

Von der Fakultät für Maschinenbau und
Wirtschaftsingenieurwesen
der Technischen Universität Graz

Dissertation
zur Erlangung der Würde eines
Doctor technicae (Dr. techn.)

Identifikation der Reifeneigenschaften als Grundlage zur Fahrdynamikbewertung

Vorgelegt von

Dipl.-Ing. Daniel Kollreider

Graz, im Dezember 2009

Begutachtung:

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Wolfgang Hirschberg
Ao. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Manfred Plöchl

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, im Dezember 2009

Daniel Kollreider

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand und wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Graz in Zusammenarbeit mit MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik Graz.

Mein ganz besonderer Dank gilt Herrn Univ.-Prof. Dr.techn. Wolfgang Hirschberg, Vorstand des Institutes für Fahrzeugtechnik, für die fachliche Betreuung und die Förderung dieser Arbeit. Trotz seines persönlichen Engagements am Gelingen dieser Arbeit, ist mir ausreichend Freiraum für eigenverantwortliches und selbständiges Arbeiten gewährt worden. Ich möchte mich für das damit bewiesene Vertrauen bedanken.

Gebührender Dank gilt Dank Herrn Ao. Univ.-Prof. Dr.techn. Manfred Plöchl, Institut für Mechanik und Mechatronik der Technischen Universität Wien, für das Interesse an meiner Arbeit und die freundliche Bereitschaft das Korreferat zu übernehmen.

Herrn Dipl.-Ing. Joachim Ecker von MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik danke ich für die Anregung zu dieser Arbeit und für die fortlaufende, freundschaftliche Unterstützung. Für viele wertvolle Diskussionen und Hilfestellung in jeder Hinsicht bin ich ihm zu großem Dank verpflichtet.

Bei meinen Kollegen/innen bedanke ich mich für das angenehm freundschaftliche Klima am Institut.

Abschließend gilt besonderer Dank meinen Freunden/innen, meiner Familie und besonders meiner Lebensgefährtin Anna Kröppel, die mir im Entstehen dieser Arbeit viel Geduld und Unterstützung entgegengebracht hat.

Graz, im Dezember 2009

Daniel Kollreider

Kurzfassung

Die fahrdynamische Bewertung von Fahrzeugen erfolgt gegenwärtig durch standardisierte subjektive und objektive Methoden und wird zusehends durch modellbasierte Verfahren unterstützt. Letztere erlauben bei genauer Kenntnis der Fahrzeug- und Reifeneigenschaften eine Trennung dieser beiden Einflussfaktoren auf die Beurteilung der Fahrdynamik. Die Reifeneigenschaften werden typischerweise auf Reifenprüfständen ermittelt, die zum Teil erheblichen Streuungen unterliegen und den Kraftschluss zwischen Reifen und Fahrbahn verfälscht abbilden. Diese Arbeit befasst sich mit der Ermittlung der stationären Reifeneigenschaften aus einfachen Fahrmanövern unter Verwendung von Standard-Fahrdynamik-Messtechnik mit dem Ziel, Prüfstands-Messungen zu validieren oder eigenständig Reifendaten zu generieren. Das Manöver der stationären Kreisfahrt bildet dabei die Grundlage der Identifikation der Reifeneigenschaften. Die in dieser Arbeit gezeigten neuartigen Methoden der Datenauswertung ermöglichen auch im hohen Querschleunigungsbereich reproduzierbare Ergebnisse und sind Voraussetzung für eine zuverlässige Bestimmung der Reifeneigenschaften. Ausgehend von den Bewegungsgleichungen eines linearen Einspurmodells und eines Zweispurmodells lassen sich die Achsseitenkräfte und die Radaufstandskräfte im stationären Fahrzeugzustand berechnen. Aus diesen Kräften und aus dem gemessenen Schwimmwinkel können die Reifeneigenschaften in Form eines einfachen Reifenmodells mit physikalischen Parametern durch Optimierungsmethoden auf dem Prinzip der Least-Squares-Approximation bestimmt werden. Zur zuverlässigen Anwendung der Methode ist es notwendig die Einflussgrößen, im Besonderen die Achsaufstandskraft, möglichst breit zu variieren und ein Ausgleichsproblem zu formulieren. Dies wird durch die Veränderung des Beladungszustandes und der Stabilisatorabstimmung erreicht. Die Validierung der Methodik erfolgt sowohl durch die Gegenüberstellung der identifizierten Kennlinien mit Prüfstandsmessungen, als auch durch den Vergleich von Messdaten eines mehrfachen Spurwechsels mit den Ergebnissen einer MKS-Simulation, unter Anwendung des parametrisierten Reifenmodells.

Abstract

Vehicle dynamics are currently tested using standardised subjective and objective methods, which are increasingly supported by model based approaches. The latter allow a separation of factors caused by the properties of the vehicle and by properties of the tyres, if they are known. The properties of the tyres are usually determined on test benches, which are partly subject to variation. As a result, the adhesion between the tyres and the road surface is falsely represented. This thesis deals with the collection of data on the stationary properties of tyres from simple driving manoeuvres using standard vehicle dynamics test methods. Its aim is to validate results from test benches and to independently generate data about tyres. Steady-state skid pad testing forms the basis for the identification of the properties of tyres. The novel methods of data analysis presented in this thesis make it possible to reproduce results during high lateral acceleration and are a prerequisite for the reliable identification of the properties of tyres. Based on the equations of motion of a linear single-track model and a two-track model, the lateral axle forces and vertical tyre forces can be calculated when the vehicle is stationary. The properties of the tyres can be derived from these forces and from the side slip angle in form of a simple tyre model with physical parameters using optimisation methods based on the least-squares approximation principle. To make sure that the method works reliably the influencing variables, particularly the vertical axle force, have to be varied widely and a parameter estimate is used. This is done by changing the load configuration and the anti roll bar setup. The method is validated by comparison with the characteristic curves from test bench measurements, and by comparison of measured data from multiple lane changes with the results of a multi body system simulation using a parameterised tyre model.

Bemerkungen zur Schreibweise

Im Folgenden bezeichnen die Symbole

x	eine skalare Größe,
\mathbf{x}	einen $n \times 1$ Vektor,
\mathbf{X}	eine $n \times m$ Matrix,

wobei m, n beliebig sein können. Die Indizierung eines Symbols x wird nach folgendem Schema festgelegt:

$${}_1x_2^3$$

Darin bezeichnen:

1: Bezugssystem in dem x dargestellt ist. Zum Beispiel:

${}_E x$...	Darstellung im erdfesten Koordinatensystem
${}_V x$...	Darstellung im fahrzeugfesten Koordinatensystem
${}_W x$...	Darstellung im radfesten Koordinatensystem

Wird ein Vektor oder eine Matrix indiziert, beziehen sich alle Einträge auf das angegebene Koordinatensystem.

2: Relativitäts- bzw. Bezugsindex wie zum Beispiel:

f/r	...	an der Vorder- bzw. Hinterachse
$1/2/3/4$...	die jeweilige Reifenposition
$x/y/z$...	in x, y oder z-Richtung

3: Exponent, Transpositionszeichen T oder Inversionszeichen $^{-1}$

4: Zeichen für zeitliche Ableitung, Tilde oder Dach.

Selten benutzte Formelzeichen und Begriffe werden im laufenden Text definiert und erklärt.

Abkürzungen und Formelzeichen

Abkürzungen

ESP	E lektronisches S tabilitäts P rogramm.....	1
ISO	I nternational S tandards of O rganisation	10
TYDEX	T yre D ata E xchange F ormat.....	10
FEM	F inite E lemente M ethode	20
MKS	M ehrkörper S ysteme	20
ABS	A nti B lockier S ystem.....	20
NVH	N oise, V ibration and H arshness	
TMPT	T yre M odel P erformance T est.....	21
FTire	F lexible Ring T ire	24
SWIFT	S hort W avelength I ntermediate F requency T ire	24
CAD	C omputer A ided D esign.....	26
TIME	T ire M easurements.....	32
DIN	D eutsches I nstitut für N ormung.....	35
DOF	D egrees of F reedom	52
CAN	C ontroller A rea N etwork	57
ADMA	A utomotive D ynamic M otion A lyser.....	54
GPS	G lobal P ositioning S ystem	54
DMS	D ehnungsmessstreifen	57
NHTSA	N ational H ighway T raffic S afety A dmistration.....	62

Lateinische Formelzeichen

a	...	Beschleunigung
$a_{1/2}$...	Modellkoeffizienten des Maximalwertes
a_t	...	Tangentialbeschleunigung
a_c	...	Zentripetalbeschleunigung
a_h	...	Horizontalbeschleunigung
$b_{1/2}$...	Modellkoeffizienten der Anfangssteigung
$c_{1/2}$...	Modellkoeffizienten des Sättigungsbereiches

c_S	...	Schlupfsteifigkeit
\hat{c}_α	...	Schräglaufsteifigkeit (Kraftschluss-Schlupfkurve)
c_α	...	Schräglaufsteifigkeit (Seitenkraft-Charakteristik)
c_L	...	Lenkungssteifigkeit
D_v	...	Verlustmodul
dy_0	...	Kurven-Anfangssteigung
E	...	Elastizitätsmodul
e	...	Exzentrizität
E'	...	Speichermodul
E''	...	Verlustmodul
E_v	...	Verlustenergie
F	...	Kraft
f_r	...	Rollwiderstandsbeiwert
g	...	Erdbeschleunigung
h_{CG}	...	Schwerpunktshöhe
I	...	Trägheitstensor
i_S	...	Lenkungsübersetzung
i_K	...	kinematischer Anteil der Lenkungsübersetzung
i_D	...	dynamischer Anteil der Lenkungsübersetzung
k	...	Vektor der Kreisel- und Zentrifugalkräfte
l	...	Radstand
l_f	...	Abstand der Vorderachse zum Fahrzeugschwerpunkt in x-Richtung
l_r	...	Abstand der Hinterachse zum Fahrzeugschwerpunkt in x-Richtung
M	...	Moment
M	...	Massenmatrix
M_H	...	Lenkradmoment
m	...	Fahrzeugmasse
p	...	Vektor der Modellparameter
q	...	Vektor der eingprägten Kräfte und Momente
R	...	Bahnradius
r_S	...	statischer Reifenradius
r_{dyn}	...	dynamischer Abrollradius
S_x	...	Längsschlupf
S_α	...	Querschlupf
T_g	...	Glasübergangstemperatur
T	...	Transformationsmatrix
t_p	...	pneumatischer Nachlauf
v	...	Geschwindigkeit
v_h	...	Horizontalgeschwindigkeit
y_∞	...	Kurven-Endwert
y_{max}	...	Kurven-Maximalwert
z	...	Vektor der verallgemeinerten Geschwindigkeiten

Griechische Formelzeichen

α	...	Schräglaufwinkel
β	...	Schwimmwinkel
β_0	...	Grundschwimmwinkel
β	...	Schwimmwinkel
γ	...	Sturzwinkel
$\Delta\delta$...	Korrektur-Lenkwinkel
$\Delta\beta$...	Differenz-Schwimmwinkel
δ_A	...	Ackermann-Lenkwinkel
δ_H	...	Lenkradwinkel
$\delta_{1/2}$...	Radlenkwinkel, links/rechts
δ_v	...	Verlustwinkel
ε	...	Dehnung
θ	...	Nickwinkel
κ	...	verallgemeinerter Schlupf
λ	...	penalty Parameter
μ	...	Kraftschlusskoeffizient
ν	...	Kurswinkel
σ	...	Spannung
τ	...	Schubspannung
ϕ	...	Wankwinkel
ψ	...	Gierwinkel
ω	...	Winkelgeschwindigkeit

Inhaltsverzeichnis

Eidesstattliche Erklärung	i
Vorwort	ii
Kurzfassung	iii
Abstract	iv
Bemerkungen zur Schreibweise	v
Abkürzungen und Formelzeichen	vi
1 Einleitung	1
1.1 Stand der Technik	1
1.2 Aufgabenstellung	3
1.3 Aufbau und Inhalt der Arbeit	3
2 Reifentechnische Grundlagen	5
2.1 Kraftschlussmechanismen	5
2.1.1 Gummireibung	5
2.1.2 Kraftschlussmechanismen zwischen Reifen und Straße	7
2.2 Reifenkräfte und Momente	10
2.2.1 Longitudinalkräfte (Umfangskräfte)	11
2.2.2 Lateralkräfte (Seitenkräfte) und Rückstellmomente	15
2.2.3 Kombinierte Reifenkräfte	17
2.2.4 Wirkung der Radaufstandskraft	19
2.3 Reifenmodelle	20
2.3.1 Einfache Ersatzmodelle	21
2.3.2 Mathematische Modelle	22
2.3.3 Physikalische Reifenmodelle	24
2.3.4 Detaillierte, nichtlineare räumliche FEM-Modelle	25
2.4 Parametrierung der Reifenmodelle	25
2.4.1 Parametrierung von FEM-Modellen	26
2.4.2 Parametrierung teilphysikalischer, physikalischer Modelle	27

2.4.3	Parametrierung mathematischer Reifenmodelle	27
2.5	Schlussfolgerung	33
3	Fahrdynamische Grundlagen	35
3.1	Koordinatensysteme	35
3.2	Variablen- und Vorzeichendefinition	36
3.3	Einspurmodell	38
3.3.1	Kinematik	40
3.3.2	Bewegungsgleichungen	42
3.3.3	Eingeprägte Kräfte	43
3.3.4	Linearisierte Bewegungsgleichungen	45
3.3.5	Das Einspurmodell bei stationärer Kreisfahrt	46
3.4	Zweispurmodell	48
3.5	MKS - Vollmodell	51
4	Werkzeuge und Methodik zur Parameteridentifikation	53
4.1	Messtechnik	53
4.1.1	Verwendete Sensorik	55
4.1.2	Messdatenaufzeichnung	57
4.1.3	Kompensation der Fehleinbaulage	59
4.1.4	Filterung	60
4.2	Parametrierung der Fahrzeugmodelle	61
4.2.1	Bestimmung der Trägheitsparameter	61
4.2.2	Bestimmung der Lenkungsfunktion	67
4.2.3	Bestimmung der Achskinematik	71
4.3	Stationäre Kreisfahrt als Grundlage der Identifikation	72
4.3.1	Manöverdurchführung	73
4.3.2	Mittelung der Messdaten	74
4.3.3	Charakteristische Kenngrößen	77
4.3.4	Mathematische Approximation der Messdaten	78
5	Identifikation der Reifenparameter	84
5.1	Größen zur Identifikation der Reifeneigenschaften	85
5.1.1	Bestimmung der Schräglaufwinkel	85
5.1.2	Bestimmung der Achs-Seitenkräfte	89
5.1.3	Bestimmung der Radaufstandskräfte	91
5.2	Reifenmodell TM_simple	93
5.2.1	Allgemeines zu TM_simple	93
5.2.2	Stationäre Kreisfahrt, TM_simple	95
5.3	Identifikation der Reifen-Seitenkraftcharakteristik	97
5.3.1	Optimierung der Achs-Seitenkraftkennlinien	98
5.3.2	Berechnung der Kurvenkenngrößen	100
5.3.3	Identifikation der Modellkoeffizienten	100

6	Verifikation der Methodik	107
6.1	Versuchsprogramm	108
6.2	Vergleich der Versuchsreifen	109
6.3	Vergleich von Prüfstandsmessung und Identifikationsergebnisse . . .	113
6.4	Verifikation durch Simulation von dynamischen Fahrmanövern . . .	114
7	Zusammenfassung	116
	Literaturverzeichnis	119
A	Versuchsfahrzeug	132
B	Koordinatentransformation	135

KAPITEL 1

Einleitung

Die Komplexität der Fahrzeuge, im Speziellen auch der Fahrwerke, ist in den letzten Jahren stark angestiegen. Insbesondere durch die Einführung von aktiven Fahrwerkskomponenten (z. B. aktiver Stabilisator, Hinterachslenkung), kombiniert mit Fahrzeugelektronik und Fahrwerksregelsystemen, ist der Beurteilung und dem Vergleich von Fahrzeugen eine besondere Rolle zuzuschreiben. Durch die notwendige Bewertung neuartiger Systeme wie zum Beispiel ESP¹ ist ein neuer Aufgabenbereich der Fahrdynamikbewertung erschlossen worden. Wegen der hohen Kundenansprüche an Fahrkomfort, Fahrdynamik und Sicherheit sind die Fahrzeuge verschiedenster Hersteller einheitlich auf einem sehr hohen Entwicklungsstand. Dies stellt besonders an den Fahrversuch und dessen Interpretation hohe Ansprüche und erfordert neue, verbesserte Methoden.

1.1 Stand der Technik

Auf dem Gebiet der Beurteilung des Fahrverhaltens wurde lange Zeit nur empirisch vorgegangen. Professionelle Testfahrer² beurteilten mit Hilfe von standardisierten Fahrmanövern subjektiv das Fahrverhalten der Fahrzeuge [HB02]. Die subjektive Bewertung spielt auch heute noch eine wichtige Rolle. Problematisch dabei ist jedoch die nicht einheitliche und damit schwer vergleichbare Bewertung der Fahrzeuge durch verschiedene Testfahrer. Dies liegt nicht nur an deren verschiedenen Präferenzen, sondern auch an ihrem unterschiedlichen Erfahrungsschatz. Sogar die Fahrzeugbeurteilung eines einzelnen Fahrers unterliegt oft erheblichen Streuungen.

1 **Elektronisches Stabilitäts Programm**

2 Im Folgenden sind alle personenbezogenen Bezeichnungen geschlechtsneutral zu verstehen.

Später gab es Bemühungen, mit Hilfe der leistungsfähiger werdenden Messsysteme, die Fahrdynamikbewertung zu objektivieren [RH84], [ZBR97a], [ZBR97b], [Sag03], [Sag03]. In aufwändigen Testreihen wurde versucht, eine Korrelation zwischen dem subjektiven Empfinden von Fahrern (professionelle Testfahrer sowie Normalfahrer¹) und messbaren Parametern herzustellen. Mit Korrelationsanalysen wurde mit Hilfe von standardisierten Fahrmanövern nach Parametern gesucht, die das Empfinden des Fahrers ausdrücken und somit eine Beurteilung des Fahrzeuges zulassen [WD78], [MOYS90], [CC98], [LBCG00], [Rie02], [NKS01], [Neu02], [GZKC02], [SK07]. Dabei sind zum Teil zeit- und kostenintensive Manöver entstanden, die nur auf speziellen Fahrdynamikflächen und teilweise aufwändigen Lenkautomaten durchführbar sind.

Neuere Ansätze verfolgen einen modellbasierten Zugang zur Fahrdynamikbeurteilung [Zom02], [MT02], [Mel03], [Kob03], [KLR04], [PHE07], [Pre08]. Dabei werden durch Identifikationsmethoden charakteristische Fahrzeugparameter eines einfachen Simulationsmodells aus Fahrdynamikmessungen identifiziert. Die so parametrisierten Modelle sollen Aussagen über die Fahrdynamik des Fahrzeuges ermöglichen. Der Vorteil dieser Vorgehensweise liegt darin, dass die Parameter im Gegensatz zur korrelativen Methode physikalische Bedeutung haben und die fahrdynamische Abstimmung des Fahrzeuges erleichtern. Das Simulationsmodell gestattet die Extrapolation auf Betriebszustände, die im Fahrmanöver nicht gefahren werden. Das kann durch Vermeidung gefährlicher Fahrmanöver die Sicherheit des Fahrers gewährleisten, aber auch durch Wegfall von Tests die Bewertungsprozedur erheblich verkürzen.

Die fahrdynamischen Eigenschaften sind grundsätzlich durch die Interaktion von Fahrzeug, Reifen, Fahrbahn und nicht zuletzt des Fahrers begründet. Bei der Identifikation der Modellparameter aus den Fahrdynamikmessungen wird nicht zwischen diesen Komponenten unterschieden, weshalb auch die Reifen- und Fahrbahneigenschaften die Beurteilung beeinflussen. Da die Fahrmanöver üblicherweise auf bekannten Fahrdynamikflächen ausgeführt werden, ist der Fahrbahneinfluss bei allen Fahrzeugbeurteilungen mehr oder weniger identisch und spielt somit eine geringere Rolle. Werden die Eigenschaften des Reifens im Simulationmodell berücksichtigt, können die Einflüsse von Fahrzeug und Reifen auf das Fahrverhalten getrennt werden. Dazu müssen die Reifeneigenschaften allerdings genau bekannt sein.

Die Eigenschaften des Reifens werden rechnerisch mit Hilfe von Reifenmodellen beschrieben, welche je nach Modelltyp durch eine gewisse Anzahl an Parametern bestimmt sind. Zum derzeitigen Stand der Technik erfolgt die Parametrierung der Modelle meistens durch Messdaten von so genannten *Reifenprüfständen*. Problematisch dabei ist, dass die Ergebnisse der Reifenprüfstände einer großen Streuung unterliegen und die Realität im unbefriedigenden Maße wiedergeben [Zam95]. Zudem

1 Definition Normalfahrer: entspricht dem Fahrverhalten der Kunden Zielgruppe

sind Reifenprüfstände schwer verfügbar. Aus diesen Gründen besteht Bedarf, die Reifendaten dieser Prüfstände zu validieren, korrigieren oder gegebenenfalls Reifendaten ohne Prüfstand zu generieren. Diese Arbeit nimmt sich dieser Problemstellung an und widmet sich neuen Ansätzen zur Identifikation der Reifeneigenschaften als wesentliche Grundlage zur Fahrdynamikbewertung.

1.2 Aufgabenstellung

Ziel der Arbeit ist es, aus fahrdynamischen Manövern die Parameter eines stationären Reifenmodells zu identifizieren. Die Methodik soll unter Verwendung von Standard-Fahrdynamikmesstechnik funktionieren. Auf die Verwendung spezieller kostenintensiver Sensorik wie Kraftmessräder soll verzichtet werden. Die Manöver sind von Testfahrern ohne Verwendung eines Lenkroboters auszuführen. Für die Validierung steht das Versuchsfahrzeuges Opel Combo 1.6 CNG ecoFLEX zur Verfügung.

Voraussetzung für die Methodik ist, dass die Fahrmanöver auf ebener Fahrbahn ausgeführt werden. Das Fahrzeug muss soweit bekannt sein, dass sich einfache Fahrdynamikmodelle parametrieren lassen. Damit wird die Grundlage geschaffen, die Einflüsse von Fahrzeug und Reifen auf die Fahrdynamikbeurteilung durch die Berücksichtigung der Reifeneigenschaften, in Form eines parametrisierten Reifenmodells zu separieren.

1.3 Aufbau und Inhalt der Arbeit

Im folgenden Abschnitt ist der prinzipielle Ablauf der Methodik und der Aufbau der Arbeit beschrieben. Die Inhalte der einzelnen Kapitel sind hier in der Reihenfolge des Ablaufs der Identifikationsmethodik beschrieben, die in Abbildung 1.1 schematisch dargestellt ist. Zentrales Element der Methodik stellt die Parameteridentifikation als Optimierungsproblem dar. In Kapitel 5 wird die Methodik der Identifikation beschrieben. Grundsätzlich kommt es zu einem Vergleich zwischen den Reifenkräften aus dem Fahrzeugmodell mit denen aus dem Reifenmodell. Dabei werden die Reifenmodellparameter im Zuge einer Optimierung so lange angepasst, bis die Übereinstimmung der Reifenkräfte zufriedenstellend ist.

Die horizontalen Reifenkräfte werden mit einem *mathematischen* Reifenmodell beschrieben. Die Reifenmodelle sind durch Modellparameter bestimmt, die es zu identifizieren gilt. Kapitel 2 behandelt die reifentechnischen Grundlagen, sowie die Reifenmodelle und deren Besonderheiten. Des Weiteren werden die gängigen Methoden zur Parametrierung der Modelle erklärt und deren Problematik aufgezeigt.

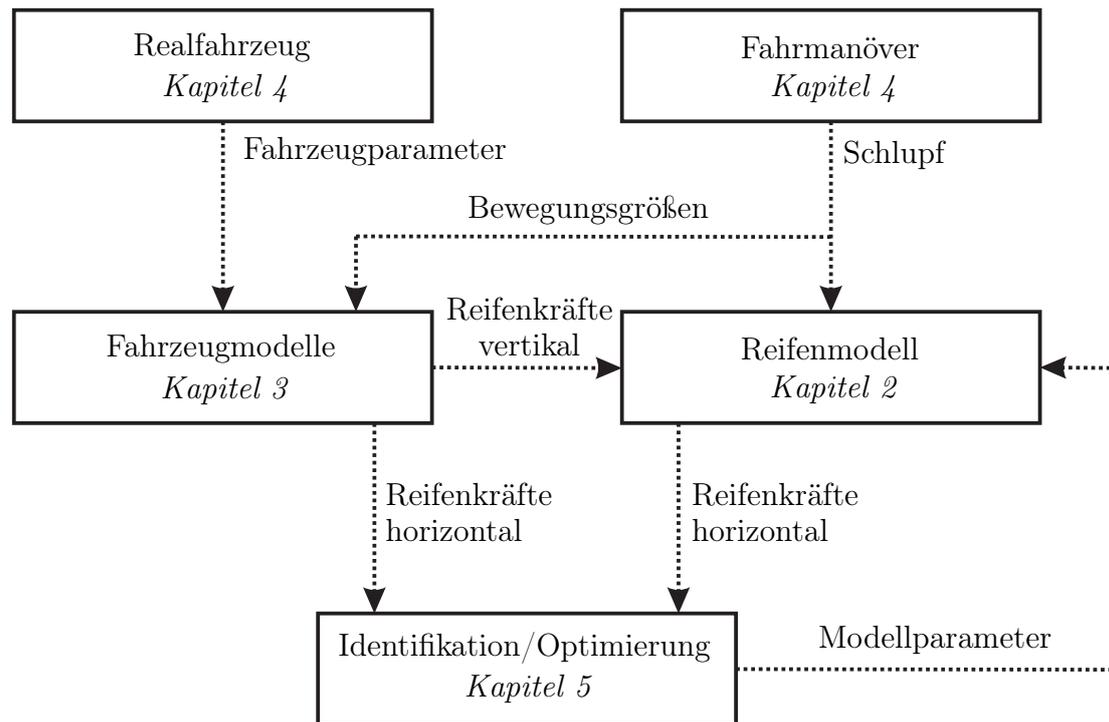


Abbildung 1.1: Aufbau der Identifikationsmethodik

Die zum Vergleich herangezogenen horizontalen Kräfte werden aus den Bewegungsgrößen und den Fahrzeugparametern mit einem einfachen Fahrzeugmodell berechnet. Die fahrdynamischen Grundlagen und die verwendeten Fahrzeugmodelle werden in Kapitel 3 behandelt. Die horizontalen Kräfte lassen sich mit dem bekannten *Einspurmodell* berechnen, welches dazu die vertikalen Reifenkräfte benötigt. Diese werden aus einem *Zweispurmodell* bestimmt. Darüber hinaus wird das zur Verifikation verwendete *Fahrzeug-Vollmodell* in Abschnitt 3.5 beschrieben.

Kapitel 4 beschreibt die verwendeten Werkzeuge und die Methodik der Fahrmanöver, die zur Identifikation herangezogen werden. Hier wird die Parametrierung der Fahrzeugmodelle sowie die Durchführung der benötigten Fahrmanöver gezeigt. In Kapitel 4 wird zudem die verwendete Messtechnik und neuartige Methoden der Messdatenauswertung erklärt.

In Kapitel 6 wird die vorgestellte Methodik am Beispiel unterschiedlicher Reifen validiert. Die Versuchsreifen werden auf ihre Wirkung auf das Fahrverhalten bei stationärer Kreisfahrt, mit Hilfe von charakteristischen Kenngrößen, verglichen. Die Ergebnisse der Identifikation der Reifeneigenschaften werden den Daten, die an einem Flachband-Reifenprüfstand gemessen wurden, gegenübergestellt. Zusätzlich werden die identifizierten Reifendaten anhand der Simulation von dynamischen Fahrmanövern auf ihre Plausibilität überprüft.

Abschließend wird die Arbeit in Kapitel 7 zusammengefasst.

KAPITEL 2

Reifentechnische Grundlagen

Der folgende Abschnitt fasst den Stand der Technik der Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn zusammen. Insbesondere wird auf die Modellierung des Reifens und die Parametrierung der beschriebenen Reifenmodelle eingegangen.

2.1 Kraftschlussmechanismen

2.1.1 Gummireibung

Die Übertragung sämtlicher Kräfte und Momente vom Fahrzeug auf die Straße erfolgt in der Kontaktzone zwischen Reifen und Fahrbahn, dem so genannten *Latsch*. Im Wesentlichen ist die Kraftübertragung durch die adhäsiven und die viskoelastischen Eigenschaften des Gummis geprägt [Moo72], [Vin05]. Beim Reifengrundwerkstoff handelt es sich um vulkanisierte Elastomere. Diese bestehen aus langen Molekülketten (Polymere), die sich untereinander verstricken und zu einem Ball formen. In diesem Zustand gleiten die Polymere voneinander ab. Diese Verbindung hat vorwiegend plastische Eigenschaften.

Durch Einbinden von Schwefel unter Druck und hoher Temperatur, werden die Elastomere miteinander vernetzt. Man nennt diesen Vorgang *vulkanisieren*. Durch das Aufbringen von mechanischen Spannungen werden die verankerten Polymerketten gedehnt und reiben unter Verformung aneinander. Ein Teil der Verformungsenergie kann elastisch wieder zurückgewonnen werden, der andere Teil wird in Wärme umgewandelt. Dieses Phänomen verleiht dem Gummi seine viskoelastischen Eigenschaften.

Die viskoelastischen Materialeigenschaften lassen sich in Form eines einfachen Feder-Dämpfer Modells veranschaulichen, siehe Abbildung 2.1. Bei einer wechselnden Belastung des Materials kommt es zu einer Phasenverschiebung zwischen

Spannung und Dehnung. Dabei ist die Dehnung ε gegenüber der Spannung σ um den Phasenwinkel δ nacheilend. Das Hooke'sche Gesetz

$$\sigma = \varepsilon E^* = \varepsilon(E' + iE'') \quad (2.1)$$

beschreibt diesen Zusammenhang unter Zuhilfenahme des *komplexen Elastizitätsmoduls*. [LHK99],[Gro89],[Gro63].

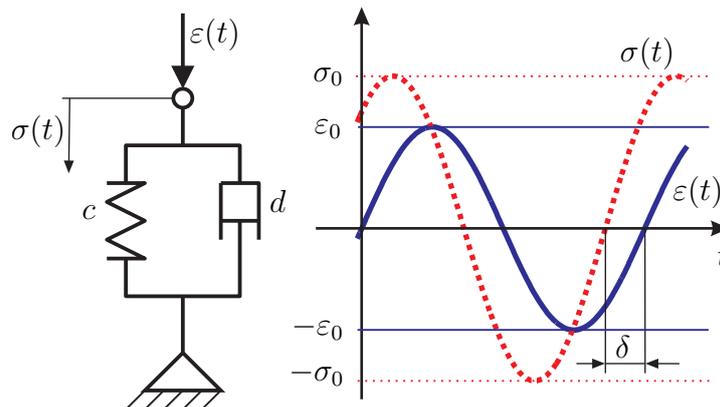


Abbildung 2.1: Feder-Dämpfer-Modell, Zusammenhang zwischen Spannung und Dehnung.

Die wirkende Spannung σ setzt sich aus dem elastischen Anteil E' , dem Speichermodul und aus dem dämpfenden Anteil E'' , dem Verlustmodul, zusammen. Die innere Dämpfung wird durch den Verlustfaktor D_v oder den Verlustwinkel δ_v wie folgt beschrieben, Abbildung 2.2.

$$D_v = \tan \delta_v = \frac{E'}{E''} \quad (2.2)$$

Die *Gummihysterese* ist jener Anteil der Verformungsenergie, der durch innere Reibung in Wärme umgewandelt wird. Die Verlustenergie E_v pro Verformungszyklus entspricht der Ellipsenfläche, die im Spannungs-Dehnungsdiagramm, Abbildung 2.2, je Zyklus eingeschlossen wird. Sie kann durch die Gleichung

$$E_v = \pi E'' \varepsilon_0^2 \quad (2.3)$$

berechnet werden. Der komplexe Elastizitätsmodul eines viskosen Materials ist von den Einflussgrößen Belastungsfrequenz und Temperatur abhängig [WLF55]. Beide üben dabei gegensätzlichen Einfluss aus. Bei niedrigen Frequenzen haben die Molekülketten nach der Verformung genügend Zeit um in den ursprünglichen Zustand zurückzukehren. Dabei wird wenig Energie dissipiert und das Material weist annähernd elastische Eigenschaften auf. Entsprechend der *molekularen Mobilität*, die die Beweglichkeit der Moleküle beschreibt, kann die Molekülkette

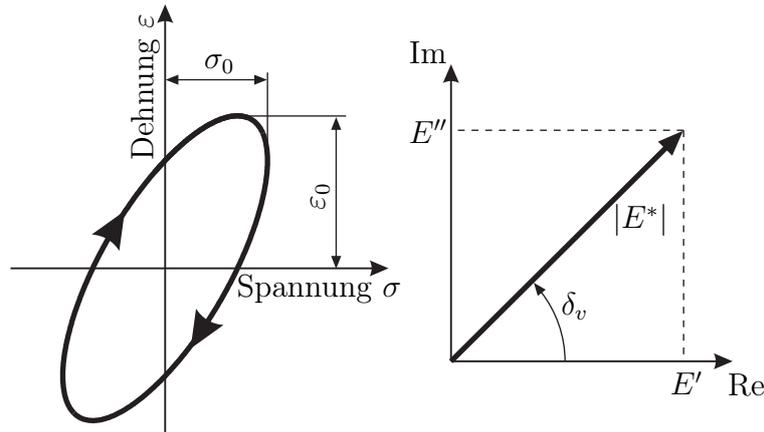


Abbildung 2.2: Gummihysterese und komplexer Elastizitätsmodul.

schnell oder weniger schnell in die Entspannungsposition zurückkehren. Wird die Belastungsfrequenz erhöht und dabei die molekulare Beweglichkeit überschritten, kann sich das Material nicht mehr vollständig entspannen. Dieser Effekt führt zu einer Hysterese im σ - ε -Diagramm. Bei weiterer Steigerung der Belastungsfrequenz versteift das Material und verliert seine Viskosität. Der Gummi versprödet und nimmt glasähnliche Eigenschaften an. In diesem Übergangsbereich weist der Gummi die höchste Viskosität auf. Dieser Bereich ist optimal für die Reifenhaltung, da hier die Hysterese am Größten ist und am meisten Energie dissipiert.

Demnach werden die viskosen Eigenschaften von der Temperatur beeinflusst, die sich auf die molekulare Mobilität auswirkt. Bei tiefen Temperaturen nimmt der Elastizitätsmodul hohe Werte an, bei hohen Temperaturen nimmt der Elastizitätsmodul ab. Im Übergangsbereich weist das Material die höchste Viskosität auf. Die *Glasübergangstemperatur* T_g zieht eine deutliche Grenze zwischen glasähnlichen und elastischen Materialeigenschaften. Unterhalb dieser Temperatur versprödet das Material sehr rasch. Abbildung 2.3 zeigt die Zusammenhänge zwischen Frequenz und Temperatur [Vin05]. Beim Gummi tritt ein umgekehrt proportionaler Zusammenhang zwischen Temperaturanstieg und Belastungsfrequenz auf. Eine Erwärmung des Gummis entspricht demnach einer geringeren Belastungsfrequenz. Dieser Zusammenhang wurde von WILLIAM, LANDEL, FERRY [WLF55] mit einem empirischen Gesetz, dem so genannten *WLF-Gesetz*, beschrieben. Das WLF-Gesetz besagt, dass für jeden Gummiwerkstoff die Glastemperatur mit der Frequenz ansteigt. Die Glastemperatur verschiebt sich zu höheren Temperaturen hin.

2.1.2 Kraftschlussmechanismen zwischen Reifen und Straße

Der Kraftschluss zwischen Reifen und Straße wird im Wesentlichen von zwei Mechanismen geprägt, der *Hysteresereibung* und der *Adhäsion* [KM67], [Fac00]. Die

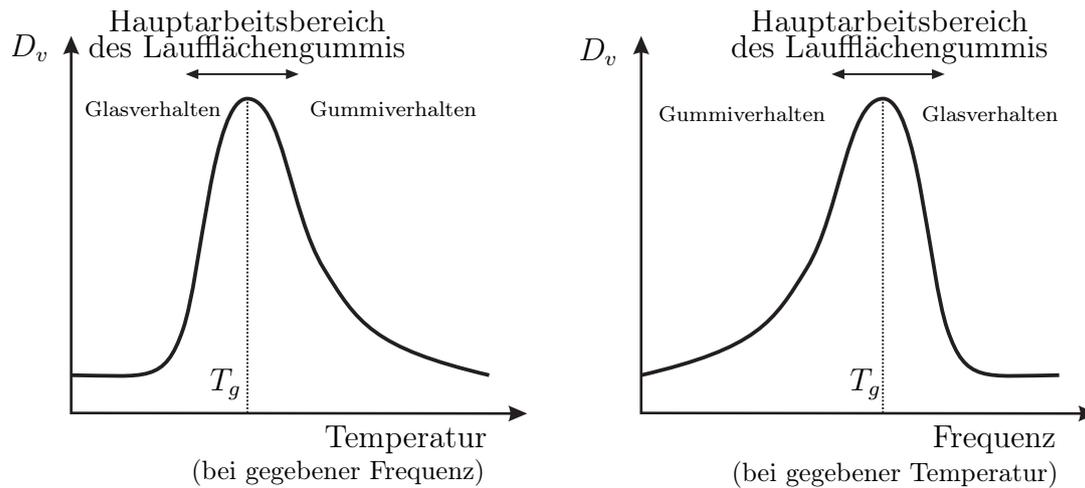


Abbildung 2.3: Verlustfaktor in Abhängigkeit von Temperatur und Anregungsfrequenz.

Hysteresereibung folgt aus der Schwingungsanregung beim Übergleiten der Lauffläche auf der rauen Straßenoberfläche. Der Gummi wird verformt und passt sich der Struktur der Straßenoberfläche an. Die Unebenheiten der Straße nehmen Größen zwischen einem Zentimeter (Makrostruktur) und einem Mikrometer (Mikrostruktur) an [Vin05]. Der Effekt der Hysteresereibung lässt sich am Feder-Dämpfer-Modell in

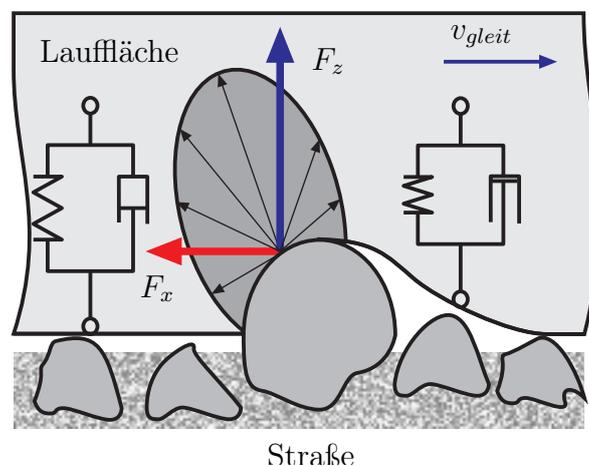


Abbildung 2.4: Modellvorstellung der Hysteresereibung.

Abbildung 2.4 veranschaulichen. Der Block wird beim Übergleiten der Unebenheit gestaucht, kann sich aber aufgrund der Viskosität nicht unmittelbar in die ursprüngliche Form zurück verformen. Die asymmetrische Spannungsverteilung im Gummi erzeugt eine Reaktionskraft F_x , die der Bewegungsrichtung entgegenwirkt.

Die bei niedrigen Gleitgeschwindigkeiten v_{gleit} dominierende molekulare Reibung, *Adhäsion*, ergibt sich aus der Bildung und Zerstörung von molekularen Verbindungen.

dungen. Der Ablauf eines Belastungszyklus ist in Abbildung 2.5 exemplarisch dargestellt und läuft in drei Schritten ab:

Schritt 1: Der Kontakt zwischen Gummi und Oberfläche wird hergestellt. Dabei entstehen molekulare Bindungen (spezifische Adhäsion), aber auch Mikroverklammerungen in Hinterschneidungen (mechanische Adhäsion) [Mun08].

Schritt 2: Durch das Gleiten des Gummiblocks mit der Geschwindigkeit v_{gleit} werden die Molekülketten gedehnt. Durch die viskoelastischen Eigenschaften, modellhaft dargestellt als Feder-Dämpfer-Element, entstehen Tangentialkräfte F_x , die der Bewegungsrichtung entgegengesetzt wirken.

Schritt 3: Letztlich reißt die Molekülkette ab und entspannt sich in ihre ursprüngliche Position. Die dabei verrichtete viskoelastische Arbeit erhöht die Verbindungsenergie abhängig von der Temperatur und der Anregungsfrequenz um den Faktor 100 bis 1000 [Vin05].

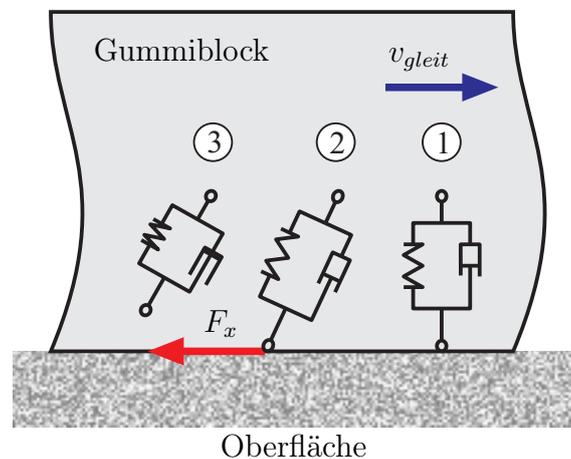


Abbildung 2.5: Modellvorstellung der Adhäsionsreibung

GEYER [Gey72] erweiterte die Theorie und zeigte, dass der Kraftschluss außer Hysterese- und Adhäsionsreibung auch noch aus *Kohäsionsreibung* und *viskoser Reibung* besteht. Schließlich setzt sich die Reibungskraft F gemäß Gleichung (2.4) aus vier Komponenten zusammen. Dabei müssen die Komponenten nicht alle gleichzeitig auftreten, sondern können je nach Umgebungsbedingung mehr oder weniger stark ausgeprägt sein.

$$F = F_{\text{Hysterese}} + F_{\text{Adhaesion}} + F_{\text{Kohaesion}} + F_{\text{Viskose}} \quad (2.4)$$

Viskose Reibung tritt auf, wenn sich zwischen den Reibpartnern ein flüssiges Medium befindet [Mun08]. Der Kraftschluss entsteht durch die auftretenden Scherspannungen in der Flüssigkeit. Im Extremfall des Aquaplanings besteht der gesamte Kraftschluss ausschließlich aus viskoser Reibung. Viskose Reibung ist auf glatten, nassen Fahrbahnoberflächen sowie auf Schnee- und Eisfahrbahnen dominant. Infolge

der Reibungswärme schmilzt der Schnee oder das Eis im Latsch und es entsteht ein dünner Flüssigkeitsfilm zwischen Reifen und Fahrbahn.

Kohäsionsreibung entsteht durch den Verschleiß des Gummis beim Übergleiten von rauen Oberflächen. Dabei entstehen Ablösungen oder Risse im Material. Die zur Schaffung der neuen Oberflächen aufgewendete Energie kann nicht zurückgewonnen werden. Kohäsionsreibung tritt besonders auf abrasiven Oberflächen auf. Ähnliche Effekte treten beim Befahren von Schnee mit profilierten Reifen auf. Dabei wird der Schnee an den Kanten und Lamellen des Reifens zerspannt und Energie dissipiert.

2.2 Reifenkräfte und Momente

Zur Beschreibung der am Reifen wirkenden Kräfte und Momente werden verschiedene Koordinatensysteme eingeführt, die einer Standardisierung unterliegen. TYDEX¹ ist ein Datenaustauschstandard, das speziell für Reifendaten entwickelt wurde [UZ97]. Die im Rahmen von TYDEX, in Anlehnung an die Norm ISO² 8855 [ISO91] definierten Koordinatensysteme, sind in Abbildung 2.6 dargestellt. Es wird zwischen drei Koordinatensystemen unterschieden, die sich hinsichtlich Lage und Orientierung, sowie der Bewegung des Koordinatensystems bei Reifenbewegung unterscheiden [Hei08].

Wheel-Axis-System $\{\mathcal{W}, x_W, y_W, z_W\}$: Das Rechtskoordinatensystem hat den Ursprung im Latschmittelpunkt \mathcal{W} . Die x_W Achse ergibt sich als Schnitt der Reifenzentralebene mit der Fahrbahnoberfläche. Die y_W Achse ergibt sich aus der Projektion der Rotationsachse auf die Fahrbahnoberfläche. Die Achse z_W steht normal auf die Fahrbahn und zeigt nach oben. Das Koordinatensystem bleibt bei Sturz γ senkrecht und schwenkt bei Schräglauf α mit dem Reifen mit. Man spricht von einem horizontierten Koordinatensystem.

Center-Axis-System $\{\mathcal{C}, x_C, y_C, z_C\}$: Der Ursprung von \mathcal{C} ist in der Radmitte. Die y_C Achse geht durch die Reifenzentralebene und ist parallel zur Fahrbahn. Die x_C Achse entspricht der Rotationsachse des Reifens. Die z_C Achse zeigt nach oben und bewegt sich mit dem Reifen mit.

Horizontal-Axis-System $\{\mathcal{H}, x_H, y_H, z_H\}$: Der Ursprung ist in der Radmitte, die x_H Achse ist mit x_C identisch. y_H steht senkrecht auf x_H und ist parallel zur Fahrbahnebene. z_H steht normal auf die Fahrbahn und zeigt nach oben. Das Koordinatensystem \mathcal{H} ist ein zur Fahrbahn horizontiertes Koordinatensystem.

1 **Tyre Data Exchange Format**

2 **International Standards of Organisation**

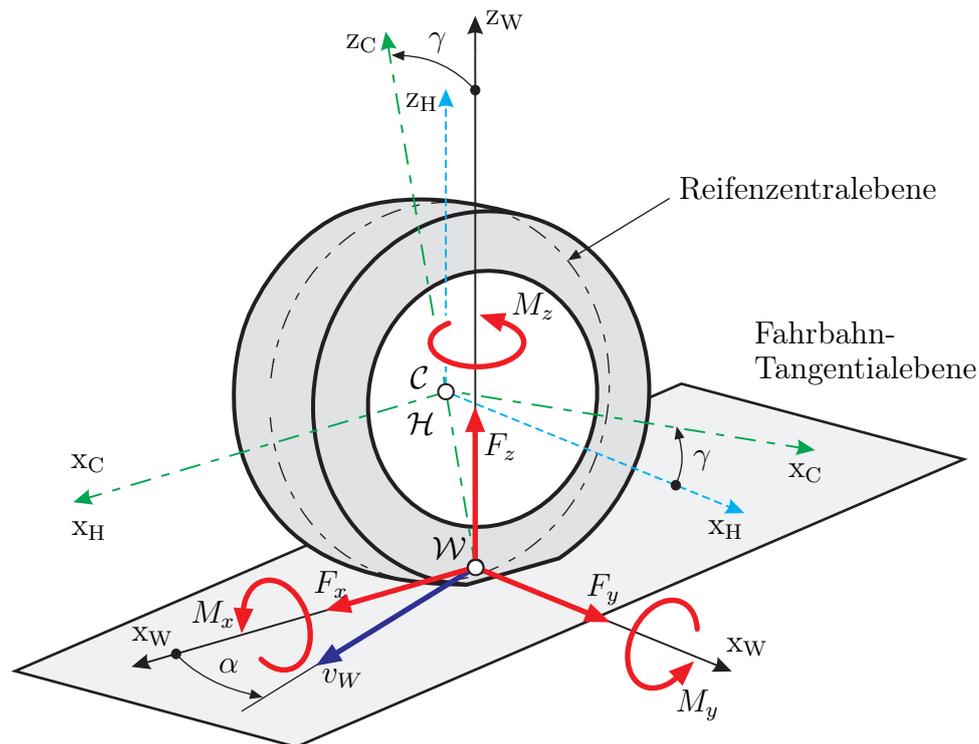


Abbildung 2.6: TYDEX Radachsensysteme, Kräfte und Momente im Radaufstandspunkt.

Die von der Fahrbahn auf den Reifen wirkenden Kräfte und Momente werden bevorzugt im System \mathcal{W} angegeben. Dabei unterscheidet man entsprechend ihrer Richtung Vertikalkräfte F_z , Longitudinalkräfte F_x , Lateralkräfte F_y und die Momente M_x , M_y , M_z um die jeweiligen Achsen.

2.2.1 Longitudinalkräfte (Umfangskräfte)

In Umfangsrichtung des Reifens werden Antriebs- und Bremskräfte sowie Rollwiderstandskräfte übertragen.

Entstehung der Rollwiderstandskraft

Die viskoelastischen Eigenschaften des Laufflächenmaterials bewirken beim rollenden Rad eine asymmetrische Ausprägung der Druckspannungsverteilung p_z im Latsch. Beim Einlaufen in den Latsch wird das Profilelement eingedrückt. Beim Auslauf entspannt sich das Profilelement verlustbehaftet in seine Ausgangslage, wodurch die unsymmetrische Spannungsverteilung entsteht. Daraus resultiert eine

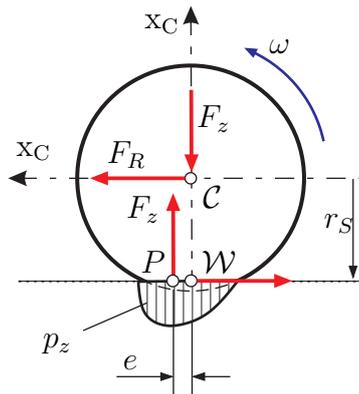


Abbildung 2.7: Entstehung der Rollwiderstandskraft.

Verschiebung e des Angriffspunktes der Radaufstandskraft in Rollrichtung, Abbildung 2.7. Aus dem Kräfte- und Momentengleichgewicht, mit dem statischen Reifenradius r_S und der Radaufstandskraft F_z folgt die Rollwiderstandskraft F_R wie folgt:

$$F_z e = F_R r_S,$$

$$F_R = \underbrace{\frac{e}{r_S}}_{f_R} F_z. \quad (2.5)$$

Hierin wird f_R als Rollwiderstandsbeiwert bezeichnet, der bis zu einer Geschwindigkeit v_x von circa 25m/s konstant ist und bei Personenkraftwagen etwa 1% der Radaufstandskraft beträgt [Mun08].

Entstehung der Antriebs- und Bremskräfte

Durch das Rollen des Rades tritt ein Profiltteilchen beim Einlauf mit der Fahrbahn in Kontakt und wird über die Länge l durch den Latsch gezogen, Abbildung 2.8. Das

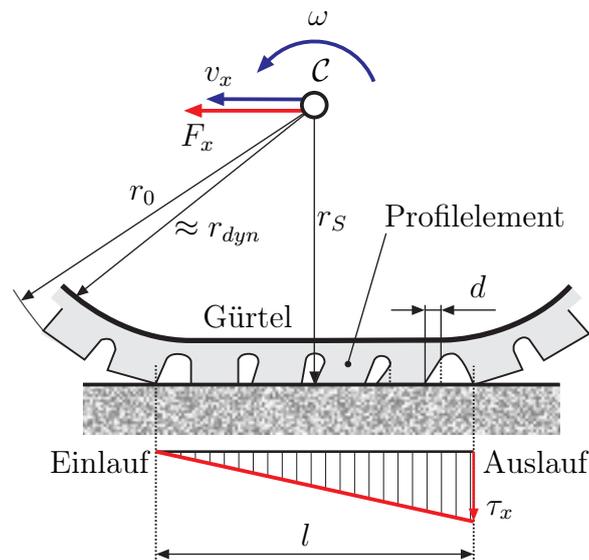


Abbildung 2.8: Idealisierte Schubspannungsverteilung im Latsch.

Profiltteilchen verformt sich dabei und überträgt eine Schubspannung τ_x . Setzt man in erster Näherung lineares Materialverhalten voraus, so ist die Schubspannung τ_x proportional zur longitudinalen Verformung d des Profilelementes und der

spezifischen Steifigkeit c . Für die Schubspannung τ_x gilt der Zusammenhang:

$$\tau_x = c d. \quad (2.6)$$

Die gesamte übertragene Umfangskraft F_x ergibt sich durch Integration der Schubspannung τ_x über die Latschfläche A wie folgt:

$$F_x = \int_A \tau_x \, dA. \quad (2.7)$$

Der in Abbildung 2.8 angenommene lineare Anstieg der Schubspannung ist nur solange gültig, bis die maximal übertragbare Spannung erreicht wird. Diese ist von den Reibpartnern und der Radaufstandskraft abhängig.

Die Übertragung von Reifenumfangskräften ist prinzipiell mit *Schlupf* verbunden. Durch die Deformation der Profilelemente beim Durchlaufen des Latsches und durch das Gleiten der Lauffläche auf der Fahrbahn kommt es zu einer Gleitgeschwindigkeit im Latsch. Sie errechnet sich als die Differenz der aus Winkelgeschwindigkeit ω und dynamischem Abrollradius r_{dyn} gebildeten Umfangsgeschwindigkeit v_0 und der Geschwindigkeit v_x des Radaufstandspunktes. Die auf die Geschwindigkeit v_x bezogene Gleitgeschwindigkeit wird Schlupf S_x genannt. Der Reifenschlupf wird in der Literatur auf unterschiedliche Weise definiert [Pak01]. Exemplarisch ist hier die Längsschlupfdefinition nach PACEJKA [Pac02] angeführt:

$$S_x = \frac{v_x - v_0}{v_x} 100\% = \frac{v_x - \omega r_{dyn}}{v_x} 100\%. \quad (2.8)$$

Für die Schlupfdefinition spielt der dynamische Abrollradius r_{dyn} , auch effektiver Abrollradius genannt, eine wesentliche Rolle. Er kennzeichnet die Lage des Momentanpoles des frei rollenden Rades. Der dynamische Abrollradius ändert sich in Abhängigkeit von der Radaufstandskraft F_Z und der Winkelgeschwindigkeit ω .

Der Schlupf lässt sich in zwei Komponenten aufteilen, zum einen in *Deformationsschlupf* und zum anderen in *Gleitschlupf*. Der Deformationsschlupf hat seine Ursache in der elastischen Deformation der Profilelemente. Dabei tritt keine Relativbewegung zwischen der Lauffläche und der Fahrbahnoberfläche in der Kontaktzone auf. Bei kleinen Schlupfwerten dominiert der Deformationsschlupf, Abbildung 2.9a und die Schubspannung τ_x im Latsch steigt linear an. Nur im Bereich des Reifenauslaufs gleitet die Lauffläche auf der Fahrbahn. Bei zunehmenden Schlupfwerten, Abbildung 2.9b, nimmt das Gleiten zu und der Deformationsanteil wird geringer. Bei Schlupf $S_x = 100\%$, was einem blockierenden Rad entspricht, wird der Deformationsschlupf annähernd null. Nur im Bereich des Reifeneinlaufs tritt ein Deformationsschlupf auf, im restlichen Bereich des Latsches liegt reines Gleiten vor, Abbildung 2.9c. Diese Verhältnisse treten sinngemäß auch bei durchdrehenden Rädern auf.

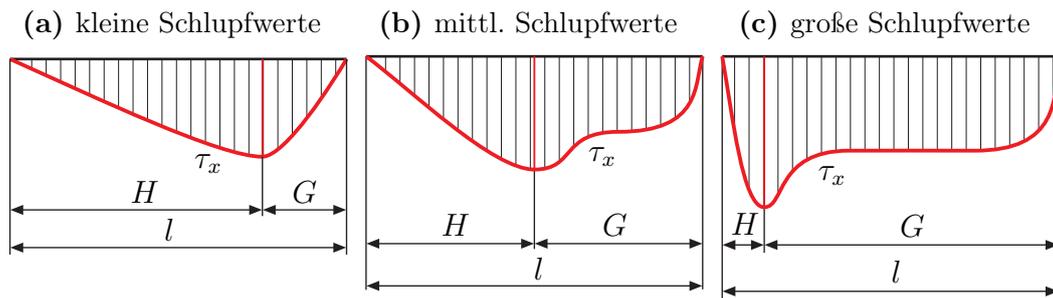


Abbildung 2.9: Umfangskraftverteilung über die Latschlänge bei unterschiedlichen Schlupfwerten. (H: Haftbereich, G: Gleitbereich) [HRW07]

Wird die Umfangskraft auf die Radaufstandskraft bezogen, erhält man den dimensionslosen Kraftschlusskoeffizienten,

$$\mu_x = \frac{F_x}{F_z}. \quad (2.9)$$

Aus dieser Definition ergibt sich die Darstellung der dimensionslosen Kraftschluss-Schlupfkurve nach Abbildung 2.10 für eine konstante Radaufstandskraft F_z .

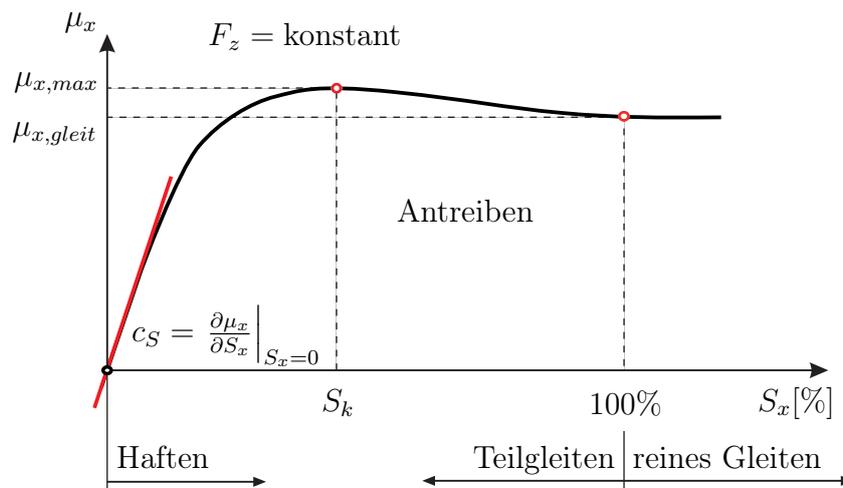


Abbildung 2.10: Kraftschluss-Schlupf Kurve beim Antreiben.

Die Kurve erreicht beim sogenannten *kritischen Schlupf* S_k seinen Maximalwert $\mu_{x,max}$, der nach MITSCHKE [MW04] zirka 10% beträgt. Steigt der Schlupf weiter an, kann der Kraftschluss wieder abnehmen und erreicht bei 100% Schlupf seinen Endwert $\mu_{x,gleit}$. Die Steigung der Kraftschluss-Schlupfkurve bei null Schlupf $S_x = 0$ wird als Schlupfsteifigkeit c_S bezeichnet.

Die Kraftschluss-Schlupfkurve ist üblicherweise unsymmetrisch, wobei der Reifen

beim Antreiben ($S_X \geq 0$) ein höheres Kraftschlusspotential aufweist als beim Bremsen ($S_X \leq 0$). Die Mechanismen der Gummireibung laufen in einer relativ kleinen Kontaktzone im Latsch ab und werden von den Eigenschaften eines unter Innendruck stehenden rotationssymmetrischen Körpers überlagert [Fac00]. Durch die Abplattung der doppelt gekrümmten Oberfläche des Reifens zufolge der Radlast entstehen Schubspannungen die auf die Reifenoberfläche nach außen wirken. Man kann sich diese Vorgänge modellhaft als „Andrücken einer Bürste auf eine ebene Fläche“ vorstellen. Diese *Verebnungsspannung* überlagert sich mit der schlupfinduzierten Schubspannung. Durch die Form der Überlagerung von Schubspannungen kann beim Antreiben das zur Verfügung stehende Haftpotential besser ausgenutzt werden [Mun08].

2.2.2 Lateralkräfte (Seitenkräfte) und Rückstellmomente

Die Prinzipien der Kraftübertragung in Reifenlängsrichtung lassen sich äquivalent auf die Querrichtung übertragen. Durch eine Verdrehung des Reifens gegenüber der Fahrbahn, werden die Profilelemente in lateraler Richtung ausgelenkt. Wie in Abbildung 2.11a dargestellt, treten die Profilelemente beim Reifeneinlauf E mit der Fahrbahn in Kontakt und werden seitlich ausgelenkt bis sie schließlich die Kontaktzone beim Auslauf A wieder verlassen. Der Geschwindigkeitsvektor \mathbf{v}_W schließt mit der Reifenzentralebene den *Schräglaufwinkel* α ein. Für den Schräglaufwinkel gilt

$$\alpha = \arctan \left(\frac{v_y}{v_x} \right) \quad (2.10)$$

mit der Längsgeschwindigkeit v_x und der Quergeschwindigkeit v_y . Bei kleinen Schräglaufwinkeln überwiegt der Deformationsanteil. Die Schubspannung τ_y im Latsch steigt linear an bis die maximal übertragbare Spannung erreicht wird. Die resultierende Lateralkraft F_y greift dabei im Flächenschwerpunkt der Schubspannungsverteilung an. Abbildung 2.11b zeigt, dass vor allem bei kleinem Schräglaufwinkel die Lateralkraft um den Betrag t_p nach hinten versetzt angreift. Man nennt diesen Abstand *pneumatischen Nachlauf*. Durch diesen Hebelarm und die Lateralkraft entsteht ein Moment M_z um die Hochachse z_W , das so genannte *Rückstellmoment* nach Gleichung (2.11). Dieses Moment ist besonders für die Lenkungsrückstellung aus einer Kurvenfahrt, sowie für den stabilen Geradeauslauf bedeutend.

$$M_z = F_y \cdot t_p \quad (2.11)$$

Steigt der Schräglaufwinkel an, wird im Bereich des Reifenauslaufs die maximale Schubspannung überschritten und die Profilteile beginnen zu gleiten. Durch die veränderte Form der Spannungsverteilung wandert der Angriffspunkt der Lateralkraft

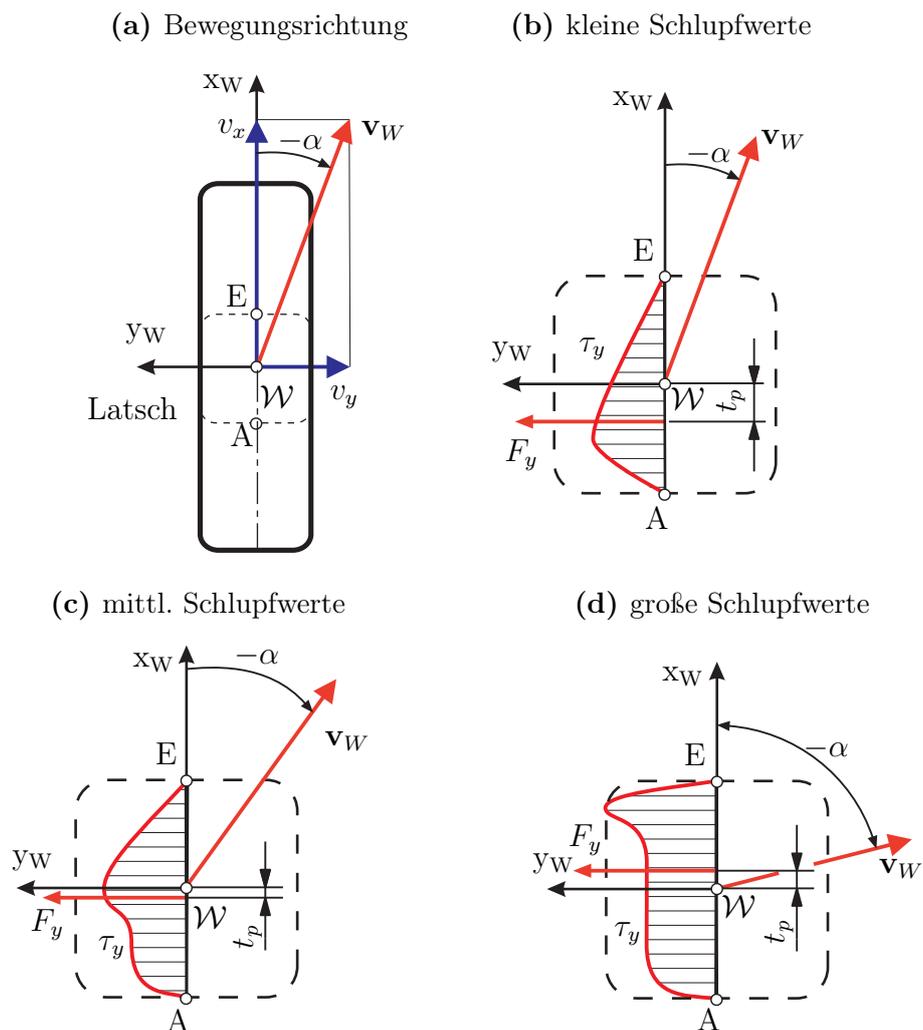


Abbildung 2.11: Entstehung von Lateralkraft und Nachlauf am Reifen bei Schräglauf.

nach vorne und der pneumatische Nachlauf wird kleiner. Nimmt der Schräglaufwinkel sehr große Werte an, haften nur noch die Profilelemente am Latscheinlauf und der Gleitanschlupf dominiert bei der Kraftübertragung.

Der pneumatische Nachlauf kann aufgrund der besonderen Form der Schubspannungsverteilung null werden aber auch sein Vorzeichen ändern. In diesem Fall wird auch das Rückstellmoment gleich null oder ändert sein Vorzeichen [RS86]. Abbildung 2.12 zeigt qualitativ den Verlauf der Kraftschluss-Schräglaufwinkelkurve und den Verlauf des Rückstellmomentes über dem Schräglaufwinkel. Die Kurvencharakteristik ist der Kraftschluss-Schlupfkurve in Längsrichtung sehr ähnlich. Typischerweise ist die Abfallcharakteristik nach dem kritischen Schräglaufwinkel α_k nicht so stark ausgeprägt wie bei der Kraftschluss-Schlupfkurve. Man spricht

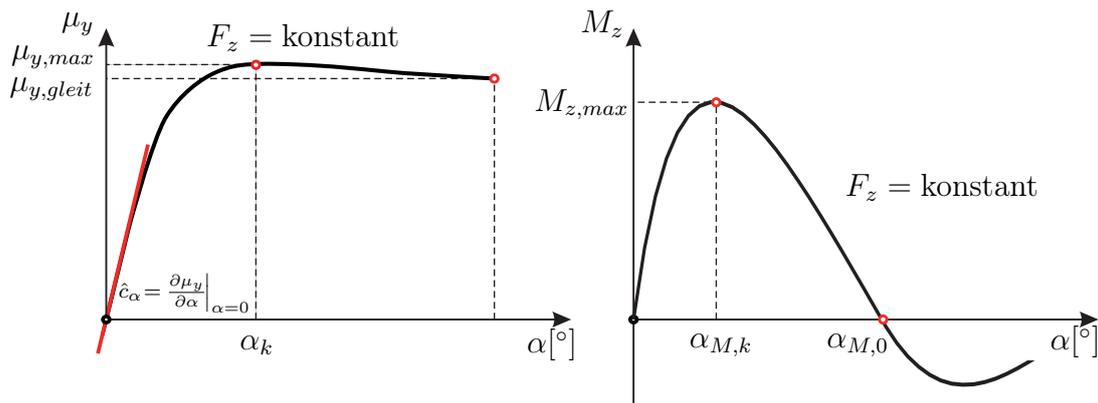


Abbildung 2.12: Kraftschluss-Schräglaufwinkelkurve und Rückstellmoment-Schlupf Kurve.

auch von einer *Sättigungscharakteristik*. Die Anfangssteigung der Kraftschluss-Schräglaufwinkelkurve wird *Schräglaufsteifigkeit* \hat{c}_α genannt.

Die Momentencharakteristik weist bei $\alpha_{M,k}$ ein ausgeprägtes Maximum auf. Das Rückstellmoment fällt bei Steigerung des Schräglaufwinkels ab, bis es bei $\alpha_{M,0}$ null wird. Bei sehr großen Schräglaufwinkeln, wie in Abbildung 2.11d gezeigt, kann das Rückstellmoment negativ werden, wenn der pneumatische Nachlauf sein Vorzeichen ändert.

2.2.3 Kombinierte Reifenkräfte

Durch beschleunigte oder gebremste Kurvenfahrt wird der Kraftschluss des Reifens in zwei Richtungen beansprucht. Die Reibpaarung stellt ein gewisses Haftpotential zur Verfügung, welches in Umfangs- oder in Querrichtung ausgenützt werden kann.

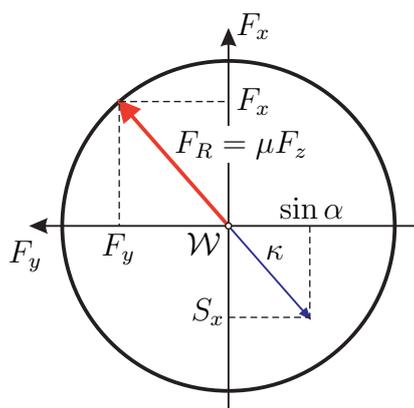


Abbildung 2.13: Kombinierte Längs- und Seitenkräfte

Dabei verringern sich die bei einem bestimmten Schräglaufwinkel α verfügbaren Seitenkräfte F_y beziehungsweise die bei einem bestimmten Schlupf S_x verfügbaren Längskräfte F_y . Die Zusammenhänge lassen sich idealisiert am *Kamm'schen Kreis* [Ris02] in Abbildung 2.13 veranschaulichen. Die resultierende Reibkraft F_R wird durch die als Kamm'scher Kreis bezeichnete Figur begrenzt und kann mittels vektorieller Addition der Kraftkomponenten, entsprechend Gleichung (2.12) berechnet werden. Der Zentralabstand der Figur ist von der aktuellen

Radaufstandskraft F_z und dem Kraftschlusskoeffizienten μ abhängig.

$$F_R = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \leq \mu F_z \quad (2.12)$$

Der *verallgemeinerte Schlupf* κ ergibt sich aus der vektoriellen Addition der Gleitgeschwindigkeitskomponenten in Umfangs- und Querrichtung und zeigt gegen die Richtung der resultierenden Reibungskraft F_R gemäß Gleichung (2.15). Die Gleitgeschwindigkeit $v_{x,gleit}$ in longitudinaler Richtung folgt aus der Definition des Schlupfes nach Gleichung (2.8). Dementsprechend kann die Gleitgeschwindigkeit in lateraler Richtung $v_{y,gleit}$ aus Gleichung (2.10) bestimmt werden. Es gilt dann

$$v_{x,gleit} = \frac{S_x v_x}{100}, \quad (2.13)$$

$$v_{y,gleit} = v_x \tan \alpha, \quad (2.14)$$

$$\kappa = v_x \sqrt{\left(\frac{S_x}{100}\right)^2 + \tan^2 \alpha}. \quad (2.15)$$

Beim realen Reifen wird das Haftpotential nicht durch einen Kreis, sondern durch

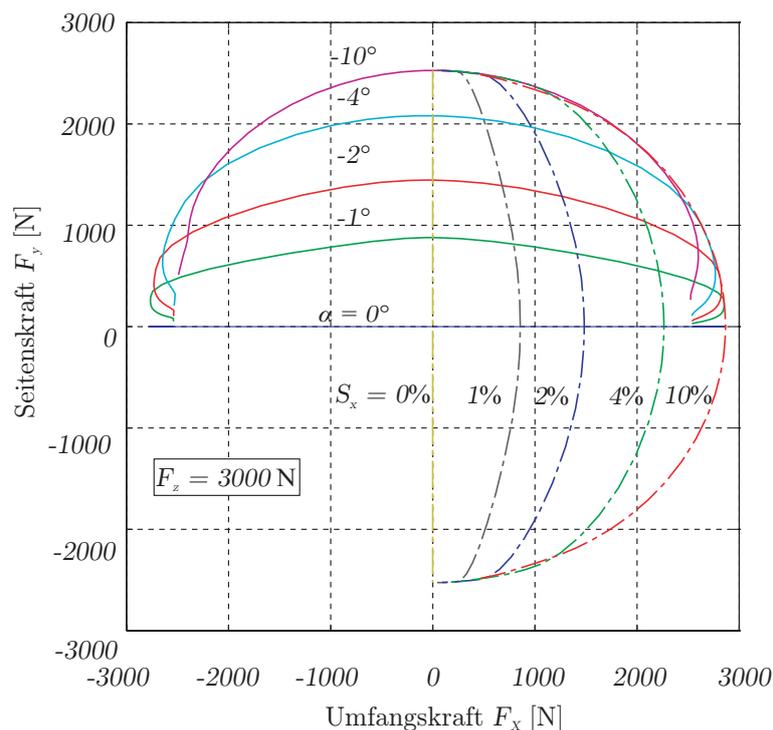


Abbildung 2.14: Umfangs-Seitenkraft-Kennfeld (Krempel-Diagramm) mit den Parametern Schräglaufwinkel und Längsschlupf bei konstanter Radaufstandskraft.

ellipsenähnliche Figuren begrenzt. Dabei ist das Antriebspotential gewöhnlich größer als das Bremspotential (siehe Abschnitt 2.2.1), wodurch die Figuren zum

Koordinatenursprung in Richtung „Antreiben“ verschoben sind. Die Umfangskräfte sind in der Regel größer als die Seitenkräfte, daraus folgt eine Streckung der Figuren in Umfangsrichtung. Der Zusammenhang zwischen Umfangs- und Seitenkraft kann sehr anschaulich in einem Umfangs-Seitenkraft-Kennfeld nach KREMPEL [Kre65], Abbildung 2.14, dargestellt werden. Die Kurvenscharen stellen Linien gleichen Schräglaufwinkels bei variierendem Schlupf oder Linien gleichen Längsschlupfes bei sich änderndem Schräglaufwinkel dar. Dabei ist zu beachten, dass die Darstellung nur für eine bestimmte Radaufstandskraft F_z gültig ist. Dies ist besonders bei der beschleunigten oder verzögerten Kurvenfahrt zu beachten, da die Radaufstandskräfte am Fahrzeug sehr unterschiedlich sein können.

2.2.4 Wirkung der Radaufstandskraft

Die übertragenen Reifenkräfte in Längs- wie auch in Querrichtung stehen in keinem linearen Zusammenhang zur Radaufstandskraft. Die Reifenkräfte zeigen bei Zunahme der Radaufstandskraft ein degressives Verhalten, wie in Abbildung 2.15 am Beispiel der Seitenkraft gezeigt ist. Eine Verdoppelung der Radaufstandskraft F_z führt nicht zu einer Verdoppelung der übertragbaren Seitenkraft F_y . Der Effekt dürfte auf eine stärkere Deformation der Reifenstruktur und der damit verbundenen zunehmenden Inhomogenität der Druckverteilung im Latsch zurückzuführen sein [Amm97]. Dies würde die degressive Charakteristik, die von der Bauweise

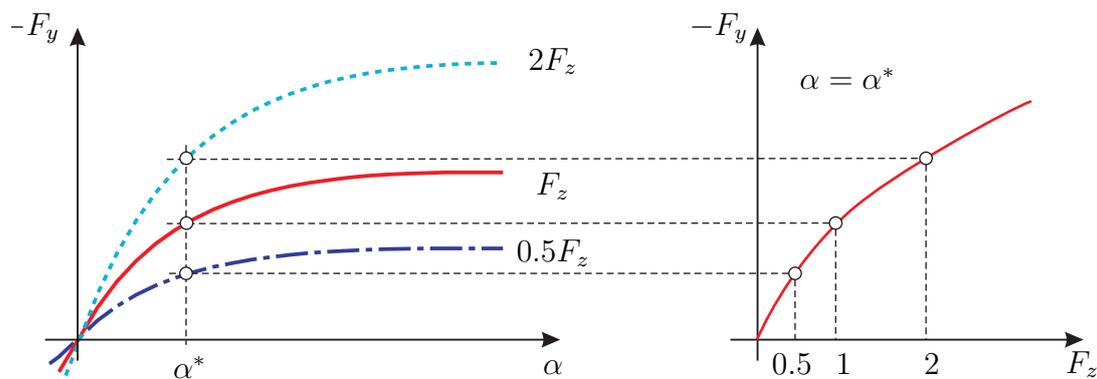


Abbildung 2.15: Degressives Verhalten der Seitenkraft bei verschiedenen Radaufstandskräften.

des Reifens abhängig ist und im Reifenmodell sowie bei dessen Parametrierung reifenspezifisch zu berücksichtigen ist, erklären.

2.3 Reifenmodelle

Reifenmodelle haben die Aufgabe die interessierenden Reifeneigenschaften sowohl qualitativ als auch quantitativ darzustellen. Dabei können sich die Modelle hinsichtlich der abzubildenden Reifeneigenschaft sehr stark unterscheiden. Reifenhersteller sind permanent an der Verbesserung des Reifens interessiert. Ihre primären Interessen liegen in der Untersuchung verschiedener Phänomene wie Kraftübertragung, Reifenfestigkeit und Abrieb bis hin zur Geräuschenstehung. Dementsprechend vielfältig sind die Anforderungen an die Reifenmodelle. Reifenhersteller verwenden häufig FEM¹-Modelle, wobei die Modellierungstiefe zum Teil stark variieren kann. Gemäß der Anforderung an die Berechnung kann vom einzelnen Profilelement bis hin zum gesamten Reifen modelliert werden.

Für Fahrzeugentwickler ist das dynamische Verhalten des Fahrzeuges unter Berücksichtigung des Reifeneinflusses von Interesse. Die detaillierte Untersuchung physikalischer Effekte am Reifen spielt hier oft eine untergeordnete Rolle. Eine wesentliche Anforderung an die Reifenmodelle in der Fahrdynamik ist die geringe Rechenzeit, weshalb detaillierte FEM-Modelle ausscheiden. Vor allem der stark zunehmende Einsatz von Fahrdynamikregelsystemen, wie z. B. ABS², ESP fordert echtzeitfähige Fahrdynamikmodelle. Zum Einsatz kommen vor allem MKS³-Modelle, mathematische Modelle oder modale Modelle.

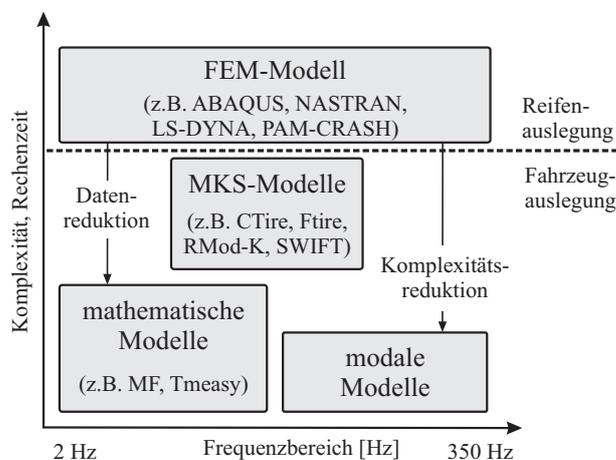


Abbildung 2.16: Einsatzbereich verschiedener Reifenmodelle [Hei08].

Eine grundsätzliche Unterscheidung der Reifenmodelle kann hinsichtlich des untersuchten Frequenzbereiches und der Komplexität (Rechenzeit) des Modells geschehen. In Abbildung 2.16 sind die Einsatzbereiche unterschiedlicher Modellkonzepte abgebildet. In der Praxis wird sich eine genaue Abgrenzung der Einsatzbereiche nicht immer durchführen lassen. Die Auswahl des Modellkonzeptes wird für jeden Anwendungsfall individuell durchgeführt. Um

einen Überblick über die derzeit im industriellen Umfeld verwendeten Reifenmodelle

- 1 **F**inite **E**lemente **M**ethode
- 2 **A**nti **B**lockier **S**ystem
- 3 **M**ehrkörper **S**ysteme

zu erhalten, wurde im Rahmen des TMPT¹ eine besondere Testprozedur mit Hilfe eines Expertenteams entwickelt [LP05], [LPP05]. Ein Vergleich der Ergebnisse verschiedener Reifenmodelle in Kombination mit kommerzieller MKS-Software soll Aufschluss über die Anwendungsbereiche der Reifenmodelle geben. Einen Überblick über mögliche Anwendungen, die aus der Fahrzeug- und Reifenentwicklung entstehen können, bietet Tabelle 2.1. Für die schwer überschaubare Anzahl an

Anwendung	Beispiele für Simulations Anwendung
<i>Fahrzeugentwicklung</i>	Fahrdynamiksimulation (Quer- und Längsdynamik) Fahrzeugstabilität, Sicherheit (Quer- und Längsdynamik) Betriebsfestigkeit, Lastkollektiv (Vertikaldynamik, Quer- und Längsdynamik) Komfortsimulation (Vertikaldynamik)
<i>Reifenentwicklung</i>	Laufleistung - Reifenabrieb NVH-Simulation, Geräuschentwicklung Reifengrip (Trockengrip, Nassgrip, Schnee und Eis) Rollwiderstand, Verluste, Reifentemperatur

Tabelle 2.1: Anwendungen von Reifenmodellen.

Reifenmodellen eine einheitliche Einteilung zu treffen, gelingt aufgrund der vielen Unterscheidungsmerkmale nur schwer. Eine mögliche Einteilung stellt PAKNIA in [Pak01] vor. Er unterteilt die Modelle grob in vier Kategorien, die im Folgenden näher beschrieben werden.

2.3.1 Einfache Ersatzmodelle

Einfache Ersatzmodelle werden in der Regel für sehr spezielle Fragestellungen verwendet. Einfache Kraftgesetze beschreiben den Kraftschluss zwischen Reifen und Fahrbahn. Im einfachsten Fall gilt zwischen der Reifenkraft und der entsprechenden Schlupfgröße ein linearer Zusammenhang entsprechend den Gleichungen (2.16). Kombiniertes Schlupf wird dabei nicht berücksichtigt.

$$F_x = -c_S \cdot S_x \quad (2.16a)$$

$$F_y = -c_\alpha \cdot \alpha \quad (2.16b)$$

Derartige Modelle sind nur im linearen Bereich der Kraftschluss-Schlupfkurve, wie er in Abbildung 2.10 und 2.12 dargestellt ist, gültig. Sie sind einfach parametrierbar

¹ Tyre Model Performance Test

und echtzeitfähig und werden aus diesem Grund bei Fahrdynamikregelungen verwendet. Eine weitere Anwendung findet sich in der Vertikaldynamik im Bereich des „primary ride“¹. Hier sind einfache lineare oder nichtlineare Feder-Dämpfermodelle oft ausreichend.

2.3.2 Mathematische Modelle

Mathematische Modelle sind dadurch gekennzeichnet, dass gemessene Kennfelder durch mathematische Ansatzfunktionen approximiert werden. Diese Ansatzfunktionen weisen dann einer Schlupfgröße die entsprechende Kraftgröße, in Abhängigkeit verschiedener Einflussgrößen zu. Die Modelle sind im Regelfall echtzeitfähig und werden deswegen hauptsächlich in der Fahrdynamik-Simulation und in der Fahrdynamik-Regelung angewendet. Wegen des Einsatzbereiches dieser Reifenmodelle bezeichnet man sie auch oft als *Handlingmodelle*. Handlingmodelle müssen in der Lage sein, zu jedem Zeitschritt der Simulation oder zu jedem Abtastschritt der Regelung die jeweiligen Reifenkräfte und Reifenmomente zu liefern. Die einzelnen Vertreter dieser Kategorie unterscheiden sich im Wesentlichen durch die verwendete Approximationsfunktion. Ziel ist, das charakteristische Verhalten des Reifens durch wenige Parameter möglichst exakt zu beschreiben. Im Folgenden wird auf zwei Vertreter dieser Kategorie näher eingegangen.

Magic Formula Modell

Ein sehr verbreitetes Modell ist das Reifenmodell nach PACEJKA und BAKKER, die so genannte *Magic Formula* [PB92]. Die Modellgrundgleichung (2.17) unterliegt keiner physikalischen Gesetzgebung, sondern ist eine mathematische Approximationsfunktion. Mit Hilfe der Modellgleichungen können stationäre Lateral- sowie Longitudinalkräfte und Reifenmomente um die Hochachse unter Einfluss von Schlupf, Schräglaufwinkel, Sturz und Radaufstandskraft berechnet werden. Die Magic Formula lautet:

$$y(x) = D \sin \{ C \arctan [Bx - E [Bx - \arctan(Bx)]] \} . \quad (2.17)$$

Die Magic Formula erzeugt eine Kurve die punktsymmetrisch zum Ursprung ist, ein Maximum hat und sich horizontal asymptotisch einem Endwert annähert. Um die Kurve vertikal und horizontal zu versetzen, wurden die Shift-Parameter S_V und S_H nach der Vorschrift

$$Y(X) = y(x) + S_V \quad \text{und} \quad x = X + S_H \quad (2.18)$$

¹ Fahrkomfort gekennzeichnet durch große Amplituden und niedere Frequenzen bis ca. 10Hz.

eingeführt. Hier ist Y die Ausgabevariable, die F_x , F_y oder auch M_z sein kann. Die Eingabevariable X kann der Schlupf S_x oder der Schräglaufwinkel α sein.

Die Koeffizienten der Magic Formula lassen eine gewisse physikalische Interpretation

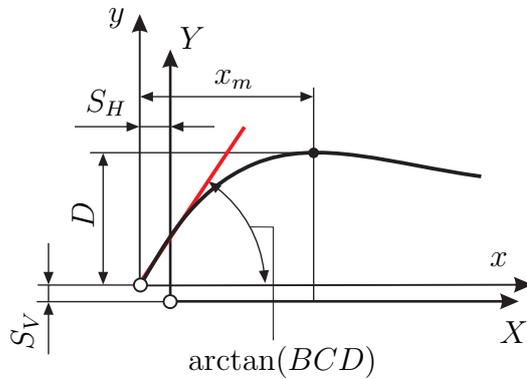


Abbildung 2.17: Magic Formula Koeffizienten [Pac02].

zu. In Abbildung 2.17 ist die Bedeutung einiger Koeffizienten graphisch dargestellt. Der *peak value* D entspricht dem Maximum der Kurve bei der Schlupfgröße x_m . Der *curvature factor* E bestimmt die Krümmung der Kurve beim Maximum und legt gleichzeitig die horizontale Lage des Maximum fest. C wird als *shape value* bezeichnet und bestimmt die grundsätzliche Kurvenform. Der *stiffness factor* B bestimmt als verbleibender Koeffizient die Anfangssteigung der Kurve. Dabei entspricht die Anfangssteigung dem Produkt der Faktoren BCD .

Die Auswirkung von Parameteränderungen auf die Kurvenform beschreibt PACE-JKA in [Pac02] ausführlich. Der vollständige Gleichungssatz des Reifenmodells umfasst 78 Gleichungen. In der neueren Version *DelftTyre* wurde ein physikalisch basierter Ansatz verwendet um den kombinierten Schlupf zu berechnen. Das Rückstellmoment M_z berechnet sich aus dem Produkt des pneumatischen Nachlaufs und der Reifen-Lateralkraft. Der verzögerte Auf- und Abbau der Reifenkräfte bei schnellen Änderungen der Eingangsgröße wird durch lineare und nichtlineare Verzögerungsglieder erster und zweiter Ordnung berücksichtigt.

Reifenmodell TMeasy

Das Reifenmodell TMeasy nach HIRSCHBERG und RILL [HRW07] ist ein semi-physikalisches Modell für niederfrequente Anwendungen im Bereich der Fahr-dynamik. Es verfolgt eine „easy to use“ Strategie und ist durch eine geringe Anzahl an Modellparametern gekennzeichnet. Die Parameter haben großteils physikalische Bedeutung und sind deshalb relativ einfach bestimmbar. Die generalisierte Reifenkraftcharakteristik in Longitudinal- und Lateralrichtung wird durch jeweils zehn Parameter beschrieben. Der degressive Einfluss der Radaufstandskraft wird durch quadratische Funktionen berücksichtigt, die sich auf einfache Weise bestimmen lassen.

Abbildung 2.18 zeigt die Approximationsfunktion für eine bestimmte Schlupfgröße s und deren Parameter. F^M kennzeichnet das Maximum der Kurve, s^M die zugehörige Schlupfgröße. Im Schlupfbereich von null bis s^M ist die Kurve durch eine rationale

Funktion beschrieben. Die Anfangssteigung der Kurve ist dF^0 . Anschließend wird die Kurve durch zwei parabolische Funktionen bis in den Bereich des vollständigen Gleitens s^S weitergeführt. Eine

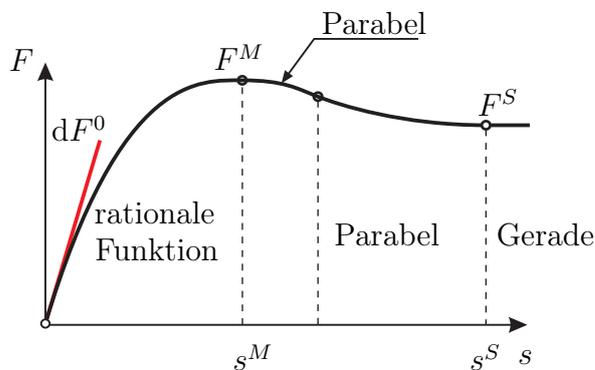


Abbildung 2.18: TMeasy Approximation

waagrechte Gerade nähert den letzten Bereich der Charakteristik an. Ebenso wie bei dem Magic Formula Modell wird das Einlaufverhalten des Reifens durch Verzögerungsglieder erster Ordnung beschrieben. Zur Bestimmung der Zeitkonstante werden allerdings keine zusätzlichen Modellparameter benötigt.

Einen Mischansatz zwischen Magic Formula und TMeasy verfolgt das Reifenmodell `TM_simple` von HIRSCHBERG [Hir09]. Sowohl die

Longitudinal- als auch die Lateral-Charakteristik sind durch nur sechs Parameter bestimmt. Das dynamische Einlaufverhalten, der Sturzeinfluss und unebene Fahrbahnen werden bei diesem Modell vernachlässigt. Das Modell eignet sich für eine einfache grundsätzliche Beschreibung des Reifens und wird in Abschnitt 5.2 zur Identifikation der Reifeneigenschaften verwendet.

2.3.3 Physikalische Reifenmodelle

Physikalische Modelle beschreiben die Phänomene der Kraftübertragung der Profilelemente im Kontaktpunkt detailliert [ES05]. Für die Parametrisierung der Modelle ist eine Messung der Kraftschluss-Schlupfkurve allenfalls zur Verifizierung der Ergebnisse notwendig. Die systembeschreibenden Parameter sind physikalischer oder geometrischer Natur. Die Modelle werden entweder mit einem diskretisierten, starren Gürtel oder einem flexiblen Ring der mittels Feder-Dämpferelementen an die Felge gekoppelt ist kombiniert.

Abbildung 2.19a zeigt die Ankoppelung des starren Gürtels an die Felge am Beispiel des Reifenmodell `SWIFT`¹ von PACEJKA, Abbildung 2.19b zeigt stark vereinfacht die Gürteldiskretisierung beim Reifenmodell `FTire`². Diese Modelle finden in der Fahrdynamik Simulation, aber auch bei „secondary ride“³ Untersuchungen bis hin zur NVH-Simulation ihre Anwendung. Vertreter dieser Gruppe sind zum Beispiel das `SWIFT`-Modell, das Modell System von `RMOD-K` [OF01] oder das Reifenmodell

1 **Short Wavelength Intermediate Frequency Tire**

2 **Flexible Ring Tire**

3 Fahrkomfort gekennzeichnet durch kleine Amplituden und hohe Frequenzen bis ca. 60Hz

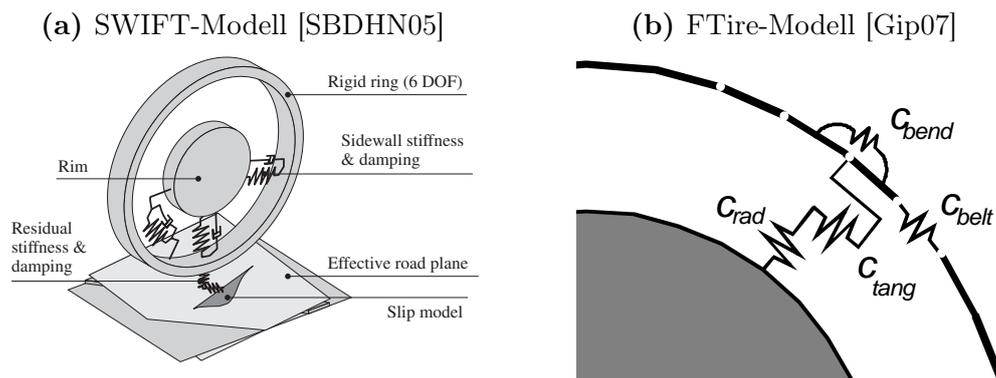


Abbildung 2.19: Schematische Darstellung der physikalischen Reifenmodelle SWIFT und FTire

FTire [Gip09]. Aufgrund der Modellkomplexität sind derartige Modelle zur Zeit noch nicht echtzeitfähig. GIPSER [Gip07] gibt für das Reifenmodell FTire eine Berechnungszeit von 5- bis 20-facher Echtzeit an.

2.3.4 Detaillierte, nichtlineare räumliche FEM-Modelle

FEM-Modelle bilden den Reifen oder das zu untersuchende Reifenelement detailliert als FEM-Struktur ab. Durch die hohe Anzahl an Freiheitsgraden sind solche Modelle rechenaufwändig und für echtzeitfähige Anwendungen aber auch als Handlingmodell kaum brauchbar. Diese Modelle werden vor allem bei der Untersuchung sehr spezieller Fragestellungen verwendet. Mögliche Anwendungen sind die Untersuchung der Kontaktzone zwischen Reifen und Fahrbahn, Vorhersage von Abrieb, Rollwiderstand, Temperaturverteilung, Aquaplaning und Geräuschentwicklung. Das Ziel dabei ist es aufwändige und kostenintensive Versuche durch Simulationen zu ersetzen. FEM-Modelle spielen im Besonderen bei der Reifenentwicklung eine große Rolle, da sie Einblick in die Phänomenologie des Reifens gewähren.

2.4 Parametrierung der Reifenmodelle

Der richtigen Auswahl und Parametrierung der Reifenmodelle kommt mindestens die gleiche Bedeutung zu wie der Eignung des Reifenmodells selbst. Zur Bedatung der Modelle stehen grundsätzlich zwei Möglichkeiten zur Verfügung [RMB08],[Amm05].

- Es können eigene Prozeduren definiert werden. Der Prozess umfasst die Schritte der Prüfstands- und Labormessungen, die Messdatenauswertung (Plausibilitätsüberprüfung) sowie die Parametrierung der Modelle.

- Fertige Datensätze können unter Umständen vom Reifenhersteller bezogen werden.

Dabei ist zu berücksichtigen, dass die Erstellung eigener, brauchbarer Datensätze meistens sehr zeitaufwändig ist und viel Fachwissen benötigt. Nebenbei sind Prüfstände und Laboreinrichtung sehr kostenintensiv. Die Erstellung eigener Datensätze bietet den Vorteil, dass es zu keiner Abhängigkeit gegenüber den Reifenherstellern kommt. Zudem besteht eine genaue Kenntnis über die eigenen Messeinrichtungen, die Anpassungen für den jeweiligen Anwendungsfall zulassen. Bis jetzt sind vereinheitlichte Prüfbedingungen in der Praxis noch kaum umgesetzt, was zu erheblichen Abweichungen der Datensätze unterschiedlicher Hersteller führt. [Zam95]

2.4.1 Parametrierung von FEM-Modellen

Die Parametrierung von FEM-Modellen kann je nach Anwendung sehr unterschiedlich erfolgen. Entsprechend dem Aufbau der Modelle ist der Reifen in seiner Geometrie und seinem Material, sowie der Kontakt zwischen dem Reifen und der Fahrbahn zu parametrieren. Dabei ist die Beschaffung der Geometrieinformation relativ einfach, da sie meistens aus CAD¹-Systemen abgeleitet werden kann. Der Detaillierungsgrad reicht von einfachen, systembeschreibenden Ringmodellen bis hin zur Modellierung der einzelnen Lamellen des Profils. Die Erstellung der FE-Netze anhand der Geometrieinformation erfordert Erfahrung und Fachwissen.

Die Beschaffung der Parameter für die Materialgesetze sämtlicher Reifenwerkstoffe kann sehr aufwändig sein. Der Reifen ist aus verschiedenen Komponenten aufgebaut, die ihrerseits aus unterschiedlichen Materialien bestehen. In Tabelle 2.2 sind die Komponenten eines PKW-Reifens und die zugehörigen Materialien aufgelistet. Je nach Anwendungsfall sind für die verschiedenen Materialien die mechanischen sowie die thermischen Eigenschaften zu bestimmen. Zu den wichtigen mechanischen Eigenschaften zählen Materialsteifigkeit, Materialdämpfung und die Festigkeit des Werkstoffes. Als thermische Eigenschaften sind zum Beispiel die Wärmebeständigkeit und die Glasübergangstemperatur (siehe Abschnitt 2.1.1) zu nennen. Die Parameter der Materialgesetze müssen durch aufwändige Labor- oder Prüfstandsversuche ermittelt werden oder stammen im einfachsten Fall aus Material-Datenblättern.

Der Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn wird durch so genannte Kontaktmodelle beschrieben. Er wird durch *Zwischenmedien* wie z. B. Wasser, Schnee oder Eis wesentlich beeinflusst. Unter Umständen sind die Eigenschaften dieser Zwischenmedien bei der Modellbildung zu berücksichtigen.

1 Computer Aided Design

Reifenkomponente	Material
<i>Laufstreifen</i>	Synthese- und Naturkautschuk
<i>Spulbandage</i>	Nylon, in Kautschuk eingebettet
<i>Stahlcord für Gürtellagen</i>	Hochfeste Stahlcorde
<i>Textilcordeinlage</i>	Rayon oder Polyester (gummiert)
<i>Innenschicht</i>	Butylkautschuk
<i>Seitenstreifen</i>	Naturkautschuk
<i>Kernprofil</i>	Sythesekautschuk
<i>Kern</i>	In Kautschuk eingebetteter Stahldraht
<i>Wulstverstärker</i>	Nylon, Aramid

Tabelle 2.2: Komponenten des Reifens und deren Materialien [Mun08].

2.4.2 Parametrierung teilphysikalischer, physikalischer Modelle

Die Parametrierung kann modellspezifisch sehr unterschiedlich verlaufen. Kommerzielle Anbieter von Reifenmodellen bieten in der Regel Unterstützung bei dieser Aufgabe, indem sie „Parametrierwerkzeuge“ zur Verfügung stellen. Diese Werkzeuge führen Schritt für Schritt durch die einzelnen Phasen der Parametrierung und bieten Unterstützung bei der Datenauswertung und Identifikation der Modellparameter.

Zur Bedatung der Modelle ist eine erhebliche Anzahl an Prüfstandsversuchen notwendig. Eine direkte Messung der Kraftschluss-Schlupfkurven ist dabei nicht unbedingt erforderlich, aber durchaus hilfreich. Der Aufwand der Bedatung ist bei den gängigen Reifenmodellen ähnlich. Die zu bestimmenden Daten setzen sich aus Geometrie- und Materialdaten sowie aus stationären und dynamischen Messungen zusammen. Tabelle 2.3 gibt einen Überblick über die zu bestimmenden Reifenparameter für ein physikalisches Reifenmodell und die jeweiligen Reifentests die üblicherweise durchzuführen sind.

2.4.3 Parametrierung mathematischer Reifenmodelle

Voraussetzung für die Parametrierung der mathematischen Modelle ist die Messung der Kraftschluss-Schlupfcharakteristiken. Diese sind in longitudinaler und lateraler Richtung zu bestimmen. Darüber hinaus muss die Rückstellmomenten-Charakteristik messtechnisch ermittelt werden. Dazu werden Prüfstandsversuche mit dem Ziel durchgeführt, eine möglichst realistische Nachbildung der Rahmenbedingungen des Reifens auf der Fahrbahn zu schaffen.

Geometrie und Material	
<i>Geometrie und Material</i>	Reifen- und Felgendimension Reifenmasse und Trägheitsmomente Profilgeometrie Profilsteifigkeit / Reibung Gürtelkonstruktion und Steifigkeit
Stationäre Tests	
<i>Am stehenden Rad</i>	Vertikale Steifigkeit auf flachem Untergrund Longitudinale und laterale Steifigkeit auf flachem Untergrund Footprint Vertikale Steifigkeit auf Schlagleiste
<i>Am rollenden Rad</i>	Rollradius bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten Umfangs- und Seitensteifigkeit
Dynamische Tests	
<i>Modalanalyse</i>	Eigenfrequenzen Modale Dämpfung Eigenformen
<i>Schlagleisten Tests</i>	Rechteckige Schlagleistentests bei verschiedenen Aufstandskräften

Tabelle 2.3: Anforderung für Reifendaten (Auszug) [Oos03].

Reifenprüfstände

Heute haben sich vier Reifenprüfstands-Grundkonzepte durchgesetzt, die je nach Anwendung gewisse Vor- und Nachteile aufweisen. In Abbildung 2.20 sind diese schematisch dargestellt.

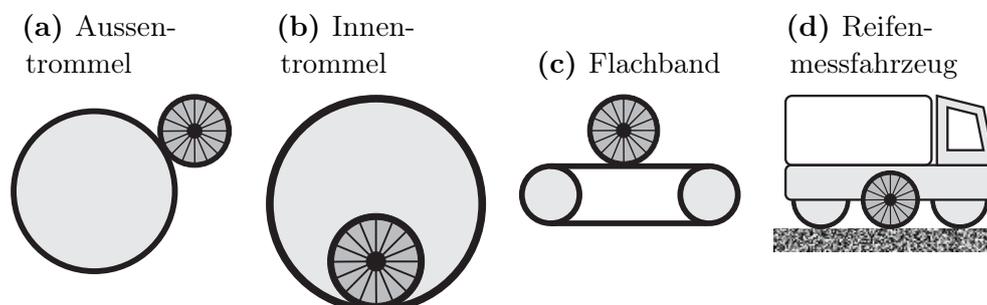


Abbildung 2.20: Grundkonzepte für Reifenprüfstände.

Bei den Trommelprüfständen unterscheidet man Aussentrommelprüfstände 2.20a und Innentrommelprüfstände 2.20b. Der Reifen läuft entweder an der Außen- oder Innenseite einer angetriebenen Trommel, an der unterschiedliche Reibbeläge aufgebracht werden können. Die Reibbeläge sollen möglichst ähnliche Eigenschaften wie die Reibpaarung Gummi-Asphalt aufweisen. Bewährt haben sich Safety-Walk-Beläge mit unterschiedlicher Körnung, aber auch Wolframkarbid-Beschichtungen der Trommel. Durch Antreiben oder Bremsen des zu prüfenden Reifens kann der longitudinale Schlupf eingestellt werden. Eine Drehung des Reifens um seine Hochachse z_W gibt den Schräglaufwinkel vor. Der Sturzwinkel wird durch Drehung des Reifens um die x_W -Achse eingestellt. Die Kontaktzone von Reifen und Trommel kann idealisiert als Kontakt zweier Zylinderflächen beschrieben werden. Auf der Fahrbahn entspricht der Kontakt im Latsch idealisiert dem Kontakt einer Zylinderfläche mit einer Ebene. Aus dieser Diskrepanz folgt, dass am Prüfstand die Druckspannungsverteilung im Latsch nicht optimal nachgebildet ist und dadurch die Ergebnisse verfälscht werden. Trommelprüfstände haben jedoch den Vorteil, dass sie kostengünstig und robust sind. Da die Reibfläche der Trommel im Gegensatz zum Flachbandprüfstand nach Abbildung 2.20c nicht umgelenkt werden muss, ist das Aufbringen unterschiedlicher Reibbeläge wesentlich einfacher. Innentrommelstände bieten durch das Tauschen von Reibbelag-Kassetten die Möglichkeit die Reifeneigenschaften auch bei Nässe, Schnee oder Eis darzustellen [Gna05].

Bei Flachbandprüfständen wird der Reibbelag an einem Band über zwei Rollen umgelenkt, wovon eine angetrieben ist. Als Reibbelag können Schleifbänder mit unterschiedlicher Körnung oder Stahlbänder mit verschiedenen Beschichtungen zum Einsatz kommen. Die Kontaktzone wird realistisch nachgebildet, man muss allerdings Einschränkungen bei Leistung, Steifigkeit und Kosten in Kauf nehmen. Einflussgrößen wie Aufstandskraft, Schräglaufwinkel, Längsschlupf oder Sturz können stationär oder instationär vorgegeben werden.

Bei diesen Prüfständen besteht das Problem, dass die reale Reibpaarung Reifen-Fahrbahn nur durch „künstliche“ Reibpaarungen angenähert werden kann. Reifenmessfahrzeuge bieten die Möglichkeit die Reifeneigenschaften auf realen Straßen und Belägen zu messen. Der zu prüfende Reifen wird als ein Zusatzrad an einem LKW, Bus oder einem schweren Anhänger mitgeführt. Die Messung der Schnittkräfte und -momente kann mit einem Kraftmessrad erfolgen. Zudem besteht die Möglichkeit verschiedene Fahrbahnzustände wie Schnee, Eis, Nässe usw. zu untersuchen. Wechselnde Umgebungsbedingungen wie z. B. Temperatur, Witterung und Fahrbahnbeschaffenheit erschweren die Reproduzierbarkeit der Messergebnisse. Zudem ist der Geschwindigkeitsbereich durch die erreichbare Maximalgeschwindigkeit des Messfahrzeuges eingeschränkt.

Parameter-Approximation

Die Parametrierung der Modelle erfolgt durch *Approximation* der gemessenen Kurven durch eine mathematische Funktion, auch *funktionales Modell* genannt. Ein Optimierungsalgorithmus verändert die Parameter des Modells so lange, bis die Funktion den Messdaten optimal angepasst ist. Unter „optimal“ versteht man die Minimierung einer Zielfunktion, die im Normalfall nach der Methode der kleinsten Fehlerquadrate (*least squares*) gebildet wird. Die Optimierungsalgorithmen stehen zahlreich zur Verfügung und sind in vielen Mathematikprogrammen wie z. B. MATLAB [Mat09] bereits implementiert. Auch hier wird die Parametrierung durch Hilfswerkzeuge der Anbieter von Reifenmodellen unterstützt. Abbildung 2.21

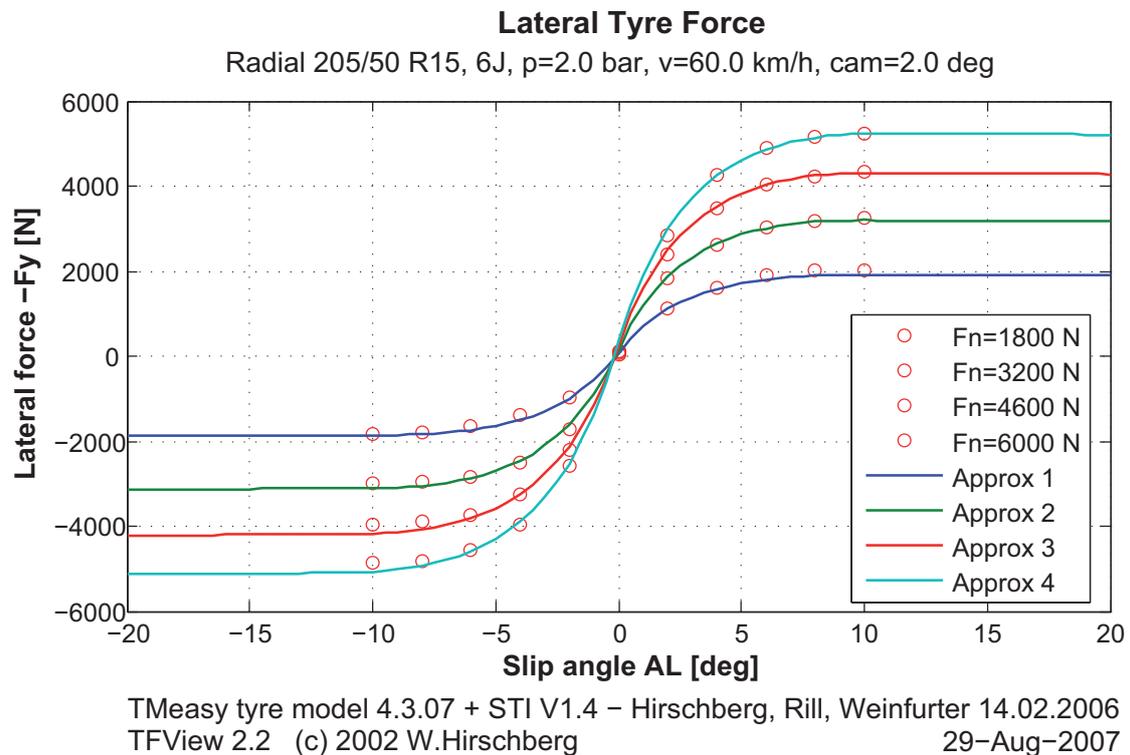


Abbildung 2.21: Approximation der Lateralkraftcharakteristik.

zeigt die Approximation der Lateralkraftcharakteristik mit dem Reifenmodell TMeasy [HRW07]. Die Kreissymbole im Bild repräsentieren die Messungen, die Linien stellen die Approximation bei verschiedenen Radaufstandskräften dar. Die Parametrierung des Modells wird durch das Hilfsprogramm „TFView“ unterstützt.

Problematik bei der Parametrierung

Für die messtechnische Bestimmung der Kraftschluss-Schlupfcharakteristik werden unterschiedliche Prüfstände eingesetzt. Diese Prüfstände weisen zum Teil erhebliche

Unterschiede hinsichtlich Prüfstandskonzept, Reibbelag und Messsystem auf, die in Tabelle 2.4 zusammengefasst sind. Die Messprozeduren können aufgrund nicht exakt

Kriterium	Ausführungen / Varianten
<i>Prüfstands Konzept</i>	Aussen/Innentrommelprüfstand mit unterschiedlichen Radien Flachbandprüfstand Reifenmesswagen
<i>Reibbelag</i>	Safety Walk mit verschiedener Körnung Stahlband beschichtet/unbeschichtet Schleifband mit verschiedener Körnung Wolframkarbid beschichtete Trommel
<i>Messsystem</i>	feste oder mitrotierende Messnaben Messräder Kraftmesskonzepte

Tabelle 2.4: Unterscheidungsmerkmale von Reifenprüfständen

gleich durchführbarer Warmlaufphasen, differenzierender Schlupfdefinitionen oder unterschiedlicher Messdatennachbearbeitungen voneinander abweichen [Zam95]. Die Messverfahren reichen vom punktuellen Anfahren einzelner Betriebspunkte bis zum kontinuierlichen Abtasten des gesamten Parameterraumes.

Aus diesen Gründen weichen die Reifenkennfelder, die auf verschiedenen Prüfständen unter nicht standardisierten Messprozeduren aufgenommen wurden, stark voneinander ab. ZAMOW [Zam95] hat 1995 auf Initiative einer Gruppe europäischer Fahrzeughersteller die Messung des Reifenverhaltens auf unterschiedlichen Prüfständen untersucht. Zum Teil sind erhebliche Differenzen in den Ergebnissen verschiedener Prüfstände aufgetreten, es ist teilweise sogar zu einer Umkehrung der Rangfolge der Reifen auf den einzelnen Prüfständen gekommen. Das bedeutet, dass Parameteränderungen nicht bei allen Prüfständen denselben Effekt hervorrufen. Bei dieser Untersuchung wurde ein Messprogramm von 27 Messungen auf sieben verschiedenen Prüfständen durchgeführt. Relativ einfach sind die statischen Einfederkennlinien zu messen, wo auch die geringsten Streuungen aufgetreten sind. Es konnte dennoch ein Unterschied zwischen den Messungen auf gekrümmter und ebener Kontaktfläche (Trommel- oder Flachbandprüfstand) festgestellt werden. Größere Diskrepanzen haben sich bei der Messung der Umfangs- und Seitenkraftcharakteristik ergeben. Während der Kraftschlusskoeffizient in Umfangsrichtung bei gleichbleibenden Randbedingungen um beachtliche 25% streut, sind es bei dem Kraftschlusskoeffizienten der Seitenkraft bereits 28%. In Tabelle 2.5 sind die Messergebnisse des Versuchs aufgelistet. Die Extremwerte des Kraftschlusskoeffi-

Messung/Prüfstand	A	B	C	D	E	F	G
M21	1,05	1,16	0,98	0,92	0,98	1,00	0,86
M20 $p = 2.5\text{bar}$	1,04	1,20	0,98	0,88	0,98	1,02	0,87
M24 $F_Z = 6\text{Nm}$	0,91		0,91	0,95	0,89	0,92	0,77
M26 $v = 140\text{km/h}$	0,90	1,16	0,94	0,93	0,97	0,89	0,83

Tabelle 2.5: Kraftschlussbeiwerte $\mu_{y,max}$ der Seitenkraft; Vergleich verschiedener Prüfstände A-G bei unterschiedlichen Betriebsparameter.

zienten liegen zwischen 0.77 und 1.2. In Abbildung 2.22 sind die Messergebnisse graphisch dargestellt. Die sich kreuzenden Linien zeigen an, dass eine Veränderung der Prüfparameter nicht bei allen Prüfständen den gleichen Einfluss hat und sich die Rangfolge teilweise umkehrt. Gravierende Unterschiede hat die Messung des Rückstellmomentes ergeben. Zwischen dem minimalen und maximalen Spitzenwert liegt der Faktor 2 bis 2.5. Auch der Schräglaufwinkel, der dem Spitzenwert zugeordnet ist, unterscheidet sich deutlich.

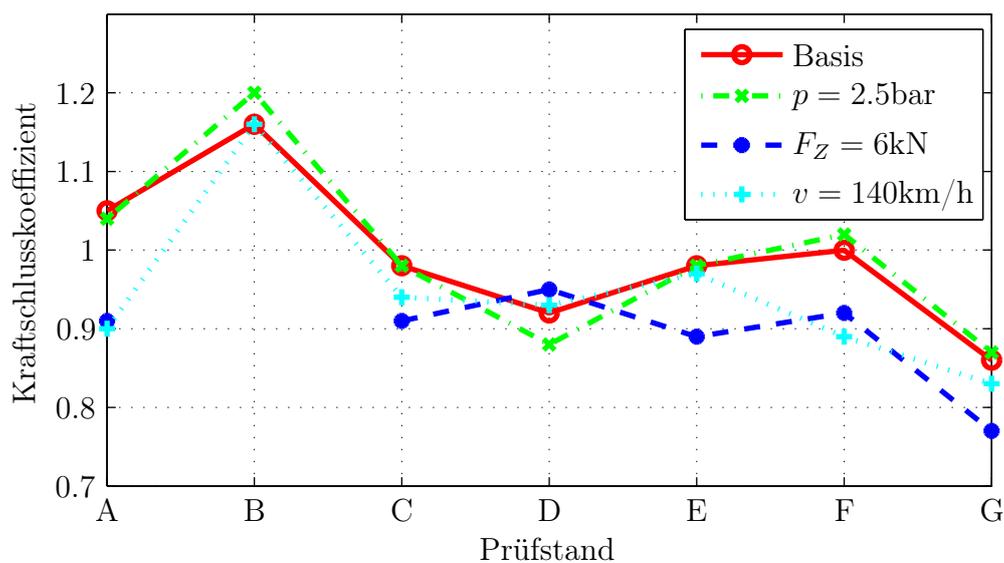


Abbildung 2.22: Kraftschlussbeiwert $\mu_{y,max}$ der Seitenkraft.

Die Ursache für die Abweichungen der Ergebnisse liegt nicht nur bei den unterschiedlichen Prüfständen, sondern auch in der nicht standardisierten Messprozedur. Deshalb wurde das Projekt TIME¹ [Kla99] im Rahmen des EU-Forschungsprogramms

¹ **Tire Measurements**

„Standard, Measurements and Testing“ ins Leben gerufen. Es hatte zum Ziel, auf verschiedenen Reifenprüfständen unter fahrzeugrelevanten Bedingungen, vergleichbare Ergebnisse für das Reifenverhalten bei stationärer Kurvenfahrt zu erzeugen. Messungen am Fahrzeug haben gezeigt, dass unter realistischen Fahrzuständen nur bestimmte Kombinationen der Eingangsgrößen Radaufstandskraft, Sturz und Schräglaufwinkel auftreten. In Abbildung 2.23 sind alle beim Fahrversuch beobachteten Kombinationen zusammengefasst. Die Messprozedur ist so angelegt, dass

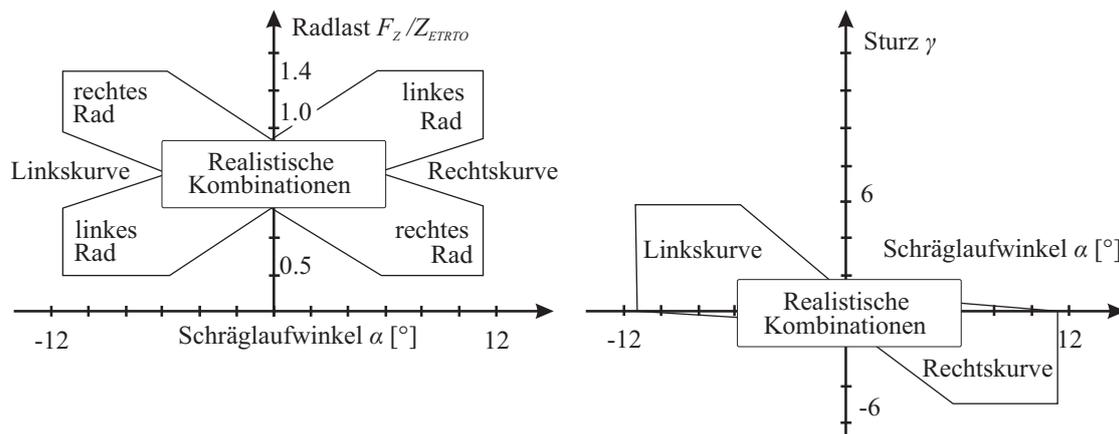


Abbildung 2.23: Realistische Kombinationen der Eingangsgrößen [Kla99].

eine möglichst geringe Anzahl an Messungen im definierten Bereich realistischer Kombinationen (Abbildung 2.23) durchgeführt werden müssen. Durch die verkürzte Messdauer (ca. 20 Minuten) für die Bestimmung eines Reifenkennfeldes [Kla99]) liegen Reifenabrieb und Reifentemperatur ebenfalls in einem realistischen Bereich. Es ist zu beachten, dass die so parametrisierten Reifenmodelle nur für den abgedeckten Bereich gültig sind. Die TIME-Messprozedur ist aufgrund ihres Ablaufes nicht auf allen Prüfständen durchführbar. Die Messprozedur verhindert nicht, dass Messungen auf unterschiedlichen Prüfständen zu unterschiedlichen Ergebnissen führen. Sie stellt lediglich eine Vereinheitlichung des Messablaufes dar, die Unterschiede im Prüfverfahren zumindest dahingehend reduziert.

2.5 Schlussfolgerung

Die Generierung von Reifendaten befindet sich bis heute auf einem unbefriedigenden Entwicklungsstand. Missstände treten bei der Messprozedur, der Vergleichbarkeit der Prüfstände, sowie bei der Korrelation der Reibungsverhältnisse zwischen Prüfstand und Fahrbahn auf. Es gibt zwar Bemühungen den Prüfablauf zu standardisieren, wobei die Methoden in der Praxis aufgrund der Heterogenität der Reifenprüfstände jedoch schwer umsetzbar sind. Bei der Problematik der Übereinstimmung von Daten verschiedener Prüfstände und der Übertragung der Messergebnisse auf

die realen Bedingungen der Fahrbahn, existieren kaum Lösungsansätze. All diese Umstände führen zu inkonsistenten Reifendaten die ohne kritische Betrachtung zu falschen Simulationsergebnissen und in Folge zu Missinterpretationen bei der Bewertung von Fahrzeugen führen können. Die folgenden Ansätze widmen sich dieser Problemstellung und versuchen durch eine neuartige Methode, die Qualität der Reifendaten maßgeblich zu verbessern und eine Vergleichbarkeit zu erzielen.

KAPITEL 3

Fahrdynamische Grundlagen

Die zur Identifikation der Reifeneigenschaften verwendeten Horizontal- und Vertikalkräfte resultieren aus den Bewegungsgleichungen von einfachen Fahrzeugmodellen. Das folgende Kapitel beinhaltet die dazu benötigten fahrdynamischen Grundlagen und beschreibt die Fahrzeugmodelle im Detail. Es werden die in der Fahrdynamik gebräuchlichen Koordinatensysteme erklärt und relevante Größen sowie deren Vorzeichendefinition festgelegt. Darüber hinaus wird das zur Verifikation der Ergebnisse verwendete Vollmodell des Versuchsfahrzeuges beschrieben.

3.1 Koordinatensysteme

Sowohl in der Fahrdynamiksimulation wie auch in der Fahrdynamikmessung ist es sinnvoll, standardisierte Koordinatensysteme zu verwenden. Dies erleichtert nicht nur die Vergleichbarkeit von Simulation und Messung, sondern ermöglicht auch den einfachen Datenaustausch. In der Norm DIN¹ 70000 [DIN94] sind vier kartesische Rechtskoordinatensysteme festgelegt, die in Abbildung 3.1 dargestellt sind.

Ortsfestes Koordinatensystem $\{\mathcal{O}_E, x_E, y_E, z_E\}$: Das erd- (raum-) feste rechtwinklige Rechtskoordinatensystem ist an einen fixen Ort gebunden. Die x_E - und die y_E -Achse liegen in der Horizontalebene (Fahrbahnebene). Die z_E -Achse steht normal auf die Fahrbahn und zeigt nach oben.

Fahrzeuggestes Koordinatensystem $\{\mathcal{O}_V, x_V, y_V, z_V\}$: Das Koordinatensystem hat einen beliebigen Ursprung und ist mit dem Fahrzeug fest verbunden. Typischerweise liegt der Ursprung im Fahrzeugschwerpunkt, oft aber auch in der Mitte der Vorder- oder Hinterachse. Letzteres wird in der Fahrzeugmesstechnik häufig verwendet, da der Koordinatenursprung auf diese Weise weitgehend

1 Deutsches Institut für Normung

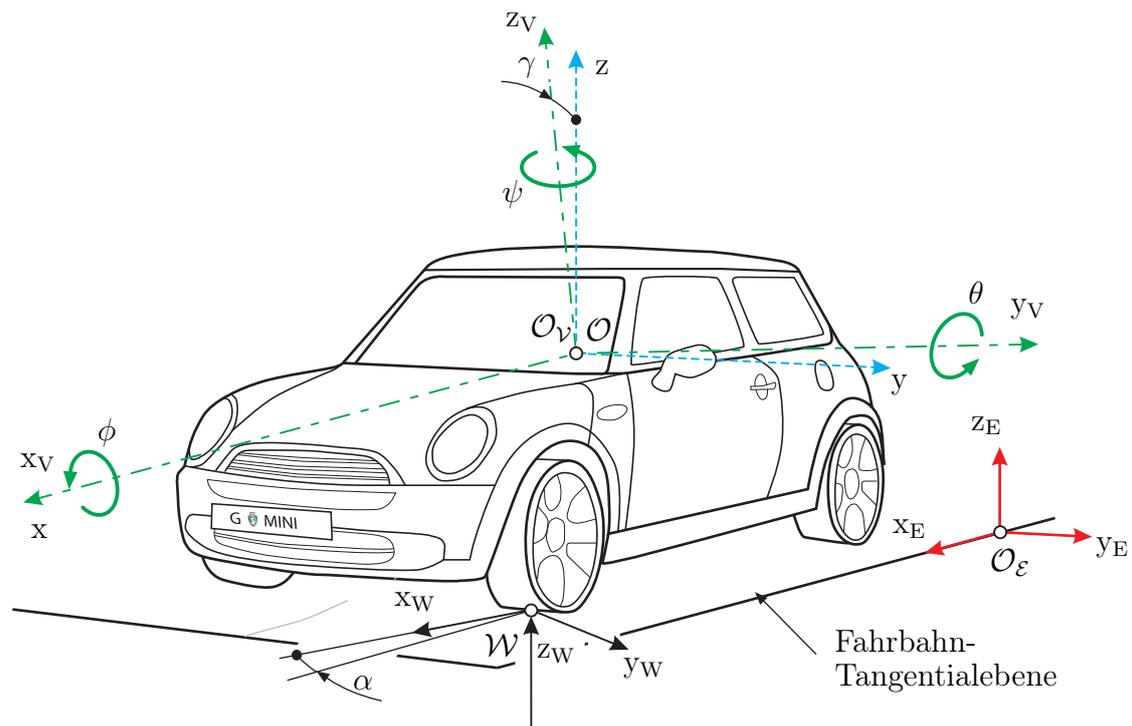


Abbildung 3.1: Koordinatensysteme nach DIN 70000.

unabhängig von der Beladung (Beladung hat Einfluss auf die Schwerpunktlage) ist. In der Norm ISO 15037-1 [ISO98] wird der Koordinatenursprung im halben Radstand der Fahrzeuginnenachse vorgeschlagen. Auch hier ist der Vorteil, dass das Koordinatensystem unabhängig von der Beladung angegeben werden kann. Die x_V Achse ist nach vorne gerichtet und befindet sich in der Fahrzeugmittelebene. Die y_V -Achse zeigt nach links, die z_V -Achse nach oben.

Horizontiertes Koordinatensystem $\{O, x, y, z\}$: Die xy -Ebene liegt parallel zur $x_E y_E$ -Ebene. Die x -Achse ist die Projektion der x_V -Achse auf die $x_E y_E$ -Ebene, die z -Achse zeigt nach oben.

Radfestes Koordinatensystem $\{W, x_W, y_W, z_W\}$: Das radfeste Koordinatensystem entspricht dem Koordinatensystem TYDEX-W. Jedes Rad des Fahrzeuges erhält sein eigenes Koordinatensystem. In Abschnitt 2.2 ist das Koordinatensystem näher beschrieben.

3.2 Variablen- und Vorzeichendefinition

In Abbildung 3.2 sind wichtige Größen zur Beschreibung der Fahrzeugbewegung und deren Vorzeichendefinition dargestellt. Die Darstellung gilt für eine Linkskurve.

Die Bewegungsgrößen und Winkel in Abbildung 3.2 sind laut DIN 70000 positiv dargestellt.

In der Regel werden *Relativkoordinaten* zur Beschreibung der Fahrzeugbewegung verwendet, die im horizontalierten Koordinatensystem $\{\mathcal{O}, x, y, z\}$ angegeben werden. Besondere Bedeutung haben dabei die Längs- oder Fahrgeschwindigkeit v_x , die Quergeschwindigkeit v_y , die Längsbeschleunigung a_x sowie die Querbeschleunigung a_y . Diese Größen sind in Richtung der jeweiligen Achsen x und y gerichtet. Die *Horizontalbeschleunigung* a_h ist die Resultierende aus den Beschleunigungen a_x und a_y . Die *Tangentialbeschleunigung* a_t ist die Komponente der Horizontalbeschleunigung a_h in Richtung der *Horizontalgeschwindigkeit* v_h , die *Zentripetalbeschleunigung* a_c steht normal auf die Horizontalgeschwindigkeit.

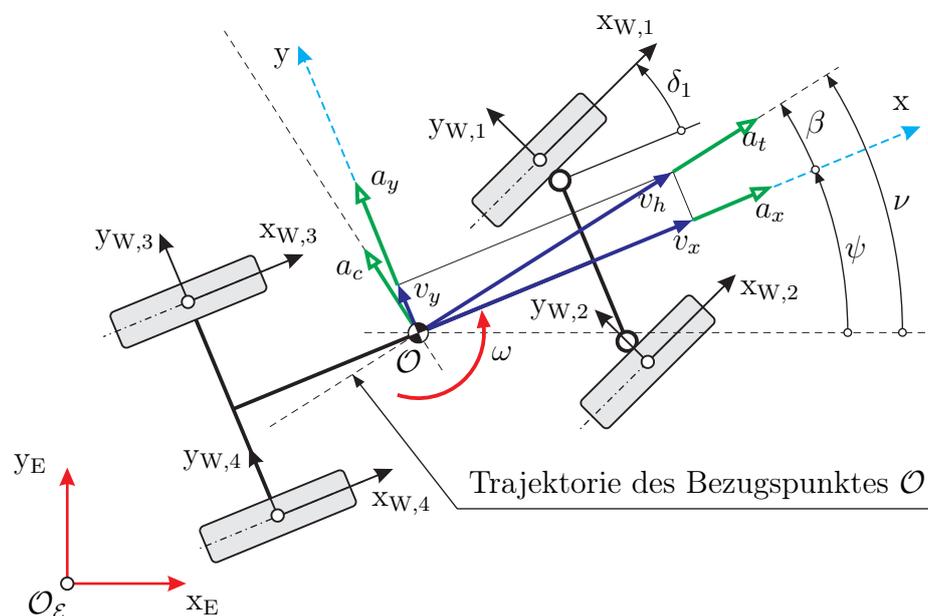


Abbildung 3.2: Wichtige Größen und Vorzeichendefinition nach DIN 70000.

Die drei Fahrzeugwinkel (ψ , θ , ϕ) sind in Tabelle 3.1 definiert. Sie bezeichnen die drei aufeinanderfolgenden Elementardrehungen des erdfesten Koordinatensystems das dabei in das fahrzeugfeste Koordinatensystem übergeführt wird. Die Reihenfolge der Drehungen ist dabei nicht beliebig. Zuerst erfolgt die Drehung um die z_E -Achse mit dem Winkel ψ (*Gieren*), dann die Drehung um die y -Achse mit dem Winkel θ (*Nicken*) und zuletzt die Drehung um die x_V -Achse mit dem Winkel ϕ (*Wanken*). Winkeldrehungen, Winkelgeschwindigkeiten und Winkelbeschleunigungen sind im Sinne der Rechtsschraubregel positiv. Im Folgenden werden die im horizontalierten Koordinatensystem angegebenen Dreh-(Winkel)geschwindigkeiten mit ω bezeichnet. Die Drehgeschwindigkeit ω_x um die x -Achse wird als Wankgeschwindigkeit, die Drehgeschwindigkeit ω_y um die y -Achse wird als Nickgeschwindigkeit bezeichnet. Als Gierrate oder Gierrgeschwindigkeit bezeichnet man die Drehgeschwindigkeit ω_z

Translatorische Bewegungsgrößen			
Geschwindigkeiten		Beschleunigungen	
Längsgeschwindigkeit	v_x	Längsbeschleunigung	a_x
Quergeschwindigkeit	v_y	Querb beschleunigung	a_y
Vertikalgeschwindigkeit	v_z	Vertikalbeschleunigung	a_z
Horizontalgeschwindigkeit	$v_h = \sqrt{v_x^2 + v_y^2}$	Zentripetalbeschleunigung	a_c
		Tangentialbeschleunigung	a_t
Rotatorische Bewegungsgrößen			
Drehwinkel		Drehgeschwindigkeiten	
Gierwinkel	$\psi \quad \angle(x_E, x)$	Giergeschwindigkeit	$\dot{\psi} = \frac{d\psi}{dt}$
Nickwinkel	$\theta \quad \angle(x, x_V)$	Nickgeschwindigkeit	$\dot{\theta} = \frac{d\theta}{dt}$
Wankwinkel	$\phi \quad \angle(y, y_V)$	Wankgeschwindigkeit	$\dot{\phi} = \frac{d\phi}{dt}$
Schwimmwinkel	$\beta \quad \angle(x, v_h)$		
Kurswinkel	$\nu \quad \angle(x_E, v_h)$		

Tabelle 3.1: Bewegung des Fahrzeugaufbaus

um die z -Achse. Der *Schwimmwinkel* β ist der Winkel zwischen der horizontalen Fahrzeuglängsachse x und der Richtung der Horizontalgeschwindigkeit v_h . Er berechnet sich aus den Komponenten der Horizontalgeschwindigkeit entsprechend Gleichung (3.1) zu

$$\tan \beta = \frac{v_y}{v_x}. \quad (3.1)$$

Der *Kurswinkel* ν ist der Winkel zwischen der erdfesten Achse x_E und der Richtung der Horizontalgeschwindigkeit. Er kann aus dem Schwimmwinkel β und dem Gierwinkel ψ wie folgt berechnet werden:

$$\nu = \beta + \psi. \quad (3.2)$$

Der vertikal gemessene Winkel zwischen der Fahrzeuglängsachse x und der Reifenslängsachse x_W wird als *Radlenkwinkel* δ bezeichnet.

3.3 Einspurmodell

Das häufig verwendete *Einspurmodell* ist bereits 1940 von RIEKERT und SCHUNCK erstellt worden [RS40]. Das theoretische Fahrzeugmodell beinhaltet einige Vereinfachungen.

chungen, die jedoch die Analyse der Fahrdynamik vor allem im linearen Bereich unwesentlich beeinflussen. Das lineare Einspurmodell beschränkt sich auf wenige physikalische Parameter und besitzt im allgemeinen Fall drei, im vereinfachten linearen Fall zwei Freiheitsgrade. Bis heute ist es das Basismodell der linearen Fahrdynamiktheorie [Wil98].

Aufgrund der Einfachheit des Einspurmodells gelingt es einen besseren Einblick in die stationären und instationären querdynamischen Eigenschaften des Fahrzeuges zu erhalten. Es können Trendabschätzungen zum Einfluss der modellierten physikalischen Parameter (z. B. Radstand, Masse, Massenträgheit, Reifeneigenschaften) durchgeführt werden. Außerdem besteht die Möglichkeit, Kenngrößen wie z. B. Eigenfrequenz, Dämpfung und Steuertendenz zu bestimmen oder Stabilitätsuntersuchungen durchzuführen. Neben der Fahrdynamik-Untersuchung wird das Einspurmodell auch in der Fahrdynamik-Regelung eingesetzt.

In dieser Arbeit dient das Einspurmodell als Grundlage zur Parameteridentifikation der Reifeneigenschaften. Es werden die zur Parametrierung notwendigen Kenngrößen und Zusammenhänge am Sonderfall der *Stationären Kreisfahrt* aus dem Einspurmodell abgeleitet (vgl. Abschnitt 4.3). Das Einspurmodell in seiner Grundversion beruht auf folgenden Vereinfachungen:

1. Der Schwerpunkt des Fahrzeuges befindet sich auf der Fahrbahnhöhe. Damit beeinflusst die im Schwerpunkt angreifende Zentrifugalkraft nicht die Radaufstandskräfte und es entsteht keine Wankbewegung. Das kurvenäußere und das kurveninnere Rad habe dieselbe Aufstandskraft, womit die beiden Räder an der Vorder- und Hinterachse je zu einem einzelnen zusammengefasst werden können. Die Seitenkräfte werden somit achsweise übertragen. Da auch die Trägheitskräfte der Längsbeschleunigung im Schwerpunkt angreifen, kommt es zu keiner Nickbewegung.
2. Die auftretenden Lenk- und Schwimmwinkel werden als klein betrachtet. Für einen kleinen Winkel λ gilt folgende Linearisierung:

$$\sin \lambda \approx \lambda \quad \text{und} \quad \cos \lambda \approx 1 \quad (3.3)$$

3. Es handelt sich um ein lineares Modell, deshalb wird der Anstieg der Seitenkraft über dem Schräglaufwinkel bis zu $\alpha \leq 4^\circ$ [MW04] als linear angenommen. Die Seitenkräfte an der Vorder- und Hinterachse sind dann durch das lineare Gesetz in Gleichung (2.16) beschrieben (siehe Kapitel 2.3).

Um den Einsatzbereich des Einspurmodells zu erweitern, muss der Detaillierungsgrad schrittweise erhöht werden. So kann beispielsweise das lineare Reifenkraftgesetz durch nichtlineare Reifenmodelle ersetzt werden. Dadurch sind Berechnungen bis in den Grenzbereich der Reifenhaftung möglich. Die Genauigkeit des Fahrzeugmodells bei höheren Anregungsfrequenzen kann durch die Berücksichtigung der instationären Reifeneigenschaften verbessert werden. Im einfachsten Fall wird das

bezeichnen die Abstände der Vorder- und Hinterachse zum Fahrzeugschwerpunkt. R ist der Abstand vom Momentanpol MP zum Koordinaten Ursprung \mathcal{O}_V .

Die Fahrzeugbewegung wird im fahrzeugfesten Koordinatensystem beschrieben, welches hier mit dem horizontalen System zusammenfällt. Die Transformation vom fahrzeugfesten in das ortsfeste Koordinatensystem \mathcal{O}_E erfolgt mit der Transformationsvorschrift nach Gleichung (3.4), mit der Transformationsmatrix \mathbf{T}_{EV} . Die Umkehrung geschieht mit der inversen Transformationsmatrix $\mathbf{T}_{VE} = \mathbf{T}_{EV}^{-1}$ gemäß Gleichung (3.5),

$${}_E\mathbf{v} = \mathbf{T}_{EV} {}_V\mathbf{v}, \quad (3.4)$$

$${}_V\mathbf{v} = \mathbf{T}_{EV}^{-1} {}_E\mathbf{v} = \mathbf{T}_{VE} {}_E\mathbf{v}, \quad (3.5)$$

mit der Transformationsmatrix

$$\mathbf{T}_{EV} = \begin{bmatrix} \cos \psi & -\sin \psi & 0 \\ \sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}.$$

Die Fahrzeugbeschleunigung ${}_E\mathbf{a}$ erhält man durch Ableiten der Geschwindigkeit ${}_E\mathbf{v}$ nach der Zeit bezüglich des ortsfesten Koordinatensystems \mathcal{O}_E . Für die Ableitung gilt:

$${}_E\mathbf{a} = {}_E\dot{\mathbf{v}} = \frac{d}{dt}(\mathbf{T}_{EV} {}_V\mathbf{v}) = \mathbf{T}_{EV} {}_V\dot{\mathbf{v}} + \dot{\mathbf{T}}_{EV} {}_V\mathbf{v}. \quad (3.6)$$

Anschließend muss die Beschleunigung ${}_E\mathbf{a}$ in das fahrzeugfeste Koordinatensystem durch die Transformation

$${}_V\mathbf{a} = \mathbf{T}_{VE} {}_E\mathbf{a} = \underbrace{\mathbf{T}_{VE}\mathbf{T}_{EV}}_{\mathbf{E}} {}_V\dot{\mathbf{v}} + \underbrace{\mathbf{T}_{VE}\dot{\mathbf{T}}_{EV}}_{\tilde{\boldsymbol{\omega}}} {}_V\mathbf{v} \quad (3.7)$$

rücktransformiert werden. Gleichung (3.7) kann mit der Einheitsmatrix \mathbf{E} und der schiefsymmetrischen Matrix $\tilde{\boldsymbol{\omega}}$, mit deren Hilfe das Kreuzprodukt als Matrixprodukt ausgedrückt werden kann, vereinfacht werden.

$$\text{Mit } \tilde{\boldsymbol{\omega}} = \begin{bmatrix} 0 & -\omega_z & \omega_y \\ \omega_z & 0 & -\omega_x \\ -\omega_y & \omega_x & 0 \end{bmatrix} \quad \text{aus } \boldsymbol{\omega} = \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} \quad \text{gilt dann}$$

$$\boldsymbol{\omega} \times {}_V\mathbf{v} = \tilde{\boldsymbol{\omega}} {}_V\mathbf{v}. \quad (3.8)$$

Im einfachen Fall des ebenen Einspurmodells mit der Vereinfachung, dass weder

Wanken noch Nicken auftritt, gilt für die Winkelgeschwindigkeit $\boldsymbol{\omega}$:

$$\boldsymbol{\omega} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \omega_z \end{bmatrix} \quad \text{daraus folgt} \quad \tilde{\boldsymbol{\omega}} = \begin{bmatrix} 0 & -\omega_z & 0 \\ \omega_z & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}. \quad (3.9)$$

Durch Einsetzen der Einheitsmatrix und $\tilde{\boldsymbol{\omega}}$ nach Gleichung (3.9) in die Gleichung (3.7), erhält man schließlich die Schwerpunktsbeschleunigung ${}_V\mathbf{a}$ in fahrzeugfesten Koordinaten gemäß

$${}_V\mathbf{a} = {}_V\dot{\mathbf{v}} + \tilde{\boldsymbol{\omega}}{}_V\mathbf{v} = {}_V\dot{\mathbf{v}} + \boldsymbol{\omega} \times {}_V\mathbf{v} \quad \text{und in Komponentendarstellung}$$

$${}_V\mathbf{a} = \begin{bmatrix} \dot{v}_x \\ \dot{v}_y \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \omega_z \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{v}_x - \omega_z v_y \\ \dot{v}_y + \omega_z v_x \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (3.10)$$

Die Winkelbeschleunigung ${}_V\boldsymbol{\alpha}$ ergibt sich hier einfach aus der zeitlichen Ableitung der Winkelgeschwindigkeit ${}_V\boldsymbol{\omega}$. Es gilt dann:

$${}_V\boldsymbol{\alpha} = \frac{d}{dt}({}_V\boldsymbol{\omega}) = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\omega}_z \end{bmatrix}. \quad (3.11)$$

3.3.2 Bewegungsgleichungen

Die Bewegungsgleichungen des Einspurmodells lassen sich einfach anhand der Formalismen von NEWTON und EULER aufstellen. Im Fahrzeugschwerpunkt CG kann der Schwerpunktsatz (3.12) und der Drallsatz (3.13) wie folgt formuliert werden:

$$m_V\mathbf{a} = \sum_V \mathbf{F} = \begin{bmatrix} F_{x,r} + F_{x,f} \\ F_{y,r} + F_{y,f} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (3.12)$$

$$I_{zzV}\boldsymbol{\alpha} = \sum_V \mathbf{M} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ F_{y,f} l_f - F_{y,r} l_r \end{bmatrix}. \quad (3.13)$$

Die auf das Fahrzeug wirkenden Kräfte sind in Abbildung 3.3 in den jeweiligen Achskoordinatensystemen dargestellt.

Mit der Beschleunigung ${}_V\mathbf{a}$ nach Gleichung (3.10) und der Winkelbeschleunigung

${}^V\boldsymbol{\alpha}$ nach Gleichung (3.11) lauten die allgemeinen Bewegungsgleichungen im fahrzeugfesten Koordinatensystem:

$$\underbrace{\begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & I_{zz} \end{bmatrix}}_{\mathbf{M}} \underbrace{\begin{bmatrix} \dot{v}_x \\ \dot{v}_y \\ \dot{\omega}_z \end{bmatrix}}_{\dot{\bar{\mathbf{z}}}} = \underbrace{-m \begin{bmatrix} -\omega_z v_y \\ \omega_z v_x \\ 0 \end{bmatrix}}_{\mathbf{k}} + \underbrace{\begin{bmatrix} F_{x,f} + F_{x,r} \\ F_{y,f} + F_{y,r} \\ F_{y,f}l_f - F_{y,r}l_r \end{bmatrix}}_{\mathbf{q}}. \quad (3.14)$$

Es bezeichnen:

- \mathbf{M} ... Massenmatrix
- $\dot{\bar{\mathbf{z}}}$... Verallgemeinerter Geschwindigkeitsvektor
- \mathbf{k} ... Vektor der Kreisel- und Zentrifugalkräfte
- \mathbf{q} ... Vektor der eingepprägten Kräfte und Momente

3.3.3 Eingepprägte Kräfte

Unter der Annahme, dass kleine Schräglaufwinkel auftreten, können die Reifenseitenkräfte durch lineare Kraftgesetze angenähert werden. Beim PKW-Reifen sind diese Annahmen bis zu einem Schräglaufwinkel von $|\alpha_{f,r}| \leq 4^\circ$ zulässig [MW04]. Die Reifenkräfte in den Achskoordinatensystemen sind dann:

$${}^F F_{y,f} = -c_{\alpha,f} \alpha_f \quad \text{im Achskoordinatensystem } \mathcal{O}_F \quad \text{und} \quad (3.15)$$

$${}^R F_{y,r} = -c_{\alpha,r} \alpha_r \quad \text{im Achskoordinatensystem } \mathcal{O}_R. \quad (3.16)$$

Für die vorzeichenrichtige Berücksichtigung der Reifenseitenkräfte steht in Gleichung (3.15) und (3.16) das negative Vorzeichen vor der Schräglaufsteifigkeit $c_{\alpha,f}$ und $c_{\alpha,r}$.

Hinterachse

Der Schräglaufwinkel α_r ist der vertikal gemessene Winkel zwischen dem Geschwindigkeitsvektor \mathbf{v}_r an der Hinterachse und der Reifenlängsachse x_R und berechnet sich wie folgt:

$$\alpha_r = \arctan \left(\frac{{}^R v_{y,r}}{{}^R v_{x,r}} \right) = \arctan \left(\frac{{}^V v_{y,r}}{{}^V v_{x,r}} \right). \quad (3.17)$$

Für die Geschwindigkeit \mathbf{v}_r gilt der Zusammenhang:

$${}^R \mathbf{v}_r = {}^V \mathbf{v}_r = {}^V \mathbf{v} + \boldsymbol{\omega} \times {}^V \mathbf{r}_r = \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \omega_z \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} -l_r \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} v_x \\ v_y - \omega_z l_r \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (3.18)$$

Damit folgt für den Schräglaufwinkel an der Hinterachse:

$$\alpha_r = \arctan\left(\frac{v_y - \omega_z l_r}{v_x}\right) \approx \frac{v_y - \omega_z l_r}{v_x}. \quad (3.19)$$

Aus Gleichung (3.19) und Gleichung (3.16) folgt schließlich die Seitenkraft an der Hinterachse:

$${}_V F_{y,r} = -c_{\alpha,r} \frac{v_y - \omega_z l_r}{v_x}. \quad (3.20)$$

Vorderachse

Analog zur Hinterachse ist der Schräglaufwinkel an der Vorderachse α_f der Winkel zwischen dem Geschwindigkeitsvektor \mathbf{v}_f und der Reifenlängsachse x_F . Die Reifenlängsachse ist jedoch um den Radlenkwinkel δ gegenüber der Fahrzeuglängsachse x_V gedreht. Für den Schräglaufwinkel gilt:

$$\alpha_f = \arctan\left(\frac{{}_F v_{y,f}}{{}_F v_{x,f}}\right) = -\delta + \arctan\left(\frac{{}_V v_{y,f}}{{}_V v_{x,f}}\right). \quad (3.21)$$

Für die Geschwindigkeit \mathbf{v}_f gilt folgender Zusammenhang:

$${}_V \mathbf{v}_f = {}_V \mathbf{v} + \boldsymbol{\omega} \times {}_V \mathbf{r}_f = \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \omega_z \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} l_f \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} v_x \\ v_y + \omega_z l_f \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (3.22)$$

Damit folgt der Schräglaufwinkel an der Vorderachse:

$$\alpha_f = -\delta + \arctan\left(\frac{v_y + \omega_z l_f}{v_x}\right) \approx -\delta + \frac{v_y + \omega_z l_f}{v_x}. \quad (3.23)$$

Aus Gleichung (3.23) und Gleichung (3.15) folgt schließlich die Seitenkraft an der Vorderachse im Achskoordinatensystem \mathcal{O}_F :

$${}_F F_{y,f} = -c_{\alpha,f} \left(-\delta + \frac{v_y + \omega_z l_f}{v_x}\right). \quad (3.24)$$

Die Transformation der Reifenlängs- und -seitenkräfte vom Achskoordinatensystem $\mathcal{O}_{\mathcal{F}}$ in das fahrzeugfeste Koordinatensystem \mathcal{O}_V erfolgt mit der Vorschrift:

$${}_V\mathbf{F}_f = \mathbf{T}_{VFF}\mathbf{F}_f,$$

$${}_V\mathbf{F}_f = \begin{bmatrix} \cos \delta & -\sin \delta & 0 \\ \sin \delta & \cos \delta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}_F \begin{bmatrix} F_{x,f} \\ F_{y,f} \\ F_{z,f} \end{bmatrix}. \quad (3.25)$$

Unter Annahme kleiner Lenkwinkel kann die Transformationsmatrix mit den Vereinfachungen aus Gleichung (3.3) linearisiert werden:

$${}_V\mathbf{F}_f \approx \begin{bmatrix} 1 & -\delta & 0 \\ \delta & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}_F \begin{bmatrix} F_{x,f} \\ F_{y,f} \\ F_{z,f} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{x,f} - \delta F_{y,f} \\ F_{y,f} + \delta F_{x,f} \\ F_{z,f} \end{bmatrix}_F \quad (3.26)$$

Die Achsseitenkraft an der Vorderachse wird dann:

$${}_V F_{y,f} = {}_F F_{y,f} + \underbrace{\delta {}_F F_{x,f}}_{\approx 0, \text{ für } {}_F F_{x,f} \ll {}_F F_{y,f}} \approx {}_F F_{y,f},$$

$${}_V F_{y,f} \approx -c_{\alpha,f} \left(-\delta + \frac{v_y + \omega_z l_f}{v_x} \right). \quad (3.27)$$

Werden Reifenseitenkräfte nach Gleichung (3.27) und (3.20) in die Bewegungsgleichung (3.14) eingesetzt und nach der zeitlichen Ableitung des Zustandsvektors der verallgemeinerten Geschwindigkeiten $\dot{\mathbf{z}}$ umgeformt, erhält man die drei Zustandsgleichungen für das Einspurmodell gemäß Gleichung (3.28) zu

$${}_F \dot{\mathbf{z}} = \mathbf{M}^{-1} (\mathbf{k} + \mathbf{q}). \quad (3.28)$$

3.3.4 Linearisierte Bewegungsgleichungen

Im Bereich der Fahrzeug-Querndynamik werden Untersuchungen häufig bei konstanter Fahrgeschwindigkeit v_x durchgeführt. Dann wird die zeitliche Ableitung der Fahrgeschwindigkeit $\frac{dv_x}{dt}$ null und die Beschleunigung \dot{v}_x verschwindet. Das bedeutet, dass sich das Einspurmodell auf die zwei Freiheitsgrade der Quergeschwindigkeit v_y und der Giergeschwindigkeit ω_z reduziert. Die Längsgeschwindigkeit v_x wird nun zum Parameter und die linearisierten Bewegungsgleichungen des Einspurmodells

haben die Form:

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \dot{v}_y \\ \dot{\omega}_z \end{bmatrix}}_{\dot{\mathbf{z}}} = \underbrace{\begin{bmatrix} -\frac{c_{\alpha,f} + c_{\alpha,r}}{mv_x} & \frac{-c_{\alpha,f}l_v + c_{\alpha,r}l_h}{mv_x} - v_x \\ -\frac{c_{\alpha,f}l_f + c_{\alpha,r}l_r}{I_{zz}v_x} & \frac{c_{\alpha,f}l_f^2 + c_{\alpha,r}l_r^2}{I_{zz}v_x} \end{bmatrix}}_{\mathbf{A}} \underbrace{\begin{bmatrix} v_y \\ \omega \end{bmatrix}}_{\mathbf{z}} + \underbrace{\begin{bmatrix} \frac{c_{\alpha,f}}{m} \\ \frac{c_{\alpha,f}l_f}{I_{zz}} \end{bmatrix}}_{\mathbf{b}} \underbrace{\delta}_{\mathbf{u}}. \quad (3.29)$$

Es bezeichnen:

- \mathbf{z} ... Zustandsvektor
- \mathbf{A} ... Systemmatrix
- \mathbf{b} ... Steuervektor
- u ... Eingangsgröße

3.3.5 Das Einspurmodell bei stationärer Kreisfahrt

Das lineare Einspurmodell eignet sich besonders um die Zusammenhänge bei der stationären Kreisfahrt zu beschreiben. Dabei wird das Fahrzeug mit konstanter Fahrgeschwindigkeit auf einer Kreisbahn mit konstantem Radius bewegt, siehe Abschnitt 4.3. Das Fahrzeug befindet sich in einem stationären Zustand, weshalb die Zeitableitung des Zustandsvektors $\dot{\mathbf{z}}$ zum Nullvektor wird. Die Bewegungsgleichung (3.29) des linearen Einspurmodells vereinfacht sich in diesem Fall zu:

$$\begin{bmatrix} \dot{v}_y \\ \dot{\omega}_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{c_{\alpha,f} + c_{\alpha,r}}{mv_x} & \frac{-c_{\alpha,f}l_v + c_{\alpha,r}l_h}{mv_x} - v_x \\ -\frac{c_{\alpha,f}l_f + c_{\alpha,r}l_r}{I_{zz}v_x} & \frac{c_{\alpha,f}l_f^2 + l_r^2}{I_{zz}v_x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_y \\ \omega \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{c_{\alpha,f}}{m} \\ \frac{c_{\alpha,f}l_f}{I_{zz}} \end{bmatrix} \delta. \quad (3.30)$$

Für einen konstanten Bahnradius R und konstante Fahrgeschwindigkeit $v_x = v$, sowie unter der Voraussetzung, dass der Schwimmwinkel β klein ist, können weitere Vereinfachungen nach (3.31) angenommen werden:

$$v_x = v \cos \beta \approx v, \quad (3.31a)$$

$$v_y = v \sin \beta \approx \beta v, \quad (3.31b)$$

$$\omega_z = \frac{v}{R}, \quad (3.31c)$$

$$a_y = \frac{v^2}{R}. \quad (3.31d)$$

Mit den Annahmen aus (3.31) und Gleichung (3.30) reduziert sich das System auf das folgende lineare Gleichungssystem zur Bestimmung des Schwimmwinkels β und

des Radlenkwinkels δ :

$$-c_{\alpha,r} \left(\beta - \frac{l_r}{R} \right) = \frac{m v^2}{R} \left(\frac{l_f}{l_f + l_r} \right), \quad (3.32a)$$

$$-c_{\alpha,f} \left(-\delta + \beta + \frac{l_r}{R} \right) = \frac{m v^2}{R} \left(\frac{l_r}{l_f + l_r} \right). \quad (3.32b)$$

Durch eliminieren des Schwimmwinkels β und mit der Substitution (3.31d) erhält man zunächst die Bestimmungsgleichung für den *Lenkwinkelbedarf*,

$$\delta = \underbrace{\frac{l_f + l_r}{R}}_{\delta_A} + \underbrace{l_f + l_r \left(\frac{c_{\alpha,f}}{c_{\alpha,f}} - \frac{l_f}{c_{\alpha,r}} \right)}_{\Delta\delta}. \quad (3.33)$$

Der Lenkwinkelbedarf setzt sich aus den Teilen *Ackermann-Lenkwinkel* δ_A und *Korrektur-Lenkwinkel* $\Delta\delta$ zusammen. Der Ackermann-Lenkwinkel entspricht dem Lenkwinkelbedarf bei sehr kleinen Geschwindigkeiten ($v \rightarrow 0$) und wird von den geometrischen Größen Bahnradius R und Radstand $l = l_f + l_r$ bestimmt. Die Räder sind dabei querkraftfrei.

Der Korrektur-Lenkwinkel ist abhängig von der Querbewegung a_y der Schwerpunktlage l_f, l_r sowie von den Schräglaufsteifigkeiten $c_{\alpha,f}, c_{\alpha,r}$. Er muss bei steigender Fahrgeschwindigkeit aufgebracht werden, um den konstanten Kreisradius R einzuhalten. Das Vorzeichen des Korrektur-Lenkwinkels gibt Aufschluss über die Steuertendenz des Fahrzeuges (Tabelle 3.2).

Korrekturlenkwinkel	Steuertendenz	Massen-/Steifigkeitsaufteilung
$\Delta\delta = 0$	neutral steuernd	$c_{\alpha,f} l_f = c_{\alpha,r} l_r$
$\Delta\delta > 0$	untersteuernd	$c_{\alpha,f} l_f < c_{\alpha,r} l_r$
$\Delta\delta < 0$	übersteuernd	$c_{\alpha,f} l_f > c_{\alpha,r} l_r$

Tabelle 3.2: Steuertendenz des Fahrzeuges

In Abbildung 3.4 ist der typische Verlauf des Lenkwinkelbedarfs eines unter-, über- und neutralsteuernden Fahrzeuges, bei stationärer Kreisfahrt dargestellt. Bei gleicher Reifenseitensteifigkeit an der Vorder- und Hinterachse führt ein frontlastiges ($l_r > l_f$) Fahrzeug zu einem untersteuernden Verhalten. Bei symmetrischer Massenverteilung führt ein Seitenkraftverlust an der Vorderachse ($c_{\alpha,r} > c_{\alpha,f}$) zu einem untersteuernden Verhalten. Ein Seitenkraftverlust kann z. B. durch Antriebs- oder Bremskräfte oder durch erhöhte Stabilisierung an der Vorderachse erfolgen. Gleichung (3.32a) liefert den Schwimmwinkel β :

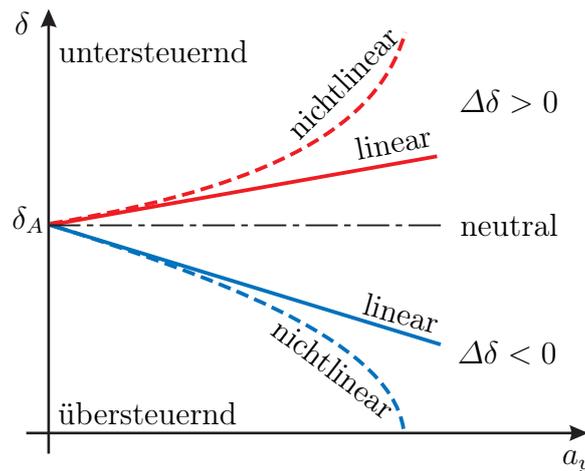


Abbildung 3.4: Steuertendenz bei stationärer Kreisfahrt

$$\beta = \underbrace{\frac{l_r}{R}}_{\beta_0} - \underbrace{\frac{m a_y}{c_{\alpha,r}} \frac{l_f}{l_f + l_r}}_{\Delta\beta}. \quad (3.34)$$

Der *Grundschwimmwinkel* β_0 ist durch den Kurvenradius R und den Schwerpunktabstand der Hinterachse l_r festgelegt. Der *Differenz-Schwimmwinkel* $\Delta\beta$ ist abhängig von der Querbeschleunigung a_y , der Schräglaufsteifigkeit der Hinterachse $c_{\alpha,r}$ und der Schwerpunktlage. Es fällt auf, dass der Schwimmwinkel unabhängig von $c_{\alpha,f}$ ist. Er beschreibt die Lage des Fahrzeuges zur Tangente zum Kreis.

In Abschnitt 4.3 wird auf die messtechnische und rechnerische Bestimmung der charakteristischen Kenngrößen der stationären Kreisfahrt näher eingegangen.

3.4 Zweispurmodell

In Abschnitt 2.2.4 wurde bereits auf die Bedeutung der Radaufstandskraft hingewiesen. Bei einer Kurvenfahrt kommt es zu einer Verschiebung der Radaufstandskräfte auf die kurvenäußere Seite. Beim Einspurmodell werden die Räder je Achse zu einem einzelnen Rad zusammengefasst, die Verschiebung der Radaufstandskraft kann also nicht berücksichtigt werden. Für die Identifikation der Reifeneigenschaften spielt das degressive Verhalten der Reifen gegenüber der Aufstandskraft eine wesentliche Rolle. Diese messtechnisch zu bestimmen, ist mit einem erheblichen Aufwand und großen Kosten verbunden und scheidet daher für diese Methode aus.

Das hier beschriebene *Zweispurmodell*, Abbildung 3.5, ermöglicht eine Berechnung der Radaufstandskräfte unter folgenden Annahmen:

werden:

$$m\mathbf{a} = \sum \mathbf{F} \Rightarrow m \begin{bmatrix} a_x \\ a_y \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^4 F_{x,i} \\ \sum_{i=1}^4 F_{y,i} \\ \sum_{i=1}^4 F_{z,i} - mg \end{bmatrix}, \quad (3.35)$$

$$\mathbf{I}_V \boldsymbol{\alpha} = \sum \mathbf{M} \Rightarrow \mathbf{I} \begin{bmatrix} \dot{\omega}_x \\ \dot{\omega}_y \\ \dot{\omega}_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum M_x \\ \sum M_y \\ \sum M_z \end{bmatrix}. \quad (3.36)$$

Die Nummerierung der Reifenkräfte erfolgt nach der Definition der Reifenkoordinatensysteme laut Abbildung 3.2. Unter den beschriebenen Vereinfachungen reduziert sich der Schwerpunktsatz aus Gleichung (3.35) zum linearen Gleichungssystem (3.37):

$$ma_y = F_{y,1} + F_{y,2} + F_{y,3} + F_{y,4}, \quad (3.37a)$$

$$mg = F_{z,1} + F_{z,2} + F_{z,3} + F_{z,4}. \quad (3.37b)$$

Der Drallsatz in Komponentendarstellung lautet dann:

$$0 = (F_{z,1} + F_{z,3}) \frac{b}{2} - (F_{z,2} + F_{z,4}) \frac{b}{2} + \dots + \underbrace{(F_{y,1} + F_{y,2} + F_{y,3} + F_{y,4})}_{ma_y \text{ (aus (3.37a))}} h_{CG} \quad (3.38a)$$

$$0 = (F_{z,3} + F_{z,4}) l_r - (F_{z,1} + F_{z,2}) l_f \quad (3.38b)$$

$$0 = (F_{y,1} + F_{y,2}) l_f - (F_{y,3} + F_{y,4}) l_r \quad (3.38c)$$

Zur Berechnung der vier Radaufstandskräfte verbleibt ein unterbestimmtes Gleichungssystem mit den drei Gleichungen (3.37b), (3.38a) und (3.38b). Um das Gleichungssystem lösen zu können, wird eine zusätzliche Bestimmungsgleichung (3.39) eingeführt, die das *Stabilisierungsverhältnis* s zwischen Vorder- und Hinterachse beschreibt:

$$s = \frac{F_{z,1} - F_{z,2}}{F_{z,3} - F_{z,4}}. \quad (3.39)$$

Aus (3.37b), (3.38a), (3.38b) und (3.39) erhält man die Gleichungen (3.40) für die

Radaufstandskräfte zu

$$F_{z,1} = \frac{m [g b l_r (1 + s) - 2 h_{CG} a_y s l]}{2 b l (1 + s)}, \quad (3.40a)$$

$$F_{z,2} = \frac{m [g b l_r (1 + s) + 2 h_{CG} a_y s l]}{2 b l (1 + s)}, \quad (3.40b)$$

$$F_{z,3} = \frac{m [g b l_f (1 + s) - 2 h_{CG} a_y l]}{2 b l (1 + s)}, \quad (3.40c)$$

$$F_{z,4} = \frac{m [g b l_f (1 + s) + 2 h_{CG} a_y l]}{2 b l (1 + s)}. \quad (3.40d)$$

Für ein konstantes Stabilisierungsverhältnis s sind die Radaufstandskräfte linear von der Querbeschleunigung a_y abhängig.

3.5 MKS - Vollmodell

Zur Validierung der Reifenparameter-Identifikation in der Gesamtfahrzeugsimulation wurde von KINTLER [Kin09] im Rahmen einer Diplomarbeit ein Voll-Fahrzeugmodell in der Simulationsumgebung MSC-Adams [MSC09], des Versuchsfahrzeuges Opel Combo 1.6 CNG ecoFLEX (siehe Anhang A), erstellt.

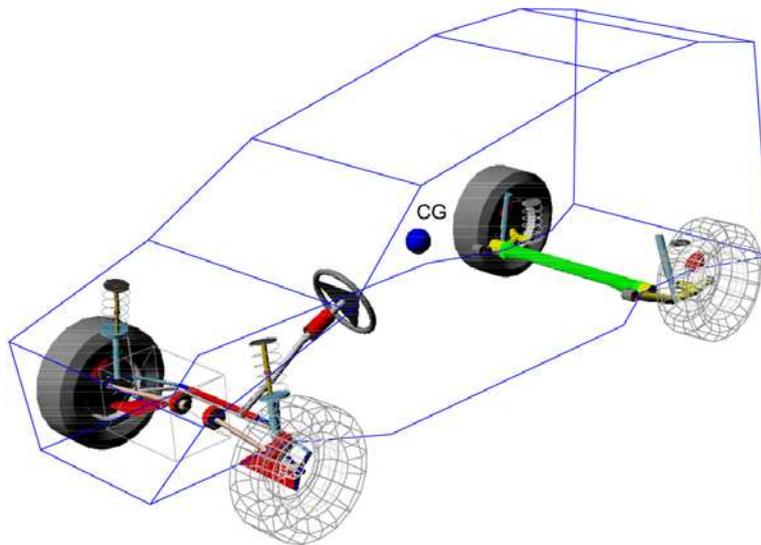


Abbildung 3.6: MKS Modell, Opel Combo, 1.6 CNG [HFRS09].

Das Modell ist aus 50 Teilen mit insgesamt 37 Freiheitsgraden (DOF¹) aufgebaut. Der Fahrzeugaufbau ist als starrer Körper modelliert. Motor, Getriebe und Differential bilden eine Antriebseinheit, die starr mit der Karosserie verbunden ist. Die Einschränkung des Freiheitsgrades zwischen Karosserie und Antriebseinheit ist erlaubt, da die Simulationen nur im niederfrequenten Bereich durchgeführt werden. Das Bremssystem ist als geregeltes Moment, das auf jedes Rad aufgebracht werden kann, abgebildet.

Die McPherson-Vorderradaufhängung ist als Standardkomponente mit starrem Querlenker modelliert. Die Radlager befinden sich im Radträger, der die unteren Querlenker mit dem Federbein und der Spurstange verbindet. Mit Hilfe der Spurstange kann der Radlenkwinkel vorgegeben werden. Feder und Dämpfer sind als nichtlineare Krafterelemente abgebildet. Die dabei verwendeten ADAMS/Solver SFORCE Routinen interpolieren den aktuellen Kraftwert in einer Kraft versus Verschiebungstabelle für die Federkraft oder in einer Kraft versus Verschiebungsgeschwindigkeitstabelle für die Dämpferkraft. Als Stabilisator wirken zwei starre Stäbe mit dazwischen liegender Drehfeder. Die Stäbe sind über zwei Drehgelenke mit der Karosserie und zwei Kugelgelenke mit dem Radträger verbunden.

Die Zahnstangenlenkung übersetzt die Rotationsbewegung des Lenkrades in eine translatorische Bewegung der Zahnstange, die über starre Lenkstangen an den Radträger weitergeleitet wird. Der Lenkwinkel oder das Lenkmoment wird - basierend auf der Bahn Trajektorie des Fahrzeuges - geregelt oder als Steuerung vorgegeben.

Bei Fahrzeugen im Niederpreissegment ist die Verbundlenker-Hinterachse weit verbreitet. Das Achsmodell besteht aus zwei starren Längslenkern, die mit einem flexiblen, hier als FEM modellierten Querbalken verbunden sind. Die Simulation des dynamisch elastischen Verhaltens erfolgt durch modale Superposition. Um das Verhalten des Fahrzeuges bei Kurvenfahrt unter großen Schräglaufwinkeln korrekt abzubilden, muss die räumliche Steifigkeit des Querträgers richtig nachgebildet werden. Die Feder- und Dämpferelemente werden ähnlich wie bei der McPherson-Achse als Krafterelement durch ADAMS/Solver SFORCE-Routinen modelliert.

Die vier Räder sind als starre Felge und Radnabe mit der Gesamtmasse und Gesamtträgheit des Rades dargestellt. Der Reifen selbst wird durch ein externes Krafterelement in Form des Reifenmodells TMeasy (siehe Abschnitt 2.3.2) beschrieben.

1 Degrees of Freedom

KAPITEL 4

Werkzeuge und Methodik zur Parameteridentifikation

Für die Bedatung der in Kapitel 3 vorgestellten Fahrzeugmodelle ist die Kenntnis charakteristischer Fahrzeugparameter notwendig. Das folgende Kapitel beschreibt Werkzeuge und Methoden zur Beschaffung der für die Identifikation erforderlichen Kenngrößen. In Abschnitt 4.1 wird die verwendete Messtechnik näher beschrieben. Dabei handelt es sich um Messtechnik, die bei Fahrdynamik Untersuchungen zum Einsatz kommt sowie einige zusätzliche Sensorik, die zur Messung der Größen am stehenden Fahrzeug verwendet wird. In Abschnitt 4.3 wird ein Verfahren zur Auswertung der Messdaten aus der stationären Kreisfahrt vorgestellt.

4.1 Messtechnik

Im folgenden Abschnitt wird die verwendete Messausrüstung näher beschrieben. In Tabelle 4.1 sind die für diese Arbeit relevanten Messgrößen mit der entsprechenden Einheit und der dazugehörigen Sensorik aufgelistet. Die Norm ISO 15073-1 [ISO98] definiert die generellen Test-Bedingungen bei der Fahrdynamikanalyse. Dazu zählen auch die Spezifikation der Messausrüstung, der Datenverarbeitung, sowie die Genauigkeit der Messsignale. Die Genauigkeit der in dieser Arbeit verwendeten Messausrüstung ist wesentlich höher als in der Norm vorgeschlagen. Auf die erzielbare Auflösung beziehungsweise Genauigkeit wird bei der Beschreibung der Sensorik näher eingegangen.

Abbildung 4.1 zeigt schematisch die Position der am Fahrzeug montierten Sensorik. Hierin ist sämtliche in dieser Arbeit verwendete Fahrdynamiksensorik abgebildet. Zur Untersuchung des Einflusses der Messposition auf die Geschwindigkeitsmessung wurden drei CORREVIT S-400 Sensoren an verschiedenen Positionen am Fahrzeug montiert (siehe Abschnitt 5.1.1). Für die Methodik der Identifikation der Reifenparameter wird an sich nur ein Sensor benötigt. Die Kreiselplattform

Messgröße	Sensor	Einheit
Fahrdynamik Messgrößen		
Logitudinale Geschwindigkeit v_x	Corrsys-Datron CORREVIT S-400/SF-II P	[m/s]
Laterale Geschwindigkeit v_y	Corrsys-Datron CORREVIT S-400/SF-II P	[m/s]
Schwimmwinkel β	Corrsys-Datron CORREVIT S-400/SF-II P	[°]
Logitudinale Beschleunigung a_x	Genesys ADMA Novatel GPS	[m/s ²]
Laterale Beschleunigung a_y	Genesys ADMA Novatel GPS	[m/s ²]
Giergeschwindigkeit ω_z	Genesys ADMA Novatel GPS	[°/s]
Wankwinkel ϕ	Genesys ADMA Novatel GPS	[°]
Nickwinkel θ	Genesys ADMA Novatel GPS	[°]
Lenkradwinkel δ_H	Corrsys-Datron MSW	[°]
Lenkradmoment M_H	Corrsys-Datron MSW	[Nm]
Radlenkwinkel (Spurwinkel) $\delta_{1,2}$	Corrsys-Datron RV4	[°]
Sonstige Messgrößen		
Radlast ¹ $m_{1,2}$	Radlastwage HKM RW 8.1 / 2000	[kg]
Radlenkwinkel $\delta_{1,2}$	Drehteller Ravaglioli TD A5	[°]
Achslast $F_{z,1,2}$	Kraftaufnehmer Interface 1210ACK-25kN-B	[N]

Tabelle 4.1: Überblick über die Messgrößen, ihre Einheiten und die verwendete Sensorik

ADMA¹ sollte idealerweise im Schwerpunkt des Fahrzeuges montiert werden. Da dies im gegebenen Fall nicht möglich war, wurde sie wie in [Gen09b] vorgeschlagen, auf der Fahrzeuglängsachse x_V , dem Schwerpunkt so nahe wie möglich platziert. Die Einbaulage sollte so gewählt sein, dass die Messachsen der ADMA mit den Fahrzeugachsen fluchten. Die GPS²-Antenne wurde mit einer magnetischen Halterung auf dem Fahrzeugdach befestigt. Ein Saughalter-Montagesystem ermöglicht die Befestigung des Radvektorsystems RV4 auf der Motorhaube. Das originale Lenkrad des Fahrzeuges wurde durch das Messlenkrad MSW ersetzt.

1 **A**utomotive **D**ynamic **M**otion **A**nalyser

2 **G**lobal **P**ositioning **S**ystem

1 Unter Radlast ist die auf den jeweiligen Reifen wirkende Fahrzeugmasse zu verstehen.

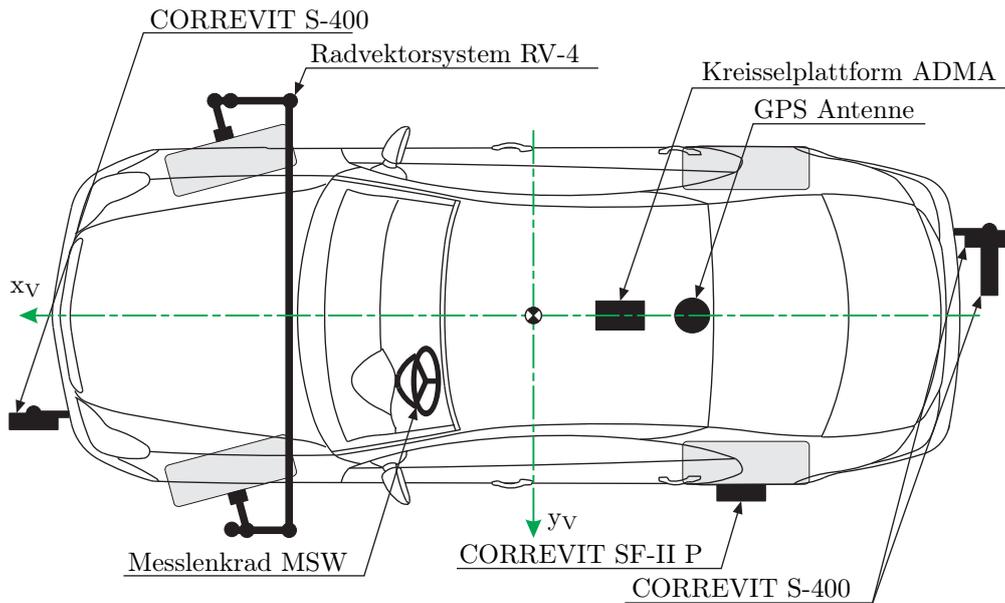


Abbildung 4.1: Position der verwendeten Sensorik

4.1.1 Verwendete Sensorik

Kreisselplattform

Mit dem inertialen Messsystem ADMA der Firma Genesys [Gen09a] lassen sich die Bewegungszustände wie Beschleunigung, Geschwindigkeit, Position, Drehgeschwindigkeit und Winkel des Fahrzeuges erfassen. Das System besteht aus drei faseroptischen Drehratensensoren, drei Beschleunigungssensoren sowie einer Prozessoreinheit und ist körperfest mit dem Fahrzeug verbunden. Daher kommt auch die Bezeichnung *Strap-Down-Plattform*, [Hin02]. Aus den internen Größen und externen Informationen (z.B. GPS oder externe Geschwindigkeit) wird die aktuelle Lage und Position berechnet. Durch die Fusion der inertialen Messtechnik mit den GPS-Daten mit einem *Kalman-Filter* ist es weitgehend möglich die Messgenauigkeit zu erhöhen und Drifts in den berechneten Signalen wie z.B. Lagewinkel zu vermeiden, [HR08] [HD09].

Messgröße	Messbereich	Genauigkeit	Auflösung
Logitudinale Beschleunigung a_x	-50m/s^2 bis 50m/s^2	-	0.001m/s^2
Laterale Beschleunigung a_y	-50m/s^2 bis 50m/s^2	-	0.001m/s^2
Giergeschwindigkeit ω_z	$-320^\circ/\text{s}$ bis $320^\circ/\text{s}$	-	$0.00004^\circ/\text{s}$
Wankwinkel ϕ	-98° bis 98°	$\pm 0.05^\circ$	0.000012°
Nickwinkel θ	-98° bis 98°	$\pm 0.05^\circ$	0.000012°

Radvektor-System

Das Radvektor-System RV4 der Firma Corrsys-Datron [Cor09] ist ein 5-Gelenk-Messarm. Die Gelenkwinkel werden mit inkrementalen Sensoren bestimmt. Mit dem Messsystem kann die Lage des Rades relativ zur Karosserie sowie Spur und Sturz des Rades bestimmt werden. Das Messsystem wird mit Saugnäpfen an der Motorhaube und mittels Spannzangen an den Radmuttern befestigt. Es besteht die Möglichkeit, durch Anbringen zusätzlicher Sensoren, die Raddrehzahl und den Schräglaufwinkel zu messen.

Messgröße	Messbereich	Genauigkeit	Auflösung
Radlenkwinkel (Spurwinkel) $\delta_{1,2}$	-60° bis 60°	$\pm 0.1\%$	0.001°
Sturz $\bar{\gamma}_{1,2}$	-10° bis 10°	$\pm 0.2\%$	0.001°
Position x des Radmittelpunktes	-150mm bis 150mm	$\pm 1\text{mm}$	0.005°
Position y des Radmittelpunktes	-150mm bis 150mm	$\pm 0.7\text{mm}$	0.005°
Position z des Radmittelpunktes	-200mm bis 200mm	$\pm 1\text{mm}$	0.005°

Correvit Geschwindigkeitssensorik

Die Sensoren S-400 und SF-II P von Corrsys-Datron sind optische Sensoren für berührungsloses Messen der lateralen und longitudinalen Geschwindigkeit des Fahrzeuges. Durch die kleine Baugröße des Sensors SF-II P ist es möglich diesen direkt am Rad zu befestigen. Das Messprinzip beruht auf der Projektion der beleuchteten Straßenoberfläche durch ein Gitter auf einen lichtempfindlichen Sensor. Die Helligkeitsschwankungen werden als Maß für die Geschwindigkeit ausgewertet [Cor09].

Messgröße	Messbereich	Genauigkeit	Auflösung
CORREVIT S-400			
Logitudinale Geschwindigkeit v_x	0.5km/h bis 400km/h	$\pm 0.1\%$	-
Laterale Geschwindigkeit v_y	0.5km/h bis 400km/h	$\pm 0.1\%$	-
Schwimmwinkel β	-40° bis 40°	-	0.1°
CORREVIT SF-II P			
Logitudinal Geschwindigkeit v_x	0.3km/h bis 250km/h	$\pm 0.2\%$	-
Lateral Geschwindigkeit v_y	0.3km/h bis 250km/h	$\pm 0.2\%$	-
Schwimmwinkel β	-40° bis 40°	-	0.1°

Messlenkrad

Die Messung des Lenkradwinkels, der Lenkgeschwindigkeit und des Lenkradmoments erfolgt mit dem Messlenkrad MSW von Corrsys-Datron. Das Lenkmoment

wird dabei mittels eines mit DMS¹ bestückten Verformungskörper bestimmt. Lenkwinkel und Lenkgeschwindigkeit werden mit einem inkrementalen optischen Encoder gemessen. Die Montage des Messlenkrades erfolgt zwischen Lenkwelle und Messlenkrad.

Messgröße	Messbereich	Genauigkeit	Auflösung
Lenkradmoment M_H	-50Nm bis 50Nm	$\pm 0.15\%$	0.1Nm
Lenkradwinkel δ_H	-1250° bis 1250°	$\pm 0.1\%$	0.1°

Sonstige Sensorik

Neben der Fahrdynamikmesstechnik kommen bei der Parametrierung der Modelle noch weitere Sensoren zum Einsatz. Zur Messung der Radlasten dienen transportable Radlastwaagen RW 8.1 der Firma HKM Messtechnik, [HKM09]. Ein Kraftaufnehmer 1210ACK-25kN-B von Interface [Int09] dient zur Messung der Achslast beim Anheben des Fahrzeuges zur Bestimmung der Schwerpunkthöhe, siehe Abschnitt 4.2.1. Der Radlenkwinkel in Abhängigkeit des Lenkradwinkels am stehenden Fahrzeug wird mit den Drehtellern Ravaglioli [rav09] TD A5 bestimmt, siehe Abschnitt 4.2.2.

Messgröße	Messbereich	Genauigkeit	Auflösung
Radlast $m_{1,2}$	0kg bis 2000kg	$\pm 1\text{kg}$	1kg
Radlenkwinkel $\delta_{1,2}$	Unbegrenzt		0.05°
Achslast $F_{z,f}$	0kN bis 25kN	0.05%	1kg

4.1.2 Messdatenaufzeichnung

Abbildung 4.2 zeigt den Messaufbau beziehungsweise die Messkette der Fahrdynamikmesstechnik. Zentrales Element ist die *Powersupply Box*, die sowohl die Stromversorgung der Sensoren übernimmt als auch als CAN²-Bus Knoten dient. Die Stromversorgung erfolgt über die Fahrzeugbatterie oder extern, über ein 12V-Netzgerät, für den Betrieb bei stehendem Fahrzeug. Zur Stützung der Versorgungsspannung wird zusätzlich eine Buffer-Batterie installiert.

Für die Messdatenaufzeichnung kommt ein mobiles Messdatenerfassungssystem zum Einsatz. Für diese Arbeit wurde der Datenlogger DEWE-501 der Firma Dewetron [Dew09] verwendet. Die Messkanäle der Geschwindigkeitssensoren, des Messlenkrades und des Radvektorsystems werden dabei in einem CAN-Knoten

1 Dehnungsmessstreifen

2 Controller Area Network

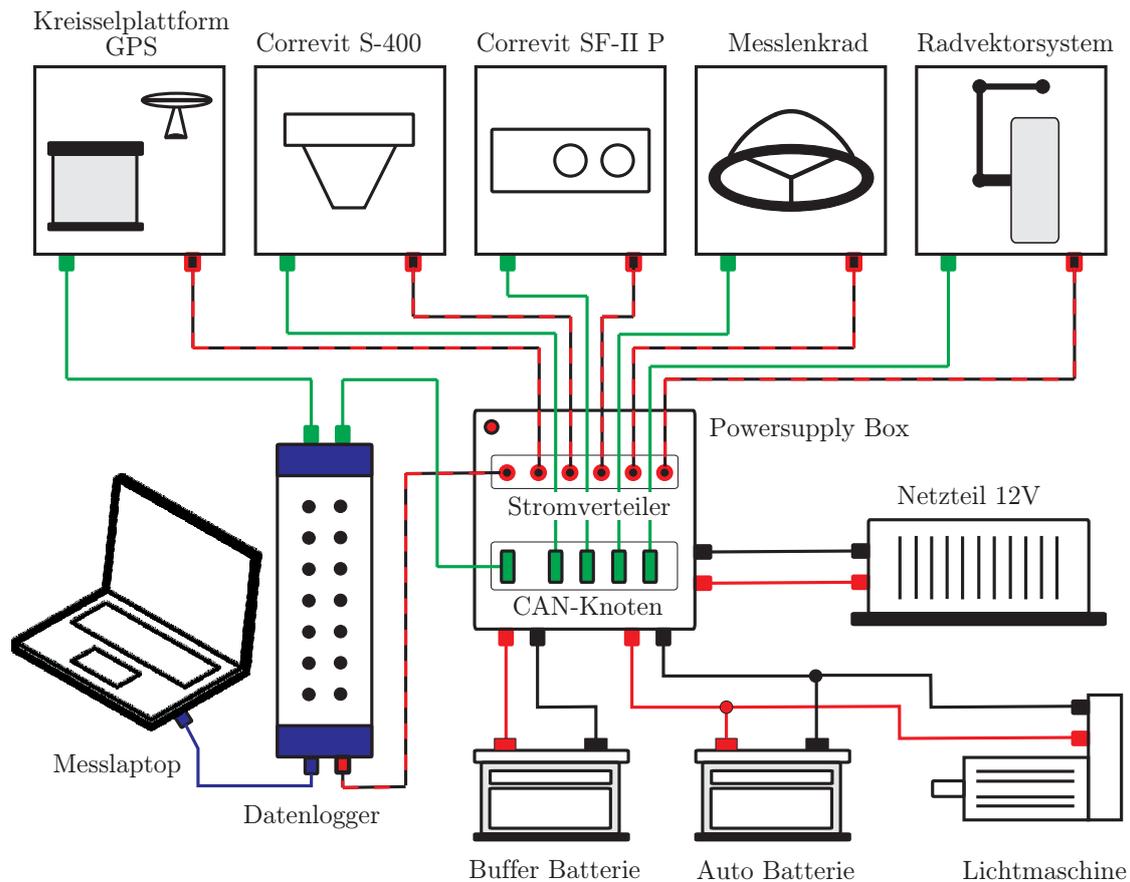


Abbildung 4.2: Schema des Messaufbaus

zusammengeführt und an den CAN-Eingang des Datenloggers geführt. Die Messsignale der Kreisellplattform werden an einen zweiten, separaten CAN-Eingang aufgezeichnet. Die Bedienung des Messsystems erfolgt mit einem Messlaptop, der per Ethernet mit dem Datenlogger verbunden ist.

Die Auswertung dynamischer Fahrmanöver erfordert eine zeitsynchrone Erfassung der Messgrößen. Alle Signale werden über den CAN-Bus zum Datenlogger übertragen. Bei dieser Art der Datenübertragung treten vernachlässigbare Zeitverzögerungen auf. Bei der Filterung von Signalen kommt es zu einer Phasenverschiebung, abhängig von der gewählten Verzögerungszeit und Filterordnung. Aus diesem Grund wird auf eine Filterung während der Signalaufzeichnung verzichtet und somit Verzögerungen vermieden. Durch geeignete Filtermethoden können die Signale nachträglich ohne Phasenverschiebung gefiltert werden. Als mögliche Zeitverschiebung zwischen den Signalen verbleibt nur noch die Latenzzeit der Sensoren, die für die Kreisellplattform ADMA mit $\Delta t = 1.8\text{ms}$, für das Radvektorsystem RV4 mit $\Delta t \leq 4\text{ms}$ und für die restlichen Corrsys-Datron Sensoren mit $\Delta t \leq 2\text{ms}$ angegeben werden, [Gen09a], [Cor09]. Verzögerungszeiten in dieser Größenordnung können vernachlässigt werden.

4.1.3 Kompensation der Fehleinbaulage

In der Regel ist es nicht möglich, die Sensorik im idealen Bezugspunkt zu positionieren, der üblicherweise im Fahrzeugschwerpunkt oder im Mittelpunkt der Hinter- oder Vorderachse auf Höhe des Schwerpunktes bei Normleergewicht liegt. Alternativ dazu kann der Bezugspunkt auch in die Fahrzeugsymmetrieebene in der Mitte des Radstandes auf Schwerpunkthöhe gelegt werden. Wird der Fahrzeugaufbau als starrer

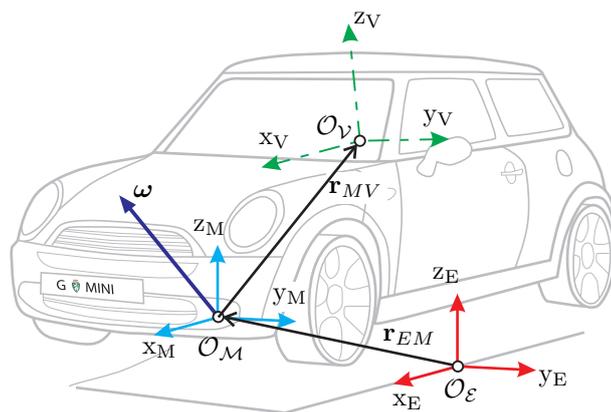


Abbildung 4.3: Transformation der Bewegungsgrößen.

Körper betrachtet, sind die rotatorischen Bewegungsgrößen in jedem Punkt identisch, die translatorischen Bewegungsgrößen sind von der Position abhängig. Dies erfordert eine nachträgliche Kompensation der Bewegungsgrößen vom Messpunkt O_M in den Bezugspunkt O_E [HSP05]. Unter der Voraussetzung einer Starrkörperbewegung, können die Messgrößen Geschwindigkeit und die Beschleunigung nach Gleichung (4.1) wie folgt in den Bezugspunkt O_V transformiert werden:

$${}_V \mathbf{v} = {}_M \mathbf{v} + \boldsymbol{\omega} \times {}_M \mathbf{r}_{MV}, \quad (4.1a)$$

$${}_V \mathbf{a} = {}_M \mathbf{a} + \dot{\boldsymbol{\omega}} \times {}_M \mathbf{r}_{MV} + \boldsymbol{\omega} \times (\boldsymbol{\omega} \times {}_M \mathbf{r}_{MV}). \quad (4.1b)$$

Der Ortsvektor \mathbf{r}_{MV} , der vom Messpunkt zum Bezugspunkt zeigt, muss bekannt sein. Die Winkelgeschwindigkeit $\boldsymbol{\omega}$ ist im fahrzeugfesten Koordinatensystem O_V definiert. Das Kreiselsystem ADMA bietet die Möglichkeit, die Drehraten sowohl in Fahrzeugkoordinaten (body) als auch in erdfesten Koordinaten (levelled) auszugeben. Die interne Umrechnung erfolgt mit der Koordinatentransformation

$${}_V \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} = {}_M \begin{bmatrix} \dot{\phi} + \dot{\psi} \sin \theta \\ \dot{\theta} \cos \phi + \dot{\psi} \sin \phi \cos \theta \\ -\dot{\theta} \sin \phi + \dot{\psi} \cos \phi \cos \theta \end{bmatrix}. \quad (4.2)$$

Für die im Fahrversuch auftretenden kleinen Wankwinkel ϕ und Nickwinkel θ vereinfacht sich Gleichung (4.2) mit der Substitution (3.3) zu

$${}_V \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} \approx {}_M \begin{bmatrix} \dot{\phi} + \dot{\psi} \theta \\ \dot{\theta} + \dot{\psi} \phi \\ \dot{\psi} \end{bmatrix}. \quad (4.3)$$

Nach Gleichung (4.1a) und unter der Annahme, dass keine Vertikalgeschwindigkeit v_z auftritt, lassen sich die mit dem Correvit-Sensor gemessenen Geschwindigkeiten in den Bezugspunkt mit

$${}_V \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \\ 0 \end{bmatrix} = {}_M \begin{bmatrix} v_x + \omega_y z_{MV} - \omega_z y_{MV} \\ v_y + \omega_z x_{MV} - \omega_x z_{MV} \\ \omega_x y_{MV} - \omega_y x_{MV} \end{bmatrix}. \quad (4.4)$$

umrechnen. Im Spezialfall der stationären Kreisfahrt kann zudem angenommen werden, dass die Nickgeschwindigkeit ω_y und die Wankgeschwindigkeit ω_x vernachlässigt werden können. Dann gilt für die Transformation der Geschwindigkeiten:

$${}_V \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \end{bmatrix} = {}_M \begin{bmatrix} v_x - \omega_z y_{MV} \\ v_y + \omega_z x_{MV} \end{bmatrix}. \quad (4.5)$$

Mit ω und r_{MV} und unter den Voraussetzungen der stationären Kreisfahrt folgt aus Gleichung (4.1b) der Einfluss der Drehung auf die Beschleunigung des Fahrzeuges laut folgendem Zusammenhang:

$${}_V \begin{bmatrix} a_x \\ a_y \\ a_z \end{bmatrix} = {}_M \begin{bmatrix} a_x - \omega_z^2 x_{MV} \\ a_y - \omega_z^2 y_{MV} \\ a_z \end{bmatrix}. \quad (4.6)$$

Wird die Kreiselplattform, wie vorgeschlagen, in der Fahrzeugzentralebene montiert, so ist für die Berechnung der Querbeschleunigung keine Kompensation des Einbauortes notwendig, da der Term $\omega_z y_{MV}$ für $y_{MV} = 0$ verschwindet und die Längsbeschleunigung a_x bei stationärer Kreisfahrt vernachlässigt werden kann.

4.1.4 Filterung

Zur aussagekräftigen Auswertung der Messdaten muss das Messrauschen durch geeignete Filter reduziert werden. Die Norm ISO 15037-1 [ISO98] schreibt einen digitalen Filter ohne Phasenverschiebung mit folgender Filter-Charakteristik vor:

- Passband Bereich von 0Hz bis 5Hz,
- Stopband soll zwischen 10Hz und 15Hz beginnen,
- Filterverstärkung im Passband Bereich 1 ± 0.0005 , ($100 \pm 0.5\%$)
- Filterverstärkung im Stopband Bereich ≤ 0.01 ($\leq 1\%$).

Für die Arbeit wurde ein *Butterworth*-Tiefpassfilter vierter Ordnung gewählt, der die obigen Anforderungen erfüllt. Zur Auswertung der stationären Kreisfahrt hat

sich abweichend von der Norm eine Grenzfrequenz von $f_0 = 1\text{Hz}$ bewährt. Die MATLAB Routine `filtfilt` gewährleistet die Filterung der Messdaten ohne Phasenverschiebung [Sig09]. Dabei werden die Daten in Vorwärts- und anschließend in Rückwärtsrichtung gefiltert und dadurch die Nullphasigkeit erzwungen. Zu beachten ist, dass sich auf diese Weise die bei dem Filterentwurf gewählte Filterordnung verdoppelt und sich die Abschwächung quadriert. In Abbildung 4.4 ist der Amplitudengang der doppelten Vorwärts- Rückwärtsfilterung mit `filtfilt` und der einfachen Filterung gezeigt. Die quadratische Abschwächung ist deutlich erkennbar.

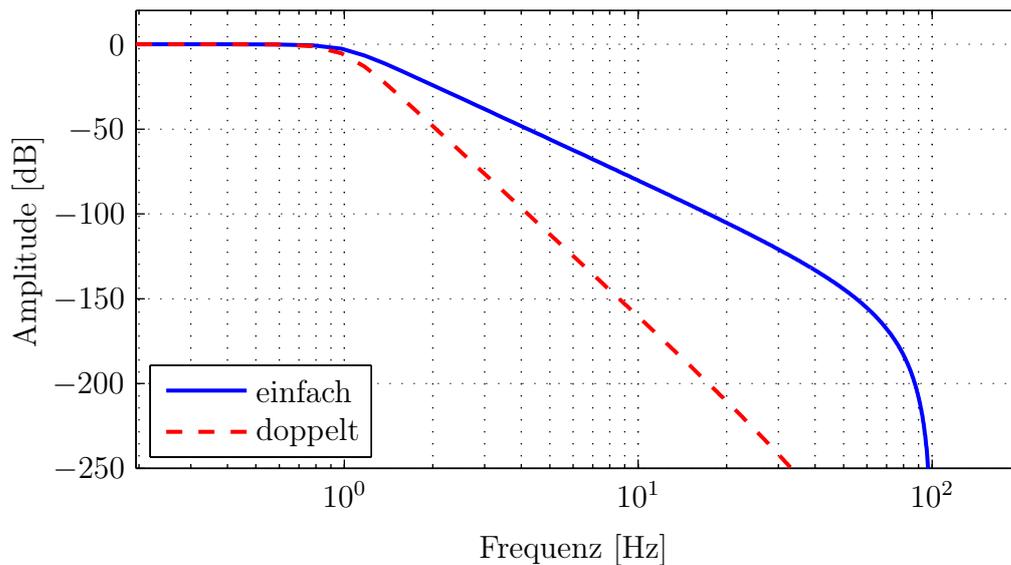


Abbildung 4.4: Butterworth-Filter vierter Ordnung, 1Hz Grenzfrequenz, 200Hz Samplingrate mit einfacher und Vorwärts- Rückwärts-Filterung.

4.2 Parametrierung der Fahrzeugmodelle

Je nach Modelltyp sind verschiedene Parameter zu bestimmen, die in Tabelle 4.2 aufgelistet sind.

4.2.1 Bestimmung der Trägheitsparameter

Unter der Voraussetzung, dass das Fahrzeug als Starrkörper betrachtet wird, sind die Trägheitseigenschaften durch zehn Parameter (Abbildung 4.5) vollständig beschrieben. Während die Bestimmung der Masse und der Schwerpunktlage in der Ebene relativ einfach ist, kann sich die Bestimmung der Schwerpunkthöhe und vor

Einspurmodell	Zweispurmodell	Vollmodell
Schwerpunktlage in der Ebene	Schwerpunktlage in der Ebene	Lenkungsübersetzung
Lenkungsübersetzung	Schwerpunkthöhe	Schwerpunktlage in der Ebene
Fahrzeugmasse	Fahrzeugmasse	Schwerpunkthöhe
Trägheitsmoment	Stabilisatorverhältnis	Trägheitsparameter
		Achskinematik
		Feder- / Dämpferkennlinien
		Achsgeometrie

Tabelle 4.2: Modellparameter

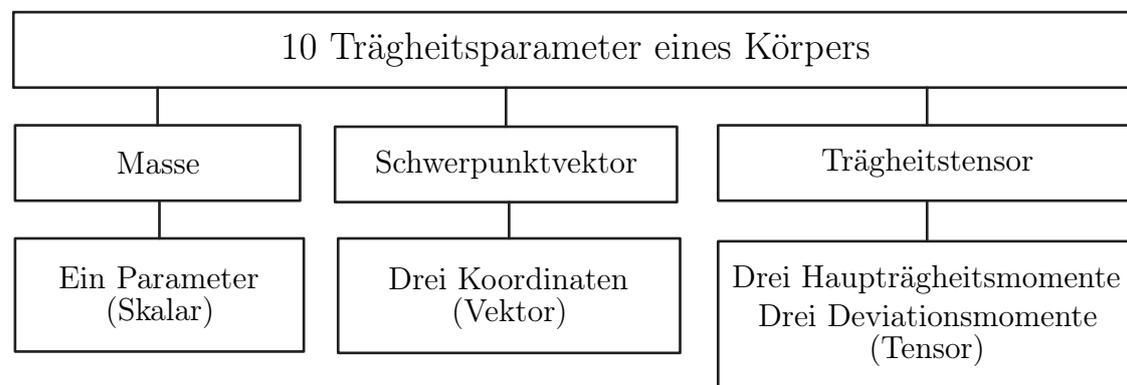


Abbildung 4.5: Trägheitsparameter der Fahrzeuge

allein der sechs Trägheitsmomente sehr schwierig gestalten. Die Schwerpunkthöhe kann durch Kippversuche bestimmt werden, zur Messung der Trägheitsmomente sind in der Regel Prüfstandsversuche notwendig. GOERTZ [Goe07] gibt in seiner Dissertation einen Überblick über die vorhandenen Prüfstände und deren Messprinzipien. Seitens der NHTSA¹ gibt es Bemühungen die Trägheitsparameter von Fahrzeugen zu vermessen und in eine Datenbank zu speichern. GARROTT [Gar93] veröffentlichte 1993 eine recht umfangreiche Liste mit gemessenen Parametern, die 1998 aktualisiert wurde [Hey99]. Ausgehend von dieser Datenbank gab es Versuche, durch Regressionsanalysen Näherungsgleichungen für die Berechnung der Trägheitsparameter zu erstellen, die zur Abschätzung der Parameter für nicht erfasste Fahrzeuge herangezogen werden können. MACINNIS [MCI97] gibt einen Überblick über die Verfahren zur Bestimmung der drei Hauptträgheitsmomente und der Schwerpunkthöhe und vergleicht die Methoden untereinander.

¹ National Highway Traffic Safety Administration

Bestimmung der Schwerpunktlage

Zur Bestimmung der Schwerpunktlage in der Ebene werden die Radaufstandskräfte mit Hilfe von Fahrzeug-Plattformwaagen bestimmt. Dazu muss das Fahrzeug auf einer waagrechten Ebene stehen. Unter der bei der Modellierung getroffenen Annahme, dass das Fahrzeug symmetrisch um die Längsachse aufgebaut ist, wird nur der Schwerpunktabstand zur Vorder- und Hinterachse bestimmt. In Querrichtung wird der Schwerpunkt in der Fahrzeugmitte angenommen. Durch Messung der Achslasten werden die Achsaufstandskräfte $F_{z,f}$ und $F_{z,r}$ ermittelt. Dabei muss beachtet werden, dass sich das Fahrzeug im selben Beladungszustand befindet, indem auch die Fahrdynamikmessungen durchgeführt werden. Das heißt die Zusatzgewichte von Fahrer und Messtechnik müssen berücksichtigt werden. Die zur Bestimmung der horizontalen Schwerpunktlage erforderlichen Strecken sind in Abbildung 4.6a dargestellt und können aus den technischen Daten des Fahrzeugherstellers entnommen werden. Aus dem Momentengleichgewicht um die y Achse und mit dem Radstand l

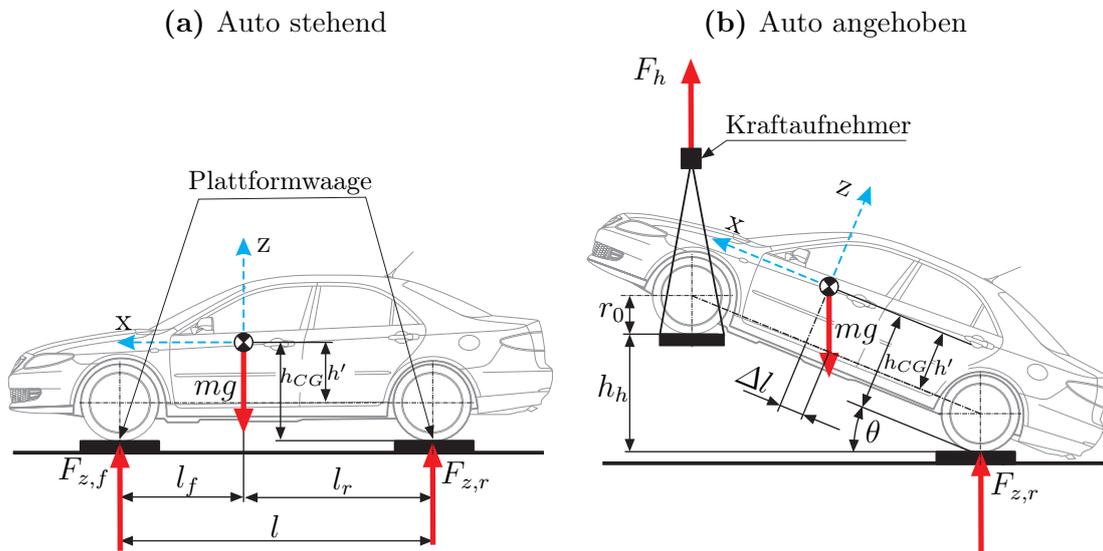


Abbildung 4.6: Experimentelle Ermittlung der Schwerpunktlage in der Ebene und der Schwerpunkthöhe.

folgt für die Schwerpunktabstände l_f und l_r :

$$l_f = \frac{F_{z,r}}{F_{z,f} + F_{z,r}} l = \frac{F_{z,r}}{F_{z,t}} l, \quad (4.7)$$

$$l_r = \frac{F_{z,f}}{F_{z,r} + F_{z,f}} l = \frac{F_{z,f}}{F_{z,t}} l = l - l_f. \quad (4.8)$$

Hierin ist $F_{z,t} = F_{z,f} + F_{z,r}$ die Gewichtskraft des Fahrzeuges. $F_{z,f}$ und $F_{z,r}$ sind die Achskräfte an der Vorder- und Hinterachse bei horizontal ausgerichtetem

Fahrzeug.

Zur Ermittlung der Schwerpunkthöhe h_{CG} wird das Fahrzeug wie in Abbildung 4.6b dargestellt, an der Vorderachse mit einer Hebevorrichtung (Kran und Hubbrille) so weit wie möglich angehoben. Die Hubkraft F_h wird dabei mit einem Kraftaufnehmer (Interface, 1210ACK-25KN-B, siehe Abschnitt 4.1) gemessen. Es hat sich nicht bewährt die Achsaufstandskraft an der Hinterachse durch Plattformwaagen zu bestimmen, da durch die horizontale Verschiebung des Fahrzeuges beim Anheben das Messsystem außermittig belastet wird, wodurch Messfehler auftreten können. Die Schwerpunkthöhe lässt sich aus dem Momentengleichgewicht

$$\sum M_y = 0 : \quad -F_{z,t}(l_r - \Delta l) \cos \theta + F_h l \cos \theta = 0 \quad (4.9)$$

um den Radaufstandspunkt der Hinterachse bestimmen. Der Term $\cos \theta$ fällt aus dieser Gleichung heraus und man erhält:

$$F_{z,t}(l_r - \Delta l) = F_h l. \quad (4.10)$$

Der Abstand Δl errechnet sich aus dem Neigungswinkel θ und der Höhe h' mit

$$\Delta l = h' \tan \theta. \quad (4.11)$$

Gleichung (4.10) vereinfacht sich mit dem Schwerpunktabstand l_r nach Gleichung (4.8) und (4.11) zu:

$$F_{z,f} l - F_{z,t} h' \tan \theta = F_h l \quad \Rightarrow \quad h' = \frac{F_{z,f} l - F_h l}{F_{z,t} \tan \theta}. \quad (4.12)$$

Mit $h_{CG} = r_S + h'$ ergibt sich schließlich die Schwerpunkthöhe:

$$h_{CG} = r_S + \frac{F_{z,f} l - F_h l}{F_{z,t} \tan \theta}. \quad (4.13)$$

Der Neigungswinkel θ kann aus der Hubhöhe h_h und dem Radstand l berechnet werden. Mit den Beschleunigungen a_x und a_z in fahrzeugfesten Koordinaten, kann der Neigungswinkel alternativ dazu mit

$$\theta = \arctan \left(\frac{a_x}{a_z} \right) \quad (4.14)$$

berechnet werden. Hier wurde der Neigungswinkel durch Messen der Beschleunigung mit der Kreiselpattform ADMA bestimmt. Der Vorteil dieser Messung gegenüber der manuellen Bestimmung der Hubhöhe liegt darin, dass während des Hebens und Senkens der Neigungswinkel „online“ bestimmt werden kann. Das erhöht die Anzahl der Messpunkte und erleichtert damit die Messdatenauswertung.

In Gleichung (4.13) steht der Neigungswinkel im Nenner, womit die Fehleremp-

findlichkeit der Auswertung bei kleinen Neigungswinkeln sehr groß ist. Aus diesem Grund wird die Bestimmungsgleichung des Neigungswinkels nicht direkt ausgewertet, sondern die Schwerpunkthöhe wird nach Umformen von Gleichung (4.12) durch eine lineare Approximation bestimmt. Die Gleichung

$$\underbrace{F_h}_y = \underbrace{F_{z,f}}_d - \underbrace{\frac{h' F_{z,t}}{l}}_k \underbrace{\tan \theta}_x \quad \Rightarrow \quad y = d - kx \quad (4.15)$$

stellt den linearen Zusammenhang zwischen der Achshubkraft F_h und dem Tangens des Neigungswinkels θ dar. Wird die Hubkraft über dem Tangens des Neigungswinkels aufgetragen, so lassen sich die Messdaten linear approximieren. Die vorkommenden Größen F_h und θ werden während des Hub- und Senkvorganges des Fahrzeuges gemessen, die Parameter $F_{z,t}$, $F_{z,f}$, und l stehen im technischen Datenblatt oder werden auf einfache Weise gemessen.

Abbildung 4.7 zeigt die Messdaten und die lineare Approximation der Daten, jeweils für einen Hub- und Senkvorgang. Die aus der linearen Approximation erhaltene

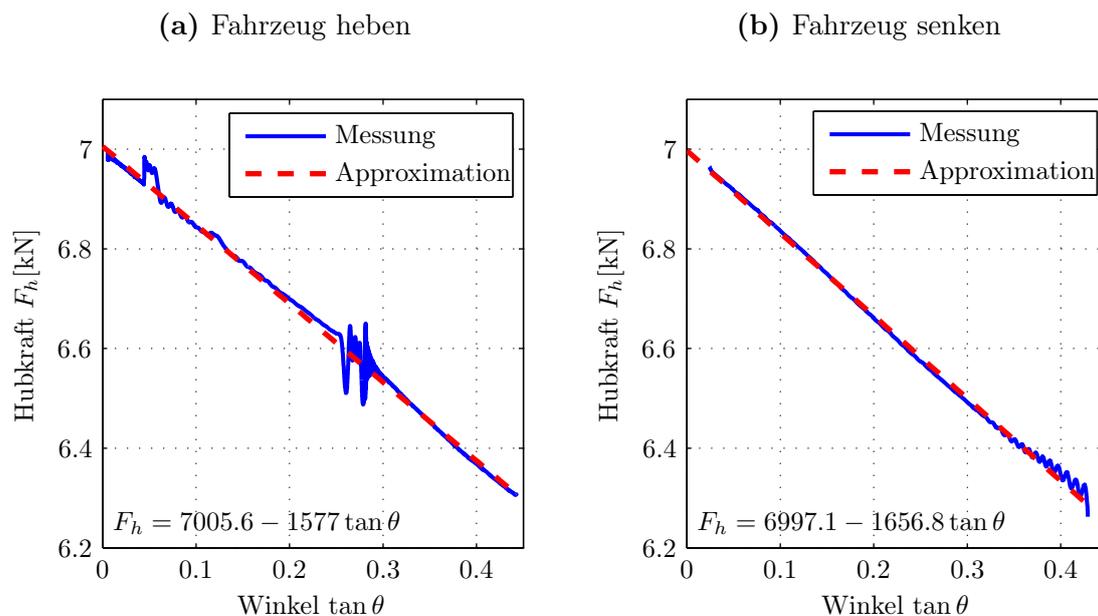


Abbildung 4.7: Experimentelle Ermittlung der Schwerpunkthöhe.

Geradengleichung ist in der Abbildung angegeben. Die Höhe h' erhält man aus dem identifizierten Parameter k , und die Schwerpunkthöhe h_{CG} berechnet sich mit $h_{CG} = r_s + h'$ schließlich mit:

$$h_{CG} = r_s + \frac{kl}{F_{z,t}}. \quad (4.16)$$

Der statische Reifenradius r_S ergibt sich aus dem Reifenradius r_0 des unbelasteten Reifens abzüglich der Einfederung, die sich unter der Radlast F_z einstellt nach der Formel:

$$r_S = r_0 - \frac{F_z}{c_z}. \quad (4.17)$$

Der Reifenradius r_0 und die vertikale Steifigkeit c_z können beim Hersteller in Erfahrung gebracht werden. Die Achslast $F_{z,f}$ an der Vorderachse entspricht dem identifizierten Parameter d , so dass für die Auswertung nur die Gewichtskraft $F_{z,t}$ und der Radstand l bekannt sein müssen.

Diese Auswertemethodik ist sehr robust gegenüber Messdatenausreißern, wie in Abbildung 4.7a zu sehen ist. Die Ausreißer sind durch abruptes Stoppen des Hebevorganges und der damit verbundenen Schwingungsanregung entstanden. Zudem erlaubt die Methode auch bei kleinen Neigungswinkeln eine verlässliche Auswertung der Messdaten. Zur Überprüfung der Plausibilität der experimentellen Bestimmung der Schwerpunkthöhe wird das Ergebnis mit den empirischen Näherungsgleichungen von BURCKHARDT [BB88], GARROTT [GMC88] und ALLEN [AR87], die in Gleichungen (4.18) angeführt sind, verglichen.

$$\text{ALLEN} \quad h_{CG} = 0.38 h_{roof} \pm 5\% \quad (4.18a)$$

$$\text{GARROTT} \quad h_{CG} = 0.395 h_{roof} \pm 2.6\% \quad (4.18b)$$

$$\text{BURCKHARDT} \quad h_{CG} = 0.26 l - 0.04 \frac{l m_t}{1000\text{kg}} \quad (4.18c)$$

Hierin ist h_{roof} die Gesamthöhe des unbelasteten Fahrzeuges. In Tabelle 4.3 sind

Wert	Gleichung	Auto Heben	Auto Senken	Mittelwert
d	aus Approximation	7005.6	6997.1	7001.3
k	aus Approximation	1577	1656.8	1616.9
m_f	4.16	714.1kg	713.3kg	713.6kg
h'	4.16	0.320m	0.339m	0.329m
h_{CG}	4.16	0.605m	0.624m	0.615m
Wert	Gleichung	Min Wert	Max Wert	Mittelwert
h_{CG}	4.18a	0.650m	0.719m	0.685m
h_{CG}	4.18b	0.693m	0.720m	0.707m
h_{CG}	4.18c	0.566m	0.566m	0.566m

Tabelle 4.3: Ergebnisse der Ermittlung der Schwerpunkthöhe.

die Ergebnisse der experimentellen Ermittlung und die Ergebnisse der Näherungs-

gleichungen zusammengefasst. Auffallend ist, dass die Näherungsgleichungen nach ALLEN und GARROTT eine größere Schwerpunkthöhe ergeben als die anderen Methoden. Ein Grund könnte die überhöhte Bauform des Versuchsfahrzeuges (Kastenwagen) gegenüber der PKW-Standardbauform sein, da das Ergebnis direkt von der Gesamthöhe abhängig ist.

4.2.2 Bestimmung der Lenkungsfunktion

Die Lenkanlage übersetzt die Drehbewegung des Lenkrades in eine Drehbewegung der Reifen. Dadurch werden Reifen-Seitenkräfte hervorgerufen, die die Fahrzeug-Lateraldynamik prägen. Die Drehbewegung des Lenkrades wird über die Lenksäule und das Kreuzgelenk an ein Getriebe geführt, das die Drehbewegung in eine translatorische Bewegung übersetzt. Diese wird durch die Kinematik der Lenkhebel und der Spurstangen in die Drehbewegung der Räder übergeführt. Die Bauteile der Lenkung können im *Lenkgetriebe* zusammengefasst werden. Die nichtlineare Zuordnung zwischen dem Lenkradwinkel und dem Radlenkwinkel nach Gleichung (4.19) wird als *Lenkungsfunktion* bezeichnet:

$$i_{S,j} = \frac{d\delta_H}{d\delta_j}, \quad j = 1 \dots 2. \quad (4.19)$$

Die Nichtlinearitäten entstehen durch die Kinematik des Lenkgetriebes. Sie werden durch die Bauform, die Anzahl und Anordnung der Gelenke sowie die Ausführung des Getriebes beeinflusst. In Abbildung 4.8 ist der Aufbau einer Zahnstangenlenkung schematisch dargestellt. Die Auslegung der Lenkung kann unter kinematischen und dynamischen Gesichtspunkten erfolgen. Bei kinematischer, kräftefreier Auslegung spricht man meistens von der *Ackermann-Lenkung*. Die Bedingung dafür ist, dass die Reifen bei kleinen Geschwindigkeiten schräglaufwinkelfrei rollen. Treten bei höheren Geschwindigkeiten Schräglaufwinkel und damit Seitenkräfte auf, kann es von Vorteil sein, von dieser Bedingung abzuweichen [MW04]. Bei dynamischer Betrachtung der Lenkungsfunktion spielt die Elastizität der Lenkung eine wichtige Rolle. Wie in Abbildung 4.8 dargestellt, können alle Elastizitäten der Lenkanlage zu einer *Lenkungssteifigkeit* c_L zusammengefasst werden. Mit der Lenkungssteifigkeit c_L und dem Lenkmoment M_H folgt für den Lenkwinkel

$$\delta_H = \bar{\delta}_H + \Delta\delta_H \quad \Rightarrow \quad \delta_H = \bar{\delta}_H + \frac{M_H}{c_L}. \quad (4.20)$$

Die Lenkungsfunktion lautet dann:

$$i_{S,j}(\delta_H, M_H) = \frac{d(\bar{\delta}_H + \Delta\delta_H)}{d\delta_j} = \frac{d\bar{\delta}_H}{d\delta_j} + \frac{d\Delta\delta_H}{d\delta_j} = \underbrace{\frac{d\bar{\delta}_H}{d\delta_j}}_{i_K} + \underbrace{\frac{d\frac{M_H}{c_L}}{d\delta_j}}_{i_D}. \quad (4.21)$$

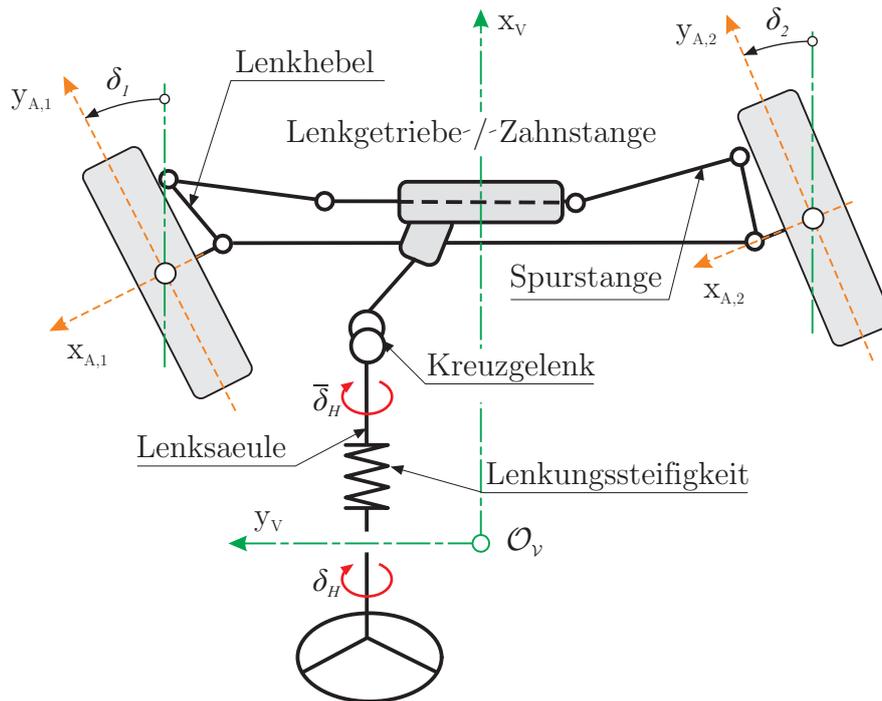


Abbildung 4.8: Vereinfachte Darstellung der Zahnstangenlenkung.

Damit setzt sich die Lenkungsübersetzung aus dem kinematischen Anteil i_K und dem dynamischen Anteil i_D zusammen. Typischerweise wird die Lenkungsfunktion in Form eines Trapezes ausgelegt. Die höhere Übersetzung in der Nähe der Nulllage bietet den Vorteil, dass die Lenkeingaben nicht zu direkt an den Reifen weitergeleitet werden. Bei höheren Fahrgeschwindigkeiten ist das Fahrzeug dadurch leichter kontrollierbar. Die direktere Übersetzung bei großen Lenkradwinkel reduziert den Lenkaufwand, zum Beispiel bei Parkvorgängen.

Zur experimentellen Bestimmung der kinematischen Lenkungsfunktion wird das Fahrzeug mit seiner Vorderachse auf reibungsarme Drehteller gestellt. Die Drehteller ermöglichen die Messung der Radlenkwinkel $\delta_{1,2}$ der gelenkten Vorderräder. Als Alternative können die Radlenkwinkel mit dem Radvektor-System RV4 gemessen werden. Der Lenkradwinkel δ_H kann in beiden Fällen mit dem Messlenkrad MSW bestimmt werden. In Abbildung 4.9 ist der Messaufbau dargestellt.

Das Lenkrad wird aus der Nulllage in eine Richtung bis zum Vollanschlag und anschließend in die Gegenrichtung bewegt. Lenkradwinkel und Radlenkwinkel werden dabei aufgezeichnet. In Abbildung 4.11 ist der Radlenkwinkel über dem Lenkradwinkel aufgetragen. Die Verläufe entsprechen jeweils dem linken und dem rechten Rad.

Durch das Lenkungsspiel entsteht beim beidseitigen Einlenken eine Hysterese, die zur vereinfachten Auswertung der Lenkungsfunktion eliminiert werden muss. Zu diesem Zweck kann, wie in Abbildung 4.10, Detail A dargestellt, der Lenkwinkel

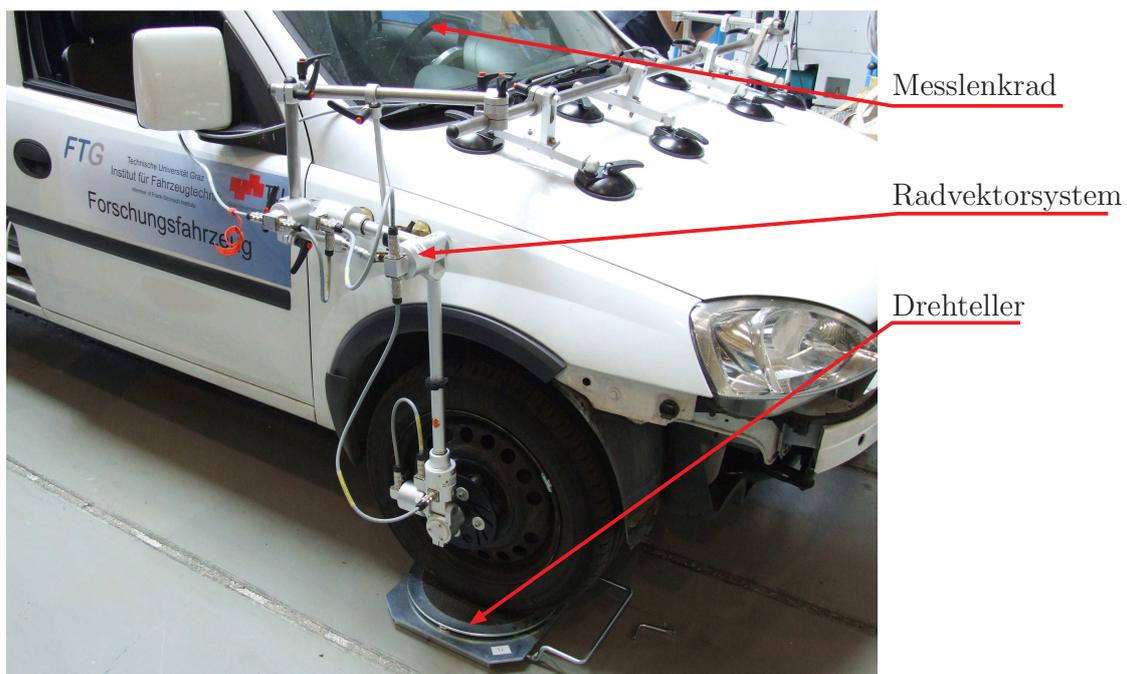


Abbildung 4.9: Experimentelle Bestimmung der Lenkungsfunktion

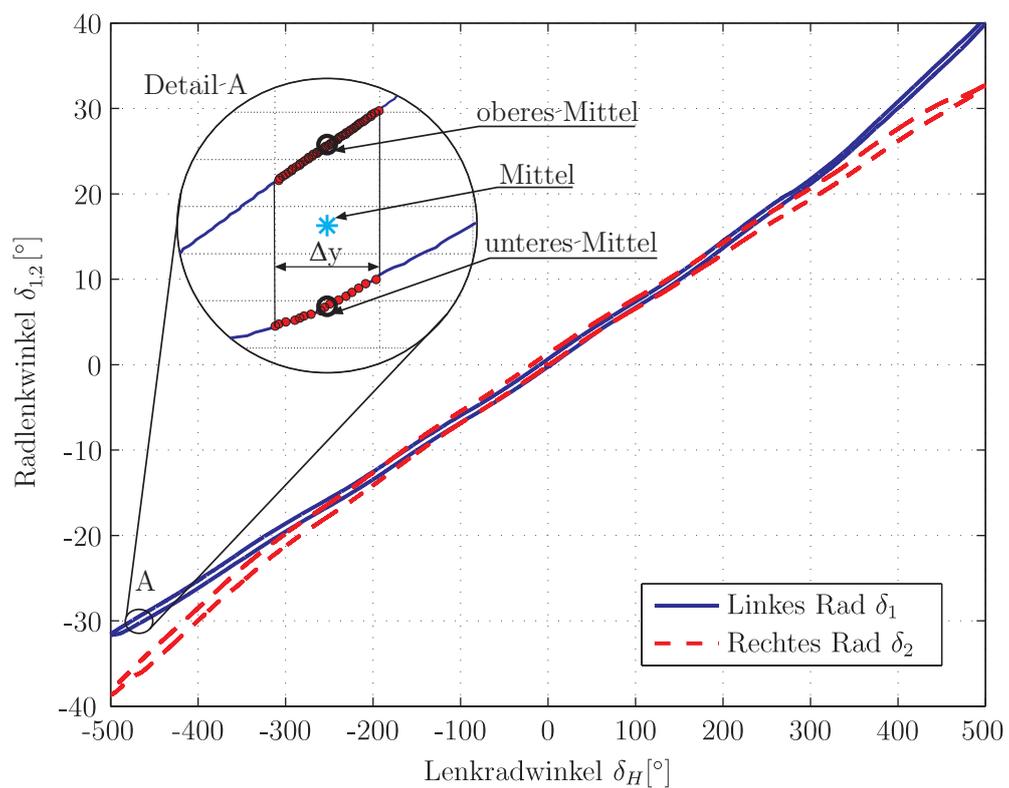


Abbildung 4.10: Messergebnisse der experimentellen Bestimmung der Lenkungs-funktion.

in Bereiche mit der Breite Δy unterteilt werden. In diesen Bereichen wird zuerst am oberen Pfad und anschließend am unteren Pfad der Hysterese der Mittelwert gebildet. In der Mitte des Bereiches lässt sich der Kurvenverlauf dann durch das Mittel aus oberem und unterem Mittelwert annähern. Die so bestimmte Kurve wird durch eine kubische Spline-Approximation angenähert. Die *Spline Toolbox* [Spl09] der Software MATLAB stellt eine Funktion zur glättenden Spline-Approximation zur Verfügung, die hier angewendet wird. Der Vorteil dieser Methode liegt in der analytischen Auswertung der Ableitung nach Gleichung (4.19) zur Berechnung der Lenkungsfunktion.

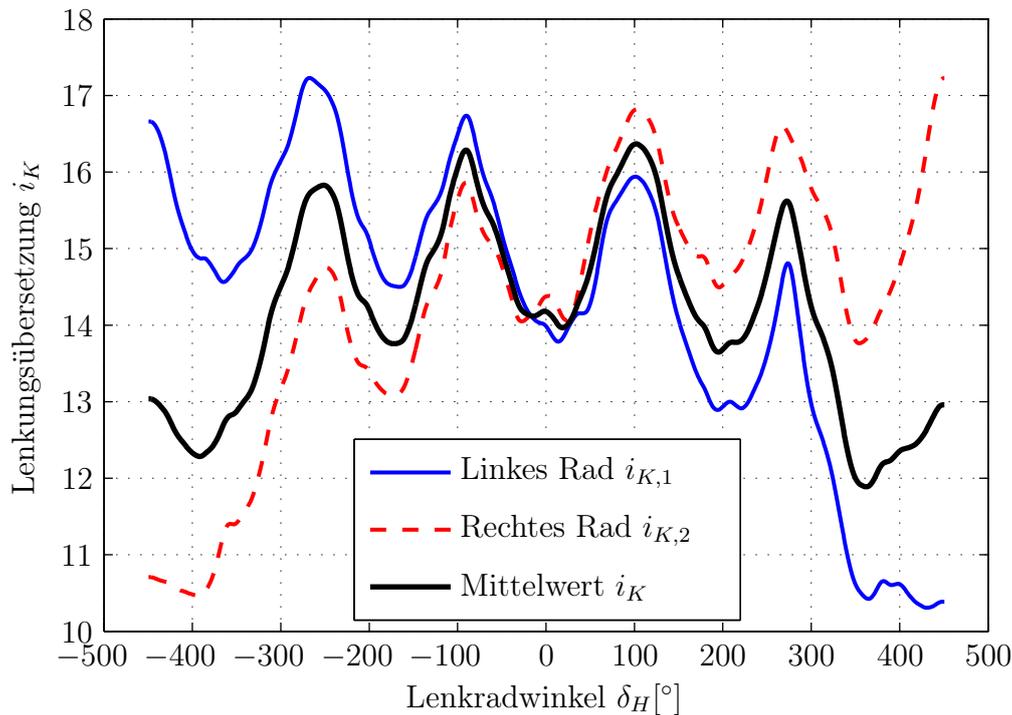


Abbildung 4.11: Lenkungsfunktion der beiden gelenkten Räder und der daraus gebildete Mittelwert.

Abbildung 4.11 zeigt die Lenkungsfunktion für das linke und rechte Rad, sowie der aus den beiden Verläufen gebildete Mittelwert. Auffallend ist die überlagerte Welligkeit der Lenkungsfunktion, die aus der ungleichförmigen Übersetzung der Kreuz- oder Kardan-Gelenke der Lenkwelle folgt. Die Schwingung hat eine Periode von 180° Lenkradwinkel, die Amplitude ist von der Einbaulage und von der Höhenverstellung der Lenkradposition abhängig. Bei starker Knickung der Gelenkwelle ist die Drehungleichförmigkeit stärker und damit ist auch die Amplitude der Welligkeit größer. Bei der stationären Kreisfahrt treten Lenkradwinkel zwischen zirka 50° und 150° auf. In diesem Bereich variiert die Lenkungsübersetzung von $i_K \approx 14$ und $i_K \approx 16.5$. Beim Einspurmodell sind die beiden Räder der Achse zu einem einzelnen

Rad zusammengefasst. In diesem Fall wird der Mittelwert der Lenkungsfunktion des linken und rechten Rades angewendet.

Auf diese Weise sind die kinematischen Einflüsse auf die Lenkungsfunktion erfasst. Die dynamische Lenkungsübersetzung i_D muss unter Berücksichtigung des Lenkungsmomentes M_h bestimmt werden. Dazu wären aufwendige Prüfstandsversuche notwendig, die im Rahmen dieser Arbeit nicht zur Verfügung standen. Die Lenkungsfunktion, wird benötigt, um die Radlenkwinkel durch relativ einfaches Messen des Lenkradwinkels zu berechnen. Alternativ dazu können die Radlenkwinkel während der Fahrmanöver mit Hilfe des Radvektormesssystems RV4 bestimmt werden. In diesem Fall ist die Elastokinematik in der Messung berücksichtigt. Im Zuge dieser Arbeit hat sich herausgestellt, dass die dynamische Lenkungsübersetzung nicht zu vernachlässigen ist (siehe Abschnitt 5.1.1). Deswegen wurde der Radlenkwinkel direkt gemessen und ausgewertet.

4.2.3 Bestimmung der Achskinematik

Die Achskinematik und Elastokinematik haben einen wesentlichen Einfluss auf das Fahrverhalten eines Fahrzeuges. Bei der Modellierung des MKS-Vollmodells (siehe Abschnitt 3.5) wurde die Kinematik der Fahrzeugachsen mittels geometrischer Bindungen und Krafterelementen, so genannten *Bushings*, nachgebildet. Um diese Achsmodelle zu parametrieren, ist die genaue Position und Orientierung der Gelenke und Bushings zu bestimmen. Darüber hinaus muss die räumliche Steifigkeit der Bushings bekannt sein. Da diese Parametrierung nur fehlerbehaftet durchführbar ist, muss die Kinematik und Elastokinematik der Achse an Messungen angepasst werden. Diese Messungen werden auf Kinematik und Elastokinematik Prüfständen durchgeführt. In Abbildung 4.12 ist der Prüfstand der Firma MAGNA STEYR [MAG09] Fahrzeugtechnik dargestellt. Er bietet die Möglichkeit, die Bewegung des Rades beim Ein- und Ausfedern, unter der Wirkung von Kräften und Momenten zu messen. Bei der Messung wird die Fahrzeugkarosserie mit Spanngurten am Prüfstand fixiert. Die Räder stehen auf hydraulischen Hubeinrichtungen, die die Ein- und Ausfederbewegungen ausführen. Gleichzeitig wird die Aufstandskraft, Position und Orientierung der Räder gemessen. Um die Einflüsse des Reifens wie z. B. die vertikale Steifigkeit auf die Messung zu eliminieren, können die Räder durch Radersatzsysteme ersetzt werden. Die Messung kann bei achsweise parallelem oder wechselseitigem Einfedern durchgeführt werden. Durch wechselseitiges Einfedern kann der Einfluss der Stabilisatoren untersucht werden und die Stabilisatorsteifigkeit bestimmt werden. Das Verhältnis der Stabilisatorsteifigkeit der Vorderachse zur Hinterachse wird als Stabilisierungsverhältnis s (siehe Abschnitt 3.4) bezeichnet und ist eine wesentliche Kenngröße des Zweispurmodells.

Als Ergebnis der Versuche erhält man folgende Kennlinien:

- Vorspur oder Sturz vs. Federweg (parallel oder wechselseitig),



Abbildung 4.12: Kinematik- und Elastokinematik-Prüfstand

- Federkennlinie (parallel oder wechselseitig),,
- Vorspur oder Sturz vs. Seitenkraft,
- Vorspur oder Sturz vs. Längskraft (Brems- oder Antriebskräfte),
- Längs- und Querverschiebung der Reifen bezüglich der Karosserie.

4.3 Stationäre Kreisfahrt als Grundlage der Identifikation

Das Fahrmanöver der stationären Kreisfahrt zählt zur Gruppe der Open-Loop Testmethoden und ist durch den *stationären* beziehungsweise *quasi-stationären* Zustand des Fahrzeuges gekennzeichnet. Es bildet hier die Grundlage zur Identifikation der stationären Reifeneigenschaften. In der Norm ISO 4138 [ISO04] ist die Versuchsdurchführung drei verschiedener Varianten der stationären Kreisfahrt vorgegeben, die in Tabelle 4.4 angeführt sind. Bei allen Varianten wird eine Größe festgehalten,

Variante	Konstant	Variabel	Gemessen
1	Radius R	Geschwindigkeit v_x	Lenkwinkel δ_H
2	Lenkwinkel δ_H	Geschwindigkeit v_x	Radius R
3	Geschwindigkeit v_x	Lenkwinkel δ_H	Radius R

Tabelle 4.4: Varianten der stationären Kreisfahrt.

eine zweite Größe wird variiert und die dritte Größe resultiert aus dem Manöver und wird gemessen. Die Varianten fallen hinsichtlich des Teststrecken-Platzbedarfs,

des Fahreranspruchs und der Instrumentierung sehr unterschiedlich aus. Variante 1 und Variante 3 stellen hohe Ansprüche an das Spurhaltevermögen des Fahrers, während bei Variante 2 durch die Fixierung des Lenkrades lediglich die Fahrzeuggeschwindigkeit kontrolliert werden muss. Es bedarf hier großer Fahrdynamikflächen, da der Kurvenradius mit steigender Geschwindigkeit zunimmt, weshalb für diese Arbeit die Variante 1 gewählt wurde.

4.3.1 Manöverdurchführung

Das Fahrzeug wird auf einer Kreisbahn mit konstantem Radius bei variierender Geschwindigkeit geführt. In der Norm ISO 4138 wird ein Kreisbahnradius von 100m vorgeschlagen, als unteres Limit wird 30m angegeben. Um die Fahrgeschwindigkeiten gering zu halten und damit den Einfluss der Aerodynamik zu minimieren wurde eine Kreisbahn mit einem Radius von 44m gewählt.

Zu Beginn des Tests wird das Fahrzeug mit möglichst geringer Geschwindigkeit (Querbeschleunigung) auf der Kreisbahn bewegt. Es hat sich bewährt das gesamte Manöver ohne Schaltvorgang auszuführen. Die Startgeschwindigkeit ergibt sich also aus der geringst möglichen Geschwindigkeit im gewählten Gang. Geschwindigkeit und Lenkwinkel werden wenige Sekunden konstant gehalten, um später den Ackermann Lenkwinkel bestimmen zu können. Anschließend wird die Geschwindigkeit in Stufen oder kontinuierlich erhöht. Die Geschwindigkeitsstufen sollen so gewählt werden, dass die Querbeschleunigung um maximal 0.2m/s^2 zunimmt [RH84]. Der Zustand des Fahrzeuges bei diskreten Geschwindigkeiten ist stationär, allerdings dauert die Durchführung des Manövers bei ausreichend feiner Diskretisierung der Geschwindigkeit relativ lange. Dadurch ergeben sich Probleme durch die Erhitzung der Reifen, welche die Identifikationsergebnisse verfälschen. Bei kontinuierlicher Erhöhung der Geschwindigkeit stellt sich ein *quasi-stationärer* Zustand ein, und die Manöverdurchführung nimmt insgesamt weniger Zeit in Anspruch. In diesem Fall muss darauf geachtet werden, dass die Zunahme der Querbeschleunigung (Querruck) laut ISO 4138 $0.2\text{m/s}^2/\text{s}$ nicht übersteigt. In der Norm wird eine Zunahme der Querbeschleunigung von $0.1\text{m/s}^2/\text{s}$ empfohlen. Die Spurabweichung bei beiden Methoden soll $\pm 0.5\text{m}$ nicht übersteigen.

Da diese Bedingungen nicht leicht einhaltbar sind ist es sinnvoll, das Manöver mehrere Male zu wiederholen. Es hat sich gezeigt, dass für eine zufriedenstellende Auswertung mindestens drei, jedoch aufgrund des Reifenverschleißes nicht mehr als fünf Wiederholungen durchgeführt werden sollten. Das Manöver wird jeweils für die Linkskurve und Rechtskurve ausgeführt und die Messdaten anschließend durch geeignete Methoden gemittelt.

4.3.2 Mittelung der Messdaten

Die ermittelten stationären Charakteristiken sollen theoretisch als Funktion der Zentripetal-Beschleunigung a_c , die zum Kreismittelpunkt zeigt, ermittelt werden, siehe Abschnitt 3.2. Praktisch wird aber die geringfügig abweichende Fahrzeug-Querbeschleunigung a_y als Bezugsgröße verwendet, da diese direkt als Messgröße zur Verfügung steht. Bei den auftretenden Schwimmwinkeln (bis ca. $\pm 3^\circ$) ist der dabei begangene Fehler vernachlässigbar, da er nur mit dem Cosinus des Schwimmwinkels eingeht. Bei der Methode der Konstant-Radius-Kreisfahrt werden folgende Verläufe ermittelt:

- Lenkradwinkel δ_H oder Radlenkwinkel δ über Querbeschleunigung („Lenksteifigkeit“),
- Schwimmwinkel β über Querbeschleunigung,
- Wankwinkel ϕ über Querbeschleunigung,
- Lenkmoment M_H über Querbeschleunigung.

Da die Manöver bei den einzelnen Messfahrten nicht exakt gleich durchführbar sind, unterscheiden sich die Messdaten sowohl im Verlauf als auch in der Messdauer. Die Mittelung auf Zeitbasis ist daher schwer möglich, besser geeignet erscheint die Querbeschleunigung als Bezugsgröße. Herkömmliche Methoden basieren auf dem Prinzip der Klassierung der Messdaten, unter dem man das Zusammenfassen von Daten nach Merkmalsausprägungen, in diesem Fall eine ähnliche Querbeschleunigungen, versteht.

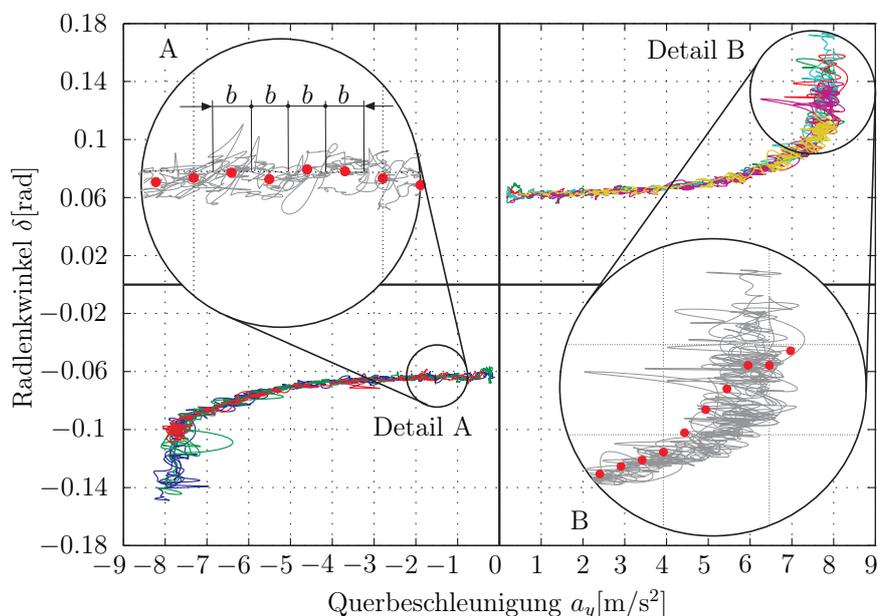


Abbildung 4.13: Klassierung der Messdaten am Beispiel des Radlenkwinkels.

Abbildung 4.13 demonstriert die Methode am Beispiel des Radlenkwinkels. Hier sind die gefilterten Rohdaten von jeweils fünf Links- und Rechts-Kreisfahrten dargestellt. Innerhalb der Klassenbreite b wird der Mittelwert, der sich in dieser Klasse befindlichen Messdaten, gebildet. Die Punkte in den Detaildarstellungen der Abbildung 4.13 stellen jeweils den berechneten Mittelwert dar. Diese Methode funktioniert bei moderat ansteigenden Kurvenverläufen (Abbildung 4.13, Detail A) relativ gut, versagt aber bei der progressiven Charakteristik des Radlenkwinkels (Abbildung 4.13, Detail B). Hier wird die Charakteristik durch die Mittelwertbildung schlecht angenähert.

Um diese Missstände zu umgehen, wurde in dieser Arbeit eine neuartige Methode zur Mittelung der Messdaten entwickelt, die in mehreren Schritten abläuft. Zu Beginn werden die Messdaten eingelesen und gefiltert, siehe Abschnitt 4.1.4.

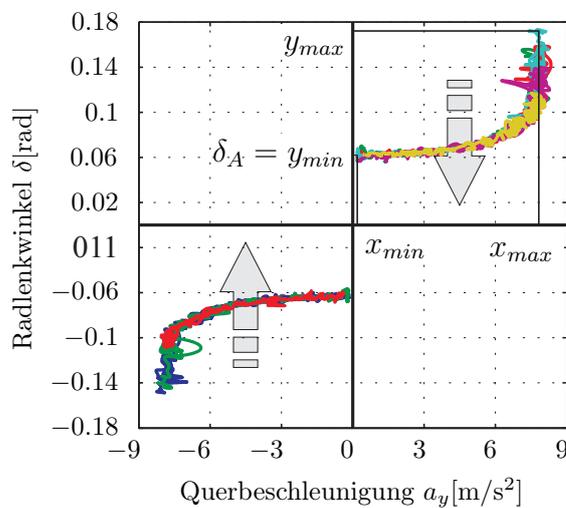


Abbildung 4.14: Normierung/Verschiebung.

$$\Delta y = y_{max} - y_{min} , \quad (4.22a)$$

$$\Delta x = x_{max} - x_{min} . \quad (4.22b)$$

Damit lässt sich die Normierung und die Verschiebung des Radlenkwinkels auf die Nulllinie wie folgt vornehmen:

$$\delta^{norm} = \frac{\delta - y_{max}}{\Delta y} . \quad (4.23)$$

Die Normierung der Querbeschleunigung geschieht mit der Vorschrift:

$$a_y^{norm} = \frac{a_y}{\Delta x} . \quad (4.24)$$

Das Ergebnis der Normierung und Verschiebung der Daten ist in Abbildung 4.15 zu sehen. Durch die Operationen entsteht aus der Lenkwinkel/Querbeschleunigungs-

Im darauffolgenden Schritt werden die Achsen der Kurve jeweils auf den Betrag ± 1 normiert und deren Maximalwert y_{max} auf die Nulllinie verschoben. Das Vorgehen ist hier am Beispiel des Lenkwinkel-Querbeschleunigungs-Verlaufs bei Linkskurve gezeigt. Um die Lenkwinkel- und Querbeschleunigung zu normieren, müssen die Spreizungen Δy und Δx , die Maxima y_{max}, x_{max} und die Minima y_{min}, x_{min} der Messdaten bestimmt werden (Abbildung 4.14), wobei gilt:

Charakteristik ein kreis-ähnlicher Kurvenverlauf. Es ist also nahe liegend die so erhaltenen Daten in Polarkoordinaten zu transformieren. Die Transformationsvor-

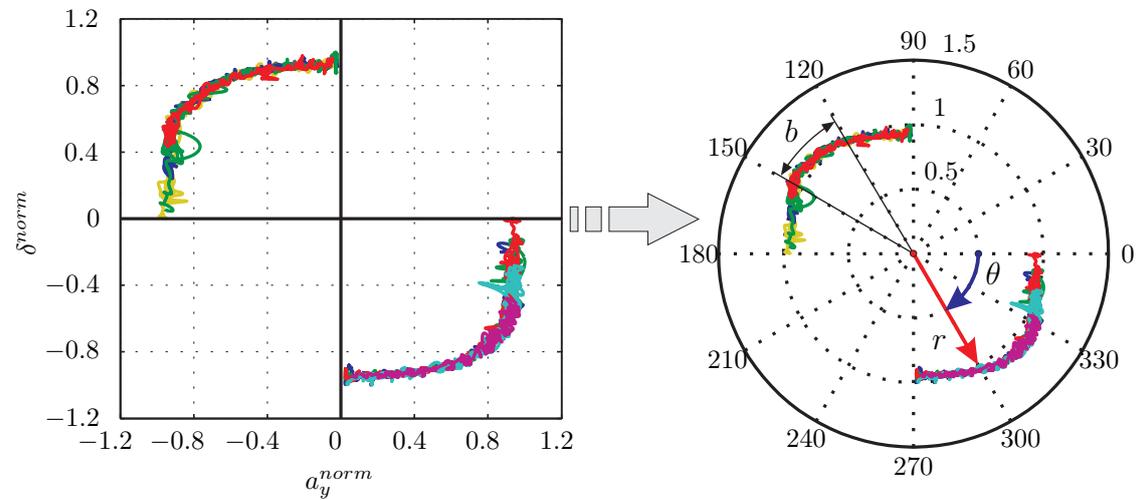


Abbildung 4.15: Normierte Daten und Koordinatentransformation.

schrift von kartesischen in Polarkoordinaten ist mit den Gleichungen

$$r = \arctan\left(\frac{a_y^{norm}}{\delta^{norm}}\right) \quad \text{und} \quad (4.25a)$$

$$\theta = \sqrt{(a_y^{norm})^2 + (\delta^{norm})^2} \quad (4.25b)$$

gegeben. Abbildung 4.15 zeigt das Ergebnis der Koordinatentransformation. Man erkennt, dass der Radius r keinen starken Änderungen unterliegt und somit zur Mittelung geeignet ist. Er kann durch die bekannte Methode der Klassierung, mit der Merkmalsausprägung ähnlicher Winkeldaten θ , bestimmt werden. Dazu wird der Mittelwert der Radiuswerte, die sich in einer bestimmten Klassenbreite b befinden, gebildet. Die so erhaltenen gemittelten Daten \hat{r} und $\hat{\theta}$ werden im folgenden Schritt mit den Transformationsvorschriften

$$\hat{a}_y^{norm} = \hat{r} \cos \hat{\theta}, \quad (4.26a)$$

$$\hat{\delta}^{norm} = \hat{r} \sin \hat{\theta} \quad (4.26b)$$

wieder in kartesische Koordinaten rücktransformiert. In Abbildung 4.16 sind die in Polarkoordinaten gemittelten Daten und die Rücktransformation dargestellt. Im letzten Schritt wird die in Gleichung (4.23) und (4.24) vorgenommene Normierung der Größen Lenkwinkel und Querbeschleunigung wie folgt rückgängig gemacht:

$$\hat{\delta} = \left(\hat{\delta}^{norm} \Delta y\right) + y_{max}, \quad (4.27a)$$

$$\hat{a}_y = \hat{a}_y^{norm} \Delta x. \quad (4.27b)$$

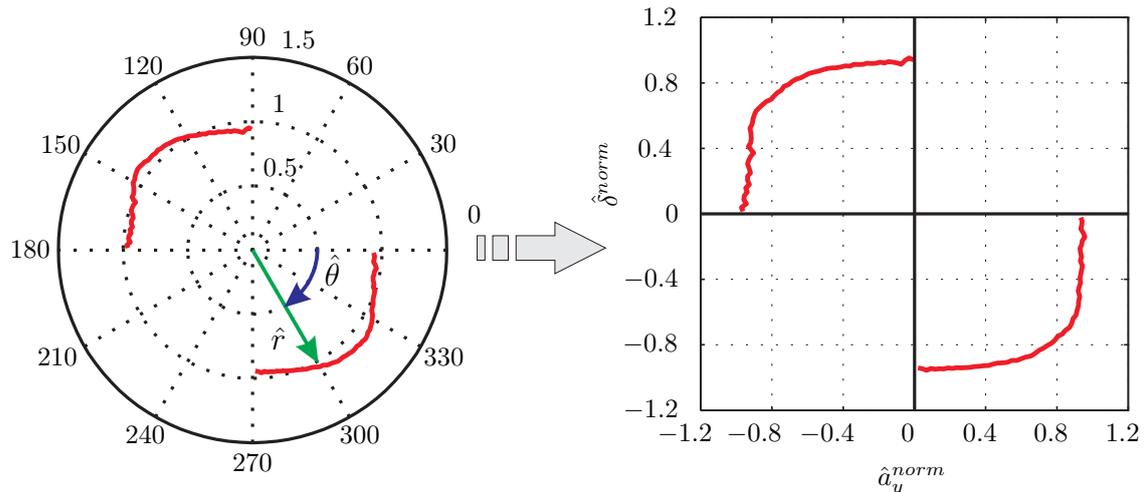


Abbildung 4.16: Rücktransformierung der gemittelten Daten.

Das in Abbildung 4.17 dargestellte Resultat der Mittelungsmethodik zeigt, dass die Lenkwinkel-Charakteristik im progressiv ansteigenden Bereich deutlich besser als bei der Standard-Methode angenähert wird. Im linear ansteigenden Bereich erhält man nahezu identische Ergebnisse. Die vorgestellte Methodik zeigt ihre Vorteile vor allem bei stark progressiven Kurvenverläufen wie z.B. die Lenkwinkel- oder die Schwimmwinkel-Charakteristik. Es ist auch möglich, rückläufige Charakteristiken, wie es beim Lenkwinkel unter Umständen der Fall sein kann, zu mitteln. Bei linear oder moderat ansteigenden Kurven, wie z.B. die Wankwinkel und Lenkmomenten-Charakteristik, lässt sich weiterhin die übliche Methode empfehlen.

4.3.3 Charakteristische Kenngrößen

Zum einfacheren Vergleich von verschiedenen Fahrzeugen sind in der Norm ISO-4138 [ISO04] und in ISO-8855 [ISO91] verschiedene Kenngrößen definiert, die aus den Messdaten der stationären Kreisfahrt berechnet werden können. Dabei handelt es sich großteils um Gradienten, die üblicherweise im linearen Bereich des Fahrmanövers bezogen auf die Querbeschleunigung a_y ausgewertet werden. Einige wichtige Kenngrößen sind nachfolgend aufgelistet:

- Lenkwinkelgradient $\frac{\partial \delta_H}{\partial a_y}$,
- Schwimmwinkelgradient $\frac{\partial \beta}{\partial a_y}$,
- Wankwinkelgradient $\frac{\partial \phi}{\partial a_y}$,
- Lenkmomentgradient $\frac{\partial M_H}{\partial a_y}$.

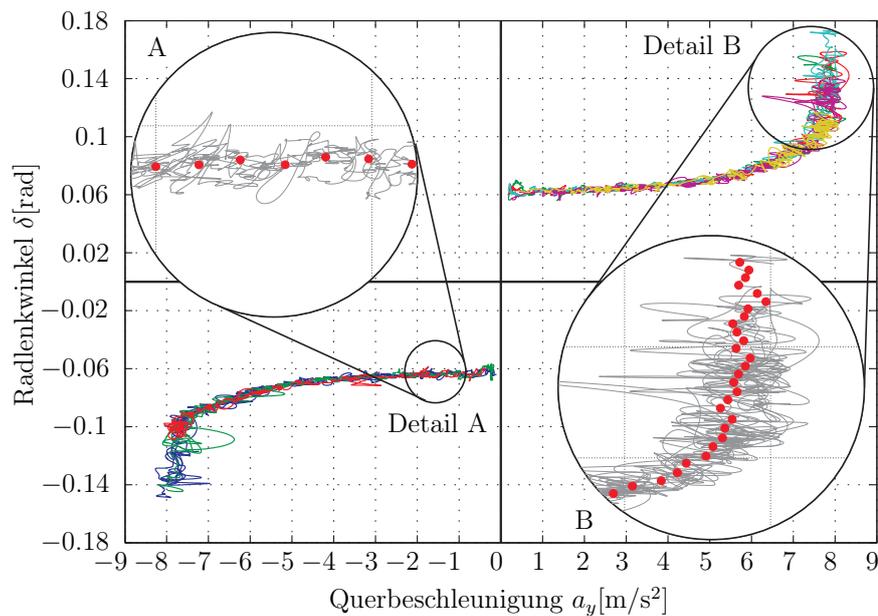


Abbildung 4.17: Klassierung der Messdaten in Polarkoordinaten am Beispiel des Radlenkwinkels.

Die numerische Berechnung der Gradienten aus den gemessenen verrauschten Daten erweist sich in der Praxis als äußerst schwierig. Aus diesem Grund werden die Messdaten durch Approximationsfunktionen mittels mathematischer Routinen angenähert. Die Gradienten dieser Funktionen lassen sich dann analytisch durch Ableiten bestimmen.

4.3.4 Mathematische Approximation der Messdaten

Wie in Abbildung 4.18 deutlich erkennbar ist, unterscheiden sich die ermittelten Charakteristiken zum Teil grundlegend in ihrem Kurvenverlauf. Die Abbildung zeigt die gefilterten Rohdaten, sowie die gemittelten Daten. Wegen der unterschiedlichen Verläufe ist die Mittelungsmethodik und auch die Approximationsmethode dem Kurvenverlauf anzupassen. Radlenkwinkel und Schwimmwinkel eignen sich zur Mittelung in Polarkoordinaten; Lenkmoment und Wankwinkel können in kartesischen Koordinaten gemittelt werden.

Beim Manöver der stationären Kreisfahrt ist eine lineare Betrachtung des Fahrzeugverhaltens bis zu einer Querbeschleunigung von zirka 4m/s^2 zulässig. In diesem Bereich ist es ausreichend, die Kurven durch eine lineare Approximation anzunähern. Bei größeren Querbeschleunigungen ergeben sich zum Teil stark progressive Verläufe, im Extremfall ändert die Charakteristik sogar ihre Richtung. Hier müssen

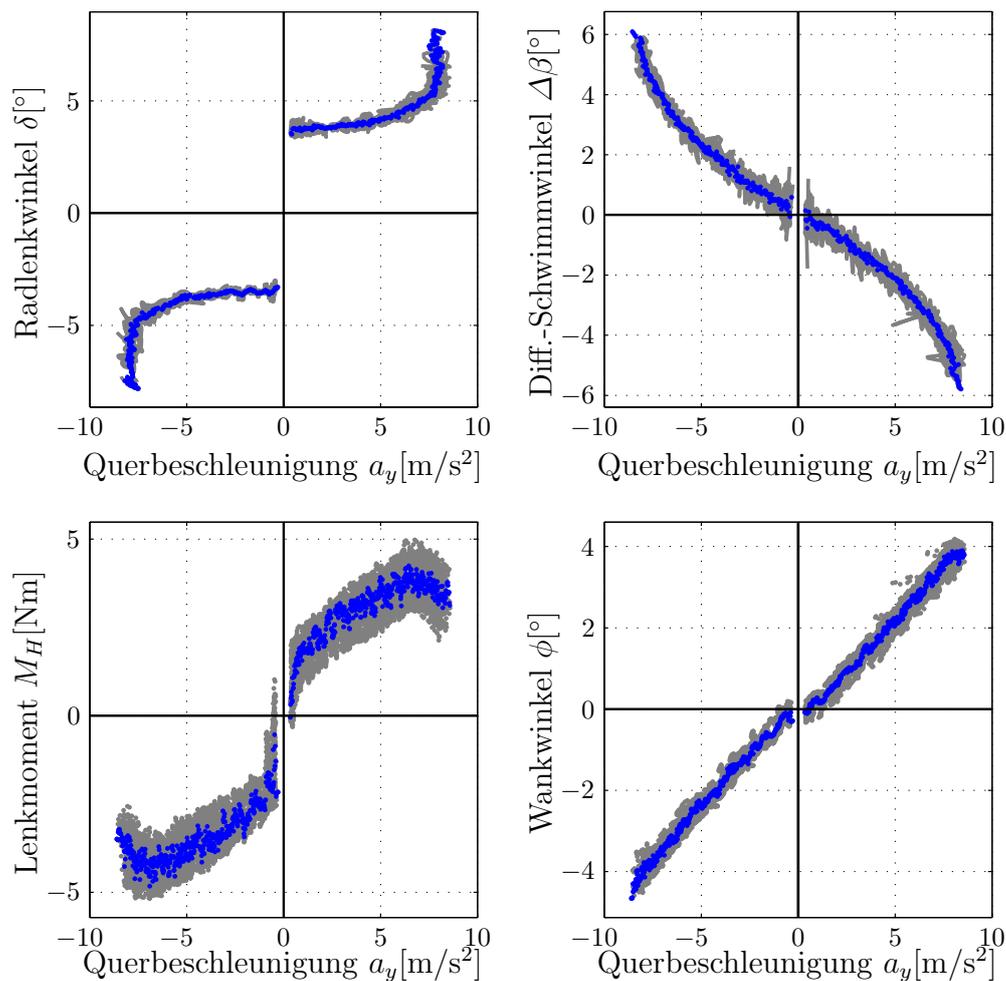


Abbildung 4.18: Radlenkwinkel, Differenz-Schwimmwinkel, Lenkmoment und Wankwinkel über Querbeschleunigung.

geeignete Approximationsfunktionen gewählt werden, die in der Lage sind dem Kurvenverlauf zu folgen.

Neben den Methoden der linearen Approximation sind *Kubische Splines* ein häufig eingesetztes Hilfsmittel um Kurvenverläufe mathematisch zu beschreiben. Als Spline n -ten Grades bezeichnet man eine stückweise aus Polynomen zusammengesetzte Funktion, die $n - 1$ mal stetig differenzierbar ist. Ein kubischer Spline ist folglich zweimal stetig differenzierbar und mit seiner glättenden Eigenschaft zur Bestimmung der charakteristischen Gradienten geeignet. MATLAB stellt mit der *Spline-Toolbox* [Spl09] eine umfangreiche Sammlung an Funktionen zur Behandlung von Splines zu Verfügung, die die Approximation der Daten aber auch die Nachbearbeitung, wie zum Beispiel die Differentiation, ermöglicht. Stark ansteigende oder rückläufige Charakteristiken wie z.B. die Radlenkwinkel-Charakteristik lassen sich mit Splines

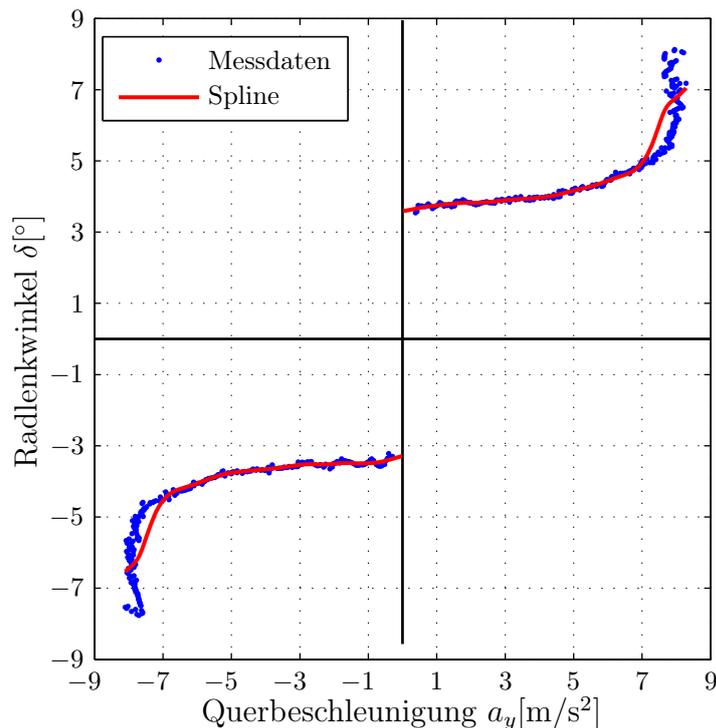


Abbildung 4.19: Radlenkwinkel: Gemittelte Messdaten und Spline-Approximation

jedoch nur unbefriedigend angenähern, siehe Abbildung 4.19. Im Folgenden wird am Beispiel des Radlenkwinkels eine Approximationsmethodik gezeigt, die vor allem im steil ansteigenden Bereich der Kurve gute Ergebnisse liefert.

Werden bei der Darstellung der Radlenkwinkel-Charakteristik die Ordinate und die Abszisse vertauscht und der Versatz zur Nulllinie eliminiert, so erhält man die Darstellung in Abbildung 4.20. Der Versatz zur Nulllinie stellt den Ackermannwinkel $\delta_{A,l}$ der Linkskurve und $\delta_{A,r}$ der Rechtskurve dar. Durch eine lineare Approximation der Messdaten im Bereich $0\text{m/s}^2 \leq a_y \leq 4\text{m/s}^2$ und Schneiden der Geradengleichung mit der Ordinate, kann der Ackermann Winkel bestimmt werden. Es fällt auf, dass die durch diese Transformation entstandene Charakteristik, der Reifen-Schlupf Kurve sehr ähnlich ist. Dies ist auch nicht verwunderlich, da der Schräglaufwinkel α im Korrekturlenkwinkel $\Delta\delta$ und der Seitenkraft F_y auf die Querbeschleunigung a_y abgebildet wird.

Für die Reifen-Schlupf Kurve wurden bereits einige Approximationsfunktionen entwickelt. Sehr gut eignen sich z.B. PACEJKA'S Magic Formula [Pac02] mit den Parametern $\mathbf{p} = [B, C, D, E]^T$ nach Gleichung (4.28a) oder die Modellansatzfunktion des Reifenmodells TM_simple von HIRSCHBERG [Hir09], entsprechend Gleichung (4.28b), mit den Parametern $\mathbf{p} = [K, B, A]^T$. Die Magic Formula hat mit vier

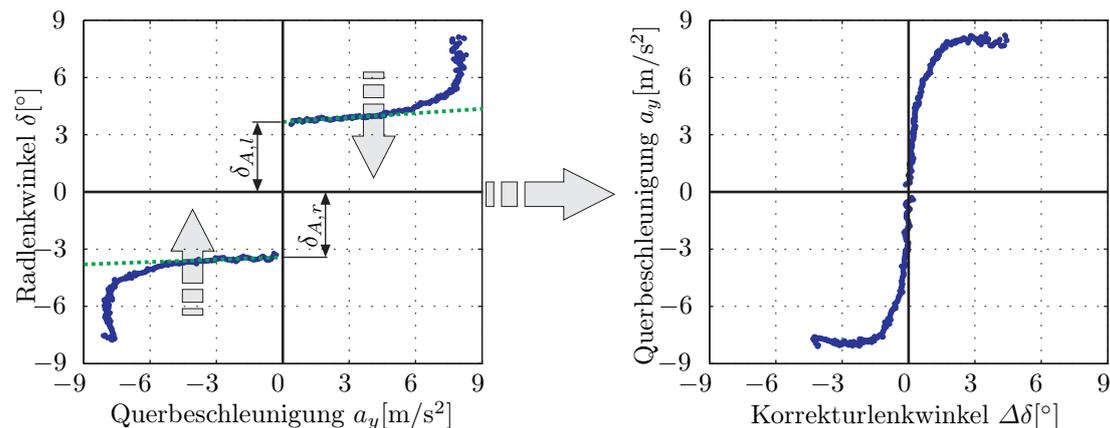


Abbildung 4.20: Transformation der Radlenkwinkel Charakteristik.

Parametern um einen Parameter mehr als die Modellfunktion von `TM_simple` und bietet somit mehr Stellmöglichkeiten bei der Optimierung. Die beiden Ansätze lauten:

$$y(x, \mathbf{p}) = D \sin \{ C \arctan [Bx - E [Bx - \arctan (Bx)]] \} , \quad (4.28a)$$

$$y(x, \mathbf{p}) = K \sin \left[B \left(1 - e^{-\frac{|x|}{A}} \right) \operatorname{sign}(x) \right] . \quad (4.28b)$$

Die nichtlinearen Approximationsfunktionen müssen durch iterative Optimierungsverfahren an die vorbereiteten m Messdaten angepasst werden. Die Zielfunktion wird in Form von m quadratischen Termen formuliert. Das *nonlinear least squares* Optimierungsproblem mit n Nebenbedingungen lautet dann:

$$\min_{\mathbf{p} \in \mathbb{R}^n} f(\mathbf{p}) = \sum_{i=1}^m [r_i(\mathbf{p})]^2 = \mathbf{r}(\mathbf{p})^T \mathbf{r}(\mathbf{p}) , \quad (4.29)$$

Mit den Nebenbed.: $lb_j \leq p_j \leq ub_j$ mit $j = 1 \dots n$.

Die Nebenbedingungen sollen die Modellparameter in realistische Wertebereiche einschränken. Die untere Schranke wird mit \mathbf{lb} , die obere Schranke mit \mathbf{ub} angegeben. Dabei ist m die Anzahl der Messpunkte und n die Anzahl der Parameter. Die Terme $r_i(x)$ kann man als Residuen bezeichnen, die die Differenz der Messwerte y_m und der Modellwerte $y(x, \mathbf{p})$ in Abhängigkeit der Modellparameter \mathbf{p} darstellen:

$$r_i(\mathbf{p}) = [y(x_i, \mathbf{p}) - y_m] . \quad (4.30)$$

Approximationsaufgaben werden sehr effizient mit dem *Gauß-Newton*-Algorithmus gelöst [CZ01], [Fle87]. Das Verfahren zeichnet sich dadurch aus, dass der Gradient der Zielfunktion exakt berechnet und die zweite Ableitung, die Hesse-Matrix, sehr

effizient geschätzt werden kann. Unter gewissen Voraussetzungen kann es jedoch vorkommen, dass die Hesse-Matrix die geforderten numerischen Eigenschaften nicht erfüllt. In diesem Fall muss auf alternative Methoden zurückgegriffen werden. Eine weitere Einschränkung des Gauß-Newton Verfahrens ist, dass Nebenbedingungen nicht berücksichtigt werden können. Zur Erhöhung der numerischen Stabilität und zur Berücksichtigung der Nebenbedingungen wird das *Trust-Region*-Verfahren bevorzugt, welches eine Erweiterung zum Gauss-Newton-Verfahrens darstellt. Diese Methoden werden von der MATLAB *Curve Fitting Toolbox* [Cur09] zur Verfügung gestellt.

In Abbildung 4.21 links ist die Approximation der gemittelten Daten mit dem Magic-Formula Ansatz dargestellt. Nach der Approximation der Daten muss die vorher durchgeführte Transformation wieder rückgängig gemacht werden. Abbildung 4.21 rechts, zeigt das Ergebnis der Approximation. Es ist erkennbar, dass die

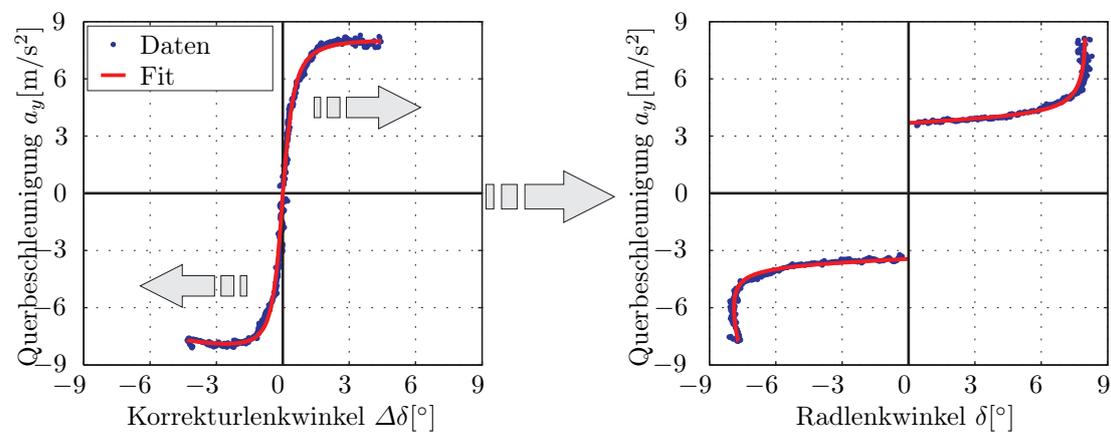


Abbildung 4.21: Approximation und Rücktransformation der Radlenkwinkel Charakteristik.

Annäherung an die Messdaten im progressiv ansteigenden Bereich deutlich besser als durch die Spline-Approximation geschieht. Die Approximationsfunktion ist auch in der Lage, dem rückläufigen Trend der Messdaten zu folgen. Diese Methode eignet sich für die Charakteristiken des Radlenkwinkels oder Lenkradwinkels sowie für die Schwimmwinkel-Charakteristik. Für die Lenkmomenten-Charakteristik kann eine Spline-Approximation verwendet werden. Der Wankwinkel ist annähernd proportional zur Querbeschleunigung. Eine lineare Approximation ist also ausreichend.

Abbildung 4.22 zeigt schließlich die Rohdaten, die gemittelten Daten und die Approximationen der ausgewerteten Charakteristiken. Hier ist der Radlenkwinkel und der Schwimmwinkel mittels Magic-Formula-Ansatz, das Lenkmoment und der Wankwinkel mittels Spline-Approximation angenähert. Alle Verläufe sind durch mathematische Funktionen beschrieben, die auf einfache Weise differenziert werden können, um die charakteristischen Kenngrößen (siehe Abschnitt 4.3.3) zu bestimmen.

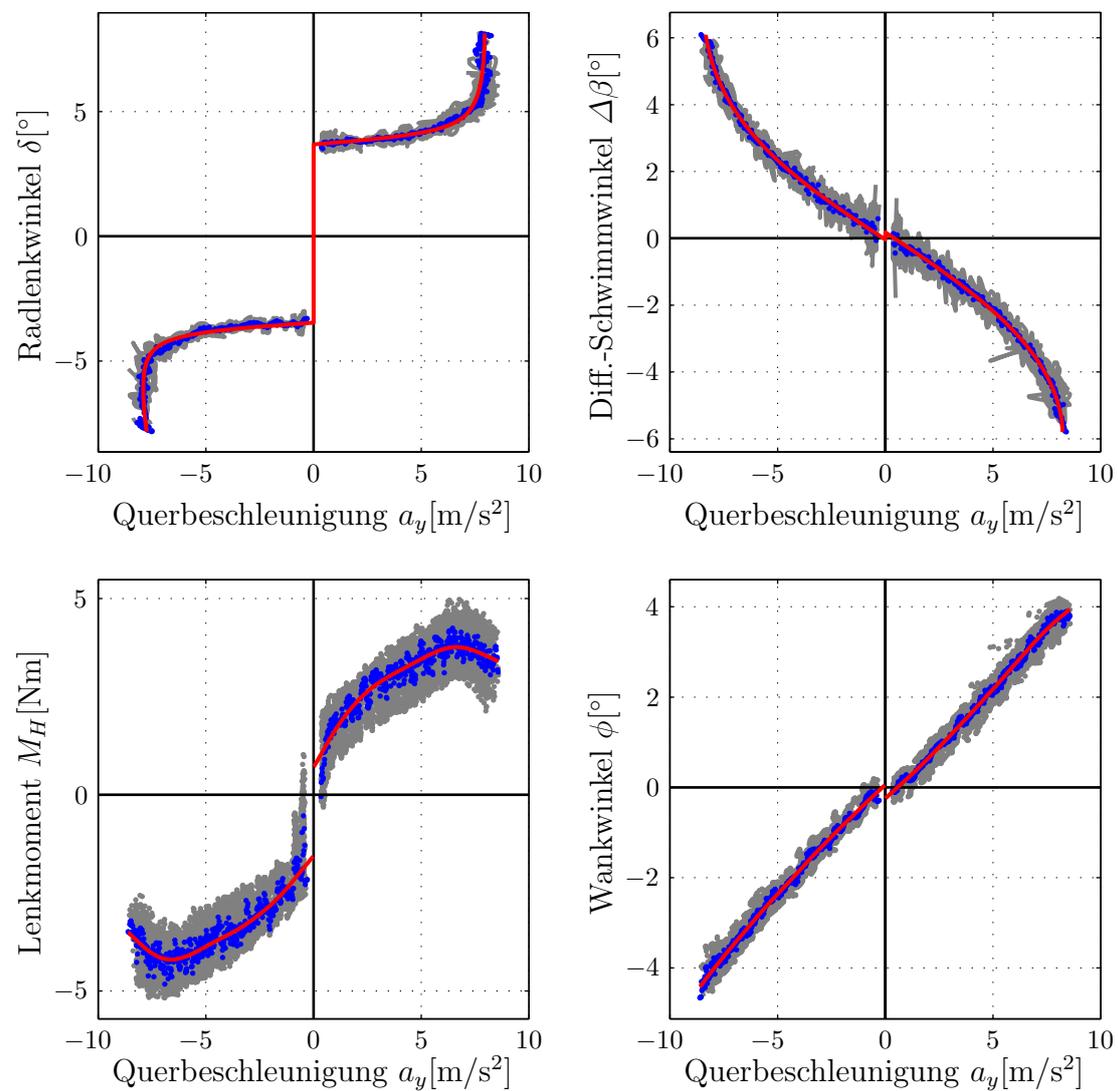


Abbildung 4.22: Approximierte Verläufe der gemessenen Radlenkwinkel, Differenz-Schwimmwinkel, Lenkmoment und Wankwinkel über Querbeschleunigung.

KAPITEL 5

Identifikation der Reifenparameter

Das folgende Kapitel beschreibt eine Methodik, mit deren Hilfe aus den Messdaten der stationären Kreisfahrt ein einfaches Reifenmodell parametriert werden kann. Die vorbereitenden Arbeiten und die fahrdynamischen Grundlagen zu dieser Methode sind in Kapitel 3 und Kapitel 4 ausführlich behandelt. Abbildung 5.1 zeigt schematisch die Vorgehensweise der Identifikation und den Signalfluss durch die Methodik.

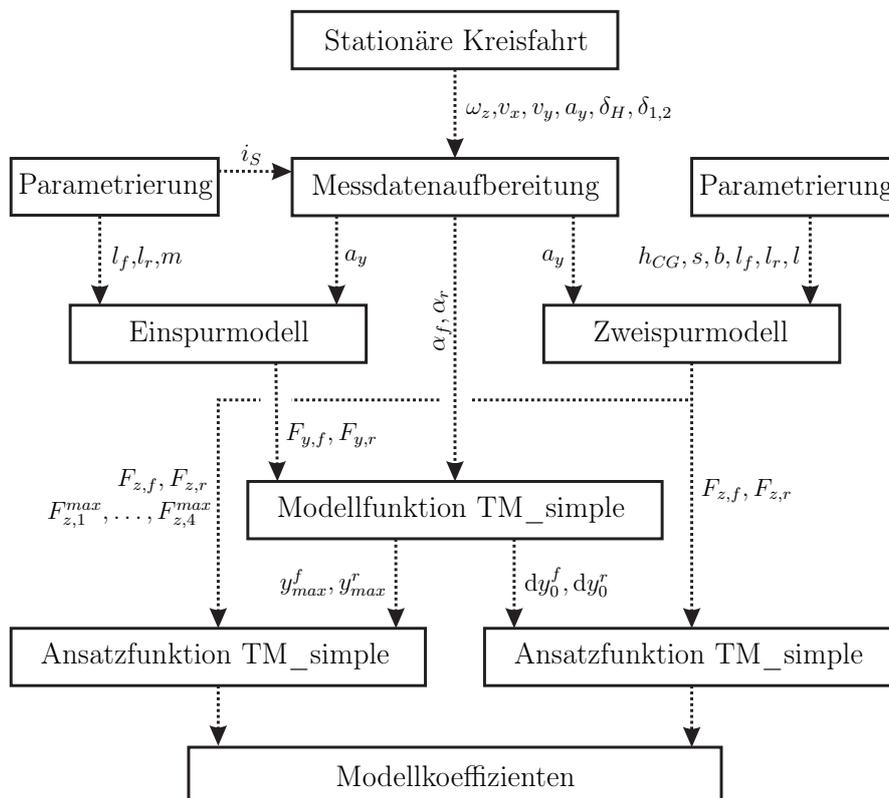


Abbildung 5.1: Ablauf der Identifikationsmethodik.

Ausgehend von den Gleichungen des Einspur- und Zweispurmodells bei stationärer Kreisfahrt lassen sich die Achsseitenkräfte $F_{y,f}$, $F_{y,r}$ und die Radaufstandskräfte $F_{z,1}$ bis $F_{z,4}$ berechnen, siehe Abschnitt 3.3 und 3.4. Die Parametrierung der verwendeten Fahrzeugmodelle ist in Abschnitt 4.2, das Fahrmanöver der stationären Kreisfahrt sowie die Aufbereitung der Messdaten ist in Abschnitt 4.3 beschrieben. Grundlage der Identifikation bildet das Reifenmodell `TM_simple`. Optimierungsroutinen ermöglichen abschließend die Identifizierung der Koeffizienten des Reifenmodells, aus den ermittelten Kräften und den Schräglaufwinkeln.

5.1 Größen zur Identifikation der Reifeneigenschaften

Im folgenden Abschnitt wird auf die Besonderheiten, die bei der Bestimmung der zur Identifikation notwendigen Größen zu beachten sind, hingewiesen.

5.1.1 Bestimmung der Schräglaufwinkel

Die Schräglaufwinkel ergeben sich bei bekannter Position des Geschwindigkeitssensors und der Reifen, aus der Quer- und Längsgeschwindigkeit v_x, v_y und der Gierrate ω_z , wie in Abschnitt 4.1.3 beschrieben. Zur Berechnung der Schräglaufwinkel der Vorderachse muss der Radlenkwinkel bekannt sein, der sich aus dem Lenkradwinkel und der Lenkübersetzung i_S nach Abschnitt 4.2.2 ermitteln lässt. Für den Schräglaufwinkel gilt der Zusammenhang

$$\alpha_i = \arctan\left(\frac{C^v v_{y,i}}{C^v v_{x,i}}\right) \quad \text{mit } i = 1 \dots 4. \quad (5.1)$$

Die Geschwindigkeiten $C^v v_{y,i}, C^v v_{x,i}$ sind im radfesten Koordinatensystem \mathcal{C}_i angegeben und müssen vom Messpunkt \mathcal{O}_M in den Radmittelpunkt transformiert werden. Dabei ist zu beachten, dass das Koordinatensystem \mathcal{C}_1 und \mathcal{C}_2 um die Radlenkwinkel δ_1 und δ_2 gegenüber dem Messkoordinatensystem \mathcal{O}_M gedreht ist, siehe Abbildung 5.2. Die Transformation der Geschwindigkeiten laut Gleichung (4.1a) lautet:

$${}^v \mathbf{v}_i = {}^v \mathbf{v}_M + \boldsymbol{\omega} \times {}^v \mathbf{r}_i \quad \text{mit } i = 1 \dots 4. \quad (5.2)$$

Dabei ist \mathbf{r}_i der Ortsvektor vom Messpunkt in den jeweiligen Radmittelpunkt mit den drei Komponenten $r_{x,i}, r_{y,i}, 0$. Für die Schräglaufwinkel gelten dann die

zu berücksichtigen ist. Um diesen Einfluss zu untersuchen, wurde ein nicht mitrotierender Geschwindigkeitssensor SF-II-P, siehe Abschnitt 4.1.1, an der Felge des linken hinteren Rades montiert. Diese Messung erlaubt den direkten Vergleich des Schräglaufwinkels, der sich aus der Längs- und Quergeschwindigkeit der Karosserie ergibt mit jenem der direkt an der Felge gemessen wird und alle elastokinematischen Einflüsse enthält.

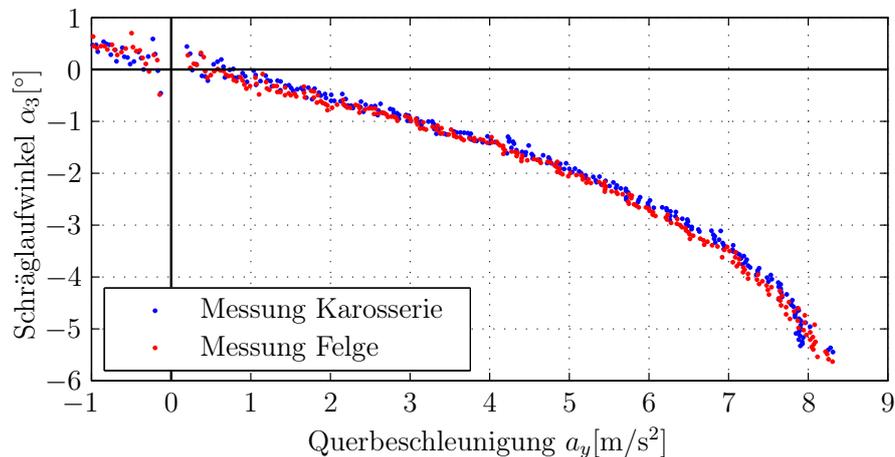


Abbildung 5.3: Vergleich der Schräglaufwinkel, Opel Combo 1.6 CNG, stationäre Kreisfahrt.

In Abbildung 5.3 sind die Schräglaufwinkel des linken hinteren Rades, bei der Linkskurve der stationären Kreisfahrt gegenübergestellt. Dabei handelt es sich um gemittelte Messdaten, die aus fünf Manöverwiederholungen berechnet wurden. Der an der Karosserie und der an der Felge bestimmte Schräglaufwinkel ist nahezu deckungsgleich. Die Elastokinematik hat bei diesem Versuchsfahrzeug einen nicht messbaren Einfluss auf die Schräglaufwinkel, weshalb hier die aufwändige Messung der Horizontalgeschwindigkeiten an der Felge nicht erforderlich ist.

Einfluss der Lenkung

Abschnitt 4.2.2 hat bereits auf die Bedeutung der Lenkungseigenschaften und im Speziellen der Lenkungsfunktion auf die Ermittlung der Radlenkwinkel hingewiesen. Wie beschrieben, lassen sich diese aus dem Lenkradwinkel δ_H und der Lenkungsfunktion i_S , die sich hier ausschließlich aus der kinematischen Übersetzung i_K bildet, berechnen. Die Vernachlässigung der elastischen Eigenschaften der Lenkung erfordert die Verifikation dieser Vorgangsweise. Um den Einfluss der Lenkungselastizitäten zu untersuchen, wurde der Radlenkwinkel mit dem Radvektorsystem RV4 zeitgleich zum Lenkradwinkel erfasst und verglichen. Der Vergleich zeigt eine nicht vernachlässigbare Abweichung der Größen, wie In Abbildung 5.4 deutlich zu sehen

ist. Es handelt sich hier wiederum um die aus fünf Manöverwiederholungen der Linkskurve gemittelten Messdaten.

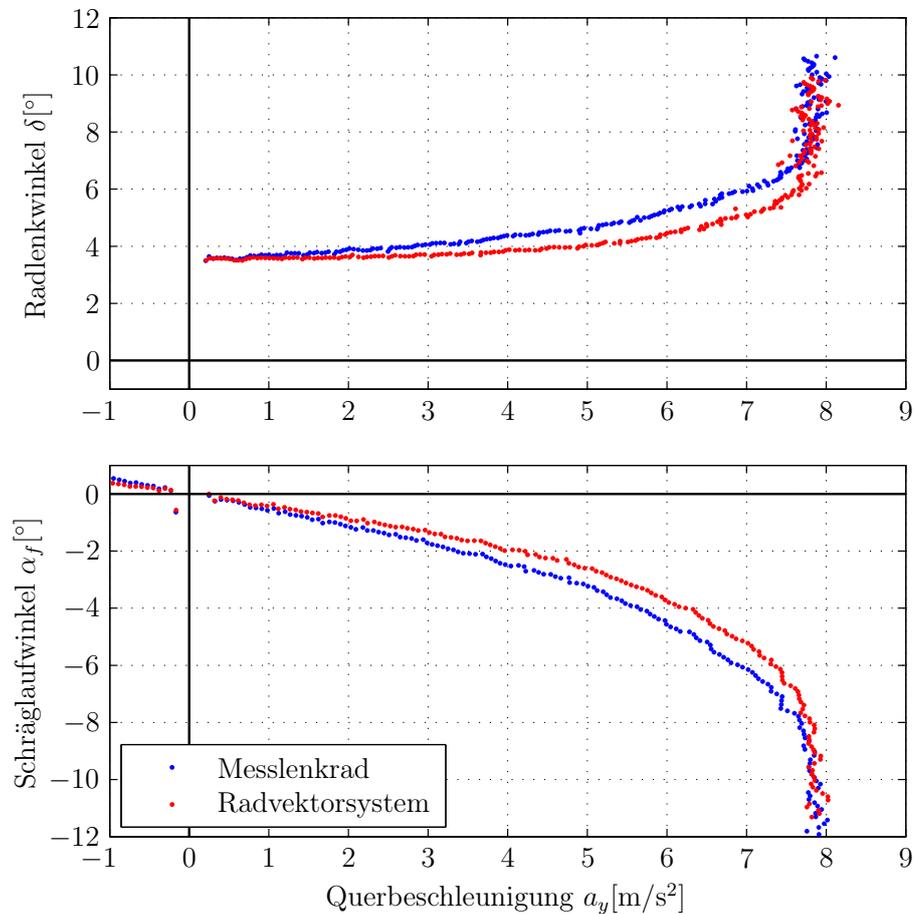


Abbildung 5.4: Vergleich des gemittelten Radlenkwinkels und der ermittelten Schräglaufwinkel an der Vorderachse, Opel Combo 1.6 CNG, stationäre Kreisfahrt.

Der Schräglaufwinkel an der Vorderachse α_f entspricht hier dem Mittelwert zwischen den Schräglaufwinkeln α_1, α_2 des linken und des rechten Rades, was für kleine Lenkwinkelbeträge zulässig ist. Für die Bestimmung des Schräglaufwinkels sind die elastischen Eigenschaften der Lenkanlage modellhaft zu berücksichtigen. Wenn die Steifigkeitsparameter der Lenkung unbekannt sind, so kann der Radlenkwinkel auch mittels Radvektorsystem gemessen werden. Die Lenkungssteifigkeit c_L lässt sich daraus mit der Beziehung (4.20) grob abschätzen.

5.1.2 Bestimmung der Achs-Seitenkräfte

Bei bekannter Schwerpunktlage l_f, l_r und Fahrzeugmasse m , liefern die Bewegungsgleichungen des linearen Einspurmodells nach Gleichung (3.14), die Achsseitenkräfte $F_{y,r}$ und $F_{y,f}$ an der Hinterachse und Vorderachse. Unter den Voraussetzungen der stationären Kreisfahrt vereinfacht sich die Bewegungsgleichung zu

$$m \underbrace{(\dot{v}_y - \omega_z v_x)}_{a_y} = F_{y,f} + F_{y,r}, \quad (5.4a)$$

$$0 = F_{y,f} l_f + F_{y,r} l_r. \quad (5.4b)$$

Mit Gleichung (3.10) für die Querbeschleunigung a_y folgen für die Achsseitenkräfte in fahrzeugfesten Koordinaten \mathcal{O}_V , die Gleichungen

$${}^V F_{y,f} = m a_y \frac{l_r}{l_f + l_r}, \quad (5.5a)$$

$${}^V F_{y,r} = m a_y \frac{l_f}{l_f + l_r}. \quad (5.5b)$$

Die Angriffspunkte der Reifenseitenkräfte sind um die so genannten Reifennachläufe $t_{p,f}, t_{p,r}$, siehe Abschnitt 2.2.2, nach hinten verschoben und bei der Berechnung der Achskräfte zu berücksichtigen. Abbildung 5.5 zeigt die Kräfteverhältnisse bei stationärer Kreisfahrt, sowie die geometrischen Zusammenhänge des Einspurmodells.

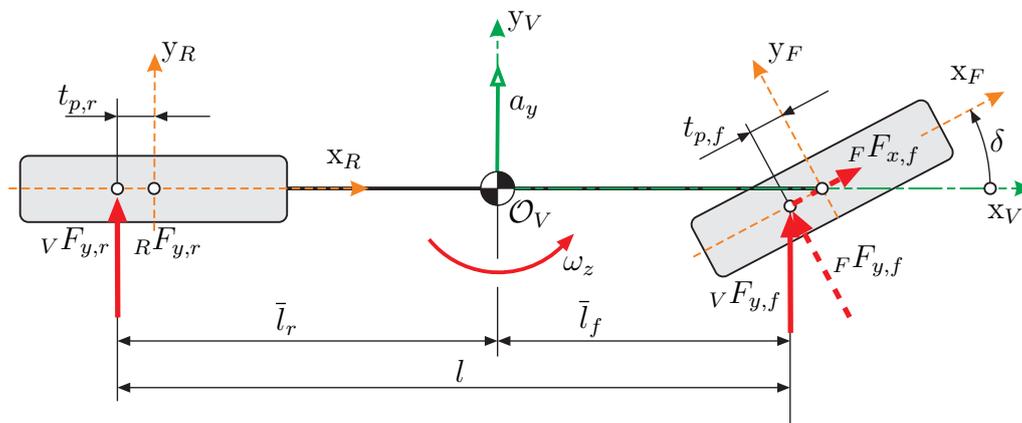


Abbildung 5.5: Achsseitenkräfte bei stationärer Kreisfahrt unter Berücksichtigung der Reifennachläufe

Der Einfluss der Reifennachläufe zeigt sich in den effektiven Schwerpunktabständen

\bar{l}_f, \bar{l}_r , für die die Gleichungen

$$\bar{l}_f = l_f - \cos \delta t_{p,f} \approx l_f - t_{p,f}, \quad (5.6a)$$

$$\bar{l}_r = l_r + t_{p,r} \quad (5.6b)$$

gelten. Zur Identifikation der Reifeneigenschaften ist an der Vorderachse die Querkomponente ${}_F F_{y,f}$ der Achsseitenkraft in radfesten Koordinaten zu berücksichtigen. Mit den effektiven Schwerpunktabständen gilt dann für die Achsseitenkräfte in radfesten Koordinaten:

$${}_F F_{y,f} = m a_y \frac{\bar{l}_r}{\bar{l}_f + \bar{l}_r} \cos \delta, \quad (5.7a)$$

$${}_R F_{y,r} = m a_y \frac{\bar{l}_f}{\bar{l}_f + \bar{l}_r}. \quad (5.7b)$$

Der Vergleich der berechneten Achsseitenkräfte mit den im Fahrversuch ermittelten Messdaten, liefert den Nachweis der Richtigkeit dieser Methode. Die Messung

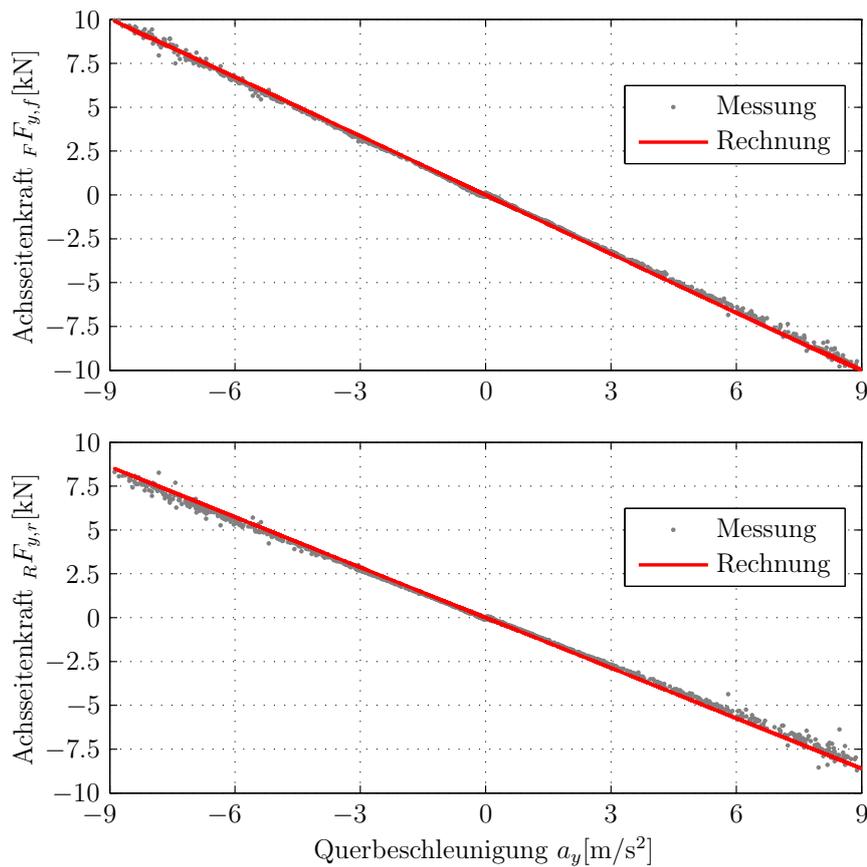


Abbildung 5.6: Vergleich der gemessenen und berechneten Achsseitenkräfte.

der Reifenkräfte erfordert die Bestückung eines Fahrzeuges mit Messrädern, mit welchem der Fahrversuch durchgeführt wird. Da für das Versuchsfahrzeug Opel Combo 1.6 CNG keine Messräder zur Verfügung gestanden sind, diente ein Mercedes-Benz E-Klasse W211 als Ersatzfahrzeug. In Abbildung 5.6 sind die berechneten und die gemessenen Achsseitenkräfte gegenübergestellt.

Hier ist zu beachten, dass die Messräder nicht die Kräfte im Radaufstandspunkt messen, sondern die Schnittgrößen am Radträger. Diese unterscheiden sich durch die unterschiedliche Ausrichtung der Koordinatensysteme durch den Sturzwinkel sowie durch die Trägheitseinflüsse des Rades. Zum Vergleich von Messung und Rechnung müssen die gemessenen Größen in das Radachsensystem \mathcal{W} umgerechnet werden. Im stationären Fall spielen die Trägheitseigenschaften des Rades keine Rolle und die Transformation kann durch eine einfache Koordinatentransformation erfolgen, siehe Anhang B. Die Reifennachläufe sind bei der Berechnung konstant mit $t_{p,f} = t_{p,r} = 5\text{cm}$ berücksichtigt. Abbildung 5.6 zeigt eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung, die gemessenen und die berechneten Achsseitenkräfte sind sowohl an der Vorderachse wie auch an der Hinterachse nahezu deckungsgleich.

5.1.3 Bestimmung der Radaufstandskräfte

Die Radaufstandskräfte $F_{z,1}$ bis $F_{z,4}$ lassen sich im stationären Fall mit Hilfe des in Abschnitt 3.4 beschriebenen Zweispurmodells berechnen. Nach den Gleichungen (3.40) muss dazu die Schwerpunktlage l_f, l_r , die Spurweite b , die Fahrzeugmasse m und das Stabilisierungsverhältnis s , welches in aufwändigen Prüfstandsversuchen ermittelt werden muss, bekannt sein. Da das Stabilisierungsverhältnis ein belastungsunabhängiger Fahrzeugparameter und somit unabhängig vom Reifen und von der Manöverdurchführung ist, genügt für ein Fahrzeug eine einmalige Identifikation dieses Parameters.

Diese Vorgehensweise lässt sich durch den Vergleich der berechneten Kräfte mit den im Fahrversuch gemessenen Werten, die auch hier in das Radachsensystem \mathcal{W} umzurechnen sind, validieren. In Abbildung 5.7 ist der Vergleich der Messdaten und der berechneten Radaufstandskräfte dargestellt. Die Übereinstimmung von Messung und Rechnung ist an allen vier Rädern zufriedenstellend und bestätigt die Methode zumindest für den Fall des Ersatzfahrzeuges.

Zur Überprüfung der Methode im Fall des Versuchsfahrzeuges Opel Combo 1.6 CNG wurden die Reifenaufstandskräfte durch eine MKS-Simulation der stationären Kreisfahrt berechnet und den Ergebnissen aus dem Zweispurmodell des Versuchsfahrzeuges gegenübergestellt. Bei der MKS-Simulation sind die im Fahrversuch bestimmten Messgrößen der longitudinalen Fahrzeuggeschwindigkeit v_x und des Radlenkwinkels δ die Eingangsgrößen der Simulation. Die Ergebnisse des Vergleichs sind in Abbildung 5.8 dargestellt. Die Übereinstimmung der Kurven ist zufriedenstellend und die Methode somit verifiziert. Die Unregelmäßigkeiten in den

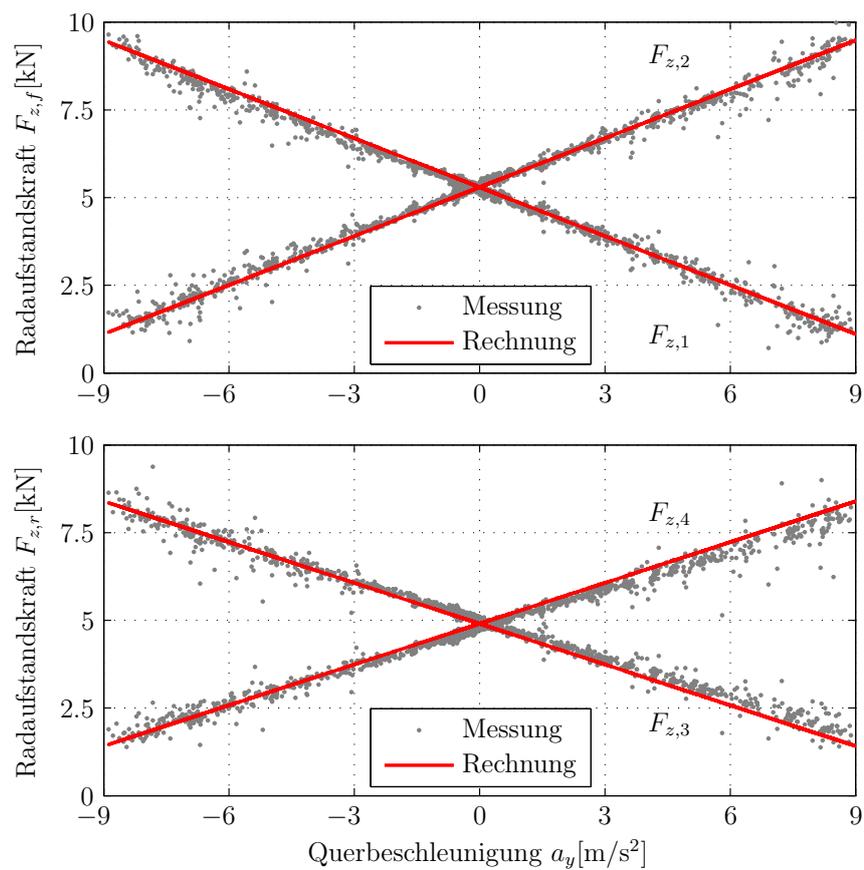


Abbildung 5.7: Vergleich der gemessenen und berechneten Radaufstandskräfte, Mercedes W211, stationäre Kreisfahrt.

Ergebnissen der MKS-Simulation, ist durch die zeitweise auftretenden instationären Fahrzeugzustände, die aus Fahrfehlern bei der stationären Kreisfahrt resultieren, begründet.

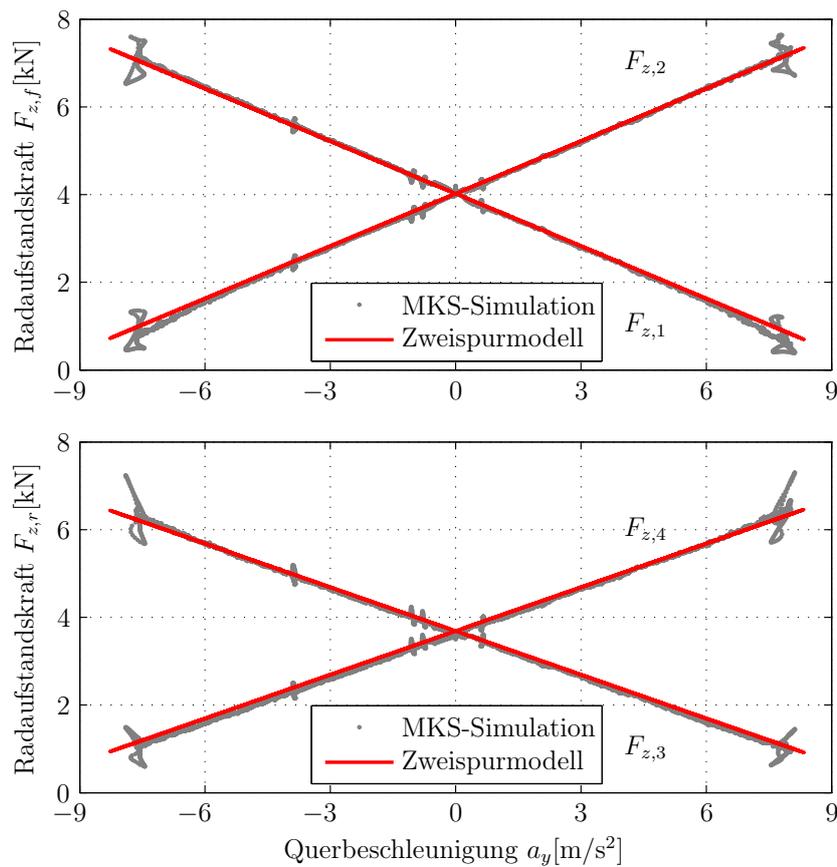


Abbildung 5.8: Vergleich der simulierten und berechneten Radaufstandskräfte, Opel Combo 1.6 CNG, stationäre Kreisfahrt.

5.2 Reifenmodell TM_simple

Zur Identifikation der Reifenparameter wird auf das einfache Reifenmodell TM_simple [Hir09] zurückgegriffen. In Abschnitt 4.3.4 wurde die Modellansatzfunktion bereits erläutert, dieser Abschnitt soll jedoch detaillierter auf das Reifenmodell und die Besonderheiten bei der stationären Kreisfahrt eingehen.

5.2.1 Allgemeines zu TM_simple

TM_simple ist ein einfaches Reifenmodell zur Berechnung der Longitudinal- und Lateralkräfte F_x , F_y , der kombinierten Reifenkräfte und des Rollwiderstandes für eine gegebene Radaufstandskraft F_z , unter stationären Bedingungen, wobei die Fahrbahn als eben betrachtet und der Sturzeinfluss vernachlässigt wird. Die Annahme der ebenen Fahrbahn stellt hier keine Einschränkung dar, da die Fahrdynamiktestflächen im Allgemeinen als eben vorausgesetzt werden können.

Die Modellgrundgleichung

$$y(x,p) = K \sin \left[B \left(1 - e^{-\frac{|x|}{A}} \right) \text{sign}(x) \right] \quad (5.8)$$

beschreibt die horizontalen Reifenkräfte $y(x,p)$ im radfesten Koordinatensystem \mathcal{W} . Hierin ist x die zu $y(x,p)$ zugehörige Schlupfgröße und $\mathbf{p} = [K, B, A]^T$ sind die Modellparameter. Den Parametern des Modells sind die charakteristischen Punkte des Kurvenverlaufes mit den Gleichungen

$$K = y_{max} , \quad (5.9a)$$

$$B = \pi - \arcsin \frac{y_{\infty}}{y_{max}} , \quad (5.9b)$$

$$A = \frac{1}{dy_0} K B , \quad (5.9c)$$

zugeordnet. Das Modell eignet sich besonders zur Identifikation der Reifeneigenschaften, da sich die Modellparameter anschaulich aus dem Kurvenverlauf ableiten lassen. Die gegenseitige Beeinflussung der Parameter, die sich bei der Identifikation als problematisch erweisen kann, kommt lediglich beim Parameter A zum tragen.

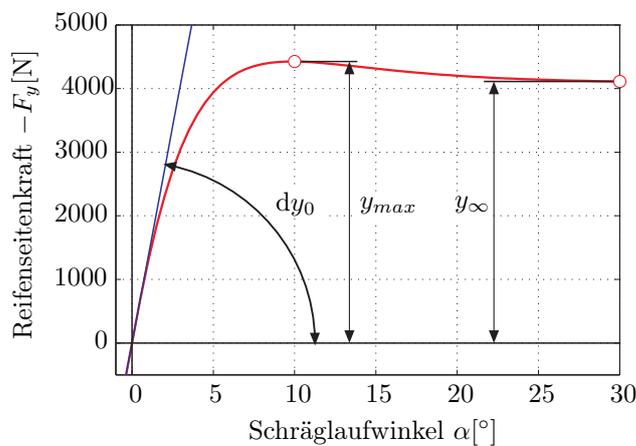


Abbildung 5.9: Modellparameter am Beispiel der Reifen-Querkraftcharakteristik.

Die Interpretation der Modellparameter ist in Abbildung 5.9 graphisch dargestellt. Der Parameter K entspricht dem *Maximalwert* y_{max} der Kurve, und gibt die maximal übertragbare Kraft an. Der Parameter B bestimmt die übertragbare Kraft in der Sättigung des Reifens und wird durch das Verhältnis des *Sättigungswertes* y_{∞} und des peak values y_{max} ausgedrückt. Die Anfangssteigung der Kurve ist durch den Parameter A festgelegt. Er wird aus den Parametern K , B und der *Anfangssteigung* dy_0 berechnet. Der Kurvenverlauf ist folglich durch die charakteristischen Kenngrößen y_{max} , y_{∞} und dy_0 definiert. Um den degressiven Einfluss der Reifenaufstandskraft zu berücksichtigen, siehe Abschnitt 2.2.4, eignen sich die

Die Interpretation der Modellparameter ist in Abbildung 5.9 graphisch dargestellt. Der Parameter K entspricht dem *Maximalwert* y_{max} der Kurve, und gibt die maximal übertragbare Kraft an. Der Parameter B bestimmt die übertragbare Kraft in der Sättigung des Reifens und wird durch das Verhältnis des *Sättigungswertes* y_{∞} und des peak values y_{max} ausgedrückt. Die Anfangssteigung der Kurve ist durch den Parameter A festgelegt. Er wird aus den Parametern K , B und der *Anfangssteigung* dy_0 berechnet. Der Kurvenverlauf ist folglich durch die charakteristischen Kenngrößen y_{max} , y_{∞} und dy_0 definiert. Um den degressiven Einfluss der Reifenaufstandskraft zu berücksichtigen, siehe Abschnitt 2.2.4, eignen sich die

Ansatzfunktionen

$$y_{max}(F_z) = a_1 \frac{F_z}{F_{z,nom}} + a_2 \left[\frac{F_z}{F_{z,nom}} \right]^2, \quad (5.10a)$$

$$dy_0(F_z) = b_1 \frac{F_z}{F_{z,nom}} + b_2 \left[\frac{F_z}{F_{z,nom}} \right]^2, \quad (5.10b)$$

$$y_{\infty}(F_z) = c_1 \frac{F_z}{F_{z,nom}} + c_2 \left[\frac{F_z}{F_{z,nom}} \right]^2, \quad (5.10c)$$

die von der Reifenaufstandskraft F_z und der nominellen Aufstandskraft $F_{z,nom}$ abhängen. Das Reifenmodell in Längs- oder Querrichtung ist somit durch die sechs Koeffizienten $a_1, a_2, b_1, b_2, c_1, c_2$ bei der nominellen Reifenaufstandskraft $F_{z,nom}$ vollständig parametrisiert. Aufgabe der Identifikation ist es, diese sechs Koeffizienten aus den Messdaten zu identifizieren.

5.2.2 Stationäre Kreisfahrt, TM_simple

In Abbildung 5.10 ist die Kräftesituation am Fahrzeug bei der stationären Kreisfahrt dargestellt. Die Achsseitenkräfte $F_{y,f}, F_{y,r}$ an der Vorderachse und Hinterachse sind

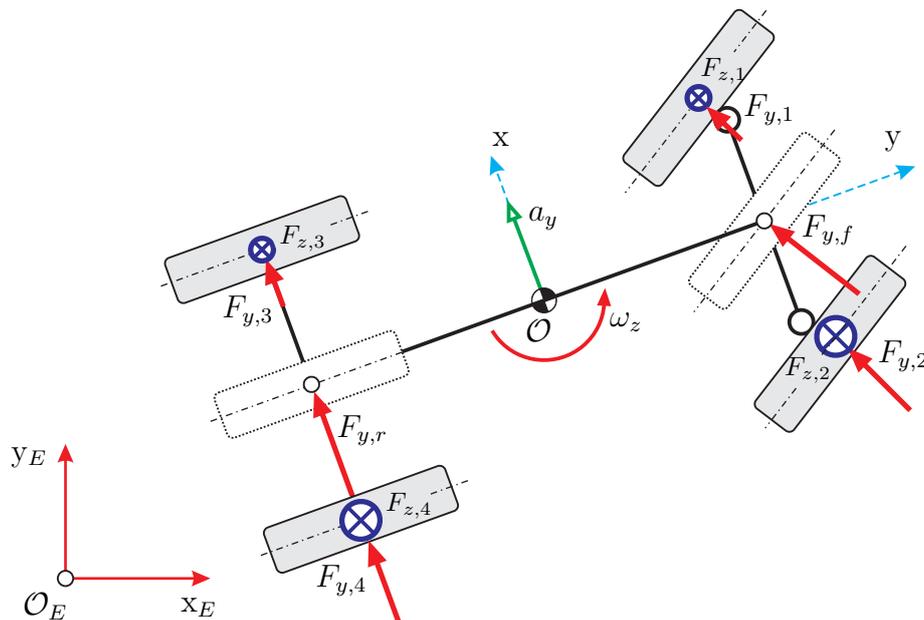


Abbildung 5.10: Achs- bzw. Radseitenkräfte und Radaufstandskräfte.

jeweils die Summen der Reifenseitenkräfte:

$$F_{y,f} = F_{y,1} + F_{y,2} \quad (\text{für kleine Lenkwinkel}), \quad (5.11a)$$

$$F_{y,r} = F_{y,3} + F_{y,4}. \quad (5.11b)$$

Bei der stationären Kreisfahrt verlagern sich die Radaufstandskräfte linear zur Querbeschleunigung a_y auf die kurvenäußeren Räder. Abbildung 5.11a zeigt dieses Verhalten am Beispiel der Linkskurve. Die übertragenen Reifenseitenkräfte steigen mit dem Schräglaufwinkel an und sind von der jeweiligen Radaufstandskraft abhängig. Bei niedrigen Querbeschleunigungen steigen sowohl die Reifenseitenkräfte der kurveninneren wie der kurvenäußeren Reifen aufgrund der zunehmenden Schräglaufwinkel an. An den kurveninneren Reifen ergibt sich wegen der sinkenden Radaufstandskräfte ein gegenläufiger Effekt. Die Reifenseitenkräfte erreichen ein Maximum und nehmen bei steigenden Querbeschleunigungen wieder ab. Der Zusammenhang zwischen der Querbeschleunigung und dem Schräglaufwinkel ist in Abbildung 5.3 und 5.4 gezeigt.

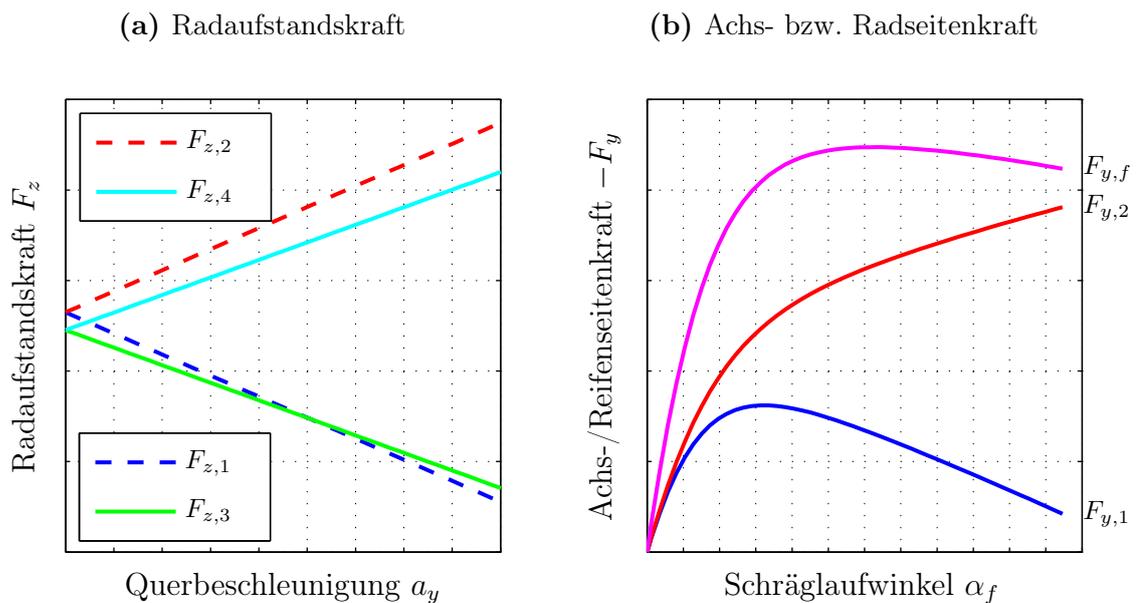


Abbildung 5.11: Radaufstandskraft und Zusammenhang zwischen Achs- und Radseitenkräften bei stationärer Kreisfahrt (Prinzipdarstellung).

TM_simple liefert die Reifenseitenkräfte in Abhängigkeit der Radaufstandskräfte und des Schräglaufwinkels, wie in Abbildung 5.11b am Beispiel der Vorderachskräfte gezeigt. Hierin ist $F_{y,1}$ die Reifenseitenkraft des linken, kurveninneren Rades, $F_{y,2}$ die Reifenseitenkraft des rechten, kurvenäußeren Rades und $F_{y,f}$ die Achsseitenkraft

an der Vorderachse. Die gezeigten Zusammenhänge an der Vorderachse gelten sinngemäß auch für die Hinterachse.

5.3 Identifikation der Reifen-Seitenkraftcharakteristik

Wie bereits erwähnt ist das Reifenmodell durch die sechs Modellkoeffizienten $a_1, a_2, b_1, b_2, c_1, c_2$ vollständig festgelegt. Im Folgenden wird beschrieben, wie sich aus den bisher erarbeiteten Daten diese Modellkoeffizienten mit Hilfe von Optimierungsroutinen identifizieren lassen.

Das Koeffizientenpaar c_1, c_2 charakterisiert das Sättigungsverhalten des Reifens, welches bei modernen PKW-Reifen kaum ein Abfallen zeigt. Nebenbei ist durch „normale“, auch nichtlineare Fahrmanöver, das Sättigungsgebiet nur schwer zu erreichen, weshalb auf die Bestimmung dieser Koeffizienten verzichtet werden kann. Die Charakteristik ist also durch die Koeffizienten des Maximalwertes a_1, a_2 und die Koeffizienten der Anfangssteigung b_1, b_2 beschrieben. Dem Kurvenverlauf wird eine Sättigungscharakteristik unterstellt. Der Sättigungswert ist folglich gleich dem Maximalwert der Kurve und für die Koeffizienten gilt der Zusammenhang:

$$a_1 = c_1 \quad \text{und} \quad a_2 = c_2. \quad (5.12)$$

Zur zuverlässigen Identifikation der Koeffizienten muss eine Ausgleichsrechnung aus möglichst vielen verschiedenen Datensätzen erfolgen. Deswegen wird das Fahrmanöver der stationären Kreisfahrt in unterschiedlichen Fahrzeugkonfigurationen, siehe Kapitel 6, durchgeführt. Die Identifikation der Modellkoeffizienten läuft in vier Schritten ab:

Schritt I Die aus dem Einspurmodell berechneten Achsseitenkräfte $F_{y,f}$ und $F_{y,r}$ einer Kreisfahrt werden über die jeweiligen Schräglaufwinkel der Vorderachse α_f und α_r aufgetragen. Die Modellfunktion von TM_simple approximiert die dadurch entstehenden Achsseitenkraft/Schräglaufwinkel Charakteristiken.

Schritt II Aus den Modellparametern K^f, B^f, A^f und K^r, B^r, A^r der approximierten Funktionen werden die Kenngrößen Maximalwert y_{max}^f, y_{max}^r , Sättigungswert $y_{\infty}^f, y_{\infty}^r$ und Anfangssteigung dy_0^f, dy_0^r der Achs-Charakteristiken errechnet.

Schritt III Mit den aus dem Zweispurmodell bestimmten Radaufstandskräften und den in Schritt II bestimmten Kenngrößen y_{max}^f, y_{max}^r wird ein überbestimmtes, lineares Gleichungssystem 5.22 formuliert. Daraus ergeben sich die Koeffizienten a_1, a_2 und somit auch c_1, c_2 .

Schritt IV Mit den aus dem Zweispurmodell bestimmten Radaufstandskräften und den in Schritt II bestimmten Kenngrößen dy_0^f, dy_0^r wird ein überbestimmtes, lineares Gleichungssystem 5.32 formuliert. Daraus berechnen sich die Koeffizienten b_1, b_2 .

5.3.1 Optimierung der Achs-Seitenkraftkennlinien

Die Modellfunktion von TM_simple stellt eine nichtlineare Ansatzfunktion dar, die mit Hilfe von Optimierungsroutinen an die Messdaten angepasst werden muss. Mathematische Methoden wie das Gauß-Newton-Verfahren oder Varianten davon, wie das Trust-Region-Verfahren, siehe Abschnitt 4.3.4, sind für derartig gestellte Probleme geeignet. Bei der Approximation der Achs-Seitenkraftkennlinien ist die anschließende Berechnung der Kurvenkenngrößen für den Erfolg der Identifikation entscheidend. Die Berechnung der Kurvenmaximalwerte y_{max} und der Sättigungswerte y_{∞} ist dabei problematisch, da im Sättigungsbereich der Kurve aufgrund der zu geringen Schräglaufwinkel, meistens keine Messdaten vorhanden sind. Das erfordert die „Extrapolation“ der Kurven-Charakteristik in diesem Bereich. Methoden wie das Trust-Region Verfahren gewährleisten lediglich die optimale Approximation der Messdaten in jenem Bereich, in dem auch Daten vorhanden sind und bieten keine zusätzlichen Kontrollmöglichkeiten. Dies kann zu unrealistischen Kenngrößen im oberen Schräglaufwinkelbereich führen.

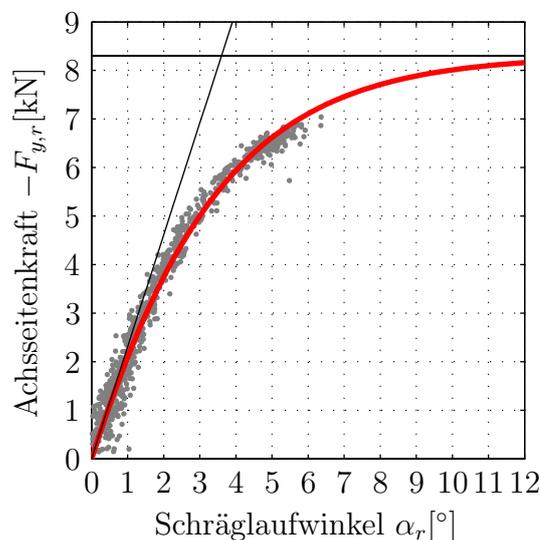


Abbildung 5.12: Trust-Region Approximation.

Abbildung 5.12 zeigt die Trust-Region-Approximation der Hinterachs-Charakteristik bei der Linkskurve. Bis zum Schräglaufwinkel von $\alpha_r \approx 6^\circ$ sind die Messdaten gut angenähert. Der Maximalwert der Approximation von zirka 8.3kN ist jedoch unrealistisch hoch. Eine Möglichkeit, um die Optimierung zusätzlich zu beeinflussen, stellen die so genannten *penalty functions* (Straffunktionen) dar. Durch die geeignete Wahl der *penalty functions* können weitere Nebenbedingungen in die Zielfunktion eingearbeitet werden. So ist es zum Beispiel möglich, das Ansteigen eines Parameters zu „bestrafen“.

Das Optimierungsproblem der Achsseitenkraft-

Charakteristik kann wie folgt formuliert werden:

$$\min_{\mathbf{p} \in \mathbb{R}^n} q(\mathbf{p}, \boldsymbol{\lambda}) = \mathbf{r}(\mathbf{p})^T \mathbf{r}(\mathbf{p}) + \boldsymbol{\lambda}^T \mathbf{p}, \quad (5.13)$$

Mit den Nebenbed.: $lb_j \leq p_j \leq ub_j$ mit $j = 1 \dots n$.

Die Zielfunktion $q(\mathbf{p}, \boldsymbol{\lambda})$ setzt sich aus dem quadratischen Term $\mathbf{r}(\mathbf{p})^T \mathbf{r}(\mathbf{p})$ mit den Residuen $r_i(\mathbf{p}) = [y(x_i, \mathbf{p}) - y_m]$ und der penalty function $\boldsymbol{\lambda}^T \mathbf{p}$ zusammen. Mit den *penalty-Parametern* $\boldsymbol{\lambda} = [\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3]^T$ und dem Parametervektor $\mathbf{p} = [K, B, A]^T$ erhält man durch Ausmultiplizieren die Straffunktion

$$\boldsymbol{\lambda}^T \mathbf{p} = \lambda_1 K + \lambda_2 B + \lambda_3 A. \quad (5.14)$$

λ_1 beeinflusst also den Maximalwert der Charakteristik, λ_2 den Sättigungswert und λ_3 regelt die Anfangssteigung der Kurve. Ein höherer Wert für $\lambda_{1,2,3}$ bedeutet, dass bei der Optimierung der zugehörige Modellparameter klein gehalten wird. Die Größe der penalty-Parameter kann man durch Ausprobieren erhalten. Das beschriebene Optimierungsproblem wird mit der *Interior-Point* Methode, die von der MATLAB *Optimization-Toolbox* [Opt09] zur Verfügung gestellt wird, gelöst. Ergebnis der Optimierung sind die Vektoren der Modellparameter $\mathbf{p}^f = [K^f, B^f, A^f]^T$ und $\mathbf{p}^r = [K^r, B^r, A^r]^T$ für die Vorder- und Hinterachse, mit denen die Modellfunktion `TM_simple` die Messdaten optimal annähert. Abbildung 5.13 zeigt die Messdaten

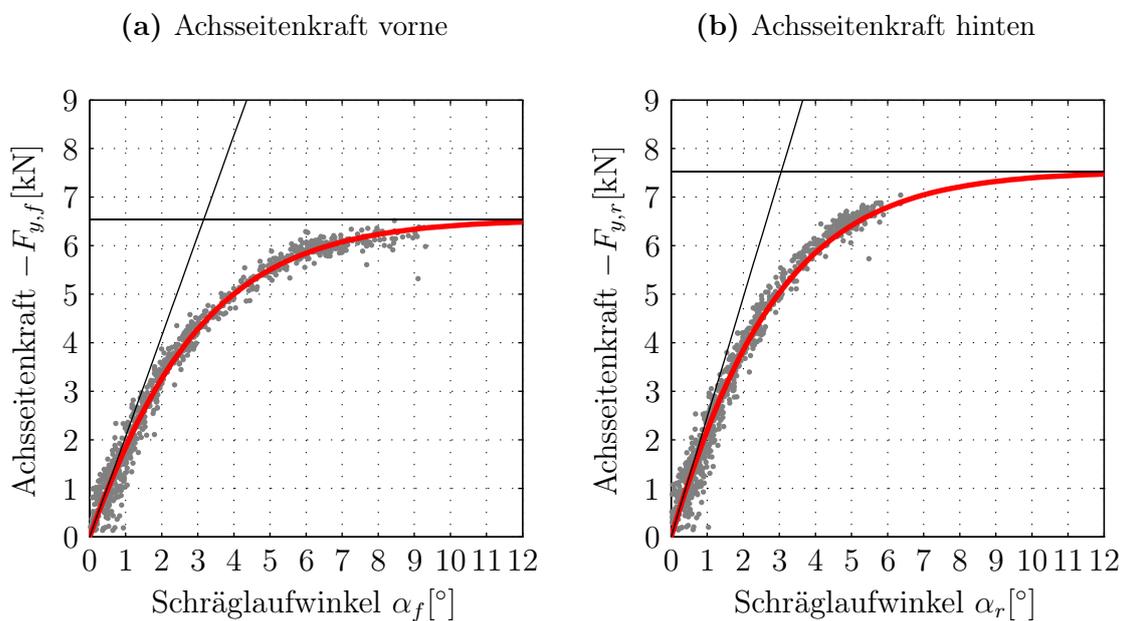


Abbildung 5.13: Approximation der Achsseitenkraft-Charakteristik durch die Modellfunktion `TM_simple`.

und die Approximation der Achsseitenkraft für die Vorder- sowie Hinterachse bei

der Linkskurve. An der Hinterachse ist das Ansteigen des Parameters K^r mit dem penalty-Parameter $\lambda_1 = 2$ „bestraft“, und beschränkt somit den Kurvenmaximalwert auf den Wert von 7.53kN. Wird ein penalty-Parameter Null gewählt, erfolgt bei der Optimierung keine Berücksichtigung des jeweiligen Modellparameters. Negative penalty-Parameter bestrafen eine Vergrößerung der Modellparameter

5.3.2 Berechnung der Kurvenkenngrößen

Im zweiten Schritt werden aus den optimierten Modellparametern $K^{f,r}$, $B^{f,r}$, $A^{f,r}$ die charakteristischen Kurvenkenngrößen $y_{max}^{f,r}$, $dy_0^{f,r}$, $y_{\infty}^{f,r}$ berechnet. Dabei handelt es sich um Kenngrößen der Achs-Charakteristik und noch nicht der Reifencharakteristik, die aus der Identifikation im nachfolgenden Schritt folgen. Das Kurvenmaximum ergibt sich mit

$$y_{max}^{f,r} = K^{f,r} \quad (5.15)$$

direkt aus Gleichung 5.9a. Die Anfangssteigung $dy_0^{f,r}$ der Achs-Charakteristik erhält man durch Umstellen der Gleichung (5.9c) zu

$$dy_0^{f,r} = \frac{K^{f,r} B^{f,r}}{A^{f,r}}, \quad (5.16)$$

der Sättigungswert $y_{\infty}^{f,r}$ resultiert aus Gleichung (5.9b) mit

$$y_{\infty}^{f,r} = y_{max}^{f,r} \sin(\pi - B^{f,r}) = K^{f,r} \sin(\pi - B^{f,r}). \quad (5.17)$$

5.3.3 Identifikation der Modellkoeffizienten

Die nächste Aufgabe befasst sich mit der Erarbeitung der reifenspezifischen Kenngrößen aus den Kenngrößen der Achs-Charakteristiken. Grundvoraussetzung dazu ist, dass das Fahrzeug mit vier identischen Reifen bestückt ist. Zunächst werden die Modellkoeffizienten a_1 , a_2 und c_1 , c_2 , die das Kurvenmaximum sowie den Sättigungsbereich beschreiben, identifiziert. Auf ähnliche Weise lassen sich im letzten Schritt die Modellkoeffizienten b_1 , b_2 bestimmen, welche die Anfangssteigung der Reifencharakteristik festlegen. Die folgenden graphischen Darstellungen zeigen die Situation an der Vorderachse. An der Hinterachse ergeben sich äquivalente Abbildungen auf die hier verzichtet wird.

Maximum-/Sättigungskoeffizienten

Abbildung 5.14 zeigt das bereits bekannte Bild der Achsseitenkraft der Vorderachse $F_{y,f}$ sowie der Reifenseitenkräfte des linken vorderen Rades $F_{y,1}$ und des rechten

vorderen Rades $F_{y,2}$. Die Achsseitenkraft ist hier die TM_simple -Approximation der gemessenen Achs-Charakteristik. Wie in Abschnitt 5.2.2 gezeigt, ergeben sich

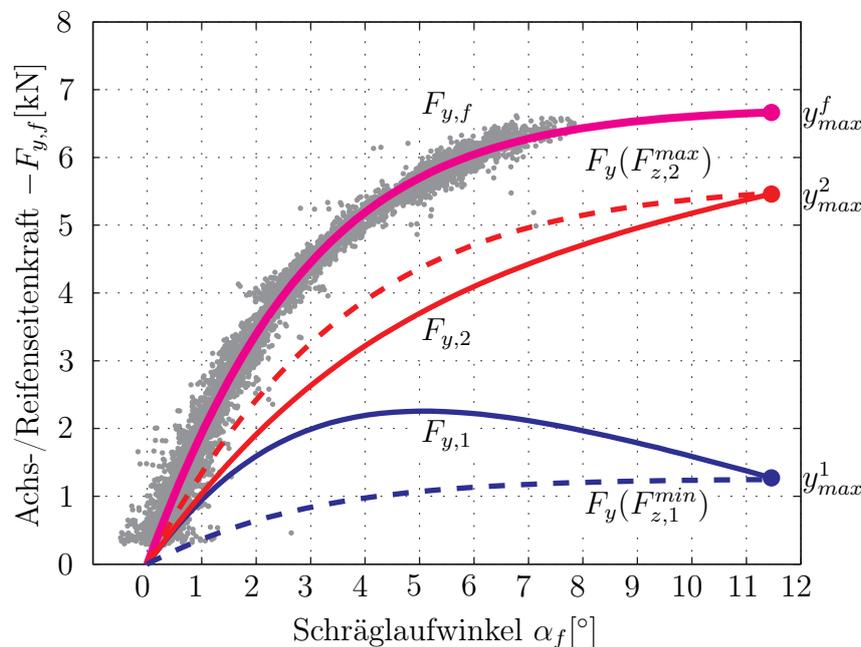


Abbildung 5.14: Achs- und Reifenkräfte bei stationärer Kreisfahrt.

die Reifenseitenkräfte als Funktion der durch die Querbewegung resultierenden veränderlichen Radaufstandskräfte. Die in Abbildung 5.14 strichliert dargestellten Kurven stellen die Reifenseitenkräfte unter der Annahme dar, dass die Radaufstandskräfte F_z jenen Werten entsprechen, die unter maximalem Schräglaufwinkel auftreten würden. Für den kurveninneren Reifen bedeutet das die minimale Radaufstandskraft F_z^{min} , für den kurvenäußeren Reifen die maximale Radaufstandskraft F_z^{max} .

Bei maximalem Schräglaufwinkel kann man davon ausgehen, dass die Reifen des Fahrzeuges das Haftpotential bereits ausgenutzt haben. Das bedeutet, dass das Maximum der Seitenkraft/Schräglaufwinkel-Charakteristik bei allen vier Reifen erreicht ist. Die maximale Achsseitenkraft an der Vorderachse y_{max}^f sowie an der Hinterachse y_{max}^r ergibt sich dann aus der Summe der Maxima der jeweiligen Reifenseitenkräfte y_{may}^1, y_{may}^2 beziehungsweise y_{may}^3, y_{may}^4 .

$$y_{max}^f = y_{max}^1 + y_{max}^2 \quad (5.18a)$$

$$y_{max}^r = y_{max}^3 + y_{max}^4 \quad (5.18b)$$

Die Werte für y_{max}^f, y_{max}^r folgen aus Schritt II. Unter der Annahme, dass das Fahrzeug einheitlich bereift ist, gelten für alle Reifen dieselben Modellkoeffizienten a_1, a_2 . Gleichung (5.18) lässt sich mit der Ansatzfunktion (5.10a) für die Koeffizienten des

Maximalwertes wie folgt anschreiben:

$$y_{max}^f = a_1 \frac{F_{z,1}^{min}}{F_{z,nom}} + a_2 \left[\frac{F_{z,1}^{min}}{F_{z,nom}} \right]^2 + a_1 \frac{F_{z,2}^{max}}{F_{z,nom}} + a_2 \left[\frac{F_{z,2}^{max}}{F_{z,nom}} \right]^2, \quad (5.19a)$$

$$y_{max}^r = a_1 \frac{F_{z,3}^{min}}{F_{z,nom}} + a_2 \left[\frac{F_{z,3}^{min}}{F_{z,nom}} \right]^2 + a_1 \frac{F_{z,4}^{max}}{F_{z,nom}} + a_2 \left[\frac{F_{z,4}^{max}}{F_{z,nom}} \right]^2. \quad (5.19b)$$

Die nominelle Radaufstandskraft $F_{z,nom}$ kann dabei frei gewählt werden. Durch Herausheben der Koeffizienten in Gleichung (5.19) erhält man die einfachere Darstellung

$$y_{max}^f = a_1 \frac{F_{z,1}^{min} + F_{z,2}^{max}}{F_{z,nom}} + a_2 \left[\frac{(F_{z,1}^{min})^2 + (F_{z,2}^{max})^2}{F_{z,nom}^2} \right], \quad (5.20a)$$

$$y_{max}^r = a_1 \frac{F_{z,3}^{min} + F_{z,4}^{max}}{F_{z,nom}} + a_2 \left[\frac{(F_{z,3}^{min})^2 + (F_{z,4}^{max})^2}{F_{z,nom}^2} \right]. \quad (5.20b)$$

Die Summe der linken und rechten Radaufstandskraft $F_{z,1}^{min} + F_{z,2}^{max}$ bzw. $F_{z,3}^{min} + F_{z,4}^{max}$ ist konstant und entspricht der Achsaufstandskraft $F_{z,f}, F_{z,r}$. Damit lauten die Ansatzfunktionen für den Kurvenmaximalwert:

$$y_{max}^f = a_1 \frac{F_{z,f}}{F_{z,nom}} + a_2 \left[\frac{(F_{z,1}^{min})^2 + (F_{z,2}^{max})^2}{(F_{z,nom})^2} \right], \quad (5.21a)$$

$$y_{max}^r = a_1 \frac{F_{z,r}}{F_{z,nom}} + a_2 \left[\frac{(F_{z,3}^{min})^2 + (F_{z,4}^{max})^2}{(F_{z,nom})^2} \right]. \quad (5.21b)$$

In diesen Gleichungen sind lediglich die Modellkoeffizienten a_1, a_2 unbekannt. Das Gleichungssystem ist mit zwei Unbekannten und zwei Gleichungen eindeutig lösbar. Zur zuverlässigen Bestimmung der Koeffizienten sind jedoch mehrere Messungen in verschiedenen Fahrzeugkonfigurationen (Beladungszustände) ratsam. Schritt I und Schritt II sind für jede Fahrzeugkonfiguration jeweils für die Vorder- und Hinterachse durchzuführen. Mit den Radaufstandskräften aus dem Zweispurmodell und den Ergebnissen aus Schritt I und Schritt II lässt sich ein überbestimmtes Gleichungssystem formulieren, das für n Fahrzeugkonfigurationen wie folgt lautet:

$$\underbrace{\begin{bmatrix} y_{max|1}^f \\ y_{max|1}^r \\ y_{max|2}^f \\ \vdots \\ y_{max|n}^r \end{bmatrix}}_{\mathbf{y}} = \underbrace{\begin{bmatrix} \frac{F_{z,f|1}}{F_{z,nom}} & \frac{(F_{z,1}^{min})^2|_1 + (F_{z,2}^{max})^2|_1}{F_{z,nom}^2} \\ \frac{F_{z,r|1}}{F_{z,nom}} & \frac{(F_{z,3}^{min})^2|_1 + (F_{z,4}^{max})^2|_1}{F_{z,nom}^2} \\ \frac{F_{z,f|2}}{F_{z,nom}} & \frac{(F_{z,1}^{min})^2|_2 + (F_{z,2}^{max})^2|_2}{F_{z,nom}^2} \\ \vdots & \vdots \\ \frac{F_{z,r|n}}{F_{z,nom}} & \frac{(F_{z,3}^{min})^2|_n + (F_{z,4}^{max})^2|_n}{F_{z,nom}^2} \end{bmatrix}}_{\mathbf{F}} \underbrace{\begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ \vdots \end{bmatrix}}_{\mathbf{a}}. \quad (5.22)$$

In der kompakten Matrixschreibweise kann das lineare, überbestimmte Gleichungssystem laut

$$\mathbf{y} = \mathbf{F} \mathbf{a}, \quad (5.23)$$

mit dem unbekanntem Parametervektor \mathbf{a} , formuliert werden. Normalerweise kann ein überbestimmtes Gleichungssystem nicht exakt gelöst werden. Das heißt, es gibt keinen Vektor \mathbf{a} , mit dem die Gleichung $\mathbf{y} = \mathbf{F} \mathbf{a}$ exakt stimmt. Es kann ein Schätzwert $\hat{\mathbf{a}}$ so angegeben werden, dass der Schätzfehler

$$\mathbf{e} = (\mathbf{y} - \mathbf{F} \hat{\mathbf{a}}) \quad (5.24)$$

minimal wird. Das Optimierungsproblem mit der Zielfunktion $j(\hat{\mathbf{a}})$ im Sinne der kleinsten Fehlerquadrate und dem Schätzfehler \mathbf{e} lautet dann:

$$\min_{\hat{\mathbf{a}} \in \mathbb{R}^2} j(\hat{\mathbf{a}}) = e_1^2 + e_2^2 + \dots + e_n^2 = \mathbf{e}^T \mathbf{e}. \quad (5.25)$$

Die Literatur beschreibt mehrere Methoden, um derartige Optimierungsprobleme zu lösen [CZ01]. In dieser Arbeit wird das Problem durch Berechnen der *Pseudo-Inversen* \mathbf{F}^+ von \mathbf{F} gelöst. Die Pseudo-Inverse erfüllt die Aufgabe der Inversen einer Matrix und kann auch für nicht quadratische Matrizen berechnet werden. Mit der Pseudo-Inversen \mathbf{F}^+ folgt aus dem Gleichungssystem (5.23) die Schätzung für die Modellkoeffizienten $\hat{\mathbf{a}} = [\hat{a}_1, \hat{a}_2]^T$ in der Form:

$$\hat{\mathbf{a}} = \mathbf{F}^+ \mathbf{y}. \quad (5.26)$$

MATLAB stellt eine Funktion zur Berechnung der *Moore-Penrose* Form der Pseudo-

Inversen zur Verfügung. Damit sind die Modellkoeffizienten a_1, a_2 und mit Gleichung (5.12) auch die Koeffizienten c_1, c_2 bestimmt.

Koeffizienten der Anfangssteigung

Die Berechnung der Koeffizienten b_1, b_2 , welche die Anfangssteigung der Charakteristik festlegen, kann auf ähnliche Weise erfolgen. Abbildung 5.15 zeigt den Bereich der Anfangssteigung der Achs- und Reifenkräfte sowie die Tangente der Kurven im Koordinatenursprung bei der stationären Kreisfahrt an der Vorderachse. Auf die Darstellung der Rohdaten wurde wegen der Übersichtlichkeit verzichtet.

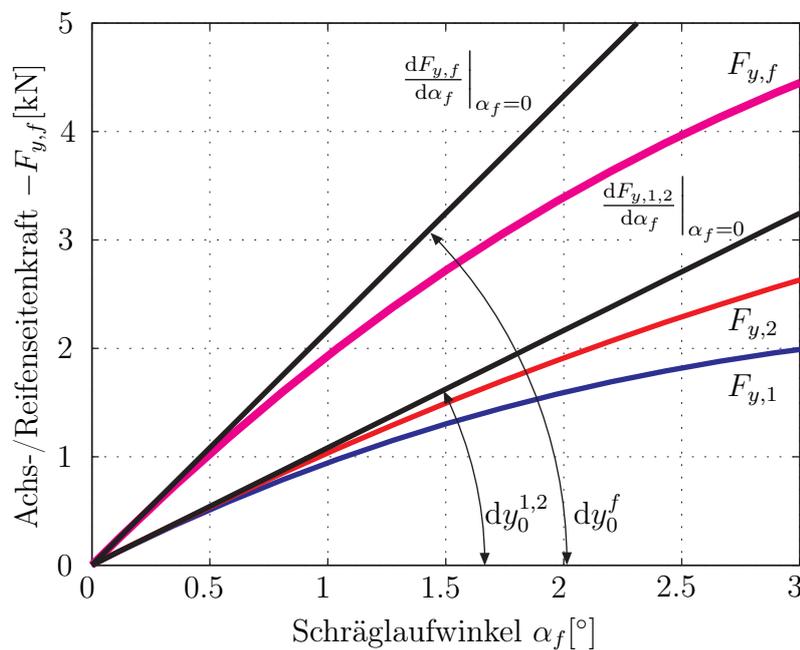


Abbildung 5.15: Anfangssteigung bei stationärer Kreisfahrt.

Auch bei der Anfangssteigung muss gelten, dass die Achssteifigkeit dy_0^f, dy_0^r der Vorder- und Hinterachse die Summe der Reifensteifigkeiten ist. Demnach gilt:

$$dy_0^f = dy_0^1 + dy_0^2, \quad (5.27a)$$

$$dy_0^r = dy_0^3 + dy_0^4. \quad (5.27b)$$

Unter der Voraussetzung, dass das Fahrzeug mit vier identischen Reifen bestückt ist, gelten an den vier Rädern dieselben Koeffizienten b_1, b_2 . Für die Anfangssteigung

dy_0 , gemäß Gleichung (5.10b) als Funktion der Radaufstandskraft gilt:

$$dy_0^f = dy_0(F_{z,1}) + dy_0(F_{z,2}) \quad (5.28a)$$

$$dy_0^r = dy_0(F_{z,3}) + dy_0(F_{z,4}). \quad (5.28b)$$

Die Anfangssteigung dy_0 kennzeichnet die Steigung der Charakteristik im Koordinatenursprung, also bei Schräglaufwinkel $\alpha = 0^\circ$, wo auch die Querbeschleunigung $a_y = 0\text{m/s}^2$ ist. Aus dieser Überlegung folgt, dass in diesem Zustand die Radaufstandskräfte auf der linken und rechten Seite identisch sind und der halben Achsaufstandskraft $F_{z,f}$ bzw. $F_{z,r}$ gemäß

$$F_{z,1}|_{a_y=0} = F_{z,2}|_{a_y=0} = \frac{F_{z,f}}{2}, \quad (5.29a)$$

$$F_{z,3}|_{a_y=0} = F_{z,4}|_{a_y=0} = \frac{F_{z,r}}{2} \quad (5.29b)$$

entsprechen. Wenn das Fahrzeug auf beiden Seiten mit denselben Reifen bestückt ist und die Radaufstandskräfte identisch sind, so muss auch die Steigung der Seitenkraft $F_{y,1}$ und $F_{y,2}$ im Ursprung übereinstimmen. Diese Tatsache ist in Abbildung 5.15 deutlich zu sehen. Mit der Substitution der Aufstandskräfte in (5.28) mit (5.29) erhält man:

$$dy_0^f = dy_0(F_{z,1}|_{a_y=0}) + dy_0(F_{z,2}|_{a_y=0}) = 2 \, dy_0\left(\frac{F_{z,f}}{2}\right), \quad (5.30a)$$

$$dy_0^r = dy_0(F_{z,3}|_{a_y=0}) + dy_0(F_{z,4}|_{a_y=0}) = 2 \, dy_0\left(\frac{F_{z,r}}{2}\right). \quad (5.30b)$$

Die Gleichungen (5.30) können mit der Ansatzfunktion (5.10b) für die Steifigkeitskoeffizienten b_1, b_2 und durch Vereinfachen wie folgt formuliert werden:

$$dy_0^f = b_1 \frac{F_{z,f}}{F_{z,nom}} + b_2 \frac{1}{2} \left[\frac{(F_{z,f})^2}{(F_{z,nom})^2} \right], \quad (5.31a)$$

$$dy_0^r = b_1 \frac{F_{z,r}}{F_{z,nom}} + b_2 \frac{1}{2} \left[\frac{(F_{z,r})^2}{(F_{z,nom})^2} \right]. \quad (5.31b)$$

Die charakteristischen Achskenngrößen dy_0^f, dy_0^r sind Ergebnisse von Schritt II. Wie bei der Identifikation der Maximumkoeffizienten wird aus den Resultaten von mehreren Fahrmanövern ein überbestimmtes Gleichungssystem zur Identifikation der Steifigkeitskoeffizienten formuliert. Für n Messungen folgt aus Gleichung (5.31)

das lineare, überbestimmte Gleichungssystem

$$\underbrace{\begin{bmatrix} dy_0^f|_1 \\ dy_0^r|_1 \\ dy_0^f|_2 \\ \vdots \\ dy_0^r|_n \end{bmatrix}}_{\mathbf{y}} = \underbrace{\begin{bmatrix} \frac{F_{z,f}|_1}{F_{z,nom}} & \frac{1}{2} \frac{(F_{z,f})^2|_1}{F_{z,nom}^2} \\ \frac{F_{z,r}|_1}{F_{z,nom}} & \frac{1}{2} \frac{(F_{z,r})^2|_1}{F_{z,nom}^2} \\ \frac{F_{z,f}|_2}{F_{z,nom}} & \frac{1}{2} \frac{(F_{z,f})^2|_2}{F_{z,nom}^2} \\ \vdots & \vdots \\ \frac{F_{z,r}|_n}{F_{z,nom}} & \frac{1}{2} \frac{(F_{z,r})^2|_n}{F_{z,nom}^2} \end{bmatrix}}_{\mathbf{F}} \underbrace{\begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \end{bmatrix}}_{\mathbf{b}}. \quad (5.32)$$

Analog zur Optimierung der Maximumskoeffizienten wird das Gleichungssystem durch Bildung der Pseudo-Inversen von \mathbf{F} gelöst. Für das Koeffizientenpaar b_1, b_2 erhalten wir eine Schätzung $\hat{\mathbf{b}} = [\hat{b}_1, \hat{b}_2]^T$ aus

$$\hat{\mathbf{b}} = \mathbf{F}^+ \mathbf{y}. \quad (5.33)$$

KAPITEL 6

Verifikation der Methodik

Die vorigen Kapitel befassten sich mit der Entwicklung einer Methode, welche die Parametrierung der Querkraft-Charakteristik des Reifenmodells `TM_simple` ermöglicht. Die Verifikation dieser Methode ist im Folgenden anhand des Vergleichs der Ergebnisse, die aus der Anwendung der Methode an zwei ausgewählten Versuchsreifen resultieren, gezeigt.

Als Versuchsfahrzeug diente dabei das Fahrzeug Opel Combo 1.6 CNG ecoFLEX, das im Anhang A näher beschrieben ist. Für die Versuchsreifen fiel die Wahl auf zwei verschiedene Sommerreifen derselben Dimension und unterschiedlicher Hersteller:

Reifen 1 Continental, ContiPremiumContact 2, 185/60 R15 88H TL XL [Con09],

Reifen 2 Fulda, Carat Progresso, 185/60R 15 88H XL [Ful09].

Der Reifen ContiPremiumContact (Reifen 1) wurde am Reifenprüfstand der Firma Continental vermessen. Es handelt sich dabei um einen Flachbandprüfstand, siehe Abschnitt 2.4.3, der mit einem Safety-Walk-Reibbelag ausgestattet ist. Der Reifenprüfstand erlaubt die Bestimmung der stationären Kennlinien für die Reifenseitenkraft, die Reifenumfangskraft sowie für das Rückstellmoment unter einstellbaren Testbedingungen, die in Tabelle 6.1 aufgelistet sind.

Versuchparameter	Wert
Testgeschwindigkeit	Konstant, mit 11.1m/s.
Reifen-Aufstandskraft	Drei Werte, 2500N, 5000N und 7500N.
Sturzwinkel	Drei Werte, -4° , 0° und $+4^\circ$.
Reifenfülldruck	Konstant, mit 2.6bar.

Tabelle 6.1: Testbedingungen am Reifenprüfstand.

6.1 Versuchsprogramm

In dieser Arbeit stellen die Radaufstandskraft F_z und der Schräglaufwinkel α die berücksichtigten Einflussgrößen auf das stationäre Reifenkennfeld dar. Eine zuverlässige Bestimmung der Modellkoeffizienten stellt gewisse Ansprüche an die Einflussgrößen. Zur Berücksichtigung der Radaufstandskraft soll diese in einem möglichst breiten Bereich variiert werden. Dies lässt sich durch unterschiedliche Beladungszustände des Fahrzeuges, die sich auf die Achslasten auswirken, realisieren. Die Messungen wurden in den drei Fahrzeugkonfiguration *Teilbeladen*, *Neutralbeladen* und *Vollbeladen* durchgeführt.

Teilbeladen: Vollbetanktes Fahrzeug inklusive Fahrer und Messtechnik. Zur Herstellung einer symmetrischen Massenverteilung wurde das Fahrergewicht durch Zusatzgewichte auf der Beifahrerseite ausgeglichen.

Neutralbeladen: Vollbetanktes Fahrzeug inklusive Fahrer und Messtechnik. Durch Verteilung von Zusatzgewichten im Fahrzeug wurde der Schwerpunkt des Versuchsfahrzeuges in die Fahrzeugmitte gelegt.

Vollbeladen: Vollbetanktes Fahrzeug inklusive Fahrer und Messtechnik. Durch Zusatzgewichte wurde die höchstzulässige Achslast an der Hinterachse eingestellt.

Die Variation der Achslasten verursacht eine Verschiebung der Schwerpunktlage des Fahrzeuges, die bei der Anwendung der Methodik zu berücksichtigen ist. In Tabelle 6.2 sind die Achslasten und die sich daraus ergebenden Schwerpunktabstände aufgelistet. Die in Abschnitt 4.2.1 gezeigte Vorgehensweise liefert die Schwerpunkthöhe, in diesem Fall des teilbeladenen Fahrzeuges. Davon ausgehend wurden die Schwerpunkthöhen für das neutralbeladene und das vollbeladene Fahrzeug, unter Berücksichtigung der Einfederung, überschlägig geschätzt.

Wert	Teilbeladen	Neutralbeladen	Vollbeladen
Gesamtmasse m_t	1572kg	1667kg	1923kg
Achslast vorne m_f	820kg	799kg	758kg
Achslast hinten m_r	752kg	868kg	1165kg
Schwerpunktabstand vorne l_f	1.2943m	1.4092m	1.6404m
Schwerpunktabstand hinten l_r	1.4117m	1.2968m	1.0656m
Schwerpunkthöhe h_{CG}	0.62m	0.61m	0.60m

Tabelle 6.2: Varianten des Beladungszustandes.

Durch die Veränderung der Stabilisatorsteifigkeit lässt sich die Steuertendenz des Fahrzeuges beeinflussen, siehe Abschnitt 3.3. Eine Verringerung der Stabilisatorsteifigkeit an der Vorderachse bewirkt, dass das Fahrzeug zunehmend übersteuert. Dabei vergrößert sich der maximale Schräglaufwinkel an der Hinterachse, was bei der Approximation der Achskennlinien wegen der zusätzlichen Messdaten nahe des Sättigungsbereichs einen Vorteil bringen kann, siehe dazu Abschnitt 5.3.1. Die praktische Umsetzung erfolgte durch die vollständige Deaktivierung des Vorderachs-Stabilisators. Die Messungen wurden für beide Versuchsreifen in der Stabilisator-konfiguration „aktiv“ und „inaktiv“ durchgeführt.

Aus der Parametervariation des Beladungszustandes, der Stabilisator-konfiguration und des Versuchsreifens ergeben sich $3 \times 2 \times 2 = 12$ verschiedene Fahrzeugkonfigurationen, für die das Manöver jeweils in der Links- und Rechtskurve fünfmal wiederholt wurde. Daraus ergeben sich in Summe 120 stationäre Kreisfahrten, die eine entsprechende Ausgleichsrechnung zur Reifenparameter-Identifikation zulassen. Die Überprüfung der Güte des identifizierten Reifenmodells, kann in einer Gesamtfahrzeugsimulation erfolgen, wobei die Simulationsergebnisse mit Messdaten aus Fahrmanövern verglichen werden. Hier fiel die Wahl auf das Manöver des mehrfach gefahrenen Spurwechsels.

Alle Fahrversuche wurden auf dem Testgelände des Engineering Center Steyr, MAGNA Powertrain auf einer Kreisbahn mit dem Radius 44m ausgeführt. Dabei war darauf zu achten, dass bei allen Messungen vergleichbare Umgebungsbedingungen, wie trockene und nicht verschmutzte Fahrbahn (Laub, Kies, usw.), vorherrschten. Die Fahrbahntemperatur betrug bei allen Messungen zwischen 15°C und 25°C . Als wichtige Voraussetzung vergleichbarer Ergebnisse war der Reifenfülldruck von 2.6bar den Prüfstandsmessungen anzupassen.

6.2 Vergleich der Versuchsreifen

Der folgende Abschnitt zeigt eine Gegenüberstellung der Ergebnisse der Identifikation der Eigenschaften der beiden Versuchsreifen. Bei den Fahrmanövern hat sich erwartungsgemäß gezeigt, dass die beiden Versuchsreifen ähnliche Eigenschaften aufweisen. In Abbildung 6.1 sind der Eigenlenkgradient und der Schwimmwinkelgradient (Bezugspunkt ist Mitte Hinterachse) für beide Reifen im teil- und neutralbeladenen Zustand in der Stabilisator-konfiguration „aktiv“ und „inaktiv“ gegenübergestellt. In der Abszissenbeschriftung der Grafik bedeutet:

TB A: teilbeladen, Stabilisator aktiv,

NB A: neutralbeladen, Stabilisator aktiv,

TB I: teilbeladen, Stabilisator inaktiv,

NB I: neutralbeladen, Stabilisator inaktiv.

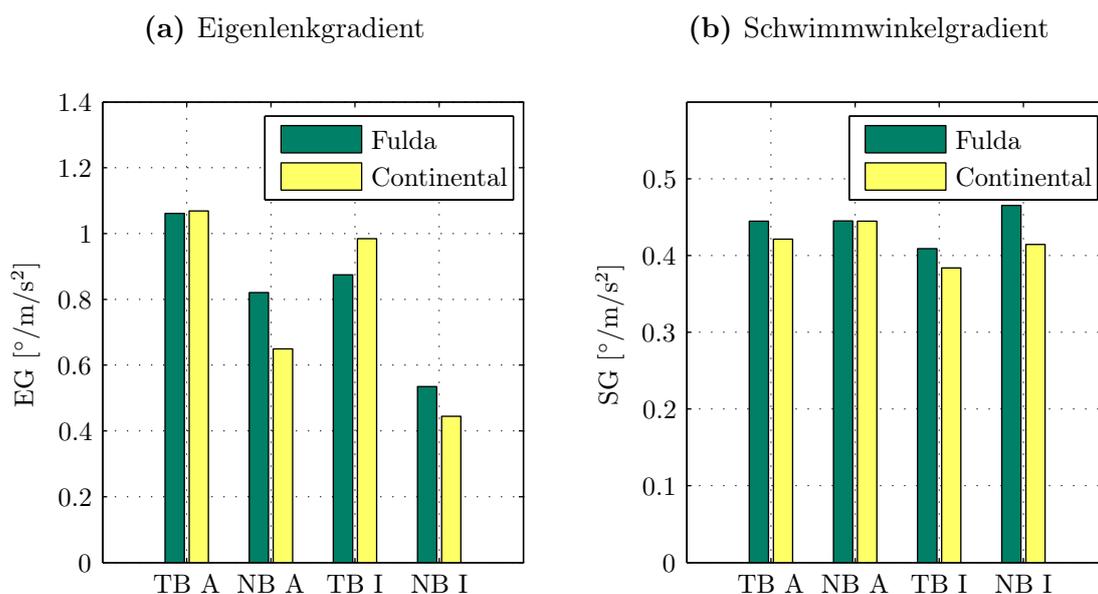


Abbildung 6.1: Vergleich von Eigenlenkgradient und Schwimmwinkelgradient der Versuchsreifen im teil- bzw. neutralbeladenen Zustand, bis $a_y = 4\text{m/s}^2$ linear approximiert.

Die Beschriftung bezeichnet die jeweilige Fahrzeugkonfiguration, in welcher der entsprechende Parameter ausgewertet wurde.

Die Auswertung der Kennwerte der stationären Kreisfahrt hat den subjektiven Eindruck bestätigt, sowohl beim Eigenlenkgradient wie auch beim Schwimmwinkelgradient sind die Unterschiede zwischen den Versuchsreifen gering. Im unteren Querbeschleunigungsbereich zeigt der Reifen Fulda einen geringfügig größeren Schwimmwinkelgradienten. Tendenziell ist der Eigenlenkgradient im neutralbeladenen Zustand kleiner als im teilbeladenen Zustand und bei inaktivem Stabilisator kleiner als bei aktivem Stabilisator. Diese Beobachtungen stimmen mit den theoretischen Überlegungen am Einspurmodell nach Abschnitt 3.3.5 überein.

Der maximal erreichbare Schwimmwinkel sowie der Schwimmwinkelgradient bei höherer Querbeschleunigung ($a_y = 7\text{m/s}^2$) an der Hinterachse sind wie erwartet bei deaktiviertem Vorderachsstabilisator größer. Die Verlagerung des Schwerpunktes in Richtung der Hinterachse beim neutralbeladenen Fahrzeug verstärkt zusätzlich diesen Effekt, weshalb die größten Schwimmwinkel und Schwimmwinkelgradienten beim neutralbeladenen Fahrzeug, mit deaktiviertem Stabilisator auftreten.

In Abbildung 6.3 und 6.4 sind die identifizierten Modellkoeffizienten der beiden Versuchsreifen, sowie die daraus berechneten Seitenkraftkennlinien bei verschiedenen Radaufstandskäften, dargestellt. Die Modellkoeffizienten sind in Abbildung 6.5a gegenübergestellt. Es handelt sich dabei um relative Größen, wobei die Werte des

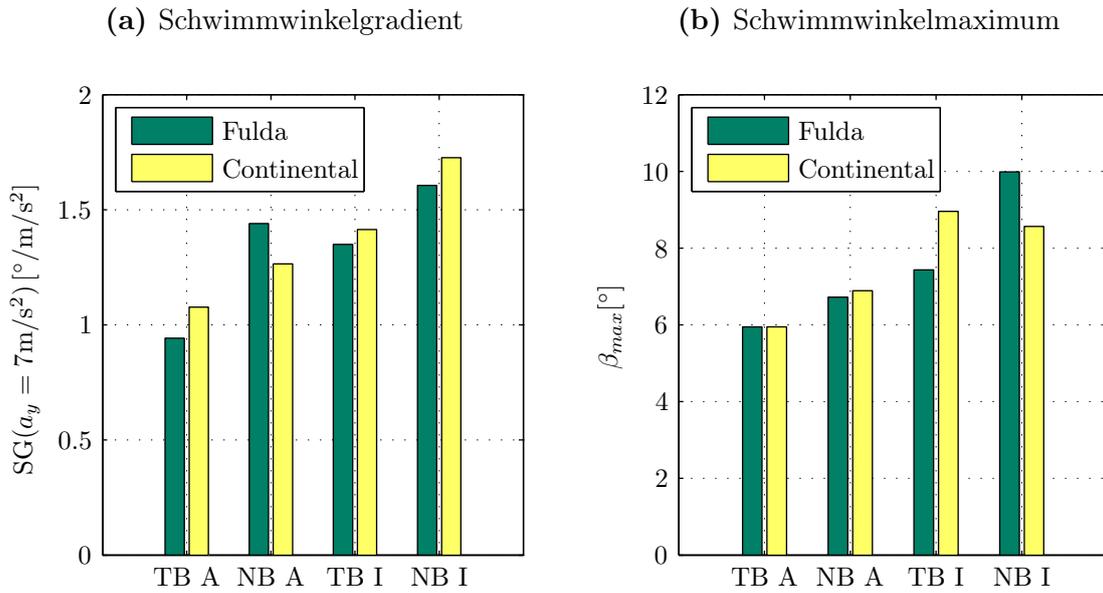
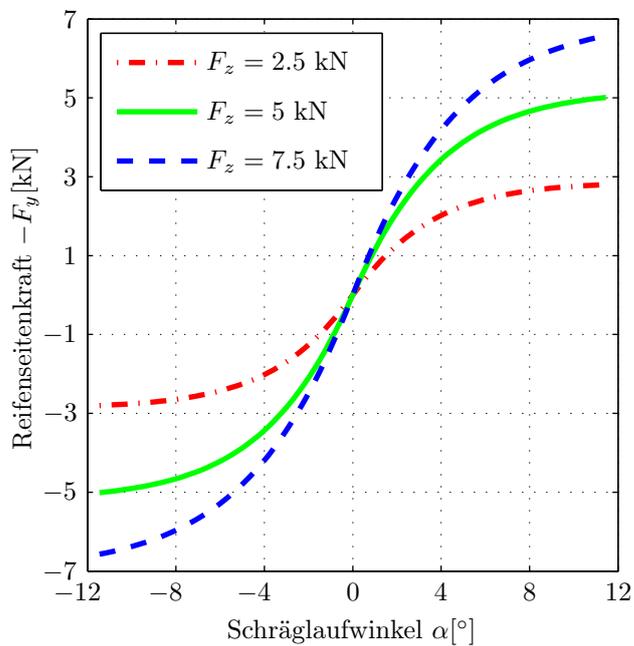


Abbildung 6.2: Hinterachs-Schwimmwinkelverhalten bei aktivem und inaktivem Stabilisator.



Koeffizienten

a_1	3424
a_2	-353
b_1	63120
b_2	-12000
c_1	3424
c_2	-353

Maximale Seitenkraft

$F_{max}(F_{z,nom})$	3071N
$F_{max}(2 \times F_{z,nom})$	5435N

Anfangssteigung

$dF_0(F_{z,nom})$	51120N/rad
$dF_0(2 \times F_{z,nom})$	78239N/rad

Abbildung 6.3: Reifen-Seitenkraftkennfeld Continental, ContiPremiumContact 2, Dimension 185/60 R15 88H TL XL.

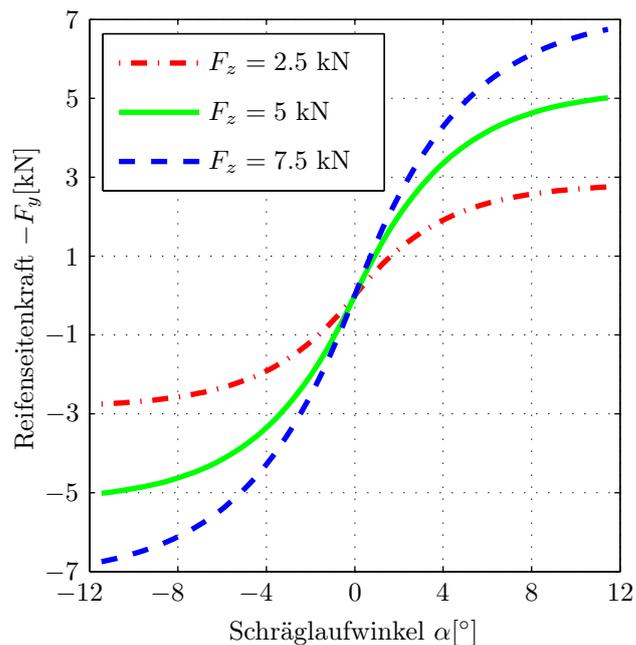


Abbildung 6.4: Reifen-Seitenkraftkennfeld Fulda, Carat Progresso, Dimension 185/60R 15 88H XL.

Koeffizienten

a_1	3346
a_2	-292
b_1	56215
b_2	-8997
c_1	3346
c_2	-292

Maximale Seitenkraft

$F_{max}(F_{z,nom})$	3054N
$F_{max}(2 \times F_{z,nom})$	5525N

Anfangssteigung

$dF_0(F_{z,nom})$	47218N/rad
$dF_0(2 \times F_{z,nom})$	76443N/rad

Fulda Reifens als Bezugsgrößen herangezogen wurde. Die Differenz der Koeffizienten der Anfangssteigung b_1 , b_2 sind tendenziell höher als bei a_1 , a_2 und c_1 , c_2 , der Koeffizient b_2 zeigt mit 133% die größte Abweichung. Diese Tatsache ist auch im Vergleich der kurvencharakteristischen Parameter, die in Abbildung 6.5b abgebildet sind, erkennbar. Die Abkürzungen in der Abszissenbeschriftung bedeuten:

¹ F_{max} : Maximalkraft bei nomineller Radaufstandskraft $F_{max}(F_{z,nom})$,

² F_{max} : Maximalkraft bei doppelter nomineller Radaufstandskraft $F_{max}(2 \times F_{z,nom})$,

¹ dF_0 : Anfangssteigung bei nomineller Radaufstandskraft $dF_0(F_{z,nom})$,

² dF_0 : Anfangssteigung bei doppelter nomineller Radaufstandskraft $dF_0(2 \times F_{z,nom})$.

Die Anfangssteigung des Continental Reifens ist bei nomineller Radaufstandskraft $F_{z,nom}$ sowie bei der doppelten Radaufstandskraft $2 \times F_{z,nom}$ größer als die des Fulda Reifens. Dies bestätigt auch den größeren Schwimmwinkelgradienten im niedrigen Querschleunigungsbereich beim Versuchsreifen Fulda. Die maximal erreichbaren Reifenseitenkräfte F_{max} bei nomineller und doppelter nomineller Aufstandskraft sind nahezu identisch.

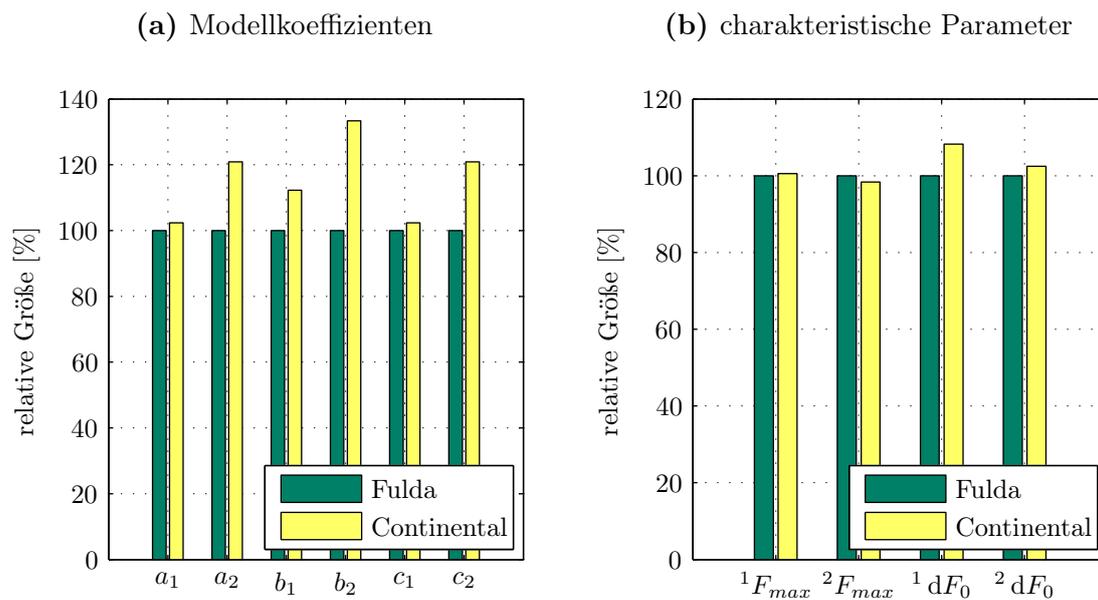


Abbildung 6.5: Vergleich der relativen Größen der Modellkoeffizienten und der charakteristischen Kenngrößen.

6.3 Vergleich von Prüfstandsmessung und Identifikationsergebnisse

Der vorherige Abschnitt vergleicht die Ergebnisse der Identifikation der beiden Versuchsreifen. Hier soll nun die Identifikationsmethode anhand der vorliegenden Prüfstandsmessungen am Beispiel des Continental Versuchsreifens überprüft werden. Die identifizierte Reifencharakteristik wird für die drei Radaufstandskräfte $F_z = 2500\text{N}$, 5000N und 7500N mit dem parametrisierten Reifenmodell TM_simple ausgewertet und den Prüfstandsmessungen gegenübergestellt.

In Abbildung 6.6 ist erkennbar, dass die Anfangssteigungen der identifizierten Kennlinien mit den Messdaten des Prüfstandes gut übereinstimmen. Beim Maximalwert der Kurven treten jedoch Abweichungen auf, wobei die identifizierten Kennlinien ein geringeres Kurvenmaximum als die am Prüfstand gemessenen Kennlinien aufweisen. Hier liegt die Vermutung nahe, dass der am Flachband-Prüfstand eingesetzte Safety-Walk Reibbelag ein höheres Haftpotential als die Paarung Reifen-Asphalt liefert. ZAMOW [Zam95] hat in seiner Arbeit auf dieses Problem sowie auf die relativ großen Streuungen der Prüfstandsergebnisse im Allgemeinen hingewiesen, siehe dazu Abschnitt 2.4.3.

Um die Ergebnisse des Prüfstands und der Identifikation vergleichbar zu machen müssen die Daten auf ein einheitliches Haftpotential bezogen werden. Eine einfache

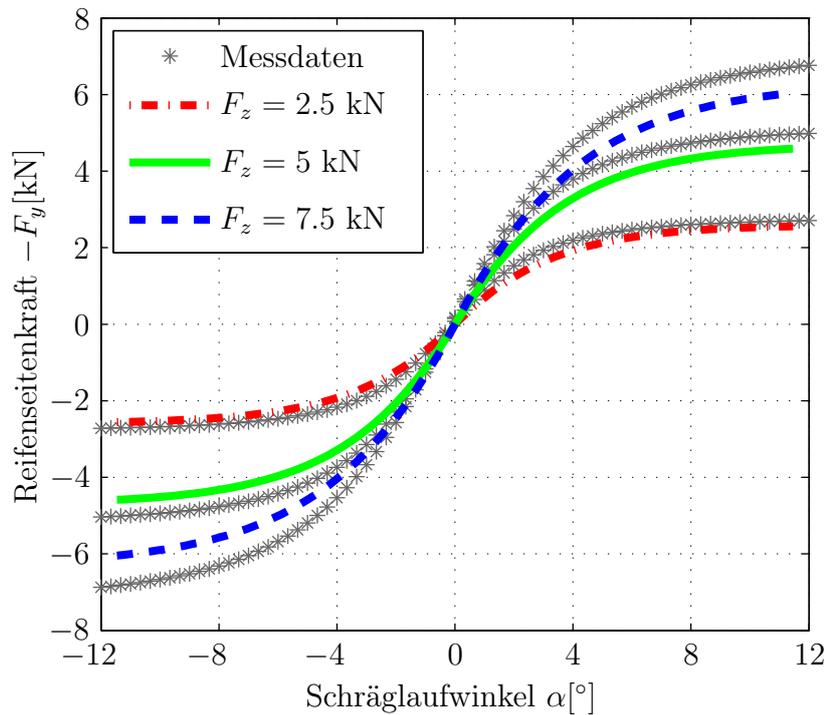


Abbildung 6.6: Vergleich der identifizierten Reifenkennlinien mit Prüfstandsdaten.

Multiplikation der Daten mit einem konstanten Faktor würde nicht nur das Kurvenmaximum skalieren, sondern auch die Anfangssteigung der Kurve, die prinzipiell unabhängig vom Reibwert ist und würde somit zu falschen Ergebnissen führen. Mit einem geeigneten Reifenmodell lassen sich die charakteristischen Eigenschaften der Kurve unabhängig voneinander verändern.

Dieser Zusammenhang kann durch die in [Hir09] beschriebenen, erforderlichen Reifenkräfte-Skalierungen mit dem MKS-Fahrzeug-Vollmodell Opel Combo bestätigt werden.

6.4 Verifikation durch Simulation von dynamischen Fahrmanövern

Das Ergebnis der Identifikation soll schließlich durch den Vergleich einer Simulation mit Hilfe des MKS-Vollmodells und den Messdaten von dynamischen Fahrmanövern verifiziert werden [Hir09]. Dazu wird das Reifenmodell des Fahrzeug-Vollmodells basierend auf den Ergebnissen der Identifikation parametrisiert. Der mehrfach gefahrene Spurwechsel zeigt sich als dynamisches Testmanöver gut geeignet. In Abbildung

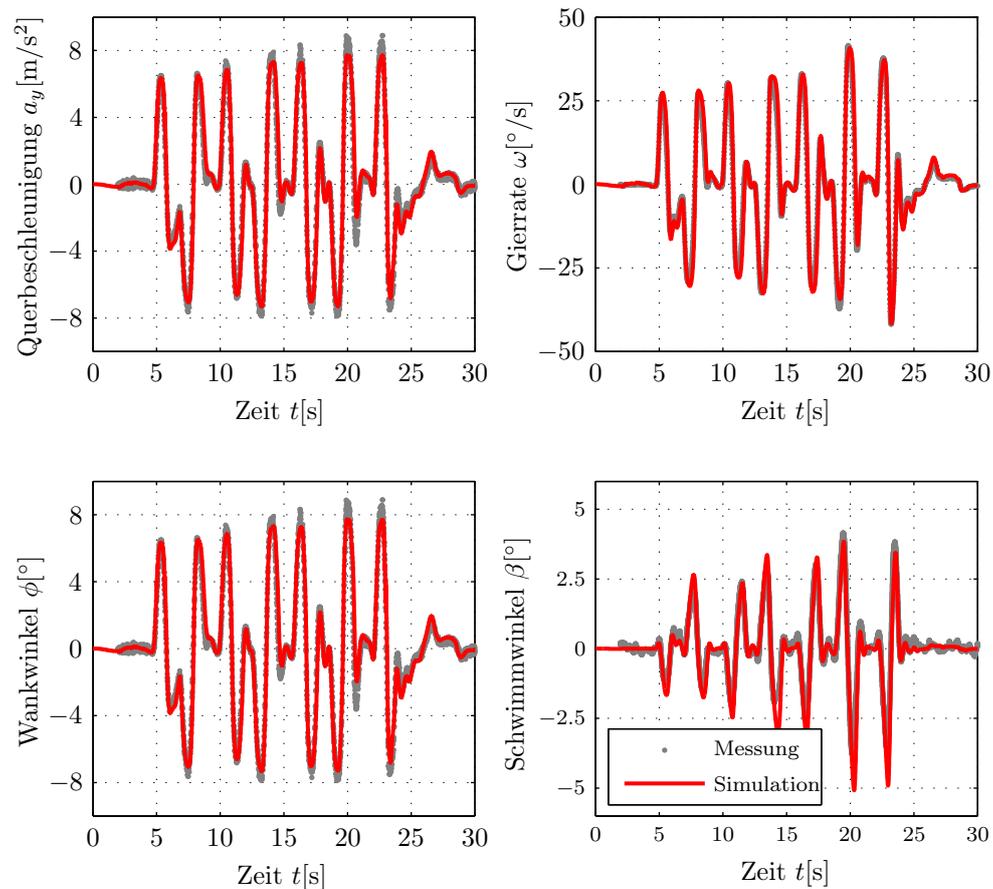


Abbildung 6.7: Vergleich der Simulation und Messung des mehrfach Spurwechsels, Opel Combo, 1.6 CNG.

6.7 sind die Zeitsignale der Größen Querbeschleunigung a_y , Schwimmwinkel im Fahrzeugschwerpunkt β , Wankwinkel ϕ und Gierrate ω_z gegenübergestellt. Die Ergebnisse von Messung und Simulation korrelieren gut.

KAPITEL 7

Zusammenfassung

Die Einführung mechatronischer Komponenten in der Fahrwerkstechnik und die damit verbundenen neuen Möglichkeiten der Fahrdynamikregelung stellen hohe Anforderungen an die Fahrzeugbewertung. Die Fahrwerke und die Fahrwerkregelung sind heute einheitlich auf einem sehr hohen Niveau, weshalb es besonderer Methoden bedarf, um die Differenzen im Fahrverhalten zu identifizieren und beurteilen zu können. Um menschliche Einflüsse und Streuungen auf die Bewertung zu vermeiden, werden die bisher eingesetzten subjektiven Bewertungsmethoden zusehends durch objektive Methoden der Fahrzeugbewertung unterstützt.

Neuere Methoden verfolgen modellbasierte Ansätze, welche die Identifikation von Parametern mit physikalischer Bedeutung als „Fahrdynamischer Fingerabdruck“ aus Fahrzeugmessungen ermöglichen sollen. Die Interaktion von Fahrzeug, Reifen, Fahrbahnoberfläche und nicht zuletzt das Verhalten des Fahrers erschweren hier die Interpretation der Ergebnisse. Durch die modellbasierte Fahrdynamikbewertung lassen sich bei genauer Kenntnis der Reifeneigenschaften die Einflüsse von Fahrwerk und Reifen separieren. Die Bestimmung der Reifeneigenschaften auf Reifenprüfständen ist wegen der spärlich vorhandenen Prüfstände und der großen Streuung der Ergebnisse eher unbefriedigend. Diese Arbeit widmet sich aus diesem Grund der Entwicklung einer neuen Methodik, um die auf Prüfständen gemessenen Reifendaten zu validieren, korrigieren oder eigenständig Reifendaten aus Messfahrten zu generieren.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine Methode entwickelt die es ermöglicht, die fahrdynamisch relevanten Reifeneigenschaften in Querrichtung mit Hilfe des einfachen Fahrmanövers der stationären Kreisfahrt zu bestimmen. Unter der Voraussetzung einer ebenen Fahrbahn und bei ausreichend genau bekanntem Fahrzeug, kann die Identifikation der Reifeneigenschaften mit Standard-Messtechnik, ohne aufwendige und kostenintensive Messausrüstung wie Kraftmessräder oder Lenkroboter, erfolgen.

Das erste Kapitel dieser Arbeit gibt einen Überblick über die relevante Literatur zur Fahrdynamikbewertung und zeigt die Motivation, die zu dieser Forschungsarbeit geführt hat. Die Aufgabenstellung wird erklärt und die prinzipielle Vorgehensweise der Identifikation schematisch skizziert.

Kapitel zwei beschreibt die reifentechnischen Grundlagen. Die Mechanismen der Gummireibung bilden die Grundlage zur Theorie der Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn. Es werden verschiedene Ansätze zur Modellierung des Reifens aufgezeigt und versucht die Modellkonzepte in vier Kategorien, vom einfachen Ersatzmodell bis hin zu detaillierten nichtlinearen FEM-Modellen, einzuordnen. Bei der Beschreibung der Methoden und Werkzeuge zur Parametrierung der Modelle aus Prüfstandsdaten, wird im Besonderen auf die Schwierigkeit der Parametrierung der Reifenmodelle und die daraus resultierende Notwendigkeit, neue verbesserte Methoden zu entwickeln, hingewiesen.

Kapitel drei erläutert die fahrdynamischen Grundlagen und beschreibt die zur Identifikation verwendeten Fahrzeugmodelle. Aus den Bewegungsgleichungen des linearen Einspurmodells lassen sich die Achsseitenkräfte unter den vereinfachten Voraussetzungen eines stationären Fahrzeugzustandes, wie er unter den Bedingungen der stationären Kreisfahrt vorliegt, berechnen. Die Zusammenhänge am Einspurmodell bei der stationären Kreisfahrt werden hergeleitet. Die Radaufstandskräfte, wieder unter der Voraussetzung eines stationären Fahrzeugzustandes, folgen aus den Gleichungen eines Zweispurmodells. Das zum Schluss beschriebene MKS-Vollmodell dient zur Kontrolle der berechneten Radaufstandskräfte und wird darüber hinaus zur Verifikation des Reifenmodells herangezogen.

Die genaue Kenntnis der Parameter der Fahrzeugmodelle ist bei modellbasierten Ansätzen mitentscheidend für die zuverlässige Identifikation der Reifeneigenschaften. In Kapitel vier sind Werkzeuge und Methoden zur Bestimmung der charakteristischen Fahrzeugparameter, wie Schwerpunktlage, Schwerpunkthöhe, sowie die Eigenschaften der Lenkanlage und der Stabilisatoren, aufgezeigt. Darüber hinaus werden die verwendete Messtechnik und die Auswertemethoden beschrieben. Besonderes Augenmerk liegt an der Entwicklung robuster Verfahren, die unempfindlich gegen Messrauschen und Messdatenausreißer sind. Dabei gelingt es, eine neuartige Methode zu entwickeln die es erlaubt, stark progressive und sogar rückläufige Charakteristiken (z. B. Lenkwinkel- oder Schwimmwinkelcharakteristik) mehrerer Manöverdurchführungen der stationären Kreisfahrt zu mitteln. Sie bietet damit einen entscheidenden Vorteil gegenüber herkömmlichen Vorgehensweisen, die bei ausgeprägt progressiv ansteigenden Charakteristiken unbefriedigende Ergebnisse liefern.

Kernpunkt der Arbeit ist die Entwicklung einer Methodik, mit deren Hilfe die Parameter eines einfachen Reifenmodells aus Messdaten der stationären Kreisfahrt, unter Zuhilfenahme der Fahrzeugmodelle, identifiziert werden können. Kapitel fünf zeigt die prinzipielle Vorgehensweise der Identifikation und die Ermittlung der dazu

notwendigen Größen wie Schräglaufwinkel, Achsseitenkräfte und Radaufstandskräfte. Die Berechnung der Kräfte wird anhand von Fahrzeugmessungen eines mit Kraftmessrädern bestückten Versuchsfahrzeuges auf ihre Plausibilität überprüft und darüber hinaus mit den Ergebnissen des MKS-Vollmodells verglichen. Das Reifenmodell `TM_simple` eignet sich wegen seiner Einfachheit und der eindeutig interpretierbaren Modellparameter besonders zur Identifikation der Reifeneigenschaften. Im Verlauf dieses Kapitels wird eine Methode vorgestellt, die mit Hilfe von Optimierungsmethoden die Koeffizienten des Reifenmodells berechnet indem sie ausgehend von den Achsseitenkräften unter Berücksichtigung der Radaufstandskräfte die Koeffizienten der Reifencharakteristik nacheinander bestimmt.

Die Methodik der Identifikation wird in Kapitel sechs, am Beispiel zwei verschiedener Versuchsreifen, verifiziert. Es handelt sich dabei um zwei Sommerreifen derselben Dimension 185/60R 15 88H XL von den Herstellern Continental und Fulda. In einem Vergleich hinsichtlich ihrer Wirkung auf das Fahrverhalten bei der stationären Kreisfahrt, haben sich ähnliche Eigenschaften gezeigt. Die auftretenden Differenzen in den ausgewerteten Kennwerten sind zum Teil auf die unterschiedlichen Fahrzeugkonfigurationen zurückzuführen und korrelieren mit den theoretischen Betrachtungen des linearen Einspurmodells. Der Versuchsreifen der Firma Continental zeigt einen geringfügig kleineren Schwimmwinkelgradienten im niedrigen Querschleunigungsbereich. Dies lässt sich durch die größere Anfangssteigung der Charakteristik dieses Reifens, die bei der Gegenüberstellung der identifizierten Reifenkennfelder festgestellt wurde, erklären. Der Vergleich der identifizierten Kennlinien des Testreifens von Continental mit Kennlinien aus Prüfstandsmessungen liefern eine gute Übereinstimmung der Reifenseitensteifigkeiten, jedoch ein unterschiedliches Haftpotential zwischen Prüfstand und Fahrbahn. Durch eine Reibwertanpassung zwischen Prüfstand und Fahrbahn gelingt eine gute Übereinstimmung der Prüfstands- und Identifikations-Daten. Abschließend wird die Plausibilität der identifizierten Reifendaten anhand der Simulation des dynamischen Fahrmanövers des mehrfach gefahrenen Spurwechsels gezeigt.

Im Zuge dieser Arbeit wurde eine Methode entwickelt, die es ermöglicht aus einfachen Fahrmanövern mit Hilfe von Standard-Fahrdynamikmessungen Reifenkennfelder zu identifizieren. Dies erlaubt eine einfache Verifikation oder eine Korrektur von Reifendaten, die auf unbekanntem Prüfständen entstanden sind. Zudem lassen sich auch ohne kostenintensive Prüfstandsmessungen Reifendaten ermitteln, wobei die Identifikationsmethodik die Reibungsverhältnisse durch den realen Kraftschluss Reifen-Asphalt im Gegensatz zu den Reifenprüfständen richtig abbildet. Darüber hinaus ist die Bestimmung der Reifeneigenschaften unter anderen Reibungsverhältnissen wie nasse, vereiste oder verschmutzte Fahrbahn möglich.

Durch die genaue Kenntnis der Reifeneigenschaften lassen sich die Einflüsse von Reifen und Fahrzeug auf die Fahrzeugbeurteilung besser separieren. Aus diesem Grund leistet diese Arbeit einen wertvollen Beitrag zur Objektivierung der Fahrdynamikbewertung und zur Beschaffung von Modellparametern.

Literaturverzeichnis

- [Amm97] AMMON, Dieter ; HOTZ, G. (Hrsg.) ; KALL, P. (Hrsg.) ; MAGNUS, K. (Hrsg.) ; MEISTER, E. (Hrsg.): *Modellbildung und Systementwicklung in der Fahrzeugdynamik*. Bd. 73. Stuttgart : B.G.Teubner, 1997. – – S. ISSN 3-519-02378-4 (Zitiert auf Seiten 19 und 40)
- [Amm05] AMMON, D.: Vehicle dynamics analysis tasks and related tyre simulation challenges. In: *Vehicle System Dynamics* 43 (2005), S. 30–47 (Zitiert auf Seite 25)
- [AR87] ALLEN, R.W. ; ROSENTHAL, T.J.: Steady state and transient analysis of ground vehicle handling / Society of Automotive Engineers, 400 Commonwealth Dr, Warrendale, PA, 15096, USA., 1987. – Forschungsbericht (Zitiert auf Seite 66)
- [BB88] BURCKHARDT, M. ; BURG, H.: *Berechnung und Rekonstruktion des Bremsverhaltens von Pkw*. Verlag Information Ambs GmbH, 1988 (Zitiert auf Seite 66)
- [CC98] CHEN, D. C. ; CROLLA, D. A.: Subjective and objective measures of vehicle handling: Drivers & experiments. In: *Veh.Syst.Dyn.*; *Veh.Syst.Dyn.*; *Veh.Syst.Dyn.* 29 (1998), Nr. SUPPL., S. 576–597. – ISSN 00423114 (Zitiert auf Seite 2)
- [Con09] *Continental*. Version:11 2009. http://www.conti-online.com/generator/www/at/de/continental/automobil/themen/pkw/sommer/cpc_2/contipremiumcontact2_de.html. – Website Continental (Zitiert auf Seite 107)
- [Cor09] *Corrsys-Datron*. Version:08 2009. <http://www.corrsys-datron.com/>. – Website Corrsys-Datron (Zitiert auf Seiten 56 und 58)
- [Cur09] *Curve Fitting Toolbox 2 User's Guide*. März 2009. – The MathWorks Documentation Curve Fitting Toolbox Version 1.2.2 (Zitiert auf Seite 82)

- [CZ01] CHONG, E.K.P. ; ZAK, S.H. ; GRAHAM, R. L. (Hrsg.) ; LENSTRA, J. K. (Hrsg.) ; SPENCER, J. H. (Hrsg.): *An introduction to optimization*. Second Edition. Wiley-Interscience, 2001 (Zitiert auf Seiten 81 und 103)
- [Dew09] DEWETRON. Version: 10 2009. <http://www.dewetron.com/>. – Website Dewetron (Zitiert auf Seite 57)
- [DIN94] Norm Januar 1994. *Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten*. – DIN 70000 (Zitiert auf Seite 35)
- [ES05] EICHBERGER, A. ; SCHITTENHELM, M.: Implementations, applications and limits of tyre models in multibody simulation. In: *Vehicle System Dynamics* 43 (2005), S. 18–29 (Zitiert auf Seite 24)
- [Fac00] FACH, M.: Lokale Effekte der Reibung zwischen Pkw-Reifen und Fahrbahn. In: *FORTSCHRITT BERICHTE-VDI REIHE 12 VERKEHRSTECHNIK FAHRZEUGTECHNIK* (2000), S. – (Zitiert auf Seiten 7 und 15)
- [Fle87] FLETCHER, R.: *Practical methods of optimization*. Second Edition. Wiley-Interscience New York, NY, USA, 1987 (Zitiert auf Seite 81)
- [Ful09] Fulda. Version: 11 2009. http://www.fulda.com/fulda_home_en/our_tires/passenger/overview_summer/Carat_Progresso.jsp. – Website Fulda (Zitiert auf Seite 107)
- [Gar93] GARROTT, W. R.: Measured vehicle inertial parameters - NHTSA's data through September 1992, 195–215 (Zitiert auf Seite 62)
- [Gen09a] GeneSys Offenburg. Version: 08 2009. <http://www.genesys-offenburg.de/index1.htm>. – Website GeneSys (Zitiert auf Seiten 55 und 58)
- [Gen09b] GeneSys Elektronik GmbH: *Bedienungsanleitung ADMA*. 2x.6.1.4. März 2009 (Zitiert auf Seite 54)
- [Gey72] GEYER, W.: Der Einfluß geometrischer Reibflächen-Rauhigkeitsformen auf das trockene und nasse Reibverhalten von Gummi. In: *Automobil-Industrie* (1972) (Zitiert auf Seite 9)
- [Gip07] GIPSER, M.: FTire - The tire simulation model for all applications related to vehicle dynamics. In: *Vehicle System Dynamics* 45 (2007), Nr. SUPPL. 1, S. 139–151 (Zitiert auf Seite 25)
- [Gip09] GIPSER, Michael: *Flexible Ring Tire Model Documentation and User's Guide*. Version: April 2009. http://www.ftire.com/docu/ftire_model.pdf. – Webpage (Zitiert auf Seite 25)

- [GMC88] GARROTT, W.R. ; MONK, M.W. ; CHRSTOS, J.P.: Vehicle Inertial Parameters—Measured Values and Approximations. (1988) (Zitiert auf Seite 66)
- [Gna05] GNADLER, H.; Frey M.; Mundl R.; Sommer J. ; Unrau H.-J.; Wies B.: Kraftschlussmessungen auf Schnee mit dem Reifen-Innentrommel-Prüfstand. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift Ausgabe 3* (2005) (Zitiert auf Seite 29)
- [Goe07] GOERTZ, Harald: *Identifikation von Fahrzeugträgheitsparametern in Fahrversuchen und auf dem Prüfständen*, Institut für Kraftfahrwesen Aachen, Diss., 2007 (Zitiert auf Seite 62)
- [Gro63] GROSCH, K. A.: The relation between the friction and visco-elastic properties of rubber. In: *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences* (1963), S. 21–39 (Zitiert auf Seite 6)
- [Gro89] GROSCH, K. A.: Visko-elastische Eigenschaften von Gummimischungen und deren Einfluss auf das Verhalten von Reifen. In: *Kautschuk und Gummi, Kunststoffe* 42 (1989), Nr. 9, S. 745–751 (Zitiert auf Seite 6)
- [GZKC02] GUO, K. H. ; ZONG, C. F. ; KONG, F. S. ; CHEN, M. L.: Objective evaluation correlated with human judgment - An approach to the optimization of vehicle handling control system. In: *Int.J.of Vehicle Design* 29 (2002), S. 96–111 (Zitiert auf Seite 2)
- [HB02] HEISSING, B. ; BRANDL, H.J.: *Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens*. Vogel, 2002 (Zitiert auf Seite 1)
- [HD09] HUBER, B. ; DREWS, R.: How to use objective measurement data for Vehicle Dynamics Testing. In: *SIAT 2009 Technical Bulletin*, 2009 (Zitiert auf Seite 55)
- [Hei08] HEISSING, M.: *Fahrwerkhandbuch: Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven*. Vieweg+ Teubner Verlag, 2008 (Zitiert auf Seiten 10, 20 und 128)
- [Hey99] HEYDINGER, R. A.; Garrott W. R.; Pyne M.; Howe-J. G.; Guenther D. A.: Measured vehicle inertial parameters - NHTSA's data through November 1998. In: *SAE World Congress* (1999), S. – (Zitiert auf Seite 62)
- [HFRS09] HIRSCHBERG, W. ; FRANTISEK, P. ; RILL, G. ; SOTNIK, J.: Reliable Vehicle Dynamics Simulation in Spite of Uncertain Input Data. In: *Europe in the Second Century of Auto-Mobility* EAEC European Automotive Congress Bratislava, 2009 (Zitiert auf Seiten 51 und 129)

- [Hin02] HINÜBER, Edgar: Intertiale Messsysteme mit faseroptischen Kreiseln für Fahrdynamik und Topologiedaten-Erfassung. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 6 (2002), S. 584–591 (Zitiert auf Seite 55)
- [Hir09] HIRSCHBERG, Wolfgang: *TM_simple: A Simple to Use Tyre Model*. März 2009. – MATLAB Version 4.0 (Zitiert auf Seiten 24, 80, 93 und 114)
- [HKM09] *HKM Messtechnik*. Version: 08 2009. <http://www.hkm-messtechnik.de/>. – Website HKM (Zitiert auf Seite 57)
- [HR08] HUBER, B. ; RESCH, S.: Methods for Testing of Driver Assistance Systems. (2008) (Zitiert auf Seite 55)
- [HRW07] HIRSCHBERG, W. ; RILL, G. ; WEINFURTER, H.: Tire model TMeasy. In: *Veh.Syst.Dyn.; Veh.Syst.Dyn.; Veh.Syst.Dyn.* 45 (2007), Nr. SUPPL. 1, S. 101–119. – ISSN 00423114 (Zitiert auf Seiten 14, 23, 30 und 128)
- [HSP05] HARRER, M. ; STICKEL, T. ; PFEFFER, P. E.: Automation of vehicle dynamics measurements. In: *VDI BERICHTE* 1912 (2005), S. 429. – ISSN 00835560 (Zitiert auf Seite 59)
- [Int09] *Interface*. Version: 08 2009. <http://www.interfaceforce.com/index.php>. – Website Interface (Zitiert auf Seite 57)
- [ISO91] Norm 12 1991. *Road vehicle - Vehicle dynamic and road-holding ability - Vocabulary*. – ISO 8855 (Zitiert auf Seiten 10 und 77)
- [ISO98] Norm Dezember 1998. *Road vehicles - Vehicle dynamics test methods - Part 1: General conditions for passenger cars*. – ISO 15037-1 (Zitiert auf Seiten 36, 53 und 60)
- [ISO04] Norm September 2004. *Passenger cars - Steady-state circular driving behaviour - Open-loop test methods*. – ISO 4138 (Zitiert auf Seiten 72 und 77)
- [Kin09] KINTLER, Pavol: *Validierung des Reifenmodells TMeasy mit Hilfe eines Fahrzeugmodells*, STU Bratislava, Diss., 2009 (Zitiert auf Seite 51)
- [Kla99] KLAAS, A.: TIME, Tire Measurements Eine neue Standardprüfprozedur für stationäre Reifen-Seitenkraftmessungen. In: *VDI-Berichte Reifen, Fahrwerk Fahrbahn*, 1999, S. – (Zitiert auf Seiten 32, 33 und 128)
- [KLR04] KOBETZ, Christian ; LUGNER, Peter ; RUTZ, Rüdiger: Modellbasierte Fahrdynamikanalyse. In: *ATZ* 106 (2004), S. 1030–1037 (Zitiert auf Seite 2)

- [KM67] KUMMER, H. ; MEYER, W.: Verbesserter Kraftschluß zwischen Reifen und Fahrbahn, Ergebnisse einer neuen Reibungstheorie. In: *Automobil-technische Zeitschrift* 69 (1967), Nr. 8, S. 245–251 (Zitiert auf Seite 7)
- [Kob03] KOBETZ, Christian: *Modellbasierte Fahrdynamikanalyse durch ein an Fahrmanövern parameter identifiziertes querdynamisches Simulationsmodell*, Universität Stuttgart, Diss., 2003. – – S (Zitiert auf Seiten 2 und 40)
- [Kre65] KREMPEL, Günther.: *Experimenteller Beitrag zu Untersuchungen an Kraftfahrzeugreifen*, Karlsruhe, Diss., 1965 (Zitiert auf Seite 19)
- [LBCG00] LAURENCE, P. ; BASSET, M. ; COUTANT, P. ; GISSINGER, G.: Lateral Vehicle Behaviour: Comparison of Subjective/Objective Assessment Using the Choquet Integral. In: *Veh.Syst.Dyn.; Veh.Syst.Dyn.* 34 (2000), S. 357–379 (Zitiert auf Seite 2)
- [LHK99] LAND, W. ; HERRLICH, N. ; KUNZ, J.: *Kunststoffpraxis: Eigenschaften: Eigenschaften*. WEKA Media GmbH & Co. KG, 1999 (Zitiert auf Seite 6)
- [LP05] LUGNER, P. ; PLÖCHL, M.: Tyre model performance test: first experiences and results. In: *Vehicle System Dynamics* 43 (2005), S. 48–62 (Zitiert auf Seite 21)
- [LPP05] LUGNER, P. ; PACEJKA, H. ; PLÖCHL, M.: Recent advances in tyre models and testing procedures. In: *Vehicle System Dynamics* 43 (2005), Nr. 6, S. 413–426 (Zitiert auf Seite 21)
- [MAG09] *MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik*. Version: 11 2009. http://www.magnasteyr.com/xchg/complete_vehicle/XSL/standard.xsl/-/content/903_905.html. – Website MAGNA (Zitiert auf Seite 71)
- [Mat09] *The Mathworks*. Version: 10 2009. <http://www.mathworks.de/>. – Website Mathworks (Zitiert auf Seite 30)
- [MCI97] MACINNIS, Duane D. ; CLIFF, William E. ; ISING, Kurt W.: Comparison of moment of inertia estimation techniques for vehicle dynamics simulation. In: *Proceedings of the 1997 International Congress and Exposition* Bd. Detroit, MI, USA. SAE. – ISSN 10546693, 99–117 (Zitiert auf Seite 62)
- [Mel03] MELJNIKOV, Darco: *Entwicklung von Modellen zur Bewertung des Fahrverhaltens von Kraftfahrzeugen*, Universität Stuttgart, Diss., 2003. – – S (Zitiert auf Seite 2)
- [Moo72] MOORE, D. F.: *The friction and lubrication of elastomers*. Bd. 1. ed. Oxford [u.a.] : Pergamon Press, 1972. – – S (Zitiert auf Seite 5)

- [MOYS90] MIMURO, Tetsushi ; OHSAKI, Masayoshi ; YASUNAGA, Hiromichi ; SATOH, Kohji: Four Parameter Evaluation Method of Lateral Transient Response. SAE Technical Paper Service, 1990 (901734). – Forschungsbericht. – – S (Zitiert auf Seite 2)
- [MSC09] *MSC Adams*. Version:07 2009. <http://www.mscsoftware.com/products/adams.cfm>. – Website MSC Adams (Zitiert auf Seite 51)
- [MT02] MEYER-TUVE, Harald: Modellbasierte Analyse von subjektiven Fahrdynamikbewertungen. In: *Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen II*, Haus der Technik, 2002, S. – (Zitiert auf Seite 2)
- [Mun08] MUNDL, R.: *Skriptum Reifentechnik*, Institut für Fahrzeugtechnik - Member of Frank Stronach Institute, Diss., 2008. – – S (Zitiert auf Seiten 9, 12, 15, 27 und 131)
- [MW04] MITSCHKE, M. ; WALLENTOWITZ, H.: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Springer Verlag, 2004. – – S (Zitiert auf Seiten 14, 39, 43 und 67)
- [Neu02] NEUKUM, Alexandra: Bewertung des Fahrverhaltens im Closed Loop- Zur Brauchbarkeit des korrelativen Ansatzes. In: *Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen II*, Haus der Technik, 2002, S. – (Zitiert auf Seite 2)
- [NKS01] NEUKUM, A. ; KRÜGER, H. P. ; SCHULLER, J.: Der Fahrer als Messinstrument für fahrdynamische Eigenschaften? In: *Der Fahrer des 21. Jahrhunderts*, VDI, 2001, S. – (Zitiert auf Seite 2)
- [Ode02] ODENTHAL, Dirk: *Ein robustes Fahrdynamik-Regelungskonzept für die Kippvermeidung von Kraftfahrzeugen*, Lehrstuhl für Steuerungs- und Regelungstechnik, Technische Universität München, Diss., 2002. – – S (Zitiert auf Seite 40)
- [OF01] OERTEL, Christian ; FANDRE, Andreas: Das Reifenmodellsystem RMOD-K - Ein Beitrag zum virtuellen Fahrzeug. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift Ausgabe 11* (2001) (Zitiert auf Seite 24)
- [Oos03] OOSTEN, J; van: SWIFT-Tyre in SIMPACK: for comfort, ride, durability and chassis control analysis. In: *SIMPACT User Meeting* TNO Automotive, 2003 (Zitiert auf Seiten 28 und 131)
- [Ope09] *Adam Opel GmbH*. Version:11 2009. <http://www.opel.de/shop/lcv/combo/product/specs/content.act;jsessionid=LKQHJhvTcsxFGyxMT1KGx1M714tQlpTpQVyPXvt192Lvcb6WprL7!-1167304117!-1291868966>. – Website Opel (Zitiert auf Seite 132)
- [Opt09] *Optimization Toolbox 4 User's Guide*. September 2009. – The MathWorks Documentation Optimization Toolbox 4.0 (Zitiert auf Seite 99)

- [Pac02] PACEJKA, H.B.: *Tyre and vehicle dynamics*. Society of Automotive Engineer, Inc., 2002 (Zitiert auf Seiten 13, 23, 80 und 128)
- [Pak01] PAKNIA, H.: *Identifizierung von Reifenkennfeldern aus Fahrmessungen auf der Strasse*. Aachen, RWTH Aachen, Diss., 2001. – – S (Zitiert auf Seiten 13 und 21)
- [PB92] PACEJKA, H.B. ; BAKKER, E.: The magic formula tyre model. In: *Vehicle system dynamics* 21 (1992), S. 1–18 (Zitiert auf Seite 22)
- [PHE07] PRENNINGER, Klaus ; HIRSCHBERG, Wolfgang ; ECKER, Joachim: A Novel Approach in Vehicle Dynamics Evaluation by means of System Identification. In: *European automotive Congress EAEC 2007*, Institute of Automotive Engineering, Technical University of Graz, 2007, S. – (Zitiert auf Seite 2)
- [Pre08] PRENNINGER, Klaus: *Objektive Beurteilung der Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen, insbesondere schweren Nutzfahrzeugen mittels modellbasierter Parameteridentifikation*, Technische Universität Graz, Institut für Fahrzeugtechnik, Diss., 2008 (Zitiert auf Seite 2)
- [rav09] *Ravaglioli S.p.A.* Version: 08 2009. <http://www.ravaglioli.com/>. – Website Ravaglioli (Zitiert auf Seite 57)
- [RH84] ROMPE, Klaus ; HEISSING, Bernd: *Objektive Testverfahren für die Fahreigenschaften von Kraftfahrzeugen*. 1984. – – S. ISSN 3885851318 (Zitiert auf Seiten 2 und 73)
- [Rie02] RIEDEL, A.: Subjektive und objektive Beurteilung des Handling von Pkw. In: *Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen II*, Haus der Technik, 2002, S. – (Zitiert auf Seite 2)
- [Ris02] RISCH, M.;; Der Kamm'sche Kreis - Wie stark kann man beim Kurvenfahren Bremsen? In: *Praxis der Naturwissenschaften - Physik in der Schule Themenheft „Fahrphysik und Verkehr“* 51 (2002), Nr. 5, S. 7 (Zitiert auf Seite 17)
- [RMB08] RAUH, J. ; MÖSSNER-BEIGEL, M.: Tyre simulation challenges. In: *Vehicle System Dynamics* 46 (2008), S. 49–62 (Zitiert auf Seite 25)
- [RS40] RIEKERT, P. ; SCHUNCK, TE: Zur fahrmechanik des gummibereiften kraftfahrzeugs. In: *Archive of Applied Mechanics (Ingenieur Archiv)* 11 (1940), Nr. 3, S. 210–224 (Zitiert auf Seite 38)
- [RS86] REIMPELL, J. ; SPONAGEL, P. ; REIMPELL, J. (Hrsg.): *Fahrwerktechnik: Reifen und Räder*. Bd. 1. Würzburg : Vogel-Buchverlag, 1986. – 266– S. ISSN 3–8023–0737–2 (Zitiert auf Seite 16)

- [Sag03] SAGAN, E.: Zur Beurteilung von Fahreigenschaften in fahrdynamischen Testverfahren. In: *Reifen - Fahrwerk - Fahrbahn*, VDI-Berichte, 2003, S. – (Zitiert auf Seite 2)
- [SBDHN05] SCHMEITZ, AJC ; BESSELINK, IJM ; DE HOOGH, J. ; NIJMEIJER, H.: Extending the Magic Formula and SWIFT tyre models for inflation pressure changes. In: *VDI Berichte 1912 (2005)*, S. 201–225 (Zitiert auf Seite 25)
- [Sch05] SCHULZ, Hans-Gerd: *Modellgestützte Fehlerdiagnose der Sensoren für die Fahrzeug-Querodynamik*, Technischen Universität München, Diss., 2005. – – S (Zitiert auf Seite 40)
- [Sig09] *Signal Processing Toolbox User's Guide*. März 2009. – The MathWorks Documentation Signal Processing Toolbox Version 6.11 (Zitiert auf Seite 61)
- [SK07] SPANN, Oliver ; KRIEGEL, Thomas: Von der objektiven Größe zur subjektiven Bewertung der Fahrdynamik. In: *Chassis Tech*, 2007, S. – (Zitiert auf Seite 2)
- [Spl09] *Spline Toolbox 3 User's Guide*. October 2009. – The MathWorks Documentation Spline Toolbox Version 3.3.5 (Zitiert auf Seiten 70 und 79)
- [UZ97] UNRAU, H.J. ; ZAMOW, J.: *TYDEX-Format Description and Reference Manual*. Release 1.3. TYDEX Workshop, 1997. <http://www.kfzbau.uni-karlsruhe.de/de/inhalt/gruppen/kfzbau/forschung/tydex/TydexFrame.html> (Zitiert auf Seite 10)
- [Vin05] VINCKEN, Dirk: *Der Reifen: Haftung*. Karlsruhe : Michelin Reifenwerke KGaA, 2005. – 92– S (Zitiert auf Seiten 5, 7, 8 und 9)
- [WD78] WEIR, D. H. ; DIMARCO, R. J.: Correlation and Evaluation of Driver/Vehicle Directional Handling Data. SAE Technical Paper Series, 1978 (780010). – Forschungsbericht. – – S (Zitiert auf Seite 2)
- [Wil98] WILLUMEIT, H.P.: *Modelle und Modellierungsverfahren in der Fahrzeugdynamik*. B.G. Teubner Stuttgart, 1998 (Zitiert auf Seite 39)
- [WLF55] WILLIAMS, M. L. ; LANDEL, R. F. ; FERRY, J. D.: Temperature dependence of relaxation mechanisms in amorphous polymers and other glass-forming liquids. In: *J.Appl.Phys.* 77 (1955) (Zitiert auf Seiten 6 und 7)
- [Zam95] ZAMOW, J.: Messung des Reifenverhaltens auf unterschiedlichen Prüfständen. In: *VDI Berichte 1224 (1995)*, S. – (Zitiert auf Seiten 2, 26, 31 und 113)

- [ZBR97a] ZOMOTOR, Adam ; BRAESS, Hans-Hermann ; RÖNITZ, Rolf: Verfahren und Kriterien zur Bewertung des Fahrverhaltens von Personenkraftwagen Teil 1. In: *Automobiltech.Z.; Automobiltech.Z.* 99 (1997), S. 780–786 (Zitiert auf Seite 2)
- [ZBR97b] ZOMOTOR, Adam ; BRAESS, Hans-Hermann ; RÖNITZ, Rolf: Verfahren und Kriterien zur Bewertung des Fahrverhaltens von Personenkraftwagen Teil 2. In: *Automobiltech.Z.; Automobiltech.Z.* 100 (1997), S. 236–242 (Zitiert auf Seite 2)
- [Zom02] ZOMOTER, Zoltan: *Online Identifikation der Fahrdynamik von Fahrzeugen*, Universität Stuttgart, Diss., 2002. – – S (Zitiert auf Seiten 2 und 40)

Abbildungsverzeichnis

1.1	Aufbau der Identifikationsmethodik	4
2.1	Feder-Dämpfer-Modell, Zusammenhang zwischen Spannung und Dehnung.	6
2.2	Gummihysterese und komplexer Elastizitätsmodul.	7
2.3	Verlustfaktor in Abhängigkeit von Temperatur und Anregungsfrequenz.	8
2.4	Modellvorstellung der Hysteresereibung.	8
2.5	Modellvorstellung der Adhäsionreibung	9
2.6	TYDEX Radachsensysteme, Kräfte und Momente im Radaufstandspunkt.	11
2.7	Entstehung der Rollwiderstandskraft.	12
2.8	Idealisierte Schubspannungs Verteilung im Latsch.	12
2.9	Umfangskraftverteilung über die Latschlänge bei unterschiedlichen Schlupfwerten. (H: Haftbereich, G: Gleitbereich) [HRW07]	14
2.10	Kraftschluss-Schlupf Kurve beim Antreiben.	14
2.11	Entstehung von Lateralkraft und Nachlauf am Reifen bei Schräglauf.	16
2.12	Kraftschluss-Schräglaufwinkelkurve und Rückstellmoment-Schlupf Kurve.	17
2.13	Kombinierte Längs- und Seitenkräfte	17
2.14	Umfangs-Seitenkraft-Kennfeld (Krempel-Diagramm) mit den Parametern Schräglaufwinkel und Längsschlupf bei konstanter Radaufstandskraft.	18
2.15	Degressives Verhalten der Seitenkraft bei verschiedenen Radaufstandskräften.	19
2.16	Einsatzbereich verschiedener Reifenmodelle [Hei08].	20
2.17	Magic Formula Koeffizienten [Pac02].	23
2.18	TMeasy Approximation	24
2.19	Schematische Darstellung der physikalischen Reifenmodelle SWIFT und FTire	25
2.20	Grundkonzepte für Reifenprüfstände.	28
2.21	Approximation der Lateralkraftcharakteristik.	30
2.22	Kraftschlussbeiwert $\mu_{y,max}$ der Seitenkraft.	32
2.23	Realistische Kombinationen der Eingangsgrößen [Kla99].	33

3.1	Koordinatensysteme nach DIN 70000.	36
3.2	Wichtige Größen und Vorzeichendefinition nach DIN 70000.	37
3.3	Kräfte, kinematische und geometrische Größen am Einspurmodell.	40
3.4	Steuertendenz bei stationärer Kreisfahrt	48
3.5	Kräfte und Geometrie am Zweispurmodell, Vorderansicht.	49
3.6	MKS Modell, Opel Combo, 1.6 CNG [HFRS09].	51
4.1	Position der verwendeten Sensorik	55
4.2	Schema des Messaufbaus	58
4.3	Transformation der Bewegungsgrößen.	59
4.4	Butterworth-Filter vierter Ordnung, 1Hz Grenzfrequenz, 200Hz Samplingrate mit einfacher und Vorwärts- Rückwärts-Filterung.	61
4.5	Trägheitsparameter der Fahrzeuges	62
4.6	Experimentelle Ermittlung der Schwerpunktlage in der Ebene und der Schwerpunkthöhe.	63
4.7	Experimentelle Ermittlung der Schwerpunkthöhe.	65
4.8	Vereinfachte Darstellung der Zahnstangenlenkung.	68
4.9	Experimentelle Bestimmung der Lenkungsfunktion	69
4.10	Messergebnisse der experimentellen Bestimmung der Lenkungsfunk- tion.	69
4.11	Lenkungsfunktion der beiden gelenkten Räder und der daraus gebil- dete Mittelwert.	70
4.12	Kinematik- und Elastokinematik-Prüfstand	72
4.13	Klassierung der Messdaten am Beispiel des Radlenkwinkels.	74
4.14	Normierung/Verschiebung.	75
4.15	Normierte Daten und Koordinatentransformation.	76
4.16	Rücktransformierung der gemittelten Daten.	77
4.17	Klassierung der Messdaten in Polarkoordinaten am Beispiel des Radlenkwinkels.	78
4.18	Radlenkwinkel, Differenz-Schwimmwinkel, Lenkmoment und Wank- winkel über Querbeschleunigung.	79
4.19	Radlenkwinkel: Gemittelte Messdaten und Spline-Approximation	80
4.20	Transformation der Radlenkwinkel Charakteristik.	81
4.21	Approximation und Rücktransformation der Radlenkwinkel Charak- teristik.	82
4.22	Approximierte Verläufe der gemessenen Radlenkwinkel, Differenz- Schwimmwinkel, Lenkmoment und Wankwinkel über Querbeschleu- nigung.	83
5.1	Ablauf der Identifikationsmethodik.	84
5.2	Bestimmung der Schräglaufwinkel.	86
5.3	Vergleich der Schräglaufwinkel, Opel Combo 1.6 CNG, stationäre Kreisfahrt.	87

5.4	Vergleich des gemittelten Radlenkwinkels und der ermittelten Schräglaufwinkel an der Vorderachse, Opel Combo 1.6 CNG, stationäre Kreisfahrt.	88
5.5	Achsseitenkräfte bei stationärer Kreisfahrt unter Berücksichtigung der Reifennachläufe	89
5.6	Vergleich der gemessenen und berechneten Achsseitenkräfte.	90
5.7	Vergleich der gemessenen und berechneten Radaufstandskräfte, Mercedes W211, stationäre Kreisfahrt.	92
5.8	Vergleich der simulierten und berechneten Radaufstandskräfte, Opel Combo 1.6 CNG, stationäre Kreisfahrt.	93
5.9	Modellparameter am Beispiel der Reifen-Querkraftcharakteristik.	94
5.10	Achs- bzw. Radseitenkräfte und Radaufstandskräfte.	95
5.11	Radaufstandskraft und Zusammenhang zwischen Achs- und Radseitenkräften bei stationärer Kreisfahrt (Prinzipdarstellung).	96
5.12	Trust-Region Approximation.	98
5.13	Approximation der Achsseitenkraft-Charakteristik durch die Modellfunktion TM_simple	99
5.14	Achs- und Reifenkräfte bei stationärer Kreisfahrt.	101
5.15	Anfangssteigung bei stationärer Kreisfahrt.	104
6.1	Vergleich von Eigenlenkgradient und Schwimmwinkelgradient der Versuchsreifen im teil- bzw. neutralbeladenen Zustand, bis $a_y = 4\text{m/s}^2$ linear approximiert.	110
6.2	Hinterachs-Schwimmwinkelverhalten bei aktivem und inaktivem Stabilisator.	111
6.3	Reifen-Seitenkraftkennfeld Continental, ContiPremiumContact 2, Dimension 185/60 R15 88H TL XL.	111
6.4	Reifen-Seitenkraftkennfeld Fulda, Carat Progresso, Dimension 185/60R 15 88H XL.	112
6.5	Vergleich der relativen Größen der Modellkoeffizienten und der charakteristischen Kenngrößen.	113
6.6	Vergleich der identifizierten Reifenkennlinien mit Prüfstandsdaten.	114
6.7	Vergleich der Simulation und Messung des mehrfach Spurwechsels, Opel Combo, 1.6 CNG.	115
B.1	W- und C- Radachsensystem nach ISO 8855	135

Tabellenverzeichnis

2.1	Anwendungen von Reifenmodellen.	21
2.2	Komponenten des Reifens und deren Materialien [Mun08].	27
2.3	Anforderung für Reifendaten (Auszug) [Oos03].	28
2.4	Unterscheidungsmerkmale von Reifenprüfständen	31
2.5	Kraftschlussbeiwerte $\mu_{y,max}$ der Seitenkraft; Vergleich verschiedener Prüfstände A-G bei unterschiedlichen Betriebsparameter.	32
3.1	Bewegung des Fahrzeugaufbaus	38
3.2	Steuertendenz des Fahrzeuges	47
4.1	Überblick über die Messgrößen, ihre Einheiten und die verwendete Sensorik	54
4.2	Modellparameter	62
4.3	Ergebnisse der Ermittlung der Schwerpunkthöhe.	66
4.4	Varianten der stationären Kreisfahrt.	72
6.1	Testbedingungen am Reifenprüfstand.	107
6.2	Varianten des Beladungszustandes.	108

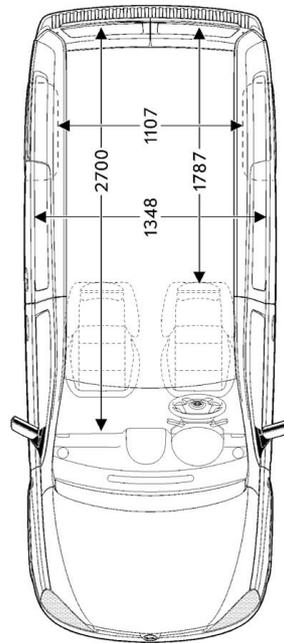
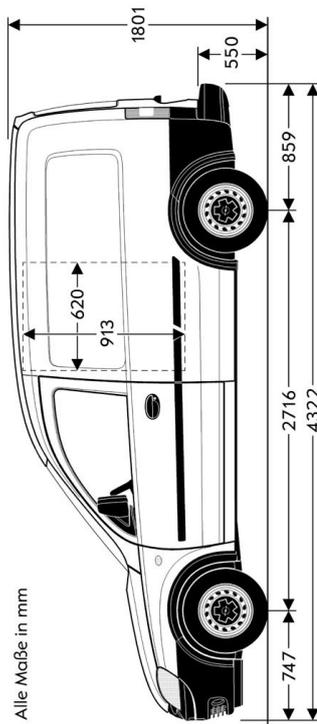
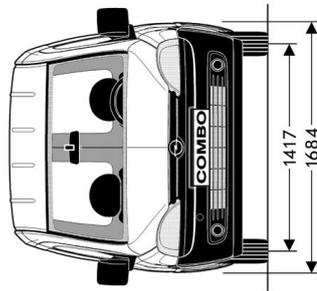
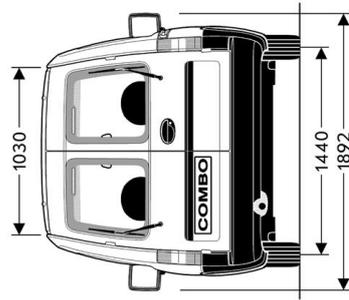
ANHANG A

Versuchsfahrzeug

Auszug aus den technischen Daten des Versuchsfahrzeuges Opel Combo 1.6 CNG ecoFLEX [Ope09].

Maße und Gewichte	
Wagenabmessungen in mm	Kastenwagen
Länge	4322 ¹⁾
Breite mit aus-/ eingeklappten Außenspiegeln	1892 / 1684
Höhe (bei Leergewicht)	1801
Radstand	2716
Spurweite, vorn	1417
Spurweite, hinten	1440
Wendekreis in m	
Wand zu Wand	11,25
Bordstein zu Bordstein	10,82
Laderaumabmessungen in mm	
Länge Laderaum min. / max.	1787 / 2700
Laderaubreite ohne Schiebetür / mit 1 Schiebetür / mit 2 Schiebetüren	1348 / 1399 / 1449
Breite am Radeinbau	1107
Höhe maximal	1190
Öffnungsbreite Hecktür min. / max.	1030 / 1210
Öffnungshöhe Hecktür min. / max.	1120 / 1139
Höhe der Ladekante	550
Öffnungsbreite Schiebetür	620
Öffnungshöhe Schiebetür	913
Laderauminhalt in l nach ECIE-Messmethode	
Ohne / mit umklappbarem Beifahrersitz max.	2765 / 3200

¹⁾ 4332 mm in Verb. mit Exterior-Paket.



Kastenwagen	1.3 CDTI	1.7 CDTI	1.4	1.6 CNG ecoFLEX
Leergewicht inkl. Fahrer (nach 70/156/EWG)	1278	1320	1190	1322
Zulässiges Gesamtgewicht	1805	1840	1710	1945
Bei Sonderausstattung Erhöhte Nutzlast	2020	2055	1925	-
Nutzlast	527	520	520	623
Bei Sonderausstattung Erhöhte Nutzlast	742	735	735	-
Zulässige Achslast, vorn	865	900	780	835
Bei Sonderausstattung Erhöhte Nutzlast	910	945	815	-
Zulässige Achslast, hinten	960	960	960	1110
Bei Sonderausstattung Erhöhte Nutzlast	1110	1110	1110	-
Zulässige Anhängelast bei 12% Prüfsteigung				
gebremst	1000	1000	1000	750
ungebremst	450	450	450	550
Zulässige Dachlast ¹⁾	100	100	100	100

Alle Werte beziehen sich auf das EU-Basismodell mit serienmäßiger Ausstattung. Die Verbrauchsermittlung nach Richtlinie 1999/100/EG berücksichtigt das in Übereinstimmung mit dieser Vorschrift festgelegte Fahrzeuleergewicht. Zusätzliche Ausstattungen können zu geringfügig höheren als den angegebenen Verbrauchs- sowie CO₂-Werten führen. Sie können außerdem das Leergewicht und in manchen Fällen auch die zulässigen Achslasten sowie das zulässige Gesamtgewicht erhöhen bzw. die zulässige Anhängelast reduzieren. Folglich können sie die Höchstgeschwindigkeit vermindern und die Beschleunigungszeit erhöhen. Die angegebenen Fahrleistungen sind erreichbar bei Leergewicht (ohne Fahrer) plus 200 kg Zuladung.

¹⁾ Aus Sicherheitsgründen wird empfohlen, mit Dachlast nicht schneller als 120 km/h zu fahren

5-Gang-Schaltgetriebe	Höchstgeschwindigkeit in km/h	Beschleunigung von 0 – 100 km/h in Sekunden	Kraftstoffverbrauch in l / 100 km nach 1999/100/EG			CO ₂ -Emission in g/km
			Innerstädtisch	Außerstädtisch	Gesamt	
1.3 CDTI ecoFLEX	152	17,0	6,1	4,5	5,1	134
1.7 CDTI	170	12,5	6,6	4,4	5,2	140
1.4 ecoFLEX	164	14,0	7,9	5,2	6,2	148
1.6 CNG ecoFLEX (kg H-Gas)	165	15,0	6,6 ¹⁾	3,9 ¹⁾	4,9 ¹⁾	133 ¹⁾
1.6 CNG ecoFLEX (m ³ H-Gas)	165	15,0	10,1 ¹⁾	5,9 ¹⁾	7,5 ¹⁾	133 ¹⁾
Easytronic®						
1.3 CDTI ecoFLEX	152	18,5	5,9	4,5	5,0	135

Alle Werte beziehen sich auf das EU-Basismodell mit serienmäßiger Ausstattung. Die Verbrauchsermittlung nach Richtlinie 1999/100/EG berücksichtigt das in Übereinstimmung mit dieser Vorschrift festgelegte Fahrzeuleergewicht. Zusätzliche Ausstattungen sowie Gasbeschaffenheit, Tankstellendruck, Fahrweise, Straßen- und Verkehrsverhältnisse können zu geringfügig höheren als den angegebenen Verbrauchs- sowie CO₂-Werten führen. Sie können außerdem das Leergewicht und in manchen Fällen auch die zulässigen Achslasten sowie das zulässige Gesamtgewicht erhöhen bzw. die zulässige Anhängelast reduzieren. Folglich können sie die Höchstgeschwindigkeit vermindern und die Beschleunigungszeit erhöhen. Die angegebenen Fahrleistungen sind erreichbar bei Leergewicht (ohne Fahrer) plus 200 kg Zuladung.

Motoren	1.4 TWINPORT ecoFLEX	1.6 CNG ecoFLEX	1.3 CDTI ecoFLEX	1.7 CDTI ECOTEC®
Schadstoffarm nach	EURO4	EURO4	EURO4	EURO4
Kraftstoff	Super	Erdgas	Diesel	Diesel
Anzahl der Zylinder	4	4	4	4
Bohrung	73,4	79,0	69,6	79,0
Hub	80,6	81,5	82,0	86,0
Hubraum in cm ³	1364	1598	1248	1686
Max. Leistung in kW (PS)/bei min ⁻¹	66 (90) / 5600	69 (94) / 6200	55 (75) / 4000	74 (100) / 4000
Max. Drehmoment in Nm/bei min ⁻¹	125 / 4000	133 / 4200	170 / 1750 – 2500	240 / 2300

¹⁾ H-Gas: Werte beziehen sich auf Prüfgas G20 in Anlehnung an die Berechnungsmethode 199/100/EG.

ANHANG B

Koordinatentransformation

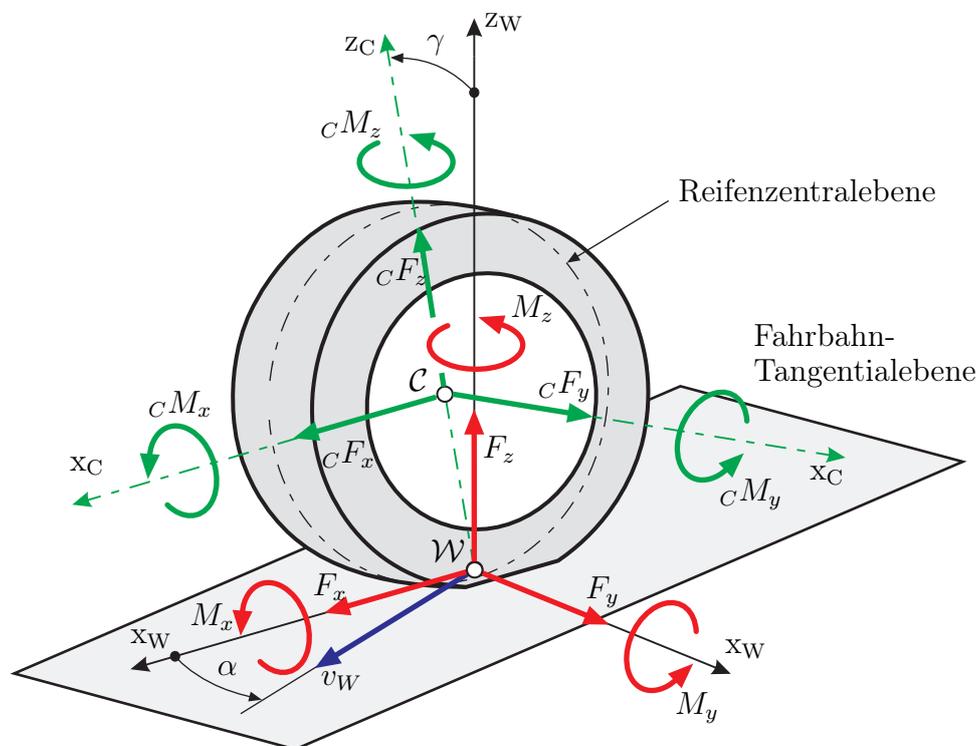


Abbildung B.1: W- und C- Radachsensystem nach ISO 8855

Die Transformation der Reifenkräfte von Center-Axis-System \mathcal{C} in das Wheel-Axis-System \mathcal{W} erfolgt nach der Vorschrift:

$${}_W \mathbf{F} = \mathbf{T}_{WC} {}_C \mathbf{F} + m_w g {}_W \mathbf{e}_z. \quad (\text{B.1})$$

Für die Transformationsmatrix \mathbf{T}_{WC} gilt:

$$\mathbf{T}_{WC} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \gamma & \sin \gamma \\ 0 & -\sin \gamma & \cos \gamma \end{bmatrix}. \quad (\text{B.2})$$

Die Transformation der Reifenmomente erfolgt mit:

$${}_w\mathbf{M} = \mathbf{T}_{WC} ({}_C\mathbf{M} - {}_C\mathbf{r}_{WC} \times {}_C\mathbf{F}) \quad (\text{B.3})$$

mit dem Ortsvektor ${}_C\mathbf{r}_{WC}$ vom \mathcal{C} nach \mathcal{W} :

$${}_C\mathbf{r}_{WC} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -r_s \end{bmatrix} \quad (\text{B.4})$$

Die Masse des Rades ist mit m_w gegeben.