die *SBC*-Bremsen ist ein elektronisch geregeltes Bremssystem mit einer hydraulischen Bremskraftverstärkung aus einem elektrisch regulierbaren Speicher-Pumpen-System. Dadurch ist es möglich, die Bremsdrücke in den Bremszylindern individuell anzusteuern und die Bremskraftverteilung der jeweiligen Fahrsituation anzupassen. Die elektrohydraulische Bremse *SBC* vereint die Funktionen des Bremskraftverstärkers, der *ABS/ASR*-Aggregate und des *ESP*-Systems, [9]. *ABS* steht dabei für das *Anti-Blockier-System*, *ASR* für die *Antriebs-Schlupf-Regelung* und *ESP* für das *Elektronische Stabilitätsprogramm*. Die *SBC*-Bremsanlage basiert auf dem *ESP*, wird aber durch eine Betätigungseinheit und eine zentrale Steuereinheit bestehend aus Hydraulikventilen, Speicher, Pumpenmotor, Bremsdrucksensoren sowie Elektronik und Software ergänzt. Mit der *SBC*-Bremsen ist es möglich, den Bremsdruck in den Radzylindern unabhängig vom Fahrereinfluss zu regeln und dadurch Funktionen zu realisieren, die über die herkömmlichen

*ABS, ASR, ESP*-Funktionalitäten hinausgehen. Beispiel dafür sind ein verkürzter Anhalteweg in Notsituationen durch Vorspannung der Bremsen und ein optimal geregeltes Pedalgefühl. Zudem erzielt die erhöhte Druckaufbaudynamik eine erhöhte Fahrsicherheit durch schnellere *ESP*-Stabilisierung. Aufgrund der vollständig elektronischen Druckregelung lässt sich die *SBC*-Bremse auch mit anderen Regelsystemen verknüpfen. Im Rahmen dieser Forschungsarbeit ist es wichtig, auch Bremsdrücke von außerhalb der Bremsenregelung vorgeben zu können, um eine Koordination mit anderen Regelsystemen zu ermöglichen. Die *SBC*-Bremse ermöglicht diese Schnittstelle. Besondere Bedeutung hat die Verknüpfung mit dem darin integrierten Stabilitätsprogramm *ESP*. Die *ESP*-Funktionalität wird daher im Folgenden näher beschrieben.

Die Aufgabe des *ESP* ist, das Schleudern von Fahrzeugen innerhalb der physikalischen Grenzen durch gezieltes Abbremsen einzelner Räder zu verhindern. Dabei vergleicht das *ESP*-Steuergerät ständig den Soll- und Istwert des Fahrzustands und steuert falls notwendig Eingriffe in Bremse bzw. im Motormanagement, [72]. Die folgende Abbildung 4.4 zeigt ein vereinfachtes Blockschaftbild eines *ESP*-Reglers mit den einzelnen Funktionen und den integrierten Komponenten. Die Funktion des *ESP*-Fahrdynamikreglers kann ein-

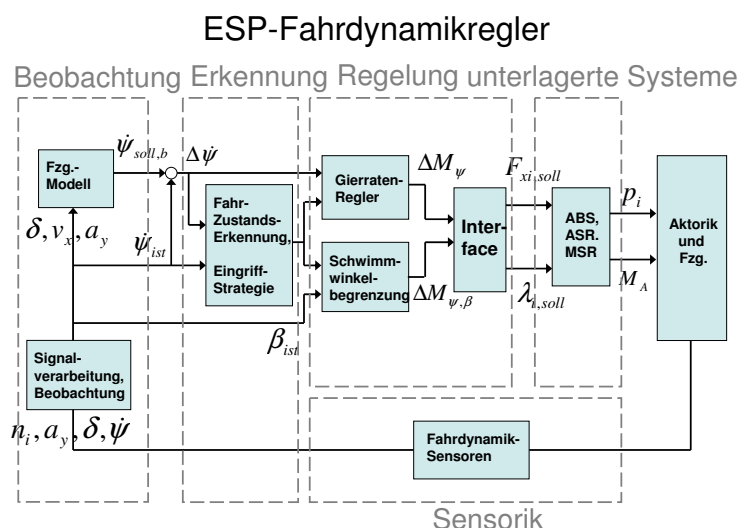


Abbildung 4.4: Vereinfachtes Blockschaftbild eines *ESP*-Reglers

geteilt werden in die Kategorien *Sensorik*, *Beobachtung*, *Erkennung*, *Regelung* und *Unterlagerte Systeme*. Die für die Fahrdynamikregelung relevanten Messgrößen sind *Radrehzahlen*, *Lenkradwinkel*, *Giergeschwindigkeit* und *Querbeschleunigung*. Mit Hilfe dieser gemessenen Größen werden weitere Fahrzustandsgrößen wie beispielsweise *Fahrgeschwindigkeit* und *Schwimmwinkel* ermittelt. Über ein mathematisches Fahrzeugmodell mit den Eingangsgrößen *Fahrgeschwindigkeit* und *Lenkradwinkel* wird das vom Fahrer gewünschte Fahrverhalten ermittelt und mit dem tatsächlichen gemessenen Fahrverhalten verglichen. Über diese Differenz und mit den gemessenen Zustandsgrößen kann nun erkannt werden, in welchem Fahrzustand das Fahrzeug sich gerade befindet, [55]. Übersteigt die Soll-Ist-Differenz eine vorgegebene Schwelle und handelt es sich dabei um einen kritischen Fahrzustand, wird über die Fahrdynamikregelung ein stabilisierendes Giermoment berechnet. Diese Giermomentenänderung wird dann in Abhängigkeit von dem Fahrzustand und einer Eingriffs-Strategie in die gewünschten Längskraftänderungen und Längschlüpfe am Reifen sowie eine Modifikation des Antriebsmoments umgerechnet. Diese Vorgaben werden an die unterlagerten Steuergeräte *ABS* (*Anti-Blockier-System*), *ASR* (*Antriebs-Schlupf-Regelung*)

und *MSR* (*Motor-Schleppmomenten-Regelung*) weitergegeben und dort entsprechend umgesetzt, siehe [94].

Die *ABS*-Regelung erkennt beim Bremsen frühzeitig die Blockierneigung eines oder mehrerer Räder und verringert gegebenenfalls den Bremsdruck an den entsprechenden Rädern. Dadurch wird erreicht, dass während des Bremsvorgangs noch ausreichend Seitenkraftpotential vorhanden ist um die Lenkbarkeit und Stabilität des Fahrzeugs sicherzustellen. Darüber hinaus wird bei einer *ABS*-Bremsung der Schlupf an den Rädern so eingestellt, dass die Haftreibung zwischen Rädern und Fahrbahn möglichst optimal ausgenutzt wird. Die Erfassung des Radschlupfes erfolgt über die *Raddrehzahlsensoren*, die die Umdrehungsgeschwindigkeiten der Räder messen. Mit Hilfe der Drehzahlsignale wird der Schlupf zwischen Reifen und Fahrbahn berechnet und so die Blockierneigung der einzelnen Räder erkannt. Über ein Hydroaggregat werden die Vorgaben zur Regelung des Bremsdrucks dann umgesetzt. Das *ASR* dagegen verhindert im Antriebsfall das Durchdrehen der Räder, indem das wirksame Antriebsmoment an jedem einzelnen Antriebsrad reduziert wird. Das *ASR* regelt daher den Schlupf der Antriebsräder auf einen optimalen Wert. Dadurch wird ebenfalls erreicht, dass während des Beschleunigungsvorgangs weiterhin ausreichend Seitenkraftpotential vorhanden ist und die Fahrstabilität gewährleistet wird. Realisiert wird die Schlupfregelung durch Eingriffe im Motormanagement und durch gezielte Bremsingriffe. Das *ASR* stellt daher die Erweiterung des *ABS* für den Antriebsfall dar. Durch plötzliches Gaswegnehmen oder durch Zurückschalten entsteht aufgrund von Trägheiten der bewegenden Teile im Motor und Antrieb eine bremsende Kraft bzw. ein Bremsmoment auf die Antriebsräder. Wenn dieses Moment zu groß wird und nicht mehr vom Reifen auf die Fahrbahn übertragen werden kann, dann neigen dadurch die Räder zum Blockieren. Die Motor-Schleppmomenten-Regelung *MSR* kann jetzt durch leichtes Gasgeben eingreifen und damit der Tendenz entgegenwirken.

Das *ESP* ist demnach ein Regelsystem, welches durch gezielte Eingriffe in das Bremssystem und in den Antrieb das Fahrverhalten verbessert. Durch das integrierte *ABS* können die Räder beim Bremsen nicht mehr blockieren, durch das *ASR* können die Räder beim Anfahren nicht mehr durchdrehen und durch die Fahrdynamikregelung wird das Fahrzeug bei kritischen Fahrsituationen im Rahmen der physikalischen Grenzen stabilisiert. Die Funktionalitäten und Möglichkeiten eines *ESP* bzw. einer *SBC*-Bremsenregelung wie beispielsweise die Erkennung des aktuellen Fahrzustandes, die Radschlupfregelung, die Stabilisierung des Fahrzeugs oder die zusätzliche Bremsdruck-Schnittstelle ermöglichen aber auch eine Vielzahl an weiteren Verknüpfungspotentialen mit anderen Fahrwerk-Regelsystemen wie beispielsweise mit einer aktiven Federung oder einer aktiven Lenkung. Durch die Koordination der aktiven Regelsysteme ist es möglich, die *ESP*-Funktionalität zu steigern, neue Funktionen zu ermöglichen, die Stabilisierungsaufgaben auch auf andere Regelsysteme zu verteilen und damit das gesamte Fahrverhalten zu verbessern. Mögliche Interaktionen zwischen den Systemen, die durch die Kombination mit anderen Regelsystemen entstehen können, müssen dabei ebenfalls berücksichtigt werden.

### Aktive Lenkung

Neben dem aktiven Federungssystem *Active-Body-Control* und der *SBC*-Bremsenregelung ist der Versuchsträger V220E50-ABC mit dem vollelektronischen Lenkungssystem *Steer-by-Wire* (*SBW*) ausgestattet. Bei der *SBW*-Lenkung werden die Lenkvorgaben des Fahrers mit Hilfe von hochpräzisen Winkelsensoren erfasst, in der Lenkungsregelung verarbeitet und gegebenenfalls korrigiert und anschließend an den geregelten Lenkungsaktor weitergegeben. Umgekehrt werden die Lenkkräfte bzw. dazu korrespondierende Fahrzustandsgrößen sensorisch ermittelt und eine geeignete Lenkungsrückmeldung bestimmt. Über einen elek-

tronischen Lenkmomentenaktor erfolgt die Lenkmomentenübertragung zum Fahrer. Die folgende Abbildung 4.5 zeigt den schematischen Aufbau der *SBW*-Lenkung mit den beiden Elektromotoren, dem Steuergerät mit der Leistungselektronik sowie der mechanischen Kupplung als Rückfallebene bei Systemausfall. Mit einem vollaktiven Lenksystem ist es

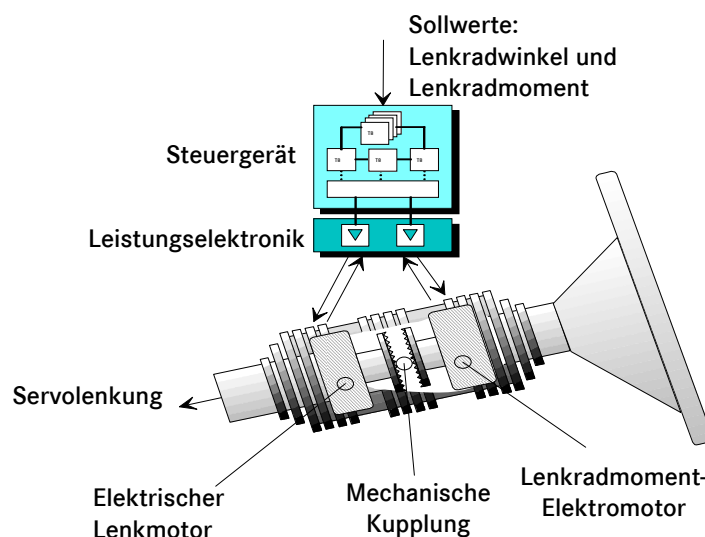


Abbildung 4.5: Aktive Lenkung für Steer-by-Wire

möglich, eine permanente elektronische Regelung der Fahrzeug-Querdynamik zu erreichen, welche wiederum ein großes Potential zur Verbesserung des Fahrverhaltens verspricht. Mit der *SBW*-Lenkung kann beispielsweise ein geschlossener Ansatz zur vollständigen Stabilisierung realisiert werden, bei dem das Fahrzeug unabhängig von Reibwert, Beladung oder anderen äußeren Störungen dem per Lenkrad eingestellten Kurs bis weit in den Grenzbereich folgt. Zusätzlich können verschiedene software-basierte Handlungseigenschaften vorgegeben und umgesetzt werden, eine variable Lenkübersetzung in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit realisiert werden oder das Ansprech- und Rückstellverhalten optimiert werden. Die vollelektronische *SBW*-Lenkung bietet eine Vielzahl an hervorragenden Möglichkeiten zur Optimierung des Gesamtfahrverhaltens, allerdings ist es bis zu einer Serieneinführung dieses Systems noch ein weiter Weg. Gründe dafür sind hauptsächlich der Komplexität sowie der System- und Ausfallsicherheit zuzuordnen. In den letzten Jahren haben sich aber andere aktive Lenksysteme im Serieneinsatz etabliert, die in der Funktion eingeschränkter sind als eine *SBW*-Lenkung, aber durchaus Potentiale zur Verbesserung des Fahrverhaltens zeigen. Diese aktiven Lenksysteme können in zwei verschiedene Kategorien eingeteilt werden; einerseits sind es Systeme, mit denen ein synthetisch erzeugtes Lenkmoment additiv aufgebracht wird und andererseits Systeme, bei denen durch Überlagerung ein zusätzlicher Lenkradwinkel gestellt wird. Mit der *SBW*-Lenkung ist es aufgrund der beiden Elektromotoren möglich, durch geeignete Modelle die Funktionen der beiden möglichen serienmäßigen aktiven Lenksysteme prinzipiell darzustellen und zu emulieren. Die Verknüpfung einer aktiven Lenkung mit anderen Fahrwerk-Regelsystemen kann daher mit der *SBW*-Lenkung prinzipiell untersucht werden.



## Weitere Regelungen und Systeme

Der Versuchsträger V220E50-ABC verfügt ebenfalls über eine hydraulisch angesteuerte *Hinterachslenkung (HAL)* mit einem Verstellbereich von  $\pm 5^\circ$  Lenkwinkel. Damit ist der Versuchsträger mit allen relevanten aktiven Fahrwerk-Regelsystemen wie aktive Federung, aktive Lenkung, Bremsenregelung und lenkbare Hinterachse ausgestattet und kann als Basis und Werkzeug zur Verknüpfung der aktiven Regelsysteme und zum systematischen Entwurf einer komplexen Koordinations-Regelung verwendet werden. Darüber hinaus wird der Versuchsträger verwendet, um das gesamte Fahrverhalten vollständig per Software gestalten und definieren zu können. Aufgrund der Vielzahl an verbauten Stellsystemen können die Freiheitsgrade *Gieren*, *Querbewegung*, *Heben*, *Wanken*, *Nicken* und *Verspannen* sowie das *Rückstellmoment* am Lenkrad zum Fahrer unabhängig voneinander eingestellt werden. Dazu sind einerseits geeignete Referenzmodelle notwendig, die entsprechende Sollwerte der Freiheitsgrade an die unterlagerten Regelsysteme vorgeben. Über *SBW* und *HAL* wird eine Vier-Rad-Regelung realisiert, mit der die Freiheitsgrade *Gieren* und *Querbewegung* sowie das *Rückstellmoment* individuell geregelt werden. Die für die Regelung notwendigen Zustandsgrößen wie *Schwimmwinkel* und *Reibwert* zwischen Reifen und Fahrbahn werden über einen entsprechenden Kalmanfilter geschätzt. Die Aufbaufreiheitsgrade *Heben*, *Wanken*, *Nicken* und *Verspannen* sowie die *Längsverzögerung* werden über das aktive Federungssystem *ABC* und die Bremsenregelung *SBC* eingeregelt. Diese Vorgehensweise ermöglicht die Realisierung einer Art *Fahremulator auf Rädern*. Über entsprechende Referenzmodelle können neuartige Abstimmungen, Komponenten und Systeme in der Simulation realisiert werden und im realen Fahrzeug getestet werden. Diese Vorgehensweise ist aber nicht Schwerpunkt dieser Forschungsarbeit und wird daher hier nicht weiter entwickelt. Vielmehr steht die Koordination bereits in Serie existierender Fahrwerk-Regelsysteme im Vordergrund und dafür ist dieser Versuchsträger ebenfalls bestens geeignet.

## 4.2 Simulationsumgebung

Der Entwicklungsprozess im Automobilbereich fordert durch das Zusammenspiel der einzelnen Systeme und Komponenten mit dem Gesamtfahrzeug und deren Komplexität eine systematische Analyse, um das Systemverhalten verstehen und die Entwicklungsaufgaben effizient umsetzen zu können. Modellbasierte Ansätze zur Beschreibung des Gesamtsystems Fahrer-Fahrzeug-Umgebung und Regelsysteme sind für die Systementwicklung dabei entscheidend. In Bezug auf aktive Fahrwerk-Regelsysteme werden auf dieser Basis die Leistungsfähigkeit der bestehenden Konzepte und Systeme getestet, Sensorik und Aktorik spezifiziert und effiziente Regelkonzepte entworfen. Abhängig vom jeweiligen Anwendungsspektrum werden unterschiedliche Modelle benötigt, um die anstehenden Aufgaben bearbeiten zu können. Im Bereich der Fahrzeugsystemdynamik können die bestehenden Fahrzeugmodelle nach [3] in drei verschiedene Modellkategorien mit unterschiedlichen Detaillierungs- und Komplexitätsstufen eingeteilt werden: *Verhaltensmodelle*, *Handlingmodelle* und *Gesamtfahrzeugmodelle mit detaillierten Komponentenmodellen*. Die *Verhaltensmodelle* basieren auf den etablierten Modellen der Längs-, Quer- und Vertikaldynamik. Durch die Kombination der einzelnen funktionalen Modellbeschreibungen entsteht ein Gesamtmodell, das den erforderlichen Ansprüchen zur Systemanalyse und Regelsystementwicklung meist genügt. Die am weitesten verbreiteten Fahrzeugmodelle zur Fahrdynamik- und Fahrstabilitäts-Analyse bilden die Kategorie *Handlingmodelle*. Diese Modelle beschreiben die dreidimensionale Bewegung des Fahrzeugaufbaus und bilden

die Radführungskomponenten meist durch charakteristische Kennfelder und Modelle ab, [15]. Umfassende *Gesamtfahrzeugmodelle mit detaillierten Komponentenmodellen* dagegen entsprechen Mehrkörper-Simulationsmodellen mit beispielsweise ausführlich modellierten Radführungskomponenten aus starren und teilweise flexiblen Strukturen. Das Einsatzspektrum reicht hier von Fahrkomfort- und Schwingungskomfort-Untersuchungen bis hin zur Analyse der Fahrzeugbeanspruchung.

In Kapitel 3.2 wurde bereits ein Fahrzeugmodell der Kategorie *Verhaltensmodelle* vorgestellt, das im Rahmen dieser Arbeit zur Systemanalyse, zum Entwurf der Koordinationsregelung und für den Einsatz der Optimierung als Bewertungsinstrument verwendet wird. Um den Entwicklungsprozess möglichst effizient zu gestalten, werden die Ansätze und Algorithmen zuerst in einem komplexen Fahrzeugmodell der Modellklasse *Handlingmodelle* entwickelt und getestet, bevor anschließend der Versuchsträger zum Einsatz kommt. Der Vorteil dabei ist, dass die Konzepte unter allen Bedingungen mit relativ einfachen Mitteln vorab überprüft werden können. Das Fahrzeugmodell sollte dazu das Fahrverhalten hinsichtlich der gestellten Anforderungen perfekt abbilden, damit der Prozess möglichst effektiv verläuft. Um das Simulationsmodell entsprechend validieren zu können, sind vorab diverse Testmessungen mit dem Versuchsträger und bestimmten Systemkomponenten durchzuführen. Dieser Vorgang wird in Kapitel 4.2.3 näher beschrieben. Der Aufbau des komplexen Gesamtfahrzeugmodells mit allen relevanten Fahrwerk-Regelsystemen und die entsprechende Simulationsumgebung werden in den beiden folgenden Kapiteln angesprochen und dargestellt. Neben der Technologiebewertung ist das Versuchsfahrzeug in der Automobilindustrie auch als Kommunikationswerkzeug unbedingt erforderlich. Der gesamte Entwicklungsprozess inklusive Systemanalyse, modellgestützte Konzeptentwicklung und Validierung des Gesamtsystembetriebs durch entsprechende Versuchsträger kommt hier zum Einsatz.

### 4.2.1 Simulationsumgebung CASCaDE

CASCaDE steht für *Computer Aided Simulation of Car, Driver, and Environment* und ist eine Entwicklungsumgebung zur Fahrdynamik-Simulation, die eine umfangreiche Programmsammlung zur Analyse und Synthese des Systems Fahrzeug, Fahrer und Umgebung beinhaltet, siehe [67]. Damit ist es möglich, das dynamische Verhalten von Gesamtfahrzeugen zu modellieren, zu simulieren und anschließend zu bewerten und untersuchen. Die Struktur der Simulationsumgebung ist so aufgebaut, dass die einzelnen Komponenten eigenständig sind und lediglich zu einem bestimmten Kommunikationsintervall die Simulationsdaten ausgetauscht werden. Der Vorteil dieser Entkopplung liegt darin, dass es keinen gemeinsamen Integrator für alle dynamischen Teile des Systems geben muss und dadurch für jedes Subsystem ein individuelles und angepasstes Integrationsverfahren ausgewählt werden kann. Mit CASCaDE werden sämtliche Teile des Gesamtsystems Fahrzeug-Fahrer-Umgebung nachgebildet, die für fahrdynamische Fragestellungen von Bedeutung sind. Damit stellt CASCaDE eine vollständige Ride & Handling Analyse- und Simulations-Plattform dar. Abbildung 4.6 zeigt die einzelnen Komponenten der CASCaDE-Entwicklungsumgebung und deren Zusammenspiel ([68]). Die bei der DaimlerChrysler-Forschung entwickelte Simulationsumgebung besteht aus Fahrzeugmodellen unterschiedlichen Modellierungslevels wie beispielsweise Fahrverhaltensmodelle, Handling-Modelle oder detaillierte Komponentenmodelle. Zusätzlich können aktive Fahrwerk-Regelsysteme sowie deren notwendige Aktuatorik in die CASCaDE-Simulationsumgebung integriert werden. Verschiedene Betriebsmodi ermöglichen zudem eine Reihe von Anwendungsmöglichkeiten wie beispielsweise Off-Line-Betrieb, Integration in Echtzeit-Umgebungen sowie Kopplung an andere Simulationsumgebungen. Für eine systematische Analyse der Systeme und Kom-



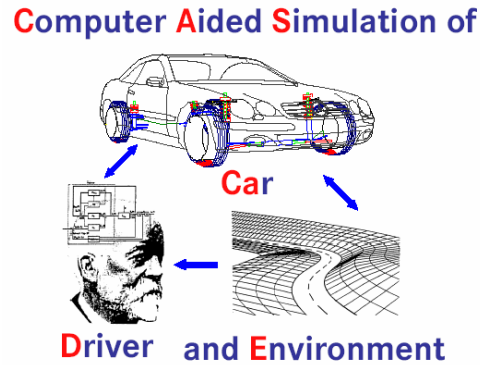


Abbildung 4.6: Simulationsumgebung CASCaDE

ponenten im Zusammenspiel hat die Simulation im Entwicklungsprozess eine zentrale Rolle. Auf dieser Basis können Regelkonzepte entworfen, erprobt und getestet werden sowie die einzelnen Verknüpfungspotentiale untersucht werden. Unter den in der CASCaDE-Entwicklungsumgebung zur Verfügung stehenden Fahrzeugmodellen ist das CASCaDE-Handling-Modell für diese Aufgabenstellung am Besten geeignet. Das verwendete Gesamtfahrzeugmodell wird daher im Folgenden kurz beschrieben. Die Basis für das CASCaDE-Handling-Modell stellt ein Mehrkörper-Simulationsmodell bestehend aus einer Aufbaumasse und vier Radmassen dar. Vereinfachenderweise wird der Aufbau als starrer Körper angenommen. Die Radaufhängung wird nicht ausführlich modelliert, sondern durch charakteristische Kinematik-Kennlinien und quasistationäre Elastizitäten unabhängig voneinander dargestellt. Die Kräftelemente wie beispielsweise Federung und Dämpfung werden entweder ebenfalls durch charakteristische Kennlinien oder auch durch komplette Hydraulikmodelle beschrieben. Die Handling-Modelle verfügen zudem über teilweise komplexe Modelle für Lenkung, Antrieb, Bremse und Aerodynamik. Als Reifenmodelle werden Approximations-Ansätze wie beispielsweise das Pacejka-Modell [62] oder halbphysikalische Modelle wie Brit [26] verwendet. Darüber hinaus stehen diverse Fahrer- und Umgebungsmodelle zur Verfügung, um bestimmte Straßenprofile oder Fahrsituationen darzustellen.

Das verwendete Fahrzeugmodell des Versuchsträgers V220E50-ABC wird im folgenden Kapitel näher beschrieben und die Integration der aktiven Fahrwerk-Regelsysteme inklusive der notwendigen Aktuatorik und Regelungen aufgezeigt.

#### 4.2.2 Gesamtfahrzeug-Simulationsmodell V220E50-ABC

Zur Analyse der Verknüpfungspotentiale von aktiven Fahrwerk-Regelsystemen und für den Entwurf einer modularen Koordinations-Regelung ist die systematische Verwendung von Simulationsmodellen unbedingt notwendig. Das Simulationsmodell ermöglicht neben einer fundierten Fahrdynamik-Analyse eine konsequente Entwicklung verschiedener Koordinations-Ansätze und eine effiziente Erprobung der Algorithmen bereits in der Simulation. Um dies zu ermöglichen, müssen alle relevanten Fahrwerk-Regelsysteme mit entsprechender Regelung, Aktorik und Sensorik auch in die Simulation integriert werden. Die Basis für das Gesamtfahrzeug-Simulationsmodell stellt das *Handlingmodell* der CASCaDE-Entwicklungsumgebung dar. Um einen möglichst effizienten Entwicklungsprozess zu erzielen, wird der Versuchsträger V220E50-ABC in der Simulation so exakt wie möglich abgebildet. Das Simulationsmodell wird um eine MATLAB/SIMULINK-Schnittstelle erweitert, die eine auf das Testfahrzeug übertragbare Implementierung der einzelnen Regel-

konzepte ermöglicht. In diesem Fall werden die einzelnen Regelungen der Systeme *ABC*, *SBW*, *HAL* und *SBC* mit *ESP*, *ABS* und *ASR* sowie eine Fahrzustandserkennung *FAZ* in der MATLAB/SIMULINK-Umgebung dargestellt. Die unterschiedlichen Abtastzeiten der jeweiligen Systeme müssen hier entsprechend berücksichtigt werden. Aufgrund des teilweise sehr unterschiedlichen dynamischen Verhaltens der einzelnen Stellsysteme muss die individuelle Systemdynamik meist auch im Regelkonzept berücksichtigt werden. Für die Simulation bedeutet das ebenfalls eine Modellierung und Integration der verschiedenen mechanischen, hydraulischen und elektrischen Aktormodelle in das Fahrzeugmodell. Ein Beispiel dafür stellt das *Active-Body-Control* mit den in Kapitel 3.2.2 vorgestellten Modellgleichungen dar. Die verwendete Sensorik der Regelsysteme und deren Sensorgüte besitzt ebenfalls einen entscheidenden Einfluss auf die einzelnen Regelkonzepte und muss daher auch in der Simulation berücksichtigt werden. Die folgende Abbildung 4.7 zeigt den Aufbau des Gesamtfahrzeug-Simulationsmodell V220E50-ABC mit Fahrermodell, Sensoraufbereitung, Regelung, Aktorik und Fahrzeugmodell. Damit der Entwicklungsprozess effizient

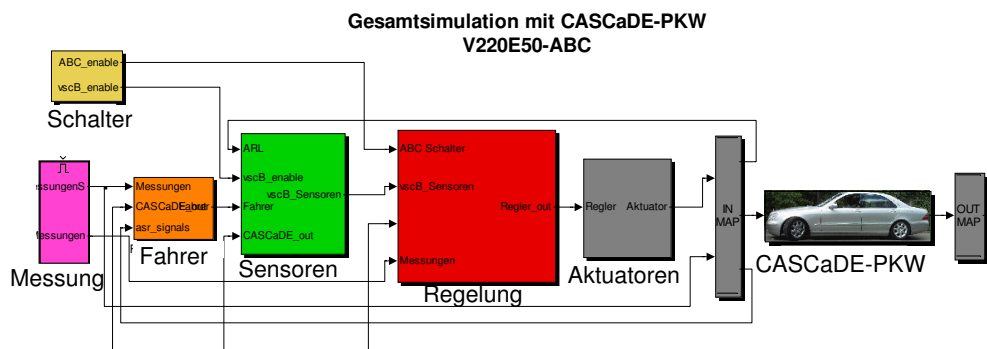


Abbildung 4.7: CASCaDE-Handlingmodell des Versuchsträgers V220E50-ABC

ent funktioniert und die entwickelten Regelkonzepte in Simulation und Fahrzeug erprobt werden können, muss das Simulationsmodell das reale Fahrverhalten so gut wie möglich abbilden. Dazu wird das Fahrzeugmodell mit all seinen Komponenten und Systemen anhand gemessener Prüfstandsdaten und Fahrversuchen an die Realität angepasst. Dieser Vorgang der Validierung wird im folgenden Kapitel näher beschrieben.

### 4.2.3 Parametrierung und Validierung

Die Vorgehensweise zur Anpassung des hier verwendeten Fahrzeugmodells gliedert sich in unterschiedliche Abschnitte. Zuerst werden das Modell bzw. bestimmte Standardkomponenten anhand von allgemeinen Daten und vorgegebenen Kennfeldern parametrieren. Zusätzlich werden einzelne Prüfstandsversuche durchgeführt, um spezielle Komponenten im Fahrzeug zu validieren. Beispiel dafür sind die Reifen oder auch das *ABC*-Federbein. Darüber hinaus gibt es einen speziellen FKE-Prüfstandsversuch, bei dem das gesamte Fahrzeug hinsichtlich Federung, Kinematik und Elastokinematik vermessen wird, um das Simulationsmodell mit den entsprechenden Kennfeldern und Modellen auszustatten. Abschließend werden mit dem Versuchsfahrzeug verschiedene Testmanöver durchgeführt, mit denen dann das Gesamtfahrverhalten abgestimmt werden kann. Das Ergebnis ist dann ein hinsichtlich den Anforderungen validiertes Fahrzeugmodell, das das Fahrverhalten des realen Testfahrzeugs hinreichend gut approximiert.

### Parametrierung von Standard-Komponenten

Zu Beginn werden die Standard-Komponenten des *CASCaDE-Handlingmodells* anhand allgemeiner Daten und Kennfelder des Versuchsträgers V220E50-ABC parametrierung. Zu diesen Komponenten gehören beispielsweise das Lenkungsmodell, der Antriebsstrang mit Motor und Getriebe, die Bremsanlage und die passive Federung. Zusätzlich werden die für die aktiven Regelsysteme notwendigen Sensoren an den definierten Stellen im Fahrzeug positioniert.

### Prüfstandsversuche und Komponenten-Validierung

Neben den bereits erwähnten Standard-Komponenten gibt es bei dem Versuchsträger V220E50-ABC weitere Systeme und Komponenten, deren Systemverhalten über individuelle Prüfstandsversuche ermittelt werden muss. Dazu gehört beispielsweise das aktive Federungssystem *ABC*, das auf einem speziellen Federbeinprüfstand vermessen wird. Anhand dieser Messungen werden die einzelnen hydraulischen und mechanischen ABC-Komponenten wie beispielsweise Hydraulikventile, Leitungen, Kopflager, Feder- und Dämpferelemente parametrierung. Zusätzlich zu dem Federbeinprüfstand waren zur Validierung des V220E50-ABC weitere Prüfstandsversuche wie der Reifenprüfstand, der Pendelprüfstand, die Fahrwerkvermessung und geeignete Windkanalversuche notwendig. Der Reifen als Verbindungskomponente zwischen Fahrwerk und Fahrbahn besitzt einen großen Einfluss auf das Gesamtfahrverhalten und wird daher speziell auf einem Reifenprüfstand vermessen. Dabei werden die typischen Reifeneigenschaften hinsichtlich Seitenkraft- Umfangskraft- und Rückstellmoment-Verhalten ermittelt und anschließend zur Identifikation des Reifenmodells verwendet. In diesem Fall wurden die Reifenmodelle *Pacejka* [62] und *Brit* [26] für die Simulation eingesetzt und anhand der Messdaten parametrierung. Abbildung 4.8 zeigt einen Reifenprüfstand und den Vergleich des parametrierung *Pacejka*-Reifenmodells mit den gemessenen Seitenkraft-Daten vom Reifenprüfstand. Die Parametrierung erfolgt mit Hilfe von Identifikations-Algorithmen. Auf dem Pendelprüfstand dagegen wird das gesamte Fahrzeug



Quelle: [www.kfzbau.uni-karlsruhe.de](http://www.kfzbau.uni-karlsruhe.de)

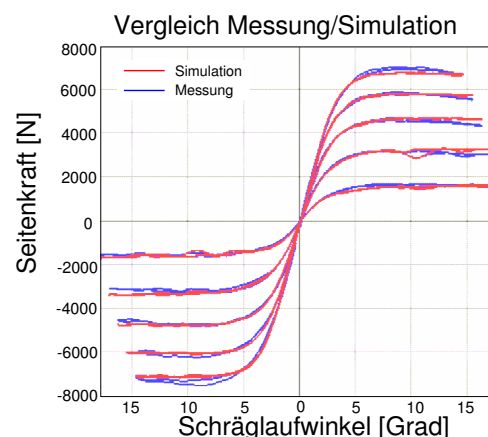


Abbildung 4.8: Validierung *Pacejka*-Reifenmodell mit Prüfstands-Messdaten für die Radlasten  $F_z=1.6\text{kN}$ ,  $F_z=3.2\text{kN}$ ,  $F_z=4.8\text{kN}$ ,  $F_z=6.4\text{kN}$  und  $F_z=7.9\text{kN}$  am Beispiel Seitenkraftkennfeld

hinsichtlich der Massengeometrie inklusive Schwerpunktlage und Trägheitseigenschaften ermittelt. Diese Informationen werden anschließend in das Simulationsmodell integriert. Bei der Fahrwerkvermessung werden hauptsächlich die Spur- und Sturzeinstellungen des Fahrwerks sowie das Fahrzeugniveau bestimmt und dann ebenfalls zur Parametrierung des

Simulationsmodells verwendet.

#### *FKE-Prüfstandsversuch*

*FKE* steht für *Federung*, *Kinematik* und *Elastokinematik* und beschreibt ein Testverfahren, bei dem das Fahrzeug auf einem speziellen Prüfstand platziert und fixiert wird, um damit die Eigenschaften der Federung, der Kinematik und der Elastokinematik in der Radaufhängung zu untersuchen. Anhand der gemessenen Daten werden charakteristische Kennfelder erzeugt, mit denen die Eigenschaften der Achse in dem Simulationsmodell beschrieben werden. Die folgende Abbildung 4.9 zeigt den Versuchsträger V220E50-ABC auf dem FKE-Prüfstand. Bei den Messungen zur Bestimmung der Federungseigenschaften wer-

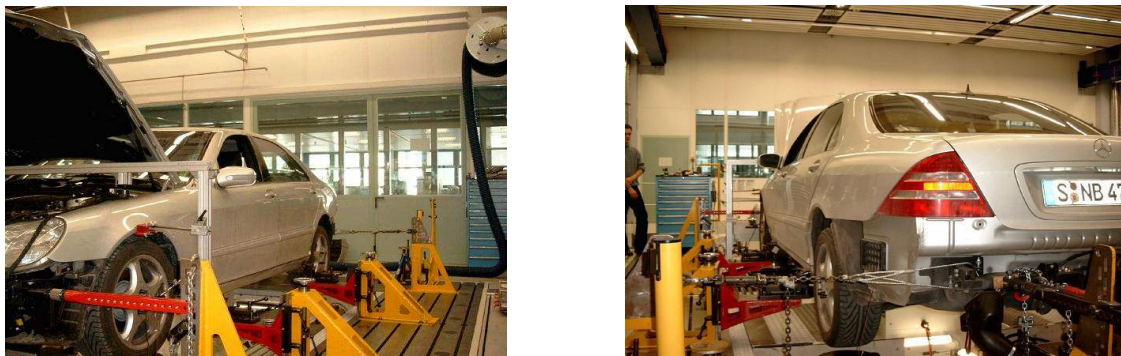


Abbildung 4.9: FKE-Prüfstandsversuch (Federung-Kinematik-Elastokinematik) mit dem Versuchsträger V220E50-ABC

den mit Hilfe von hydraulischen Stempeln eine gleichseitige und wechselseitige Einfederung der Räder erzielt und über Radlastwaagen die entsprechenden Radlasten ermittelt. Über die damit erzeugten Kraft-Weg-Diagramme können die tatsächlich wirkenden Steifigkeiten der Federung und Achse sowie die Puffereinsätze und Reibungseinflüsse bestimmt werden. Bei den Kinematik-Messungen werden dagegen die Spur- und Sturzwinkeländerungen sowie die Schrägfederung und die Spurweitenänderungen bei gleichseitiger und wechselseitiger Einfederung gemessen und anschließend ebenfalls charakteristische Kennfelder erzeugt. Um die elastischen Eigenschaften der Achse zu bestimmen, werden ebenfalls die Spur- und Sturzwinkeländerungen infolge definierter Radkräfte in Längs- und Quer- und Vertikalrichtung sowie durch ein Moment um die Radhochachse gemessen. Mit Hilfe dieser Messungen wird ein quasi-stationäres Modell parametrisiert, mit dem das elastische Verhalten in der Radaufhängung in der Gesamtfahrzeug-Simulation beschrieben wird. Speziell die elastischen Eigenschaften der Radaufhängung haben einen wesentlichen Einfluss auf die Steuertendenz eines Fahrzeugs und müssen daher bei der Parametrierung unbedingt berücksichtigt werden.

#### *Fahrversuche mit dem V220E50-ABC*

Abschließend folgt die Parametrierung und Validierung des Gesamtfahrzeug-Simulationsmodells anhand Messdaten aus Fahrversuchen mit dem Versuchsträger V220E50-ABC. Dabei werden zunächst spezielle Testverfahren zur Beurteilung der Modellgüte der aktiven Regelsysteme durchgeführt. Beispielsweise werden die einzelnen Freiheitsgrade des *ABC*-Systems mit Testsignalen angeregt und die daraus resultierende Fahrzeugbewegung mit den entsprechenden Simulationsergebnissen verglichen. Dasselbe gilt auch für die aktiven Lenksysteme *SBW* und *HAL* sowie für die Bremsenregelung *SBC*. Anschließend werden



bestimmte Standard-Testverfahren zur Bewertung der Fahrdynamik mit dem Fahrzeug durchgeführt und die relevanten Messsignale aufgezeichnet. In Kapitel 3.4 werden die entsprechenden Fahrmanöver beschrieben. In diesem Fall wurden die Fahrmanöver *Stationäre Kreisfahrt*, *Zuziehen*, *Lenkwinkelsprung*, *Gierverstärkung* und *Frequenzgang* sowie *Wedeln* und *Geradeausbremsen* durchgeführt und damit das Simulationsmodell validiert. Durch Anpassung bestimmter Größen im Lenkungsmodell, Federungsmodell oder beispielsweise im Reifenmodell wird das Gesamtfahrverhalten des Simulationsmodells dem realen Verhalten so angepasst, dass das Fahrzeug durch die Simulation im Rahmen der Modellgüte so exakt wie möglich abgebildet wird. Die folgende Abbildung 4.10 zeigt den Vergleich der gemessenen und simulierten Zustandsgrößen bei dem Testmanöver *Lenkwinkelsprung*. Die gute Übereinstimmung von Simulation und Messung gilt auch für die anderen Test-

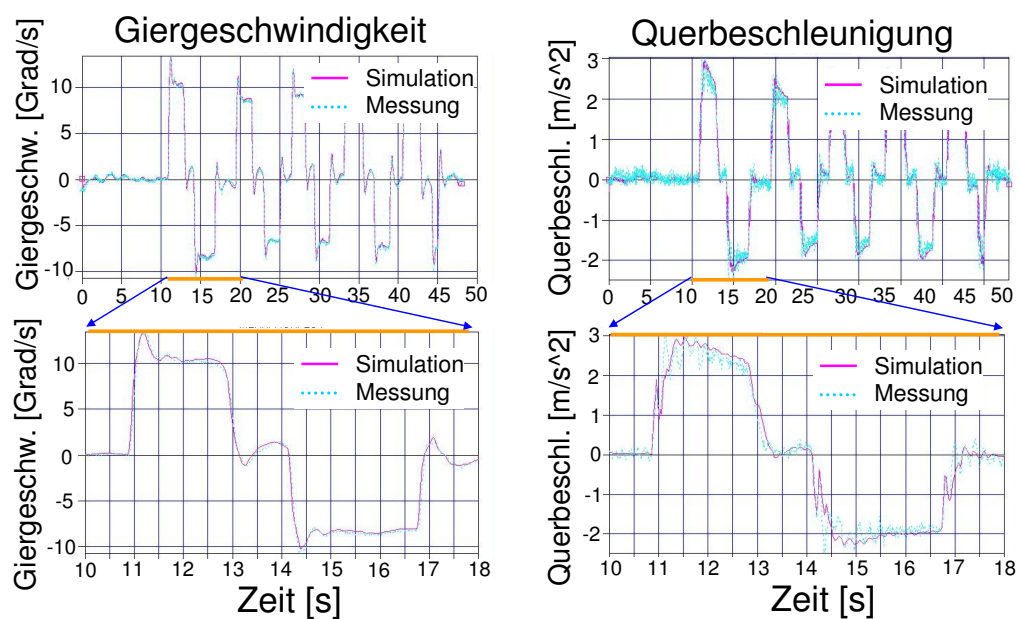


Abbildung 4.10: Vergleich Messungen und Simulationsergebnisse des Gesamtfahrzeug-Simulationsmodells V220E50-ABC für das Testmanöver Lenkwinkelsprung mit  $v_l = 55\text{km/h}$

manöver und zeigt hier stellvertretend die ausreichende Modellgüte des hier verwendeten CASCaDE-*Handlingmodells* hinsichtlich den hier angewendeten Fahrdynamik-Manövern. Das Simulationsmodell des V220E50-ABC wird daher als Basis zur Analyse und zum Entwurf einer Koordinations-Regelung verwendet. Eine Bewertung der Ansätze in der Simulation ist damit ebenfalls möglich.

## Kapitel 5

# Einsatz der Trajektorienoptimierung als Bewertungsinstrument

Zu Beginn von Kapitel 3.4 wurden Fahrmanöver zur Bewertung von Fahrzeug, Fahrverhalten und Regelsystemen vorgestellt und in die Kategorien *open-loop* und *closed-loop* eingeteilt. Speziell bei den *closed-loop*-Manövern muss der Fahrer in den Regelkreis mit eingebunden werden, um die Testverfahren durchführen zu können. Dabei wirkt sich der Fahrereinfluss aufgrund von begrenzter Reproduzierbarkeit und Genauigkeit häufig nachteilig auf die objektive Bewertung aus. Wird eine Systemanalyse mit Hilfe von Simulationsmodellen durchgeführt, müssen geeignete Modelle eingesetzt werden, die den Fahrer mit seinen Eigenschaften abbilden [70]. Diese so genannten Fahrermodelle besitzen allerdings eine eigene Systemdynamik, die das Gesamtsystem wiederum beeinflussen kann. Mit Hilfe von Optimierungsalgorithmen können aber die Fahrervorgaben für ein ausgewähltes Fahrmanöver unter definierten Zielkriterien auch optimal berechnet werden, siehe [50]. In diesem Abschnitt wird eine Methodik vorgestellt, mit der die Nachteile von Fahrermodellen bei *closed-loop*-Manövern über den Einsatz von Optimierungsverfahren reduziert werden und zudem eine Möglichkeit zur Beurteilung neuartiger Regelsysteme mit aktiven Stelleingriffen geschaffen wird, siehe [66]. Die Optimierung bestimmt dabei den optimalen Verlauf der Fahrervorgaben und gegebenenfalls der Steuergrößen von aktiven Regelsystemen, um das Testverfahren unter bestimmten Zielvorgaben so gut wie möglich zu bewältigen. Dadurch wird eine Systemanalyse in der Simulation möglich. Im Rahmen dieser Arbeit wurde dieses Verfahren entwickelt und dazu eingesetzt, um neue Potentiale von aktiven Fahrwerk-Regelsystemen wie beispielsweise von der aktiven Federung ABC untersuchen und bewerten zu können. Zu Beginn des Kapitels wird zuerst die grundsätzliche Vorgehensweise zur Bewertung von Fahrverhalten, Aktorik und Regelkonzepten mit Hilfe der Trajektorienoptimierung beschrieben. Anschließend wird die Optimierungsumgebung GESOP vorgestellt, das Optimierungsproblem formuliert und die notwendigen Testmanöver erklärt. Die Ergebnisse werden in Kapitel 5.5 anhand von zwei aktiven Fahrwerk-Regelsystemen vorgestellt.

### 5.1 Motivation und Vorgehensweise

Die Vorgehensweise zur Bewertung von Fahrverhalten und Fahrwerksystemen wird exemplarisch anhand des in Kapitel 3.4.3 beschriebenen Testverfahrens *ISO-Doppelspurwechsel* vorgestellt. Bei diesem Testverfahren werden durch Pylonen Fahrgassen markiert, durch die der Fahrer das Fahrzeug so schnell wie möglich manövrieren sollte, ohne dabei die Pylonen zu berühren. Die maximale Fahrgeschwindigkeit gilt dabei als Maß zur Bewertung von Agilität und Fahrsicherheit. Der Fahrer tastet sich langsam an diese maximale

Geschwindigkeit heran, um ein optimales Lenkmuster für das Fahrzeug zu entwickeln. Dieses optimale Lenkmuster ist dabei abhängig von den Fahrzeugeigenschaften und auch von den äußeren Umgebungseinflüssen. Wenn man nun dieses *closed-loop*-Testverfahren in der Simulation anwenden möchte, können die optimalen Lenkvorgaben durch Optimierungsverfahren bestimmt werden. Dadurch wird eine Analyse von *closed-loop*-Verfahren am Rechner möglich, da der Fahrer bzw. das Fahrermodell durch die Optimierung ersetzt wird. Neben dem Lenkwinkel können aber auch Ansteuersignale von aktiven Regelsystemen gleichzeitig optimiert werden, um damit die Beurteilungsmöglichkeiten auf die Regelsysteme zu erweitern. Die folgende Abbildung 5.1 zeigt die systematische Vorgehensweise beim Einsatz von Optimierungsverfahren als Bewertungsinstrument. In Fall a) mit der Bezeichnung *passiv*

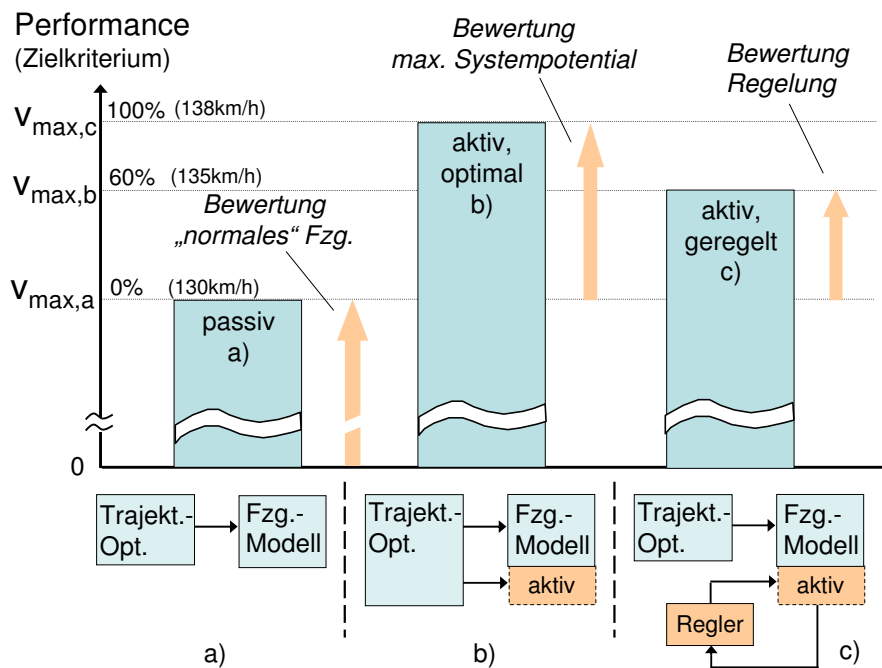


Abbildung 5.1: Optimierung als Bewertungsinstrument

wird ein herkömmliches Fahrzeugmodell ohne neuartige Regelsysteme verwendet, um den *ISO-Doppelspurwechsel* zu bewältigen. Über eine Optimierungsumgebung wird der optimale Lenkwinkelverlauf berechnet, mit dem das Fahrzeug so schnell wie möglich durch den Parcours gefahren werden kann. Die maximale Fahrgeschwindigkeit wird zur Beurteilung des Fahrverhaltens verwendet. In diesem Fall erreicht das „herkömmliche“ Fahrzeug die maximale Geschwindigkeit  $v_{max,a}$ , beispielsweise 130km/h. Anschließend wird ein neues, zu untersuchendes Regelsystem in das Fahrzeugmodell integriert, um die Einsatzmöglichkeiten festzustellen. Die Optimierung bestimmt in Fall b) jetzt gleichzeitig die optimalen Verläufe von Lenkwinkel und Stellsignalen des aktiven Regelsystems. Aufgrund des aktiven Stellsystems liegt die maximale Geschwindigkeit  $v_{max,b}$  im optimal angesteuerten Fall höher im Vergleich zu a), beispielsweise um 8km/h. Mit diesem Ergebnis können die Verbesserungspotentiale und Möglichkeiten des neuen Regelsystems untersucht und analysiert werden. Die optimalen Stellsignale können zudem als Basis für den Entwurf von Regelstrategien verwendet werden und helfen dem Anwender beim Aufbau von Systemverständnis. Wenn man nun eine Regelung oder Steuerung für das aktive Stellsystem entwickelt hat, erfolgt die Ansteuerung des Regelsystems über die entworfene Regelung bzw. Steuerung

und nur der Lenkwinkel wird optimiert, siehe Fall c). Das Ergebnis  $v_{max,c}$  lässt eine Bewertung der Regelung im Vergleich zum Optimum zu. Für  $v_{max,c} = 135\text{km/h}$  würde man z.B. erkennen, dass das Stellsystem mit entsprechender Regelung ca. 60% vom maximal möglichen Ergebnis für dieses Zielkriterium erreicht. Die Bewertung lässt sich auch auf weitere Beurteilungskriterien erweitern und ist für eine Vielzahl an Testverfahren anwendbar. Neben dem *ISO-Doppelspurwechsel* wird in diesem Kapitel noch ein weiteres Fahrmanöver vorgestellt, das ebenfalls zur Bewertung verwendet wird.

## 5.2 Optimierungsumgebung GESOP

GESOP steht für *Graphical Environment for Simulation and Optimization* und stellt eine Optimierungsumgebung dar, mit der dynamische Systeme in Form von nichtlinearen Differentialgleichungssystemen simuliert und optimiert werden können [20]. GESOP wurde für eine spezielle Klasse von Optimierungsaufgaben entwickelt, den so genannten Optimalsteuerungsproblemen. Diese Optimierungsprobleme zeichnen sich dadurch aus, dass es neben den üblichen optimierbaren Modellparametern auch zeitvariante Steuerungen gibt, deren optimale Verläufe und Trajektorien bestimmt werden sollen. Allerdings erfordert die Lösung dieser Optimalsteuerungsprobleme zuerst eine Umwandlung der Optimierungsaufgabe in so genannte Nichtlineare Programmierungsprobleme, die anschließend mit bekannten Optimierungsalgorithmen gelöst werden können. GESOP führt diese Transkription des Optimierungsproblems in ein diskretisiertes Parameter-Optimierungsproblem mit Hilfe von verschiedenen Methoden aus dem Bereich der direkten Mehrziel- bzw. Kollokationsverfahren durch und berechnet anschließend die optimale Lösung über gradientenbasierte Optimierungsverfahren. Mit Hilfe der GESOP-Optimierungsumgebung ist es dadurch möglich, die optimalen Trajektorien für eine Vielzahl an komplexen und auch mehrphasigen Optimalsteuerungsproblemen zu bestimmen. Das komplette Optimalsteuerungsproblem bzw. Trajektorienoptimierungsproblem wird mit Hilfe der graphischen Benutzeroberfläche von GESOP definiert. Dazu gehört beispielsweise die Modellbeschreibung mit den einzelnen Zuständen und Steuerungen, die Modellbeschränkungen mit den Randbedingungen und Pfadbeschränkungen sowie das Steuergesetz und das Gütekriterium. Die Kopplung des mathematischen Modells an die Optimierungsumgebung kann über verschiedene Schnittstellen wie beispielsweise C, FORTRAN, ADA oder MATLAB erfolgen. In diesem Fall wurde die MATLAB/Simulink-Schnittstelle verwendet, die es ermöglicht, den über den Real-Time-Workshop generierten C-Code direkt in GESOP einzulesen. In MATLAB/Simulink bereits entwickelte Modelle können damit für die Trajektorienoptimierung direkt verwendet werden, sofern sie bestimmten Anforderungen genügen. Das hier verwendete Fahrzeugmodell für die Optimierungsaufgaben entspricht den in Kapitel 3 vorgestellten Modellgleichungen des erweiterten nichtlinearen Einspurmodells. Mit Hilfe der Optimierung und dem Fahrzeugmodell ist es möglich, neue Potentiale von aktiven Fahrwerk-Regelsystemen zu untersuchen und bereits entwickelte Algorithmen anhand von speziellen *closed-loop*-Testverfahren (siehe Kapitel 5.4) zu bewerten. In den folgenden Abschnitten wird zunächst das Optimierungsproblem formuliert, die entsprechenden Testmanöver beschrieben und anschließend werden die Ergebnisse aufgezeigt.

## 5.3 Formulierung des Optimierungsproblems

Die Optimierungsaufgabe für die hier verwendeten Testverfahren *Doppelspurwechsel* und *Rundenzeitoptimierung Nürburgring* besteht darin, den Verlauf der einzelnen Steuergrößen



wie beispielsweise Lenkradwinkel, Fahrpedalstellung oder aktive Stelleingriffe so zu bestimmen, dass das verwendete Fahrzeugmodell den vorgegebenen Parcours so schnell wie möglich durchfährt, d.h. es handelt sich hier um ein zeitoptimales Optimierungsproblem. Die einzelnen Zustände  $\underline{x}$ , Steuerungen  $\underline{u}$  und Parameter  $\underline{p}$  variieren zwischen den verschiedenen Aufgabenstellungen. Im Allgemeinen entsprechen die folgenden Größen *Fahrzeugposition*  $x_0$  und  $y_0$ , *Quergeschwindigkeit*  $v_q$ , *Giergeschwindigkeit*  $\psi$ , *Wankwinkel*  $\varphi$  und *-geschwindigkeit*  $\dot{\varphi}$  und *Lenkradwinkel*  $\delta$  sowie weitere Signale den jeweiligen Zuständen. Die Steuerungen entsprechen im einfachsten Fall der *Lenkgeschwindigkeit* bzw. auch der *Fahr-/Bremspedalstellung* und werden bei Verwendung von aktiven Stelleingriffen entsprechend erweitert. Als Parameter wird beispielsweise beim *Doppelspurwechsel* die Fahrgeschwindigkeit  $v_l$  gesetzt, da sie bei diesem Testmanöver als konstant betrachtet werden kann. Für jedes Optimierungsproblem muss eine entsprechende Zielfunktion durch ein Gütekriterium definiert werden. Die Steuerungen und Parameter werden dann durch die Optimierung so gewählt, dass das Gütekriterium minimal wird. Die mathematische Formulierung des Zielfunktional wird in Gleichung (5.1) gezeigt,

$$J = \phi(\underline{x}(t_0), \underline{u}(t_0), \underline{p}, t_0) + \phi(\underline{x}(t_f), \underline{u}(t_f), \underline{p}, t_f) + \int_{t_0}^{t_f} L(\underline{x}(t), \underline{u}(t), \underline{p}, t) dt \rightarrow \min \quad (5.1)$$

wobei  $t_0$  und  $t_f$  die Start- und Endzeit darstellt und der Term  $\phi$  die Anfangs- und Endkosten berücksichtigt und der letzte Term einem integralen Gütekriterium mit der Lagrange-Funktion  $L$  entspricht. Da es sich in diesem Fall um ein zeitoptimales Optimierungsproblem handelt, kann die skalare Zielfunktion durch  $\phi = -v_l$  bzw.  $\phi = -t_f$  und  $L = 0.5 \cdot (du_i(t)/dt)^2$  zur Bestrafung der Steuergrößen definiert werden. Wie bereits erwähnt wird als Fahrzeugmodell das in Kapitel 3 vorgestellte nichtlineare und erweiterte Einspurmodell verwendet und kann durch

$$\dot{\underline{x}} = f(\underline{x}(t), \underline{u}(t), \underline{p}, t) \quad (5.2)$$

beschrieben werden. Die Randbedingungen und Beschränkungen des Optimierungsproblems werden hauptsächlich durch Anfangsbedingungen, Endbedingungen und verschiedene Pfadbeschränkungen charakterisiert. Die Anfangsbedingungen wie beispielsweise exakte Geradeausfahrt mit variabler Fahrzeugposition in  $y_0$ -Richtung können durch

$$\underline{\psi}(\underline{x}(t_0), \underline{u}(t_0), \underline{p}, t_0) \geq 0 \quad (5.3)$$

beschrieben werden. Für die Endbedingungen gilt entsprechend:

$$\underline{\psi}(\underline{x}(t_f), \underline{u}(t_f), \underline{p}, t_f) \geq 0. \quad (5.4)$$

Die Einhaltung der Spurgassen bzw. der vorgegebenen Fahrbahn, die Beschränkung der Lenk- und Steuervorgaben entsprechen den bereits angesprochenen Pfadbeschränkungen und können über

$$\underline{g}(\underline{x}(t), \underline{u}(t), \underline{p}, t) \geq 0 \quad (5.5)$$

formuliert werden. Beim ISO-Doppelspurwechsel ergeben sich im einfachsten Fall die Anfangsbedingungen zu  $(0 - x_0) \geq 0$  und  $(b_o(0) - y_0) \cdot (y_0 - b_u(0)) \geq 0$ , die Endbedingungen zu  $(x_0 - 110) \geq 0$  und  $(b_o(x_0) - y_0) \cdot (y_0 - b_u(x_0)) \geq 0$ , und die Pfadbeschränkungen werden durch  $(b_o(x_0) - y_0) \cdot (y_0 - b_u(x_0)) \geq 0$  und  $(\dot{\delta}_{max} - \dot{\delta}) \geq 0$  definiert. Die obere und untere Begrenzung der Spurgassen wird durch die Funktion  $b_o$  und  $b_u$  definiert, siehe Abbildung 5.2,  $\dot{\delta}_{max}$  entspricht der maximal möglichen Lenkgeschwindigkeit. Die hier beschriebenen



den und Kurvenabschnitten berücksichtigt. Im Gegensatz zum ISO-Doppelspurwechsel, der mit konstanter Fahrgeschwindigkeit gefahren wird, spielen bei der Rennstrecke *Nürburgring Nordschleife* neben den querdynamischen Eigenschaften auch die längsdynamischen Eigenschaften eine große Rolle. Daher werden bei diesem Testverfahren alle drei Fahrervorgaben *Lenkwinkel*, *Fahr-* und *Bremspedal* berücksichtigt. Die Zielfunktion in diesem Fall ist die minimale Rundenzeit unter Variation der Fahrervorgaben und der Ansteuersignale von aktiven Fahrwerk-Regelsystemen. Die Randkurven der Teststrecke dienen dabei als Pfadbeschränkungen, um die Straße nicht zu verlassen. Zusätzlich wird eine Begrenzung der Steuergrößen als Randbedingung integriert. Abbildung 5.3 zeigt den über GPS-Daten ermittelten Verlauf der Rennstrecke *Nürburgring Nordschleife* sowie einen Streckenplan vom Nürburgring. Die Gesamtstrecke hat eine Länge von ca. 20.8km und verfügt über

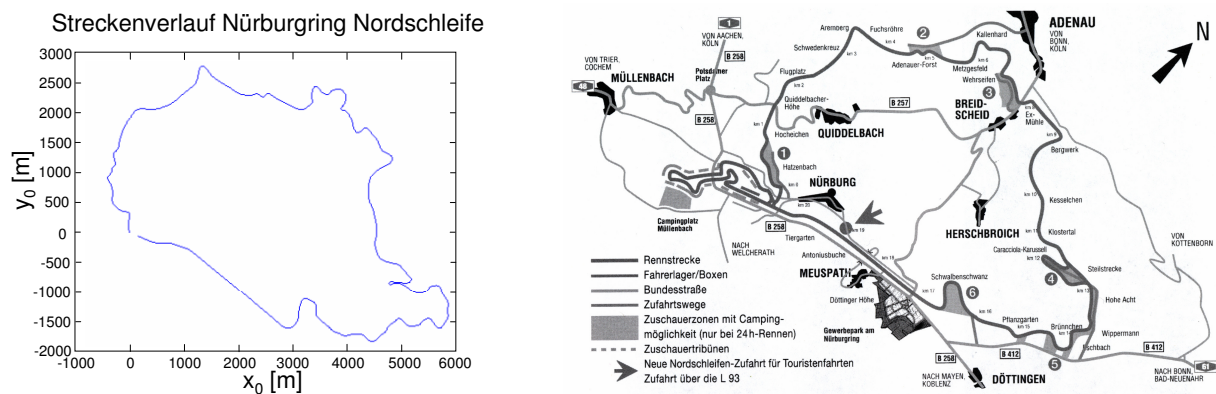


Abbildung 5.3: Streckenverlauf der Nordschleife vom Nürburgring

70 Kurven, Kuppen und Senken. Es gibt Streckenabschnitte mit sehr schnellen Passagen abwechselnd mit sehr engen Kurven, bei denen aufgrund von Beschleunigung- bzw. Abbremsvorgängen der Längskrafteinfluss auf das Kurvenverhalten zum Tragen kommt. Die verwendeten GPS-Daten enthalten neben den Positionsdaten der gemessenen Spuren auch Informationen über die Längs- und Querneigung der Fahrbahn. Damit wird eine für diese Anwendung ausreichende Genauigkeit der Streckenvorgaben erzielt. Bei der Optimierung können entweder die komplette Strecke verwendet werden, oder aufgrund des geringeren Optimierungsaufwandes bestimmte Teilabschnitte herausgegriffen werden, die charakteristischen Fahrsituationen entsprechen. Das wichtigste Kriterium bei der Rennstrecken-Optimierung ist die Rundenzeit. Zusätzlich macht es Sinn, für bestimmte Streckenabschnitte auch die Maximalwerte von Querbesehleunigung, Schwimmwinkel und Giergeschwindigkeit in die Bewertung mit aufzunehmen. In Kapitel 5.5 werden die Ergebnisse der Rundenzeitoptimierung vorgestellt und Verbesserungsmöglichkeiten durch aktive Fahrwerk-Regelsysteme aufgezeigt.

## 5.5 Systemanalyse am Beispiel aktive Federung und aktive Sturzverstellung

Durch den Einsatz von Optimierungsverfahren wird der optimale Verlauf der Fahrervorgaben und der Ansteuersignale neuartiger Regelsysteme bestimmt, um ausgewählte Testmanöver optimal zu meistern, bei denen der Fahrer in den Regelkreis mit eingebunden ist. Die dadurch entstandene Möglichkeit zur Bewertung von Fahrverhalten, Aktorik und Regelkonzepten wird hier am Beispiel von zwei aktiven Fahrwerk-Regelsystemen disku-

tiert und die daraus resultierenden Schlussfolgerungen aufgezeigt. Bei den zu bewertenden aktiven Regelsystemen handelt es sich um das aktive Federungssystem ABC mit dem Verspannungs-Freiheitsgrad zur Variation der Wankmomentenabstützung und um das aktive Fahrwerk-Regelsystem ATTC zur Änderung des Sturzwinkels der kurvenäußeren Räder. Beide Systeme und deren Wirkungen wurden mathematisch formuliert, in das hier verwendete nichtlineare Fahrzeugmodell integriert und anschließend über die Trajektorienoptimierung anhand der beiden Testmanöver *ISO-Doppelspurwechsel* und *Rundenzeitoptimierung Nürburgring* bewertet.

### ISO-Doppelspurwechsel

Ziel des Fahrmanövers *ISO-Doppelspurwechsel* ist es, mit maximaler Geschwindigkeit durch einen vorgegebenen Parcours zu fahren, ohne dabei die Pylonen zu berühren bzw. umzuwerfen, die die Spurgassen begrenzen. Das Optimierungsproblem wird daher durch die maximale Fahrgeschwindigkeit unter Variation der Lenkvorgaben und gegebenenfalls zusätzlicher Steuergrößen wie *variable Wankmomentenabstützung* und *aktive Sturzverstellung* charakterisiert. Die Fahrgeschwindigkeit wird dabei als konstanter Parameter während der Durchfahrt durch die Spurgassen betrachtet. Zuerst werden an dieser Stelle die Optimierungsergebnisse für das Fahrzeug mit aktiver Sturzverstellung vorgestellt. Eine aktive Sturzverstellung der kurvenäußeren Räder in Kombination mit einem speziellen Reifen mit asymmetrischer Reifenkontur bewirkt eine Erhöhung der maximalen Seitenführungskraft aufgrund von zusätzlichen Sturzseitenkräften und geänderten Materialeigenschaften des Reifens. Die dadurch erreichbare stationäre Querbeschleunigung wird bei einem maximalen Sturzwinkel von  $20^\circ$  um bis zu 40% gesteigert. Die folgenden Abbildungen 5.4a bis c zeigen die Ergebnisse der Trajektorienoptimierung für den Fall, dass sowohl Lenkradwinkel als auch Ansteuerung der Sturzverstellung optimal bestimmt werden. Die Abbildungen zeigen deutlich, dass der zur Verfügung stehende Raum und das nutzbare Seitenführungspotential voll ausgenutzt werden. Anhand der optimalen Sturzwinkelverläufe ist zu erkennen, dass zuerst das kurvenäußere Vorderrad bis hin zum maximalen Sturzwinkel gestellt wird. Dadurch wird an der Vorderachse mehr Seitenkraft aufgebaut und das Fahrzeug fährt agiler aus der ersten Gasse heraus. Zur Stabilisierung muss dann anschließend auch an der Hinterachse ein Sturzwinkel am kurvenäußeren Rad aufgebaut werden und nach kurzer Zeit an der Vorderachse wieder reduziert werden, um das Fahrzeug wieder zu stabilisieren. Die Ergebnisse der optimalen Steuergrößen sind daher plausibel und nachvollziehbar und ein entsprechendes Systemverständnis wird dadurch aufgebaut. Vergleicht man nun die optimalen Sturzwinkelverläufe mit bestimmten Fahrzeuggrößen wie der Querbeschleunigung oder dem Lenkradwinkel, kann daraus ein einfaches Steuer- oder Regelkonzept zur Ansteuerung der Sturzverstellung abgeleitet werden. Um das Potential der aktiven Sturzverstellung anhand des ISO-Doppelspurwechsels bewerten zu können, werden die Ergebnisse in Relation zu dem passiven Fahrzeug ohne Sturzverstellung sowie zu dem Fahrzeug mit geregelter bzw. gesteuerter Sturzverstellung gesetzt. Abbildung 5.4d zeigt den Vergleich der maximalen Durchfahrtsgeschwindigkeit als Bewertungskriterium für die entsprechenden Fahrzeug- und Systemvarianten. Die maximale Fahrgeschwindigkeit beim *passiven Fahrzeug* liegt mit 145.7 km/h bereits sehr hoch und charakterisiert ein sehr agiles Fahrverhalten des Grundfahrzeugs. Die Steigerung der maximalen Fahrgeschwindigkeit durch Hinzufügen einer optimal gesteuerten Sturzverstellung der kurvenäußeren Rädern zeigt mit  $\Delta v_{max} = 10.8$  km/h ein enormes Potential des aktiven Stellsystems. Im Vergleich der optimalen Ansteuerung der Sturzverstellung mit einem gesteuertem Ansatz in Abhängigkeit der Querbeschleunigung und dem Lenkradwinkel zeigt mit  $\Delta v_{max} = 8.0$  km/h ebenfalls eine deutliche Steigerung und erlaubt eine Aussage über die Güte der verwendeten Steuerung.

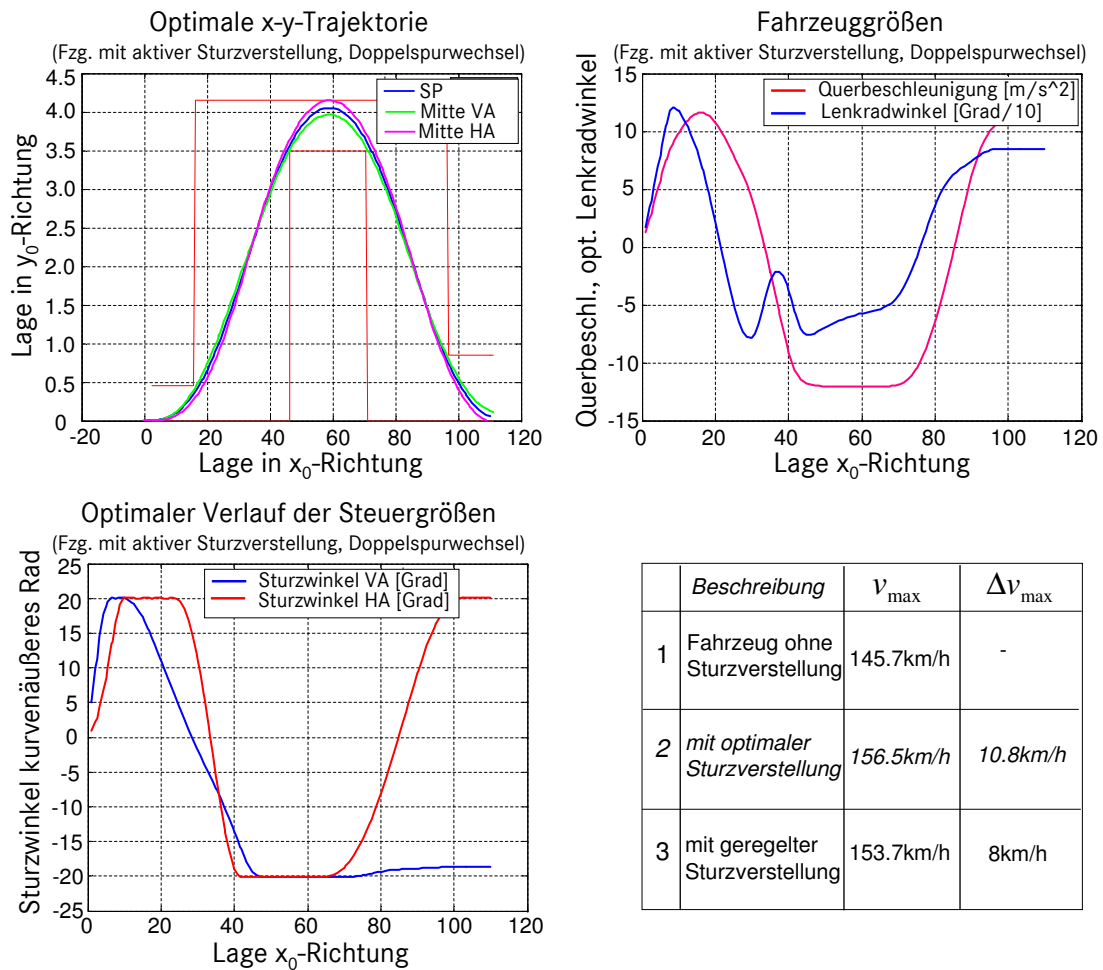


Abbildung 5.4: ISO-Doppelspurwechsel-Simulation, Fahrzeug mit aktiver Sturzverstellung: a) Optimale Trajektorien der Fahrzeugposition b) Optimaler Lenkradwinkelverlauf und dazugehörige Querbeschleunigung c) Optimaler Verlauf der Sturzwinkel an den kurvenäußeren Rädern ( $> 0$ : Linkskurve,  $< 0$ : Rechtskurve),  $v_{\max} = 156.5\text{km/h}$  d) Vergleich der maximalen Durchfahrtsgeschwindigkeit

Das zweite aktive Stellsystem, das mit Hilfe der Optimierung hier untersucht wurde, ist eine aktive Federung wie beispielsweise das *Active-Body-Control* mit dem zusätzlichen Freiheitsgrad der variablen Wankmomentenabstützung. Mit Hilfe der variablen Wankmomentenabstützung ist es möglich, das Seitenführungspotential der Vorder- bzw. Hinterachse so zu beeinflussen, dass die Steuertendenz und damit das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs variiert werden kann, vgl. Kapitel 3.3.2. Im Vergleich zu dem aktiven Sturzverstellungssystem ist es hier aber nicht möglich, das gesamte Seitenführungspotential zu erhöhen, sondern vielmehr die Aufteilung zwischen Vorder- und Hinterachse zu verändern. Das hier verwendete Fahrzeugmodell entspricht ebenfalls dem bereits vorgestellten nichtlinearen und erweiterten Einspurmodell, das anhand von Fahrdynamik-Messdaten von einem Sportfahrzeug parametrisiert wurde. Die folgenden Abbildungen 5.5a bis c zeigen die entsprechenden Ergebnisse des Fahrzeugs mit optimal angesteuerter aktiver Federung. Es ist deutlich zu erkennen, dass der zur Verfügung stehende Raum wieder optimal ausgenutzt wird. Die optimierte Ansteuerung der Wankmomentenabstützung zeigt zu Beginn des Manövers eine stärkere Abstützung des Wankmoments an der Hinterachse, dadurch wird ein agileres Einlenken in die Kurve erzielt. Anschließend wird durch eine größere Wankmomen-

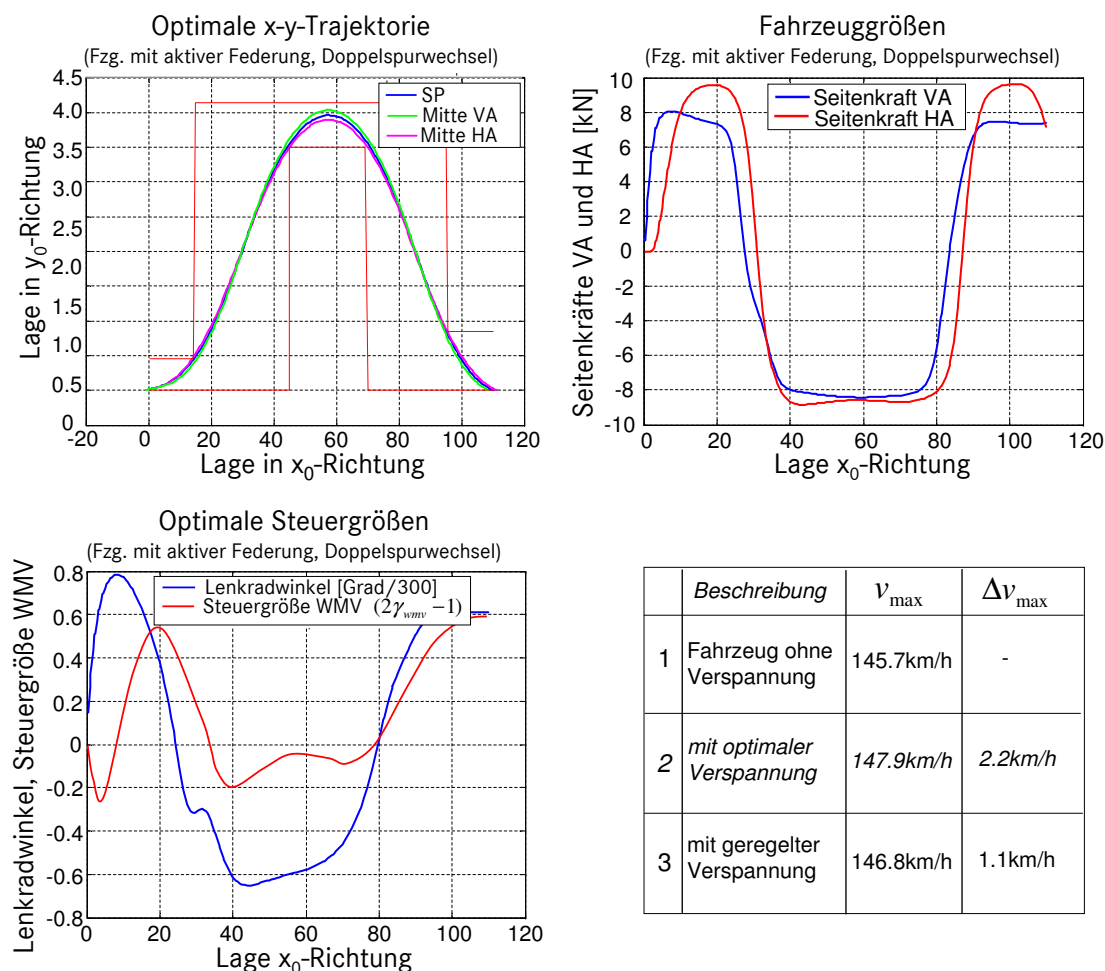


Abbildung 5.5: ISO-Doppelspurwechsel-Simulation, Fahrzeug mit aktiver Federung: a) Optimale Trajektorien der Fahrzeugposition b) Verlauf der dazugehörigen Achs-Seitenkräfte c) Optimaler Verlauf von Lenkradwinkel und Ansteuerung der variablen Wankmomentenverteilung,  $v_{\max} = 147.9\text{km/h}$  d) Vergleich der maximalen Durchfahrtsgeschwindigkeit

tenabstützung an der Vorderachse sofort wieder stabilisiert. Entsprechendes gilt für die weiteren Spurgassen. Wenn man die einzelnen maximalen Durchfahrtsgeschwindigkeiten wieder miteinander vergleicht, wird das Potential der variablen Wankmomentenverteilung für das Testmanöver *ISO-Doppelspurwechsel* sichtbar. Abbildung 5.5d zeigt eine Steigerung der maximalen Fahrgeschwindigkeit durch Verwendung einer aktiven Federung mit optimal angesteuerter Wankmomentenabstützung von  $\Delta v_{\max} = 2.2\text{ km/h}$ . Die ebenfalls hier verwendete Regelung zur Steuerung der Wankmomentenabstützung erreicht mit einer Verbesserung der maximalen Fahrgeschwindigkeit von  $\Delta v_{\max} = 1.1\text{ km/h}$  ca. 50% der maximal möglichen Steigerung. Eine detailliertere Beschreibung der hier verwendeten Regelung findet sich in Kapitel 8.4. Im Vergleich zur aktiven Sturzverstellung ist das Potential der variablen Wankmomentenabstützung hinsichtlich Verbesserung der Agilität und Fahrsicherheit zwar kleiner, aber dennoch deutlich spürbar. Da die Realisierung der variablen Wankmomentenabstützung bei Fahrzeugen mit aktiver Federung wesentlich weniger aufwendig ist als die Integration einer aktiven Sturzverstellung, wird im Folgenden die Erweiterung der aktiven Federung um den Verspannungs-Freiheitsgrad zur Variation der Wankmomentenabstützung verwendet.



## Rundenzeitoptimierung Nürburgring

Ähnlich wie beim Testmanöver *ISO-Doppelspurwechsel* wird das Fahrmanöver *Nürburgring Nordschleife* dazu verwendet, Fahrverhalten und Fahrdynamik von Fahrzeugen zu beurteilen sowie aktive Regelsysteme mit Hilfe der Optimierung zu bewerten. Im Gegensatz zum *ISO-Doppelspurwechsel* spielt neben der Querdynamik auch die Längsdynamik eine entscheidende Rolle. Im Verlauf einer Runde auf dem Nürburgring-Handlingkurs gibt es aufgrund der abwechselnden Geraden und Kurven die verschiedensten Fahrsituationen innerhalb bestimmter Streckenabschnitte. Das Ziel der Optimierung ist hier, eine minimale Rundenzeit unter Variation von Lenkradwinkel, Gas- und Bremspedal sowie Ansteuerung der Wankmomentenabstützung bei einem aktiven Federungssystem zu erzielen, siehe [10]. Die Randkurven der Strecke sowie die Beschränkungen der Steuergrößen entsprechen den notwendigen Pfadbeschränkungen. Die folgenden Abbildungen 5.6a bis c zeigen die Ergebnisse der Optimierung für den Fall der optimal angesteuerten Wankmomentenabstützung für einen repräsentativen Streckenabschnitt der Nürburgring-Nordschleife. Anhand der x-y-Trajektorie des Fahrzeugschwerpunktes ist die optimale Fahr-

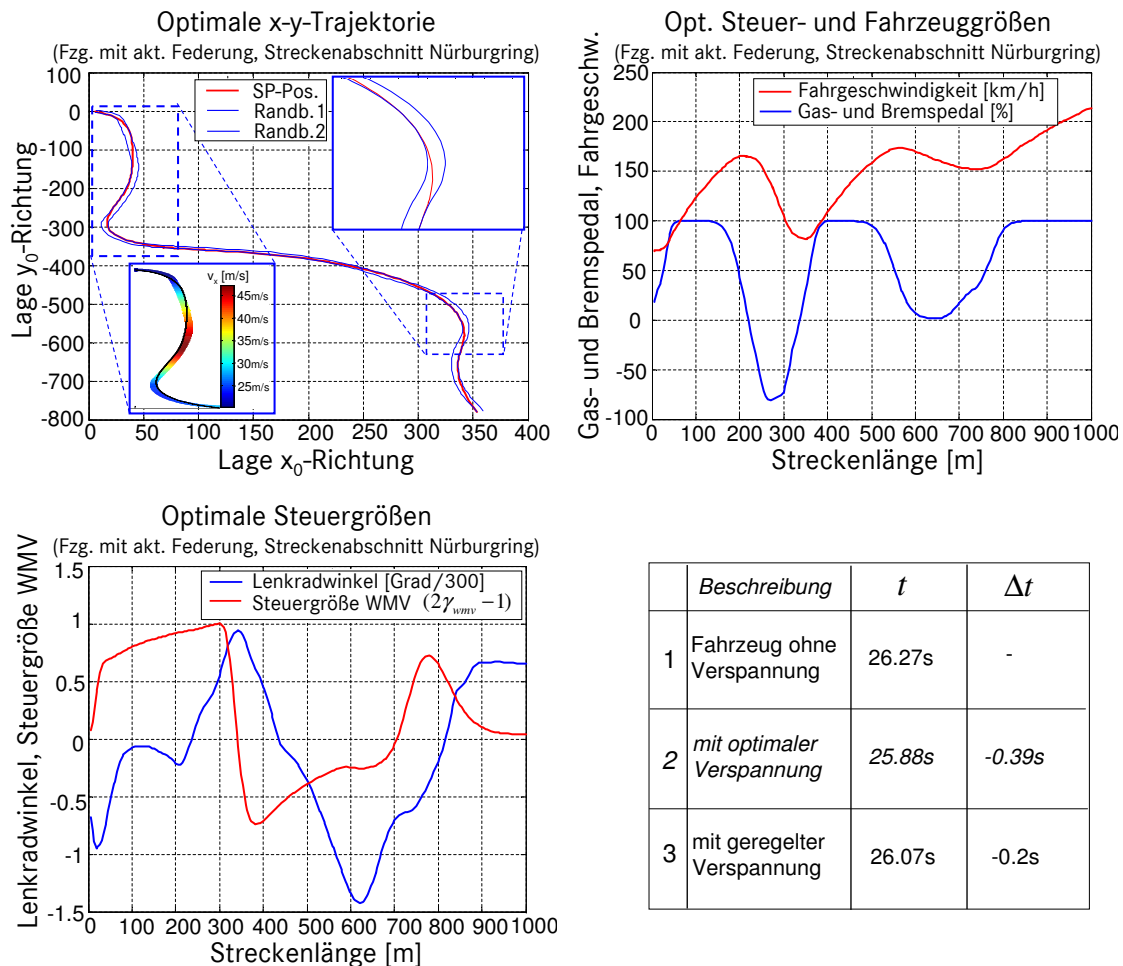


Abbildung 5.6: Rundenzeitoptimierung Nürburgring, Fahrzeug mit aktiver Federung: a) Optimale Trajektorien der Fahrzeugposition b) Optimale Ansteuerung von Gas- und Bremspedal mit dazugehöriger Fahrgeschwindigkeit c) Optimaler Verlauf von Lenkradwinkel und Ansteuerung der variablen Wankmomentenverteilung d) Vergleich der Fahrzeiten für den Streckenabschnitt mit 1000m Länge

spur innerhalb der Streckenbegrenzungen zu erkennen. Zusätzlich sind die optimierten

Gas- und Bremspedal-Ansteuerungen sowie die daraus resultierende Fahrgeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Streckenlänge für den ausgewählten Streckenabschnitt dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass auf der langen Geraden das Fahrpedal voll gedrückt wurde und kurz vor den Kurven die Bremse jeweils verwendet wird. Abbildung 5.6c zeigt dagegen die beiden anderen Steuergrößen: den optimierten Lenkradwinkel und die optimierte Wankmomentenabstützung des aktiven Federungssystems. Wenn man nun die Streckenzeiten für diesen Streckenabschnitt vergleicht, wird die Leistungsfähigkeit des aktiven Stellsystems wieder sichtbar. Abbildung 5.6d zeigt die zu vergleichenden Fahrzeiten für diesen Streckenabschnitt. Das Fahrzeug mit aktiver Federung kann diesen Abschnitt mit einer Streckenlänge von 1000m bei optimierter Wankmomentenverteilung 0.39s schneller bewältigen. Vergleicht man die geregelte Verspannung mit der optimierten Wankmomentenabstützung, erkennt man ebenfalls wie beim ISO-Doppelspurwechsel, dass ungefähr 50% vom Optimum erreicht werden.

Die gesamte Strecke der Nürburgring-Nordschleife hat eine Länge von ca. 20.83km. Mit dem Fahrzeug mit optimaler Wankmomentenabstützung ist für den kompletten Parcours eine schnellste Rundenzeit von 7min30.47s möglich. Ohne die optimale Verspannung erreicht dasselbe Fahrzeugmodell eine minimale Rundenzeit von 7min38.53s. Tabelle 5.1 zeigt den Vergleich dieser schnellsten Rundenzeiten mit gemessenen Rundenzeiten vergleichbarer Fahrzeuge. Der Grund für die etwas schnellere Rundenzeit bei dem *passiven* Fahrzeugmo-

Tabelle 5.1: Vergleich Rundenzeiten Nürburgring Nordschleife (\*: Quelle: <http://www.track-challenge.com>)

Fahrzeug	Rundenzeit
Fahrzeugmodell mit opt. Verspannung	7min30.47s
Fahrzeugmodell ohne opt. Verspannung	7min38.53s
Porsche Carrera GT*	7min40.00s
Mercedes McLaren SLR*	7min52.00s

dell liegt in den vereinfachten Ansätzen bei der Modellierung, wie beispielsweise die vereinfachte Annahme der Fahrzeugaußenabmessungen. Für die Bewertung des Stellsystems wirkt sich das aber nicht nachteilig aus.

## Schlussfolgerungen

Die Optimierungsergebnisse mit der aktiven Sturzverstellung belegen bei dem Fahrmanöver *ISO-Doppelspurwechsel* ein sehr großes Potential zur Verbesserung des Fahrverhaltens. Die Ergebnisse der aktiven Federung ABC beim *ISO-Doppelspurwechsel* und bei der *Rundenzeitoptimierung Nürburgring* zeigen ebenfalls ein großes Potential zur Beeinflussung des Fahrverhaltens. Der Einfluss der variablen Wankmomentenverteilung durch die ABC-Verspannung ist zwar kleiner als bei der aktiven Sturzverstellung, aber speziell im fahrdynamischen Grenzbereich deutlich spürbar. Die Fahrsicherheit und Agilität kann durch eine gezielte Änderung der Wankmomentenabstützung in Abhängigkeit vom aktuellen Fahrzustand deutlich gesteigert werden. Entsprechende Konzepte zur Regelung und Steuerung der Wankmomentenverteilung lassen sich mit Hilfe der Ergebnisse und Erkenntnisse aus der Optimierung herleiten und sind in Kapitel 8.4 dargestellt. Aufgrund der Verfügbarkeit der entsprechenden Regelsysteme in aktuellen Serienfahrzeugen liegt der Fokus in dieser Arbeit stärker auf dem aktiven Federungssystem ABC, das sich seit 1999 in verschiedenen Mercedes-Fahrzeugen in Serie befindet und durch geeignete Regelkonzepte erweitert werden kann.



# Kapitel 6

## Systemanalyse Verspannungslenken

### 6.1 Einleitung

In Kapitel 3 wurden Modelle zur Beschreibung der Quer- und Vertikaldynamik vorgestellt und deren gegenseitige Kopplungen und Einflüsse beschrieben. Speziell der Einfluss der Vertikaldynamik auf die Querdynamik durch den Verspannungs-Freiheitsgrad bei aktiven Federungssystemen spielt bei dieser Arbeit eine zentrale Rolle. Dieser Freiheitsgrad ermöglicht es, die Kräfte an den Rädern so zu verändern, dass die Radlastdifferenz zwischen linkem und rechten Rad achsweise zu- bzw. abnimmt, ohne die anderen Aufbaufreiheitsgrade zu beeinflussen. Da der Aufbau dabei geradezu verspannt wird, wird dieser Freiheitsgrad als *Verspannen* bezeichnet, siehe Kapitel 3.2.2. Aufgrund der Verspannung gibt es verschiedene Lenkeffekte, die das querdynamische Fahrverhalten beeinflussen können, sich aber unterschiedlich in den verschiedenen Kraftschlussbereichen auswirken. In Kapitel 3.3.2 wurde bereits der Einfluss der Verspannung auf die Wankmomentenabstützung und deren Wirkung auf die Querdynamik bei Kurvenfahrt mit mittlerer bis hoher Kraftschlussbeanspruchung vorgestellt. Bei Geradeausfahrt und bei leichter Kurvenfahrt im niedrigen Kraftschlussbereich stellen sich aufgrund der Verspannung ebenfalls Lenkeffekte ein, die ihre Ursache in den Achseigenschaften und Vorspureinstellungen haben. Diese Lenkeffekte können im Normalfahrbereich das Fahrverhalten entscheidend beeinflussen. Dieser Einfluss wird als Verspannungslenken bezeichnet und aufgrund der großen Bedeutung für die Fahrwerkentwicklung in diesem Kapitel näher analysiert.

### 6.2 Systemanalyse

#### 6.2.1 Differenzierung der Lenkeffekte

Die Ausprägung der Lenkeffekte aufgrund einer Fahrwerkverspannung ist hauptsächlich abhängig von den Achseigenschaften, den Spureinstellungen und den Reifeneigenschaften eines Fahrzeugs. Im Wesentlichen können diese Lenkeffekte in vier verschiedene Kategorien eingeteilt werden: den *Vorspureffekt*, das *Radlaststeuern*, das *Rollsteuern* und die *variable Wankmomentenabstützung*. Je nach Fahrzeugeigenschaften können die einzelnen Beiträge, die zu einer Lenkbewegung des Fahrzeugs führen, sich gegenseitig unterstützen oder teilweise sogar gegenseitig aufheben. Im Folgenden werden die einzelnen Lenkeffekte differenziert und deren Wirkung auf das Fahrverhalten vorgestellt.

## Vorspureffekt

Heutige Fahrzeuge werden häufig mit kleinen Vorspurwinkeln ausgestattet, um ein Fahrverhalten mit gutem Geradeauslauf zu erzielen. Aufgrund dieser Vorspurwinkel stellen sich an jedem Rad Seitenkräfte ein, die sich bei Geradeausfahrt normalerweise achsweise gegenseitig kompensieren, da jeweils die linke und rechte Seite ungefähr dieselben Radlasten haben. In Abbildung 6.1 sind in dem Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Diagramm die aufgrund der Vorspur sich einstellenden Seitenkräfte dargestellt. Aufgrund der gleichen Radlastver-

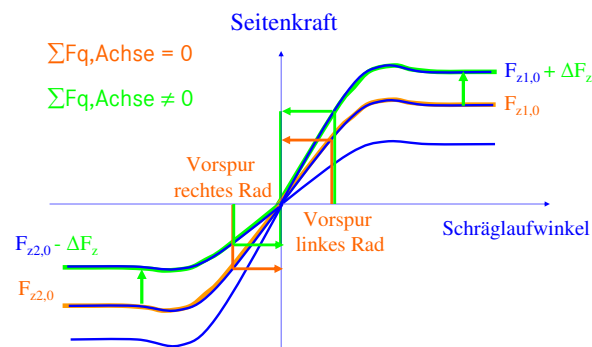


Abbildung 6.1: Einfluss der Verspannung auf die resultierenden Achs-Seitenkräfte bei Geradeausfahrt

teilung zwischen linkem und rechtem Rad gibt es keine resultierende Achs-Seitenkraft bei Geradeausfahrt. Durch eine Verspannung des Fahrwerks wird dieses Gleichgewicht zwischen den linken und rechten Rädern aufgehoben und eine diagonale Zu- bzw. Abnahme der Radlasten ist die Folge. Proportional zu den Radlasten ändern sich in diesem Kraftschlussbereich auch die Seitenkräfte an den Rädern. Durch die geänderte Radlastverteilung ergibt sich an den Achsen jeweils eine resultierende Achs-Seitenkraft, die achsweise entgegengesetzt ist und dadurch ein Giermoment erzeugt. Abbildung 6.2 zeigt ebenfalls den Einfluss der Fahrwerkverspannung auf die Seitenkräfte aufgrund der existierenden Vorspurwinkel und damit den Einfluss auf das Gierverhalten. Dieser Effekt ist bei Fahrzeugen

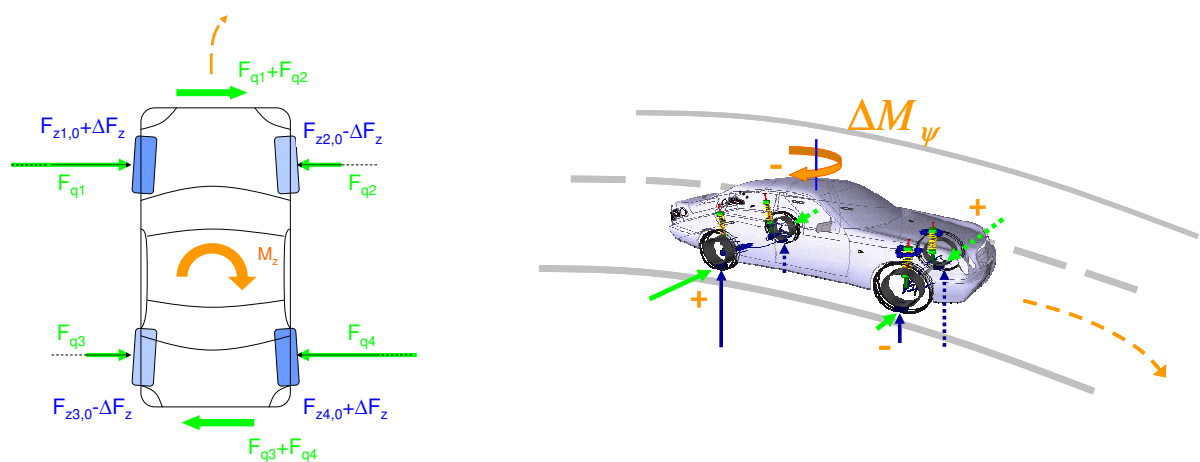


Abbildung 6.2: Verspannungslenken durch Vorspureffekt

mit positiver Vorspur teilweise sehr stark ausgeprägt und stellt einen der Haupteffekte zum Verspannungslenken dar. Eine grobe Abschätzung des wirkenden Giermoments lässt

folgende Rechnung zu: Bei einer Vorspur von  $0.25^\circ$  pro Rad an der Vorderachse und  $0.5^\circ$  an der Hinterachse und einer Reifen-Schräglaufsteifigkeit von  $1250\text{N}/^\circ$  entstehen bei einer Radlaständerung von  $2000\text{N}$  pro Rad von den stationären Radlasten  $5000\text{N}$  vorne und  $6000\text{N}$  hinten Seitenkraftänderungen von ca.  $120\text{N}$  pro Rad an der Vorderachse und ca.  $200\text{N}$  pro Rad an der Hinterachse. Bei einem Hebelarm von  $1.65\text{m}$  vorne und  $1.43\text{m}$  hinten ergibt sich zu Beginn ein Giermoment von ca.  $960\text{Nm}$ , welches das Fahrzeug zu einer Drehbewegung veranlasst.

### Seitenkraft-, Umfangskraft- und Radlaststeuern

Um Stoßkräfte, Schwingungen und Geräusche aufgrund von Straßenanregungen zu reduzieren, werden anstelle von starren Gelenken bei den Radführungselementen Gummilager verwendet. Durch angreifende Radkräfte und -momente gibt es dadurch elastische Radstellungsänderungen, die durch die Achsgeometrie und Elastizitäten in Größe und Richtung bestimmt werden. Dabei können diese Radkräfte sowohl Seitenkräfte, Umfangskräfte als auch Radlaständerungen sein. Die Wirkung kann je nach Achseigenschaften und Art der Krafteinwirkung ein zusätzliches eindrehendes oder ausdrehendes Moment um die Lenkachse sein. In der Abbildung 6.3 ist die elastische Spurwinkeländerung infolge eines Bremsengriffes und einer Radlaständerung an der Vorderachse aufgezeigt und jeweils ein rechtes Vorderrad mit positivem Lenkrollradius und positivem konstruktiven Nachlauf dargestellt. Wenn an diesem Rad eine Bremskraft angreift, ergibt sich bei dieser Konfiguration durch

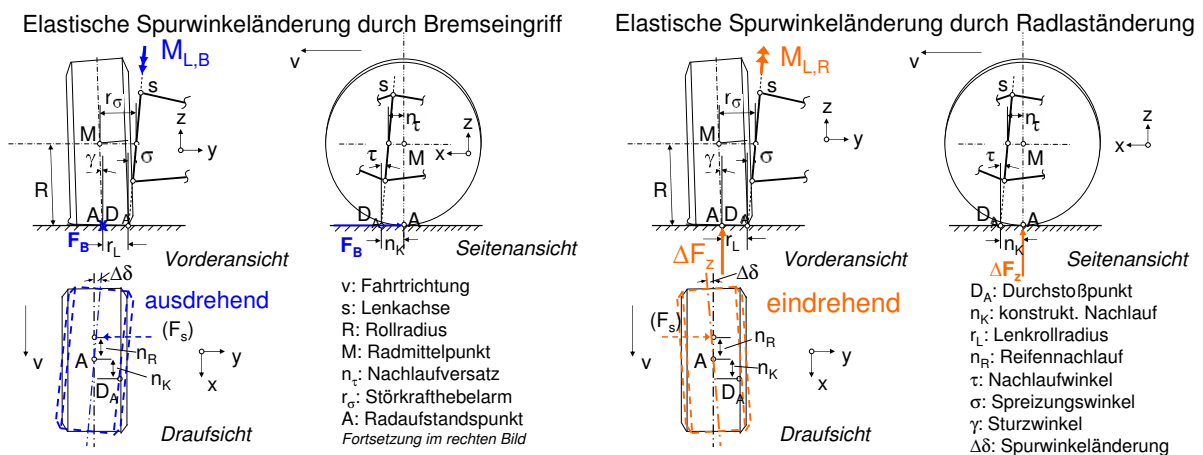


Abbildung 6.3: Elastische Spuränderung durch Bremsengriff und Radlaständerung an der Vorderachse

den Hebelarm *Lenkrollradius* ein ausdrehendes Moment um die Lenkachse. Ein ebenso ausdrehendes Moment ergibt sich aufgrund des konstruktiven Nachlaufs durch eine an dem Rad wirkende Seitenkraft, die um den Reifennachlauf versetzt vom Radaufstandspunkt angreift. Allerdings kommen diese Effekte erst ab einer mittleren Kraftschlussbeanspruchung effektiv zum Tragen. Bei Geradeausfahrt und leichter Kurvenfahrt spielt daher das Seitenkraftsteuern kaum eine Rolle, ganz im Gegensatz zu einer Radlaständerung. Mit zunehmender Radlast entsteht aufgrund der schräg im Raum liegenden Drehachse ein eindrehendes Moment, welches das Gierverhalten bei einer Verspannung des Fahrwerks beeinflussen kann. Nach [52] kann der auf die z-Achse bezogene Radlasthebelarm über die Gleichung  $p = r_L \cdot \tan \tau + n_K \cdot \tan \sigma$  und vereinfacht mit  $\Delta M = \Delta F_z \cdot p$  das resultierende Moment berechnet werden. Bei einem Nachlaufwinkel von  $\tau=10^\circ$ , einem Spreizwinkel von  $\sigma=5^\circ$  und einem Lenkrollradius von  $r_L=50\text{mm}$  sowie einem konstruktivem Nachlauf von  $n_K=80\text{mm}$  gibt es bei einer Radlaständerung von  $2000\text{N}$  eine Momentenänderung

um die Lenkachse um ca. 32Nm pro Rad, die eine Verdrehung der Räder im Rahmen der Elastizitäten zulässt. Das Rad mit Radlastzunahme geht dadurch in Vorspur, das gegenüberliegende Rad mit der Radlastabnahme dagegen in Nachspur. Dadurch entsteht eine Lenkbewegung, die die Bewegung aufgrund des Vorspureffekts unterstützt. Abbildung 6.4 zeigt die Spurwinkeländerung aufgrund eines Moments um die Radhochachse und aufgrund von Radlaständerungen. Beide Prüfstandsergebnisse zeigen bei einer Lenkmomentenänderung von ca. 32Nm und einer Radlaständerung von entsprechend 2000N dieselbe Spurwinkeländerung von ungefähr  $0.1^\circ$ . Neben Radlaständerungen verursachen auch Seitenkräfte

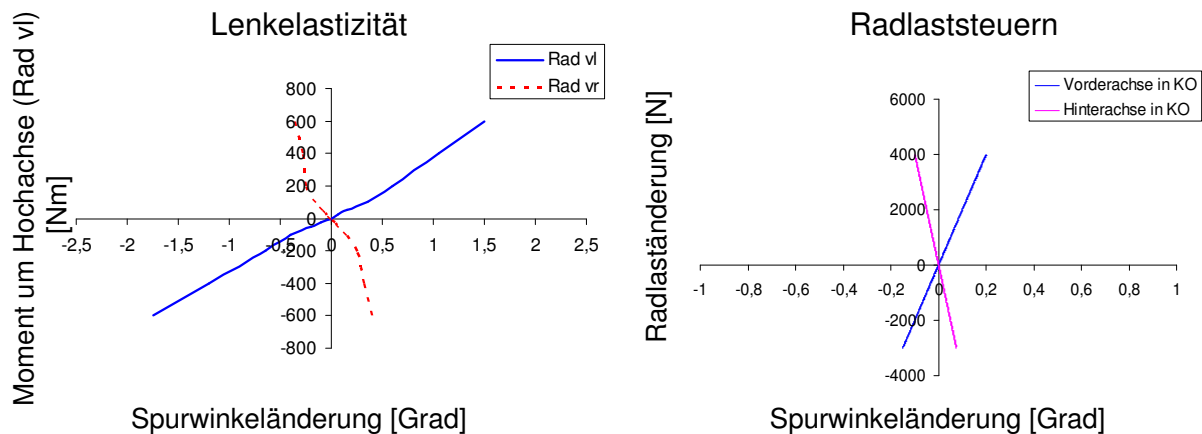


Abbildung 6.4: Spurwinkeländerung durch Lenkmoment und Radlaständerung (FKE-Prüfstandsmessungen)

und Umfangskräfte aufgrund der Elastokinematik gewisse Spurwinkeländerungen, die zu einer Lenkbewegung des Fahrzeugs führen. Die folgende Abbildung 6.5 zeigt diese Spurwinkeländerung unter Einfluss von Seitenkraft und Bremskraft. Speziell das Seitenkraftsteuern

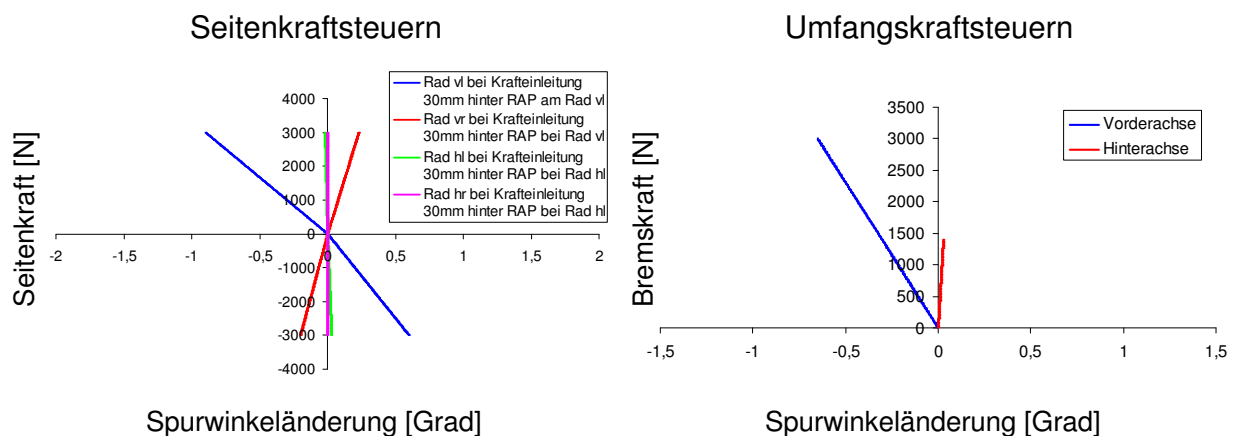


Abbildung 6.5: Spurwinkeländerung durch Seitenkraft und Bremskraft (FKE-Prüfstandsmessungen)

spielt bei der Fahrwerkabstimmung eine entscheidende Rolle, um das Eigenlenkverhalten gezielt zu beeinflussen. In den nichtlinearen Reifenkennlinien sind diese Lenkbewegungen infolge stationärer Seitenkräfte bereits enthalten. Die elastischen Lenkbewegungen durch Einzelradbremseingriffe an der Vorderachse sind ebenfalls stark ausgeprägt und können in bestimmten Fällen den Lenkeffekt gezielt unterstützen.

## Rollsteuern

Reine Wankbewegungen des Aufbaus induzieren aufgrund der Kinematik der Radaufhängung Spur- und Sturzwinkeländerungen, die das Fahrzeug zu einer Lenkbewegung veranlassen. Diese Lenkbewegungen werden als *Rollsteuern* bezeichnet. Die zusätzlichen Radeinschläge entstehen, da sich die Räder beim Ein- und Ausfedern infolge einer Wankbewegung um eine schräg im Raum liegende kinematische Drehachse bewegen. Im Allgemeinen können diese Spur- und Sturzänderungen als Funktion der Ein- und Ausfederung dargestellt werden. Da bei der reinen Wankbewegung die Ein- und Ausfederung vom Wankwinkel abhängt, können die Änderungen der Radeinschläge direkt als Funktion vom Wankwinkel beschrieben werden, siehe auch Kapitel 3.3.1. Die folgende Abbildung 6.6 zeigt die durch einen Prüfstandsversuch ermittelten Spur- und Sturzwinkeländerungen bei wechselseitiger Einfederung der Achskinematik des V220E50-ABC-Versuchsträgers. Beim Ausfedern ge-

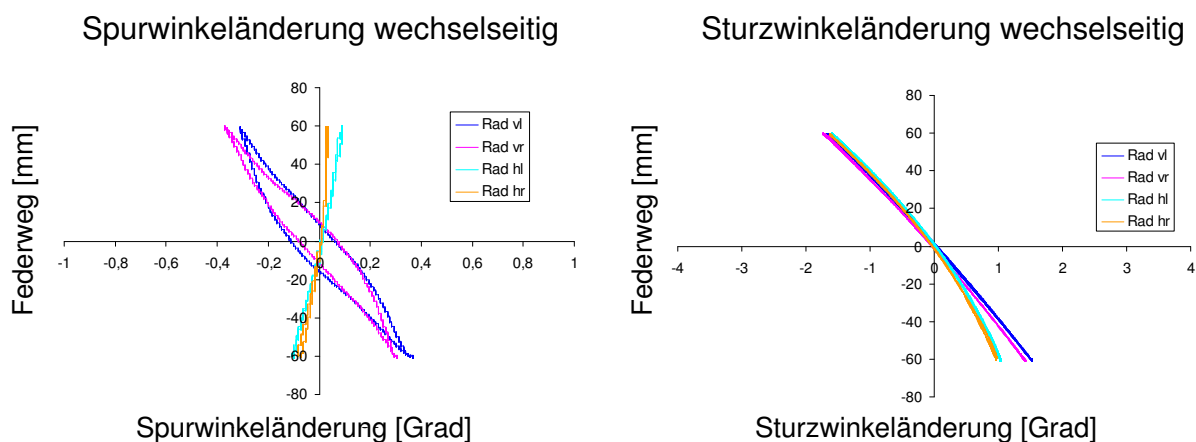


Abbildung 6.6: Spur- und Sturzwinkeländerung bei wechselseitiger Einfederung (FKE-Prüfstandsmessungen)

hen die Räder der Vorderachse in Vorspur und die Hinterräder dagegen in Nachspur. Bei einem positiven Wankwinkel entsteht dadurch eine negative Gierbewegung. Eine wechselseitige Einfederung von 25mm entspricht bei einer Spurweite von 1.5m einem Wankwinkel von ca.  $2^\circ$ . Die dadurch resultierenden Spurwinkeländerungen von ca.  $-/+0.175^\circ$  am ein-/ausgefederten Rad der Vorderachse und ca.  $+/-0.025^\circ$  am ein-/ausgefederten Hinterrad erzeugen bei Geradeausfahrt eine stationäre Gierrate von ungefähr  $0.9^\circ/s$ , vgl. Abbildung 3.12. Der Effekt ist ebenfalls beeindruckend, allerdings reagiert der Fahrer auf plötzlich auftretende Wankbewegungen bei Geradeausfahrt sehr empfindlich und empfindet das häufig als unangenehm. Zudem versucht der ABC-Regelalgorithmus, stets eine Horizontierung des Fahrzeugaufbaus in allen Fahrsituationen zu erreichen. Bei sportlich ausgelegten Fahrzeugen, bei denen der Fahrkomfort eine untergeordnete Rolle spielt, könnte man den Lenkeffekt bei Verspannung durch eine gezielte Wankbewegung des Aufbaus unterstützen. Für die weiteren Untersuchungen wird dieser Ansatz aber nicht weiter verfolgt.

## Variable Wankmomentenabstützung

Die Wirkung der variablen Wankmomentenabstützung wurde bereits in Kapitel 3.3.2 diskutiert. Aufgrund der degressiven Reifeneigenschaften ist es möglich, durch die variable Aufteilung eines Wankmoments über die Verspannung das Seitenkraftpotential der Achsen und damit die Steuertendenz des Fahrzeugs zu beeinflussen. Dieser Effekt ist aber direkt abhängig vom anstehenden Wankmoment und wirkt erst effektiv ab einer mittleren

Kraftschlussbeanspruchung von ca. 0.3g. Abbildung 6.7 zeigt den Einfluss der variablen Wankmomentenabstützung auf das Gierverhalten in Abhängigkeit von der Querbeschleunigung anhand gemessener Daten des Versuchsträgers V220E50-ABC. Bei Geradeausfahrt

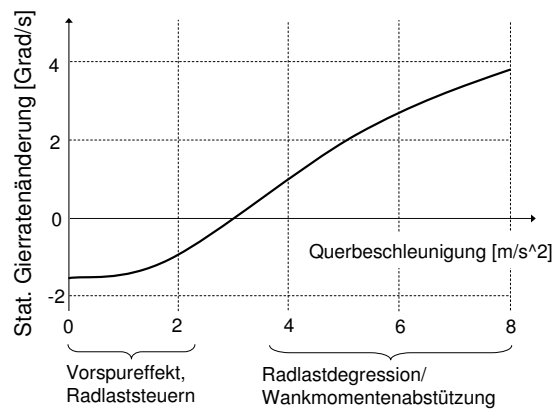


Abbildung 6.7: Einfluss der Verspannung auf die stationäre Gierrate in Abhängigkeit von der Querbeschleunigung

und leichter Kurvenfahrt spielt der Effekt über die Wankmomentenabstützung nur eine untergeordnete Rolle, da das wirksame Wankmoment nur sehr gering ist.

## 6.2.2 Bewertung der Einflussmöglichkeiten auf die Querdynamik

Nachdem die einzelnen Effekte beschrieben sind, kann nun deren Zusammenspiel genauer untersucht werden. In Tabelle 6.1 sind die Auswirkungen der einzelnen Effekte aufgrund einer Verspannung von  $w = 8000N$  für den Versuchsträger V220E50-ABC dargestellt. Die Verspannung  $w = 8000N$  entspricht einer statischen Radlaständerung von  $2000N$  pro Rad ( $\Delta F_{1,z} = +2000N$ ,  $\Delta F_{2,z} = -2000N$ ,  $\Delta F_{3,z} = -2000N$ ,  $\Delta F_{4,z} = +2000N$ ). Die Werte

Tabelle 6.1: Differenzierung der einzelnen Lenkeffekte

Lenkeffekt	Direkte Auswirkung auf Spurwinkel bei $w=8kN$ Verspannung (2kN pro Rad)		Auswirkung auf das Gierverhalten bei $v_l = 100km/h$	Wirkung (bzgl. $\dot{\psi}$ )
	Vorderachse	Hinterachse		
Vorspureffekt	$\Delta\delta_{vr}^1 \approx -0.1^\circ$	$\Delta\delta_{hr}^1 \approx +0.16^\circ$	$\Delta\dot{\psi} \approx -1.36^\circ/s$	$\Delta\dot{\psi} < 0$
Radlaststeuern	$\Delta\delta_{vr}^2 \approx -0.1^\circ$	$\Delta\delta_{hr}^2 \approx -0.03^\circ$	$\Delta\dot{\psi} \approx -0.37^\circ/s$	$\Delta\dot{\psi} < 0$
Seitenkraftsteuern	$\Delta\delta_{vr}^3 \approx +0.02^\circ$	$\Delta\delta_{hr}^3 \approx 0^\circ$	$\Delta\dot{\psi} \approx +0.1^\circ/s$	$\Delta\dot{\psi} > 0$
Rollsteuern	$\Delta\delta_{vr}^4 \approx 0$ (Horizontierung)	$\Delta\delta_{hr}^4 \approx 0$ (Horizontierung)	$\Delta\dot{\psi} \approx 0$	$\Delta\dot{\psi} \approx 0$
Summe $\sum_{k=1}^4$	$\Delta\delta_{vr} \approx -0.18^\circ$	$\Delta\delta_{hr} \approx +0.13^\circ$	$\underline{\Delta\dot{\psi} \approx -1.63^\circ/s}$	$\Delta\dot{\psi} < 0$

der Spurwinkeländerungen infolge der Verspannung entsprechen den Kenndaten aus den bereits vorgestellten Prüfstandsergebnissen sowie den berechneten Schräglaufwinkeln mit Hilfe der wirkenden Seitenkräfte und Schräglaufsteifigkeiten, siehe Gleichung (3.15). Zur

Berechnung der stationären Giergeschwindigkeit, die sich durch die Spurwinkeländerungen an Vorder- und Hinterachse über die Verspannung einstellt, wird ein stationäres Fahrzeugmodell mit lenkbaren Vorder- und Hinterrädern verwendet. Die folgende Gleichung (6.1) kann beispielsweise dafür verwendet werden.

$$\dot{\psi}_{stat,4ws} = \frac{-c_{v,\alpha} \cdot c_{h,\alpha} \cdot v_l \cdot (\delta_v - \delta_h) \cdot (l_v + l_h)}{m \cdot v_l^2 \cdot (c_{v,\alpha} \cdot l_v - c_{h,\alpha} \cdot l_h) - c_{v,\alpha} \cdot c_{h,\alpha} \cdot (l_v + l_h)^2} \quad (6.1)$$

Es ist deutlich zu erkennen, dass bei diesem Fahrzeug der Vorspureffekt den größten Anteil an der Gier- und Querbewegung besitzt. Bei der Verspannung von  $w = 8000N$  und einer Fahrgeschwindigkeit von 100km/h stellt sich eine Gierreaktion mit stationärer Gierrate von ca.  $\dot{\psi} \approx -1.36^\circ/s$  ein, d.h. das Fahrzeug fährt in einer Rechtskurve. Bei diesen Spureinstellungen trägt die Hinterachse entscheidend zu dieser Gierreaktion bei. Der Radlaststeuereffekt unterstützt den Vorspureffekt an der Vorderachse zusätzlich. Aufgrund der Radlaständerung geht das höher belastete Rad an der Vorderachse in Vorspur und das entlastete Rad in Nachspur. Die dadurch entstandenen Spurwinkeländerungen haben eine vergleichbare Größenordnung wie durch den Vorspureffekt. An der Hinterachse dagegen wirkt der Radlaststeuereffekt dem Vorspureffekt entgegen, allerdings sind die Spurwinkeländerungen hier deutlich kleiner als an der Vorderachse. Der Radlaststeuereffekt resultiert bei diesem Fahrzeug und der gegebenen Verspannung in einer stationären Gierrate von ungefähr  $\dot{\psi} \approx -0.37^\circ/s$ . Aufgrund der Seitenkraftänderungen an den einzelnen Rädern entstehen zusätzliche elastische Lenkeffekte. Diese so genannten Seitenkraftsteuereffekte wirken dem Vorspureffekt allerdings entgegen. Da die Seitenkraftänderungen aber relativ gering sind, entsteht dadurch auch nur ein kleiner Einfluss auf die Gierrate ( $\dot{\psi} = +0.1^\circ/s$ ). Zusätzlich zu den elastischen Spurwinkeländerungen gibt es auch Sturzwinkeländerungen, die ebenfalls das Fahrzeug zu einer Lenkbewegung führen können. Allerdings können diese Effekte im Vergleich zu den anderen Lenkbewegungen hier vernachlässigt werden. Zusammengefasst ergibt sich bei der hier beschriebenen Verspannung von  $w = 8000N$  und bei einer Fahrgeschwindigkeit von 100km/h eine resultierende Gierreaktion von ca.  $\dot{\psi} = -1.63^\circ/s$ . Diese Gierreaktion entspricht einem korrespondierenden Lenkradwinkel von ungefähr  $8^\circ$ . Je nach Achseigenschaften, Spureinstellungen, Reifensteifigkeiten und Stellbereich der Radlaständerungen durch das aktive Fahrwerk können diese Kennwerte deutlich variieren.

Dieser Lenkeffekt an sich ist schon sehr beachtlich, es gibt aber noch weitere Möglichkeiten, um diesen Effekt zu verstärken. Dazu gehört beispielsweise eine einfache mechanische Verstellung der Spurwinkel im Fall von Fahrwerkverspannung; allerdings ist diese Lösung mit zusätzlichen Kosten verbunden. Mit einer ungleichmäßigen Verspannung kann der Lenkeffekt ebenfalls gesteigert werden, allerdings entstehen dadurch Aufbaubewegungen, die den Fahrkomfort beeinflussen können. Diese ungleichmäßigen Verspannungen können beispielsweise in Form von unterschiedlichen Kraftänderungen an Vorderachse und Hinterachse oder durch einen zusätzlichen Wankwinkel während der Verspannung erzielt werden. In beiden Fällen wird dadurch aber der Fahrkomfort erheblich beeinflusst. Eine gezielte Änderung der Achseigenschaften, um den Radlaststeuereffekt zu vergrößern, ist auch denkbar, allerdings können dadurch andere Nachteile wie beispielsweise Lenkeffekte bei Fahrbahnunebenheiten auftreten. Eine elegante Möglichkeit zur Unterstützung des Lenkeffekts durch Fahrwerkverspannung ist ein zusätzlicher radindividueller Bremsengriff. Wird beispielsweise das kurveninnere Rad während der Verspannung leicht gebremst, kann die Gierreaktion des Fahrzeugs deutlich vergrößert werden. Aufgrund von Reifenabnutzung und Energieverbrauch ist diese Möglichkeit aber nur in bestimmten Fällen sinnvoll. In Kapitel 7.2.4 wird diese Möglichkeit näher beschrieben.

### 6.2.3 Realisierung im Fahrzeug

Die Realisierung der Fahrwerkverspannung erfolgt über die Regelung des aktiven Federungssystems. In diesem Fall handelt es sich um das bereits vorgestellte *Active-Body-Control*. Die bisherige ABC-Regelung muss um eine Verspannungsregelung mit entsprechender Schnittstelle erweitert werden, um die geforderte Sollverspannung schnell und exakt umsetzen zu können. Basis für diese Regelung ist der Zusammenhang aus Gleichung (3.35). Die Abbildung 6.8a zeigt in einfacher Weise schematisch die Realisierung im Versuchsfahrzeug. Der bestehende ABC-Regler verfügt über eine Verspannungsregelung, die die gewünschten Sollverspannungen einregelt. Diese Sollwerte werden über eine Koordinations-Regelung mit Verspannungsvorgabe an die Verspannungsschnittstelle gegeben. In Abbildung 6.8b sind die gemessenen und normierten Signale der Sollverspannung, Istverspannung und der sich einstellenden Gierreaktion des Fahrzeug dargestellt; Ausgangszustand war eine Geradeausfahrt mit 80km/h. Zwischen der gemessenen Soll-

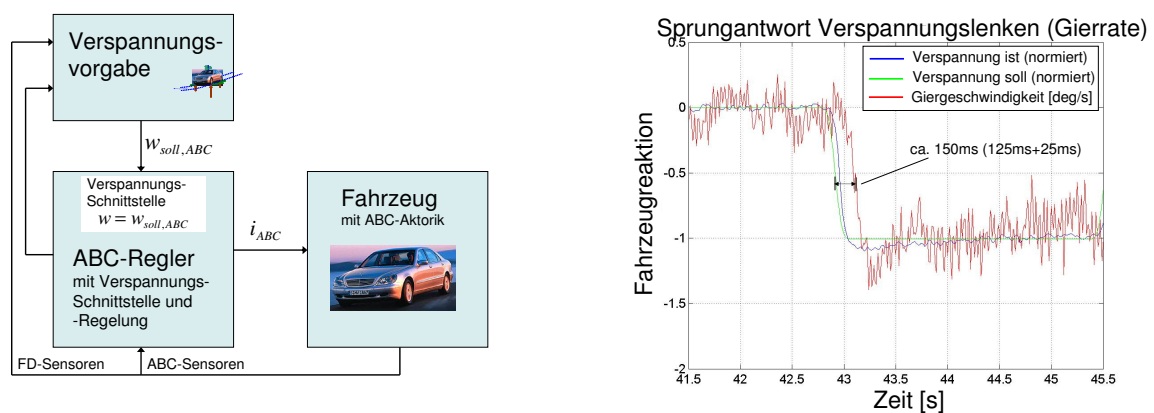


Abbildung 6.8: a) Konzept einer Verspannungsregelung mit dem ABC-System b) Aufbau der Giergeschwindigkeit infolge eines Verspannungssprungs mit dem ABC-System

und Istverspannung kann ein Phasenverzug von ca. 30 bis 40ms festgestellt werden, das entspricht der Stellzeit, die das ABC-System benötigt, um die Plunger im Hydraulikzylinder entsprechend zu verfahren. Bis sich die Gierreaktion des Fahrzeugs einstellt, dauert es dann ungefähr weitere 120ms. Insgesamt reagiert das Fahrzeug mit einer Gierrate auf eine Verspannungsvorgabe innerhalb 160ms.

### 6.2.4 Fahrversuche

Anhand der Fahrversuche mit dem Versuchsträger V220E50-ABC können die dynamischen und stationären Fahrzeugreaktionen aufgrund einer Fahrwerkverspannung näher untersucht werden. Die Fahrversuche wurden ausgehend von einer Geradeausfahrt mit festgehaltenem Lenkrad und definierter Fahrgeschwindigkeit auf einer ebenen, trockenen Fläche durchgeführt. Abbildung 6.9 zeigt den Verlauf der Giergeschwindigkeit und Querbeschleunigung infolge einer sinus- bzw. sprungförmigen Verspannung bei einer Fahrgeschwindigkeit von 80km/h. Bei einer Verspannung von  $w = 10\text{kN}$  und damit einer Radlaständerung von 2,5kN pro Rad stellt sich eine Giergeschwindigkeit von ca. 2Grad/s ein. Durch Änderungen der Spureinstellungen und Fahrgeschwindigkeit variieren diese Ergebnisse teilweise deutlich. In der folgenden Abbildung 6.10 ist die stationäre Gierreaktion des Fahrzeugs in Abhängigkeit von Radlaständerung, Fahrgeschwindigkeit und Vorspurwinkel an der Hinterachse dargestellt. Dabei wird deutlich, dass die Gierreaktion des Fahrzeugs sich nahezu proportional zur Verspannung verhält und mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit



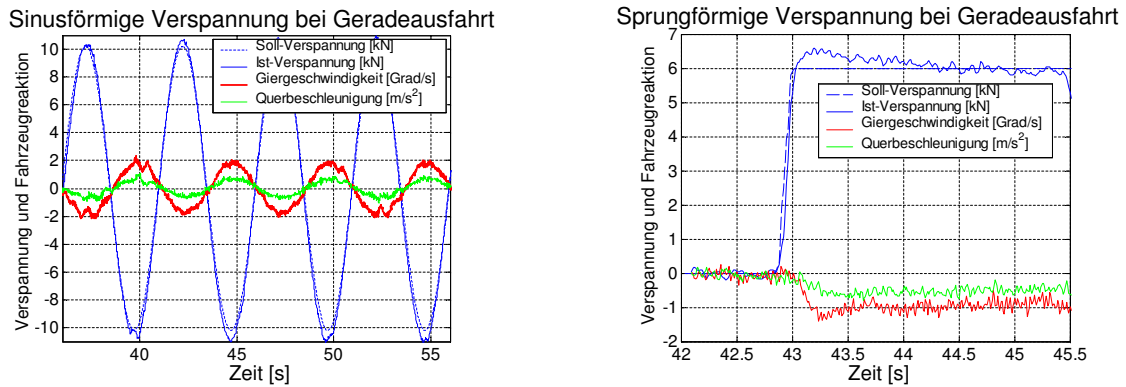


Abbildung 6.9: Fahrversuche mit sinusförmiger und sprungförmiger Verspannungsvorgabe

bzw. größeren Vorspurwinkeln der Lenkeffekt vergrößert wird. Durch eine ungleichmäßige Verspannung kann der Effekt ebenfalls vergrößert werden, allerdings bleibt dadurch der Aufbau nicht mehr in Ruhe. Vergleicht man nun diese Lenkeffekte mit der Fahrzeugreakti-

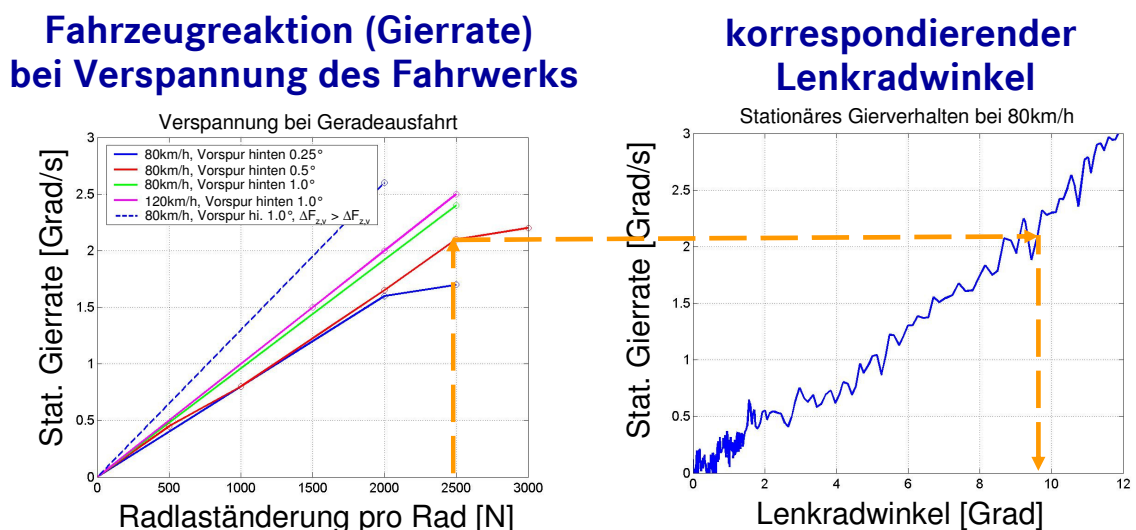


Abbildung 6.10: Vergleich Verspannungslenken und herkömmliche Lenkung

on auf eine herkömmliche Lenkvorgabe, dann entspricht die Lenkbewegung des Fahrzeugs durch die Fahrwerkverspannung einem korrespondierenden Lenkradwinkel von max. 8-10° am Lenkrad. Durch die Verspannung gibt es keine störenden Rückwirkungen am Lenkrad oder ungewünschte Aufbaubewegungen. Der Stelleingriff erfolgt völlig unbemerkt für den Fahrer.

## 6.3 Modelltechnische Beschreibung

### 6.3.1 Modellvorstellung und -erweiterung

In Kapitel 6.2.2 wurden die einzelnen Lenkeffekte analysiert, die bei einer Verspannung des Fahrwerks auftreten und das Gierverhalten dadurch beeinflussen. Einer der Haupteffekte

bei Geradeausfahrt und leichter Kurvenfahrt ist der so genannte *Vorspureffekt*. Um diesen Effekt modelltechnisch beschreiben zu können, werden die vom Einspurmodell bereits bekannten Gleichungen (3.2), (3.3) und (3.5) verwendet. Unter Annahme von kleinen Lenkwinkeln gilt  $\cos \delta = 1$  und für den Fall  $F_{v,l} = 0$  sowie  $M_\psi = 0$  folgt für die Gierdynamik:

$$J_\psi \cdot \ddot{\psi} = l_v \cdot (F_{1,q} + F_{2,q}) - l_h \cdot (F_{3,q} + F_{4,q}) \quad (6.2)$$

und für die Querbewegung:

$$\dot{v}_q = -v_l \cdot \dot{\psi} + \frac{1}{m} \cdot (F_{1,q} + F_{2,q} + F_{3,q} + F_{4,q}). \quad (6.3)$$

Abbildung 6.11 zeigt die Darstellung eines einfachen Fahrzeugmodells mit vier einzelnen Rädern, die jeweils über eine Vorspur  $\delta_{j,0}$  verfügen. Die Seitenkräfte können im linea-

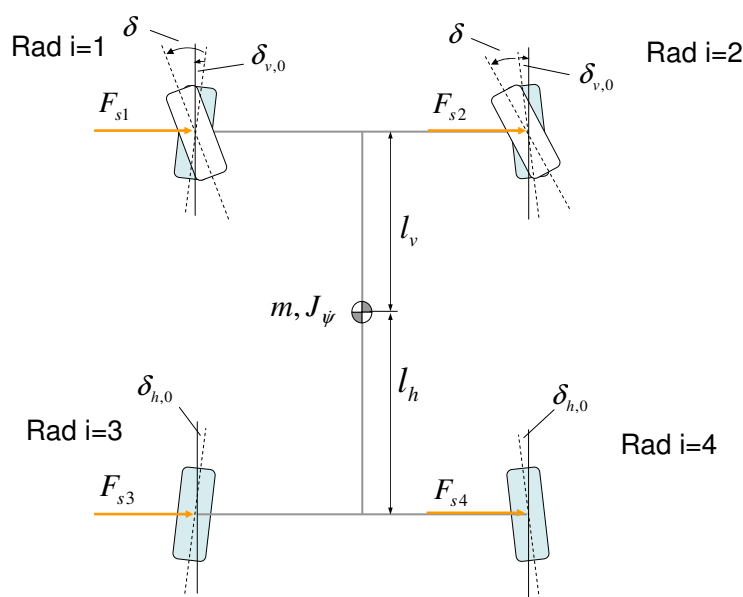


Abbildung 6.11: Zweispurmodell mit Vorspurwinkeln

ren Bereich entsprechend Gleichung (3.15) berechnet werden, wobei die radlastabhängigen Schräglauftiefigkeiten  $c_{i,\alpha}$  durch die radlastunabhängigen Steifigkeiten  $c_{i,\alpha,0}$  mit  $c_{i,\alpha,0} \cdot F_{i,z}$  beschrieben werden können. Für die Seitenkräfte gilt mit den Schräglaufwinkeln  $\alpha_i$ :

$$F_{i,q} = c_{i,\alpha,0} \cdot F_{i,z} \cdot \alpha_i. \quad (6.4)$$

Die Schräglaufwinkel werden über die Gleichungen

$$\alpha_1 = \delta - \delta_{v,0} + \beta - \frac{l_v \cdot \dot{\psi}}{v_l} = \hat{\alpha}_1 - \delta_{v,0} \quad (6.5)$$

$$\alpha_2 = \delta + \delta_{v,0} + \beta - \frac{l_v \cdot \dot{\psi}}{v_l} = \hat{\alpha}_2 + \delta_{v,0} \quad (6.6)$$

$$\alpha_3 = -\delta_{h,0} + \beta + \frac{l_h \cdot \dot{\psi}}{v_l} = \hat{\alpha}_3 - \delta_{h,0} \quad (6.7)$$

$$\alpha_4 = +\delta_{h,0} + \beta + \frac{l_h \cdot \dot{\psi}}{v_l} = \hat{\alpha}_4 + \delta_{h,0} \quad (6.8)$$

berechnet, wobei die Größen  $\hat{\alpha}_i$  den herkömmlichen Schräglaufwinkeln aus Gleichung (3.6) und (3.7) ohne Berücksichtigung der Vorspur entsprechen. Damit ergeben sich für die beiden Bewegungsgleichungen der Freiheitsgrade *Gieren* und *Querbewegung* folgende Beziehungen:

$$\ddot{\psi} = \hat{\ddot{\psi}}_0 + \left[ \frac{1}{J_\psi} \cdot (l_v \cdot c_{v,\alpha,0} \cdot \delta_{v,0} \cdot (F_{2,z} - F_{1,z}) - l_h \cdot c_{h,\alpha,0} \cdot \delta_{h,0} \cdot (F_{4,z} - F_{3,z})) \right] \quad (6.9)$$

sowie

$$\dot{v}_q = -v_l \cdot \dot{\psi} + \hat{a}_{q,0} + \left[ \frac{1}{m} \cdot (c_{v,\alpha,0} \cdot \delta_{v,0} \cdot (F_{2,z} - F_{1,z}) + c_{h,\alpha,0} \cdot \delta_{h,0} \cdot (F_{4,z} - F_{3,z})) \right], \quad (6.10)$$

wobei  $\hat{\ddot{\psi}}_0$  und  $\hat{a}_{q,0}$  den Modellgleichungen des herkömmlichen Einspurmodells mit

$$\hat{\ddot{\psi}}_0 = \frac{1}{J_\psi} \cdot (l_v \cdot \tilde{c}_{v,\alpha,0} \cdot F_{1,z} \cdot \hat{\alpha}_1 + l_v \cdot \tilde{c}_{v,\alpha,0} \cdot F_{2,z} \cdot \hat{\alpha}_2 - l_h \cdot \tilde{c}_{h,\alpha,0} \cdot F_{3,z} \cdot \hat{\alpha}_3 - l_h \cdot \tilde{c}_{h,\alpha,0} \cdot F_{4,z} \cdot \hat{\alpha}_4) \quad (6.11)$$

und

$$\hat{a}_{q,0} = \frac{1}{m} \cdot (\tilde{c}_{v,\alpha,0} \cdot F_{1,z} \cdot \hat{\alpha}_1 + \tilde{c}_{v,\alpha,0} \cdot F_{2,z} \cdot \hat{\alpha}_2 + \tilde{c}_{h,\alpha,0} \cdot F_{3,z} \cdot \hat{\alpha}_3 + \tilde{c}_{h,\alpha,0} \cdot F_{4,z} \cdot \hat{\alpha}_4). \quad (6.12)$$

entsprechen. Die zusätzlichen Terme aufgrund der Radlaständerung durch eine Fahrwerkverspannung werden additiv den Bewegungsgleichungen hinzugefügt. Daher können vorhandene Einspurmodelle relativ einfach durch die in eckigen Klammern befindlichen Terme mit dem Vorspureffekt erweitert werden. Die unterschiedlichen Schräglaufsteifigkeiten  $\tilde{c}_{j,\alpha,0}$  und  $c_{j,\alpha,0}$  entstehen aufgrund von Elastizitäten in Lenkung und Achse. Bei herkömmlichen Einspurmodellen werden diese zusätzlichen elastischen Lenkeffekte beispielsweise bei Seitenkrafteinfluss für die Vorderräder über die Beziehung (3.47) durch die resultierenden Schräglaufsteifigkeiten  $\tilde{c}_{j,\alpha,0}$  berücksichtigt. Für die Seitenkraftänderung durch die Verspannung gelten allerdings zur Berechnung der Querbewegung die ursprünglichen Schräglaufsteifigkeiten  $c_{j,\alpha,0}$ .

Neben dem Vorspureffekt beeinflussen Spur- und Sturzwinkeländerungen aufgrund von Radlastverschiebungen ebenfalls die Quer- und Gierbewegung, siehe Kapitel 6.2.2. Abbildung 6.4 zeigt für den Versuchsträger V220E50 einen linearen Verlauf zwischen Spurwinkel- und Radlaständerung. In einfacher Weise kann daher Gleichung (3.48) durch

$$\Delta\delta_v = k_{v,\delta,F_z} \cdot \left( \frac{F_{2,z} - F_{1,z}}{F_{2,z} + F_{1,z}} \right), \quad \Delta\delta_h = k_{h,\delta,F_z} \cdot \left( \frac{F_{4,z} - F_{3,z}}{F_{4,z} + F_{3,z}} \right) \quad (6.13)$$

beschrieben werden, wobei  $k_{j,\delta,F_z}$  die Spurwinkeländerung bei maximaler Radlasterhöhung darstellt. Nach Abbildung 6.4 erhält man mit dieser Definition eine positive Verstärkung  $k_{v,\delta,F_z}$  an der Vorderachse und eine negative Verstärkung  $k_{h,\delta,F_z}$  an der Hinterachse. Damit können die Gleichungen (6.5) bis (6.8) entsprechend erweitert werden:

$$\alpha_1 = \hat{\alpha}_1 - \delta_{v,0} + k_{v,\delta,F_z} \cdot \left( \frac{F_{2,z} - F_{1,z}}{F_{2,z} + F_{1,z}} \right) \quad (6.14)$$

$$\alpha_2 = \hat{\alpha}_2 + \delta_{v,0} + k_{v,\delta,F_z} \cdot \left( \frac{F_{2,z} - F_{1,z}}{F_{2,z} + F_{1,z}} \right) \quad (6.15)$$

$$\alpha_3 = \hat{\alpha}_3 - \delta_{h,0} + k_{h,\delta,F_z} \cdot \left( \frac{F_{4,z} - F_{3,z}}{F_{4,z} + F_{3,z}} \right) \quad (6.16)$$

$$\alpha_4 = \hat{\alpha}_4 + \delta_{h,0} + k_{h,\delta,F_z} \cdot \left( \frac{F_{4,z} - F_{3,z}}{F_{4,z} + F_{3,z}} \right) \quad (6.17)$$

Aus Gleichungen (3.50) bis (3.53) bzw. (3.54) ergeben sich für die Radlastdifferenzen bei Geradeausfahrt im stationären Fall die beiden Beziehungen  $F_{2,z} - F_{1,z} = -\frac{w_{soll,ABC}}{2}$  und  $F_{4,z} - F_{3,z} = \frac{w_{soll,ABC}}{2}$ . Damit können die Gleichungen (6.9) und (6.10) in Abhängigkeit von der eingestellten Verspannung  $w_{soll,ABC}$  dargestellt werden:

$$\ddot{\psi} = \hat{\psi}_0 - \left[ \frac{w_{soll,ABC}}{2 \cdot J_\psi} \cdot (l_v \cdot c_{v,\alpha,0} \cdot (\delta_{v,0} + k_{v,\delta,F_z}) + l_h \cdot c_{h,\alpha,0} \cdot (\delta_{h,0} + k_{h,\delta,F_z})) \right] \quad (6.18)$$

und

$$\dot{v}_q = -v_l \cdot \dot{\psi} + \hat{a}_{q,0} - \left[ \frac{w_{soll,ABC}}{2 \cdot m} \cdot (c_{v,\alpha,0} \cdot (\delta_{v,0} + k_{v,\delta,F_z}) - c_{h,\alpha,0} \cdot (\delta_{h,0} + k_{h,\delta,F_z})) \right]. \quad (6.19)$$

Anhand dieser Gleichungen wird ersichtlich, dass sich an der Vorderachse Vorspureffekt und Radlaststeuereffekt positiv überlagern. An der Hinterachse beeinflussen sich Vorspureffekt und Radlaststeuereffekt gegenseitig negativ, da bei diesen Achseigenschaften  $k_{h,\delta,F_z} < 0$  gilt. Allerdings überwiegt an der Hinterachse der Vorspureffekt deutlich, daher gibt es durch den Radlaststeuereffekt wenig Auswirkungen.

### 6.3.2 Stationäre Lösung

Anhand der im vorangegangenen Abschnitt vorgestellten Modellgleichung ist es möglich, eine stationäre Lösung zur Beschreibung der Gier- und Querbewegung eines Fahrzeugs aufgrund einer Fahrwerkverspannung herzuleiten. Für den stationären Zustand gilt:  $\ddot{\psi} = 0$  und  $\dot{v}_q = 0$ . Nach Einsetzen dieser Beziehungen in Gleichungen (6.18), (6.19) und unter Berücksichtigung von (6.11) und (6.12) können nach kurzer Herleitung die stationären Werte berechnet werden:

$$\dot{\psi}_{stat} = \frac{k_2 \cdot m + k_7 + \frac{k_3 \cdot (k_1 \cdot J_\psi - k_7 \cdot l_v)}{k_6}}{k_4 - \frac{k_3}{k_6} \cdot k_5} \quad (6.20)$$

$$\beta_{stat} = \frac{\dot{\psi}_{stat} \cdot k_5 + k_1 \cdot J_\psi - k_7 \cdot l_v}{k_6}, \quad (6.21)$$

mit

$$k_1 = \frac{w}{2 \cdot J_\psi} \cdot (l_v \cdot c_{v,\alpha,0} \cdot (\delta_{v,0} + k_{v,\delta,F_z}) + l_h \cdot c_{h,\alpha,0} \cdot (\delta_{h,0} + k_{h,\delta,F_z})) \quad (6.22)$$

$$k_2 = \frac{w}{2 \cdot m} \cdot (-c_{v,\alpha,0} \cdot (\delta_{v,0} + k_{v,\delta,F_z}) + c_{h,\alpha,0} \cdot (\delta_{h,0} + k_{h,\delta,F_z})) \quad (6.23)$$

$$k_3 = \tilde{c}_{v,\alpha,0} \cdot (F_{1,z} + F_{2,z}) + \tilde{c}_{h,\alpha,0} \cdot (F_{3,z} + F_{4,z}) \quad (6.24)$$

$$k_4 = v_l \cdot m + \tilde{c}_{v,\alpha,0} \cdot (F_{1,z} + F_{2,z}) \cdot \frac{l_v}{v_l} - \tilde{c}_{h,\alpha,0} \cdot (F_{3,z} + F_{4,z}) \cdot \frac{l_h}{v_l} \quad (6.25)$$

$$k_5 = \frac{l_v^2 \cdot \tilde{c}_{v,\alpha,0} \cdot (F_{1,z} + F_{2,z})}{v_l} + \frac{l_h^2 \cdot \tilde{c}_{h,\alpha,0} \cdot (F_{3,z} + F_{4,z})}{v_l} \quad (6.26)$$

$$k_6 = l_v \cdot \tilde{c}_{v,\alpha,0} \cdot (F_{1,z} + F_{2,z}) - l_h \cdot \tilde{c}_{h,\alpha,0} \cdot (F_{3,z} + F_{4,z}) \quad (6.27)$$

$$k_7 = \tilde{c}_{v,\alpha,0} (F_{1,z} + F_{2,z}) \cdot \delta. \quad (6.28)$$

Die stationäre Querbeschleunigung wird durch folgende Gleichung bestimmt:

$$a_{q,stat} = v_l \cdot \dot{\psi}_{stat}. \quad (6.29)$$

Diese stationären Ergebnisse können neben den dynamischen Modellgleichungen (6.18) und (6.19) auch für den Reglerentwurf verwendet werden, um die stationäre Änderung des Fahrzustandes aufgrund einer Fahrwerkverspannung berechnen zu können. Umgekehrt kann damit auch einfach die Soll-Verspannung berechnet werden, die notwendig wird, um eine gewünschte Fahrzeugbewegung zu erreichen. Zusätzlich kann die stationäre Lösung durch Hinzufügen eines dynamischen Anteils verbessert werden, um den Phasenverzug und beispielsweise das Überschwingverhalten der Gierrate zu beschreiben. Es hat sich anhand von Messdaten gezeigt, dass die Verspannungsdynamik durch ein Verzögerungsglied 2. Ordnung (siehe Gleichung (3.28)) ausreichend gut approximiert werden kann.

### 6.3.3 Ganzheitlicher Ansatz

Der Gültigkeitsbereich des bereits vorgestellten dynamischen und stationären Verspannungsmodells ist auf Geradeausfahrt und leichte Kurvenfahrt eingeschränkt, da nicht alle Effekte in diesem Modell berücksichtigt wurden. Die bisher dargestellten Modellgleichungen beschreiben den so genannten *Vorspurreffekt* und den *Radlaststeuereffekt*. Mit zunehmender Querbeschleunigung muss der Einfluss der veränderten *Wankmomentenabstützung* auf das Fahrverhalten durch die Verspannung ebenfalls berücksichtigt werden. Ein entsprechendes Modell zur Beschreibung des Einflusses auf die Steuertendenz eines Fahrzeugs wurde bereits in Kapitel 3.3.2 diskutiert. Die dort vorgestellten Gleichungen zeigen die notwendigen Erweiterungen eines einfachen Fahrzeugmodells, um den Effekt beachten zu können. Durch Integration der Modellgleichungen aus Kapitel 6.3.1 in dieses nichtlineare Einspurmodell entsteht ein Fahrzeugmodell, das die Lenkeffekte durch Verspannung über den gesamten Kraftschlussbereich ausreichend wiedergeben kann.

### 6.3.4 Bewertung der Verspannungsmodelle

Die Güte der hier vorgestellten Verspannungsmodelle soll in diesem Kapitel anhand gemessener Daten mit dem Versuchsträger V220E50-ABC validiert werden. Der Fokus liegt dabei auf den Lenkeffekten bei Geradeausfahrt und leichter Kurvenfahrt. Das in Abschnitt 6.3.1 dargestellte erweiterte Einspurmodell und das daraus abgeleitete stationäre Verspannungsmodell werden zum Vergleich verwendet. Das stationäre Modell wird zudem noch durch die Filterung mit dem Verzögerungsglied 2. Ordnung erweitert, um die Systemdynamik teilweise mit zu berücksichtigen. Die folgende Abbildung 6.12 zeigt einen Vergleich der hier vorgestellten Verspannungsmodelle anhand der Sprungantwort auf vorgegebene Verspannungssprünge. Die Amplitude der Verspannungssprünge beträgt  $w = +/- 8000\text{N}$ , das entspricht einer Radlaständerung von  $2000\text{N}$  pro Rad. Dargestellt sind in dieser Abbildung der Verlauf der Gierrate, der Querbeschleunigung, des Schwimmwinkels und die Verspannungsvorgabe. Die blauen durchgezogenen Kurven zeigen die gemessene Fahrzeugreaktion. Die roten durchgezogenen Kurven entsprechen dem erweiterten dynamischen Einspurmodell, (6.18) und (6.19). Die gestrichelten Kurven dagegen gehören zu dem

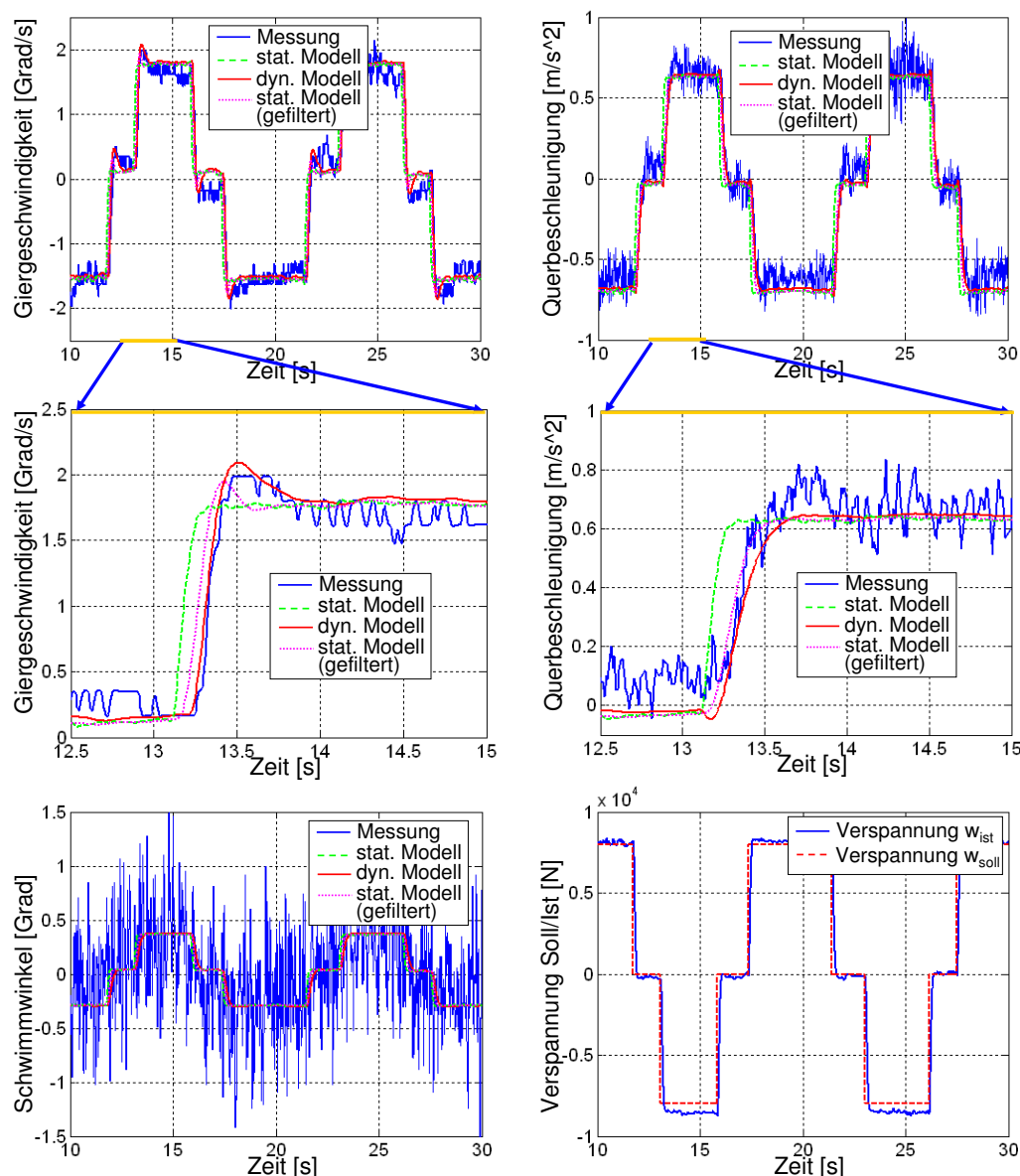


Abbildung 6.12: Vergleich der Verspannungsmodelle mit Fahrzeug-Messdaten anhand von Verspannungssprüngen mit  $w = +/ - 8000\text{N}$  bei  $v_l = 90\text{km/h}$

stationären Verspannungsmodell und die gepunkteten Linien zu dem statischen Modell mit Filter. Bei dem erweiterten Einspurmodell wird das statische und das dynamische Verhalten sehr gut abgebildet. Bei dem stationären Modell fehlt bei schnellen Verspannungsvorgaben der dynamische Anteil. Dieser Nachteil kann durch die zusätzliche Filterung teilweise reduziert werden. Insgesamt zeigen diese Messungen eine sehr gute Approximation der Lenkeffekte aufgrund einer vorgegebenen Fahrwerkverspannung durch die hier beschriebenen Verspannungsmodelle.

### 6.3.5 Bewertung des Verspannungslenkens im Vergleich zu anderen Stelleingriffen

Die Systemanalyse des Stelleingriffs *Verspannungslenken* wurde in Kapitel 6.2 mit der Differenzierung der Lenkeffekte, der Bewertung der Einflussmöglichkeiten auf die Querdynamik und mit den Ergebnissen aus den Fahrversuchen ausführlich diskutiert. Die dadurch er-

zielbaren Lenkeffekte und daraus resultierenden Möglichkeiten zur aktiven Beeinflussung des Fahrverhaltens sind enorm groß. Insbesondere die Tatsache, dass durch den Stelleingriff keine störende Rückwirkung auf den Fahrer wirkt und dass der Stelleingriff durch die physikalische Begrenzung nicht so sicherheitskritisch ist wie andere aktive Lenksysteme, macht das Verspannungslenken sehr attraktiv. Allerdings ist die Wirksamkeit der einzelnen Stelleingriffe der verschiedenen aktiven Regelsysteme abhängig vom aktuellen Fahrzustand. Dadurch sind je nach Fahrzustand bestimmte Stelleingriffe besser geeignet. In fahrsicherheitskritischen Situationen wird beispielsweise der Bremseneingriff bevorzugt verwendet, da er einerseits in dieser Fahrsituation eine große Wirkung erzielt und andererseits die Fahrzeuggeschwindigkeit dabei gleichzeitig verringert. Um die einzelnen Stelleingriffe miteinander vergleichen zu können, wird deren Auswirkung auf das stationäre Gierverhalten in der folgenden Abbildung 6.13 dargestellt. Abbildung 6.13a zeigt den Vergleich

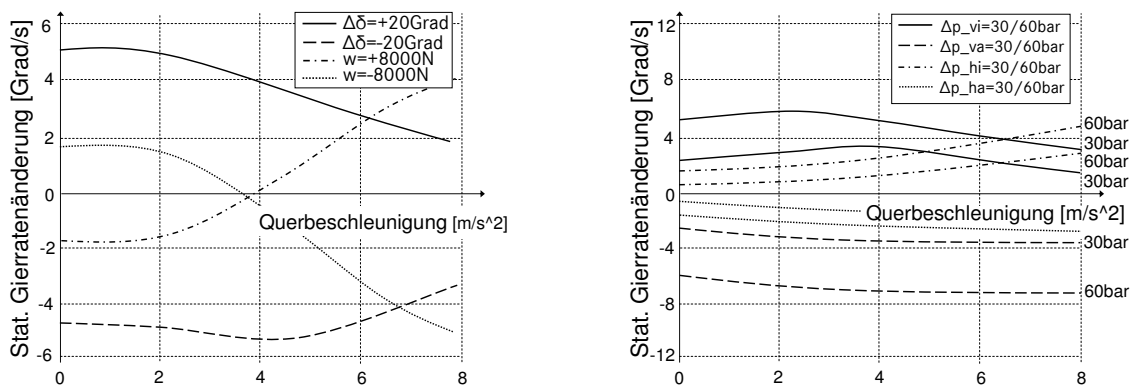


Abbildung 6.13: a) Vergleich der Stelleingriffe durch aktive Lenkung und aktive Federung  
b) Vergleich der Stelleingriffe durch Einzelradbremsen

des Verspannungslenkens mit einem aktiven Lenkeingriff. Dabei wird die Änderung der stationären Gierbewegung durch den Stelleingriff aufgezeigt. Beim Verspannungslenken beträgt die dadurch resultierende Radlaständerung  $\Delta F_i = 2000\text{N}$ , beim aktiven Lenkeingriff wurde ein zusätzlicher Lenkradwinkel von  $\Delta\delta_F = 20\text{Grad}$  verwendet. Vergleicht man die beiden Stelleingriffe so wird deutlich, dass die Wirkung der aktiven Lenkung mit zunehmender Querbeschleunigung zurückgeht, die Wirkung der aktiven Federung aber zunimmt. In Abbildung 6.13b dagegen ist der Einfluss von Einzelradbremseneingriffen mit jeweils  $\Delta p_i = 30\text{bar}$  und  $\Delta p_i = 60\text{bar}$  auf das Gierverhalten dargestellt. Dabei ist zu erkennen, dass mit zunehmender Kraftschlussbeanspruchung der Einfluss der Bremseneingriffe größer wird. Die jeweiligen Vorteile der einzelnen Stelleingriffe können durch eine Koordinations-Regelung optimal genutzt werden. Diese unterschiedlichen Eigenschaften sind die Basis für eine gezielte Kombination der verschiedenen Stelleingriffe, um ein Maximum an Fahrsicherheit und gleichzeitigem Fahrkomfort und Fahrspaß zu erreichen.

## 6.4 Anwendungsmöglichkeiten

Die Lenkeffekte durch eine Fahrwerkverspannung sind nach Kapitel 6.2.4 bei dem Versuchsträger V220E50-ABC vergleichbar mit einer Lenkbewegung über einen korrespondierenden Lenkradwinkel von bis zu  $8\text{-}10^\circ$ . Die Gier- und Querbewegung des Fahrzeugs entsteht dabei über Spurwinkel- und Seitenkraftänderungen durch Variation der vertikalen Kräfte am Rad. Mit diesem Verfahren hat man nun die Möglichkeit, das Fahrzeug innerhalb definierter Grenzen gezielt zu steuern, ohne am Lenkrad eingreifen zu müssen. Speziell die Tat-

sache, dass der Verspannungseingriff keine störenden Rückwirkungen auf den Fahrer hat, macht diesen Stelleingriff so attraktiv. Eine Reihe von Anwendungsmöglichkeiten können mit dem Verspannungslenken realisiert werden, um die Fahrsicherheit und den Fahrkomfort zu erhöhen, sowie den Fahrspaß zu steigern. Im Rahmen dieser Arbeit wurden folgende Funktionen untersucht und realisiert:

- **Fahrerunterstützung bei Seitenwind:**

Aufgrund von starken Seitenwindböen kann der Geradeauslauf eines Fahrzeugs erheblich beeinträchtigt werden und Spurkorrekturen vom Fahrer sind häufig notwendig. Durch unangepasste Fahrerreaktionen können dabei zum Teil kritische Fahrsituationen entstehen. Durch das Verspannungslenken ist es nun möglich, den Störungen, die durch Seitenwind entstehen, gezielt entgegen zu wirken und damit den Fahrer zu unterstützen.

- **Fahrerunterstützung bei Fahrbahnquerneigung:**

Viele Fahrzeuge haben die Eigenschaft, bei quergeneigter Fahrbahn zum Fahrbahnrand langsam abzudriften. Der Fahrer muss dieser Bewegung durch einen entsprechenden Lenkeinschlag oder Lenkmoment entgegenwirken. Diese Spurhaltungsaufgabe kann nun von dem Verspannungslenken übernommen werden und dadurch der Fahrkomfort gesteigert werden.

- **Spurführungs-Unterstützung:**

Verfügt ein Fahrzeug über eine Einrichtung zur Erkennung von Fahrspuren, ist ein spurgeführtes Fahren über das Verspannungslenken innerhalb definierter Grenzen ebenfalls möglich. Das Verspannungslenken unterstützt den Fahrer dabei, die Fahrspur zu halten.

- **Variation der Gierverstärkung / Steigerung der Agilität:**

Überlagert man das Verspannungslenken mit einer Lenkvorgabe des Fahrers durch das Lenkrad, kann die Gierreaktion des Fahrzeugs entweder verstärkt oder abgeschwächt werden. Bei kleinen Lenkradwinkeln kann so die virtuelle Lenkübersetzung beispielsweise über der Fahrgeschwindigkeit verändert werden und dadurch das Ansprechverhalten und die Agilität erhöht werden.

- **Kombination mit Bremseingriff:**

Radindividuelle Bremseingriffe können den Lenkeffekt durch Verspannung zusätzlich verstärken. Durch eine gezielte Koordination von Verspannung und leichten Bremsingriffen eröffnen sich weitere Möglichkeiten zur Unterstützung des Fahrers in kritischen Situationen wie beispielsweise bei starkem Seitenwind oder um die Grenzen des Verspannungslenken bei einer Spurführungs-Unterstützung haptisch anzuzeigen.

- **Stabilisierung im Grenzbereich:**

Durch eine Verspannung während einer Kurvenfahrt kann die Wankmomentenabstützung verändert und dadurch die Steuertendenz des Fahrzeugs beeinflusst werden, siehe Kapitel 3.3.2. Dieser Effekt steigt mit zunehmender Querbewegung und ist daher zur Stabilisierung im Grenzbereich geeignet.

In Kapitel 8 werden die hier angesprochenen Anwendungen ausführlich diskutiert und das gesamte Potential des Verspannungslenken anhand von Ergebnissen dargestellt.



# Kapitel 7

## Koordination von Fahrwerk-Regelsystemen

### 7.1 Einleitung

Es gibt vielzählige Ansätze und Konzepte zur Koordination aktiver Fahrwerk-Regelsysteme. Deren Ziel ist meist eine Verbesserung der Leistungsfähigkeit von bereits existierenden Regelsystemen sowie die Gestaltung neuartiger Funktionen im Bereich von Fahrsicherheit und Fahrkomfort. Bei den zu koordinierenden Regelsystemen im Fahrwerk handelt es sich um aktive *Bremssysteme*, *Lenksysteme*, *Feder-Dämpfer-Systeme* sowie um aktive *Antriebsysteme*. Die Koordination und Verknüpfung erfolgt dabei über definierte Schnittstellen, die allerdings abhängig vom Koordinationskonzept und vom Grad der Vernetzung sind. Die folgende Abbildung 7.1 zeigt verschiedene Möglichkeiten mit unterschiedlichen Koordinationsebenen zur Verknüpfung der aktiven Regelsysteme. Die Koordinationsebenen

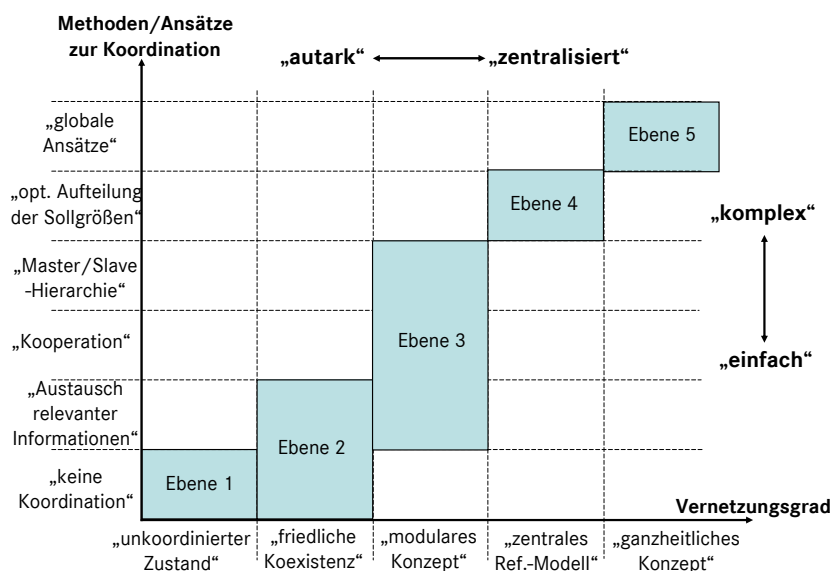


Abbildung 7.1: Koordinationskonzepte in Abhängigkeit vom Grad der Vernetzung sowie von den Koordinationsansätzen

sind dabei einerseits abhängig vom Grad der Vernetzung und andererseits von den Ko-

ordinationskonzepten und -ansätzen. Die Koordinationsebene 1 zeigt beispielsweise den *unkoordinierten Zustand*, bei dem keine Koordination stattfindet. Derzeitiger Stand der Technik ist meist die Koordinationsebene 2, die als *friedliche Koexistenz* bezeichnet werden kann. Die einzelnen Systeme werden dabei so abgestimmt und entwickelt, dass sie sich gegenseitig funktional kaum beeinflussen. Vereinzelt sind dabei erste Koordinationsansätze notwendig, bei denen bestimmte Informationen zwischen den Systemen verteilt werden. Das *modulare Konzept* weist dagegen bereits eine stärkere Vernetzung zwischen den einzelnen Systemen auf, wobei neben dem Austausch von Informationen auch verschiedene kooperative Ansätze zum Einsatz kommen. Zusätzlich ist bei dieser Koordinationsebene auch eine Master-Slave-Hierarchie vorstellbar, wobei ein Subsystem wie beispielsweise das elektronische Stabilitätsprogramm ESP oder ein eigenständiger Fahrdynamik-Manager die Master-Funktion übernimmt und die Koordinationsansätze dort integriert werden. Die Möglichkeiten zur Vernetzung reichen im Weiteren von Konzepten mit *zentralem Fahrzeug-Referenzmodell* bis hin zu einem *ganzheitlichen Konzept*. Im Gegensatz zu den vollständig autarken Subsystemen, bei denen *keine Koordination* vorliegt, entsteht beim *ganzheitlichen Konzept* eine zentralisierte Regelung, die eine starke Vernetzung der einzelnen Systeme bedingt. Bei den Konzepten mit *zentralem Referenzmodell* werden Sollgrößen berechnet, die als Vorgabe für die unterlagerte Aktuatorik verwendet werden, um ein gewünschtes Fahrverhalten zu erzielen. Die Umsetzung und Aufteilung der Stellsignale erfolgt situationsabhängig und berücksichtigt die zur Verfügung stehende Aktuatorik. Mit zunehmender Koordination steigt aber auch die Komplexität der einzelnen Ansätze und Konzepte. Im Rahmen dieser Arbeit steht die *modulare Koordination* aufgrund der schnellen und flexiblen Umsetzung und der dadurch effizient erzielbaren Verbesserungen im Vordergrund und wird hier weiter verfolgt.

### Modularer Koordinationsansatz

Derzeitige Fahrwerk-Regelsysteme werden meist unabhängig voneinander entwickelt und anschließend so abgestimmt, dass keine funktionalen Beeinträchtigungen zwischen den einzelnen Fahrwerk-, Fahrdynamik-, Fahrsicherheits- sowie Antriebsstrang-Regelsystemen entstehen. Der Aufwand zur Integration neuer Funktionen und Systeme wächst aufgrund der steigenden Anzahl an aktiven Regelsystemen im Fahrwerk stark an und dabei unvermeidliche Wechselwirkungen zwischen den Systemen schränken das Gesamtpotential zusätzlich ein. Durch eine gezielte *modulare Koordinations-Regelung* wird ein strukturiertes Gesamtkonzept zur einfachen Integration neuer Systeme und software-definierter Mehrwertfunktionen ermöglicht, ohne dabei negative Interaktionen entstehen zu lassen. Das Ergebnis ist dann eine Steigerung der Leistungsfähigkeit einzelner Systeme, aber auch eine Steigerung des Gesamtsystempotentials hinsichtlich Fahrsicherheit, Fahrkomfort und auch Fahrspaß. Die dazu notwendigen Schnittstellen der einzelnen Systeme werden auf funktionaler Ebene definiert und garantieren weiterhin die Modularität der Subsysteme. Der modulare Koordinationsansatz bietet daher die Möglichkeit, erste gezielte Verknüpfungsansätze schnell und effektiv im Fahrzeug umzusetzen, ohne dabei das Gesamtkonzept komplett neu gestalten zu müssen. Die im Rahmen der modularen Koordination einsetzbaren Ansätze reichen neben einem gezielten Informationsaustausch bis hin zu kooperativen Ansätzen, die über einen Koordinator realisiert werden können. Die Koordinatorfunktion kann dabei auch durch ein bereits existierendes Steuergerät übernommen werden. Zukünftig wird voraussichtlich ein zentraler Fahrdynamik-Koordinator im Fahrzeug etabliert, in den die Kooperationskonzepte integriert werden. Abbildung 7.2 zeigt die schematische Darstellung des modularen Koordinationsansatzes für aktive Fahrwerk-Regelsysteme. Die einzelnen Regelsysteme müssen eigenständig lösbare Aufgaben und Grundfunktionen übernehmen und sind über geeignete

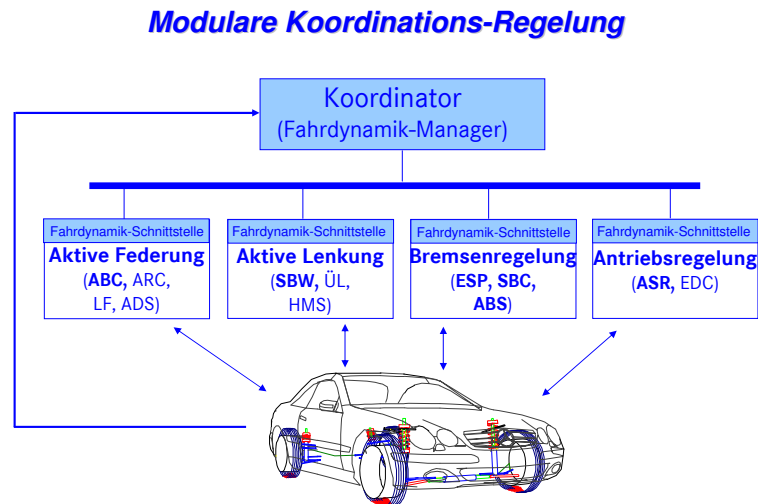


Abbildung 7.2: Modularer Koordinationsansatz

Fahrodynamik-Schnittstellen mit dem Fahrodynamik-Koordinator verknüpft. Übergeordnete Systemfunktionen werden zentral in dem Fahrodynamik-Manager verarbeitet und die notwendigen Stellsignale an die einzelnen Subsysteme verteilt. Neben den Stellsignalen werden zwischen Subsystemen und Koordinator auch Informationen ausgetauscht und dadurch die Leistungsfähigkeit einzelner Systeme gesteigert. In dieser Forschungsarbeit wird der modulare Koordinationsansatz hauptsächlich am Beispiel der aktiven Federung *ABC* und der Fahrodynamikregelung *ESP* dargestellt und im Versuchsfahrzeug entsprechend realisiert. Die für den Kundennutzen relevanten software-definierten Mehrwertfunktionen zur Gestaltung des Fahrverhaltens sowie die einfache Integration und Umsetzung werden in dieser Arbeit ebenfalls aufgezeigt. Diese software-konfigurierbare Fahrverhaltensgestaltung ermöglicht zudem größte Flexibilität bei der Fahrwerkabstimmung sowie ein verbessertes Gesamtfahrverhalten durch perfekt abgestimmte Interaktion der Teilsysteme. Aufgrund der standardisierten und definierten Schnittstellen zwischen den Systemen ist man in der Lage, neuartige Funktionen effizient zu entwickeln und im modularen Koordinationskonzept entsprechend umzusetzen.

### Identifikation des Konflikt- und Verbesserungspotentials

Die Steigerung von aktiver Sicherheit, Fahrkomfort und Fahrspaß durch eine gezielte Koordination von bereits vorhandenen Systemen steht bei dieser Forschungsarbeit im Vordergrund. Diese vorwiegend software-definierten Mehrwertfunktionen sowie mögliche negative Wechselwirkungen zwischen den Systemen im unkoordinierten Fall werden in diesem Abschnitt beschrieben. Die zu koordinierenden Fahrwerk-Regelsysteme setzen sich zusammen aus den bereits erwähnten aktiven Bremsenregelungen, aktiven Lenksystemen, aktiven Feder-Dämpfer-Systemen sowie Antriebsregelungen. Zu den aktiven Bremssystemen zählen beispielsweise das elektronische Stabilitätsprogramm *ESP* und das Antiblockiersystem *ABS*. Zu den aktiven Lenksystemen gehören neben der bereits vorgestellten elektronischen Steer-by-Wire-Lenkung *SBW* auch Lenksysteme mit zusätzlich überlagerten Lenkwinkeln (*Überlagerungslenkung ÜL*) bzw. additiv hinzugefügten Lenkmomenten (*Handmomentensteller HMS*) sowie aktiv geregelte Hinterachslenkungen *HAL*. Systeme mit verstellbaren Dämpferkennlinien (*Active-Damping-System ADS*), aktive Wankstabilisierungssysteme/Stabilisatoren (*Active-Roll-Control ARC*) sowie das bereits aufgezeigte Active-Body-Control *ABC* zählen zu den aktiven Feder-Dämpfer-Systemen. Das elektronische

Sperrdifferential und die Traktionskontrolle (*Antriebs-Schlupf-Regelung ASR*) gehören dagegen zu den aktiven Antriebssystemen. Wie bereits diskutiert, bleiben die grundsätzlichen Aufgaben und Funktionen der einzelnen Regelsysteme bei dem modularen Ansatz weiterhin erhalten. Zusätzlich werden geeignete Schnittstellen integriert, durch die dann einerseits die Funktion und Qualität der Einzelsysteme verbessert werden kann und andererseits neuartige Funktionen durch die Zusammenarbeit und Kooperation einzelner Systeme entstehen können. Zusätzlich müssen mögliche Koordinationsbedarfe aufgrund von Wechselwirkungen ebenfalls im modularen Ansatz berücksichtigt werden. In der folgenden Abbildung 7.3 sind diese möglichen Konflikte und Mehrwertfunktionen dargestellt und bewertet. Der obere rote Bereich zeigt das Konfliktpotential zwischen den einzelnen Regelsystemen, wenn keine Koordination stattfindet. Der untere grüne Bereich dagegen bewertet die Verbesserungsmöglichkeiten, die durch eine gezielte Koordination machbar sind. Die Beeinflussung

	Mehrwert/Benefit			Konfliktpotential			
	groß	mittel	klein	groß	mittel	klein	
	1	2	3	1	2	3	
Konflikt Mehrwert	Akt. Bremsen- Regelung (ESP, ABS, ASR)	Aktive Lenksysteme (SBW, ÜL,HMS)	Aktive Hinterachs- lenkung	Aktive Antriebs- regelung (Regelbares Diff.)	Aktiver Stabilisator (2-Kanal)	Aktiv geregelter Dämpfer	Aktive Federung (ABC, AHP, ...)
Akt. Bremsenregelung (ESP, ABS, ASR)		2	1	2	1	2	1
Aktive Lenksysteme (SBW, ÜL, HMS, ...)	1		1	3	3	3	2
Aktive Hinterachslenkung	1	1		3	2	3	2
Akt. Antriebsregelung (Regelb. Differential)	2	3	3		2	3	2
Akt. Stabilisator (2-Kanal)	2	3	3	3		3	1
Aktiv geregelte Dämpfer	2	2	3	3	3		2
Aktive Federung (ABC, AHP, ...)	1	2	3	2	3	3	

Abbildung 7.3: Identifikation des Verbesserungs- und Konfliktpotentials

der Querdynamik durch verschiedene Systeme kann hier stellvertretend als Beispiel herangezogen werden. Nicht nur mit einem aktiven Lenksystem sind zusätzliche Lenkbewegungen möglich, sondern auch durch eine gezielte Einzelradbremsung oder auch durch eine gezielte Verteilung des Antriebsmoments. Wie aus Kapitel 6 bekannt, kann aber auch ein aktives Feder-Dämpfer-System dazu verwendet werden, um im gesamten Kraftschlussbereich die Querdynamik effektiv zu beeinflussen. Aktives Lenken ist daher mit Systemen aus der Querdynamik, Längsdynamik, aber auch aus der Vertikaldynamik möglich. Eine Koordination ist daher notwendig, um einerseits das gesamte Potential voll auszuschöpfen, aber andererseits auch gegenseitige Wechselwirkungen und Beeinflussung zu vermeiden. Ausgehend von der vorgestellten Bewertungsmatrix werden im Folgenden eine kleine Auswahl an verschiedenen Konflikt- und Mehrwertpotentialen anhand der einzelnen Systeme näher vorgestellt.

### Aktive Bremsenregelung

Das elektronische Stabilitätsprogramm ESP als Vertreter der aktiven Bremsenregelungen spielt bei der Koordination eine zentrale Rolle, wie die Konflikt- und Mehrwertbewertungs-

matrix zeigt. Die Aufgabe des ESP ist die Stabilisierung der Querdynamik eines Fahrzeugs bei hoher Kraftschlussbeanspruchung. Diese Stabilisierungsaufgabe darf nicht durch andere Systeme beeinträchtigt werden, die ebenfalls die Querdynamik beeinflussen. Da das ESP auf einer modelltechnischen Berechnung des querdynamischen Fahrzustandes basiert, muss das ESP davon informiert und entsprechende Modellerweiterungen durchgeführt werden, wenn andere Systeme aktiv die Querdynamik beeinflussen. Beispiel für diese möglichen Konflikte sind der veränderte Radlenkwinkel durch ein aktives Lenksystem oder auch das veränderte Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs durch aktive Feder-Dämpfer-Systeme oder auch durch eine aktive Antriebsregelung. Auf der anderen Seite kann dadurch aber auch die Stabilisierungsaufgabe auf andere Systeme mit verteilt werden. Dadurch wird bei gleichbleibender Fahrsicherheit der Fahrkomfort gesteigert. Zusätzlich kann ein Informationsaustausch die ESP-Regelqualität steigern, z.B. durch Kenntnis der aktuellen Radlasten oder durch eine verbesserte Massen- und Schwerpunktsschätzung. Es gibt hier noch eine Reihe an weiteren Konflikte und Mehrwertfunktionen, die im folgenden Abschnitt am Beispiel Verknüpfung ABC und ESP genauer erklärt werden.

### **Aktive Lenksysteme**

Die Funktionsweise von aktiven Lenksystemen im Bereich Fahrdynamik kann im einfachsten Fall näherungsweise mit den Fähigkeiten eines professionellen Fahrers verglichen werden, da Fahrer und aktives Lenksystem den selben Freiheitsgrad bedienen. Bis auf den durch das aktive Lenksystem modifizierten Lenkwinkel und bis auf den Abstimmungsaufwand zur Stabilisierung entstehen daher kaum negative Wechselwirkungen mit anderen Systemen. Der veränderte Lenkwinkel muss allerdings dem mathematischen Fahrzeugmodell im ESP zur Verfügung gestellt werden, damit eine korrekte Berechnung des Fahrzustands erfolgen kann. Aufgrund der Möglichkeit zu stabilisierenden Lenkeingriffe ist eine Kooperation mit anderen Fahrdynamikregelungen sinnvoll und notwendig. Durch das Zusammenspiel von aktiver Lenkung und ESP können beispielsweise ESP-Eingriffe reduziert werden und eine verbesserte Stabilisierung erreicht werden. Es gibt aber auch noch eine Reihe von weiteren Möglichkeiten zur Verbesserung des Fahrverhaltens aufgrund der garantierten perfekten Reaktion des virtuellen Fahrers durch das aktive Lenksystem, siehe [21]. Die Qualität einzelner Regelsysteme wurde bisher bewusst reduziert, damit ein Normalfahrer in jeder Situation mit dem Verhalten des Fahrzeugs zurechtkommt. Durch die Integration einer aktiven Lenkung kann die Qualität der Subsystemregelungen gesteigert werden. Als Beispiel dafür ist das bereits vorgestellte Testverfahren  $\mu$ -Split-Bremmung zu erwähnen, bei dem ein Zielkonflikt zwischen minimalem Bremsweg und guter Beherrschbarkeit bzw. Stabilität vorhanden ist. Die Kombination von aktiver Lenkung und Bremsenregelung ermöglicht einen verbesserten Bremsweg bei gleich bleibender Stabilität des Fahrzeugs. Durch zusätzliche Koordination von aktiver Lenkung und Bremse mit aktiven Feder-Dämpfer-Systemen ist eine weitere Steigerung aufgrund der Modifikation der vertikalen Kräfte am Rad möglich. Aufgrund der funktionalen Überschneidungen zwischen der aktiven Federung und der Aktivlenkung sind speziell beim Ansprechverhalten weitere Abstimmungen erforderlich.

### **Aktive Hinterachslenkung**

Das Ziel einer zusätzlichen Hinterachslenkung ist ebenfalls die Verbesserung des Fahrverhaltens. Speziell in Kombination mit einer aktiven Vorderachslenkung werden neue Dimensionen und Möglichkeiten bei der Gestaltung des Fahrverhaltens und der Fahrdynamik eröffnet. Durch die daraus resultierende Vierradlenkung ist es möglich, das gesamte querdynamische Fahrverhalten individuell so einzustellen, dass ein gewünschtes Gier- und Schwimmwinkelverhalten erzielt wird. Dadurch wird es ermöglicht, neben einem gewünschten Eigen-

lenkverhalten auch praktisch ohne Schwimmwinkel und damit mit maximaler Fahrsicherheit zu fahren. Durch zusätzliche Verknüpfung der Vierradlenkung mit der Fahrdynamikregelung ESP wird eine fast vollständige Stabilisierung durch eine abgestimmte Koordination und Aufgabenteilung möglich. Eine weitere Verknüpfung dieser Systeme mit einer aktiven Federung führt neben der individuellen Gestaltung der Querdynamik auch noch zur freien Gestaltung der Aufbaufreiheitsgrade *Heben*, *Wanken* und *Nicken* und dadurch zu einer vollständigen Kontrolle aller relevanten Freiheitsgrade im Fahrzeug. In heutigen Fahrzeugen hat sich die aktive Hinterachslenkung bisher aber aus Sicherheits- und Kostengründen nicht durchsetzen können.

### **Aktive Antriebsregelung**

Mit Einführung des ESP wurde erstmals eine Antriebsregelung mit einer Fahrdynamikregelung verknüpft. Dabei reduziert das ESP in bestimmten Fahrsituationen das Motormoment, um ein Durchdrehen der Räder oder einen kritischen Fahrzustand zu verhindern. Das Motormoment als Schnittstelle zwischen ESP und der Antriebsregelung ist aber nicht unbedingt die geeignete Schnittstellengröße, da das wirksame Antriebsmoment durch zugeschaltete Verbraucher oder automatische Schaltwechsel stark verändert wird. Daher ist eine neue Definition der Schnittstelle wie beispielsweise das Antriebsmoment am Getriebeausgang sinnvoll und führt zu einer Verbesserung der Qualität. Darauf aufbauend ist eine weitere Verknüpfung mit der Fahrdynamikregelung möglich. Über die Fahrdynamikregelung ESP kann das maximal übertragbare Antriebsmoment situationsabhängig bestimmt werden und nicht nur im ASR-Fall, sondern ständig der Antriebsregelung als limitierendes Antriebsmoment bei Hochreibwert zur Verfügung gestellt werden. Bei sehr starken Motoren führt das zu einer verbesserten Beschleunigung des Fahrzeugs. Zusätzliche Informationen wie beispielsweise eine priorisierte Schaltfreigabe bei hoher Kraftschlussbeanspruchung können durch Verknüpfung von ESP und Antriebsregelung zu einer weiteren Steigerung der Fahrsicherheit im Grenzbereich führen. Durch den Einsatz von elektronisch ansteuerbaren Sperrdifferentialen ist eine individuelle Verteilung des Antriebsmoments und dadurch eine optimale Traktion möglich. Aufgrund der Möglichkeit der Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens durch individuelle Verteilung des Antriebsmoments ist eine Verknüpfung mit dem ESP notwendig, damit die ESP-Funktionalität weiterhin gewährleistet wird.

### **Aktiver Stabilisator**

Aktive Stabilisatoren werden im Fahrwerk zunehmend verbaut, um die Wankbewegung eines Fahrzeugs bei Kurvenfahrt zu reduzieren. Es gibt auch hier unterschiedliche Ausführungen wie beispielsweise aufgetrennte Stabilisatoren mit integriertem Hydraulikmotor oder auch hydraulisch angesteuerte Zylinder in den Pendelstützen. Die Stabilisierung der Wankbewegung führt bei Kurvenfahrt zu einer Steigerung des Fahrkomforts und der Fahrsicherheit, beeinflusst dadurch aber kaum andere Systeme. Sofern eine diagonale Verwindung des Fahrwerks durch aktive Stabilisatoren ebenfalls möglich ist, kann ähnlich wie beim ABC-System das Eigenlenkverhalten durch eine veränderte Wankmomentenabstützung bei Kurvenfahrt verändert werden. Mit Hilfe dieser Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens ist eine individuelle Gestaltung des Fahrverhaltens sowie eine Fahrdynamik-Stabilisierung in begrenztem Umfang möglich, allerdings kann es dadurch zu Beeinträchtigungen mit anderen Systemen kommen. Um die ESP-Funktionalität weiterhin zu gewährleisten, muss die Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens durch die Verspannung modelltechnisch erfasst werden und dem ESP-Fahrzeugmodell zur Verfügung gestellt werden. In Kapitel 7.2 wird am Beispiel ABC und ESP diese Problematik diskutiert und Lösungsansätze werden vor-

gestellt.

### Aktiv geregelte Dämpfer

Bei aktiv geregelten Dämpfern ist es möglich, die Dämpferkennlinie in einem gewissen Rahmen zu verändern, um adaptiv auf bestimmte Fahrsituationen reagieren zu können, [11]. Diese Dämpferverstellung beeinflusst hauptsächlich den Fahrkomfort und reduziert die Radlastschwankungen, ohne dabei andere Systeme zu beeinträchtigen. Erfolgt allerdings eine gezielte unterschiedliche Verstellung der Dämpferkennlinien an Vorder- und Hinterachse, wird eine dynamische Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens ermöglicht. Dadurch kann beispielsweise ein etwas agileres Kurvenverhalten beim Anlenken erreicht werden, wobei nur das dynamische Verhalten damit beeinflusst wird. Zudem ist eine koordinierte dynamische Änderung der Radlasten in speziellen Fahrsituationen wie beispielsweise bei einer Geradeausbremsung möglich, um Verbesserungen beim Bremsweg zu erzielen. Erforderlich für diese Steigerung der Fahrsicherheit und Agilität ist ebenfalls eine Verknüpfung der Verstelldämpfer mit dem ESP, um eine koordinierte Dämpferansteuerung durch Kenntnis des aktuellen Fahrzustands über speziell definierte Koordinations-Schnittstellen zu ermöglichen und weiterhin die ESP-Funktionen zu garantieren, [80].

### Aktive Federung

In Kapitel 6 wurde der Einfluss der Vertikaldynamik auf die Querdynamik bereits ausführlich diskutiert. Speziell das aktive Federungssystem Active-Body-Control besitzt aufgrund des Verspannungsfreiheitsgrades ein enormes Potential zur Beeinflussung des querdynamischen Fahrverhaltens. Dieses Potential wurde bisher nicht voll ausgeschöpft, da dadurch Wechselwirkungen mit anderen Systemen entstehen können. Wenn man nun diese Vielzahl an software-definierten Mehrwertfunktionen des ABC-Systems umsetzen möchte, müssen die negativen Interaktionen durch eine gezielte Koordination aufgehoben werden. Speziell das elektronische Stabilitätsprogramm mit weiteren Subsystemen ist davon betroffen. Der hauptsächlich wirksame Freiheitsgrad dabei ist die Verspannung, wobei die Auswirkungen auf das Fahrverhalten aus dem bereits bekannten Verspannungslenken bzw. aus der variablen Wankmomentenabstützung resultieren. Die Mehrwertfunktionen durch Erweiterung der ABC-Funktionalität und der damit resultierenden Konfliktvermeidung entsprechen im großen Ganzen den in Kapitel 6.4 vorgestellten Anwendungsmöglichkeiten wie Fahrerunterstützung bei Seitenwind, Fahrerunterstützung bei Fahrbahnquerneigung (Ablaufen), Spurführungsunterstützung, Variation der Gierverstärkung bzw. Steigerung des Ansprechverhaltens und der Agilität sowie Variation des Eigenlenkverhaltens durch veränderte Wankmomentenabstützung. Aufgrund des veränderten Fahrverhaltens durch das aktive Federungssystem wird ein Informationsaustausch bzw. eine Koordination mit dem ESP notwendig. Eine detaillierte Analyse der Koordination zwischen ABC und ESP wird im folgenden Abschnitt näher beschrieben. Durch eine gezielte Kooperation zwischen dem ABC-System und anderen Regelsystemen können weitere Synergieeffekte erzielt werden wie beispielsweise eine mit dem ESP koordinierte, situationsangepasste Wankmomentenverteilung zur Verbesserung des Kurvenbremsverhaltens und Änderung des Eigenlenkverhaltens, eine Unterstützung des ABC-Verspannungs-Lenkeffektes durch gezielte, überlagerte Einzelradbremseingriffe, eine Unterstützung eines ESP-Eingriffs durch abgestimmte Radlaständerung sowie eine frühzeitige und komfortable Stabilisierung durch aktive Wankmomentenverteilung bevor es zu einem ESP-Eingriff kommt. Im Hinblick auf zusätzliche aktive Lenksysteme ist eine deutliche Verbesserung des  $\mu$ -Split-Bremsverhaltens aufgrund der koordinierten Eingriffe von Bremse, Federung und Lenkung möglich, da der Designkonflikt zwischen maximaler Verzögerung und Fahrzeugstabilität teilweise reduziert wird. Zudem kann ein optimiertes Ansprechverhalten durch unterstützende Eingriffe vom ABC mit

einer aktiven Lenkung erreicht werden. Mit einer Kooperation zwischen ABC und Antriebs-Regelsystemen sind ebenfalls Verbesserungen möglich wie beispielsweise optimale Traktion beim Anfahren und optimale Ausnutzung des Kraftschlusspotentials. Alleine durch einen Informationsaustausch der aktuellen Radlasten zwischen dem ABC-System und dem Anti-Blockiersystem ABS wird eine Verbesserung des Bremswegs bei einer ABS-Regelung erzielt, wobei eine Zusammenarbeit der beiden Systeme eine zusätzliche Steigerung erreichen würde. Für den Fall eines ASR-Eingriffs kann durch einen gezielten Radlasteingriff ein verbessertes Anfahren bei extrem niedrigem Reibwert wie beispielsweise auf Schnee/Eis oder Offroad erreicht werden. Bei Fahrzeugen mit hohem Schwerpunkt ist die Kenntnis der Zuladung bzw. der Schwerpunktsposition für die ESP-Regelung sehr hilfreich und kann durch entsprechende ABC-Sensorik erfasst bzw. geschätzt und dem ESP-Algorithmus bereitgestellt werden.

In diesem Abschnitt wurde eine Auswahl an software-definierten Mehrwertfunktionen vorgestellt, die durch eine modulare Koordination von aktiven Fahrwerk-Regelsystemen erreicht werden kann. Da diese Funktionen auf einer software-technischen Änderung und Anpassung der Regelsysteme basieren, sind Aufwand und Kosten zur Realisierung der Verknüpfungsansätze entsprechend niedrig. Am Beispiel ABC und ESP werden im folgenden Abschnitt die notwendigen Schnittstellen aufgezeigt, Lösungsansätze zur Konfliktvermeidung vorgestellt, Kooperationsansätze entwickelt und entsprechende Mehrwertfunktionen dargestellt.

## 7.2 Verknüpfung aktive Federung und Fahrdynamikregelung am Beispiel ABC und ESP

### 7.2.1 Potentiale und Konflikte

Im vorangegangenen Kapitel wurden die Möglichkeiten und Verbesserungspotentiale durch eine Verknüpfung von aktiven Fahrwerk-Regelsystemen aufgezeigt. In diesem Abschnitt werden diese Mehrwertfunktionen am Beispiel der Verknüpfung von aktiver Federung ABC und aktiver Bremsenregelung ESP diskutiert. Die Verknüpfungsmöglichkeiten ausgehend vom ABC können dabei drei verschiedenen Arten der Koordination zugeordnet werden:

- Erweiterung ABC-Funktion und Konfliktvermeidung
- Kooperation
- Informationsaustausch

Bei der Kategorie *Erweiterung ABC-Funktion und Konfliktvermeidung* wird hauptsächlich der Einfluss der aktiven Federung auf die Querdynamik ausgenutzt, um bisher nicht genutzte Potentiale voll auszuschöpfen und durch ein strukturiertes Koordinationskonzept werden mögliche Konflikte mit anderen Systemen aufgehoben. Zu dieser Kategorie zählen die bereits angesprochenen Mehrwertfunktionen:

- *Fahrerunterstützung bei Seitenwind*
- *Fahrerunterstützung bei Fahrbahnquerneigung*
- *Spurführungsunterstützung mit optischer Kamera*
- *Variation der Gierverstärkung, Steigerung des Ansprechverhaltens*
- *Variation des Eigenlenkverhaltens durch variable Wankmomentenverteilung*



Die Kategorie *Kooperation* dagegen steht für eine kooperative Zusammenarbeit zwischen den einzelnen Regelsystemen, um durch die Verknüpfung einen gemeinsamen Mehrwert zu erzielen. In diesem Fall ist ein koordiniertes Konzept zur Abstimmung zwischen den einzelnen Systemen unbedingt erforderlich. Die folgenden Mehrwertfunktionen können durch diese kooperative Zusammenarbeit entstehen:

- Aktive Wankmomentenverteilung zur Verbesserung des Kurvenbremsverhaltens
- *Überlagerung Verspannungslenken und radindividueller Bremsenriff im Normalfahrbereich zur Steigerung der Lenkbewegung des Fahrzeugs*
- *Kombinierte Stabilisierung durch variable Wankmomentenverteilung und Bremsenriff im Grenzbereich*
- *Unterstützung ESP-Eingriff durch abgestimmte Radlaständerung*
- $\mu$ -Split-Bremmung in Kombination mit aktiver Lenkung
- Verbesserte Traktion beim Anfahren auf niedrigem Reibwert bzw. im Offroad-Betrieb

Ein erster Schritt in Richtung Kooperation ist die Kategorie *Informationsaustausch*, bei der relevante Informationen beispielsweise durch einen zentralen Koordinator gesammelt und weiterverarbeitet werden, um dann anderen Systemen diese Informationen zur Verfügung zu stellen. Bei den im Folgenden angesprochenen Mehrwertfunktionen können relevante Informationen wie beispielsweise die dynamische Radlastverteilung oder die berechnete bzw. geschätzte Masse und Schwerpunktslage über die ABC-Sensorik an die Subsysteme ABS und ESP weitergegeben werden und dadurch eine Steigerung der Regelgüte erzielt werden.

- *Verbesserung ABS-Geradeausbremsung durch Radlastinformationen*
- Steigerung ESP-Qualität bei Fahrzeugen mit hohem Schwerpunkt durch Schwerpunkt-Schätzung über ABC-Sensorik

Die hier beschriebenen Mehrwertfunktionen zeigen eine Auswahl an Verbesserungsmöglichkeiten durch die Verknüpfung von aktiver Federung und Bremsenregelung. Die in kursiver Schrift dargestellten Funktionen werden im Rahmen dieser Arbeit näher untersucht und sowohl innerhalb dieses als auch innerhalb des folgenden Kapitels vorgestellt.

## 7.2.2 Lösungsansätze zur Konfliktvermeidung

Aufgrund der funktionalen Überschneidungen können negative Beeinträchtigungen und Wechselwirkungen zwischen den Systemen auftreten. An dieser Stelle werden beispielhaft verschiedene Interaktionen zwischen aktiver Federung und Bremse vorgestellt und mögliche Lösungsansätze beschrieben.

### Konflikt mit der Fahrdynamik-Regelung

Die Aufgabe der Fahrdynamik-Regelung ESP ist die Stabilisierung des Fahrzeugs im fahrdynamischen Grenzbereich. Dazu ist es notwendig, den aktuellen Fahrzustand exakt zu kennen, um dann mit gezielten Bremsenriffen ein stabilisierendes Giermoment aufbauen zu können. Zur Erkennung dieser Situationen wird ein modellgestützter Ansatz verwendet, bei dem das tatsächliche Fahrverhalten dem vom Fahrer vorgegebenen Wunschverhalten vergleichsweise gegenübergestellt wird. Das dabei verwendete Fahrzeugmodell besitzt aller-

dings keine Informationen über zusätzliche, nicht vom Lenkrad induzierte Lenkbewegungen wie beispielsweise aufgrund einer Verspannung des Fahrwerks. Daher können Lenkeffekte einer aktiven Federung wie das Verspannungslenken oder der Einfluss der variablen Wankmomentenverteilung die im ESP befindliche Berechnung des aktuellen Fahrzustands verfälschen; dies hat nicht korrekte Bremsenriffe zur Folge. Zur Lösung dieser Problematik ist es notwendig, den Einfluss der Verspannung auf das querdynamische Fahrverhalten modelltechnisch zu erfassen und dem Referenzmodell im ESP zur Verfügung zu stellen. In Kapitel 3.3.2 und 6.3 wurden bereits verschiedene Modellansätze zur Beschreibung der Lenkeffekte und deren Einfluss auf das Fahrverhalten hergeleitet, beschrieben und anhand von Messdaten validiert. Die Integration der Modellansätze kann auf unterschiedliche Weise erfolgen. Die erste Möglichkeit ist die Modifikation des ESP-Referenzmodells unter Berücksichtigung der Modellgleichungen zur Beschreibung der Verspannungs-Lenkeffekte. Dazu müssen allerdings die vom ABC gemessenen bzw. berechneten dynamischen Radlasten dem ESP zur Verfügung gestellt werden. Weitere Möglichkeiten sind beispielsweise die Übermittlung der zusätzlichen Gier- und Querbewegung durch ein eigenständiges Verspannungsmodell oder die Berechnung eines korrigierten Lenkradwinkels, der die zusätzliche Lenkbewegung aufgrund der Verspannung berücksichtigt und als Eingangsgröße des Referenzmodells im ESP verwendet wird. Der Einfluss der variablen Wankmomentenverteilung auf die ESP-Funktionalität kann auch über eine adaptive Parametrierung des ESP-Referenzmodells korrigiert werden. Aufgrund der nichtlinearen Reifeneigenschaften wird durch eine aktive Wankmomentenverteilung ein verändertes Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs erreicht. Das herkömmliche ESP-Referenzmodell wird allerdings auf ein Grund-Eigenlenkverhalten abgestimmt. Durch eine variable, von der aktuellen Wankmomentenverteilung abhängige Parametrierung des Referenzmodells wird der Einfluss der aktiven Wankmomentenverteilung ebenfalls berücksichtigt. In der folgenden Abbildung 7.4 wird der Konflikt zwischen einer Fahrwerkverspannung in Form einer geänderten Wankmomentenverteilung und der Fahrdynamik-Regelung sichtbar. Die Abbildung zeigt Simula-

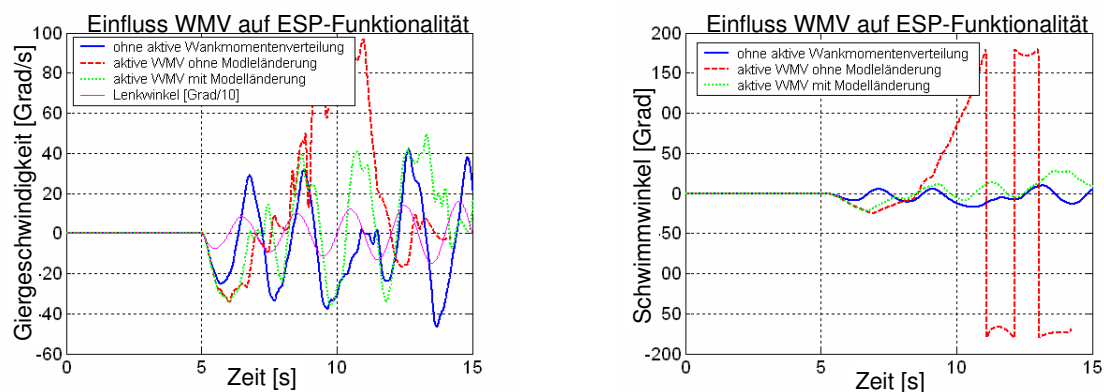


Abbildung 7.4: Konfliktpotential zwischen ABC und ESP

tionsergebnisse mit dem Fahrzeug V220E50-ABC bei einem Fahrmanöver im Grenzbereich mit entsprechenden stabilisierenden ESP-Bremsenriffen. Durch die sinusförmigen Lenkbewegungen mit ansteigender Amplitude (Fahrmanöver *Wedeln*) wird der fahrdynamische Grenzbereich erreicht und die ESP-Funktionalität kann dabei bewertet werden. Die durchgezogene blaue Kurve zeigt den normalen Verlauf des Fahrzeugs mit unveränderter Wankmomentenverteilung. Die gestrichelte rote Kurve dagegen zeigt das Fahrverhalten mit geänderter festgehaltener Wankmomentenverteilung (übersteuerndes Verhalten), aber ohne Modifikation beim ESP. Anhand des Schwimmwinkelverlaufs wird deutlich, dass das

Fahrzeug mit dieser ESP-Konfiguration nicht mehr stabilisiert werden kann. Bei der gepunkteten grünen Kurve wurde zusätzlich zu der geänderten Wankmomentenverteilung auch das ESP-Referenzmodell über eine adaptive Parametrierung modifiziert; dadurch können die Fahrzeugbewegungen im Grenzbereich wieder stabilisiert werden. Die Abbildung zeigt einerseits den möglichen Konflikt zwischen einer ABC-Mehrwertfunktion und der ESP-Funktionalität und andererseits die Möglichkeit zur Lösung dieser Problematik durch entsprechende Modellanpassung.

### Konflikt mit dem Reifendruck-Überwachungssystem

Reifendruck-Überwachungssysteme werden zunehmend in Fahrzeugen der heutigen Generation integriert und warnen den Fahrer, wenn der Luftdruck in einem Reifen zu niedrig ist. Dabei gibt es unterschiedliche Verfahren und Methoden zur Erkennung eines niedrigen Reifendruckes. Ein Verfahren zeichnet sich besonders aus, da keine zusätzliche Sensorik verwendet werden muss, sondern bereits vorhandene Raddrehzahl-Sensoren dafür ausreichen, um einen *platten Reifen* zu erkennen. Dieses System wird als Plattrollwarner bezeichnet. Die Erkennung erfolgt dabei über eine komplexe Auswertung der Raddrehzahlen innerhalb bestimmter Fahrsituationen. Aufgrund der elastischen Reifeneigenschaften ändert sich bei Variation des Reifendruckes und gleich bleibender Fahrgeschwindigkeit der dynamische Rollradius des Reifens und damit auch die gemessene Raddrehzahl. Gleichung (7.1) zeigt den Zusammenhang zwischen Raddrehzahl  $n_i$ , Radgeschwindigkeit  $v_i$  und dynamischem Rollradius  $r_{dyn,i}$ :

$$v_i = \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot r_{dyn,i} \cdot n_i. \quad (7.1)$$

Über diese Änderung des dynamischen Rollradius kann nun eine Reifendruckänderung erkannt werden, indem die Radgeschwindigkeiten paarweise aufsummiert und anschließend über deren Quotienten ausgewertet werden. Zur Erkennung wird unter anderem auch eine diagonale Auswertung der gemessenen Raddrehzahlen verwendet, siehe Gleichung (7.2):

$$k_{prw} = \frac{v_1(r_{dyn,1}) + v_4(r_{dyn,4})}{v_2(r_{dyn,2}) + v_3(r_{dyn,3})}. \quad (7.2)$$

Neben dem Reifendruck gibt es aber auch andere Größen, die den dynamischen Rollradius beeinflussen können. Dazu gehört beispielsweise auch die Radlast. Der Einfluss einer Radlaständerung auf den dynamischen Rollradius bei gleich bleibender Fahrgeschwindigkeit ist in Abbildung 7.5 anhand einer Messung mit dem Versuchsträger V220E50-ABC dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass der dynamische Rollradius teilweise sehr stark von einer Radlaständerung beeinflusst wird. Erfolgt nun eine diagonale Änderung der Radlasten, wie es bei einer Verspannung des Fahrwerks der Fall ist, wird bei der diagonalen Auswertung der dynamischen Rollradien über Gleichung (7.2) in dieser Situation fälschlicherweise eine Reifendruckänderung erkannt. Der Plattrollwarner reagiert daher auf eine Verspannung wie auf einen *platten Reifen*. Zur Lösung des Konflikts gibt es auch hier verschiedene Ansätze. Die erste Lösung wäre die Verwendung von Reifendruck-Überwachungssystemen, die nicht auf den Raddrehzahlen basieren, sondern eigenständige Sensorik in den Reifen verwenden. Eine weitere Möglichkeit ist die Korrektur der gemessenen bzw. berechneten dynamischen Rollradien im Fall einer Fahrwerkverspannung. Die Änderung des dynamischen Rollradius in Abhängigkeit von der Radlast und Fahrgeschwindigkeit kann beispielsweise anhand gemessener Daten in Tabellen gespeichert werden, siehe Abbildung 7.5. Da es aber auch noch weitere Einflussfaktoren wie unterschiedliche Reifentypen gibt, sollte zusätzlich eine Normierung über die Reifenbreite durchgeführt werden. Die Korrektur der dynamischen

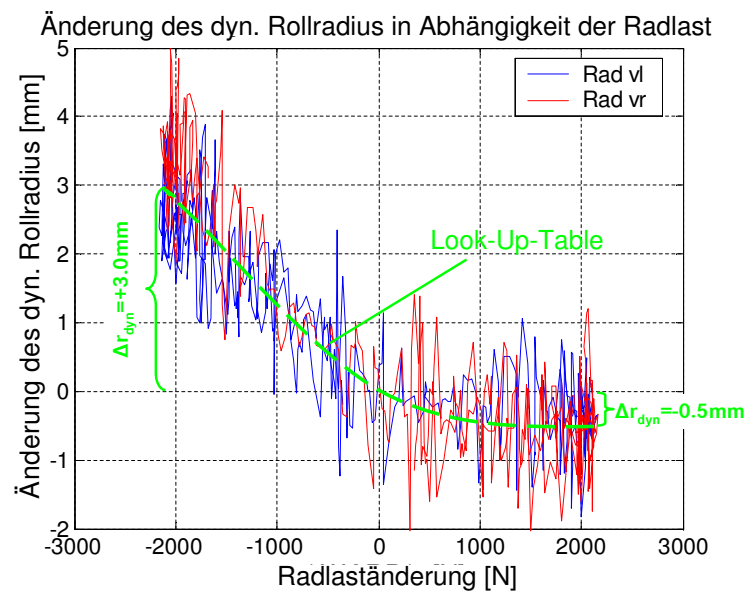


Abbildung 7.5: Änderung des dynamischen Rollradius aufgrund Radlaständerung, Messung im Fahrzeug mit  $v_l = 90\text{km/h}$  und sinusförmiger Verspannung mit  $w = 8000\text{N}$

Rollradien während einer Verspannung des Fahrwerks ermöglicht weiterhin die Funktionalität des Plattrollwarners. Bei der Umsetzung müssen allerdings auch die Toleranzen der Radlastmessung berücksichtigt werden.

### Konflikt mit dem Abstandsregeltempomat

Die Aufgabe eines Abstandsregeltempomats ist die Einhaltung einer gewünschten Fahrgeschwindigkeit unter zusätzlicher Berücksichtigung der aktuellen Verkehrssituation. Über radarbasierte Verfahren ist es möglich, den Abstand zum vorausfahrenden Fahrzeug zu erkennen und gegebenenfalls die Fahrgeschwindigkeit einzuregeln, um einen bestimmten Mindestabstand zu halten. Um das vorausfahrende Fahrzeug auch bei Kurvenfahrt zu erkennen, wird die Information des aktuellen Lenkradwinkels verwendet, um die Richtung der Fahrspur zur Fahrzeugerkennung vorzugeben. Eine zusätzliche Lenkbewegung durch das Verspannungslenken führt zu einer falschen virtuellen Fahrspur und das vorausfahrende Fahrzeug kann nicht mehr korrekt erkannt werden. Die Funktion des Abstandsregeltempomats kann dadurch beeinträchtigt werden. Die Lösung dieser Problematik ist ähnlich wie bei der Fahrdynamikregelung die Information eines korrigierten Lenkradwinkels, der die gesamte Fahrzeug-Querbewegung berücksichtigt. Speziell bei Anwendungen wie Spurführungsunterstützung oder Fahrerunterstützung bei Fahrbahnquerneigung ist der Informationsaustausch notwendig, damit der Abstandsregeltempomat weiterhin korrekt arbeiten kann.

### Stabilität beim Geradeausbremsen

Der Einfluss des Verspannungslenkens wirkt nicht nur bei konstanter Fahrgeschwindigkeit, sondern auch bei Bremsvorgängen. Bei sehr starken Bremsmanövern können sich diese Lenkeffekte durch die Fahrwerkverspannung negativ auf das Bremsverhalten auswirken, da die Stabilität und die maximale Verzögerung dabei beeinflusst werden können. Bei sicherheitskritischen Manövern wie starkem Abbremsen sollte daher keine Verspannung

mehr vorhanden sein, um das komplette Kraftschlusspotential für den Bremsvorgang zur Verfügung zu stellen. Befindet sich das Fahrzeug zu Beginn eines starken Bremsmanövers in einem Verspannungszustand, sollte dieser so schnell wie möglich, aber auch so langsam wie nötig wieder zurückgenommen werden. Da es auch bei der Zurücknahme der Verspannung zu einer Lenkbewegung des Fahrzeugs kommen kann, muss ein Konzept entwickelt werden, damit der Fahrer diesen Vorgang nicht als unangenehm empfindet und auch keine sicherheitskritischen Manöver entstehen können. Zur Realisierung eines solchen Konzeptes sind die Informationen über den aktuellen Fahrzustand notwendig, wie sie beispielsweise im ESP-Algorithmus vorhanden sind. Diese Lenkbewegungen, die auch beim Bremsen weiterhin vorhanden sind, können speziell beim Kurvenbremsen gezielt genutzt werden, um den gewünschten Kurs bei gleich bleibender Stabilität weiterhin halten zu können.

### 7.2.3 Schnittstellen und Integrationskonzepte

Die Umsetzung und Integration der hier vorgestellten Mehrwertfunktionen führt aufgrund der Verknüpfungen zu einer Diskussion der notwendigen Schnittstellen zwischen den einzelnen Systemen. Diese Schnittstellendiskussion ist dabei stark mit der Frage gekoppelt, welche Steuergeräte als Basis für die Integration der neuen Funktionen dienen. An dieser Stelle werden zuerst anhand eines unabhängigen Fahrdynamik-Koordinators die relevanten Schnittstellen zwischen dem ABC-System und der Fahrdynamik-Regelung ESP für den Fall *Erweiterung ABC-Funktion und Konfliktvermeidung* aufgezeigt. Anschließend wird ein Konzept zur Umsetzung der Mehrwertfunktionen zwischen ABC und ESP durch Verwendung bereits existierender Steuergeräte im Fahrwerk vorgestellt. Die Verspannungsschnittstelle im ABC-Regler stellt dabei die Basis für die Umsetzung der Mehrwertfunktionen dar. Aufgrund der möglichen Konflikte ist es notwendig, weitere Schnittstellen sowohl im ABC als auch im ESP zu definieren. Die folgende Abbildung 7.6 zeigt das Konzept mit einem unabhängigen und eigenständigen Steuergerät als Fahrdynamik-Koordinator und den damit verbundenen Schnittstellen zwischen den einzelnen Systemen. Mit Ausnahme

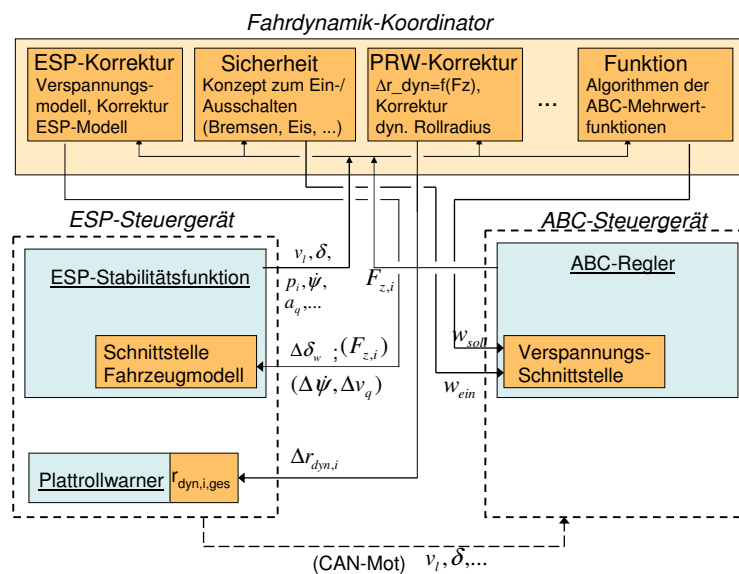


Abbildung 7.6: Beispiel einer Integration der Verspannungsfunktionen in einem Fahrdynamik-Koordinator

der Schnittstellen innerhalb der Steuergeräte werden bei diesem Konzept alle notwendi-

gen software-basierten Modifikationen und Änderungen wie beispielsweise die Algorithmen der einzelnen Mehrwertfunktionen, die Absicherung der ESP- und PRW-Funktionalitäten sowie die Absicherung bei sicherheitskritischen Fahrmanövern innerhalb des Fahrdynamik-Koordinators durchgeführt. Notwendig dafür sind Informationen über den Fahrerwunsch und den aktuellen Fahrzustand, die im ESP-Steuergerät vorhanden sind wie beispielsweise *Lenkradwinkel*, *Fahrgeschwindigkeit*, *Raddrehzahlen*, *Querbewegung*, *Giergeschwindigkeit*, *Bremslichtschalter* oder auch *Bremskräfte*, die dem Fahrdynamik-Koordinator zur Verfügung gestellt werden. Auf der anderen Seite werden die im ABC-System gemessenen dynamischen Radlasten ebenfalls an den Koordinator verteilt, dort entsprechend verarbeitet und gegebenenfalls an die ESP-Fahrdynamik-Regelung weitergegeben. Zur Konfliktvermeidung ist eine Anpassung des Fahrzeugmodells im ESP notwendig, die entweder im Fahrdynamik-Koordinator erfolgt oder auch im ESP-Fahrzeugmodell direkt implementiert werden kann. Im ersten Fall werden beispielsweise ein zusätzlicher Lenkradwinkel oder zusätzliche Gier- und Querbewegungen im Koordinator mit Hilfe der bereits vorgestellten Modellgleichungen berechnet und anschließend an die ESP-Schnittstelle weitergegeben. Sofern das Fahrzeugmodell innerhalb des ESP-Steuergerätes entsprechend modifiziert wird, ist die Weiterleitung der dynamischen Radlasten an das ESP ausreichend. Zur Sicherstellung der Plattrollwarner-Funktionalität erfolgt im Fahrdynamik-Koordinator eine Korrektur der dynamischen Rollradien, die dann dem Plattrollwarner-Algorithmus im ESP-Steuergerät zur Verfügung gestellt werden. Die Steuerung der ABC-Mehrwertfunktionen erfolgt über einen Verspannungssollwert mit zusätzlichem Ein/Aus-Schalter zur Absicherung bei sicherheitskritischen Fahrmanövern. Im Gegensatz zum Fahrdynamik-Koordinator wird in der folgenden Abbildung 7.7 ein Konzept zur Umsetzung der Mehrwertfunktionen im Rahmen von bereits existierenden Steuergeräten gezeigt. Die ABC-Mehrwertfunktionen

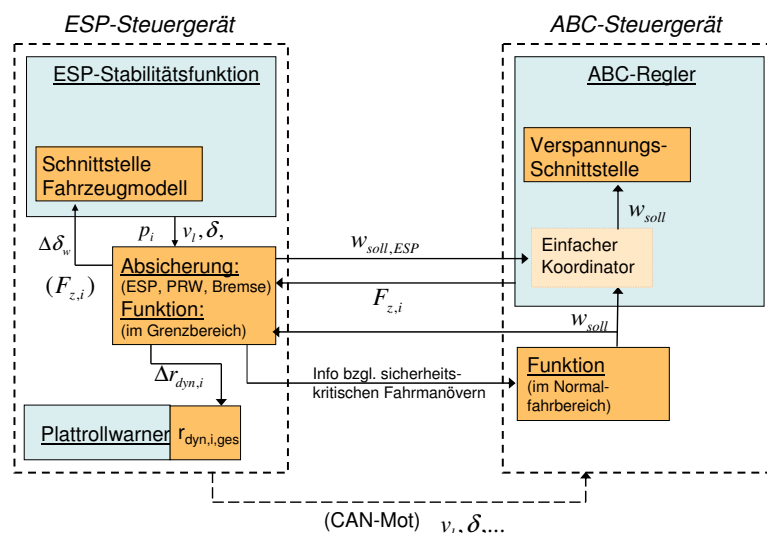


Abbildung 7.7: Beispiel einer Integration der Verspannungsfunktionen in vorhandene Steuergeräte

im Normalfahrbereich (*Verspannungslenken*) werden dabei aufgrund von Vorteilen bei der Kommunikation und Flexibilität im ABC-Steuergerät integriert. Die Mehrwertfunktionen im Grenzbereich (*variable Wankmomentenverteilung*) dagegen sollten im ESP-Steuergerät umgesetzt werden, da die Informationen über den aktuellen Fahrzustand dafür benötigt werden. Dasselbe gilt für die Absicherungen der ESP- und Plattrollwarner-Funktionen sowie für die Absicherung bei sicherheitskritischen Fahrmanövern. Zwischen den beiden

Steuergeräten müssen neben der Soll-Verspannung und der Information bzgl. sicherheitskritischen Fahrzuständen auch die aktuellen Radlasten ausgetauscht werden. Bestimmte Fahrzeuggrößen wie *Lenkradwinkel* und *Fahrgeschwindigkeit* werden bereits über den Motorraum-CAN zur Verfügung gestellt. Durch dieses Konzept ergibt sich eine klare Aufgabentrennung zwischen Mehrwertfunktionen im Normalfahrbereich und Grenzbereich, eine unabhängige Entwicklung und Abstimmung der Funktionen sowie ein minimaler Datenaustausch zwischen den einzelnen Systemen.

### 7.2.4 Kooperatives Koordinationskonzept

Im vorangegangenen Abschnitt wurde ein Konzept zur Umsetzung der ABC-Mehrwertfunktionen aus dem Bereich *Erweiterung ABC-Funktion und Konfliktvermeidung* vorgestellt, bei dem mögliche Konflikte durch geeignete Modelle und Schnittstellen ausgeschlossen werden. Dieser Ansatz ermöglicht eine relativ schnelle und effektive Realisierung der neuartigen Funktionen durch eine eindeutige Aufteilung der einzelnen Aufgaben. Um allerdings auch die Funktionen aus der Kategorie *Kooperation* umsetzen zu können, müssen weitere Schnittstellen definiert und das Konzept modifiziert werden. In diesem Abschnitt wird ein kooperatives Koordinationskonzept vorgestellt, mit dem es möglich ist, die kooperativen Ansätze durch Verknüpfung von ABC und ESP zu realisieren. Beispiel dafür sind die Überlagerung von Verspannungslenken und Einzelradbremseingriff, um den Lenkeffekt zu steigern, die kombinierte Stabilisierung durch variable Wankmomentenverteilung und Einzelradbremseingriff sowie die Unterstützung eines ESP-Eingriffs durch gezielte Radlaständerung. Abbildung 7.8 zeigt das strukturelle Konzept zur Integration der kooperativen Ansätze innerhalb des ESP-Steuergerätes. Notwendig dafür ist ebenfalls ein Koor-

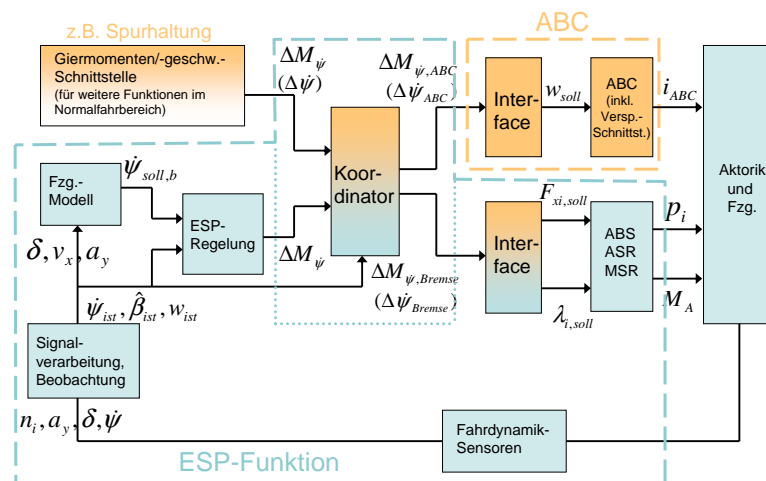


Abbildung 7.8: Konzept zur Integration der kooperativen Ansätze im ESP-Steuergerät

dinator, der die Aufteilung des gewünschten Giermoments bzw. der gewünschten Giergeschwindigkeit zwischen der vorhandenen ESP- und ABC-Aktorik regelt. Zusätzlich werden abhängig von den ausgewählten Mehrwertfunktionen die entsprechenden Algorithmen zur Steuerung und Regelung innerhalb des Koordinators implementiert. In diesem Beispiel wird der Koordinator im ESP-Steuergerät integriert, und eine externe Schnittstelle ermöglicht die Verknüpfung zu anderen Steuergeräten und Regelsystemen. Ein erstes Beispiel dafür ist die Verknüpfung und Überlagerung von Federungs- und Bremsingriff zur Steigerung







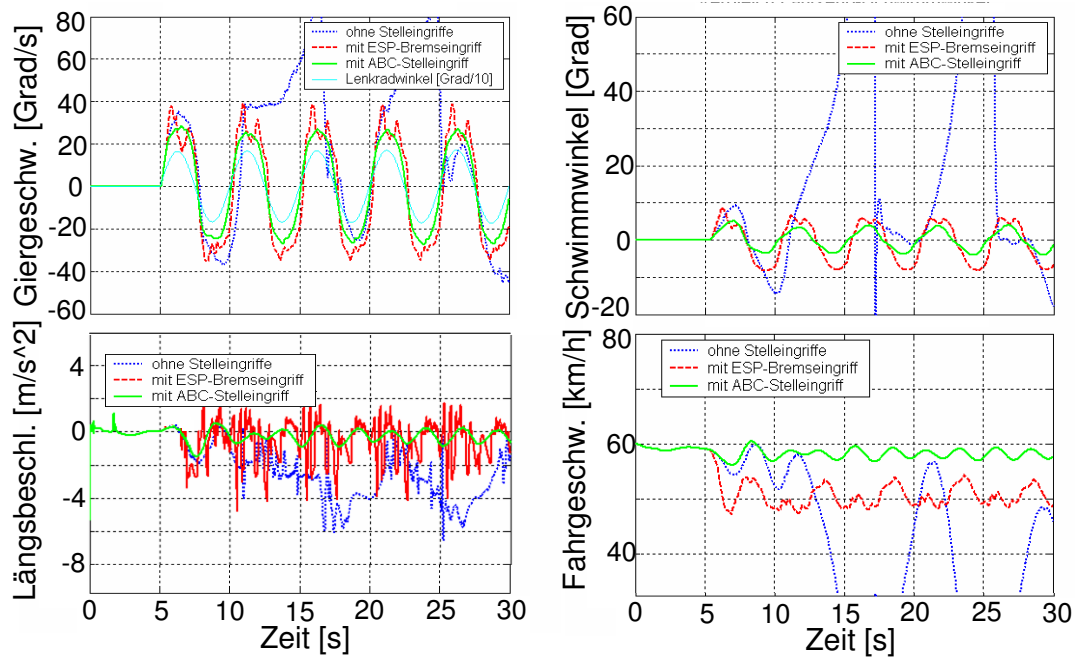


Abbildung 7.10: Vergleich der stabilisierenden Stelleingriffe durch ESP und ABC

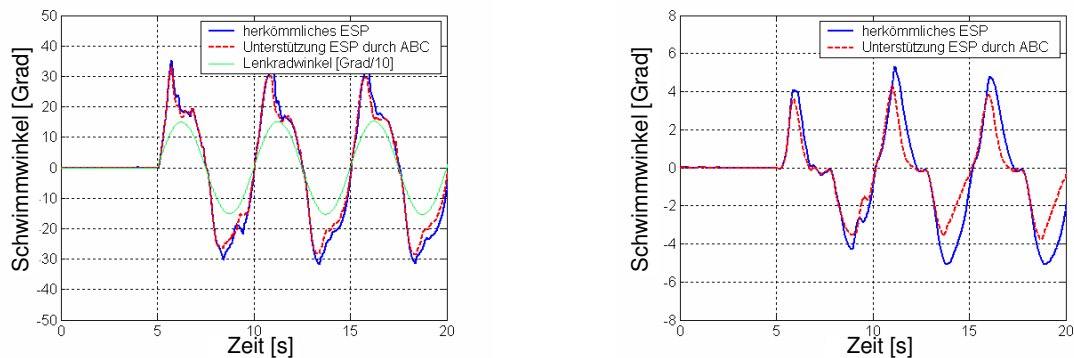


Abbildung 7.11: Unterstützung des ESP-Eingriffs durch ABC-Verspannung

Mehrwertfunktionen erfolgt innerhalb des Koordinators in dem hier vorgestellten Koordinationskonzept.

### 7.2.5 Anforderungen an die Softwarestruktur

Zur Realisierung dieser neuartigen Funktionen durch modulare Koordination aktiver Fahrwerk-Regelsysteme müssen bestimmte Anforderungen an die Softwarestruktur gestellt werden. Neben der Modularität und Austauschbarkeit der einzelnen Systeme sollte auch die Erweiterbarkeit und die einfache Integration neuer Mehrwertfunktionen gewährleistet werden. Notwendig dafür ist ein minimaler Datenfluss und dadurch geringe Abhängigkeiten zwischen den Systemen, die anhand eindeutiger Schnittstellen klar definiert sind. Durch eine eindeutige Zuordnung der Aufgaben und eine modulare Struktur werden auch die Funktionalitäten einzelner Module unabhängig vom Gesamtsystem garantiert. Speziell bei sicherheitskritischen Funktionen ist diese Vorgehensweise sehr wichtig. Bei der modularen Koordinations-Regelung können alle Systeme weiterhin unabhängig voneinander arbeiten und die einzelnen Funktionen und Aufgaben sicherstellen. Allerdings hat man damit die

Möglichkeit geschaffen, einen spürbaren Kundenmehrwert über reine Softwareänderungen einfach und effektiv zu generieren.

### 7.3 Integration und Bewertung der modularen Koordinations-Regelung im Gesamtkonzept

Im vorangegangenen Abschnitt wurde bereits der modulare Koordinationsansatz zur Integration der kooperativen Mehrwertfunktionen dargestellt. Dabei wurden die möglichen Potentiale und Konflikte sowie die unterschiedlichen Lösungsansätze und Schnittstellen am Beispiel *Verknüpfung aktiver Federung und aktiver Bremsenregelung* diskutiert. In diesem Abschnitt wird der Ansatz auch für weitere Systeme und Funktionen erweitert und ein Vorschlag zur Integration der kooperativen Regelung im Gesamtkonzept gemacht. Die modulare Koordination wird im Vergleich zu anderen Konzepten bewertet.

#### Modulare Koordination

Bei der modularen Koordinations-Regelung bleiben die einzelnen Subsystemregelungen in ihrer Modularität erhalten und übernehmen weiterhin bestimmte Grundfunktionen und vorgesehene Aufgaben. Allerdings müssen die einzelnen Systeme durch entsprechende Koordinations-Schnittstellen erweitert werden. Durch die Koordination können eine Vielzahl an neuen Funktionen umgesetzt werden. In Kapitel 8 werden die entsprechenden Mehrwertfunktionen aufgezeigt. Die folgende Abbildung 7.12 zeigt die strukturelle Integration der modularen Koordinations-Regelung im Gesamtkonzept. Die einzelnen Subsys-

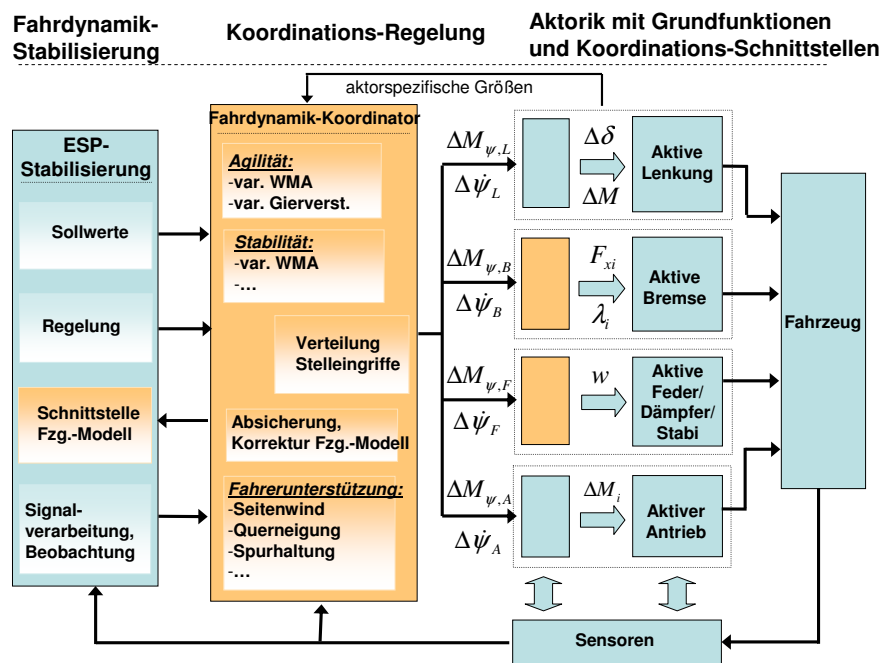


Abbildung 7.12: Integration der Mehrwertfunktionen im Gesamtkonzept

temregelungen aus den Bereichen Lenkung, Bremse, Federung und Antrieb entsprechen im Systemschaubild der Kategorie *Aktorik mit Grundfunktionen und Koordinations-Schnittstellen*.

Die Grundfunktionen bestehen bei einer aktiven Federung aus der Aufbauregelung zur Steigerung des Fahrkomforts und der Fahrsicherheit und beispielsweise aus einer geschwindigkeitsabhängigen Wankmomentenverteilung zur Steigerung der Agilität. Die dazugehörigen Schnittstellen-Module verfügen über geeignete Systemmodelle, die eine Umrechnung der erforderlichen Führungsgrößen  $M_\psi$  und  $\Delta\dot{\psi}$  in aktorspezifische Stellsignale ermöglichen. Für das aktive Federungssystem ABC beispielsweise wurde in Kapitel 6.3 ein entsprechendes Systemmodell zur Umrechnung der gewünschten Giergeschwindigkeitsänderung  $\Delta\dot{\psi}_F$  in eine erforderliche Sollverspannung  $w$  vorgestellt. Die Aufteilung der notwendigen Stellsignale auf die entsprechende Aktorik erfolgt in dem Fahrdynamik-Koordinator der Koordinations-Regelung. Dabei wird in Abhängigkeit der erforderlichen Stellsignale und des aktuellen Fahrzustands die optimale Verteilung auf die vorhandene Aktorik hinsichtlich Fahrkomfort und Fahrsicherheit bestimmt. Neben der Verteilung der Stellsignale werden im Fahrdynamik-Koordinator auch die entsprechenden Funktionen zur Steigerung der Agilität und Stabilität sowie zur Fahrerunterstützung umgesetzt. Zusätzlich erfolgt im Fahrdynamik-Koordinator die Vermeidung möglicher Wechselwirkungen zwischen den Systemen und die Absicherung der einzelnen Funktionen bei speziellen Fahrsituationen. Um eine einheitliche und abgestimmte Verteilung der Stellsignale zu ermöglichen, ist ein zentrales Fahrzeugmodell zur Bestimmung der Sollwerte Voraussetzung. Das ESP besitzt ein entsprechendes Referenzmodell, das für die Fahrdynamik-Stabilisierung verwendet wird. Um dieses Fahrzeugmodell für die modulare Koordinations-Regelung verwenden zu können, muss der ESP-Algorithmus dazu in die Bereiche *Grundfunktionen* mit den ABS- und ASR-Komponenten und *Fahrdynamikstabilisierung* aufgeteilt werden. Die Signalaufbereitung und -beobachtung, das Fahrzeugmodell zur Berechnung der Sollwerte mit entsprechenden Schnittstellen zur Korrektur sowie die Regelung zur Fahrzeugstabilisierung sind die Inhalte der *Fahrdynamikstabilisierung*. Neben den einheitlichen Sollwerten stehen bei diesem Integrationskonzept dem Fahrdynamik-Koordinator auch die aufbereiteten Sensorsignale zur Verfügung. Dadurch können neu entwickelte Funktionen innerhalb des Fahrdynamik-Koordinators effizient umgesetzt werden.

### Umsetzung in bestehende Systemarchitektur

Bei der Umsetzung des Integrationskonzeptes müssen die Abhängigkeiten zwischen Funktionalität, Softwarearchitektur und Elektrik/Elektronik-Architektur berücksichtigt werden. Die einzelnen Funktionen können aufgrund der unterschiedlichen Voraussetzungen innerhalb der Steuergeräte nicht beliebig integriert werden. Zur Umsetzung der Funktionen sind bestimmte Randbedingungen bezüglich Abtastzeiten, Schnittstellen und Verfügbarkeit aufbereiteter Sensorsignale und berechneter Fahrzustandsgrößen Voraussetzung. Für eine einfache und schnelle Integration neuartiger Funktionen leiten sich bestimmte Anforderungen an die Systemarchitektur ab. Speziell Kommunikation und Datenaustausch zwischen den Systemen sind entscheidend. Um eine Austauschbarkeit, Erweiterbarkeit und Wiederverwendbarkeit zu gewährleisten sind einheitlich definierte Schnittstellen und Softwaremodule mit klar abgegrenzten Aufgabenbereiche notwendig. Diese Tatsache bedingt eine klare Trennung zwischen Funktions- und Gerätehierarchie. Eine einheitlichen Nutzung von Fahrzustandserkennung, Signalaufbereitung und Plausibilisierung ist für die Koordination der einzelnen Regelsysteme ebenfalls notwendig. Diese Voraussetzungen werden bei den folgenden drei Umsetzungsmöglichkeiten in eine bestehende Systemarchitektur einzuhalten versucht. Die folgende Abbildung 7.13 zeigt die unterschiedlichen Ansätze. Die erste Umsetzungsmöglichkeit wird in Abbildung 7.13a gezeigt. Die Koordinations-Regelung und die neuen Mehrwertfunktionen werden direkt im ESP-Steuergerät integriert. Da die bestehende Fahrdynamik-Regelung im ESP bereits alle relevanten Voraussetzungen erfüllt,

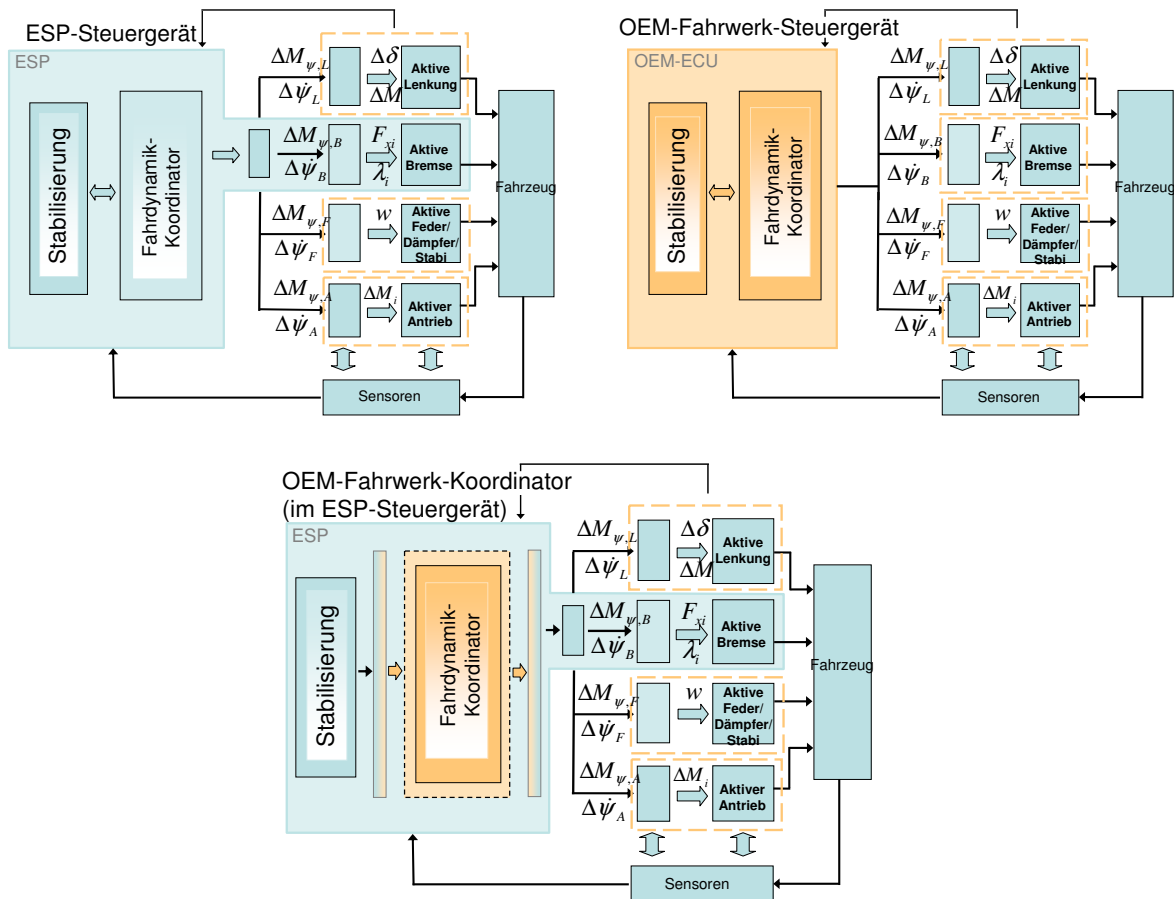


Abbildung 7.13: a) ESP als Fahrwerk-Koordinator b) OEM-Fahrwerk-Steuergerät mit eigener Fahrdynamik-Stabilisierung c) OEM-Fahrwerk-Koordinator im ESP-Steuergerät

wird ein hohes Funktionspotential und ein geringer Entwicklungs- und Applikationsaufwand garantiert. Aufgrund der langjährigen Erfahrung der Zulieferer mit dem Standardmodul ESP wird eine hohe Qualität des Gesamtpakets gewährleistet. Problematisch an dieser Umsetzung ist aber die Tatsache, dass der Fahrzeughersteller nur wenig Einfluss auf die einzelnen Funktionen hat. Die Funktionsentwicklung und Umsetzung findet hier beim Zulieferer statt. Dadurch können neue Innovationen nicht exklusiv umgesetzt werden. Es gibt hier keine oder nur sehr geringe Differenzierbarkeit zu anderen Herstellern, da das ESP-System inzwischen ein Standardmodul ist und in den meisten Fällen beim Zulieferer eingekauft wird. Die Abhängigkeit der Fahrzeughersteller von bestimmten Zulieferern wird dadurch zusätzlich verstärkt. Diese Abhängigkeit besteht beim zweiten Ansatz nicht mehr. Bild 7.13b zeigt die Umsetzung der Koordinations-Regelung in einem eigenen OEM-Fahrwerk-Steuergerät. Diese Umsetzung bietet dem Fahrzeughersteller die Möglichkeit, neuartige Innovationen und Technologien schnell und einfach zu realisieren und dadurch ein hohes Potential für die Differenzierbarkeit zu anderen Fahrzeugherstellern zu bekommen. Allerdings müssen bei dieser Variante die gesamte Entwicklung und Applikation des Elektronischen Stabilitätsprogramms ESP vom Fahrzeughersteller selbst gemacht werden, was wiederum hohe Kosten bedeutet. Die Komplexität für den Fahrzeughersteller steigt dadurch ebenfalls, da viel Aufwand notwendig ist, um eine gleich bleibende Qualität zu erzielen. Der dritte Ansatz ist eine Kombination aus den bereits vorgestellten Varianten und versucht, die entsprechenden Nachteile zu umgehen. Abbildung 7.13c beschreibt das Umsetzungskonzept, wobei das bisherige ESP-Steuergerät die Integrationsplattform für die Koordinations-Regelung darstellt. Innerhalb des ESP-Steuergeräts wird für den

Fahrzeughersteller ein Modul mit entsprechenden Schnittstellen und ausreichend Speicherplatz zur Verfügung gestellt. Der Fahrdynamik-Koordinator wird vom Fahrzeughersteller hinsichtlich Funktionalität entwickelt und der entsprechende Zulieferer kümmert sich um die Umsetzung des Fahrdynamik-Koordinators auf seinem Steuergerät, wobei die Art und Weise der Funktionsübergabe abhängig vom Innovationsgrad sein kann. Diese Vorgehensweise funktioniert aber nur, wenn die bisherige ESP-Funktionalität aufgetrennt wird. Das ESP muss um entsprechende Koordinations-Schnittstellen erweitert werden, die einerseits die Modifikation des Fahrzeugmodells zulassen und eine Verteilung der notwendigen Stelleingriffe ermöglichen. Damit das funktioniert ist einerseits eine enge Zusammenarbeit zwischen Fahrzeugherstellern und Zulieferern notwendig, andererseits sind aber eindeutig definierte Schnittstellen und klar abgetrennte Aufgaben Voraussetzung dafür. Vorteil dieser Vorgehensweise sind die Synergieeffekte, die daraus für den Fahrzeughersteller entstehen. Der Aufwand zur Umsetzung neuartiger Funktionen und Innovationen ist überschaubar, da innerhalb des ESP alle fahrdynamisch relevanten Größen zur Verfügung stehen. Auf der anderen Seite steigt das Differenzierungspotential stark an, da die Fahrzeughersteller selbst die Funktionsentwicklung durchführen. Zudem wird eine hohe Qualität der Fahrdynamik-Regelung erzielt, da die Zulieferer weiterhin ihre langjährige Erfahrung mit dem Standardsystem ESP einbringen können. Für die Umsetzung der Koordinations-Regelung wird aufgrund der hier genannten Vorteile der dritte Ansatz bevorzugt.

### Vergleich zu weiteren Konzepten

Die modulare Koordinations-Regelung steht im Rahmen dieser Arbeit im Mittelpunkt. Die Abbildung 7.1 aus Kapitel 7 zeigt die Einordnung dieses Koordinationskonzeptes im Vergleich zu anderen Koordinationsansätzen. Unter der Kategorie *friedliche Koexistenz* ist beispielsweise der Koexistenzansatz zu finden. Bei diesem Ansatz bleiben die einzelnen Systeme weitgehend unverändert erhalten und werden so abgestimmt, dass sie sich gegenseitig kaum beeinflussen. Die Koordination beschränkt sich hier maximal auf einen einfachen Informationsaustausch zwischen den Regelsystemen. Die einzelnen Stelleingriffe sind dabei aber nur bedingt aufeinander abgestimmt. Abbildung 7.14a zeigt schematisch das Gesamtkonzept mit den parallel angeordneten Subsystemen. Problematisch bei diesem

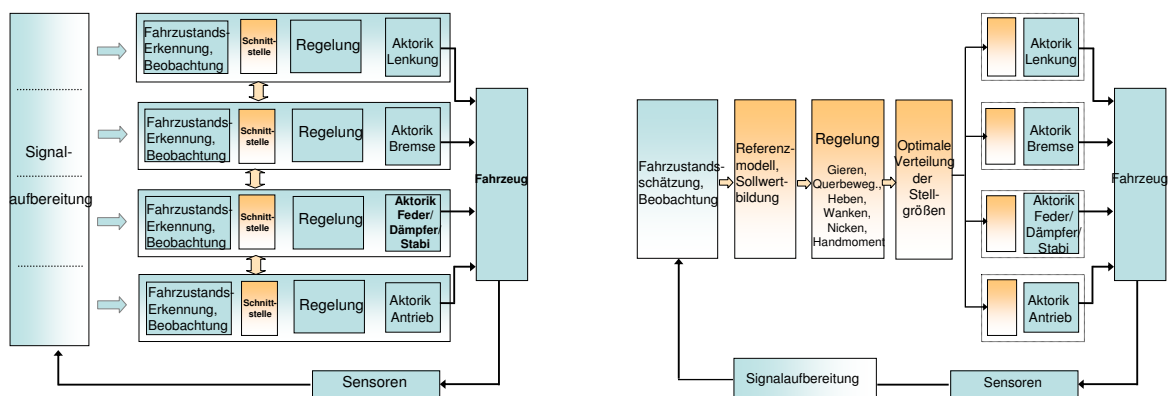


Abbildung 7.14: a) Koexistenzansatz b) Globales Konzept

Ansatz ist der hohe Applikationsaufwand und die hohe Komplexität, da aufgrund fehlender Koordination Wechselwirkungen zwischen den Systemen auftreten können. Zudem bietet dieser Ansatz nur geringes Funktionspotential, da eine Verteilung der Stelleingriffe auf unterschiedliche Systeme nicht möglich ist. Da die einzelnen Regelsysteme jeweils ihre eigene Signalaufbereitung, Plausibilisierung, Fahrzustandsschätzung und Sollwertgenerie-

rung haben, können die einzelnen Fahrdynamikeingriffe gegenseitig nicht abgestimmt sein. Ein wesentlich komplexerer Koordinationsansatz ist beispielsweise der globale Ansatz. Dieser Ansatz bietet das größtmögliche Funktionspotential, allerdings ist die Komplexität sehr groß und die Entwicklung und Umsetzung mit sehr hohem Aufwand verbunden. Die gesamten Funktionen müssen neu entwickelt werden und können nicht in bestehende Strukturen eingebunden werden. In Abbildung 7.14b wird dieses Konzept dargestellt. Dabei wird über ein zentrales Fahrzeugmodell das vom Fahrer gewünschte Fahrverhalten berechnet und anhand der entsprechenden Freiheitsgrade in ein Verhältnis zu den gemessenen oder beobachteten Fahrzustandsgrößen gesetzt. Die Fahrdynamik-Regelung bestimmt die erforderlichen Stelleingriffe, um das Wunschfahrverhalten zu erzielen. Die optimale Aufteilung der Stelleingriffe nach verschiedenen Kriterien garantiert ein perfekt abgestimmtes Fahrverhalten. Allerdings steht der dadurch mögliche Funktionsgewinn in keinem Verhältnis zu dem Kostenaufwand, wenn man den globalen Ansatz mit der modularen Koordinations-Regelung vergleicht. Daher wird die modulare Koordinations-Regelung in dieser Arbeit zur Umsetzung der Mehrwertfunktionen verwendet.

## Kapitel 8

# Kundenmehrwertfunktionen durch kooperative Regelung

Im vorangegangenen Kapitel wurden mögliche Mehrwertfunktionen durch die Verknüpfung und Koordination von aktiven Fahrwerk-Regelsystemen vorgestellt, die ein erstaunliches Verbesserungspotential hinsichtlich Fahrsicherheit und Fahrkomfort bieten. In diesem Kapitel werden nun die dazugehörigen Algorithmen zur Steuerung und Regelung entwickelt und dargestellt. Die Ergebnisse und die Funktionsweise der einzelnen Applikationen und Verbesserungsmöglichkeiten werden anhand der in Kapitel 3.4 beschriebenen Testverfahren bewertet und vorgestellt. Bei den hier diskutierten Applikationen handelt es sich einerseits um die Mehrwertfunktionen des Verspannungslenkens, d.h.

- *Fahrerunterstützung bei Seitenwind und Fahrbahnquerneigung*
- *Spurführungsunterstützung mit optischer Kamera*
- *Variation der Gierverstärkung und Verbesserung Ansprechverhalten bzw. Agilität*

sowie andererseits um die beiden Funktionen

- *Variable Wankmomentenabstützung*
- *Verbesserung Geradeausbremsen durch Austausch von Radlastinformationen.*

Durch eine gezielte Änderung der Radaufstandskräfte über ein aktives Fahrwerk wie beispielsweise das *Active-Body-Control*-System können beim Verspannungslenken die Seitenkräfte so beeinflusst werden, dass das Fahrzeug eine Lenkbewegung ausführt, vgl. Kapitel 6.2. Erfolgt eine diagonale Änderung der Radlasten (Verspannung des Fahrwerks), so bleibt die Aufbauanlage in Ruhe und es gibt keine störende Rückwirkung auf den Fahrer. Dieser Lenkeffekt ist vergleichbar mit einem korrespondierenden Lenkradwinkel von ca. 5-10° und kann daher genutzt werden, um eine Reihe an Mehrwertfunktionen zu realisieren. Die Ergebnisse werden hier zu Beginn vorgestellt.

### 8.1 Fahrerunterstützung bei Seitenwind und Fahrbahnquerneigung

Äußere Störungen wie beispielsweise Spurrillen, Fahrbahnquerneigung oder Windeinflüsse können das Fahrverhalten teilweise sehr stark beeinträchtigen. Bei starken Seitenwindböen muss der Fahrer auf die Störung reagieren, damit das Fahrzeug weiterhin innerhalb der

Fahrspur bleibt. Problematisch dabei kann eine nicht angepasste Reaktion des Fahrers auf die meist schlagartig und unerwartet auftretende Störung sein. Die Folge ist dann eine starke Beeinträchtigung der Fahrsicherheit. Dagegen beeinflusst eine Fahrbahnquerneigung hauptsächlich den Fahrkomfort. Viele Straßen werden zum Schutz vor Aquaplaning mit einer leichten Querneigung zum Fahrbahnrand gebaut, damit Wasser seitlich ablaufen kann. Diese Querneigung wirkt sich aber auch auf das Fahrverhalten aus, und der Fahrer muss das Abfließen des Fahrzeugs in Richtung Fahrbahnrand durch ein geeignetes Lenkmoment oder einen entsprechenden Lenkradwinkel korrigieren. Bei längeren Autofahrten sind diese Korrekturen oft sehr störend und wirken nachteilig auf den subjektiven Fahrkomfort. Um den Fahrer in diesen Situationen gezielt unterstützen zu können, ist eine Erkennung der Fahrsituation bzw. eine Erkennung der eigentlichen Störung notwendig. Diese Erkennung erfolgt in Bezug auf Seitenwind und Fahrbahnquerneigung einerseits durch einen Vergleich von gemessenem und berechnetem Fahrverhalten und andererseits über eine Schätzung der äußeren Störungen über geeignete Beobachterverfahren. Mit Hilfe dieser Verfahren ist es dann möglich, auf die auftretenden Störungen entsprechend zu reagieren. Dabei werden verschiedene Regler- und Steuerkonzepte verwendet. Speziell bei der Steuerung wird kein Anspruch auf vollständige Korrektur der Störeinflüsse gestellt, sondern vielmehr wird der Fahrer unterstützt, um insgesamt den Fahrkomfort und die Fahrsicherheit zu steigern.

### Modelltechnische Beschreibung der Störungen

Die Erkennung von Seitenwind und Fahrbahnquerneigung setzt eine modelltechnische Beschreibung der Störungen voraus. Ausgangsbasis dafür sind die in Kapitel 3.2.1 vorgestellten Bewegungsgleichungen der Querdynamik, die durch die Störungen entsprechend erweitert werden. Die folgende Abbildung 8.1a zeigt ein Fahrzeugmodell auf einer quergeneigten Fahrbahn mit dem Winkel  $\phi$ . Aufgrund der Querneigung gibt es über die Gewichtskraft

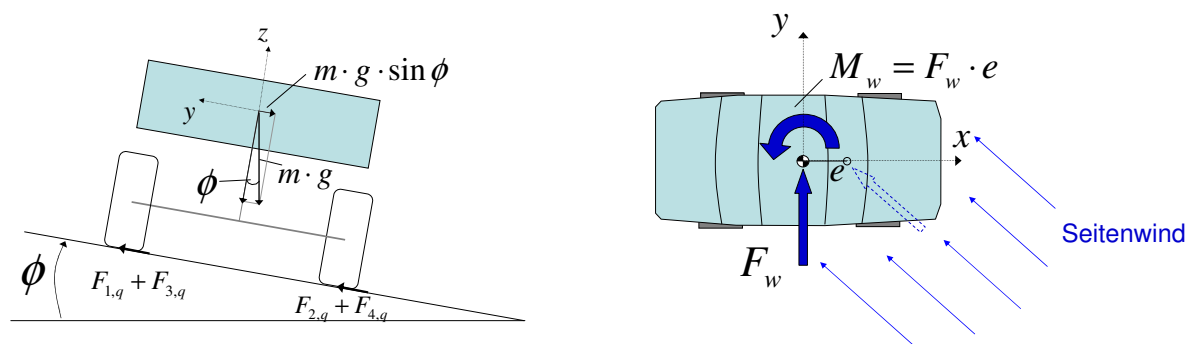


Abbildung 8.1: a) Fahrzeug unter Einfluss von Fahrbahnquerneigung, b) wirksame Kraftgrößen infolge von Seitenwind

eine zusätzliche Kraftkomponente in Querrichtung, die durch  $m \cdot g \cdot \phi$  unter Annahme von kleinen Winkeln beschrieben werden kann. Diese zusätzliche Querkraft wird in der Kräftebilanz in Querrichtung (Gleichung (3.2)) berücksichtigt. Eine Seitenwindanströmung dagegen addiert sich nach [39] geometrisch mit der Fahrgeschwindigkeit und resultiert unter anderem in einer Seitenkraft in Querrichtung  $F_w$  und einem zusätzlichen Giermoment  $M_w$ , siehe Abbildung 8.1b. Das resultierende Giermoment ergibt sich über die berechnete Seitenwindkraft und dem wirksamen Hebelarm  $e$  zwischen aerodynamischem Angriffspunkt und Schwerpunkt. Der Seitenwindeinfluss ist dadurch auch in der Bewegungsgleichung der



Gierdynamik enthalten. Für die Kräftebilanz in Querrichtung unter Berücksichtigung von Seitenwind und Fahrbahnquerneigung gilt daher:

$$\underbrace{\dot{v}_q + v_l \cdot \dot{\psi} + g \cdot \phi}_{a_q^{sens}} = \frac{F_{v,q} + F_{h,q}}{m} + \frac{F_w}{m}, \quad (8.1)$$

wobei Gleichung (3.2) durch Annahme kleiner Lenkwinkel ( $\cos \delta = 1$ ) und konstanter Fahrgeschwindigkeit ( $F_{v,l} = 0$ ) vereinfacht wurde. Betrachtet man die Bewegungsgleichung um die Hochachse, wird deutlich, dass nur die Seitenwindstörung einen Einfluss auf die Momentenbilanz besitzt, die Querneigung dagegen nicht. In vereinfachender Weise mit  $M_\psi = 0$ ,  $\cos \delta = 1$  und  $F_{v,l} = 0$  gilt daher für den Drallsatz aus Gleichung (3.3):

$$\ddot{\psi} = \frac{1}{J_\psi} \cdot (l_v \cdot F_{v,q} - l_h \cdot F_{h,q} + F_w \cdot e). \quad (8.2)$$

Diese beiden erweiterten Modellgleichungen werden im nächsten Abschnitt als Messgleichungen verwendet, um die hier beschriebenen Störungen zu erkennen und zu schätzen. Um den modelltechnischen Einfluss von Seitenwind und Fahrbahnquerneigung noch detaillierter zu beschreiben, ist die kinematische und elastokinematische Spurwinkeländerung aufgrund der äußeren Störung und der damit verbundenen Aufbaubewegung zusätzlich zu betrachten. Da es sich aber bei dem hier betrachteten Fahrzeug um einen Versuchsträger mit aktiver Federung und daher mit aktiver Horizontierung handelt, kann dieser Effekt vernachlässigt werden. Die Integration des Wankfreiheitsgrades in das hier verwendete Fahrzeugmodell ist daher auch nicht notwendig.

### Schätzung von Seitenwind und Querneigung durch einen Störgrößenbeobachter

Ein möglicher Ansatz zur Unterstützung des Fahrers bei äußeren Störungen ist die Erkennung der Störungen mit Hilfe regelungstechnischer Methoden sowie die anschließende Kompensation der Fahrzeugreaktionen durch Aufschaltung geeigneter Stelleingriffe. Die Erkennung von Seitenwind und Fahrbahnquerneigung erfolgt an dieser Stelle über einen Störgrößenbeobachter. Dieses Schätzverfahren hat sich im Fahrversuch bewährt und wird daher im Folgenden näher beschrieben. Dabei wird aus den Differenzen in der Querbeschleunigung und Giergeschwindigkeit der angreifende Seitenwind und die vorhandene Querneigung geschätzt. Ausgangspunkt dafür sind die bereits bekannten Bewegungsgleichungen inklusive der beiden Störeinflüsse Seitenwind und Fahrbahnquerneigung sowie die modelltechnische Beschreibung des Verspannungslenkens. Das Fahrzeugmodell wird durch die Gleichungen (8.1) und (8.2) beschrieben und um das Verspannungsmodell (6.18), (6.19) erweitert. Die Modellgleichungen können nun in folgende zeitdiskrete Zustandsraumdarstellung umgewandelt werden ([48],[49]):

$$\begin{aligned} \underline{x}_{k+1} &= \underline{A}_d \underline{x}_k + \underline{B}_d \underline{u}_k + \underline{G}_d \underline{f}_k \\ \underline{y}_k &= \underline{C} \underline{x}_k + \underline{D} \underline{u}_k + \underline{H} \underline{f}_k, \end{aligned} \quad (8.3)$$

Die Messgrößen  $\underline{y}$  sind die gemessenen Sensorsignale Giergeschwindigkeit  $\dot{\psi}$  und Querbeschleunigung  $a_q^{sens}$  vom elektronischen Stabilitätsprogramm ESP. Die Zustände  $\underline{x}$  werden durch die Giergeschwindigkeit  $\dot{\psi}$  und die Quergeschwindigkeit  $v_q$  beschrieben. Der Eingangsvektor  $\underline{u}$  besteht aus den bekannten Eingangsgrößen Lenkwinkel  $\delta$  und Verspannung  $w$  sowie aus einer Kombination der Größen  $\dot{\psi}$ ,  $a_q^{sens}$  und  $v_l$ . Die Erweiterung des Eingangsvektors ermöglicht eine analytische Diskretisierung des Systems, da die Systemmatrix durch diese Vorgehensweise nilpotent wird und dadurch die Fundamentalmatrix exakt

über die Taylor-Reihe bestimmt werden kann. Die Herleitung der Systemmatrizen sowie deren Diskretisierung wird in [5] und [39] detaillierter beschrieben. An dieser Stelle wird als Ausgangsbasis das bereits diskretisierte Zustandsraummodell mit den Systemvektoren

$$\underline{x} = \begin{bmatrix} \dot{\psi} \\ v_q \end{bmatrix}, \quad \underline{y} = \begin{bmatrix} \dot{\psi} \\ a_q^{sens} \end{bmatrix}, \quad \underline{u} = \begin{bmatrix} a_q^{sens} - \dot{\psi} \cdot v_l \\ \dot{\psi} \\ v_l \\ \delta \\ w \end{bmatrix}, \quad \underline{f} = \begin{bmatrix} F_w \\ \phi \end{bmatrix}. \quad (8.4)$$

verwendet. Für die Systemmatrizen gilt nach entsprechender Herleitung:

$$\underline{A}_d = \begin{bmatrix} 1 & \frac{r_1 \cdot T_s}{J_\psi \cdot v_l} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (8.5)$$

$$\underline{B}_d = \begin{bmatrix} \frac{r_1}{J_\psi \cdot v_l} \cdot \frac{T_s}{2} & -\frac{r_2}{J_\psi} & \frac{l_v \cdot m \cdot g \cdot l_h \cdot \tilde{c}_{v,\alpha,0}}{J_\psi \cdot (l_v + l_h)} & -\frac{r_4}{2 \cdot J_\psi} \\ 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot T_s \quad (8.6)$$

$$\underline{G}_d = \begin{bmatrix} \frac{e}{J_\psi} \cdot T_s & -\frac{g}{2} \cdot \frac{r_1}{J_\psi \cdot v_l} \cdot T_s^2 \\ 0 & -g \cdot T_s \end{bmatrix} \quad (8.7)$$

$$\underline{C} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{r_1}{m \cdot v_l} & -\frac{r_3}{m \cdot v_l} \end{bmatrix} \quad (8.8)$$

$$\underline{D} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \tilde{c}_{v,\alpha,0} \cdot \frac{g \cdot l_h}{l_v + l_h} & \frac{r_5}{2 \cdot m} \end{bmatrix} \quad (8.9)$$

$$\underline{H} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{1}{m} & 0 \end{bmatrix} \quad (8.10)$$

mit

$$r_1 = \frac{m \cdot g}{(l_v + l_h)} \cdot (-l_v \cdot l_h \cdot \tilde{c}_{v,\alpha,0} + l_h \cdot l_v \cdot \tilde{c}_{h,\alpha,0}) \quad (8.11)$$

$$r_2 = \frac{m \cdot g}{l_v + l_h} \cdot (l_v^2 \cdot \tilde{c}_{v,\alpha,0} \cdot l_h + l_h^2 \cdot \tilde{c}_{h,\alpha,0} \cdot l_v) \quad (8.12)$$

$$r_3 = \frac{m \cdot g}{l_v + l_h} \cdot (\tilde{c}_{v,\alpha,0} \cdot l_h + \tilde{c}_{h,\alpha,0} \cdot l_v) \quad (8.13)$$

$$r_4 = l_v \cdot c_{v,\alpha,0} \cdot (\delta_{v,0} + k_{v,\delta,F_z}) + l_h \cdot c_{h,\alpha,0} \cdot (\delta_{h,0} + k_{h,\delta,F_z}) \quad (8.14)$$

$$r_5 = -c_{v,\alpha,0} \cdot (\delta_{v,0} + k_{v,\delta,F_z}) + c_{h,\alpha,0} \cdot (\delta_{h,0} + k_{h,\delta,F_z}) \quad (8.15)$$

Die Konstante  $T_s$  entspricht der Abtastzeit des diskreten Problems. Es gilt die Annahme, dass das System über einen Abtastzeitschritt zeitinvariant gegenüber den Koeffizienten der Systemmatrizen ist. Die Zeitabhängigkeit der Geschwindigkeit wird durch sukzessive Auswertung der diskreten Systemmatrizen berücksichtigt. Da die Anzahl der messbaren Ausgangsgrößen der Anzahl der Störgrößen und Zustandsgrößen entspricht, können die beiden unbekannt Störgrößen  $F_w$  und  $\phi$  über einen Beobachter geschätzt werden. Die folgende Abbildung 8.2a zeigt das strukturelle Konzept des hier verwendeten Störgrößenbeobachters. Für die dazugehörigen Systemgleichungen des Beobachters gilt nach [22]:

$$\hat{\underline{x}}_{k+1} = \underline{A}_d \hat{\underline{x}}_k + \underline{B}_d \underline{u}_k + \underline{L} (\underline{y}_k - \hat{\underline{y}}_k) \quad (8.16)$$

$$\hat{\underline{y}}_k = \underline{C} \hat{\underline{x}}_k + \underline{D} \underline{u}_k.$$

Mit Hilfe der Gleichungen (8.3) und (8.16) kann der Schätzfehler  $\tilde{\underline{x}} = \underline{x} - \hat{\underline{x}}$  und der Ausgangsfehler  $\tilde{\underline{y}} = \underline{y} - \hat{\underline{y}}$  bestimmt werden:

$$\tilde{\underline{x}}_{k+1} = (\underline{A}_d - \underline{L} \underline{C}) \tilde{\underline{x}}_k + (\underline{G}_d - \underline{L} \underline{H}) \underline{f}_k \quad (8.17)$$

$$\tilde{\underline{y}}_k = \underline{C} \tilde{\underline{x}}_k + \underline{H} \underline{f}_k. \quad (8.18)$$



mit der Systemordnung  $n$  vollen Rang besitzen. Der Beweis und die Herleitung für die Beobachtbarkeit sowie für die Erfüllung der Bedingung (8.22) wird in [5] ausführlich diskutiert. Die beiden Störgrößen *Seitenwind* und *Fahrbahnquerneigung* können daher mit den Ausgangsfehlern  $\tilde{a}_q^{sens}$  und  $\tilde{\psi}$  über folgenden Zusammenhang

$$\begin{bmatrix} \hat{F}_w \\ \hat{\phi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{r_1+r_3 \cdot e} \cdot \left( \frac{r_3 \cdot J_{\psi}}{T_s} - \frac{r_1^2}{2 \cdot v_l} \right) & \frac{m \cdot r_1}{2(r_1+r_3 \cdot e)} \\ -\frac{r_1}{r_3 \cdot g \cdot T_s} & \frac{m \cdot v_l}{r_3 \cdot g \cdot T_s} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \tilde{\psi}_k - z_1 \cdot \tilde{\psi}_{k-1} \\ \tilde{a}_{q,k}^{sens} - z_2 \cdot \tilde{a}_{q,k-1}^{sens} \end{bmatrix} \quad (8.24)$$

geschätzt werden. Über dieses Verfahren ist es jetzt möglich, die auf das Fahrzeug wirkenden Störungen mit vorhandener Sensorik zu erkennen und gezielt der Fahrzeugreaktion entgegen zu wirken. Im Folgenden werden neben weiteren Regelansätzen die Ergebnisse des Beobachtungskonzeptes mit Störgrößenaufschaltung vorgestellt und entsprechend bewertet.

### Empfindlichkeit der Schätzung gegenüber Sensoroffsets

Die im Fahrzeug verfügbaren Sensorsignale liefern keine exakten Messsignale, sondern beinhalten meist auch Messfehler, die beispielsweise aufgrund von Temperaturänderungen entstehen können. An dieser Stelle wird der Einfluss solcher konstanten Messfehler (Sensoroffsets) auf die geschätzte Störung untersucht. Für den Fall von stationären Sensoroffsets gilt entsprechend  $\underline{x}_{k+1} = \underline{x}_k$  und kann in Gleichung (8.3) eingesetzt werden. Durch Auflösen dieser Gleichungen nach der Störung  $\underline{f}$  ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$\underline{f} = [\underline{C}^{-1} \underline{H} - \underline{A}_d \underline{C}^{-1} \underline{H} + \underline{G}_d]^{-1} \cdot (\underline{C}^{-1} \underline{y} - \underline{C}^{-1} \underline{D} \underline{u} - \underline{A}_d \underline{C}^{-1} \underline{y} + \underline{A}_d \underline{C}^{-1} \underline{D} \underline{u} - \underline{B}_d \underline{u}), \quad (8.25)$$

der die geschätzten Störungen aufgrund von stationären Sensoroffsets beschreibt. Relevante Sensoren sind an dieser Stelle der Giergeschwindigkeitssensor, der Querbeschleunigungssensor und der Lenkradwinkelsensor sowie die berechnete Verspannung aus den gemessenen Radlasten. In der folgenden Tabelle 8.1 sind die einzelnen Schätzfehler in Abhängigkeit von vorgegebenen Sensoroffsets für den Versuchsträger V220E50-ABC dargestellt. Die Er-

Tabelle 8.1: Einfluss von Sensoroffsets auf die geschätzten Störungen,  $v_l = 100\text{km/h}$

	Schätzung Seitenwind	Schätzung Querneigung
$\Delta\tilde{\psi} = 0.5\text{Grad/s}$	$F_w = 192.1\text{N}$	$\phi = -1.42\text{Grad}$
$\Delta\tilde{a}_q^{sens} = 0.5\text{m/s}^2$	$F_w = 323.5\text{N}$	$\phi = 2.92\text{Grad}$
$\Delta\delta_F = 2\text{Grad}$	$F_w = -396.6\text{N}$	$\phi = 0\text{Grad}$
$\Delta w = 500\text{N}$	$F_w = 55.1\text{N}$	$\phi = 0\text{Grad}$

gebnisse zeigen, dass aufgrund von Sensoroffsets während einer normalen Geradeausfahrt bereits Seitenwindstörungen und Fahrbahnquerneigung erkannt werden, ohne dass diese vorhanden sind. Daher ist es notwendig, bestimmte Schwellenwerte einzuführen, bei denen der Regelalgorithmus erst dann aktiviert wird. Bei Störungen wie Seitenwind oder Fahrbahnquerneigung funktioniert diese Vorgehensweise sehr gut, da der Fahrer erst bei stärkeren Seitenwindböen sowie erst bei größeren Fahrbahnquerneigungen unterstützt werden muss. Trotzdem muss bei diesem Verfahren darauf geachtet werden, die Sensoroffsets mit geeigneten Methoden möglichst klein zu halten. Es gibt hier verschiedene Ansätze, bei denen mit Hilfe zusätzlicher Sensorik vorhandene Sensoroffsets bestimmt werden können. Betrachtet man den Giergeschwindigkeitsoffset, kann dieser beispielsweise über den aktuellen Kurswinkel berechnet werden. Der Kurswinkel kann entweder über GPS-Informationen oder über eine optische Spurerkennung bestimmt werden.

### 8.1.1 Seitenwind

Um die entwickelten Regelalgorithmen zur Fahrerunterstützung bei Seitenwind objektiv bewerten zu können, wird das in Kapitel 3.4.2 beschriebene Testverfahren *Vorbeifahrt am Seitenwindgebläse* verwendet. Dieses Testverfahren kann einerseits in der Gesamtfahrzeugsimulation und andererseits direkt im Fahrversuch an der Seitenwindanlage auf dem DaimlerChrysler-Testgelände durchgeführt werden. Über das Seitenwindgebläse wird eine starke Windböe simuliert, die das Fahrzeug bei einer bestimmten Fahrgeschwindigkeit seitlich erfasst. Die Kriterien zur Bewertung sind neben der seitlichen Abweichung aufgrund der Seitenwindstörung auch der Verlauf und die Maximalwerte der Querbeschleunigung und der Giergeschwindigkeit. Im Rahmen dieser Arbeit wurden unterschiedliche Konzepte und Ansätze untersucht und bewertet. Im Vergleich zu einem Regelkonzept mit Vorsteuerung und inversem Streckenmodell hat sich der im vorangegangenen Kapitel beschriebene Störgrößenbeobachter durchgesetzt. Da speziell niederfrequente Seitenwindstörungen eine große Auswirkung auf das Fahrverhalten haben (siehe [69]), eignet sich dieses Konzept sehr gut um stärkere Seitenwindböen zu erkennen und dann entsprechend zu reagieren. Dieser Ansatz wurde zuerst in der Simulation und dann im Fahrversuch an der Seitenwindanlage auf dem DaimlerChrysler Testgelände in Untertürkheim getestet.

#### Beobachterkonzept

Das im vorangegangenen Abschnitt beschriebene Beobachterkonzept zur Erkennung von Seitenwind wird dazu verwendet, um den Fahrzeugreaktionen aufgrund von Seitenwind durch eine gezielte Steuerung entgegenwirken zu können. Anhand des geschätzten Seitenwinds wird zuerst die resultierende Fahrzeugbewegung bestimmt und anschließend die zur Korrektur notwendige Verspannung berechnet. Die Berechnung erfolgt über das in Kapitel 6.3.2 beschriebene stationäre Verspannungsmodell. Diese Vorgehensweise ermöglicht eine schnelle und robuste Kompensation der Fahrzeugreaktionen durch äußere Störungen, ohne dabei zusätzliche Sensorik verwenden zu müssen. Allein die vorhandene ESP-Sensorik mit dem *Lenkradwinkelsensor*, den *Raddrehzahlsensoren* und dem Sensorcluster mit der *Giergeschwindigkeit* und der *Querbeschleunigung* sind ausreichend, um die beiden Störungen *Seitenwind* und *Querneigung* zu erkennen. Die folgende Abbildung 8.3a zeigt diese Vorgehensweise und die Integration der notwendigen Algorithmen im übergeordneten Koordinationskonzept anhand eines Blockschaltbildes. Durch Überlagerung der Verspannung mit einem gezielten Einzelradbremseingriff kann die Lenkbewegung bei Bedarf zusätzlich verstärkt werden. Abbildung 8.3b zeigt die Qualität der Schätzung im Vergleich zu den Messdaten eines Windsensors. Der Vergleich zeigt den geschätzten und gemessenen Seitenwind bei der Vorbeifahrt an der Seitenwindanlage auf der DaimlerChrysler Teststrecke in einem bestimmten Abstand mit einer Geschwindigkeit von 100km/h. Die Güte der Seitenwindschätzung wird speziell auch in [39] ausführlich diskutiert und überprüft. Die Seitenwind-Störungsausregelung ist in der folgenden Abbildung 8.4 mit den Fotoaufnahmen auf der linken Seite anhand der Vorbeifahrt an der Seitenwindanlage über das Beobachterkonzept in Kombination mit dem Verspannungslenken dargestellt. Dabei ist deutlich zu erkennen, dass das Fahrzeug ohne Seitenwindausregelung sehr stark von der Fahrbahn abdriftet und der Fahrer in diesem Fall eingreifen müsste, um die Fahrspur nicht zu verlassen. Dagegen zeigt das Fahrzeug mit Seitenwind-Unterstützung kaum eine Spurabweichung und das Fahrzeug bleibt trotz der starken Seitenwindböe innerhalb der Fahrspur, ohne dass der Fahrer dabei eingreifen muss. Die entsprechenden Fahrzeugreaktionen sind ebenfalls in Abbildung 8.4 dargestellt. Neben dem Verlauf der Giergeschwindigkeit mit und ohne Fahrerunterstützung ist auch der geschätzte Seitenwind durch den Störgrößen-

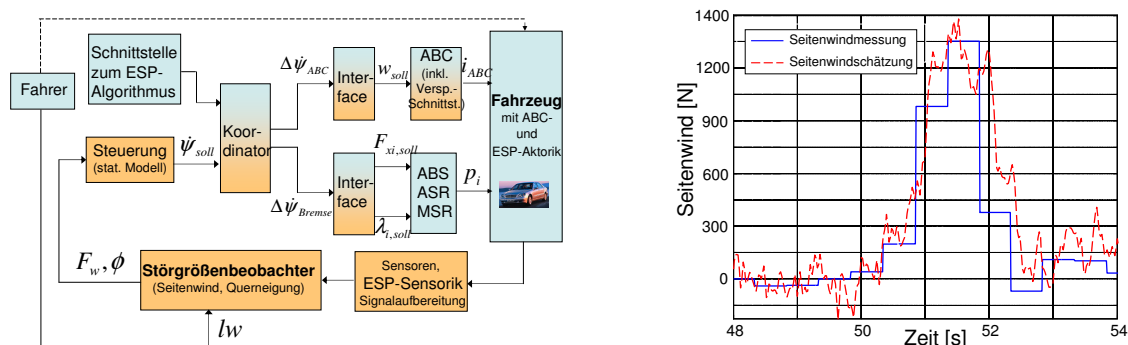


Abbildung 8.3: a) Blockschaltbild des Beobachterkonzepts zur Fahrerunterstützung bei Seitenwind b) Vergleich geschätzter und gemessener Seitenwind bei Vorbeifahrt am Seitenwindgebläse mit 100km/h

beobachter aufgezeichnet. Vergleicht man den geschätzten Seitenwind mit der tatsächlichen Giergeschwindigkeit im unregelmäßigen Fall, so wird die ausreichende Schnelligkeit der Seitenwindschätzung sichtbar. Anhand der Fahrzeuggierreaktion wird die Unterstützung für den Fahrer bei Seitenwind deutlich. Die Gierbewegung des Fahrzeugs wird nach einer kurzen Anfangsphase fast komplett kompensiert und das Fahrzeug bleibt innerhalb der Fahrspur, ohne dass der Fahrer eingreifen muss. Der Anstieg der Giergeschwindigkeit zu Beginn der Seitenwindböe ist durchaus gewünscht, damit der Fahrer eine Rückmeldung bekommt, dass äußere Störungen auf das Fahrzeug wirken. Ein wesentlicher Vorteil der Verwendung des Verspannungslenkens zur Fahrerunterstützung bei Seitenwind gegenüber einer Überlagerungslenkung oder eines Handmomentenstellers ist die nicht vorhandene Rückwirkung des Stelleingriffs über das Lenkrad. Der Fahrer spürt weder das Rückstellmoment, noch dreht sich das Lenkrad selbständig. Bei der Kompensation von Störungen im Normalfahrbereich sind diese rückwirkenden Stelleingriffe nicht komfortabel und unerwünscht. Über das Koordinationskonzept kann aufgrund der begrenzten Stelleingriffe des Verspannungslenkens die Lenkbewegung durch den zusätzlichen radindividuellen Bremsingriff verstärkt werden. Damit können auch sehr starke Seitenwindböen ausgeglichen werden.

### 8.1.2 Fahrbahnquerneigung

Der Fahrzustand *Geradeausfahrt mit nahezu konstanter Fahrgeschwindigkeit* tritt im Alltag sehr häufig auf und steht daher stark im Interesse der Automobilhersteller. In Kapitel 3.4.2 wurde bereits ein Testverfahren vorgestellt, bei dem diese Eigenschaften des Fahrzeugs bei Fahrbahnquerneigung untersucht werden können. Dabei werden Kriterien ermittelt, die das Ablaufen des Fahrzeugs zum niedrigeren Fahrbahnrand sowie den Lenkaufwand des Fahrers zur Korrektur der Fahrzeugreaktionen bewerten. Speziell die ständigen Lenkkorrekturen durch den Fahrer sind während längerer Autofahrten sehr störend und durch eine Unterstützung des Fahrers bei Fahrbahnquerneigung kann der Fahrkomfort erheblich gesteigert werden. Aufgrund der dabei gering auftretenden Querbewegungen des Fahrzeugs stellt die Erkennung des Fahrzustandes *Ablaufen* große Herausforderung an Sensorik und entsprechende Algorithmen. Zur Erkennung werden hier verschiedene Ansätze entwickelt und untersucht. Zu Beginn wird das bereits vorgestellte Beobachterkonzept zur Erkennung der Fahrbahnquerneigung eingesetzt, um damit entsprechend auf die äußere Störung

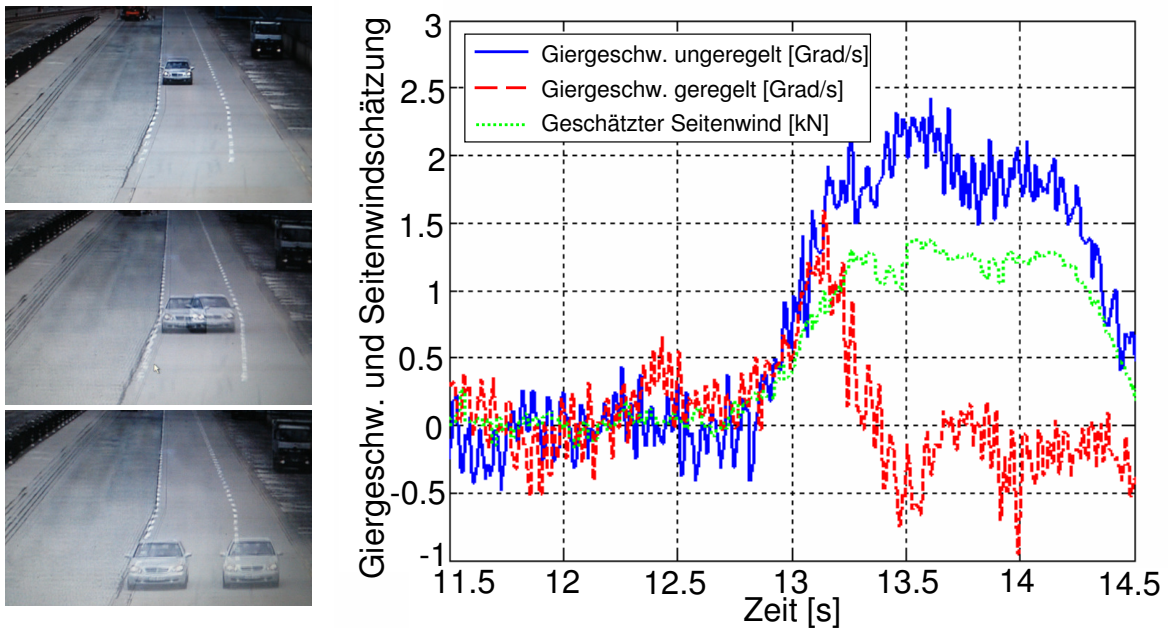


Abbildung 8.4: Seitenwindausregelung mit ABC-Verspannungslenken an einer Seitenwindanlage,  $v_l=100\text{km/h}$

reagieren zu können. Das zweite Konzept ist das *Regelungskonzept*, bei dem ebenfalls die Querneigung geschätzt und entsprechend reagiert wird. Das dritte Konzept basiert auf einer Regelung mit Sollwertvorgabe, wird aber im Folgenden nicht näher beschrieben. Alle hier vorgestellten Verfahren wurden im realen Fahrversuch getestet und entsprechend weiterentwickelt. Allerdings haben sich die ersten beiden Konzepte hinsichtlich subjektivem Fahrempfinden und Realisierung im Serienfahrzeug bewährt und werden daher im Folgenden vorgestellt.

### Beobachterkonzept

Bei dem Beobachterkonzept wird mit Hilfe eines Störgrößenbeobachters die Fahrbahnquerneigung als äußere Störung erkannt und geschätzt. Die entsprechenden Gleichungen wurden zu Beginn des Kapitels bereits diskutiert. Die Qualität der Querneigungsschätzung durch das Beobachterkonzept ist in der folgenden Abbildung 8.5 zusammen mit der Schätzung über das Regelungskonzept dargestellt. Dabei ist zu erkennen, dass die vorhandene Querneigung stationär korrekt geschätzt wird, wobei die Dynamik des Beobachters absichtlich entsprechend langsam ausgewählt wurde, um nicht auf jede Fahrbahnebenheit sofort zu reagieren. Bei dem Testverfahren wurden die Algorithmen zur Erkennung bei bereits vorhandener Querneigung von  $\phi = 3\text{Grad}$  zu einem bestimmten Zeitpunkt bei  $t = 5\text{s}$  eingeschaltet. Sobald die Straßenquerneigung erkannt ist, kann ähnlich wie bei der Seitenwind-Unterstützung durch ein Fahrzeugmodell mit Verspannungsfreiheitsgrad und äußeren Störungen die zur Korrektur der auftretenden Fahrzeugreaktionen notwendige Verspannung berechnet werden. Als Modell dient an dieser Stelle wieder das stationäre Verspannungsmodell aus Kapitel 6.3. Zur Bewertung der entwickelten Ansätze im realen Fahrversuch mit dem Versuchsträger V220E50-ABC wurde eine spezielle Teststrecke mit definierter Fahrbahnquerneigung auf einem DaimlerChrysler Testgelände verwendet. Dabei wird das Fahrzeug mit bestimmten Fahrgeschwindigkeiten auf dem geraden Streckenabschnitt wahlweise mit und ohne Lenkkorrekturen durch den Fahrer gefahren. Abbildung

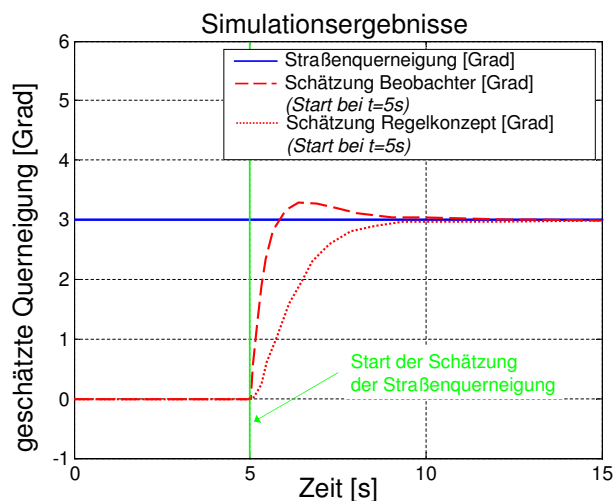


Abbildung 8.5: Vergleich der geschätzten Fahrbahnquerneigung anhand CASCaDE-Simulationsergebnissen,  $v_l = 100\text{km/h}$

8.6 zeigt den Verlauf der Giergeschwindigkeit während des Fahrmanövers. Zu einem bestimmten Zeitpunkt wird die Fahrerunterstützung über das Beobachterkonzept für eine gewisse Zeitdauer eingeschaltet. Anhand der gestrichelten, roten Kurve ist der Ein- und Ausschaltvorgang durch die aufgeprägte Verspannung zur Korrektur der Fahrzeugreaktion erkennbar. Während dieser Zeit reduziert sich die vorhandene Giergeschwindigkeit nahezu auf Null und das Fahrzeug läuft nicht mehr zum niedrig gelegenen Rand hin ab. Die

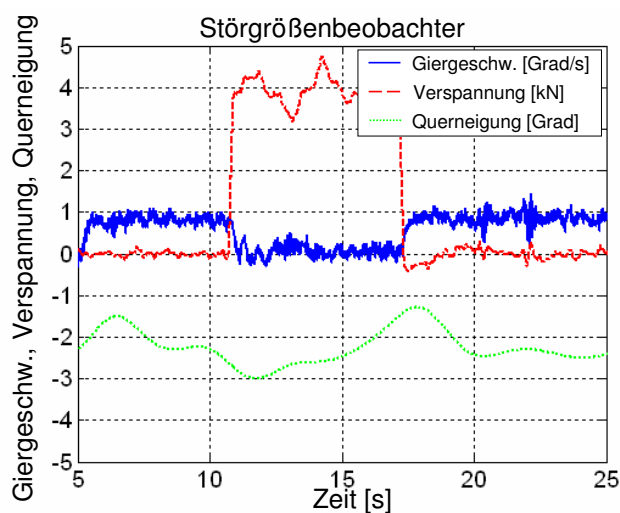


Abbildung 8.6: Verlauf der Giergeschwindigkeit bei aus- und eingeschalteter Fahrerunterstützung bei dem Fahrmanöver *Ablaufen bei geneigter Fahrbahn*, Fahrversuch  $v_l = 100\text{km/h}$

gepunktete, grüne Linie dagegen stellt die geschätzte Querneigung während des gesamten Testverfahrens dar. Die Schwankungen innerhalb der Schätzung entsprechen in diesem Fall auch der tatsächlichen Querneigung, da die Strecke an diesem Abschnitt keine konstante Querneigung besitzt. Über die Querneigung wird nun die notwendige Verspannung berechnet und anhand der Giergeschwindigkeit ist die Wirksamkeit der Fahrerunterstützung ob-



ektiv erkennbar. Das subjektive Fahrempfinden bei diesem Konzept ist ebenfalls sehr gut, da der Fahrer einerseits von der Lenkung keine negative Rückmeldung bekommt und andererseits die volle Kontrolle über das Fahrzeug behält. Sobald der Fahrer beginnt, größere Lenkbewegungen durchzuführen, wird die Funktion langsam zurückgenommen. Die Aktivierung wird mit der Betätigungseinrichtung des Abstandsregeltempomats gekoppelt, da der Fahrer damit signalisiert, dass er mit konstanter Fahrgeschwindigkeit möglichst komfortabel fahren möchte. Vorteil des Beobachterkonzepts ist das sehr robuste Verfahren, da hier keine exakt vollständige Kompensation der Störung gefordert wird. Der Fahrer bekommt aber dadurch die Möglichkeit, auch bei vorhandener Fahrbahnquerneigung mit gerader Lenkradstellung mit dem Fahrzeug gradeaus zu fahren. Der Lenkaufwand zur Geradeausfahrt wird dadurch wesentlich reduziert und der Fahrkomfort für den Fahrer gesteigert. Die folgende Abbildung zeigt dasselbe Konzept bei einer anderen Teststrecke mit wechselnder Querneigung. Dabei ist einerseits deutlich zu erkennen, dass die Schätzung der

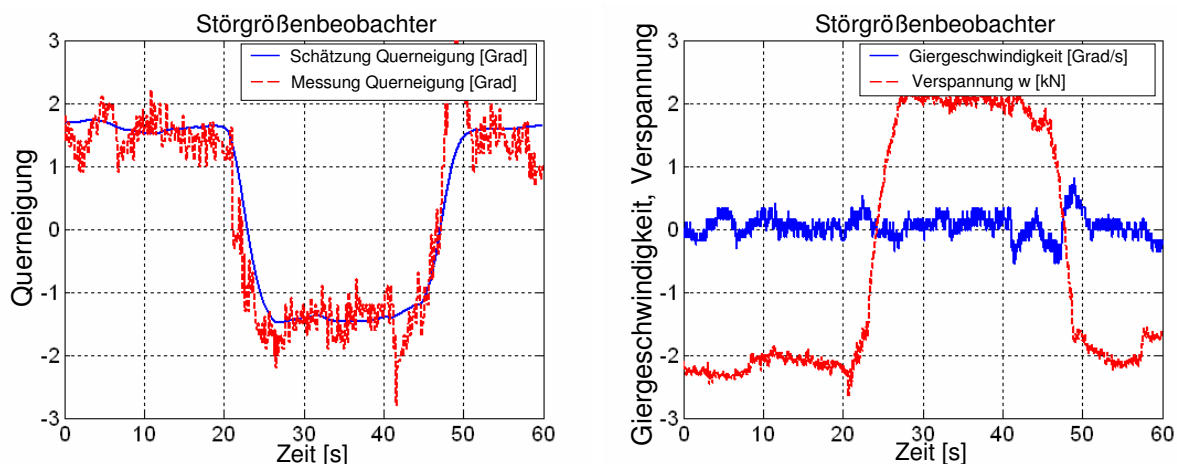


Abbildung 8.7: a) Vergleich gemessene und geschätzte Querneigung b) Verlauf der Giergeschwindigkeit und notwendigen Verspannung im geregelten Fall,  $v_l = 100\text{km/h}$ , Fahrversuche auf Fahrbahn mit wechselndem Streckenprofil

Querneigung mit dem gemessenen Wert sehr gut übereinstimmt. Anhand der Gierrate wird ebenfalls deutlich, dass das Fahrzeug mit der Ablaufunterstützung auch bei wechselnder Querneigung nicht abdriftet. Der Fahrer wird durch diese Regelung spürbar unterstützt.

### Regelungskonzept

Dieses Konzept zur Kompensation der äußeren Störungen ähnelt sehr stark dem bereits beschriebenen Beobachterkonzept, allerdings handelt es sich hierbei um eine Regelung, da der Stelleingriff über ein lineares Verhältnis aus den Differenzen der gemessenen und berechneten Größen bestimmt wird. Bei dem Regelungskonzept wird hier zuerst die stationäre Störung geschätzt und anschließend die notwendige Verspannung zur Korrektur der Fahrzeugreaktionen über ein lineares Kennfeld oder über das stationäre Verspannungsmodell berechnet. Zur Herleitung der Algorithmen des Regelungskonzeptes wird das bereits vorgestellte Zustandsraummodell

$$\begin{aligned}\dot{\underline{x}} &= \underline{A} \underline{x} + \underline{B} \underline{u} + \underline{G} \underline{f} \\ \underline{y} &= \underline{C} \underline{x} + \underline{D} \underline{u} + \underline{H} \underline{f}\end{aligned}\quad (8.26)$$

in kontinuierlicher Form mit den Systemvektoren

$$\underline{x} = \begin{bmatrix} \dot{\psi} \\ v_q \end{bmatrix}, \quad \underline{y} = \begin{bmatrix} \dot{\psi} \\ a_q^{\text{sens}} \end{bmatrix}, \quad \underline{u} = \begin{bmatrix} \delta \\ w \end{bmatrix}, \quad \underline{f} = \begin{bmatrix} F_w \\ \phi \end{bmatrix}. \quad (8.27)$$

verwendet. Die dazugehörigen Systemmatrizen lauten:

$$\underline{A} = \begin{bmatrix} -\frac{r_2}{J_\psi \cdot v_l} & \frac{r_1}{J_\psi \cdot v_l} \\ \frac{r_1}{m \cdot v_l} - v_l & -\frac{r_3}{m \cdot v_l} \end{bmatrix}, \underline{B} = \begin{bmatrix} \frac{l_v \cdot m \cdot g \cdot l_h \cdot \tilde{c}_{v,\alpha,0}}{J_\psi \cdot (l_v + l_h)} & -\frac{r_4}{2} \\ \tilde{c}_{v,\alpha,0} \cdot \frac{g \cdot l_h}{l_v + l_h} & \frac{r_5}{2} \end{bmatrix}, \underline{G} = \begin{bmatrix} \frac{e}{J_\psi} & 0 \\ \frac{1}{m} & -g \end{bmatrix} \quad (8.28)$$

$$\underline{C} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{r_1}{m \cdot v_l} & -\frac{r_3}{m \cdot v_l} \end{bmatrix}, \underline{D} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \tilde{c}_{v,\alpha,0} \cdot \frac{g \cdot l_h}{l_v + l_h} & \frac{r_5}{2} \end{bmatrix}, \underline{H} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{1}{m} & 0 \end{bmatrix}$$

Im Folgenden wird von einem quasistationären Zustand mit  $\dot{\underline{x}} = 0$ ,  $\underline{u} = \underline{u}_{stat}$  und  $\underline{f} = \underline{f}_{stat}$  ausgegangen. Damit gilt für den stationären Ausgang:

$$\underline{y}_{stat} = \underbrace{(-\underline{C} \underline{A}^{-1} \underline{B} + \underline{D}) \cdot \underline{u}_{stat}}_{\underline{y}_{stat}^{modell}: \text{ ohne Störung}} + (\underline{H} - \underline{C} \underline{A}^{-1} \underline{G}) \cdot \underline{f}_{stat}. \quad (8.29)$$

Mit Hilfe dieser Gleichung kann jetzt die äußere Störung  $\underline{f}_{stat}$  zu

$$\underline{f}_{stat} = (\underline{H} - \underline{C} \underline{A}^{-1} \underline{G})^{-1} \cdot \Delta \underline{y}_{stat} = \underline{M}_f^{-1} \cdot \Delta \underline{y}_{stat} \quad (8.30)$$

mit

$$\Delta \underline{y}_{stat} = \underline{y}_{stat} - \underline{y}_{stat}^{modell} \quad (8.31)$$

berechnet werden, sofern  $\det(\underline{M}_f) \neq 0$  gilt. Die folgende Abbildung 8.8a zeigt das entsprechende Blockschaltbild des Regelungskonzeptes. Über das Referenzmodell wird anhand der

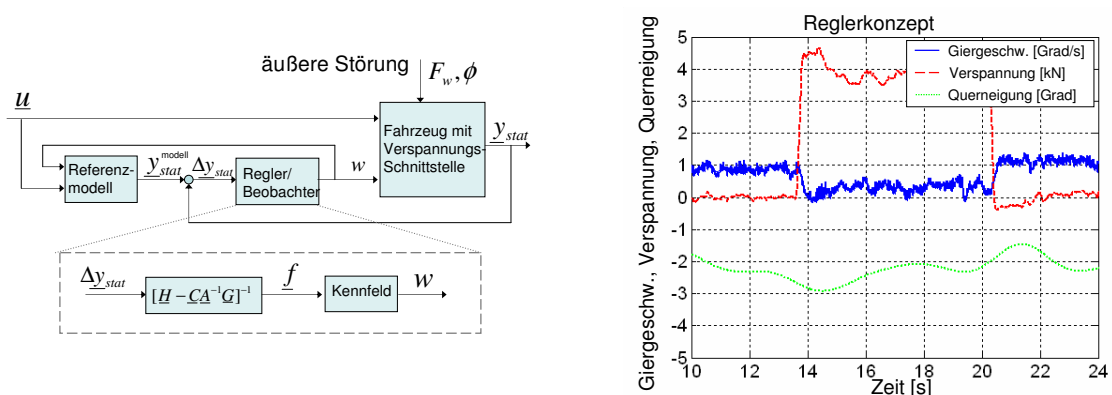


Abbildung 8.8: a) Blockschaltbild des Regelungskonzeptes b) Ergebnisse des Regelungskonzeptes zur Fahrerunterstützung bei Fahrbahnquerneigung anhand von Messdaten mit dem Versuchsträger V220E50-ABC,  $v_l = 90\text{km/h}$

Eingangsgrößen *Lenkradwinkel* und *Verspannung* die resultierende Ausgangsgröße berechnet und mit der tatsächlich gemessenen Zustandsgröße verglichen. Die Differenz wird als Regelabweichung betrachtet und über die berechnete Fahrbahnquerneigung wird die notwendige Verspannung bestimmt. Die Wirkungsweise des Regelungskonzeptes zur Fahrerunterstützung bei Fahrbahnquerneigung ist in der folgenden Abbildung 8.8b dargestellt, wobei die Messergebnisse mit dem Versuchsträger V220E50-ABC auf der Teststrecke in Malmsheim mit vorhandener Fahrbahnquerneigung durchgeführt wurden. Die Abbildung zeigt den Verlauf der Giergeschwindigkeit bei aus- und eingeschaltetem Reglerkonzept sowie die dabei geschätzte Fahrbahnquerneigung und den resultierenden Stelleingriff der Fahrwerkverspannung. Man kann deutlich erkennen, dass auch der hier verwendete stationäre Ansatz zur Kompensation der Störungen aufgrund der Fahrbahnquerneigung ausreicht.

Probandenversuche mit dem Versuchsträger haben gezeigt, dass eine relativ langsame Kompensation der Störung durch Straßenquerneigung durchaus das subjektive Fahrempfinden positiv beeinflusst. Das Fahrzeug muss also nicht sofort auf jede Straßenunebenheit reagieren, sondern vielmehr bei längeren Streckenabschnitten die durch den Fahrer notwendigen Stelleingriffe reduzieren bzw. aufheben.

## 8.2 Spurgeführtes Fahren mit optischer Kamera

Spurgeführtes Fahren wird häufig mit dem Begriff *autonomes Fahren* in Verbindung gebracht. Die Bandbreite des spurgeführten Fahrens ist aber viel größer und reicht neben dem *autonomen Fahren* von rein warnenden Systemen über eingreifende Systeme beim Spurabkommen bis hin zu Systemen, die den Fahrer bei der Spurführung unterstützen. An dieser Stelle wird ein System vorgestellt, das den Fahrer bei seiner Fahraufgabe, der Spurführung, unterstützt und gleichzeitig die vollständige Kontrolle über das Fahrzeug dem Fahrer überlässt. Die Aufgabe der Spurführung erfordert aufgrund von äußeren Störungen und aufgrund von Lenkungenauigkeiten eine ständige Lenkkorrektur durch den Fahrer. Diese kleinen Lenkkorrekturen können dem Fahrer durch eine Spurführungsunterstützung abgenommen werden. Dadurch wird eine Steigerung der Fahrsicherheit und des Fahrkomforts sowie eine Verbesserung der Geradeauslaufeigenschaften erzielt. Als Stellsystem von spurgeführten Fahrzeugen wurden bisher meist aktive Lenksysteme verwendet, durch die entweder ein zusätzlicher Lenkradwinkel (Überlagerungslenkung) oder ein zusätzliches Moment (Handmomentensteller) gestellt wird. Im Gegensatz zu diesen Systemen bietet die Realisierung der Spurführungsunterstützung über das Verspannungslenken mit einem aktiven Federungssystem entscheidende Vorteile. Beispielsweise bekommt der Fahrer während der Unterstützung keine störende Rückwirkung wie bei der Überlagerungslenkung (Rückstellmoment) oder dem Momentensteller (Lenkrad bewegt sich) und der Stelleingriff ist wesentlich weniger sicherheitskritisch. In der folgenden Abbildung 8.9 ist stellvertretend für einen typischen Autobahnverlauf die Häufigkeitsverteilung der auftretenden Querbewegungen bei einer Fahrt mit 100km/h aufgezeigt. Dabei ist deutlich zu erkennen, dass die

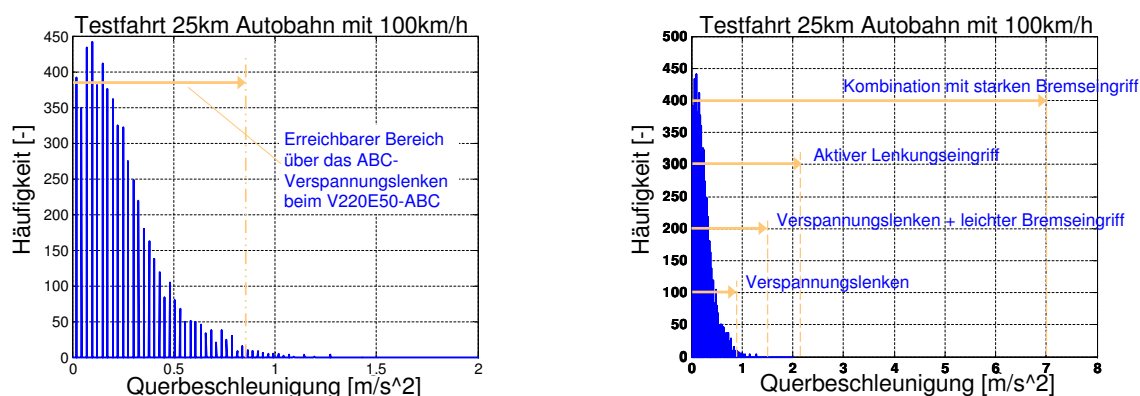


Abbildung 8.9: Häufigkeitsverteilung der Querbewegungen während einer Autobahnfahrt mit 100km/h

auftretenden Querbewegungen aufgrund der Spurführung mit dieser Fahrgeschwindigkeit in den meisten Fällen unterhalb von 1 bis 1.5  $m/s^2$  liegen. Die linke Abbildung zeigt die erreichbare Kurvenquerbeschleunigung durch das Verspannungslenken bei dem Versuchsträger V220E50-ABC. Es ist zu erkennen, dass in den meisten Fahrsituationen das Verspannungslenken bereits ausreicht, um das Fahrzeug innerhalb der Fahrspur zu halten.

Das Potential des Verspannungslenkens ist daher für die Spurführungsunterstützung ausreichend. In bestimmten Fahrsituationen wie beispielsweise beim ungewollten Verlassen der Fahrspur oder bei kleinen Kurvenradien ist eine Steigerung des Lenkeffekts eventuell sinnvoll. Um das zu erreichen, kann der Lenkeffekt aufgrund der Verspannung mit einem leichten Einzelradbremseingriff am kurveninneren Rad verstärkt werden, siehe Kapitel 7.2.4. Bei sicherheitskritischen Situationen ist auch ein starker Bremseingriff möglich, da der Fahrkomfort in dieser Situation eine untergeordnete Rolle spielt. Die Umsetzung und Verteilung der Stelleingriffe erfolgt über die Koordinations-Regelung. Die notwendigen Informationen über die Fahrspur und die aktuelle Position des Fahrzeugs innerhalb der Fahrspur werden über ein Spurerkennungssystem mit optischer Kamera und anschließender Bildauswertung bestimmt und berechnet. Der Spurverlauf wird über Krümmungsparameter und Spurbreite der Straße beschrieben und die Position des Fahrzeugs wird über Querver-satz, Nickwinkel und Gierwinkel zwischen Fahrzeuglängsachse und Tangente zur Fahrspur formuliert. Die Bestimmung der Parameter erfolgt mit Hilfe eines Kalman Filters, wobei klassifizierte Suchfenster zur Erkennung der Markierungsposition als Messwerte verwendet werden. Mit Hilfe dieser Informationen über den aktuellen Fahrzustand und Straßenverlauf kann nun ein Algorithmus zur Spurhaltungsregelung entwickelt werden, der dann entsprechend für die Spurführungsunterstützung verwendet und im Koordinationskonzept integriert werden kann. Die folgende Abbildung 8.10b zeigt das strukturelle Konzept zur Integration der notwendigen Komponenten im Koordinatorkonzept. Die Aufgabe des in

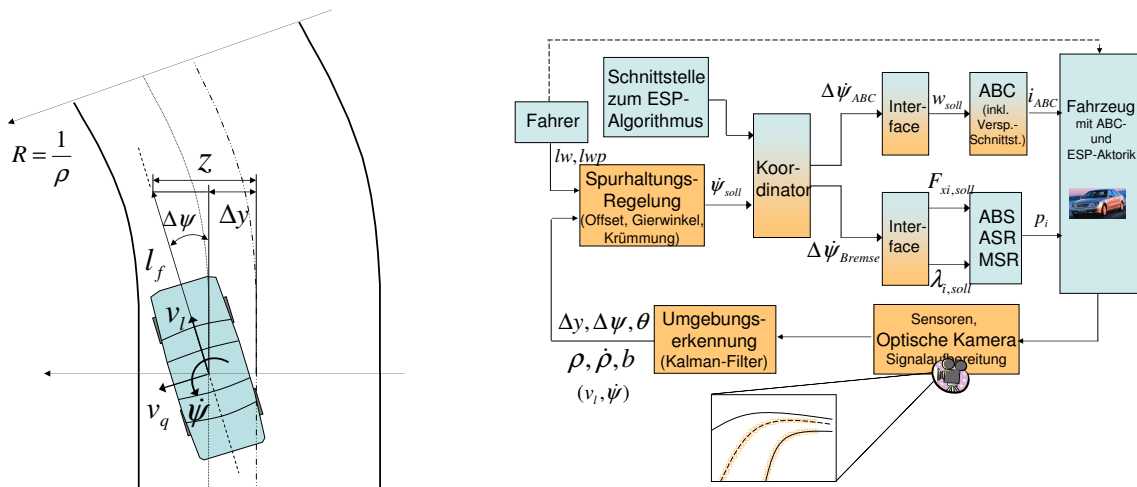


Abbildung 8.10: a) Kinematische Beziehungen vom Spurhaltungsmodell b) Integration der Spurhaltungs-Algorithmen im Koordinatorkonzept

Kapitel 7.2.4 beschriebenen Koordinators ist die Verteilung der geforderten Gierbewegung auf die hier zur Verfügung stehenden Stellsysteme ABC und ESP, wobei die Hauptaufgabe bei der Spurführungsunterstützung das ABC-System übernimmt und ESP nur in bestimmten Situationen eingreift, um den Lenkeffekt zu verstärken. Grundlage der Regelung ist ein linearisiertes Fahrkinematik-Modell, das durch die folgenden Differentialgleichungen beschrieben wird, siehe [24] sowie Abbildung 8.10a.

$$\Delta \dot{y} = v_l \cdot \Delta \psi + v_q \quad (8.32)$$

$$\Delta \dot{\psi} = \dot{\psi} - \dot{\psi}_{strasse} = \dot{\psi} - v_l \cdot \rho \quad (8.33)$$

Es hat sich gezeigt, dass die Verwendung komplexerer Fahrzeugmodelle für den Reglerentwurf nicht notwendig ist, da das Fahrzeug für diese Anwendung aufgrund der schnelleren Dynamik als Aktor betrachtet werden kann. Die Zustände  $\Delta y$ ,  $\Delta\psi$  und  $\rho$  werden über das Spurerkennungssystem bestimmt,  $v_l$  und  $\dot{\psi}$  dagegen über die vorhandene ESP-Sensorik gemessen und  $v_q$  kann entweder über ein Beobachtermodell geschätzt oder aufgrund der geringen Kurvenquerbeschleunigungen während der Spurhaltung vernachlässigt werden. Der Aufwand zur Beobachtung von  $v_q$  für diese Anwendung ist hier nicht notwendig, wie entsprechende Fahrversuche gezeigt haben, und daher gilt  $v_q = 0$ . Zur Regelung wird das System in einen neuen Zustand  $z$  transformiert, wobei der Querversatz  $z$  eines virtuellen Punktes in einer bestimmten Entfernung  $l_f$  auf der Längsachse vor dem Fahrzeug über

$$z = \Delta y + l_f \cdot \Delta\psi \quad (8.34)$$

berechnet wird. Die Entfernung  $l_f$  ist abhängig von der Fahrgeschwindigkeit und wird durch  $l_f = T \cdot v_l$  beschrieben. Nach Differenzierung von Gleichung (8.34) ergibt sich mit Gleichung (8.32) und (8.33) ein System erster Ordnung, das das Spurhaltungsproblem charakterisiert.

$$\dot{z} = v_l \cdot \Delta\psi + l_f \cdot (\dot{\psi} - v_l \cdot \rho). \quad (8.35)$$

Der Reglerentwurf erfolgt über eine Zustandsregelung mit Polvorgabe, wobei die Regelfehlerdynamik durch folgende Gleichung mit  $e = z_{soll} - z$  vorgegeben wird:

$$\dot{e} + k_p \cdot e + k_i \cdot \int e(t) dt = 0. \quad (8.36)$$

Daraus ergibt sich für das Regelkonzept folgende Ausgangsgleichung:

$$\dot{z} = v_l \cdot \Delta\psi + l_f \cdot (\dot{\psi} - v_l \cdot \rho) \equiv \dot{z}_{soll} + k_p \cdot e + k_i \cdot \int e(t) dt. \quad (8.37)$$

Die Struktur der Zustandsregelung mit der Zustandsrückführung und der Folgeregelung ist in Abbildung 8.11 dargestellt. Anhand der Ausgangsgleichung folgt mit der Zustands-

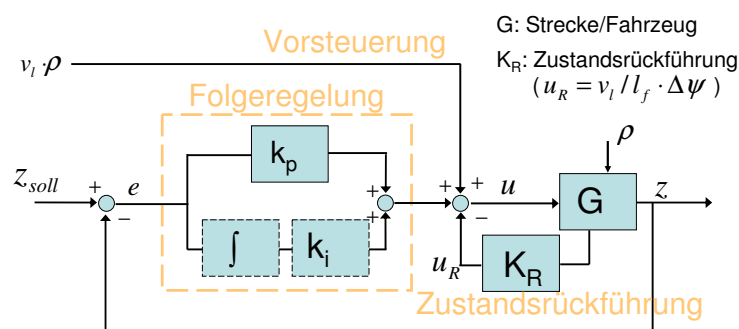


Abbildung 8.11: Reglerstruktur zur Spurhaltung

rückführung und der Folgeregelung mit  $\dot{z}_{soll} = 0$  das Regelgesetz für die Spurführungunterstützung:

$$\begin{aligned} \dot{\psi}_{soll} = & -\frac{v_l}{l_f} \cdot \Delta\psi + v_l \cdot \rho - \frac{k_p}{l_f} \cdot \Delta y - k_p \cdot \Delta\psi + \frac{k_p}{l_f} \cdot z_{soll} + \\ & + \frac{k_i}{l_f} \cdot \int z_{soll}(t) dt - \frac{k_i}{l_f} \cdot \int \Delta y(t) dt - k_i \cdot \int \Delta\psi(t) dt. \end{aligned} \quad (8.38)$$

Sofern die gewünschte Solltrajektorie in der Mitte der Fahrspur liegt, gilt  $z_{soll} \equiv 0$ . Die berechnete Sollgierrate ist Eingangsgröße für die Koordinations-Regelung, die die geforderte Gierbewegung auf die entsprechende Aktorik aufteilt. Im Normalfall übernimmt das ABC-System die Spurführungsunterstützung und gegebenenfalls unterstützt zusätzlich ein radindividueller Bremsengriff die Lenkbewegung. Die Umrechnung der gewünschten Sollgierrate auf die ABC-Verspannung erfolgt beispielsweise über das stationäre Verspannungsmodell aus Kapitel 6.3.2 oder über entsprechende geschwindigkeitsabhängige Tabellen, die anhand von Messdaten ermittelt werden. Eine unterlagerte Giergeschwindigkeitsregelung im entsprechenden Stellsystem ist nicht erforderlich, da die Lenkeffekte modelltechnisch sehr gut beschrieben werden können. Durch den zusätzlichen integralen Anteil in der Spurhaltungsregelung werden äußere Störungen wie beispielsweise Fahrbahnquerneigung kompensiert und eine stationäre Genauigkeit erzielt. Aus Gründen der Stabilität muss dieser integrale Anteil im Vergleich zum Proportional-Anteil relativ klein sein. Die folgenden Abbildungen präsentieren die Ergebnisse der Spurführungsunterstützung mit dem Versuchsträger V220E50-ABC. Abbildung 8.12a zeigt das dynamische Verhalten beim Einschalten der Spurhaltung. Der Einschwingvorgang verläuft stabil und der geforderte Sollwert wird stationär eingeregelt. Die rechte Abbildung dagegen zeigt den aktuellen Querversatz während einer Testfahrt mit Kurvenfahrt und Querneigung. Der Mittelwert des aktuellen Querver-

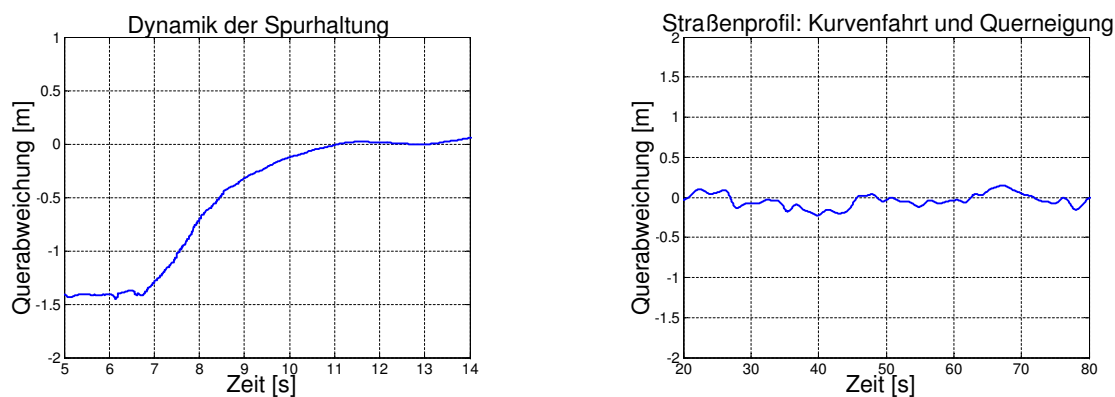


Abbildung 8.12: a) Dynamik der Spurhaltungsregelung b) Querversatz während einer Kurvenfahrt (Linkskurve mit  $a_q \approx 0.5m/s^2$ ) mit anschließender, nach links quergeneigter Fahrbahn ( $\phi \approx 1.5Grad$ ), Spurführung aktiv,  $v_l = 90km/h$

setzes liegt ebenfalls auf dem geforderten Sollwert  $\Delta y = 0$ , d.h. das Fahrzeug fährt auch unter Einfluss von Störungen wie Fahrbahnquerneigung oder auch während Kurvenfahrt in der Mitte der Fahrbahn. Das linke Bild der folgenden Abbildung 8.13 zeigt die automatische Kurshaltung des V220E50-ABC bei einer Testfahrt mit leichter Kurvenfahrt. Die konstante Lenkradstellung zeigt die vom Fahrer unabhängige Korrektur der kleinen Lenkbewegungen zur Spurhaltung. Bei Kurvenfahrten mit größeren Querbeschleunigungen muss der Fahrer die Richtung vorgeben und das System übernimmt die exakte Spurführung mit den ständigen Lenkkorrekturen. Im rechten Bild ist eine Häufigkeitsverteilung des notwendigen Lenkradwinkels für eine 7 km lange Fahrt mit und ohne Spurführungsunterstützung dargestellt. Die Beschreibung des Fahrmanövers wurde bereits in Kapitel 3.4.2 vorgestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass in diesem Abschnitt die Spurführungs-Funktion fast die komplette Lenkaufgabe übernimmt und der Fahrer speziell die kleinen Lenkkorrekturen nicht mehr durchführen muss. Durch dieses Spurführungs-System wird der Fahrer bei kleinen Lenkaufgaben enorm entlastet und das Fahrzeug bleibt auf der Fahrspur, auch wenn der Fahrer einmal abgelenkt wird. Bei diesem Konzept hat der Fahrer aber weiterhin die



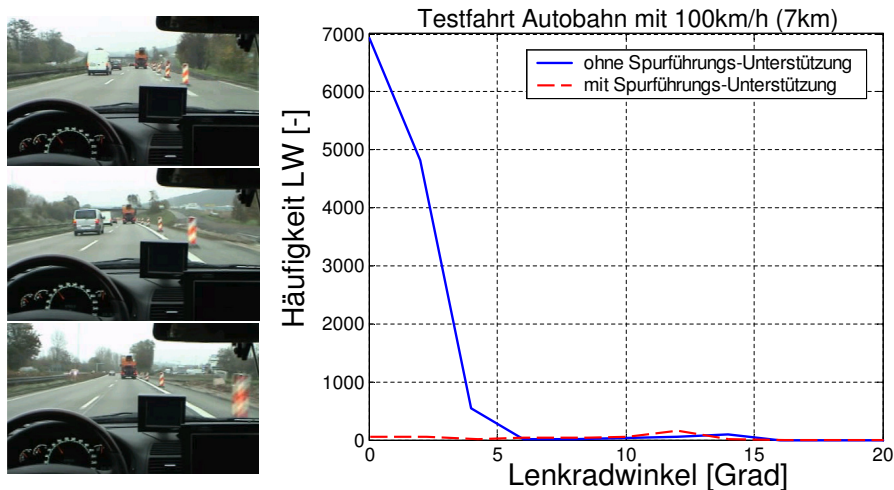


Abbildung 8.13: Vergleich der Häufigkeit der auftretenden Lenkwinkel zur Spurführung mit und ohne Fahrerunterstützung

volle Kontrolle über das Fahrzeug. Bei kleineren Kurvenradien muss er beispielsweise selber mitlenken und den Kurs vorgeben. Da nicht alle Fahrer immer in der Mitte der Fahrspur fahren möchten sondern eher am Rand, wird der aktuelle Querversatz beim Einschalten des Systems als gewünschte Solltrajektorie verwendet. Sobald der Fahrer wie beispielsweise bei einem Fahrspurwechsel größere Lenkaktivitäten durchführt, zieht sich die Spurführungsfunktion zurück und der Fahrer übernimmt die komplette Steuerung. Die Erkennung erfolgt dabei über eine Auswertung von Lenkwinkel und Lenkgeschwindigkeit sowie über bestimmte Fahrzustandsgrößen und Bedienelemente. Durch das Verspannungslenken gewinnt die Spurführungsunterstützung zunehmend an Bedeutung, da der Fahrer nicht durch störende Lenkbewegungen beeinträchtigt wird, wie sie beispielsweise bei aktiven Lenksystemen auftreten können. Speziell bei längeren Autobahnfahrten wird der Fahrer durch einen perfekten Geradeauslauf des Fahrzeugs bei seiner Fahraufgabe unterstützt.

### 8.3 Verbesserung Ansprechverhalten und Agilität

Die Grundidee bei der Verbesserung des Ansprechverhaltens und der Agilität ist die Überlagerung der herkömmlichen Lenkbewegung mit einer zusätzlichen Lenkbewegung aufgrund der Verspannung. Dadurch kann die Gierreaktion des Fahrzeugs individuell beeinflusst und gestaltet werden, beispielsweise im niedrigen Geschwindigkeitsbereich wird die Fahrzeugreaktion verstärkt und bei hohen Fahrgeschwindigkeiten entsprechend reduziert. Durch diese Überlagerung wird es möglich, die Lenkübersetzung zu verändern, ähnlich wie bei einer Überlagerungslenkung bei kleinen Lenkwinkeln. Diese veränderte Lenkübersetzung wirkt sich direkt auf die Gierverstärkung des Fahrzeugs aus, die dadurch gezielt beeinflusst und gestaltet werden kann. In Kapitel 3.4.1 wird das dazugehörige Testverfahren mit den gewünschten Kennwerten und Zielgrößen vorgestellt. Voraussetzung für diese Superposition sind nahezu übereinstimmende Phasenverzugszeiten beim Aufbau der Gier- und Querbewegung. Die folgende Abbildung 8.14 zeigt die Sprungantworten und Fahrzeugreaktionen auf eine Lenkvorgabe und eine Verspannungsvorgabe. Beim Verspannungslenken beträgt der Phasenverzug von gewünschter Verspannungs-Sollvorgabe auf Fahrzeuggierreaktion ungefähr 150ms, die sich aus 25ms Aktordynamik und 125ms Gierreaktion zusammensetzen. Die Gierreaktion des Fahrzeugs auf eine Lenkvorgabe durch den Fahrer entsteht nach ca.

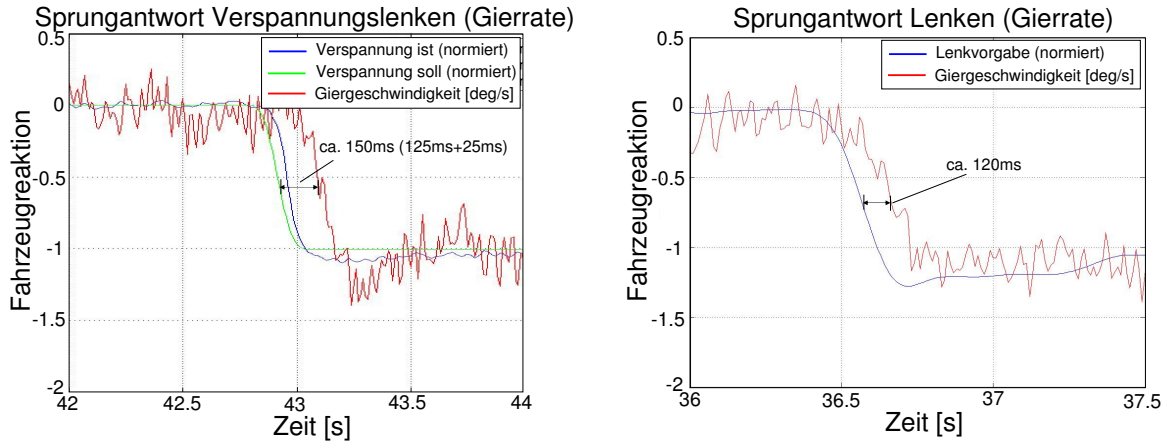


Abbildung 8.14: a) Sprungantwort Verspannungslenken b) Sprungantwort normale Lenkung

120ms. Was den Aufbau der Gierreaktion des Fahrzeugs angeht, sind die beiden Phasenverzugszeiten nahezu identisch. Die Stellzeit aufgrund der Aktordynamik und Ansteuerung ist ausreichend schnell und wirkt sich, wie die Fahrversuche zeigen, nicht maßgeblich auf das subjektive Empfinden und objektive Verhalten aus. Daher kann die Überlagerung der beiden Lenkeffekte verwendet werden, um die Querdynamik gezielt zu verändern und abzustimmen, ohne dabei ein aktives Lenksystem benutzen zu müssen. Diese Superposition ist in Abbildung 8.15a als Blockschaltbild dargestellt. Dabei werden in vereinfachender Weise die

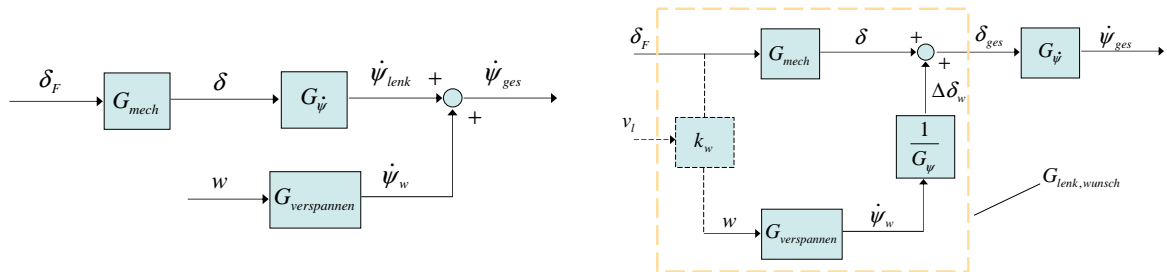


Abbildung 8.15: a) Blockschaltbild zur Kombination der beiden Lenkeffekte b) Darstellung der virtuellen Lenkübersetzung durch das Verspannungslenken

beiden Gierreaktionen infolge einer Lenkbewegung  $\delta_F$  und aufgrund einer Verspannung  $w$  aufsummiert. Die Gierreaktion  $\dot{\psi}_w$  der Verspannung wird durch die Übertragungsfunktion  $G_{verspannen}$  beschrieben und die Gierreaktion  $\dot{\psi}_{lenk}$  aufgrund einer Lenkbewegung durch die Übertragungsfunktion  $G_{\dot{\psi}}$ .  $G_{mech}$  stellt dabei die mechanische Lenkübersetzung zwischen Lenkradwinkel  $\delta_F$  (Fahrer) und Lenkwinkel  $\delta$  (am Rad) dar. Um die virtuelle Gesamtlenkübersetzung bestimmen zu können, wird das Blockschaltbild entsprechend umgeformt, siehe Abbildung 8.15b. Im Folgenden wird die Herleitung der notwendigen Verspannung  $w = k_w \cdot \delta_F$  zur Realisierung einer gewünschten Lenkübersetzung beschrieben. Für die Summation der beiden einzelnen Gierreaktionen des Fahrzeugs gilt:

$$\dot{\psi}_{ges} = \dot{\psi}_{lenk} + \dot{\psi}_w. \tag{8.39}$$

Die Modellgleichungen der beiden Übertragungsfunktionen  $G_{\dot{\psi}}$  und  $G_{verspannen}$  wurden bereits in Kapitel 3 und 6 vorgestellt. Durch die Transformation kann die Lenkbewegung



durch Verspannung in einen äquivalenten Lenkradwinkel  $\Delta\delta_w$  umgerechnet werden. Der virtuelle Gesamtlenkradwinkel ergibt sich damit zu:

$$\delta_{ges} = \delta + \Delta\delta_w = \delta_F \cdot G_{mech} + \frac{G_{verspannen}}{G_{\dot{\psi}}} \cdot w. \quad (8.40)$$

Damit läßt sich die gewünschte Gesamtlenkübersetzung bestimmen:

$$G_{lenk,wunsch} = \frac{\delta_{ges}}{\delta_F} = \frac{\delta + \frac{G_{verspannen}}{G_{\dot{\psi}}} \cdot k_w \cdot \delta_F}{\delta_F} \quad (8.41)$$

Mit Hilfe dieser Gleichung kann die notwendige Verstärkung  $k_w$  mit  $G_{mech} = \frac{1}{i_{mech}}$  und  $G_{lenk,wunsch} = \frac{1}{i_{wunsch}}$  berechnet werden.

$$k_w = \left( \frac{1}{i_{wunsch}} - \frac{1}{i_{mech}} \right) \cdot \frac{G_{\dot{\psi}}}{G_{verspannen}} \quad (8.42)$$

Über diese Verstärkung wird die erforderliche Verspannung bestimmt, um die gewünschte Lenkübersetzung zu erreichen. Da der Stelleingriff aber durch das aktive Fahrwerk begrenzt ist, kann die Lenkübersetzung nicht beliebig verändert werden. Speziell bei großen Lenkradwinkeln können daher nur kleine Änderungen der Lenkübersetzung erzielt werden. Die folgende Abbildung 8.16 zeigt die Möglichkeiten zur Veränderung der Lenkübersetzung in Abhängigkeit von Lenkradwinkel und Verspannung. Diese Abbildung zeigt, dass man

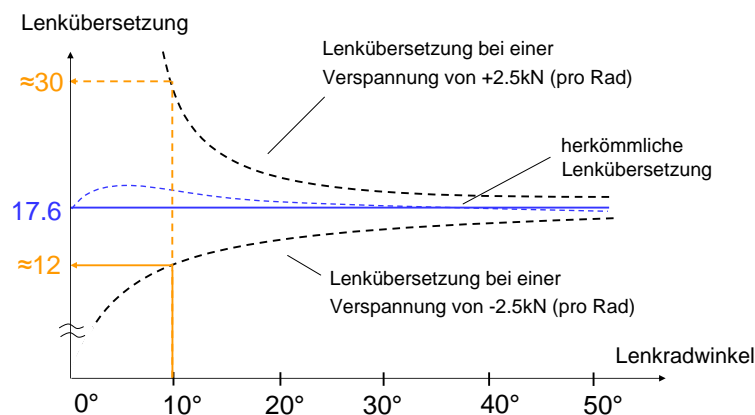


Abbildung 8.16: Einfluss der Verspannung auf die Lenkübersetzung

bei einer beispielsweise sinusförmigen Anregung des Lenkradwinkels mit einer Amplitude von 10 Grad durch eine Verspannung von bis zu  $\pm 10000\text{N}$  (2.5kN Änderung pro Rad) die Lenkübersetzung von ca. 17.6 zwischen 12 und 30 variieren kann. Bei größeren Lenkradwinkelamplituden ist dagegen die Bandbreite wesentlich geringer. Aber speziell beim Anlenken ausgehend von einer Geradeausfahrt kann hier das Ansprechverhalten gezielt verändert werden. Zur Gestaltung des Ansprechverhaltens wird der Verstärkungsfaktor  $k_w$  in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit über die gewünschte Lenkübersetzung berechnet. Aufgrund der eingeschränkten Stellmöglichkeiten wird die Unterstützung auf einen maximalen Lenkradwinkel begrenzt. Die Funktion zur Steigerung des Ansprechverhaltens sowie deren Integration im Fahrdynamik-Koordinator ist in Abbildung 8.17 schematisch dargestellt. Die Verspannung wird proportional zum Lenkradwinkel bis zu einem definierten, maximalen Lenkradwinkel aufgebracht, wobei der Übergang harmonisch zu erfolgen hat. Die Verstärkung wird dabei abhängig von der Fahrgeschwindigkeit durch ein Kennfeld

bestimmt. Um das Fahrverhalten bei zunehmender Kraftschlussbeanspruchung nicht zu beeinflussen, wird ab einer bestimmten Querbewegung die Funktion langsam wieder zurückgenommen. Die daraus resultierende Verspannung wird anschließend über die Verspannungsschnittstelle im ABC-Regler eingeregelt. Zur Absicherung des gesamten Systems

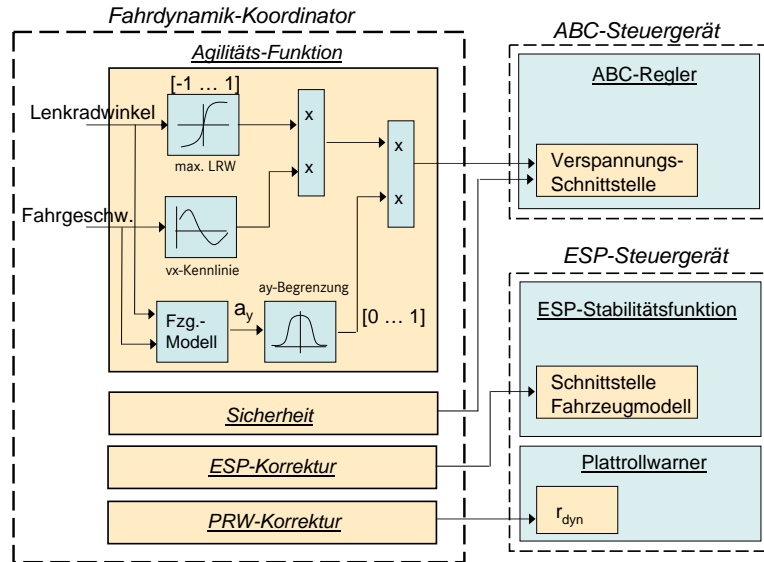


Abbildung 8.17: Integration der Agilitätsfunktion durch Verspannungslenken im Fahrtdynamik-Koordinator

sind noch weitere Funktionen notwendig, wie beispielsweise die ESP- und Plattrollwarner-Korrektur sowie die Absicherung bei sicherheitskritischen Fahrmanövern wie starkem Abbremsen. Diese Korrekturen wurden in Kapitel 7.2.2 bereits ausführlich diskutiert. Die Ergebnisse durch die Steigerung des Ansprechverhaltens sind in Abbildung 8.18 dargestellt. Abbildung 8.18a zeigt die Möglichkeiten zur Gestaltung der Gierverstärkungskurve durch

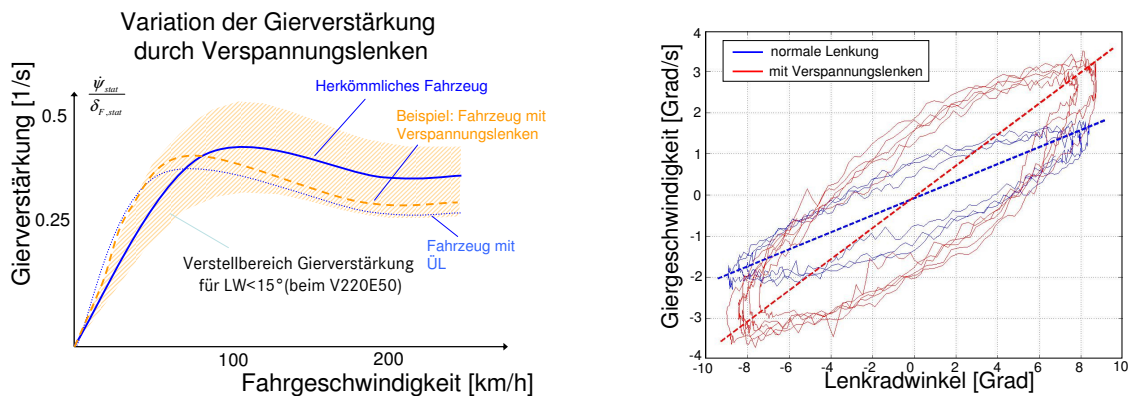


Abbildung 8.18: a) Variation der Gierverstärkung durch Verspannungslenken b) Giergeschwindigkeit über Lenkradwinkel mit und ohne Verspannungslenken, Messungen mit dem V220E50-ABC,  $v_l = 100\text{km/h}$

das Verspannungslenken im Bereich kleiner bis mittlerer Kraftschlussbeanspruchung. Im Vergleich zum herkömmlichen Fahrzeug wird über die veränderte Lenkübersetzung durch

das Verspannungslenken im niedrigen Geschwindigkeitsbereich die Gierverstärkung gesteigert und bei höheren Fahrgeschwindigkeiten die Gierverstärkung reduziert. Dadurch reagiert das Fahrzeug beispielsweise bei niedrigen Geschwindigkeiten auf Lenkbewegungen des Fahrers wesentlich agiler und das Ansprechverhalten wird dadurch gesteigert. Zusätzlich ist in dieser Abbildung die Gierverstärkung eines Fahrzeug mit aktiver Überlagerungslenkung dargestellt und es ist deutlich zu erkennen, dass der Einfluss des Verspannungslenkens in diesem Kraftschlussbereich ähnliche Dimensionen besitzt. Das bedeutet, dass die Grundfunktionen einer Überlagerungslenkung auch mit einer aktiven Federung teilweise übernommen werden können. In Abbildung 8.18b sind Fahrversuchsergebnisse dieser Funktion dargestellt. Dabei ist zu erkennen, dass die Gierreaktion des Fahrzeugs bei einer sinusförmigen Lenkbewegung mit einer Amplitude von 8 Grad von ca. 1.8 Grad/s auf ungefähr 3 Grad/s gesteigert werden kann. Das entspricht einer Änderung der Lenkübersetzung von 17.6 auf eine direktere Lenkübersetzung von ca. 10.5, vgl. Abbildung 8.16. Die Vorteile dieser Variation der Gierverstärkung sind einerseits für die Entwicklung von Fahrwerken die größere Freiheit bei der Fahrwerkabstimmung und für den Kunden die Steigerung von Fahrspaß und Fahrsicherheit.

## 8.4 Variable Wankmomentenabstützung

### Verspannung und Wankmomentenabstützung

Die variable Wankmomentenabstützung ist die Möglichkeit, mit einem aktiven Fahrwerk das Eigenlenkverhalten eines Fahrzeugs bei Kurvenfahrt bis hin zum fahrdynamischen Grenzbereich zu beeinflussen. Dabei werden durch den Verspannungsfreiheitsgrad die vertikalen Radkräfte diagonal verändert, um die Radlastspreizung zwischen linkem und rechtem Rad achsweise zu vergrößern bzw. zu verkleinern. Aufgrund der in Kapitel 3.3.2 beschriebenen Radlastdegression wird durch die Normalkraftänderung das Seitenkraftpotential einer Achse entsprechend reduziert bzw. verstärkt und dadurch direkt das Eigenlenkverhalten beeinflusst. Die Verspannung ist dabei der Stellhebel, um die Normalkräfte so zu verändern, dass sich keine zusätzliche Aufbaubewegung einstellt. Allerdings resultiert die Verspannung abhängig vom Fahrzustand in weiteren Lenkbewegungen, die die Querdynamik des Fahrzeugs beeinflussen. In Kapitel 6.2 wurden bereits die einzelnen Lenkeffekte differenziert und deren Wirksamkeit vorgestellt. Betrachtet man diese Lenkeffekte, kann man die Auswirkungen zwei unterschiedlichen Fahrzuständen grob zuordnen. Beim Normalfahrbereich mit Geradeausfahrten und Kurvenfahrten mit niedriger Kraftschlussbeanspruchung entstehen die Lenkbewegungen aufgrund der Spureinstellungen und den elastokinematischen Eigenschaften der Achsen. Bei Kurvenfahrten mit mittlerer bis hoher Kraftschlussbeanspruchung dagegen nimmt der Einfluss der variablen Wankmomentenabstützung stark zu und dominiert die aktiven Lenkbewegungen. Das Zusammenspiel wurde in Abbildung 6.7 bereits vorgestellt und es ist erkennbar, dass ein Fahrzustand existiert, bei dem sich die wirksamen Effekte gegenseitig aufheben können. Bei der Auslegung der Regelalgorithmen ist daher das Zusammenspiel der einzelnen Effekte in Abhängigkeit beispielsweise von der Querbeschleunigung entscheidend. In beiden hier relevanten Fahrzuständen kann die Agilität gesteigert bzw. gezielt verändert werden. Im vorangegangenen Kapitel 8.3 wurde ein Konzept vorgestellt, mit dem das Ansprechverhalten bei kleinen Lenkradwinkeln gesteigert werden kann. In Kapitel 5.5 wurde anhand verschiedener Testverfahren gezeigt, dass durch eine veränderte Wankmomentenabstützung die Agilität bis hin zum fahrdynamischen Grenzbereich objektiv gesteigert werden kann. Da bei kleinen Lenkradwinkeln die Wankmomentenabstützung noch keine relevante Auswirkung hat, können beide Konzep-

te kombiniert werden. Allerdings sollte beim Übergang von niedriger zu mittlerer Kraftschlussbeanspruchung das Zusammenspiel so abgestimmt werden, dass sich für den Fahrer ein harmonisches Fahrverhalten ergibt. Im Folgenden werden nun verschiedene Konzepte vorgestellt, um einerseits die Agilität bis hin zum Grenzbereich zu steigern und andererseits ein stabiles und sicheres Fahrverhalten zu gewährleisten.

### Steuerung der Wankmomentenabstützung zur Steigerung der Agilität

Zur Steuerung der Wankmomentenabstützung in Abhängigkeit vom aktuellen fahrdynamischen Zustand wird in vereinfachender Weise zuerst einmal das gemessene Signal der Querbeschleunigung verwendet. Die Querbeschleunigung korreliert sehr stark mit dem angreifenden Wankmoment und daher auch mit dem Einfluss der variablen Wankmomentenabstützung auf die Querdynamik und liefert eine Aussage, in welchem Bereich der Kraftschlussbeanspruchung das Fahrzeug sich gerade befindet. Allerdings ist der gesamte fahrdynamische Zustand alleine durch die Querbeschleunigung nicht erfasst, daher wird an dieser Stelle nur ein Steuerungskonzept vorgestellt, das auf dem Querbeschleunigungssignal basiert. Ein weitergehendes Konzept mit entsprechender Regelung weiterer Zustandsgrößen wird im nächsten Abschnitt genauer beschrieben. Grundsätzlich lässt sich die Aufgabe der variablen Wankmomentenabstützung zur Steigerung der Agilität folgendermaßen beschreiben: Bei niedriger und mittlerer Kraftschlussbeanspruchung sollte das Fahrzeug sehr agil sein, d.h. eine Tendenz zum Übersteuern haben. Nähert sich das Fahrzeug aber dem fahrdynamischen Grenzbereich, sollte aus Sicherheitsgründen das Fahrverhalten wieder leicht untersteuernd sein. Diese Verstärkung ist aber andererseits nicht über den gesamten Fahrgeschwindigkeitsbereich sinnvoll. Ab einer bestimmten Fahrgeschwindigkeit ist weniger Agilität für den Fahrer sogar angenehmer. Aus diesem Wunschverhalten kann ein Modell erzeugt werden, das in Abhängigkeit vom aktuellen Fahrzustand eine bestimmte Verspannung liefert. Diese Verspannung bringt dann eine entsprechende Wankmomentenverteilung mit sich. Die folgende Abbildung 8.19 zeigt so ein Modell, das im Versuchsfahrzeug V220E50-ABC umgesetzt wurde. Abbildung 8.19a zeigt das Modell zur Steuerung der

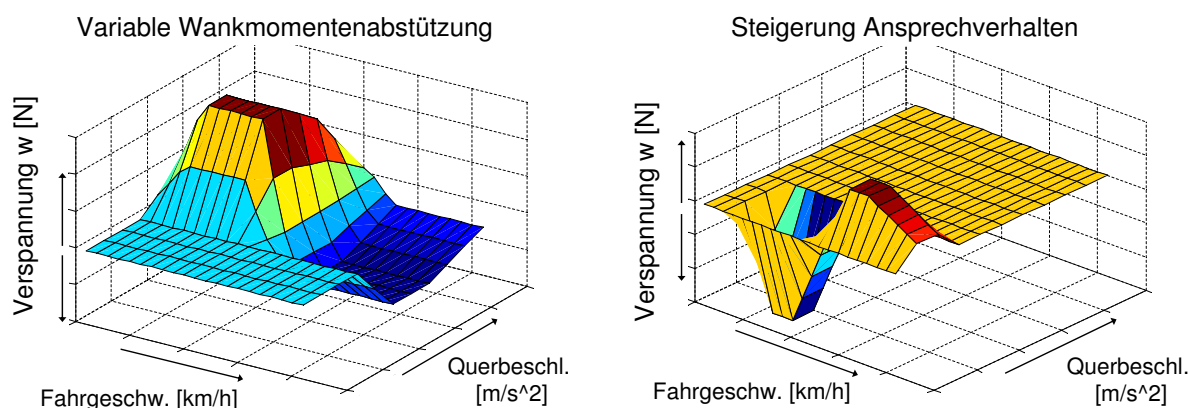


Abbildung 8.19: a) Darstellung der Funktion *Variable Wankmomentenverteilung* in Abhängigkeit von Querbeschleunigung und Fahrgeschwindigkeit b) Beispiel für eine äquivalente Darstellung der Ansprechverhalten-Funktion

variablen Wankmomentenabstützung abhängig von den Zustandsgrößen Querbeschleunigung und Fahrgeschwindigkeit, um das gewünschte Verhalten zur Steigerung der Agilität zu erzielen. Abbildung 8.19b dagegen zeigt beispielhaft das Verstärkungskennfeld der im vorangegangenen Kapitel vorgestellten Funktion zur Steigerung des Ansprechverhaltens in äquivalenter Darstellung. Es ist deutlich zu erkennen, dass beide Funktionen in einen

gemeinsamen Regelansatz integriert werden können, ohne sich gegenseitig zu stören. Das Ergebnis der variablen Wankmomentenabstützung ist subjektiv eine deutlich spürbare Steigerung der Agilität, speziell bei zügiger Fahrweise bei kurvigen Straßenverläufen, wie Fahrversuche mit dem Versuchsträger zeigen. Eine objektive Beurteilung wurde in Kapitel 5.5 durch Einsatz von Optimierungsverfahren bereits vorgestellt und zeigt durch die Anhebung der maximalen Durchfahrtsgeschwindigkeit beim ISO-Doppelspurwechsel sowie durch die Rundenzeitoptimierung beim Nürburgring eine erkennbare Steigerung der Agilität.

### Regelung zur Stabilisierung

Das im vorangegangenen Abschnitt beschriebene Konzept zur Steuerung der Wankmomentenabstützung basiert ausschließlich auf der gemessenen Querbewegung sowie der Längsgeschwindigkeit und berücksichtigt nicht den kompletten fahrdynamischen Zustand. Speziell im Fall von niedrigem Reibwert, wie es bei nassen oder vereisten Fahrbahnen vorkommen kann, oder in kritischen hochdynamischen Fahrmanövern muss neben der Querbewegung eine zusätzliche Zustandsgröße berücksichtigt werden. Die ESP-Sensorik stellt dafür die Giergeschwindigkeit als Messgröße zur Verfügung. Mit Hilfe der Giergeschwindigkeit ist es möglich, die aktuelle Steuertendenz des Fahrzeugs (untersteuern, übersteuern) zu bestimmen und dadurch kritische Fahrzustände zu erkennen. Über die ESP-Sensorik ist zusätzlich eine Schwimmwinkelschätzung möglich und wird bereits im ESP-Regelalgorithmus verwendet. Die Regelung zur Stabilisierung über die variable Wankmomentenabstützung erfolgt daher durch eine Gierratenregelung mit Schwimmwinkelbegrenzung sowie durch das bereits vorgestellte Steuerungskonzept. Die folgende Abbildung 8.20 zeigt das hier verwendete Regelkonzept. Ausgangsbasis für das Regelkonzept

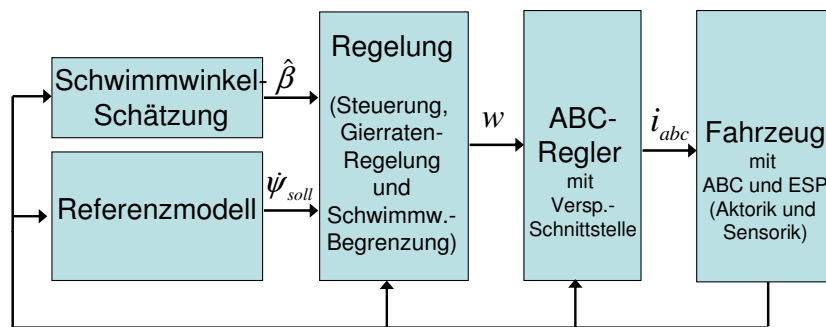


Abbildung 8.20: Beispiel für ein Konzept zur Regelung der Wankmomentenaufteilung

ist das in Kapitel 4.1.3 beschriebene Regelsystem ESP. Über das Fahrzeug-Referenzmodell wird das vom Fahrer gewünschte Fahrverhalten berechnet und anschließend mit dem gemessenen Fahrverhalten anhand der Giergeschwindigkeit verglichen. Die Differenz zwischen der berechneten und gemessenen Giergeschwindigkeit entspricht der Regelabweichung und wird durch eine geänderte Wankmomentenaufteilung korrigiert. Das Modell zur Berechnung der notwendigen Verspannung bzw. Wankmomentenaufteilung entspricht den in Kapitel 3.3.2 vorgestellten Modellgleichungen (3.55), (3.59) und (3.60), wobei das Referenzmodell dann entsprechend erweitert werden muss. In vereinfachender Weise kann hier aber auch ein Ansatz verwendet werden, der ausgehend vom erkannten kritischen Fahrzustand das Wankmoment abhängig von der entsprechenden Regelabweichung nach vorne verschiebt. Um das Schleudern eines Fahrzeugs rechtzeitig zu verhindern, wird neben der Gierratenregelung auch eine Schwimmwinkelbegrenzung verwendet, die anhand des

geschätzten Schwimmwinkels versucht, nur einen maximalen Schwimmwinkel zuzulassen. Sobald durch die stabilisierende Regelung Stelleingriffe für die Wankmomentenabstützung erfolgen, wird die Steuerung der Wankmomentenabstützung zur Steigerung der Agilität zurückgenommen. Abbildung 8.21 zeigt die Ergebnisse der stabilisierenden Eingriffe durch die Wankmomentenverteilung mit dem entsprechenden Regelkonzept. Die stabilisierenden Bremsingriffe durch das ESP wurden hier zuerst deaktiviert, um die Wirksamkeit der variablen Wankmomentenabstützung zu zeigen. Bei dem Testverfahren handelt es sich

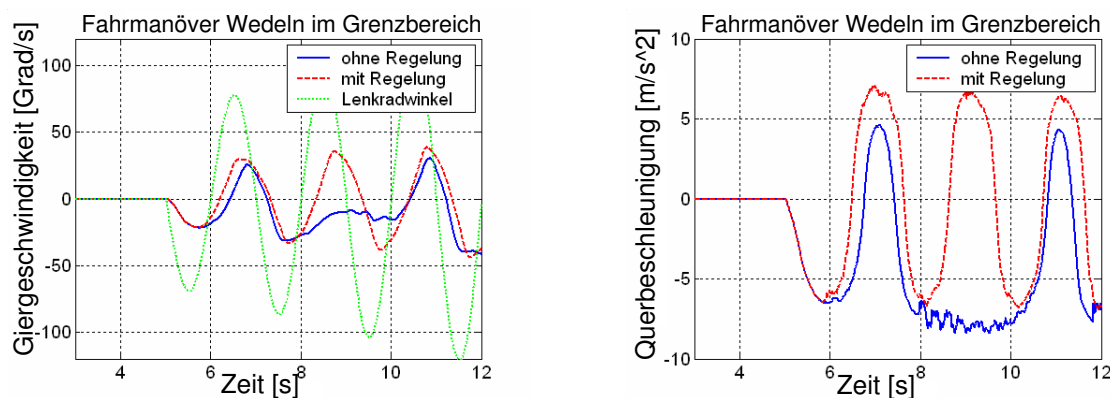


Abbildung 8.21: a) Vergleich Giergeschwindigkeit mit und ohne stabilisierende Regelung der Wankmomentenabstützung anhand von Simulationsergebnissen,  $v_l = 100 \text{ km/h}$  b) Vergleich Querbeschleunigung

um das Fahrmanöver *Wedeln* aus Kapitel 3.4.3, mit dem ein kritisches Fahrverhalten im Grenzbereich untersucht werden kann. Die durchgezogene, blaue Kurve entspricht dem passiven Fahrzeug ohne Gierratenregelung und die gestrichelte, rote Kurve zeigt das Fahrzeug mit Regelung der Wankmomentenaufteilung. Es ist deutlich zu erkennen, dass durch die Regelung der Wankmomentenaufteilung das Fahrzeug ohne zusätzlichen Bremsingriff stabilisiert werden kann. Desweiteren ergibt sich durch die geänderte Wankmomentenaufteilung ein rundes und harmonisches Fahrverhalten, da die Stelleingriffe den Fahrkomfort nicht beeinträchtigen.

### Koordinationskonzept zur Kombination von Bremse und Federung

Da der Stelleingriff der variablen Wankmomentenabstützung durch die ABC-Aktorik begrenzt ist, ist in bestimmten Situationen der Bremsingriff durch das ESP für ein stabiles Fahrverhalten Voraussetzung. Speziell bei Situationen mit niedrigem Reibwert ist der Bremsingriff dem Federungseingriff vorzuziehen, da aufgrund der geringen maximalen Querbeschleunigung die Wirkung des Stelleingriffs wesentlich geringer wird. Daher ist eine gezielte Koordination der beiden Stellmöglichkeiten notwendig. In Kapitel 7.2.4 wurde ein entsprechendes kooperatives Koordinationskonzept vorgestellt. Abbildung 7.8 zeigt schematisch das Zusammenspiel zwischen der aktiven Bremsenregelung ESP und dem aktiven Federungssystem ABC zur Stabilisierung des Fahrverhaltens. Der Koordinator übernimmt die Aufgabe zur Aufteilung des notwendigen Stelleingriffs, wobei aus Komfortgründen zuerst immer die variable Wankmomentenabstützung aktiviert wird, und erst wenn der Stelleingriff nicht mehr ausreicht werden die üblichen Bremsingriffe dazugeschaltet. Die folgende Abbildung 8.22 zeigt die Vorteile des kombinierten Stelleingriffs ebenfalls anhand des Fahrmanövers *Wedeln*. Dargestellt ist der Vergleich zwischen einem Fahrzeug mit herkömmlicher aktiver Bremsenregelung und einem Fahrzeug mit Koordinations-Regelung



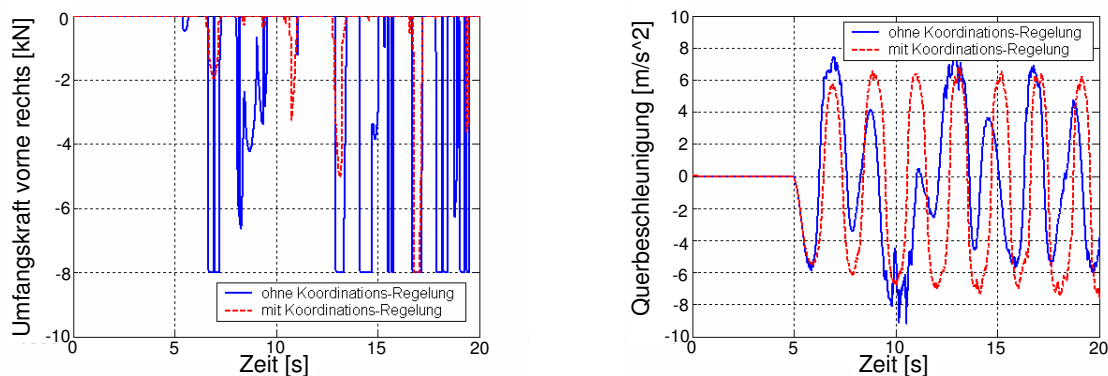


Abbildung 8.22: a) Vergleich der Umfangskräfte beim Testverfahren Wedeln zwischen der herkömmlichen Bremsregelung und der Koordinationsregelung anhand von Simulationsergebnissen b) Vergleich der resultierenden Querbeschleunigung zwischen der herkömmlichen Bremsregelung und der Koordinationsregelung

zur kombinierten Ansteuerung von Bremse und Federung. Es ist deutlich zu erkennen, dass durch den Einsatz der Koordinationsregelung die erforderlichen Bremseingriffe wesentlich reduziert werden und dadurch ein sicheres und komfortables Fahrverhalten ermöglicht wird. Diese Ergebnisse aus den Simulationsuntersuchungen wurden im Fahrversuch ebenfalls bestätigt, wobei von vielen Fahrern das Fahrverhalten subjektiv als ein rundes und harmonisches Verhalten bis in den Grenzbereich beschrieben wurde.

### Einfluss auf andere Systeme

Das Zusammenspiel zwischen dem Verspannungslenken und anderen aktiven Fahrwerk-Regelsystemen wurde in Kapitel 7.2.2 am Beispiel ABC und ESP bereits vorgestellt. Durch den Einfluss der aktiven Federung auf die Querdynamik können beispielsweise Probleme und Konflikte mit dem Elektronischen Stabilitätsprogramm ESP, mit dem Reifendrucküberwachungssystem und dem Abstandsregeltempomat entstehen. Da die variable Wankmomentenabstützung aber hauptsächlich im Bereich mittlerer bis hoher Kraftschlussbeanspruchung aktiv ist, gibt es an dieser Stelle keine Konflikte mit dem Reifendrucküberwachungssystem sowie mit dem Abstandsregeltempomat, da deren Einsatzgebiet bei Geradeausfahrt und leichter Kurvenfahrt liegt. Beim Elektronischen Stabilitätsprogramm ESP sieht es aber ganz anders aus. Durch das verwendete Referenzmodell im ESP muss dieses Fahrzeugmodell aufgrund des veränderten Eigenlenkverhaltens durch die variable Wankmomentenaufteilung angepasst werden. Die entsprechenden Ansätze und Möglichkeiten wurden in Kapitel 7.2.2 bereits ausführlich diskutiert. Der ebenfalls angesprochene Konflikt bei starken Bremsmanövern sollte während einer Kurvenfahrt entweder durch Abschalten der variablen Wankmomentenabstützung beseitigt werden oder gezielt dafür genutzt werden, um das Kurvenbremsverhalten zu verbessern. Desweiteren können bei starken Beschleunigungsvorgängen Konflikte mit der Antriebsschlupfregelung ASR entstehen, die durch Zurücknahme der Verspannung gelöst werden können.

## 8.5 Verbesserung Geradeausbremsen durch Austausch von Informationen

In Kapitel 7.2.2 wurde das Verhalten bei Geradeausbremsungen mit aktiver Verspannung bereits angesprochen und aufgrund von sicherheitskritischen Situationen als negativ bewertet. Allerdings kann beim Geradeausbremsen durch einen reinen Informationsaustausch zwischen der aktiven Federung ABC und dem Antiblockiersystem ABS eine Verbesserung erzielt werden, die im Folgenden vorgestellt wird.

### Austausch von Radlastinformationen zwischen ABC und ABS

Das Antiblockiersystem ABS hat die Aufgabe, ein Durchdrehen der Räder beim Bremsen zu verhindern, um während des Bremsvorgangs noch ausreichend Seitenkraftpotential zu gewährleisten. Das wird dadurch erreicht, dass bei einer ABS-Bremung der Schlupf an den Rädern so eingestellt wird, dass die Haftreibung zwischen den Rädern und der Fahrbahn optimal ausgenutzt wird. Dazu werden die maximal möglichen Bremskräfte bzw. Bremsdrücke über ein Reifenmodell berechnet. Da dieses Reifenmodell von der Radlast abhängig ist, müssen die einzelnen Normalkräfte an den Rädern geschätzt werden. Diese Schätzung ist im Allgemeinen bei dynamischen Vorgängen sehr ungenau und kann bei Fahrzeugen mit aktiver Federung durch eine exakte Messung bzw. Berechnung der Radlasten über das ABC-System ersetzt oder korrigiert werden. Diese genaue Kenntnis der Radlasten macht es möglich, speziell zu Beginn der ABS-Bremung einen optimal angepassten Bremsdruck zu stellen und dadurch einen kürzeren Bremsweg zu erreichen. Abbildung 8.23 zeigt Mess-

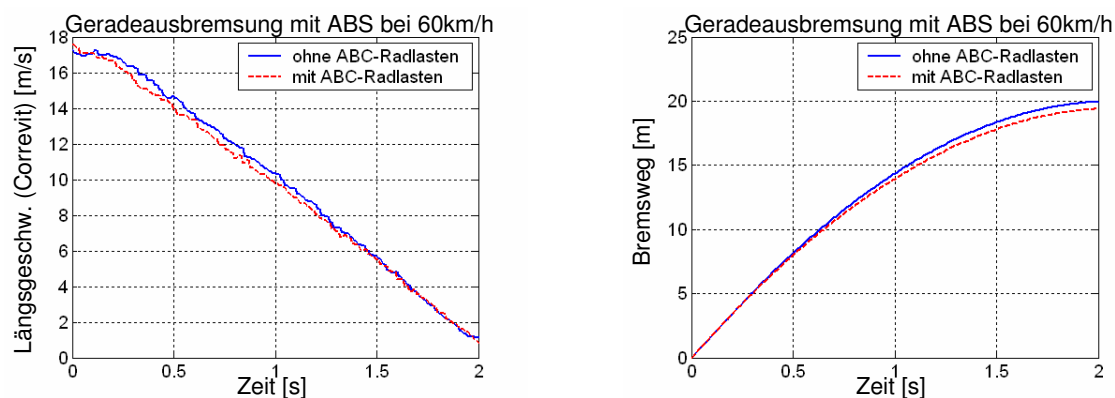


Abbildung 8.23: a) Vergleich der gemessenen Fahrgeschwindigkeit bei einer Geradeausbremsung mit und ohne ABC-Radlastinformation b) Vergleich der zurückgelegten Wegstrecke bei einer Geradeausbremsung mit und ohne ABC-Radlastinformation

ergebnisse mit dem Versuchsträger V220E50-ABC bei einer ABS-Geradeausbremsung mit und ohne Austausch der aktuellen Radlasten über das ABC. Die Ergebnisse zeigen, dass alleine durch die Kenntnis der aktuellen Radlasten im ABS über den Informationsaustausch zwischen ABC und ABS eine Bremswegverkürzung von ca. 0.5m erreicht werden konnte, das entspricht einer Verbesserung von ca. 2.5% bei 60km/h Startgeschwindigkeit.

## 8.6 Weitere Anwendungsmöglichkeiten

Neben den hier beschriebenen Applikationen und Funktionen gibt es noch weitere Anwendungsmöglichkeiten zur Verbesserung des Fahrverhaltens durch eine koordinierte Zusam-



menarbeit zwischen den aktiven Fahrwerk-Regelsystemen. Die Verknüpfung der aktiven Federung *ABC* mit der Bremsenregelung *ESP* erlaubt beispielsweise eine Verbesserung des Kurvenbremsverhaltens sowie die Kompensation von Lastwechselreaktionen durch eine abgestimmte Verteilung der Radlasten in Abhängigkeit vom aktuellen Fahrzustand. Desweiteren ermöglicht die Kombination *ABC* und *ASR* eine spezielle Funktion beim Anfahren, wenn das Fahrzeug beispielsweise bei winterlichen Verhältnissen festgefahren ist. Durch eine koordinierte Ansteuerung des *ABC*-Systems zur Variation der Radaufstandskräfte wird das Fahrzeug gezielt angeregt und kann sich selbst *lostrampeln*. Mit Hilfe der *ABC*-Sensorik ist zudem eine Schätzung der Fahrzeugmasse und Schwerpunktslage möglich. Alleine der Informationsaustausch von Masse und Schwerpunktslage zwischen *ABC* und *ESP* ermöglicht speziell bei Fahrzeugen mit hoher Schwerpunktslage eine Steigerung der Regelqualität der Fahrdynamikregelung. Eine weitere Anwendungsmöglichkeit ergibt sich ebenfalls durch einen Informationsaustausch zwischen aktiver Federung und Bremsenregelung. Mit Hilfe der *ABC*-Sensoren kann eine Fahrsituation mit hohen Vertikalbeschleunigungen wie beispielsweise *Fahren auf Schlechtwegstrecken* erkannt werden und dem Antiblockiersystem *ABS* diese Information zur Verfügung gestellt werden. Bei entsprechenden Bremsmanövern auf einer *Schlechtwegstrecke* kann dadurch die *ABS*-Abstimmung so verändert werden, dass der Bremsweg reduziert werden kann. Betrachtet man ebenfalls auch die aktive Antriebsregelung mit elektronisch regelbaren Differentialen oder zusätzlichen radindividuellen Bremseingriffen im Antriebsfall, gibt es weitere Möglichkeiten zur Verbesserung des Fahrverhaltens. Beispiel dafür ist die Steigerung der Agilität durch aktive Beeinflussung des Eigenverhaltens beim Beschleunigen sowie die Ausnutzung der maximalen Traktion beim Antreiben auf Fahrbahnen mit unterschiedlichen Reibwerten oder beim Antreiben während der Kurvenfahrt. Eine Verbesserung des Bremsverhaltens auf unterschiedlichen Reibwerten kann auch durch das Zusammenspiel zwischen Bremsenregelung, aktiver Lenkung und aktiver Federung erreicht werden. Aufgrund der durch die unterschiedlichen Reibverhältnisse auftretenden Gierbeschleunigung beim Bremsvorgang muss der Fahrer korrigierend eingreifen, um das Fahrzeug zu stabilisieren bzw. auf Kurs zu halten. Das *ESP*-System unterstützt dabei durch einen verzögerten Bremsdruckaufbau, um dem Fahrer die Möglichkeit zu geben, entsprechend frühzeitig reagieren zu können. Dieser Zugewinn an Fahrstabilität resultiert aber in einer Verlängerung des Bremswegs. Im Zusammenspiel mit einer aktiven Lenkung kann das Lenksystem die Stabilisierungsaufgabe für den Fahrer übernehmen und durch den schnelleren Bremsdruckaufbau wird der Bremsweg verkürzt. Aber auch eine aktive Federung kann durch eine geschickte Radlastverteilung die Stabilisierungsaufgabe teilweise übernehmen und dadurch wird, ähnlich wie bei der Lenkung, der Bremsweg etwas verkürzt. Die Kombination und das Zusammenspiel aller drei Systeme bei der  *$\mu$ -Split-Bremung* ermöglicht eine weitere Verkürzung des Bremswegs und damit eine weitere Steigerung der Fahrsicherheit.

# Kapitel 9

## Bewertung der Ansätze

Im vorangegangenen Kapitel 8 wurden die Mehrwertfunktionen zur Verbesserung des Fahrverhaltens durch die Verknüpfung aktiver Regelsysteme im Fahrwerk vorgestellt und beschrieben. In diesem Kapitel werden nun die einzelnen Funktionen und Applikationen objektiv und subjektiv anhand Kundenmehrwert, Fahrempfinden, Regelgüte und Aufwand zur Realisierung bewertet sowie mögliche Auswirkungen aufgezeigt.

### 9.1 Bewertung der einzelnen Applikationen und Konzeptentwicklungen

#### 9.1.1 Fahrerunterstützung bei Seitenwind

Die Funktion *Fahrerunterstützung bei Seitenwind* wird dazu verwendet, um den Fahrer bei starken Seitenböen gezielt zu unterstützen. Der Seitenwind wird dabei durch einen Störgrößenbeobachter geschätzt und die zur Unterstützung notwendige Verspannung entsprechend aufgeschaltet. Der Mehrwert für den Kunden ist eine Steigerung der Fahrsicherheit und des Fahrkomforts in Fahrsituationen mit starkem Seitenwind. Die objektive Verbesserung des Fahrverhaltens wurde bereits in Kapitel 8.1.1 mit Hilfe des Bewertungsmanövers *Vorbeifahrt am Seitenwindgebläse* aufgezeigt. Das Fahrzeug bleibt mit aktivierter Fahrerunterstützung bei Seitenwind innerhalb der Fahrspur, ohne dass der Fahrer bei einer entsprechend starken Seitenwindböe eingreifen muss. Damit der Fahrer die äußeren Störungen dennoch wahrnehmen kann, um sein Fahrverhalten den äußeren Gegebenheiten anzupassen, wird bei diesem Konzept keine vollständige Kompensation der Störung durchgeführt. Probandenversuche haben gezeigt, dass durch die Fahrerunterstützung bei Seitenwind das subjektive Fahrempfinden gesteigert wird. Speziell die Tatsache, dass bei diesem Stelleingriff keine Rückwirkung am Lenkrad zu spüren ist, führt bei den Testpersonen zu einer großen Akzeptanz dieses Konzepts. Ein weiterer Vorteil des Beobachterkonzepts mit anschließender Steuerung ist die große Robustheit und die Tatsache, dass keine permanente Regelung notwendig wird. Die Fahrerunterstützung wird nur in speziellen Situationen mit starkem Seitenwind aktiv. Der Aufwand zur Realisierung ist ebenfalls gering. Die dafür notwendige Sensorik ist bereits in den bestehenden ESP-Systemen vorhanden und kann für die Schätzung des Seitenwinds verwendet werden. Da die Fahrerunterstützung erst ab einer bestimmten Seitenwindstärke erfolgt, wird die Problematik von Sensorungenauigkeiten und konstanten Sensorfehlern minimiert. Relevante Konflikte mit anderen Regelsystemen sind bei diesem Konzept nicht vorhanden, da die Funktion im Normalfahrbereich stattfindet und nur in speziellen Fahrsituationen aktiv ist.

### 9.1.2 Fahrerunterstützung bei Fahrbahnquerneigung

Die Funktionsweise der *Fahrerunterstützung bei Fahrbahnquerneigung* basiert ähnlich wie die bereits vorgestellte Fahrerunterstützung bei Seitenwind auf der Erkennung der äußeren Störung mit anschließender Kompensation. Anstelle des Seitenwinds wird hier die Fahrbahnquerneigung geschätzt. Zur Kompensation der Störung sind hier im Vergleich zur Seitenwindausregelung allerdings nur sehr geringe Verspannungen notwendig. Aufgrund dieses Regelkonzeptes muss der Fahrer bei vorhandener Querneigung das Ablaufen des Fahrzeugs nicht mehr selbständig mit einem entsprechenden Handmoment bzw. Lenkradwinkel korrigieren. Die optimalen Einsatzbereiche dieser Funktion sind Fahrten auf Straßen mit langen Geradeausstrecken wie beispielsweise auf Autobahnen. Der Fahrer wird dadurch entlastet und der Fahrkomfort gesteigert. Im Vergleich zu einer möglichen Gierratenregelung zur Verbesserung des Geradeauslaufverhaltens haben die beiden hier vorgestellten Konzepte (*Beobachterkonzept* und *Regelungskonzept*) große Vorteile. Die Erkennung der Straßenquerneigung ist sehr robust und ermöglicht dadurch eine situationsangepasste Aktivierung der Ablauffunktion. Zudem hat der Lenkwinkelsensor mit seiner relativ ungenauen Auflösung von zwei Grad im Vergleich zu einer Gierratenregelung keinen direkten Einfluss auf die Ablauffunktion. Das Fahrverhalten wird durch die Ablaufunterstützung nicht beeinträchtigt, da die Funktion bei zunehmender Lenkaktivität langsam zurückgenommen wird. Zur Realisierung werden bis auf den Querschleunigungssensor die gleichen ESP-Sensoren wie bei der Seitenwindausregelung verwendet. Da der Querschleunigungssensor für diese Funktion eine zentrale Rolle spielt, wird hier der qualitativ hochwertigere Sensor mit höherer Genauigkeit vom ABC-System verwendet. Um eine hohe Zuverlässigkeit und Robustheit der Gesamtfunktion zu erzielen, muss speziell der Querschleunigungssensor offsetfrei sein. Dazu können verschiedene Methoden verwendet werden. Im Gegensatz zur Seitenwindfunktion können bei dieser Funktion aber Wechselwirkungen mit dem Reifendruckwarnsystem Plattrollwarner auftreten, da die Funktion auch über einen längeren Zeitraum aktiv sein kann. Verschiedene Lösungsansätze wie beispielsweise die Berücksichtigung der Rollradienänderung im Plattrollwarner-Algorithmus oder die Verwendung von direkt-messenden Reifendrucksystemen wurden in Kapitel 7.2.2 dazu bereits vorgestellt.

### 9.1.3 Spurgeführtes Fahren mit optischer Kamera

Die Fahrerunterstützung durch *spurgeführtes Fahren mit optischer Kamera* kann auf unterschiedliche Weise erfolgen. In dieser Arbeit wurde ein Konzept vorgestellt, bei dem ein Spurführungs-Algorithmus in bestimmten Fahrsituationen das Fahrzeug auf einer berechneten Solltrajektorie entlang der Fahrspur durch kleine Lenkkorrekturen über das Verpannungslenken führt. Da das Spurführungssystem den Fahrer bei seiner Fahraufgabe nur durch kleine Lenkkorrekturen unterstützt, behält er dadurch weiterhin die volle Kontrolle über das Fahrzeug. Der Kundenmehrwert ist einerseits eine Steigerung des Fahrkomforts durch die Entlastung des Fahrers bei der Fahrzeugführung und andererseits eine Steigerung der Fahrsicherheit durch die Verhinderung des unabsichtlichen Verlassens der Fahrbahn. Diese Verbesserungen des Fahrverhalten sind unter anderem am notwendigen Lenkaufwand sichtbar (siehe Abbildung 8.13) und wurden durch entsprechende Probandenversuche subjektiv bestätigt. Speziell die im Vergleich zu aktiven Lenksystemen nicht vorhandene Rückwirkung am Lenkrad wurde hier positiv bewertet. Durch eine zusätzliche Gewichtung der Stelleingriffe anhand der aktuellen Querabweichung des Fahrzeugs zur Fahrbahnmitte kann der Schwerpunkt der Spurführungsunterstützung auf die Sicherheitsfunktion verlagert werden. Die Unterstützung wird dann erst aktiv, wenn sich der Fahrer mit seinem Fahrzeug unbeabsichtigt dem Fahrbahnrand nähert. Diese einfachere Form der

Spurführungsunterstützung hat den Vorteil, nur in Gefahrensituationen korrigierend einzugreifen; sie kann außerdem speziell mit einem spurkorrigierenden Bremseneingriff kombiniert werden, siehe 7.2.4. Zur Realisierung dieser Funktionen sind eine optische Kamera und eine entsprechende Auswertung zur Fahrspurerkennung notwendig. Mit Einführung der so genannten *Nachtsicht-Kamera* in der aktuellen Mercedes S-Klasse ist die notwendige optische Kamera zur Spurführungsunterstützung bereits im Fahrzeug vorhanden. Allerdings müssen die entsprechenden Spurerkennungsalgorithmen noch weiterentwickelt werden, um auch bei schlechten Witterungsverhältnissen eine zuverlässige und robuste Spurinformati-on zu gewährleisten. Gegenseitige Wechselwirkungen mit anderen Systemen sind bei dieser Funktion einerseits mit dem Plattrollwarner und andererseits mit dem Abstandsregeltem-pomat möglich. Durch einen entsprechenden Informationsaustausch können diese Interak-tionen beseitigt werden, siehe auch 7.2.2. Eine Beeinträchtigung der Fahrdynamikregelung ESP ist nicht vorhanden, da die Spurführungsunterstützung bei zunehmender Lenkakti-vität oder Bremsenbetätigung ausgeschaltet wird.

#### 9.1.4 Verbesserung Ansprechverhalten und Agilität

Die technische Realisierung der Funktion *Verbesserung Ansprechverhalten und Agilität* er-folgt durch Überlagerung von herkömmlicher Lenkbewegung mit dem Verspannungslenken. Dadurch bekommt man die Möglichkeit, bei kleinen Lenkradwinkeln die Gierreaktion des Fahrzeugs und damit die Gierverstärkung zu beeinflussen. Für den Fahrer wird dadurch bei Fahrgeschwindigkeiten bis ca. 100km/h ein agileres Fahren durch ein direkteres Len-kungsansprechen spürbar und der Fahrspaß gesteigert. Bei höheren Fahrgeschwindigkeiten wird umgekehrt ein gutmütigeres Fahrverhalten durch eine indirektere Lenkung erreicht. Für das subjektive Fahrempfinden ist das Lenkgefühl an dieser Stelle sehr wichtig. Die Überlagerung der beiden Lenkeffekte sollte daher zeitnah erfolgen, da sich ansonsten ein synthetisches Lenkgefühl einstellt. Die Fahrversuche haben gezeigt, dass der Phasenver-zug von ca. 25ms bei dem Versuchsträger V220E50-ABC keinen störenden Einfluss auf das Fahrverhalten hat. Der große Vorteil für den Fahrzeughersteller bei dieser Funktion liegt darin, dass man hier die Möglichkeit hat, das Fahrverhalten per Software individuell zu gestalten. Wie groß der Einfluss auf die Gierverstärkung ist, wird in Abbildung 8.18 deutlich. Der Aufwand zur Umsetzung dieser gesteuerten Funktion ist relativ gering. Die notwendige Sensorik ist bei Fahrzeugen mit ESP bereits vorhanden. Interaktionen mit dem Plattrollwarner sind hier allerdings ebenfalls zu erwarten und aufgrund der ständig wech-selnden Verspannung muss die Dauerfestigkeit der Karosserie zusätzlich überprüft werden. Da die Funktion ab einer bestimmten Querschleunigung ausgeschaltet wird, gibt es mit der ESP-Funktionalität keine Probleme.

#### 9.1.5 Variable Wankmomentenabstützung

Bei der Funktion *variable Wankmomentenverteilung* werden die nichtlinearen Eigenschaf-ten der Fahrzeugreifen bei zunehmender Radlast ausgenutzt, um das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs zu verändern. Die Wirkung für den Fahrer ist eine deutliche Steigerung der Agilität bis in den fahrdynamischen Grenzbereich. Der optimale Kundennutzen wird bei zügiger Fahrweise auf kurvenreichen Landstraßen erreicht. Der Fahrer kann mit dem Fahrzeug schneller um die Kurve fahren und entsprechend frühzeitig rausbeschleunigen, wie die Ergebnisse aus der Optimierung der Rundenzeit und des Doppelspurwechsels aus Kapitel 5.5 zeigen. Der Fahrspaß wird damit spürbar erhöht, ohne dass die Fahrsicherheit dabei eingeschränkt wird. Vielmehr hat man mit der variablen Wankmomentenverteilung auch die Möglichkeit, das Fahrzeug gezielt frühzeitig zu stabilisieren und damit notwendige

ESP-Eingriffe zu vermeiden, siehe Kapitel 8.4. Der Aufwand zur Realisierung ist allerdings umfangreich, da der bisherige ESP-Algorithmus entsprechend modifiziert und angepasst werden muss, siehe Kapitel 7.2.2. Die notwendigen Sensorsignale sind aber im ESP bereits alle vorhanden und können dafür verwendet werden. Neben den Wechselwirkungen mit dem ESP sind keine weiteren Interaktionen wie beispielsweise zum Plattrollwarner vorhanden.

### 9.1.6 Verbesserung Geradeausbremsen

Bei der Funktion *Verbesserung Geradeausbremsen* wird durch einen reinen Informationsaustausch der aktuellen Radlasten zwischen ABC und ABS eine Verkürzung des Bremswegs erreicht und dadurch die Fahrsicherheit gesteigert. Eine Verkürzung des Bremswegs um ca. 0.5m bei 60km/h Startgeschwindigkeit erscheint auf den ersten Blick nicht viel, allerdings kann diese Verbesserung in bestimmten Situationen bereits ausreichen, um eine Kollision zu vermeiden. Der Aufwand zur Integration dieser Funktion ist relativ gering, da nur die Informationen über die aktuelle Radlast ausgetauscht werden müssen. Interaktionen zu anderen Systemen sind hier nicht vorhanden.

## 9.2 Weitere Auswirkungen

In Kapitel 7.2.2 wurden mögliche Wechselwirkungen und Konflikte beschrieben, die durch die Verknüpfung von aktiver Federung und Fahrdynamikregelung entstehen können und entsprechende Lösungsansätze vorgestellt. Durch die Fahrwerkverspannung sind aber neben diesen Wechselwirkungen noch weitere Auswirkungen denkbar, die im Folgenden angesprochen und diskutiert werden. Beispiele für diese Auswirkungen sind Reifenverschleiß, zusätzlicher Kraftstoffverbrauch oder Beeinträchtigung des Fahrkomforts.

### Reifenverschleiß

Der Reifenverschleiß ist von verschiedenen Faktoren abhängig wie beispielsweise von der Gummimischung des Reifens, den Spureinstellungen, den Umgebungsbedingungen, der Fahrweise (insbesondere vom Quer- und Längsschlupf) und der Radlast. Bis auf die Radlast und den Radschlupf werden die übrigen Faktoren durch die hier beschriebenen Funktionen nicht beeinträchtigt. Bei dem Verspannungslenken werden die Radlasten aber gezielt verändert, um bestimmte Lenkeffekte zu erzielen. Unter der Annahme, dass sich der Reifenverschleiß in Abhängigkeit von der Normalkraft annähernd linear verhält, wird sich in der Summe bei gleichmäßig verteilter Verspannung im Normalfahrbereich kein höherer Reifenverschleiß einstellen, da bei der Verspannung immer zwei Reifen stärker belastet und die anderen entsprechend entlastet werden. Dieses Ergebnis wurde im Fahrversuch bestätigt. Betrachtet man allerdings die Verspannung im fahrdynamischen Grenzbereich, so gilt diese Aussage nicht mehr. Durch eine geänderte Wankmomentenabstützung wird das Eigenlenkverhalten und damit die Steuertendenz im Grenzbereich verändert. Das Fahrzeug *schiebt* im fahrdynamischen Grenzbereich je nach eingestellter Wankmomentenabstützung mehr über die Vorderräder oder Hinterräder. Dadurch werden entweder die Vorderräder oder die Hinterräder entsprechend mehr oder weniger belastet.

### Kraftstoffverbrauch

Aktive Fahrwerk-Regelsysteme haben in der Regel einen Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch des Fahrzeugs, da meist elektrische oder hydraulische Energie benötigt wird. Beim

ABC beispielsweise wird durch eine Saugdrosselpumpe ein Systemdruck im Hydrauliksystem erzeugt, um die Hydraulikzylinder im Federbein zu bewegen. Da das ABC-System während der Fahrt ständig aktiv ist, um die Störungen durch die Straße zu kompensieren, ist der zusätzliche Energieaufwand zur Verspannung relativ gering, wie eine Testfahrt mit dem V220E50-ABC zeigt. Bei dieser Testfahrt wurde eine bestimmte Strecke mit eingeschaltetem Tempomat bei gleicher Fahrgeschwindigkeit jeweils mit und ohne Verspannungslenken gefahren. Als Anwendung wurde die Funktion *Spurhaltung mit optischer Kamera* ausgewählt, da bei dieser Anwendung ständig eine Verspannung eingestellt werden muss, um das Fahrzeug entsprechend zu lenken. Die Länge der Teststrecke beträgt 26km, gefahren wurde mit 80km/h. Der Durchschnittsverbrauch auf dieser Teststrecke lag in beiden Fällen bei 9.2 Liter pro 100km. Der zusätzliche Kraftstoffverbrauch aufgrund der Verspannung ist daher kleiner als die hier zur Verfügung stehende Messauflösung von 0.1 Liter pro 100km. Der zusätzliche Kraftstoffverbrauch spielt demnach für diese Funktionen eine eher untergeordnete Rolle.

### Betriebsfestigkeit

Durch eine Verspannung wird die Fahrzeugkarosserie entsprechend auf Torsion beansprucht. Bei einer maximalen Verspannung mit einer Radlaständerung von  $\Delta F_{z,i} = 2000N$  resultiert beispielsweise bei dem Versuchsfahrzeug V220E50-ABC ein maximales Torsionsmoment von ca.  $M_w = 3000Nm$ . Die Höhe der Kraftamplitude ist aber für eine Aussage über die Betriebsfestigkeit alleine nicht ausreichend. Das Zusammenspiel zwischen Häufigkeit und Amplitude ist hier entscheidend. Bei Funktionen, die durch keine ständig wechselnde Verspannung charakterisiert werden oder nur sporadisch aktiv sind, hat daher die zusätzliche Verspannung keinen Einfluss auf die Betriebsfestigkeit. Bei Funktionen mit dauerhaft wechselnder Verspannung wie beispielsweise bei der Funktion *Verbesserung Ansprechverhalten und Agilität* müssen bei Bedarf entsprechende Lastkollektive erstellt und die Betriebsfestigkeit individuell überprüft werden.

### Fahrkomfort

Ein möglichst hoher Fahrkomfort und maximale Fahrsicherheit sind das Ziel des aktiven Federungssystems ABC. Eine zusätzliche Verspannung zur Realisierung neuartiger Mehrwertfunktionen darf daher diesen Fahrkomfort nicht beeinträchtigen. Die Fahrwerkverspannung wird in Kapitel 3.2.2 durch die Gleichung (3.34) definiert und stellt einen eigenen Aufbaufreiheitsgrad dar. Das bedeutet, dass dieser Freiheitsgrad unabhängig von den anderen Aufbaufreiheitsgraden geregelt werden kann, sofern die Grenzen des Stellsystems nicht überschritten werden. Das würde bedeuten, dass in einem bestimmten Bereich der Fahrkomfort durch die Verspannung nicht beeinträchtigt wird. Voraussetzung dafür ist aber eine präzise Umrechnung der gemessenen Signale in die Aufbaufreiheitsgrade. Der vernachlässigbare Einfluss der Verspannung auf den Fahrkomfort im Normalfahrbereich wird in Abbildung 9.1 sichtbar. In dieser Abbildung sind die Aufbaubeschleunigungen im Frequenzbereich durch ein Leistungsdichtespektrum dargestellt. Die drei Kurven entsprechen einer normalen Fahrt ohne Fahrwerkverspannung, einer Fahrt mit Fahrwerkverspannung über die Funktion *Verbesserung Ansprechverhalten und Agilität*, und einer Fahrt ohne Verspannung, allerdings mit erhöhtem Reifendruck (0.5bar). Die zusätzliche Fahrt mit erhöhtem Reifendruck wurde ebenfalls ausgewertet, um die Änderungen in der Aufbaubeschleunigung einordnen zu können. Als Teststrecke wurde eine Landstraße mit relativ großen Straßenunebenheiten verwendet, um möglichst viele Anregungsfrequenzen zu erhalten. Die Abbildung zeigt, dass die Änderung des Fahrkomforts durch die Verspannung sehr

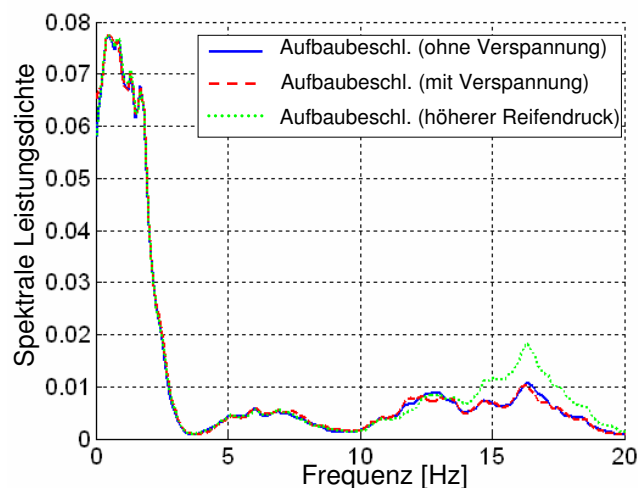


Abbildung 9.1: Einfluss der Verspannung und einer Reifendruckerhöhung auf die Aufbaubeschleunigung in Richtung z-Achse, Messung bei  $v_l = 80\text{km/h}$

gering ist und eine deutliche Erhöhung der Aufbaubeschleunigungen im Vergleich zu einem höheren Reifendruck nicht zu erkennen ist. Diese Aussage ist aber nur dann gültig, wenn zur Ausregelung der Straßenunebenheiten noch ausreichend Plungerweg zur Verfügung steht.

### Systemsicherheit

Im Vergleich zu anderen Stellsystemen hat die ABC-Fahrwerkverspannung in Bezug auf die Systemsicherheit einen großen Vorteil, da der maximale Stelleingriff physikalisch begrenzt ist und keine extrem sicherheitskritischen Auswirkungen auf das Fahrverhalten hat. Bei der Serienentwicklung des ABC-Systems wurde der Einfluss auf die Fahrsicherheit bei einem vollständigem Systemausfall bereits untersucht und abgesichert.

# Kapitel 10

## Zusammenfassung und Ausblick

Die Zielsetzung dieser Arbeit war der Entwurf einer modularen Koordinations-Regelung zur Verbesserung des Fahrverhaltens durch die Verknüpfung aktiver Fahrwerk-Regelsysteme. Dabei sollten potentielle Konfliktszenarien und Synergiefelder im Hinblick auf die Regelsystemfunktion und deren Kundennutzen untersucht werden. Die aussichtsreichsten Ansätze sollten prototypisch in der Simulation getestet und anschließend in entsprechenden Versuchsfahrzeugen erprobt werden. Die Ausgangssituation im Bereich der Systemvernetzung im Fahrwerk zu Beginn dieser Arbeit kann durch die Worte *friedliche Koexistenz* beschrieben werden. Das bedeutet, dass die Systeme weitestgehend unabhängig von anderen Systemen arbeiten und so entwickelt und abgestimmt wurden, dass beim Zusammenspiel mit anderen Regelsystemen keine Konflikte auftreten. Diese Vorgehensweise führt bei einer steigenden Anzahl an neuen elektronischen Komponenten im Fahrwerk zu einem sehr großen Abstimmungsaufwand, da kein strukturiertes Koordinations- und Integrationskonzept vorhanden ist. Zudem können eine Vielzahl an neuen Funktionen zur Verbesserung des Fahrverhaltens nicht realisiert werden, da das gesamte Potential der einzelnen Regelsysteme erst im Systemverbund voll ausgeschöpft werden kann. Aufgrund dieser Ausgangssituation wurden zuerst die notwendigen Grundlagen und Werkzeuge erarbeitet und vorgestellt. Zu diesem Handwerkzeug zählen beispielsweise die modelltechnischen Grundlagen, mit denen einerseits entsprechende Reglerentwurfsmodelle aufgestellt wurden und andererseits das Zusammenspiel zwischen verschiedenen aktiven Regelsystemen in einfacher Weise analysiert werden konnte. Um eine objektive Bewertung und Beurteilung der einzelnen Regelansätze zu gewährleisten, wurden verschiedene Bewertungsmanöver und Fahreigenschaftskriterien aufgestellt. Weitere Werkzeuge zur Realisierung der Koordinations-Regelung waren ein entsprechendes Versuchsfahrzeug, das mit den relevanten Fahrwerk-Regelsystemen ausgestattet ist sowie eine komplexe Gesamtfahrzeugsimulation, die das Fahrverhalten des Versuchsträgers so perfekt wie möglich abbildet und ebenfalls alle relevanten Regelsysteme beinhaltet. Mit Hilfe der Simulationsumgebung war es nun möglich, die Systemanalyse am Simulationsrechner durchzuführen und verschiedene Koordinationsansätze und Regelalgorithmen mit Hilfe der Bewertungsverfahren in der Simulation zu testen. Zur Bestimmung des Verbesserungspotentials wurde neben der Simulationstechnik auch eine Optimierungsumgebung verwendet, um durch ein spezielles Bewertungsverfahren neuartige Regelsysteme und Regelkonzepte beurteilen zu können. Aufgrund dieser Erkenntnisse aus der Simulation und Optimierung wurde ersichtlich, dass durch die herkömmliche Nutzung einer aktiven Federung das gesamte Potential nicht ausgenutzt wird und sich durch die Systemvernetzung neue Möglichkeiten bieten. Zur vertieften Analyse dieser neuen Möglichkeiten wurde eine Systemanalyse für den Verspannungs-Freiheitsgrad der aktiven Federung durchgeführt, um das vollständige Potential der aktiven Federung darzustellen. Dabei wurden zuerst die einzelnen Lenkeffekte differenziert, eine modelltechnische Beschreibung durchgeführt und



ein Vergleich des Verspannungslenkens mit anderen Stellmöglichkeiten gemacht. Nachdem die Auswirkungen der Fahrwerkverspannung untersucht wurden, konnte das Zusammenspiel zwischen aktiver Federung und Fahrdynamikregelung mit den erarbeiteten Werkzeugen genauer analysiert werden. Zur strukturierten Integration der einzelnen Regelsysteme und deren Verbesserungspotentiale wurde das modulare Koordinationskonzept formuliert und am Beispiel ABC und ESP vorgestellt. Dieses Konzept ermöglicht eine schnelle und flexible Umsetzung der Verbesserungspotentiale durch klare Aufgabentrennung und einheitlich definierte Schnittstellen und vermeidet negative Wechselwirkungen mit anderen Systemen. Neben den einzelnen Verbesserungsmöglichkeiten wurden die entsprechenden Lösungsansätze zur Konfliktvermeidung vorgestellt und beschrieben. Bei der Ausarbeitung der Mehrwertfunktionen durch das Zusammenspiel verschiedener Regelsysteme stand primär der Kundennutzen im Vordergrund. Daher wurden vorwiegend Funktionen realisiert, die den Fahrkomfort steigern, die Fahrsicherheit erhöhen oder dem Fahrer mehr Fahrspaß beim Fahren vermitteln. Alle Anwendungen wurden dabei zuerst in der Simulation getestet und anschließend im Versuchsfahrzeug erprobt und weiterentwickelt. Bei den Funktionen wurde darauf geachtet, dass vorwiegend nur Sensoren verwendet wurden, die dem aktuellen Stand der Technik entsprechen, um eine möglichst schnelle und einfache Umsetzung in ein Serienfahrzeug zu ermöglichen. Mit Hilfe der objektiven Bewertungskriterien und des subjektiven Fahrempfindens wurden die vorgestellten Funktionen und Anwendungen bewertet, um den Aufwand zur Serienentwicklung und den resultierenden Mehrwert für den Kunden beurteilen zu können. Damit wurde die zu Beginn der Arbeit vorgestellte Aufgabenbeschreibung dieser Dissertation vollständig behandelt. Offen bleibt die Fragestellung, ob eine modulare Koordinations-Regelung wesentliche Nachteile gegenüber einem globalen Regelungskonzept hat. Dieser Aspekt könnte in weiterführenden Forschungsarbeiten auf diesem Gebiet besprochen werden. Zusätzlich sollte die modulare Koordinations-Regelung auch für weitere Regelsysteme angewendet werden, da der Fokus in dieser Arbeit auf den beiden Regelsystemen ABC und ESP liegt. Neben den Fahrwerk-Regelsystemen gewinnen die Fahrerassistenzsysteme im Hinblick auf die Systemvernetzung zunehmend an Bedeutung. Speziell die prädiktiven Fahrerassistenzsysteme mit den verschiedenen Einrichtungen zur Umfelderkennung ([43]) sollten ebenfalls neben dem System zur optischen Spurerfassung in dem Koordinationskonzept berücksichtigt werden.

# Literaturverzeichnis

- [1] M. Abe: *A Study on Effects of Roll Moment Distribution Control in Active Suspension on Improvement of Limit Performance of Vehicle Handling*. JSAE Review Vol. 12, No. 3, 1991.
- [2] D. Ammon: *Modellbildung und Systementwicklung in der Fahrzeugdynamik*. Teubner Verlag, Stuttgart, 1997.
- [3] D. Ammon: *Künftige Fahrdynamik- und Assistenzsysteme - eine Vielzahl von Möglichkeiten und regelungstechnischen Herausforderungen*. VDI-Berichte Nr. 1828, Stuttgart, 2004.
- [4] D. Ammon: *Fahrdynamiksimulationen und Fahrsimulatoren - Potentiale und Grenzen anspruchsvoller Entwicklungswerkzeuge*. Motion Simulator Conference, GZVB, Braunschweig, 2005.
- [5] M. Attinger: *Algorithmus zur Erkennung und Ausregelung von Fahrzeugreaktionen aufgrund Straßenquerneigung*. Stuttgart, Universität Stuttgart, Diplomarbeit, 2005.
- [6] G. Baumgarten: *Active Front Steering (AFS) - Fahrdynamische Regelung und Integration des Bremseingriffs*. IIR-Fachkonferenz, Stuttgart, 2002.
- [7] S. Beiker: *Verbesserungsmöglichkeiten des Fahrverhaltens von PKW durch zusammenwirkende Regelsysteme*. Fortschritt-Berichte VDI, München, 2000.
- [8] T. Bertram: *Fahrdynamischer Systemverbund durch Vernetzung von Längs-, Quer- und Vertikaldynamik*. Tutorium AUTOREG 2004, 2004.
- [9] Bosch: *Sicherheits- und Komfortsysteme*. Vieweg-Verlag, Plochingen, 2004.
- [10] B. de Bruijn: *Lap time optimization for a sports car on the Nürburgring-Nordschleife*. Delft, Technical University Delft, Diplomarbeit, 2004.
- [11] P. Causemann: *Kraftfahrzeugstoßdämpfer*. verlag moderne industrie, Landsberg/Lech, 2001.
- [12] B. Cowan: *Corner Plot*. Vehicle Dynamcis International - issue 1, 2003.
- [13] DIN 70000: *Straßenfahrzeuge - Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten - Begriffe*. ISO 8855 Ausgabe 1991, modifiziert. DIN Deutsches Institut für Normung e.V., Berlin, 1994.
- [14] DIN ISO 7401: *Straßenfahrzeuge - Testverfahren für querdynamisches Übertragungsverhalten*. Ausgabe 1989. DIN Deutsches Institut für Normung e.V., Berlin, 1989.

- [15] L. Dragon: *Das Fahrwerk aus Sicht der Fahrdynamiksimulation*. Tagung 7. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 1998, 1998.
- [16] H. Duda, S. Berkner und J. Hoffmann: *Querdynamikregelung für PKW mit aktivem Fahrwerk*. at-Automatisierungstechnik 51 (2003) 7, Oldenbourg Verlag, 2003.
- [17] E. Duplitzer: *Identifikation und Validierung eines Modells für ein Fahrzeug mit aktivem Fahrwerk*. Universität Stuttgart, Studienarbeit, Stuttgart, 1996.
- [18] T. Ehlers: *Systemintegrität in Fahrzeugen mit vernetzten Steuergeräten*. ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift 09/2003, 2003.
- [19] E. Eloian: *Control of Lateral Dynamics using Four-Wheel Steering*. Master Thesis Report, University of Applied Sciences, Esslingen, Stuttgart, 2004.
- [20] S. Erb: *GESOP - Optimalsteuerung von Simulink-Modellen*. MATLAB Select 01/04, 2004.
- [21] R. Fleck, D. Hennecke und A. Pauly: *Active Front Steering (AFS) - Das Steer-by-Wire System der BMW-Group zur Optimierung von Lenkcomfort, Fahrzeugagilität und -stabilität*. PKW-Lenksysteme - Vorbereitung auf die Technik von morgen - Tagung im Haus der Technik, Essen, 2001.
- [22] O. Föllinger: *Regelungstechnik*. Hüthig Buch Verlag, Heidelberg, 1994.
- [23] M. Frank: *Die Vision vom mitdenkenden Automobil*. Auto & Elektronik 02/2002, 2002.
- [24] U. Franke, S. Mehring und A. Suissa: *Optische Spurhaltung - Eine Unterstützung des Fahrers bei der Lenkaufgabe*. at-Automatisierungstechnik 44 (1996) 5, Oldenbourg Verlag, 1996.
- [25] J. Fuchs: *Global Chassis Control - Fahrsicherheit, Fahrkomfort und Fahrspaß in einer neuen Dimension*. Haus der Technik, Essen, 2002.
- [26] M. Gipser: *BRIT*. DaimlerChrysler AG, Esslingen, 1994.
- [27] G. Goppelt: *Wir setzen Drehmoment für Handlingzwecke ein*. ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift 11/2003 Jahrgang 105, 2003.
- [28] C. Granzow, W. Gruhle, C. Pelchen, M. Spieß und A. Thies: *Allradantrieb Elektronisch vernetzte Fahrzeugfunktion mit Längsverteiler und Quersperre*. ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift 09/2005, 2005.
- [29] R. Greul, S. Ellis und T. Wey: *Zugewinn an Fahrstabilität durch Integration von AWD und ESP*. VDI-Berichte Nr. 1828, 2004, 2004.
- [30] A. Gärtner und M. Saeger: *Simulationsumgebung zur Untersuchung aktiver Wankstabilisierung in Verbindung mit einer Fahrdynamikregelung*. Tagung Simulation in der Fahrzeugtechnik, Haus der Technik, Essen, 2003.
- [31] A. Hac und M. Bodie: *Improvements in vehicle handling through integrated control of chassis systems*. IJVAS Vol. 1, No. 1, 2002.

- [32] K. Heinrich, J. Schwarz, H. Krimmel und N. Amann: *Smart Actuators unterstützen Standardisierung - Voraussetzung für vernetzte Systeme*. VDI Berichte Nr. 1907, 2005, 2005.
- [33] P. Heinzl, P. Lugner und M. Plöchl: *Stability Control of a Passenger Car by Combined Additional Steering and Unilateral Braking*. Vehicle System Dynamics Supplement 37 (2002), pp. 221-233, 2002.
- [34] P. Heinzl, M. Plöchl und P. Lugner: *Different actuation strategies for a yaw moment control of a passenger car*. Vehicle System Dynamics Supplement 35 (2001), pp. 85-100, 2001.
- [35] B. Heißing und H.J. Brandl: *Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens*. Vogel Buchverlag, Würzburg, 2002.
- [36] R. Hiemenz und A. Klein: *Interaktion von Fahrwerkregelsystemen im Integrated Chassis Control*. VDI-Berichte Nr. 1791, Rüsselsheim, 2003.
- [37] M. Holle und T. Schrllkamp: *berlagerungslenkungen im Reglerverbund und deren Rückwirkung auf den Fahrer*. Haus der Technik, Essen, 2002.
- [38] J. Yamaguchi: *Mitsubishi combines active yaw control and active stability control*. Automotive Engineering, sept. 1996, 1996.
- [39] J. Kalkkuhl: *Ein Erweitertes Kalmanfilter zur Seitenwinddetektion*. Technischer Bericht DaimlerChrysler AG, Stuttgart, 2005.
- [40] D. Kesselgruber: *Aktive Wankregelung zur Steigerung von Fahrsicherheit und Lenkabilitt*. Tagung Fahrwerktechnik, Haus der Technik, München, 2003.
- [41] P. Khn: *Aufbau und Funktion der Aktivlenkung von BMW*. Tagung Fahrwerktechnik, Haus der Technik, München, 2003.
- [42] W. Klier, G. Reimann und W. Reinelt: *Active Front Steering - Systemvernetzung und Funktionsumfang*. VDI-Berichte Nr. 1828, 2004, 2004.
- [43] P. Knoll: *Prädiktive Fahrerassistenz*. ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift 3/2005 Jahrgang 107, 2005.
- [44] D. Konik, R. Bartz, F. Brnthol, H. Bruns und M. Wimmer: *Dynamic Drive - das neue aktive Wankstabilisierungssystem der BMW Group*. 9. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentchnik, 2000.
- [45] T. Kutsche: *Auf dem Weg zur Systemvernetzung: In welchem Umfang kann ein elektronisches Dämpfungssystem ABS und ESP unterstützen*. Tagung Fahrwerktechnik, Haus der Technik, München, 2003.
- [46] T. Kutsche: *CDC auf dem Weg zur Systemvernetzung*. Tagung Kraftfahrzeugstoßdämpfer und ihr Einfluss auf das Fahrwerk, seine Komponenten und Systeme, Haus der Technik, Essen, 2003.
- [47] H. Leffler: *ECM/ICM - Vernetzte Fahrwerksregelung heute und in Zukunft*. Tagung Kraftfahrzeugstoßdämpfer und ihr Einfluss auf das Fahrwerk, seine Komponenten und Systeme, Haus der Technik, Essen, 2003.

- [48] J. Lunze: *Regelungstechnik 1*. Springer Verlag, Berlin, 1997.
- [49] J. Lunze: *Regelungstechnik 2*. Springer Verlag, Berlin, 1997.
- [50] F. Magerl: *Ein Fahrermodell für die Simulation des ISO-Doppelspurwechsels*. Dissertation TU Wien, Wien, 2003.
- [51] G. Maier: *Koordination von Fahrdynamik-Regelsystemen zur Verbesserung des Fahrverhaltens und der Fahrsicherheit*. Diplomarbeit Universität Stuttgart, Institut A für Mechanik, 1996.
- [52] W. Matschinsky: *Radführungen der Straßenfahrzeuge*. Springer-Verlag, Heidelberg, 1998.
- [53] D. Melnikov: *Entwicklung von Modellen zur Bewertung des Fahrverhaltens von Kraftfahrzeugen*. Stuttgart, Universität Stuttgart, Dissertation, 2003.
- [54] M. Mitschke: *Dynamik der Kraftfahrzeuge - Fahrverhalten*. Springer Verlag, Berlin, 1990.
- [55] A. Müller, W. Achenbach, E. Schindler, T. Wohland und F.W. Mohn: *Das neue Fahrsicherheitssystem Electronic Stability Program von Mercedes-Benz*. ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift 96 (1994) 11, 1994.
- [56] o.a.: *Traktionshilfe von Honda*. Auto Motor Sport 14/1996, 1996.
- [57] o.a.: *Aktives Fahrwerk*. mot 26/2002, 2002.
- [58] o.a.: *Branding vehicle dynamics*. Automotive Engineering International Band 110 07/2003, 2003.
- [59] o.a.: *Allradantrieb verbessert Handling*. Auto Motor Sport 17/2004, 2004.
- [60] o.a.: *Erweitertes ESP-System*. Auto-Motor-Sport 14/2004, 2004.
- [61] o.a.: *Toyota entwickelt neuartige Sicherheitssysteme*. <http://www.toyota.de>, 2005.
- [62] H.B. Pacejka und I.J.M. Besselink: *Magic formula tyre model with transient properties*. Vehicle Systems Dynamics, Band 27, 1997.
- [63] W. Pfau, H. Rastel, G. Nistler, C. Billig und M. Straub: *BMW xDrive in der 3er- und 5er-Reihe Der BMW-Allradantrieb für Limousine und Touring*. ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift 10/2005, 2005.
- [64] M. Pyper, W. Schiffer und W. Schneider: *ABC - Active Body Control*. verlag moderne industrie - Die Bibliothek der Technik, Band 241, Landsberg/Lech, 2003.
- [65] M. Rau: *Modellbildung, Simulation und Identifikation eines hydropneumatischen Federbeins mit schnell verstellbarer Dämpfung*. Stuttgart, Universität Stuttgart, Diplomarbeit, 2001.
- [66] M. Rau und J. Rauh: *Optimierung in der Fahrzeugsystemdynamik*. CAE-Optimierung in der Fahrzeugentwicklung. Haus der Technik, Hamburg, 2004.
- [67] J. Rauh: *Fahrdynamik-Simulation mit CASCaDE*. VDI-Berichte Nr. 816, Stuttgart, 1990.

- [68] J. Rauh und Z. Zomotor: *CASCaDE Entwicklungsumgebung - Guides*. DaimlerChrysler AG, Stuttgart, 1997.
- [69] W. Rüdtt: *Geradeauslauf bei hohen Geschwindigkeiten unter Seitenwindeinfluss*. Technischer Bericht DaimlerChrysler AG, Sindelfingen, 2003.
- [70] W. Reichelt und B. Strackerjan: *Bewertung der Fahrdynamik vom Pkw im geschlossenen Regelkreis mit Hilfe von Fahrsimulatoren und Fahrermodellen*. VDI-Berichte Nr. 948, Stuttgart, 1992.
- [71] P. Riekert und T. Schunk: *Zur Fahrmechanik des gummibereiften Kraftfahrzeugs*. Ingenieur Archiv, Berlin, 1940.
- [72] P. Rieth, S. Drumm und M. Harnischfeger: *Elektronisches Stabilitätsprogramm - Die Bremse, die lenkt*. verlag moderne industrie, Landsberg/Lech, 2001.
- [73] K. Rompe und B. Heißing: *Objektive Testverfahren für die Fahreigenschaften von Kraftfahrzeugen*. Verlag TÜV Rheinland GmbH, Köln, 1984.
- [74] T. Scharnhorst, H. Heinecke, K. Schnelle, H. Fennel, J. Bortolazzi, L. Lundh, P. Heitkämper, J. Leflour, J. Mate und K. Nishikawa: *AUTOSAR - Challenges and Achievements 2005*. VDI Berichte Nr. 1907, 2005, 2005.
- [75] H. Schürr: *Variable Dämpfung - Ein Baustein für Global Chassis Control*. Haus der Technik, Essen, 2002.
- [76] R. Schwarz: *Fahrsicherheit und Fahragilität durch Systemvernetzung von ESP und elektronisch regelbaren Dämpfern*. Tagung Kraftfahrzeugstoßdämpfer und ihr Einfluss auf das Fahrwerk, seine Komponenten und Systeme, Essen, 2003.
- [77] R. Schwarz, U. Bauer, S. Tröster, S. Fritz, M. Muntu, S. Schräßler, M. Weinreuter und C. Maurischat: *ESP II - Fahrdynamik der nächsten Generation*. ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift 11/2003, 2003.
- [78] R. Schwarz, U. Bauer, S. Tröster, S. Fritz und M. Weinreuter: *ESP II - Das erste ESP mit aktivem Lenkeingriff*. Tagung Fahrwerktechnik, Haus der Technik, München, 2003.
- [79] R. Schwarz und P. Rieth: *Global Chassis Control - Systemvernetzung im Fahrwerk*. at-Automatisierungstechnik 51 (2003) 7, Oldenbourg Verlag, 2003.
- [80] R. Schwarz und S. Tröster: *Mehr Fahrsicherheit und Fahragilität durch Systemvernetzung von ESP und elektronisch regelbaren Dämpfern*. Tagung Fahrwerktechnik, Haus der Technik, München, 2003.
- [81] H. Smakman: *Functional Integration of Slip Control with Active Suspension for improved Lateral Vehicle Dynamics*. Delft, Holland, Technische Universität Delft, Dissertation, 2000.
- [82] H.J. Stappen: *Steuer-Reform*. Auto-Motor-Sport 18/2004, 2004.
- [83] R. Streiter: *Synthese eines Fuzzy-Reglers zur variablen Wankmomentenaufteilung in aktiven Fahrwerken*. Diplomarbeit Uni Stuttgart, 1992.
- [84] R. Streiter: *Entwicklung und Realisierung eines analytischen Regelkonzepts für eine aktive Federung*. Stuttgart, Universität Stuttgart, Dissertation, 1996.

- [85] A. Suissa und F. Böttiger: *Drive-by-Wire Regelung*. Technischer Bericht, Forschung und Technik, Daimler-Benz, Stuttgart, 1998.
- [86] O. Öttgen und T. Bertram: *Aktive Beeinflussung des Eigenlenk- und Wankverhaltens eines PKW*. at-Automatisierungstechnik 51 (2003) 7, Oldenbourg Verlag, 2003.
- [87] A. Trächtler: *Anwendungen Querdynamik am Beispiel ESP/aktive Lenkung*. Tutorium AUTOREG 2004, 2004.
- [88] A. Trächtler: *Integrierte Fahrdynamikregelung mit ESP, aktiver Lenkung und aktivem Fahrwerk*. at-Automatisierungstechnik 53 (2005) 1, Oldenbourg Verlag, 2005.
- [89] M. Vilaplana, D. Leith, W. Leithead und J. Kalkkuhl: *Control of sideslip and yaw rate in cars equipped with 4-wheel steer-by-wire*. SAE-P Band P-386 (2004) Seite 143-155, 2004.
- [90] H. Wallentowitz: *Vertikal- / Querdynamik von Kraftfahrzeugen*. Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen Aachen mbH (fka), Aachen, 1996.
- [91] H. Wallentowitz, E. Donges und J. Wimberger: *Die Aktive-Hinterachs-Kinematik (AHK) des BMW 850 CI, 850 CSI*. ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift 94 (1992), 1992.
- [92] S. Wolfsried und W. Schiffer: *Active Body Control (ABC) - das neue aktive Federungs- und Dämpfungssystem des CL-Coupés von DaimlerChrysler*. VDI Berichte Nr. 1494, 1999.
- [93] P. Wolkenstein: *Voll Vernetzt*. mot 1+2/2004, 2004.
- [94] A. van Zanten, R. Erhardt und G. Pfaff: *FDR - Die Fahrdynamikregelung von Bosch*. ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift 96 (1994) 11, 1994.
- [95] A. Zomotor: *Fahrwerktechnik: Fahrverhalten*. Vogel Buchverlag, Stuttgart, 1991.
- [96] Z. Zomotor: *Online-Identifikation der Fahrdynamik zur Bewertung des Fahrverhaltens von Pkw*. Stuttgart, Universität Stuttgart, Dissertation, 2002.

# Lebenslauf

## Magnus Rau

geboren am 07. Juli 1974 in Stuttgart-Bad Cannstatt  
verheiratet mit Katrin Rau

### Schulausbildung

1981 - 1985      Grundschule in Stuttgart-Weilimdorf und Kirchheim/Teck  
1985 - 1994      Ludwig-Uhland-Gymnasium in Kirchheim/Teck

### Zivildienst

1994 - 1995      Betreuung von schwer erziehbaren Kindern und Jugendlichen in der  
Tagesgruppe der Paulinenpflege in Kirchheim/Teck

### Studium

1995 - 2001      Luft- und Raumfahrttechnik-Studium an der Universität Stuttgart  
1997 - 1998      Fachpraktikum bei Dornier Satellitensysteme in Friedrichshafen  
1999              Aufnahme in das DaimlerChrysler Stipendiatenprogramm  
2000              Studienarbeit am Institut für Flugmechanik und Flugregelung der  
Universität Stuttgart  
2001              Praktikum bei Bosch Braking Systems in Farmington Hills, USA  
2001              Diplomarbeit in der Abteilung Fahrzeugsystemdynamik der Daimler-  
Chrysler Forschung und Technologie, Betreuung durch das Institut für  
Statik und Dynamik an der Universität Stuttgart

### berufliche Tätigkeiten

2001 - 2005      Doktorandenvertrag bei der DaimlerChrysler Forschung und Techno-  
logie in der Abteilung Fahrzeugsystemdynamik  
seit 2005        Entwicklungsingenieur bei der DaimlerChrysler Forschung und Techno-  
logie in der Abteilung Fahrzeugsystemdynamik

### Hobbies

Sport              Volleyball, Joggen, Skifahren  
Musik              Klavier und Klarinette