

120

Karlsruher Schriftenreihe  
 Fahrzeugsystemtechnik

Toni Wilhelm

**Querdynamik von Velomobilen  
unter Berücksichtigung der  
Reifeneigenschaften**



Scientific  
Publishing



Toni Wilhelm

**Querdynamik von Velomobilen unter Berücksichtigung  
der Reifeneigenschaften**

**Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik  
Band 120**

Herausgeber

**FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik**

Prof. Dr.-Ing. Martin Cichon

Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Prof. Dr.-Ing. Frank Henning

Prof. Dr.-Ing. Luise Kärger

Das Institut für Fahrzeugsystemtechnik besteht aus den Institutsteilen Bahnsystemtechnik, Fahrzeugtechnik, Leichtbau und Mobile Arbeitsmaschinen.

Eine Übersicht aller bisher in dieser Schriftenreihe erschienenen Bände finden Sie am Ende des Buchs.

# **Querdynamik von Velomobilen unter Berücksichtigung der Reifeneigenschaften**

von  
Toni Wilhelm

Karlsruher Institut für Technologie  
Institut für Fahrzeugsystemtechnik

Querdynamik von Velomobilen unter Berücksichtigung  
der Reifeneigenschaften

Zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktors der  
Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.) von der KIT-Fakultät für  
Maschinenbau des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)  
genehmigte Dissertation

von Toni Wilhelm, M. Eng.

Tag der mündlichen Prüfung: 11. April 2024  
Erster Gutachter: Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin  
Zweiter Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Volker Dorsch

#### Impressum



Karlsruher Institut für Technologie (KIT)  
KIT Scientific Publishing  
Straße am Forum 2  
D-76131 Karlsruhe

KIT Scientific Publishing is a registered trademark  
of Karlsruhe Institute of Technology.  
Reprint using the book cover is not allowed.

[www.ksp.kit.edu](http://www.ksp.kit.edu)



*This document – excluding parts marked otherwise, the cover, pictures and graphs –  
is licensed under a Creative Commons Attribution-Share Alike 4.0 International License  
(CC BY-SA 4.0): <https://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0/deed.en>*



*The cover page is licensed under a Creative Commons  
Attribution-No Derivatives 4.0 International License (CC BY-ND 4.0):  
<https://creativecommons.org/licenses/by-nd/4.0/deed.en>*

Print on Demand 2024 – Gedruckt auf FSC-zertifiziertem Papier

ISSN 1869-6058  
ISBN 978-3-7315-1382-7  
DOI 10.5445/KSP/1000173946







# Vorwort des Herausgebers

Die Fahrzeugtechnik ist kontinuierlich Veränderungen unterworfen. Klimawandel, die Verknappung einiger für Fahrzeugbau und –betrieb benötigter Rohstoffe, globaler Wettbewerb, gesellschaftlicher Wandel und das rapide Wachstum großer Städte erfordern neue Mobilitätslösungen, die vielfach eine Neudefinition des Fahrzeugs erforderlich machen. Die Forderungen nach Steigerung der Energieeffizienz, Emissionsreduktion, erhöhter Fahr- und Arbeitssicherheit, Benutzerfreundlichkeit und angemessenen Kosten sowie die Möglichkeiten der Digitalisierung und Vernetzung finden ihre Antworten nicht aus der singulären Verbesserung einzelner technischer Elemente, sondern benötigen Systemverständnis und eine domänenübergreifende Optimierung der Lösungen.

Hierzu will die Karlsruher Schriftenreihe für Fahrzeugsystemtechnik einen Beitrag leisten. Für die Fahrzeuggattungen Pkw, Nfz, Mobile Arbeitsmaschinen und Bahnfahrzeuge werden Forschungsarbeiten vorgestellt, die Fahrzeugsystemtechnik auf vier Ebenen beleuchten: das Fahrzeug als komplexes, digitalisiertes mechatronisches System, die Mensch-Fahrzeug-Interaktion, das Fahrzeug in Verkehr und Infrastruktur sowie das Fahrzeug in Gesellschaft und Umwelt.

Überfüllte Verkehrswege und der Wunsch, sich klimafreundlich fortzubewegen und gleichzeitig seiner Gesundheit etwas Gutes zu tun, bewegen immer mehr Menschen vom Pkw auf das Fahrrad umzusteigen. Velomobile bieten hier die Möglichkeit, bei gleichem körperlichem Einsatz erheblich schneller und außerdem wettergeschützt unterwegs zu sein. Das Fahrverhalten dieser meist mit drei Rädern ausgestatteten ultraleichten Fahrzeuge unterscheidet sich deutlich vom dem von Pkws oder Fahrrädern, wurde aber bislang nicht vollständig untersucht.

Hier setzt die Arbeit von Herrn Wilhelm an, in der er, ausgehend von typischen Unfallsituationen, die wesentlichen Einflussgrößen auf das laterale Fahrverhalten von Velomobilen untersucht. Dabei wird schnell die hohe Bedeutung

der lateralen Reifencharakteristik deutlich, auf deren Untersuchung und Beschreibung er einen Fokus seiner Arbeit setzt. Mittels validierter Modelle quantifiziert er den Einfluss von Reifen- und Fahrzeugparametern auf wesentliche fahrdynamische Kenngrößen und leitet grundlegende Gestaltungsregeln und Maßnahmen zur fahrsicheren Auslegung ab.

Frank Gauterin

im April 2024

# Kurzfassung

Alternative Fahrzeugkonzepte wie das Velomobil können einen Beitrag zur Reduzierung der im Verkehr auftretenden CO<sub>2</sub>-Emissionen leisten. Als ultraleichte mehrspurige Liegeräder mit aerodynamischer Hülle verbinden diese Fahrzeuge Eigenschaften von Fahrrad und PKW miteinander. Hohe erreichbare Geschwindigkeiten erweitern das Einsatzfeld gegenüber klassischen Fahrrädern auf mittlere und größere Distanzen, bergen in fahrdynamischer Hinsicht jedoch Risiken. Aufgrund der bisher geringen Verbreitung dieser Fahrzeuge fehlen wissenschaftliche Untersuchungen zu den fahrdynamischen Eigenschaften fast vollständig.

Ziel dieser Arbeit ist es einen Teil der notwendigen Grundlagen für die fahrdynamische Modellierung, Charakterisierung und Optimierung dieser Fahrzeugklasse zu schaffen. Auf Basis von Nutzerbefragungen werden die typische Nutzung und häufig auftretende Gefahrensituationen analysiert. Durch Messungen zahlreicher Fahrzeuge werden Bandbreiten und Parameterräume der grundlegenden Fahrzeugparameter für die fahrdynamische Modellierung unter Berücksichtigung des Fahrers ermittelt.

Wesentlicher Teil der Arbeit ist die Untersuchung von Eigenschaften der typischerweise verwendeten Fahrradreifen als Grundlage für die Reifenmodellierung. Den Kern der Untersuchungen bildet ein Messaufbau zur Bestimmung von Seitenkraftkennlinien auf realen Fahrbahnuntergründen im Außenversuch. Mit Hilfe des Messaufbaus werden diverse Reifen hinsichtlich ihres lateralen Kraftübertragungsverhaltens und wesentlicher Einflussgrößen untersucht. Auf Basis der Benchmarkwerte und der Reifenmessungen erfolgt eine Analyse der Fahrzeugquerdynamik mit bekannten fahrdynamischen Modellen. Mittels analytischer Rechnungen und Simulationen werden schließlich Sensitivitäten und Möglichkeiten zur Verbesserung der fahrdynamischen Sicherheit abgeleitet.



# Abstract

Alternative vehicle concepts such as the velomobile can contribute to reducing CO<sub>2</sub> emissions from traffic. As ultralight, multi-track recumbent bicycles with an aerodynamic shell, these vehicles combine the characteristics of bicycles and passenger cars. High achievable velocities extend the field of application to medium and longer distances but might also increase the risk of accidents resulting from higher driving dynamics. Due to the low distribution of these vehicles so far, scientific studies on the driving dynamic properties are almost completely missing.

The aim of this work is to create necessary basics for the driving dynamics modelling, characterization and optimization of this vehicle class. Based on user surveys typical usage and frequently occurring critical driving situations are analyzed. Measurements of numerous vehicles are used to determine ranges of the basic vehicle parameters for the modeling of vehicle dynamics.

An essential part of the work is the investigation of properties of typically used bicycle tires as a basis for tire modeling. The core of the investigations is a measurement setup for the determination of lateral force characteristics on real road surfaces in outdoor tests. With the help of the measurement set-up, various tires are examined with regard to their lateral force characteristics and significant influencing variables. The lateral vehicle behaviour is analyzed using known vehicle models in consideration of benchmark values and tire measurements. Finally, on the basis of analytical calculations and simulations, sensitivities and possibilities for improving driving dynamic safety are derived.



# Danksagung

Diese Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Konstruktion und angewandten Maschinenbau der Ostfalia - Hochschule für angewandte Wissenschaften Wolfenbüttel. Besonderer Dank gilt Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin für die Betreuung der Arbeit und die offenen und konstruktiven Gespräche, die entscheidend zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben. Großer Dank gebührt Prof. Dr.-Ing. Volker Dorsch, ohne dessen Bemühungen es nicht zu dieser Dissertation gekommen wäre, für die hervorragende Betreuung und Förderung meiner Arbeit an der Ostfalia und letztlich für die Übernahme des Koreferates. Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Albert Albers danke ich für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes. Herrn Dr.-Ing. Martin Gießler danke ich besonders für die Diskussionsbereitschaft und sein offenes Ohr bei allen Problemen und Anliegen.

Weiterhin bedanken möchte ich mich bei allen Kollegen der Ostfalia, die durch praktische und theoretische Unterstützung so manches ermöglicht und vieles erleichtert haben. Ganz voran sei hier zu nennen Dr.-Ing. Gerhard Stebner, der als Velomobilist immer mit Rat und Tat zur Seite stand und viele wertvolle Inputs geben konnte. Insbesondere sei weiterhin den Kollegen vom IKAM Carsten Oppermann und Heinrich Weber gedankt, die bei messtechnischen Fragestellungen immer gute Ansprechpartner waren und auch darüber hinaus immer ein offenes Ohr für verschiedenste Anliegen hatten. Weiterer Dank gilt meinen Mit-Doktoranden im Doktorandenbüro, Florian Hohmann und Florian Meyer, für die großartige zusammen verbrachte Zeit. Ein Dank gilt auch allen Studentinnen und Studenten, die in Abschluss- und Projektarbeiten oder im Rahmen von HiWi-Tätigkeiten dieses Forschungsvorhaben unterstützt haben.

Abschließend möchte ich meinen Eltern danken, die mich auf diesen erfolgreichen Lebensweg geführt haben, sowie meiner Frau für ihre Geduld, ihre Zuversicht und ihre unermüdliche Unterstützung während dieser herausfordernden Zeit.





# Inhaltsverzeichnis

<b>Vorwort des Herausgebers .....</b>	<b>i</b>
<b>Kurzfassung .....</b>	<b>iii</b>
<b>Abstract.....</b>	<b>v</b>
<b>Danksagung.....</b>	<b>vii</b>
<b>Abkürzungen, Formelzeichen und Symbole.....</b>	<b>xiii</b>
<b>1 Einleitung.....</b>	<b>1</b>
<b>2 Stand der Wissenschaft und Technik.....</b>	<b>5</b>
2.1 Einordnung und Aufbau von Velomobilen.....	5
2.2 Fahrdynamik von Fahrrädern, Velomobilen und dreirädrigen Fahrzeugen.....	9
2.3 Unfälle und kritische Fahrsituationen im Radverkehr.....	12
2.4 Kraftübertragungseigenschaften von Fahrradreifen.....	14
2.5 Zusammenfassung der Literatur, Ziele und Aufbau der Arbeit.....	19
<b>3 Realnutzung und kritische Fahrsituationen.....</b>	<b>23</b>
3.1 Nutzung von Velomobilen im Realeinsatz .....	23
3.1.1 Fahrzeugverwendung auf Grundlage von Nutzererhebungen .....	23
3.1.2 Auswertung von Pendelfahrten eines Fahrers.....	24
3.2 Umfragebasierte Untersuchung kritischer Fahrsituationen.....	28
3.2.1 Motivation und Ziel der Untersuchungen.....	28
3.2.2 Ablauf, Aufbau und Auswertung der Umfrage .....	29
3.2.3 Ergebnisse der Umfrage und Einordnung der Erkenntnisse.....	31
<b>4 Bestimmung von Fahrzeugparametern.....</b>	<b>39</b>
4.1 Fahrzeugkoordinatensystem und Parameter .....	39
4.2 Untersuchte Fahrzeug-Fahrer-Kombinationen.....	42

4.3	Fahrzeugschwerpunkte .....	44
4.4	Fahrzeugträgheiten und Approximation von Trägheitsmomenten .....	47
<b>5</b>	<b>Ermittlung lateraler und vertikaler Reifeneigenschaften.....</b>	<b>53</b>
5.1	Kraftübertragungsverhalten von Reifen.....	53
5.2	Bestimmung des Seitenkraftverhaltens von Fahrradreifen.....	60
5.2.1	Messaufbau und Messprinzip .....	60
5.2.2	Reifenauswahl, Versuchsplanung und Einflussgrößen.....	65
5.2.3	Datenaufbereitung und Auswertung .....	69
5.2.4	Kennwerte des stationären Seitenkraftverlaufs unter Einfluss von Radlast, Reifendruck, Temperatur, Oberfläche und Nässe .....	74
5.2.5	Modellierung der Seitenkraft-Schräglaufwinkel- Abhängigkeit .....	87
5.2.6	Vergleich mit Messungen am Innentrommelprüfstand .....	89
5.2.7	Statische Seitensteifigkeit .....	91
5.2.8	Einlaufverhalten .....	93
5.3	Bestimmung vertikaler Reifeneigenschaften.....	97
5.3.1	Prüfstand und Auswertemethodik.....	97
5.3.2	Reifenaufstandsflächen und Pressungsverteilung.....	99
5.3.3	Statische Vertikalsteifigkeit.....	105
<b>6</b>	<b>Querdynamik und Kippstabilität.....</b>	<b>107</b>
6.1	Fahrzeugmodellierung .....	107
6.1.1	Lineares Einspurmodell .....	107
6.1.2	Kennwerte des linearen Einspurmodells .....	110
6.1.3	Eigenfrequenz und Dämpfung.....	117
6.1.4	Sensitivität der Einspurmodell-Kennwerte auf Parameteränderungen.....	120
6.1.5	Nichtlineare Modellierung .....	121
6.1.6	Mehrkörpermodellierung .....	125

6.2	Modellvalidierung.....	126
6.2.1	Versuchsfahrzeug .....	126
6.2.2	Validierung des quasistationären Verhaltens.....	129
6.2.3	Validierung des instationären Verhaltens.....	133
6.3	Sensitivitäten des nichtlinearen Einspurmodells.....	136
6.3.1	Stationäre Kreisfahrt.....	136
6.3.2	Lenkwinkelsprung .....	139
6.4	Charakterisierung der Kippstabilität .....	140
6.4.1	Kennwerte der statischen Kippstabilität .....	140
6.4.2	Dynamische Betrachtung der Kippstabilität .....	143
6.5	Auslegung von Fahrzeugparametern und Potentiale von Assistenzsystemen .....	146
6.5.1	Grundauslegung von Fahrzeugparametern .....	146
6.5.2	Mögliche Anwendungen für Assistenzsysteme .....	149
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick.....</b>	<b>155</b>
7.1	Zusammenfassung .....	155
7.2	Ausblick.....	157
<b>8</b>	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>159</b>
	<b>Anhang .....</b>	<b>181</b>



# Abkürzungen, Formelzeichen und Symbole

Abkürzung	Beschreibung
1F2R	1-front, 2-rear, Bezeichnung für ein dreirädriges Fahrzeug mit einem Rad an der Vorderachse und zwei Rädern an der Hinterachse
2F1R	2-front, 1-rear, Bezeichnung für ein dreirädriges Fahrzeug mit zwei Rädern an der Vorderachse und einem Rad an der Hinterachse
4W	4-wheeled, Bezeichnung für ein vierrädriges Fahrzeug
GIDAS	German In Depth Accident Study
HPV	Human Powered Vehicles
LTR	Load Transfer Ratio
MF	Magic Formula
RI	Rollover-Index
RMSE	Root Mean Squared Error
SRT	Skid Resistance Tester
SSF	Static Stability Factor

Zeichen	Einheit	Beschreibung
$a_x$	[m/s <sup>2</sup> ]	Längsbeschleunigung
$a_y$	[m/s <sup>2</sup> ]	Querbeschleunigung
$A_K$	[mm <sup>2</sup> ]	Kontaktfläche der Profilklotze
$A_L$	[mm <sup>2</sup> ]	Reifenaufstandsfläche
$A_s$	[m <sup>2</sup> ]	Aerodynamische Stirnfläche
$A_{theor.}$	[mm <sup>2</sup> ]	Theor. Latschfläche aus dem Reifendruck
$b$	[m]	Spurbreite
$b_0$	[m]	Hebelarm des Nebenkraftsensors am Messanhänger

Zeichen	Einheit	Beschreibung
$b_R$	[m]	Abstand Radmittelebene zum Gelenkpunkt am Messanhänger
$B$	[-]	Steifigkeitsfaktor der Magic Formula
$c_1, c_2, \dots c_i$	[variabel]	Modellparameter / -koeffizient
$c_{Mz}$	[Nm/°]	Rückstellmomentensteifigkeit
$c_{Mz,n}$	[m/°]	Normierte Rückstellmomentensteifigkeit
$c_z$	[N/m]	Statische Reifenvertikalsteifigkeit
$c_y$	[N/m]	Statische Seitensteifigkeit
$c_w$	[-]	Luftwiderstandsbeiwert
$c_\alpha$	[N/°]	Schräglaufsteifigkeit
$c_{\alpha,n}$	[1/°]	Normierte Schräglaufsteifigkeit
$C$	[-]	Formfaktor der MF
$D$	[-]	Spitzenwertfaktor der MF
$D_\psi$	[-]	Gierdämpfung
$E$	[-]	Krümmungsfaktor der MF
$EG$	[°/(m/s <sup>2</sup> )]	Eigenlenkgradient
$f_e$	[Hz]	Eigenfrequenz
$f_{e,D}$	[Hz]	Gedämpfte Eigenfrequenz
$F(x)$	[-]	Kumulierte Wahrscheinlichkeit
$F_G$	[N]	Gewichtskraft
$F_p$	[N]	Traganteil der Luftkompression
$F_{Rund}$	[N]	Traganteil aus der Seitenwandversteifung
$F_{S,N}$	[N]	Kraft des Nebenkraftsensors
$F_{S,\alpha}$	[N]	Kraft des Hauptkraftsensors
$F_{St}$	[N]	Traganteil der Reifenseitenwand
$F_x$	[N]	Reifenlängskraft
$F_y$	[N]	Reifenseitenkraft
$F_{y,h}$	[N]	Reifenseitenkraft der Hinterachse
$F_{y,v}$	[N]	Reifenseitenkraft der Vorderachse
$F_z$	[N]	Radlast
$F_{z0}$	[N]	Nennradlast

Zeichen	Einheit	Beschreibung
$F_{z,h}$	[N]	Achslast Hinterachse
$F_{z,v}$	[N]	Achslast Vorderachse
$F_{z,v,l}$	[N]	Radlast vorne links
$F_{z,v,r}$	[N]	Radlast vorne rechts
$h_s$	[m]	Schwerpunktshöhe über der Fahrbahn
$J_x$	[kgm <sup>2</sup> ]	Wankträgheit
$J_y$	[kgm <sup>2</sup> ]	Nickträgheit
$J_z$	[kgm <sup>2</sup> ]	Gierträgheit
$J_{z,Fzq}$	[kgm <sup>2</sup> ]	Gierträgheit des Leerfahrzeugs
$k_p$	[-]	Profilfaktor
$KI$	[variabel]	Konfidenzintervall
$K_{\dot{\psi}}$	[1/s]	Gierverstärkung
$l$	[m]	Radstand
$l_0$	[m]	Hebelarm des Hauptkraftsensors am Messanhänger
$l_h$	[m]	Abstand Schwerpunkt hinterer Radaufstandspunkt
$l_h^*$	[m]	Abstand Schwerpunkt hinterer Radaufstandspunkt, korrigiert um Nachlauf
$l_R$	[m]	Abstand der Radachse zum Gelenk am Messanhänger
$l_v$	[m]	Abstand Schwerpunkt vorderer Radaufstandspunkt
$l_v^*$	[m]	Abstand Schwerpunkt vorderer Radaufstandspunkt, korrigiert um Nachlauf
$L$	[m]	Fahrzeug-Gesamtlänge
$LTR$	[-]	Load Transfer Ratio
$m$	[kg]	Fahrzeugesamtmasse
$m_F$	[kg]	Fahrermasse
$m_{Fzg}$	[kg]	Fahrzeugleermasse
$m_h$	[kg]	Radlast Hinterachse

Zeichen	Einheit	Beschreibung
$m_s$	[kg]	Gefederte Masse
$m_v$	[kg]	Achslast Vorderachse
$m_{v,l}$	[kg]	Radlast linkes Vorderrad
$m_{v,r}$	[kg]	Radlast rechtes Vorderrad
$M_z$	[Nm]	Rückstellmoment
$n$	[-]	Versuchsanzahl
$n_{R,h}$	[m]	Reifennachlauf Vorderachse
$n_{R,v}$	[m]	Reifennachlauf Hinterachse
$p$	[-]	p-Wert, Signifikanzwert
$p_{max}, p_{min}$	[bar]	Maximaler / minimaler Reifendruck nach Herstellervorgabe
$p_{m,L}$	[bar]	Mittlere Flächenpressung der Aufstandsfläche
$p_{m,K}$	[bar]	Mittlere Flächenpressung der Kontaktfläche
$r_{dyn}$	[m]	Dynamischer Reifenradius
$r_{stat}$	[m]	Statischer Reifenradius
$r_h$	[m]	Stat. Reifenradius hinten
$r_v$	[m]	Stat. Reifenradius vorn
$r_w$	[m]	Abstand Schwerpunkt der gefederten Masse zur Wankachse
$r_n$	[m]	Abstand Schwerpunkt der gefederten Masse zur Nickachse
$\Delta r$	[m]	Radradiendifferenz
$R$	[-]	Korrelationskoeffizient
$R^2$	[-]	Bestimmtheitsmaß
$RI_{1F2R}$	[-]	Rollover-Index für ein 1F2R-Fahrzeug
$RI_{2F1R}$	[-]	Rollover-Index für ein 2F1R-Fahrzeug
$RI_{SSF}$	[-]	Rollover-Index auf Basis des SSF
$R_m$	[m]	Mittlere Rautiefe
$S$	[-]	Reifenlängsschlupf
$S_A$	[-]	Antriebsschlupf
$S_B$	[-]	Bremsschlupf



Zeichen	Einheit	Beschreibung
$S_h$	[-]	Horizontale Verschiebung der Magic-Formula
$S_v$	[-]	Vertikale Verschiebung der Magic-Formula
$S_\alpha$	[-]	Querschlupf
$SG$	[°/(m/s <sup>2</sup> )]	Schwimmwinkelgradient
$SM$	[-]	Stabilitätsmarge
$SSF$	[-]	Static Stability Factor
$t$	[s]	Zeit
$t_R$	[s]	Response-Time
$t_{PR}$	[s]	Peak-Response-Time
$U$	[-]	Bezogene Überschwingweite
$v$	[m/s]	Fahrzeuggeschwindigkeit
$v_{ch}$	[m/s]	Charakteristische Geschwindigkeit
$v_{GPS}$	[km/h]	Geschwindigkeit des GPS-Trackers
$v_{krit}$	[m/s]	Kritische Geschwindigkeit
$v_{R,x}$	[m/s]	Reifenlängsgeschwindigkeit
$v_{R,y}$	[m/s]	Reifenquergeschwindigkeit
$v_{SC}$	[km/h]	Geschwindigkeit des Sensorclusters
$y_s$	[m]	Seitlicher Abstand zwischen Fahrzeugschwerpunkt und Fahrzeugmittelebene
$\alpha$	[°]	Schräglaufwinkel
$\alpha_h$	[°]	Schräglaufwinkel der Vorderachse
$\alpha_v$	[°]	Schräglaufwinkel der Hinterachse
$\alpha_s$	[°]	Anstellwinkel
$\beta$	[°]	Schwimmwinkel
$\delta$	[°]	Lenkwinkel
$\delta_A$	[°]	Ackermann-Lenk Winkel
$\theta$	[°]	Nickwinkel
$\mu_y$	[-]	Seitenkraftbeiwert
$\rho$	[m]	Krümmungsradius
$\sigma$	[variabel]	Standardabweichung
$\sigma_\alpha$	[m]	Einlauflänge

Zeichen	Einheit	Beschreibung
$\varphi$	[°]	Wankwinkel
$\dot{\varphi}$	[°/s]	Wankrate
$\psi$	[°]	Gierwinkel
$\dot{\psi}$	[°/s]	Gierrate
$\omega_e$	[1/s]	Eigenkreisfrequenz
$\omega_{e,D}$	[1/s]	Gedämpfte Eigenkreisfrequenz
$\omega_R$	[1/s]	Radwinkelgeschwindigkeit

# 1 Einleitung

Der fortschreitende Klimawandel ist eine der größten Herausforderungen der Neuzeit. Die rapide Veränderung des Weltklimas ist gekennzeichnet durch weltweit steigende Durchschnittstemperaturen, Meeresspiegelanstieg und Häufungen von Extremwetterereignissen. Es gilt als erwiesen, dass die vom Menschen verursachten Emissionen klimaaktiver Gase (insbesondere CO<sub>2</sub>-Emissionen) Hauptursachen dieser Entwicklung sind [Fah17]. Von den gesamten CO<sub>2</sub>-Emissionen innerhalb der europäischen Union werden aktuell 30 % durch den Verkehrssektor verursacht. Etwa 72 % davon entfallen auf den Straßenverkehr [Eur19]. Es ist das erklärte Ziel der Europäischen Union die klimaschädlichen CO<sub>2</sub>-Emissionen des Mobilitäts- und Verkehrssektors bis 2050 um 60 % gegenüber dem Stand von 1990 zu senken [Eur20]. Damit steht der Mobilitätssektor vor großen Herausforderungen und Umbrüchen.

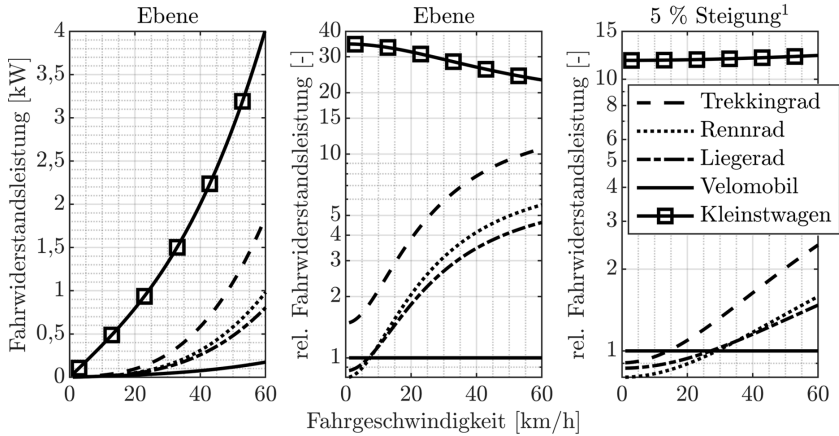
Neben der Elektrifizierung der Fahrzeugflotte können insbesondere muskelkraftbetriebene Fahrzeuge wie Fahrräder einen Beitrag zur Reduzierung der verkehrsbedingten CO<sub>2</sub>-Emissionen leisten [Mas11]. In einem Forschungsbericht für das Kraftfahrtbundesamt wird durch Ahrens et al. [Ahr13] festgestellt, dass bei einer Verlagerung von 25 % der bisher mit dem PKW bewältigten Kurzstreckenfahrten (< 5 km) auf das Fahrrad, Einsparungen von einem Prozent der täglichen PKW-CO<sub>2</sub>-Emissionen möglich wären. Das Umweltbundesamt geht davon aus, dass etwa 30 % aller PKW-Fahrten auf den Radverkehr umgelegt werden könnten [Umw19]. Eine darüber noch hinausgehende Erweiterung des möglichen Einsatzfeldes und des Aktionsradius von Radfahrten lässt sich über nicht konventionelle Fahrradtypen erreichen. Ein solches Fahrradkonzept ist das Velomobil. Als Velomobile werden im Allgemeinen Liege-Fahrräder bezeichnet, die über eine aerodynamische Verschalung verfügen und so eine effiziente Fortbewegung bei gleichzeitig verbessertem Schutz gegenüber Umwelteinflüssen ermöglichen [Eic00]. Ein beispielhaftes Fahrzeug ist in Abbildung 1.1 dargestellt.



**Abbildung 1.1:** Beispiel für ein Velomobil: MilanSL des Herstellers Räderwerk GmbH, eigene Aufnahme

In der Regel sind Velomobile mehrspurig. Kennzeichnend ist insbesondere die überragende Fahreffizienz durch die aerodynamische Gestaltung. Abbildung 1.2 zeigt vergleichend die geschwindigkeitsabhängige Fahrwiderstandsleistung verschiedener Fahrzeuge unter Berücksichtigung von Roll- und Luftwiderstand. Für eine konstante Fahrt bei einer Geschwindigkeit von 50 km/h muss für das Beispiel-Velomobil eine Fahrwiderstandsleistung von etwa 120 W aufgebracht werden. Das Rennrad weist bei dieser Geschwindigkeit etwa den fünffachen Fahrwiderstand auf. Typische Herstellerangaben liegen für Antriebsleistungen von Velomobilen bei 50 km/h bei etwa 130 W bis 200 W. Mit einer Dauerleistung von 100 W, die ein untrainierter gesunder Erwachsener auch über lange Zeiträume aufrecht erhalten kann [Wil20, Joh12], sind Fahrgeschwindigkeiten um 40 km/h möglich. Nachteilig wirkt sich die höhere Masse der Velomobile bei Beschleunigungsvorgängen und an Steigungen aus.

Verlässliche Zahlen zur Verbreitung von Velomobilen existieren bislang kaum, da keine systematische Erfassung erfolgt. Lohmeyer [Loh17, Loh18] schätzt auf Basis von Verkaufszahlen verschiedener Hersteller die Zahl der Velomobile im Jahr 2017 auf etwa 1500 Fahrzeuge in Deutschland und etwa 7000 Fahrzeuge in Europa. Die Herstellung der Fahrzeuge erfolgt in der Regel in Kleinserien in weitestgehend manueller Tätigkeit. Im Zuge der Wandlung des Mobilitätssektors ist eine Zunahme der Nachfrage nach umweltfreundlichen Fahrzeugkonzepten wie den Velomobilen für die individuelle Mobilität zu erwarten.



Bezeichnung	Luftwiderstand $c_w \cdot A_s$	Gesamtmasse	Rollwiderstandsbeiwert
Trekkingrad	0,632 m <sup>2</sup> [Wil20]	95 kg	0,006 [Wil20]
Rennrad	0,33 m <sup>2</sup> [Cho12]	88 kg	0,0035 [Bal17]
Liegerad (unverkleidet)	0,27 [Wil20]	95 kg	0,0035 [Bal17]
Velomobil	0,04 m <sup>2</sup> [Kli21]	108 kg	0,0035 [Bal17]
Kleinstwagen (VW up)	0,67 m <sup>2</sup> [Vol12]	1113 kg	0,012 [Lei15]

**Abbildung 1.2:** Vergleich der Fahrwiderstandsleistung verschiedener Fahrzeugkonzepte, Roll- und Luftwiderstandsbeiwerte konstant, ohne Berücksichtigung von inneren Fahrwiderständen und Umwandlungsverlusten

Aufgrund der hohen Geschwindigkeiten von bis zu 100 km/h auf Gefällestrecken und des damit einhergehenden Gefährdungspotentials ist die Kenntnis der fahrdynamischen Charakteristika dieser Fahrzeugklasse für eine sichere Fahrzeugauslegung unabdingbar. Entsprechende Untersuchungen dazu fehlen bisher fast vollständig. Ziel dieser Arbeit ist es Grundlagen für die fahrdynamische Beschreibung und Optimierung dieser Fahrzeugklasse zu legen.



## **2 Stand der Wissenschaft und Technik**

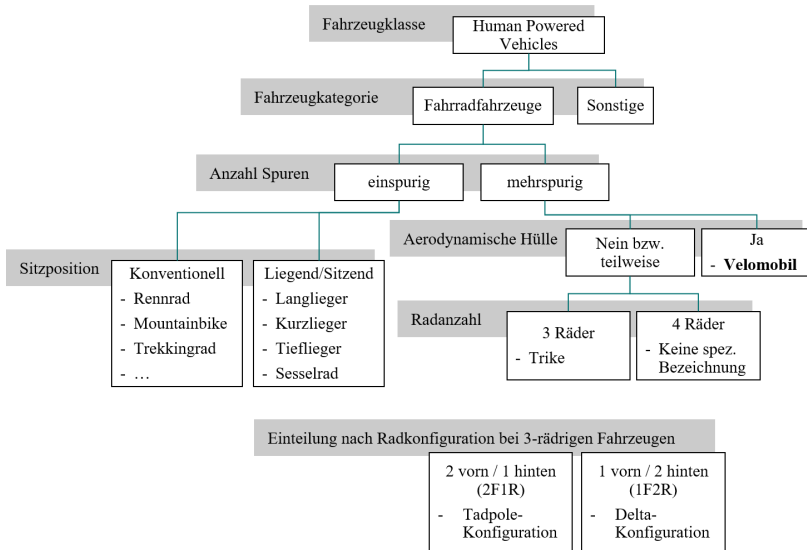
Im folgenden Abschnitt erfolgt zunächst eine Einordnung und Abgrenzung der Velomobile gegenüber anderen Fahrzeugkonzepten, sowie eine Darstellung des typischen Aufbaus dieser Fahrzeuge. Weiterhin wird ein Überblick über den Stand des Wissens in Hinblick auf Fahrdynamik, kritische Fahrsituationen und Reifeneigenschaften für Velomobile, Fahrräder und ähnliche Fahrzeuge gegeben.

### **2.1 Einordnung und Aufbau von Velomobilen**

Velomobile sind eine Untergruppe der Fahrräder, die eine Untergruppe der Muskelkraft-betriebenen Fahrzeuge (engl. Human Powered Vehicles, kurz: HPV) darstellen. Abbildung 2.1 zeigt zur Einordnung der Velomobile eine mögliche Kategorisierung und die Bezeichnung verschiedener Fahrradkonzepte. Die Einordnung eines spezifischen Fahrzeugs zu einem bestimmten Fahrzeugtyp ist dabei nicht immer eindeutig möglich, da Übergänge zwischen verschiedenen Merkmalsausprägungen fließend sein können.

Auch wenn in Abbildung 2.1 die Bezeichnung Velomobil explizit als Untergruppe mehrspurige Fahrzeugkonzepte dargestellt wird, existieren durchaus einspurige Liegeräder mit aerodynamischer Hülle, die ebenfalls als Velomobile bezeichnet werden. Diese Fahrzeuge werden meist für Wettbewerbs- und Rekordzwecke eingesetzt (siehe World Human Powered Speed Challenge, [Kra20]). Da einspurige Velomobile im Alltagseinsatz aufgrund der Nachteile vollverkleideter einspuriger Fahrzeuge keine praktische Relevanz haben, werden in dieser Arbeit ausschließlich mehrspurige Fahrzeuge betrachtet. Der Begriff Velomobil bezeichnet im Kontext dieser Arbeit daher stets

mehrspurige verkleidete Liegeräder. Dreirädrige Liegeräder ohne aerodynamische Hülle werden im Rahmen dieser Arbeit als Trike bezeichnet.



**Abbildung 2.1:** Einordnung und Bezeichnung unterschiedlicher Fahrradkonzepte in Anlehnung an die Kategorisierung in [Arc16] und [Wil20]

Lohmeyer [Loh18] kategorisiert Velomobile auf Basis des grundsätzlichen Fahrzeugdesigns in Rennvelomobile und Alltagsvelomobile. Rennvelomobilen wird ein größerer Fokus auf Fahrzeugeffizienz (Gewicht, Aerodynamik, Rollwiderstand) zugeschrieben, während bei Alltagsvelomobilen größerer Wert auf Nutzbarkeit und Alltagstauglichkeit (Stauraum, Wendekreis, leichtes Einsteigen) gelegt wird. Auf Basis der Radkonfiguration wird für dreirädrige Fahrzeuge mit zwei Rädern an der Vorderachse und einem Rad an der Hinterachse in dieser Arbeit die aus dem Englischen entlehnte Abkürzung 2F1R-Konfiguration (2 front, 1 rear) verwendet. Für die entgegengesetzte Kombination mit zwei Rädern an der Hinterachse und einem Rad an der Vorderachse gilt entsprechend die Bezeichnung 1F2R-Konfiguration. Vierrädrige Fahrzeuge werden als 4W-Konfiguration bezeichnet.



Hinsichtlich der Hauptanwendung und des Fahrzeugdesigns sind Velomobile über die Kategorisierung aus Abbildung 2.1 hinaus insbesondere von Lastenrädern und Car-Bikes abzugrenzen. Bei Lastenrädern liegt der Fokus auf dem umweltfreundlichen Transport von Gütern und/oder anderen Personen [Gru14, Rig16]. Dies bedingt meist große und wenig aerodynamische Fahrzeuge mit je nach Transportkapazität unterschiedlichen Aufbauformen und begrenzter Höchstgeschwindigkeit. Car-Bikes sind Fahrzeuge, die im Kontext der Mikromobilität den Komfort und Wetterschutz eines PKWs mit der Umweltfreundlichkeit eines Fahrrades verbinden sollen. Aus der Orientierung am PKW resultieren meist aufrechte Sitzpositionen und damit hohe Fahrzeugaufbauten. Mit Fahrzeuggewichten von 70 kg bis 300 kg sind Car-Bikes deutlich schwerer als konventionelle Fahrräder oder Velomobile. Beispiele für ein Velomobil, ein Lastenrad und ein Car-Bike sind in Abbildung 2.2 dargestellt.



- Velomobil
- ❖ Fahreffizienz
  - ❖ Geschwindigkeit

- Lastenrad
- ❖ Transportfähigkeit



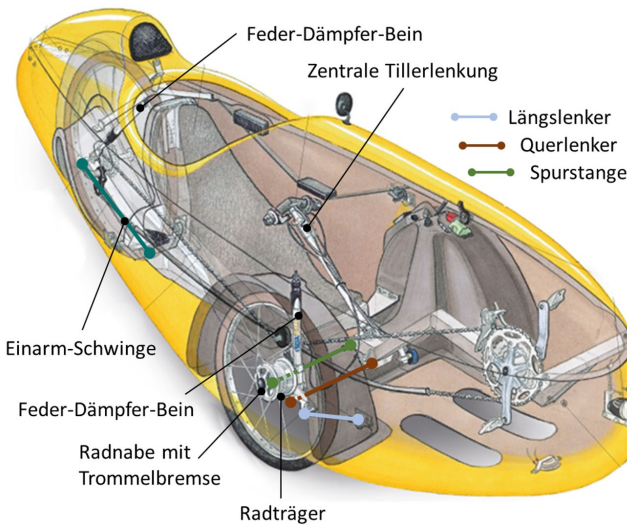
- Car-Bike
- ❖ Alltagstauglichkeit
  - ❖ Komfort

**Abbildung 2.2:** Velomobil [Vel21a], Lastenrad[Hum19] und Car-Bike [Bio21]

Sowohl für Lastenräder als auch für Car-Bikes wird in der Regel eine verkehrsrechtliche Einstufung als Fahrrad angestrebt. Dadurch ergeben sich geringere Zulassungshürden und laufende Kosten für den Nutzer. Gleichzeitig sind damit

Grenzen insbesondere im Hinblick auf die zulässige Leistung des Hilfsmotors und die maximale Geschwindigkeit (i.d.R. 250 W und 25 km/h) gesetzt [Ker18, Bun20]. Im Gegensatz zu Lastenrädern und Car-Bikes liegt der Fokus bei Velomobilen auf einer hohen Fahrzeugeffizienz, was geringere Massen und niedrigere Querschnittsflächen bedingt. Velomobile eignen sich gegenüber konventionellen Fahrrädern und Car-Bikes aufgrund der hohen erreichbaren Geschwindigkeit auch für längere Wegstrecken und insbesondere Pendlerfahrten [Wal04, Frö20].

Der grundsätzliche Fahrwerksaufbau eines Velomobils ist in Abbildung 2.3 dargestellt. Dieser Aufbau hat sich in unterschiedlicher Ausprägung weitestgehend etabliert und wird mit leichten Unterschieden für eine Vielzahl an Fahrzeugen verwendet.



**Abbildung 2.3:** Fahrwerksaufbau eines Velomobils, bearbeitete Darstellung aus [Pra21]

An der Vorderachse kommen Einzelradaufhängungen nach McPherson-Prinzip mit aufgelöstem unterem Lenker zum Einsatz. Der Längslenker überträgt vornehmlich Bremskräfte und wird auf Zug beansprucht. Durch einzelne Hersteller werden auch McPherson-Radaufhängungen mit unterem

Dreieckslenker verwendet. Die Radnaben sind im Gegensatz zu konventionellen Fahrrädern einseitig gelagert. Es kommen Federbeine mit Spiralfeder-Reibungsdämpfer-Kombinationen oder mit Elastomer-Feder-Dämpferelementen zum Einsatz. Die Lenkung erfolgt entweder mittels zentraler Tillerlenkung (siehe Abbildung 2.3) oder über radindividuelle Einzellenkhebel mit einer Kopplung der Lenkbewegung zwischen beiden Rädern über eine Spurstange. Die Hinterradaufnahme ist als Schwingen ein- oder zweiseitig ausgeführt und entspricht damit einer reinen Längslenkeraufhängung. Als Feder-Dämpfer-Systeme kommen ebenfalls Spiralfeder-Reibungsdämpfer- oder Elastomer-Kombinationen, sowie Kombinationen von Luftfeder und Reibungsdämpfer zum Einsatz.

## **2.2 Fahrdynamik von Fahrrädern, Velomobilen und dreirädrigen Fahrzeugen**

Die fahrdynamischen Eigenschaften konventioneller Fahrräder sind Gegenstand zahlreicher Untersuchungen. Aufgrund der inhärenten Instabilität des Fahrrades als klassisches Balancefahrzeug liegt der Fokus vieler Arbeiten auf der Stabilisierung des Fahrverhaltens sowie der Fahrermodellierung (vgl. dazu [Sha08, Low82, Koo11, Bul15, Sch13, Hes12]). Auch Fahrerassistenzsysteme zur Fahrzeugstabilisierung bei geringen Geschwindigkeiten werden betrachtet [Wre18, Tan09]. Besonders die zunehmende Elektrifizierung der Fahrradflotte und die dadurch gestiegenen Geschwindigkeiten und Anforderungen an Fahrsicherheit und Bremssystem sind Treiber der Untersuchung längsdynamischer Fahrzeugeigenschaften. Klug et al. [Klu21] untersuchen die Einflüsse der Gabelsteifigkeit auf das Bremsverhalten. In [Mai18a] und [Cor18] werden auf Basis kombinierter längs- und vertikal-dynamischer Fahrradmodelle Bremsassistenzsysteme für Fahrräder entwickelt, die einen Kontrollverlust durch Vorderradblockieren sowie einen Überschlag des Fahrzeugs vermeiden sollen und vornehmlich für den Einsatz in Fahrrädern mit elektrischem Hilfsantrieb konzipiert sind.

Velomobile und andere mehrspurige Fahrradkonzepte sind von der inhärenten Instabilität konventioneller Fahrräder nicht betroffen. Wie bei Personenkraftwagen resultieren daraus geringe Wank- und Sturzwinkel. Ausnahmen von dieser Aussage können mehrspurige Fahrzeugkonzepte mit Neigefahrwerken bilden (beispielsweise VeloTilt [Rug15]), die sich im Markt bisher jedoch nicht durchgesetzt haben. Spezifische Untersuchungen der Fahrdynamik mehrspuriger Fahrradfahrzeuge sind bisher nur wenig erfolgt. Cole und Khoo [Col01] betrachten die Fahrstabilität eines dreirädrigen leichten Fahrradfahrzeugs und benennen dabei die Überschlagsstabilität und den Eigenlenkgradienten als wesentliche Stabilitätskriterien. In [Peh15] und [Ste19] werden grundsätzliche Überlegungen zum Fahrzeugdesign von Velomobilen angestellt. Der Fokus liegt auf der generellen Fahrzeugkonzeptionierung hinsichtlich verschiedener Anwendungsfälle und der Fahrzeugaerodynamik. Untersuchungen zu einem Antriebssystem für ein Velomobil sind in [Fer13] und [Mas15] zu finden.

Frühe Untersuchungen der Fahrdynamik dreirädriger Fahrzeuge wurden durch Huston et al. [Hus82] durchgeführt. Es werden die grundlegenden Gleichungen für die maximale Querschleunigung eines dreirädrigen Fahrzeugs entwickelt. Weiterhin wird auf die Stabilität, das Eigenlenkverhalten und die kritische Geschwindigkeit eingegangen. Auf Basis des Einspurmodells wird grundsätzlich festgestellt, dass:

- dreirädrige Fahrzeuge bei gleicher Schwerpunktlage und Gesamtabmessung stets weniger kippstabil als vierrädrige Fahrzeuge sind,
- bei Fahrzeugen in 2F1R-Konfiguration die Bremsung während der Kurvenfahrt kipp-stabilisierend wirkt,
- für ein untersteuerndes Fahrverhalten der Schwerpunkt bei der 2F1R-Konfiguration im vorderen Drittel, bei der 1F2R-Konfiguration in den vorderen Zweidritteln liegen muss.

In [Val82] werden Ergebnisse von analytischen Berechnungen und realen Fahrversuchen von acht verschiedenen dreirädrigen Fahrzeugen im Vergleich zu einem vierrädrigen Referenzfahrzeug präsentiert. Hauptaugenmerk liegt auf der Kippstabilität und dem Eigenlenkverhalten. Die Ergebnisse decken sich

mit den zuvor genannten Feststellungen von Huston et al. [Hus82]. Chang und Ding [Chi94] erweitern die Betrachtungen von Huston und berücksichtigen zusätzlich die übertragbaren Reifenkräfte.

Aktuelle Untersuchungen hinsichtlich der Kippstabilität dreirädriger Fahrzeuge stammen meist aus dem asiatischen Raum und behandeln die dort verbreiteten dreirädrigen Autorikschas, die zum Personen- und Gütertransport eingesetzt werden. Die Fahrzeuge sind in der Regel in 1F2R-Konfiguration ausgeführt und besitzen eine einfache Motorradlenkung/-vorderachse. In [Dod10] wird die statische Überschlagsstabilität für ein solches Fahrzeug in Abhängigkeit der Beladung durch Kipptischmessungen bestimmt. Ramen et al. [Ram95] untersuchen den Einfluss verschiedener Fahrzeugparameter auf die Radlaständerung während der Kurvenfahrt für ein Beispielfahrzeug. In [Gaw04] wird die Kippneigung eines Fahrzeugs bei verschiedenen Standardmanövern simuliert. Weitere Untersuchungen zur Überschlagsneigung von Autorikschas finden sich in [Muk07], [Sin15], [Pei16] und [Sre17]. In [Ata17] werden verschiedene Methoden zur Charakterisierung der Überschlagsstabilität dreirädriger Fahrzeuge vorgestellt und ein optimierter Rollover-Index für dynamische Manöver präsentiert. Auf Basis dieses Index wird in [Ata18] ein Regler zur fahrdynamischen Stabilisierung und Kippvermeidung von Fahrzeugen entworfen.

Neben den allgemeinen Betrachtungen zu dreirädrigen Fahrzeugen sind in neuerer Zeit insbesondere Fahrzeuge mit Neigetechnik intensiver untersucht worden. Mit Hilfe der Neigetechnik lässt sich durch Schwerpunktsverlagerung die erreichbare Kurvengeschwindigkeit und damit die Agilität schmaler Fahrzeuge erhöhen, wobei der Vorteil des geringen Raumbedarfs erhalten bleibt. Die entwickelten Fahrzeugkonzepte und Fahrzeuge sind dabei stets an Motorräder oder PKW angelehnt. Entsprechende Fahrzeuge und Neigungs- und Regelungskonzepte sind beispielsweise in [Ama11], [Bar09] oder [Ber10] zu finden.

## 2.3 Unfälle und kritische Fahrsituationen im Radverkehr

Eine Einschätzung der fahrdynamischen Sicherheit eines Fahrzeuges kann nur erfolgen, wenn kritische Situationen und Unfallhergänge bekannt sind. Aus diesem Grund wird hier der Stand der Forschung bezüglich Gefahrensituationen und Unfallfolgen von Fahrrädern und ähnlichen Fahrzeugen dargestellt.

Unfälle konventioneller Fahrräder sind bereits seit geraumer Zeit ein Schwerpunkt in der Unfallforschung. Ein Großteil der Untersuchungen basiert auf Krankenhausstatistiken ([Sch12, Air10]) oder Versicherungsdaten (z. B. [Utr20]). In Schepers et al. [Sch15] wird festgestellt, dass 60 % bis 95 % der ins Krankenhaus eingelieferten verunfallten Radfahrer bei einem Alleinunfall, das heißt ohne Einwirkung (Beteiligung) eines weiteren Verkehrsteilnehmers, verletzt wurden. In [Bil14] werden mit Hilfe von Clusteranalysen auf der Basis von Umfrageergebnissen verunfallter Radfahrer Unfallszenarien und bedingende Faktoren untersucht. Häufungen von Unfällen werden in der Gruppe der Fahrradpendler und der Fahrradsportler festgestellt. Auch Unfälle von Radfahrern älter als 60 Jahre treten demnach häufiger auf. Auf Basis der Clusteranalyse wird eine Unfalltopologie entwickelt, die getrennt in den Kategorien notwendige Fahrt, Erholungsfahrt oder Sportfahrt zur Ableitung typischer Unfallszenarien genutzt wird. Schepers [Sch12] untersucht Alleinunfälle von Radfahrern und kategorisiert diese hinsichtlich der auslösenden Faktoren. Demnach resultiert etwa die Hälfte der Unfälle aus der Radinfrastruktur. Hauptursachen sind Kollisionen mit Hindernissen und rutschige oder unebene Fahrbahnoberflächen.

Im Kontext der steigenden Verbreitung von elektrisch unterstützten Fahrrädern werden zunehmend Untersuchungen der spezifischen Unfallgefahren dieser Fahrzeuge durchgeführt (vgl. [Ott14, Pan19, Xin20]). Demnach verunfallen Pedelec-Fahrer deutlich öfter schwer bzw. tödlich als Fahrer ohne Motorunterstützung [Gue20]. In [Wis19] werden auf Basis von Unfalldatenbanken für das europäische Project PROSPECT Fahrradunfälle mit PKW-Beteiligung untersucht. Ziel ist die Entwicklung von Unfallszenarien für die Verbesserung von

Fahrerassistenzsystemen. In ländlichen Regionen ereignen sich tödliche Fahrradunfälle am häufigsten in Verkehrssituationen, bei denen Fahrradfahrer und Pkw-Fahrer in die gleiche Richtung fahren. In der Stadt führen Situationen, in denen der Radfahrer von rechts kommt, zu den schwersten Unfällen. Der relative Anteil von Alleinunfällen an der Gesamtzahl tödlich verunglückter Radfahrer beträgt etwa 25 % [Wis19].

Weitestgehend unberücksichtigt bleiben bisher nicht-konventionelle Arten von Fahrrädern. Erste Untersuchungen in Bezug auf diese Fahrzeuge wurden durch Bunte und Hipp [Bun15] im Rahmen einer Umfrage des deutschen Human Powered Vehicles Vereins (HPV) durchgeführt. Abgefragt wurden Unfälle von Spezialrädern in den Kategorien: zweirädrige Liegeräder, dreirädrige Liegeräder (Trikes) und verkleidete Liegeräder (Velomobile). Etwa 60 % der Unfallbeschreibungen sind Alleinunfälle. Diese werden größtenteils auf Ursachen in der Verkehrsinfrastruktur zurückgeführt (rutschige Fahrbahnen, Bordsteine, Kreisverkehre). Für einen Großteil der Unfälle (ca. 50 %) wird eine nicht an die Bedingungen angepasste Geschwindigkeit als mitverursachend angesehen. Laut der Studie wurden lediglich 1,8 % der Unfälle mit Liegezeirädern und 4,8 % der Unfälle mit Velomobilen polizeilich erfasst. Im Vergleich weisen die Velomobilfahrer eine etwas geringere Verletzungsquote gegenüber den Fahrern der offenen Fahrzeuge auf. Beim überwiegenden Anteil (ca. 80 %) der Unfälle mit Unfallgegner waren PKW beteiligt.

In einer neueren Untersuchung von Ayres [Ayr19] wurde eine Umfrage unter amerikanischen Nutzern von Liegerädern zur Erfassung von Unfällen durchgeführt. Insgesamt wurden 129 Unfälle untersucht, wovon 26 Unfälle mit mehrspurigen Fahrzeugen erfasst wurden. Hauptaugenmerk dieser Studie lag auf den Unfallfolgen. Unfälle von Liegerädern führen den Ergebnissen zu Folge seltener zu Kopfverletzungen als Unfälle mit konventionellen Fahrrädern (11,1 % zu 25,3 %). Dies lässt sich auf die liegende Position, die damit geringere Fallhöhe und geringere Wahrscheinlichkeit eines frontalen Überschlags zurückführen. Dafür haben Liegeradfahrer ein erhöhtes Risiko einer Hand- oder Armverletzung (41,7 % zu 26,3 %). Eine weitergehende Untersuchung der Unfallumstände und -ursachen erfolgt nicht. In der deutschen

Unfalldatenbank GIDAS (German In-Depth Accident Study) sind einer Voranfrage zu Folge nur sehr wenige mögliche Datenbankeinträge zu Unfällen mit mehrspurigen Fahrradfahrzeugen aufgeführt [Lie20]. Dies ist auf die geringe Verbreitung der Fahrzeuge und auf die geringe Quote der polizeilichen Erfassung zurückzuführen. Gespräche mit Herstellern und Nutzern von Velomobilen weisen insbesondere auf Fahrzeugüberschläge als häufige Gefahrensituation hin.

## **2.4 Kraftübertragungseigenschaften von Fahrradreifen**

Eine Betrachtung der Fahrdynamik ist ohne Berücksichtigung der Reifen unmöglich, da der Reifen das Kraftübertragungsglied zwischen Fahrzeug und Fahrbahn darstellt. Velomobile sind meist mit konventionellen Fahrradreifen ausgestattet. Im Gegensatz zu konventionellen Fahrrädern treten bei mehrspurigen Fahrzeugen aufgrund der fehlenden Neigung nur geringe Sturzwinkeländerungen auf. Der Seitenkraftaufbau erfolgt wie beim PKW vornehmlich über den Schräglaufwinkel. Nach [Hac20] wird der Seitenkraftcharakteristik in der Reifenentwicklung von Fahrradreifen bisher wenig Bedeutung beigemessen. Der Fokus liegt vielmehr auf geringen Rollwiderständen bei gleichzeitig guten Traktionseigenschaften in Reifenlängsrichtung.

In [Col01] wird der in Abbildung 2.4 prinzipiell dargestellte einfache Messanhänger zur Bestimmung von Seitenkrafteigenschaften vorgestellt und eine beispielhafte Messung eines Fahrradreifens präsentiert. Die Bestimmung der Seitenkraft erfolgt bei diesem Messsystem über eine Federwaage. Der Schräglauf wird über die Nulllage der Feder voreingestellt. Dieser verändert sich während des Versuchs aufgrund der Einfederung. Seitenkraft und Schräglaufwinkel werden nach dem Versuch im Stillstand manuell abgelesen.



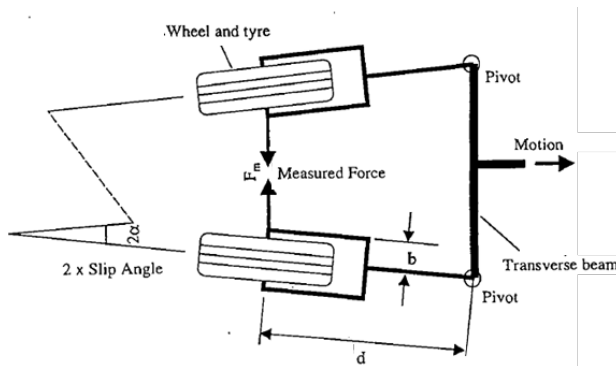


Abbildung 2.4: Prinzipskizze Reifenmessanhänger [Col01]

Die für einen Reifen ermittelten Seitenkraft-Schräglauf-Kurven zeigen ein leicht ausgeprägtes Maximum im Bereich von  $3^{\circ}$ - $4^{\circ}$  Schräglauf. Der maximale Kraftschlussbeiwert  $\mu$  liegt jeweils im Bereich um 0,5, was bemerkenswert niedrig ist. Eine Erläuterung der Versuchsumstände (Temperatur, Oberfläche, etc.) erfolgt nicht, sodass sich keine Aussagen über die Ursachen dieses niedrigen maximalen Seitenkraftbeiwerts treffen lassen. Mit einem weiterentwickelten Aufbau wurden von Windes et al. [Win13] Untersuchungen zum seitlichen Kraftübertragungsverhalten von Fahrradreifen durchgeführt. Die Untersuchungen sind auf einen geringen Schräglaufwinkelbereich von  $1^{\circ}$  begrenzt. Als Untergrund wird trockener Asphalt angegeben. Die ermittelten Schräglaufsteifigkeiten sind 80 % bis 100 % größer als die durch [Col01] ermittelten Werte.

Mit dem Ziel das Fahrverhalten und die Stabilität von Fahrrädern zu beschreiben, wurden von Doria et al. [Dor13] Untersuchungen zu den Seitenkrafteigenschaften von Fahrradreifen auf dem in Abbildung 2.5 dargestellten Scheibenprüfstand durchgeführt. Gemessen wird die Seitenkraft im Schräglaufwinkelbereich bis  $4^{\circ}$  mit Sturzwinkeln bis  $25^{\circ}$ . Aufgrund von Schwingungen im Aufbau ist die Testgeschwindigkeit auf 4 km/h begrenzt. Als Untergrund kommt Safety-Walk zum Einsatz.



Abbildung 2.5: Messung eines Fahrradreifens auf dem Scheibenprüfstand [Dor13]

Einige Ergebnisse der Messungen sind in Abbildung 2.6 dargestellt. Die Kurven zeigen im untersuchten Schräglaufwinkelbereich kein ausgeprägtes Maximum. Eine Aussage zur maximal übertragbaren Seitenkraft ist daher nicht möglich.

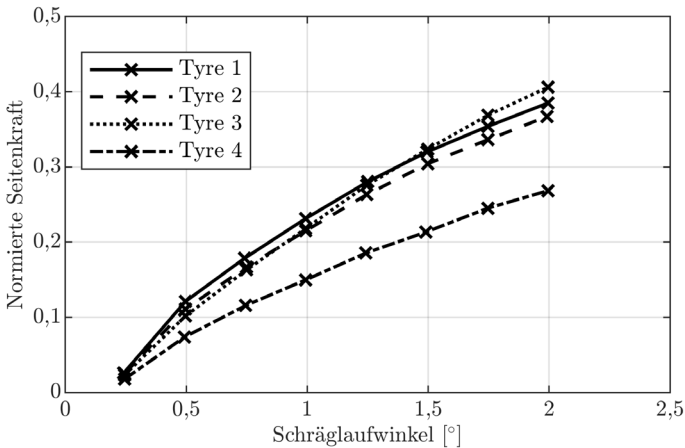


Abbildung 2.6: Normierte Seitenkraft über Schräglauf, eigene Darstellung nach [Dor13]

Nach [Dor13] kann die Abhängigkeit der Reifenseitenkraft  $F_y$  vom Schräglaufwinkel  $\alpha$  durch eine vereinfachte Magic Formula (Parameter B, C, D) gemäß Gleichung 2.1 abgebildet werden.

$$F_y(\alpha) = D \sin(C \operatorname{atan}(B\alpha)) \quad 2.1$$

Doria et. al. [Dor13] stellen fest, dass der gemessene Schräglaufwinkelbereich für Fahrräder ausreichend ist. Die Untersuchungen zeigen weiterhin, dass eine Verringerung des Luftdrucks zu einer Verringerung der aufgebauten Seitenkraft führt und die normierten Seitenkräfte mit steigender Radlast abnehmen. Die Schräglaufsteifigkeit ist den Untersuchungen zu Folge etwa 10-mal so groß wie die Sturzsteifigkeit. Aufgrund der Rotationsbewegung des Untergrundes unterscheiden sich die lokalen Relativgeschwindigkeitsvektoren in jedem Punkt des Reifenlatsches. Dieser prinzipbedingte Einfluss auf die Relativgeschwindigkeiten besteht bei Trommel- und Flachbahnprüfständen nicht.

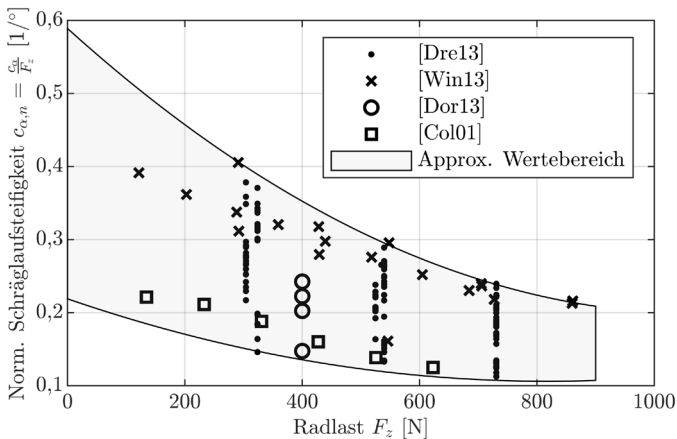
Umfangreichere Messungen der Eigenschaften von Fahrradreifen wurden durch Dressel [Dre13] durchgeführt. Der Fokus der Untersuchungen liegt auch hier auf den lateralen Reifeneigenschaften. Die Messung erfolgt auf Safety-Walk in einem Schräglaufwinkelbereich bis etwa  $3^\circ$ . Auf Basis der Messung von 14 verschiedenen Reifen unter unterschiedlichen Randbedingungen stellt Dressel grundsätzlich fest, dass:

- die normierte Schräglaufsteifigkeit ( $c_{\alpha,n} = c_\alpha/F_z$ ) mit der Radlast sinkt, der Einfluss des Drucks darauf je nach Radlast und Reifen positiv oder negativ sein kann,
- die Schräglaufsteifigkeit mit der Seitensteifigkeit korreliert,
- der Nachlauf (vgl. Abbildung 5.3) mit steigender Radlast zunimmt und mit steigendem Druck abnimmt,
- das Verhältnis aus Nachlauf und Länge der Aufstandsfläche annähernd konstant bleibt.

Abweichend zu den Untersuchungen in [Dor13] wird durch Dressel eine kleinere Sturzsteifigkeit im Bereich von etwa 2,5 % bis 4 % der Schräglaufsteifigkeit festgestellt. Bei Messungen identischer Reifenmodelle treten

zwischen Dressel und Doria Unterschiede in der ermittelten Schräglaufsteifigkeit von bis zu 20 % auf [Dre13]. Klug et al. [Klu17] stellen einen Vergleich der von Doria und Dressel gemessenen Reifencharakteristika an und untersuchen den Einfluss der unterschiedlichen Kennwerte mittels Simulation und Versuch an einem Fahrradmodell. Demnach ergeben sich bei einer Validierung des Simulationsmodells die geringeren Abweichungen zwischen Modell und Versuch mit den Reifenkennwerten von Dressel.

Zusammenfassend zeigt Abbildung 2.7 den Bereich bisher ermittelter normierter Schräglaufsteifigkeiten für Fahrradreifen. Die Bedeutung und Ermittlung der Schräglaufsteifigkeit als wesentliche Reifenkenngröße wird in Abschnitt 5.1 weiter erläutert. Die in der Literatur beschriebenen Bandbreiten der Schräglaufsteifigkeiten fallen relativ gesehen sehr groß aus. Bei etwa 300 N Radlast ist die Schräglaufsteifigkeit des steifsten Reifens um den Faktor 2,6 größer als die Steifigkeit des Reifens mit der geringsten Schräglaufsteifigkeit.



**Abbildung 2.7:** Literaturwerte der normierten Schräglaufsteifigkeit über Radlast, eigene Darstellung auf Basis der Daten in [Dor13, Dre13, Win13, Col01]

Tabelle 2.1 gibt zusammenfassend einen Überblick über Randbedingungen und untersuchte Parameter einiger bisher erfolgter Untersuchungen zum Seitenkraftverhalten von Fahrradreifen.

**Tabelle 2.1:** Randbedingungen und Messumfang in der Literatur vorhandener Fahrradreifenmessungen

Quelle	[Col01]	[Win13]	[Dor13]	[Dre13]
Anzahl Reifen	1	3	4	14
Untergrund	-	Asphalt	SafetyWalk	SafetyGrit-Tape
Radlast	132 – 623 N	200 – 800 N	400 N	304 – 731 N
max. Schräglaufwinkel	15° ( $F_z \leq 430$ N) 2° ( $F_z > 430$ N)	1°	4°	2° - 3°
Druckeinfluss	-	-	✓	✓
Nachlauf	-	-	✓	✓
Reifenaufstandsflächen	-	-	-	✓ Tintenabdruck

Wie aus Tabelle 2.1 hervorgeht, sind die wenigen Untersuchungen der Seitenkrafteigenschaften von Fahrradreifen bisher überwiegend auf SafetyWalk oder ähnlichen Untergründen erfolgt. Nach [Was19] ist eine Übertragbarkeit von Messungen auf Hochreibwertuntergründen wie SafetyWalk auf reale Fahrbahnbelägen zwar möglich, aber mit Unsicherheiten behaftet. Da eine Skalierung in der Regel linear über den maximalen Reibbeiwert erfolgt, werden Unterschiede im Kraftaufbau und Kurvenverlauf zwischen den verschiedenen Untergründen nicht berücksichtigt. Weitestgehend unberücksichtigt sind bisher auch das Einlaufverhalten und Einflüsse von Temperatur und Fahrbahnoberfläche.

## 2.5 Zusammenfassung der Literatur, Ziele und Aufbau der Arbeit

Im Hinblick auf kritische Fahr Situationen und Unfallszenarien sind einige wenige Untersuchungen für mehrspurige Fahrradfahrzeuge in der Literatur vorhanden. In der Regel erfolgt hier jedoch keine tiefere Betrachtung der Unfallursachen, Unfallhergänge und Wirkmechanismen. Ein Ziel dieser Arbeit ist es daher auf Basis von Unfallbeschreibungen von Fahrzeugnutzern Unfall-

ursachen, -auswirkungen und kritische Fahrsituationen für mehrspurige Radfahrzeuge aufzuzeigen. Methodik und Ergebnisse dieser Untersuchungen werden in Kapitel 3 dargestellt. In diesem Zusammenhang wird auch die Realnutzung der Fahrzeuge im alltäglichen Fahrzeugeinsatz betrachtet.

Auf Basis der vorhandenen Literatur kann festgestellt werden, dass notwendige Parameter und Parameterbereiche für eine fahrdynamische Modellierung von Velomobilen und ähnlichen Ultraleichtfahrzeugen fehlen. Für die einfachsten querdynamischen Fahrzeugmodelle werden die Masse, die Schwerpunktlage in Längsrichtung, die Gierträchtigkeit und die Schräglaufsteifigkeiten der Reifen benötigt. In der Literatur sind Fahrzeugmassen und in sehr begrenztem Umfang Schwerpunktlagen in Längs- und Hochrichtung bekannt. Da Messungen der Gierträchtigkeit fehlen, ist für diese nur eine Schätzung mit erheblicher Unsicherheit möglich. Im Hinblick auf die Masseparameter und Grundlagen für die fahrdynamische Modellbildung ist es daher ein Ziel dieser Arbeit auf Basis eines breiten Fahrzeugbenchmarks den Parameterraum und die Bandbreite fahrdynamisch relevanter Grundparameter zu ermitteln. Dazu erfolgen Messungen der wesentlichen Modellierungsgrößen für bekannte fahrdynamische Modelle unter Berücksichtigung des Fahrereinflusses auf diese Parameter. Auf Basis der gewonnenen Daten wird eine realistische Parametrierung von Fahrzeugmodellen für diese Fahrzeugklasse ermöglicht. Die Untersuchungen dazu werden in Kapitel 4 dieser Arbeit behandelt.

Dem Reifen kommt in fahrdynamischer Hinsicht eine herausgehobene Bedeutung zu. Die bisher erfolgten Untersuchungen des lateralen Verhaltens von Fahrradreifen sind aufgrund der vorliegenden Untersuchungsbedingungen nur begrenzt oder mit größerer Unsicherheit für die fahrdynamische Modellierung eines Realfahrzeugs auf einem Realuntergrund zu verwenden. Ein weiteres Ziel dieser Arbeit ist es mit Hilfe eines geeigneten Messaufbaus die lateralen Kraftübertragungseigenschaften von Fahrradreifen auf Realuntergründen als Grundlage für die Reifenmodellierung abzubilden. Dabei sollen die im Rahmen dieser Arbeit angestellten Untersuchungen die bereits vorhandenen Betrachtungen insbesondere in folgenden Punkten ergänzen:

- Untersuchung auf Realuntergründen zur Darstellung realitätsnaher Reifenkraftverläufe
- Berücksichtigung von Reifenluftdruck- und Temperatureinfluss

Die Untersuchung des Reifenverhaltens erfolgt in Kapitel 5 dieser Arbeit.

Auf Basis der Fahrzeugparameter aus dem Fahrzeugbenchmark (Kapitel 4), den Untersuchungen des Reifenverhaltens (Kapitel 5) und den Untersuchungen der kritischen Situationen (Kapitel 3) werden die fahrdynamischen Eigenschaften der betrachteten Fahrzeuge in Kapitel 6 untersucht. Der Schwerpunkt liegt dabei auf den Eigenschaften der Fahrzeugquerdynamik. Ziel ist es Größenordnungen und Bandbreiten grundlegender fahrdynamischer Kennwerte sowie Besonderheiten und Unterschiede der Fahrzeugmodellierung im Vergleich zu konventionellen Fahrzeugen aufzuzeigen. Betrachtet wird dabei insbesondere die Fahrzeugstabilität in Form des Eigenlenkverhaltens und der Überschlagsstabilität. Es werden die wesentlichen Einflussgrößen und Sensitivitäten ermittelt und Potentiale von Methoden zur Optimierung der fahrdynamischen Eigenschaften untersucht.





# **3 Realnutzung und kritische Fahrsituationen**

Als Grundlage und Hintergrund für die darauffolgenden Untersuchungen wird in diesem Abschnitt betrachtet, in welcher Art und welchem Umfang Velomobile durch aktuelle Nutzer verwendet werden. Darüber hinaus werden auf Grundlage von Nutzererhebungen typische Gefahrensituationen ermittelt und untersucht.

## **3.1 Nutzung von Velomobilen im Realeinsatz**

### **3.1.1 Fahrzeugverwendung auf Grundlage von Nutzererhebungen**

Die hier zusammengefassten Ergebnisse zur Nutzung von Velomobilen im Fahralltag basieren auf einer offenen Befragung (siehe dazu [Vel21b]), an der 38 Fahrzeugnutzer teilgenommen haben. Dies entspricht auf Basis der Schätzungen zur Gesamtnutzerzahl in Deutschland nach Lohmeyer [Loh17] 2,5 % der deutschen Velomobilfahrer. Die Angaben der Fahrer beziehen sich auf den Zeitraum vor der Corona-Pandemie. Während der Pandemiezeit wird aufgrund von Mobilitätseinschränkungen und Verringerung der Pendelfahrten durch vermehrtes Home-Office teilweise eine deutliche Reduzierung der Jahresfahrleistungen durch die Fahrer beschrieben.

Im Mittel legen die Fahrer nach eigenen Angaben etwa 9900 km im Jahr mit Velomobilen zurück. 15 % der Fahrer geben jährliche Kilometerleistungen von über 15.000 km und 5 % der Fahrer von über 20.000 km an. Nach den Daten von Moder [Mod21] liegt die jährliche Fahrleistung auf Basis von Herstellerdatenbanken im Median bei etwa 6000 km, bei einer rechtsschiefen Verteilung

und einem Mittelwert von 6800 km. Die befragten Fahrer sind auf dieser Basis damit eher den Vielfahrern zuzuordnen.

Die auf der Pendelstrecke im Mittel erzielten Durchschnittsgeschwindigkeiten liegen zwischen 20 km/h und 46 km/h (Mittelwert 32 km/h). Dabei werden durchschnittlich Höchstgeschwindigkeiten von 62 km/h erreicht. Maximalwerte reichen bis zu 80 km/h. Durchschnittlich werden Velomobile von den Fahrern an 4,2 Wochentagen für den Weg zur Arbeit genutzt. 45 % der Fahrer geben an, für den Arbeitsweg ausschließlich das Velomobil zu nutzen. Weitere 18 % nutzen ausschließlich andere Fahrräder oder den öffentlichen Verkehr als Alternativen zum Velomobil. Die restlichen 37 % verwenden teilweise den PKW (z. B. wetterabhängig). Zwischen Winter- und Sommernutzung werden keine signifikanten Unterschiede angegeben.

Die mittlere für den Arbeitsweg zurückgelegte Wegstrecke (Hin- und Rückweg) beträgt 53,5 km (min. 3 km, max. 118 km). Unter Berücksichtigung der mittleren Durchschnittsgeschwindigkeit verbringen die Fahrer damit im Schnitt auf dem Weg von und zur Arbeit etwa 100 min am Tag. Die einfache Arbeitsstrecke liegt mit rund 27 km deutlich über der in Deutschland üblichen mittleren Pendelstrecke von 16 km nach [Nob18]. Neben den Pendlerfahrten werden die Velomobile im Schnitt an 1,8 Tagen für weitere Fahrten, wie Freizeitfahrten oder zur Erledigung des Einkaufs, genutzt. Es zeigt sich, dass das Velomobil zumindest für Pendlerstrecken für einen relevanten Anteil an Nutzern das einzig genutzte Verkehrsmittel ist und damit einen Ersatz zum klassischen PKW darstellt. Darüber hinaus scheint die Nutzung als Pendlerfahrzeug in vielen Fällen die Hauptverwendung des Fahrzeugs darzustellen.

### **3.1.2 Auswertung von Pendelfahrten eines Fahrers**

Im Rahmen des Forschungsprojektes, welches diese Arbeit begleitet hat, wurde ein Versuchselomobil mit einem Sensorcluster ausgerüstet, welches einen Mikrocontroller zur Messdatenverarbeitung nutzt (vgl. dazu [Jes21a]). Dieses Sensorcluster ermöglicht die Erfassung fahrdynamisch relevanter Größen wie der Fahrgeschwindigkeit und Querbeschleunigung über

GPS-Sensoren, Raddrehzahlaufnehmer und eine Inertialmesseinheit. Im Rahmen des Projektes wurden damit insbesondere Untersuchungen zur Cloud-gestützten Verarbeitung von Fahrinformationen durchgeführt. Die gesammelten Daten können darüber hinaus einen Einblick in typische Fahrprofile liefern. Aufgrund des begrenztem Projektumfangs wurden die Untersuchungen dabei auf ein Fahrzeug mit einem Fahrer beschränkt. Eine Erweiterung in einen Flottenversuch zur Generierung typischer Fahr- und Nutzerprofile für eine Großzahl an Fahrzeugnutzern kann eine interessante Möglichkeit für weiterführende Untersuchungen darstellen. Einen ersten Eindruck geben die im Folgenden dargestellten Profile auf Basis der ermittelten Fahrdaten des einen Nutzers.

Aus dem Sensorcluster liegen 212 km Streckendaten von acht Fahrten bei einer zeitlichen Auflösung von etwa 50 Hz vor. Weiterhin wurden mit einem konventionellen GPS-Sport-Tracker Geschwindigkeitsprofile für etwa 1600 km in einer zeitlichen Auflösung von 0,3 bis 0,5 Hz aufgezeichnet. Zwischen den Systemen, aber auch während der Messung innerhalb eines Systems, treten unterschiedliche Abtastfrequenzen auf. Um die Messdaten für eine vergleichende Darstellung im Zeitbereich auf einen gemeinsamen Basistakt zu bringen, erfolgt eine Angleichung der Abtastfrequenzen beider Systeme auf 2 Hz auf Basis eines Interpolationsalgorithmus (vgl. dazu [Mat21a]). Dies stellt aufgrund der begrenzten Systemdynamik in Fahrzeuglängsrichtung eine ausreichende zeitliche Auflösung dar. Für die Messdaten des Sensorclusters erfolgt damit eine Reduzierung der Abtastfrequenz und für die Messdaten aus dem GPS-Tracker eine Erhöhung der Abtastfrequenz.

Zur Darstellung der wegabhängigen Geschwindigkeitsverteilung wird eine Transformation der im Zeitbereich vorliegenden gefilterten Streckendaten  $x_i = f(t)$  in den Wegbereich  $x_i = f(s)$  durchgeführt. Die Transformation erfolgt auf Basis der mit der ursprünglichen Abtastfrequenz erfassten Daten. Die näherungsweise konstante Abtastfrequenz im Zeitbereich führt bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten zu ungleichmäßigen Intervallen im Wegbereich. Daher wird im Wegbereich eine Neuabtastung der Messdaten auf

Basis des gleichen Interpolationsalgorithmus auf konstante Streckenintervalle von 2 m durchgeführt.

Abbildung 3.1 zeigt für beide Messsysteme als Histogramm die relativen Fahrtanteile der verschiedenen Geschwindigkeitsbereiche als Wegstrecken- und Zeitanteile und die jeweils dazugehörigen kumulierten Häufigkeiten ( $F(x)$ ). Die Geschwindigkeitsverteilungen und Durchschnittsgeschwindigkeiten unterscheiden sich zwischen dem Sensorcluster (SC) und dem GPS-Tracker (GPS) nur geringfügig. Mit etwa 26 km durchschnittlich zurückgelegter Strecke pro Fahrt bzw. einer Tagesfahrleistung im Pendelverkehr von 52 km und einer Durchschnittsgeschwindigkeit von 32 km/h stimmen die Kennwerte des fahrerabhängigen Fahrprofils sehr genau mit den Durchschnittswerten verschiedener Fahrer entsprechend den Betrachtungen im vorhergehenden Abschnitt überein. Unterschiede zwischen den Verteilungen im Weg- und Zeitbereich bestehen hauptsächlich bei niedrigen Geschwindigkeiten ( $< 20$  km/h). Während diese im Wegbereich nur einen geringfügigen Anteil der zurückgelegten Wegstrecke ( $< 2\%$ ) ausmachen, entfallen im Zeitbereich schon 8 % der Reisezeit auf diesen Geschwindigkeitsbereich. Die größten Anteile von Strecke und Zeit werden im Geschwindigkeitsbereich von 34 km/h bis 38 km/h zurückgelegt.

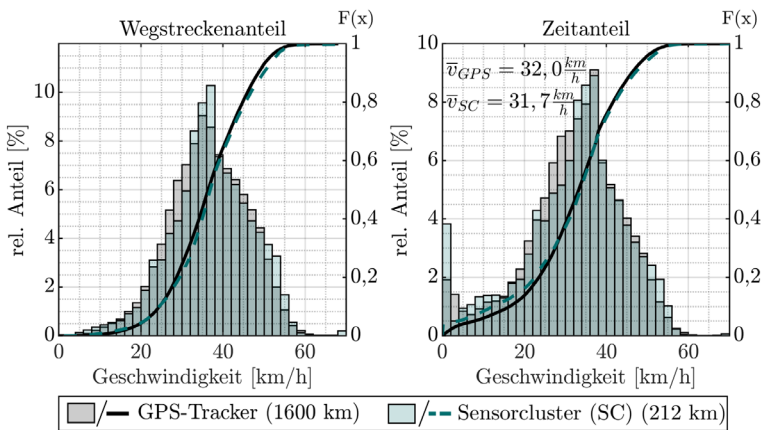
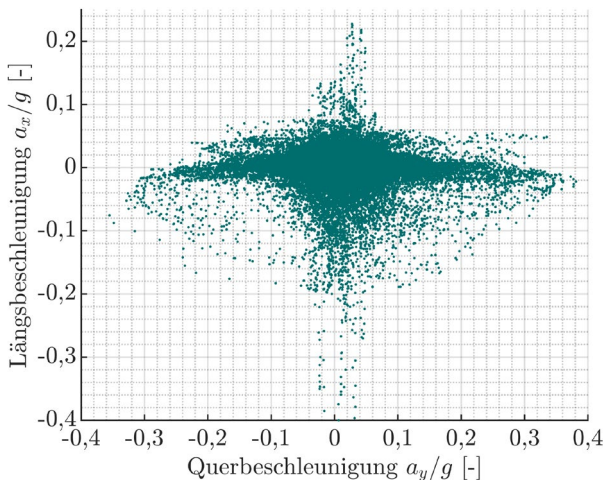


Abbildung 3.1: Wegstrecken- und Zeitanteile in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit

Eine Einschätzung über die Dynamik der Fahrweise und damit auftretende Längs- und Querbeschleunigungen lässt sich anhand des g-g-Diagramms in Abbildung 3.2 gewinnen. Wie aus dem g-g-Diagramm hervorgeht, treten hohe Längs- und Querbeschleunigungen in der Regel unabhängig voneinander auf, woraus sich ableiten lässt, dass der Fahrer starke Beschleunigungen oder Verzögerungen während der Kurvenfahrt vermeidet. Weiterhin laufen Bremsmanöver typischerweise mit einer Verzögerung von unter  $2 \text{ m/s}^2$  ab. Die maximal erreichten Querbeschleunigungen liegen unter  $\pm 4 \text{ m/s}^2$ . Die Kippgrenze für die Fahrzeug-Fahrer-Kombination liegt bei etwa  $7 \text{ m/s}^2$  (vgl. dazu Abschnitt 6.4).

Die Verteilung zeigt insgesamt deutliche Ähnlichkeiten zu g-g-Diagrammen, die für PKW für Normalfahrer in der Literatur angegeben werden. So liegen nach Schacher et al. [Sch19] und Winner et al. [Win09] typische Querbeschleunigungen für Normalfahrer im Bereich von  $\pm 4 \text{ m/s}^2$  und Längsbeschleunigungen im Intervall  $-2,5 \text{ m/s}^2 \leq a_x \leq 1,75 \text{ m/s}^2$ .



**Abbildung 3.2:** g-g-Diagramm der Sensorcluster-Messdaten (insg. 212 km) bei einer Abtastfrequenz von 2 Hz

## **3.2 Umfragebasierte Untersuchung kritischer Fahrsituationen**

### **3.2.1 Motivation und Ziel der Untersuchungen**

Wie aus der Literaturrecherche hervorgeht, sind bisher nur wenige Untersuchungen zu spezifischen Gefahrensituationen für mehrspurige Fahrradfahrzeuge erfolgt. Eine zuverlässige Datenbasis für die Untersuchung von Fahrradunfällen mit mehrspurigen Fahrzeugen ist ebenfalls kaum vorhanden. Aufgrund der geringen Anzahl dieser Fahrzeuge und der geringen polizeilichen Meldequote solcher Unfälle gibt es keine verwertbaren statistischen Unfalldaten. Eine Voranfrage bei der deutschen Unfalldatenbank GIDAS ergab nur wenige registrierte Unfälle unter explizit beschriebener Beteiligung eines mehrspurigen Fahrradfahrzeuges. Damit fehlen Grundlagen zur Einschätzung spezifischer Nutzungsrisiken dieser Fahrzeugklasse, die für eine Verbesserung der Fahrsicherheit dienen können. Die geringe Meldequote insbesondere bei Alleinunfällen stellt auch für die Untersuchung von Unfällen konventioneller Fahrräder eine Herausforderung dar [Shi18]. Daher wird für solche Untersuchungen häufig auf Selbstberichte der Nutzer zurückgegriffen (vgl. dazu beispielsweise [Pop17, Fyh19, Gil21]).

Ergänzend zu den Untersuchungen von Bunte, Hipp [Bun15] und Ayres [Ayr19] wurde im Rahmen dieser Arbeit eine Befragung von Nutzern mehrspuriger Fahrradfahrzeuge durchgeführt, um Erkenntnisse zu kritischen Fahrsituationen zu gewinnen und Optimierungspotentiale abzuleiten. Die direkte Nutzerbefragung hat Vor- und Nachteile für die Aussagekraft der Ergebnisse. Im Gegensatz zu Unfalluntersuchungen, die auf Krankenhaus- oder polizeilich erhobenen Daten beruhen, können hier auch Unfälle erfasst werden, bei denen es zu keinem Personenschaden gekommen ist. Zudem können kritische Fahrsituationen abgefragt werden, die zwar nicht zu einem Unfall geführt haben, aber dennoch Aufschluss über häufige Unfallauslöser geben können. Nachteil der gewählten Methodik ist, dass die Befragungsteilnehmer einer selbstselektierenden Gruppe angehören, so dass die

Repräsentativität in Bezug auf die Gesamtgruppe aller Fahrer entsprechender Fahrzeuge nicht gewährleistet werden kann. Die Erhebung ist darüber hinaus von der subjektiven Beschreibung des Unfallhergangs abhängig, die durch die persönliche Wahrnehmung verzerrt sein kann, beispielsweise bei der Frage der Unfallverantwortung bei Unfällen mit anderen Beteiligten.

### **3.2.2 Ablauf, Aufbau und Auswertung der Umfrage**

Die Umfrage erfolgt über eine Webanwendung, deren Adresse in einem Forum für Nutzer unkonventioneller Fahrräder veröffentlicht wurde. Die Rekrutierung der Teilnehmer erfolgt damit passiv ohne Ansprache bestimmter Personen. Das Forum wird hauptsächlich von deutschen Fahrern oder Fahrern aus den Nachbarländern Deutschlands genutzt. Die Fragestellung ist angelehnt an den von Bunte und Hipp [Bun15] verwendeten Erhebungsbogen und kann [Wil21b] entnommen werden. Die Verständlichkeit der Fragen wurde in einem Testlauf mit einer reduzierten Teilnehmerzahl validiert. Die Umfrageteilnehmer wurden zunächst nach allgemeinen persönlichen Informationen wie Alter, Geschlecht und Fahrpraxis befragt. Anschließend hatten die Teilnehmer die Möglichkeit, bis zu zehn Unfälle oder Beinaheunfälle näher zu beschreiben.

Der Schwerpunkt der Fragestellungen liegt auf der Erfassung der Unfallumstände, -ursachen und -auswirkungen. Die Umfrage besteht aus einer Kombination von Fragen mit vorgegebenen Antwortmöglichkeiten und Fragen mit offenen Texteingaben. Fragen mit vorgegebenen Antwortmöglichkeiten dienen der groben Abfrage und Gliederung der Unfallumstände und beinhalten beispielsweise das Unfalljahr, die Jahreszeit, Straßenverhältnisse, etc. Im freien Teil sollte eine detaillierte Beschreibung des Unfalls gegeben werden. Eine Voreinteilung erfolgt auf Basis der Kategorien: Alleinunfälle, Unfälle mit Fremdeinwirkung, Allein-Beinaheunfälle, Beinaheunfälle mit Fremdeinwirkung.

In der Umfrage wurden Situationen, die eines oder mehrere der folgenden Merkmale erfüllen, als Unfälle definiert:

- Zusammenstoß mit anderen Verkehrsteilnehmern oder der Umwelt
- Überschlag des Fahrzeugs
- jeder Fall, in dem das Fahrzeug beschädigt oder der Fahrer verletzt wurde

In der Erhebung wurden Situationen, die eines oder mehrere der folgenden Merkmale erfüllen, als Beinaheunfälle definiert:

- kurzfristiger Verlust der Kontrolle über das Fahrzeug ohne nennenswerte Folgen
- Beinahe-Kollisionen mit anderen Teilnehmern oder der Umwelt
- Situationen, die unter leicht veränderten Umständen zu einem Unfall hätten führen können

Für die einzelnen Unfälle erfolgt eine Analyse der Unfallumstände und der Unfallfolgen auf der Grundlage der gewählten vordefinierten Antwortmöglichkeiten und der freien Unfallbeschreibung. Darauf aufbauend wird eine Kategorisierung der Situationen unter Einschätzung hauptsächlich verursachender Begleitumstände vorgenommen.

Die Auswertung der Umfrageergebnisse erfolgt wesentlich über bekannte Kennwerte der deskriptiven Statistik wie Mittelwerte ( $\bar{x}_i$ ) und Standardabweichungen ( $\sigma$ ). Die Signifikanz von Unterschieden zwischen verschiedenen Gruppen wird nach Schiefer [Sch18a] im Falle metrischer Variablen über einen t-Test überprüft. Auf Basis der Mittelwerte und Standardabweichungen der Stichproben wird der p-Wert als Maß für die Irrtumswahrscheinlichkeit bestimmt. Bei einer geforderten statistischen Sicherheit von typischerweise 95 % (entsprechend einer Irrtumswahrscheinlichkeit von 5 %) darf p zum Nachweis der statistischen Signifikanz einer Aussage nicht größer als 0,05 sein. Für die Beurteilung nicht-skalärer Größen wird ein Chi<sup>2</sup>-Unabhängigkeitstest angewendet. Dabei wird der statistische Zusammenhang zwischen zwei Merkmalen auf Basis der erwarteten und theoretischen Häufigkeiten der Merkmalsausprägungen untersucht [Sch18a]. Beim Chi<sup>2</sup>-Test bedeutet ein p-Wert unter 0,05 eine statistisch signifikante Abhängigkeit der überprüften Variablen. Die Art der Abhängigkeit wird über den Test nicht erfasst.



### 3.2.3 Ergebnisse der Umfrage und Einordnung der Erkenntnisse

Das durchschnittliche Alter der Umfrageteilnehmer beträgt 50,3 Jahre ( $\sigma = 9,9$  Jahre). Durchschnittsalter und die Altersverteilung zeigen eine gute Übereinstimmung mit den Fahrerdaten von Bunte und Hipp [Bun15] und einer Erhebung von Moder [Mod21]. Im Durchschnitt haben die Fahrer zum Zeitpunkt der Befragung 6,8 Jahre ( $\sigma = 5,3$  Jahre) Fahrpraxis. Zum Zeitpunkt der beschriebenen Fahrsituationen haben die Fahrer durchschnittlich 4,1 Jahre ( $\sigma = 4,3$  Jahre) Fahrpraxis. Die Teilnehmer sind überwiegend männlich (86 %) und fahren zu 67 % vorrangig Velomobile und zu 33% Trikes. Im Durchschnitt legen die Umfrageteilnehmer mit den Fahrzeugen etwa 7500 km ( $\sigma = 4700$  km) pro Jahr zurück. Velomobilfahrer fahren durchschnittlich 8400 km ( $\sigma = 4900$  km) pro Jahr. Die mittlere Fahrleistung der Velomobilnutzer liegt in dieser Befragung damit etwas unterhalb der mittleren Fahrleistung aus der Befragung zur generellen Fahrzeugnutzung (9900 km p. a., siehe 3.1.1). Trike-Fahrer liegen mit 5700 km ( $\sigma = 3800$  km) signifikant ( $p = 0,017$ ) unter diesem Wert.

26,8 % aller beschriebenen Situationen sind Alleinunfälle, 27,6 % sind Unfälle mit anderen Beteiligten, 20,3 % sind Beinaheunfälle mit anderen Beteiligten und 25,2 % sind Allein-Beinaheunfälle. Es gibt keinen signifikanten Zusammenhang zwischen Fahrzeugtyp und Unfallart ( $p = 0,85$ ). Velomobile sind zum Zeitpunkt des Vorfalls mit einer Durchschnittsgeschwindigkeit von 28,6 km/h ( $\sigma = 15,2$  km/h) signifikant ( $p = 0,02$ ) schneller als Trikes mit einem Durchschnitt von 21,6 km/h ( $\sigma = 9,6$  km/h). Die meisten der beschriebenen Situationen ereigneten sich auf der Fahrbahn (79,7 %). Ein kleinerer Anteil der Vorfälle wurde auf Radwegen beschrieben (16,3 %) und sehr wenige Situationen auf anderen oder unbefestigten Wegen (4,1 %). Zwischen den verschiedenen Fahrzeugen zeigen sich keine signifikanten Unterschiede in der Nutzung der verschiedenen Fahrbahntypen.

#### **Alle Unfälle**

Velomobilfahrer weisen über alle tatsächlichen Unfälle hinweg eine etwas geringere Verletzungsrate (42%) auf als Trike-Fahrer (52%). Aufgrund der begrenzten Datenmenge kann dieser Unterschied noch nicht als signifikant angesehen werden ( $p = 0,41$ ). Obwohl Velomobile zum Zeitpunkt des Unfalls im Mittel mit signifikant ( $p = 0,04$ ) höherer Geschwindigkeit fahren (26,2 km/h) als Trikes (18,1 km/h) besteht damit kein höheres Verletzungsrisiko. Nach Helak et al. [Hel17] ist die Fahrgeschwindigkeit nachweislich ein signifikanter Einflussfaktor für die Unfallschwere bei Fahrradunfällen. Es scheint plausibel, dass die aerodynamische Hülle von Velomobilen Verletzungen durch den direkten Kontakt des Fahrers mit der Umgebung verhindert, insbesondere bei Überschlägen, was insgesamt zu weniger häufigen und weniger schweren Verletzungen führen kann.

#### **Alleinunfälle**

Tabelle 3.1 gibt einen Überblick über die bei Alleinunfällen auftretenden Faktoren und Ursachen. Der überwiegende Anteil der Unfälle lässt sich in Übereinstimmung mit den Ergebnissen von Bunte und Hipp [Bun15] auf eine zu hohe nicht den Gegebenheiten angepasste Geschwindigkeit zurückführen. Dieser Faktor tritt in der Regel in Kombination mit ungünstigen Straßenverhältnissen auf. Vorrangig sind hier verminderte Reibungskoeffizienten zu nennen. Bei Situationen in denen die Fahrbahnunebenheit als beteiligte Unfallursache genannt werden, wird häufig ein leichtes Abheben des Hinterrades aufgrund der Unebenheiten beschrieben. Aufgrund des in der Regel einzelnen Hinterrades geht damit die Spurführung des Fahrzeugs verloren, was ein Übersteuern und in Konsequenz einen Fahrzeugüberschlag bedeuten kann. Übereinstimmend sind ungünstige Straßenverhältnisse auch für konventionelle Fahrräder nach Utriainen [Utr20] an etwa 50 % der Alleinunfälle beteiligt. In 15 % der Fälle deutet die Unfallbeschreibung auf ein untersteuerndes Verhalten und damit auf eine verminderte Lenkbarkeit aufgrund eines geringen Seitenkraftpotentials an der Vorderachse hin. Diese Art von Unfällen ist in der

Regel durch die Kollision mit der Umgebung gekennzeichnet. Kollisionen mit Hindernissen sind hier im Gegenteil zu Unfällen konventioneller Fahrräder (vgl. [Sch12]) in der Regel keine Unfallursache sondern das Unfallresultat.

**Tabelle 3.1:** Ursachen und Einflüsse bei Alleinunfällen

Ursachen für Alleinunfälle ( $n = 33$ )	absolute Anzahl	relativer Anteil
Unangepasste Fahrgeschwindigkeit	22	67 %
Ungünstige Straßenverhältnisse	16	49 %
- Reduzierter Reibbeiwert (Nässe, Verschmutzung, Schnee, Eis)	13	40 %
- Unebenheit	8	24 %
Straßenverlauf, starke/ungleichmäßige Kurvenkrümmung, zu starker Lenkeinschlag	8	24 %
Ausweichmanöver	2	7 %
Seitenwind	2	7 %
Wildunfälle	2	7 %
Sonstige	4	12 %

Von der inhärenten Instabilität konventioneller Fahrräder sind die hier betrachteten Fahrzeuge nicht betroffen, sodass ein Kontrollverlust bei kleinen Geschwindigkeiten nicht auftritt (16 % der Fahrrad-Alleinunfälle [Sch12]). Situationen, in denen Übersteuern und damit ein Verlust der Stabilität beschrieben wird (27 % der Alleinunfälle), führten in allen Fällen zu einem Überschlag des Fahrzeugs. Insgesamt wird ein seitliches Überschlagen des Fahrzeugs (Rollover) in 79 % aller Alleinunfälle beschrieben. Es wird deutlich, dass der Fahrzeugüberschlag damit eine der größten Gefahren der mehrspurigen Fahrradfahrzeuge darstellt.

Insgesamt kam es bei etwa 46 % der Alleinunfälle zu Personenschäden. Bei 87 % der Unfälle mit Personenschaden waren die Verletzungen so gering, dass sie keine ärztliche Behandlung erforderten. In den übrigen Fällen war eine ambulante medizinische Versorgung ausreichend. Velomobilfahrer wurden

seltener verletzt (40 %) als Trike-Fahrer (62 %). Der Unterschied kann aufgrund der geringen absoluten Zahlen noch nicht als signifikant angesehen werden ( $p = 0,42$ ). Nur 6 % der Situationen wurden polizeilich erfasst.

#### **Unfälle mit Fremdeinwirkung**

Im Rahmen der Erhebung wurden 34 Unfallsituationen mit Fremdeinwirkung erfasst. Etwa 38 % der gemeldeten Unfälle wurden von der Polizei aufgenommen. In den meisten Fällen (85 %) wird als Unfallverursacher die andere beteiligte Partei angegeben. Es ist anzunehmen, dass diese Einschätzung einer subjektiven Verzerrung unterliegen kann. In den meisten Fällen wird davon ausgegangen, dass das eigene Fahrzeug vom Unfallgegner übersehen wurde. Die Unfälle lassen sich auf Basis der Unfallumstände grob in zwei Cluster einordnen. Ein Cluster umfasst klassische Vorfahrtsfehler. Diese Fälle machen zusammen etwa 36 % der Unfälle mit gegnerischem Verschulden aus. In etwas weniger als der Hälfte dieser Fälle befuhr das Trike oder Velomobil einen Radweg. Das zweite Cluster umfasst etwa 31 % der Unfälle mit fremdem Verschulden und ist durch Auffahrunfälle auf das Trike oder Velomobil gekennzeichnet. 56 % dieser Fälle ereigneten sich im fließenden Verkehr, ohne Bremsung des Fahrzeuges und bei meist guten Sichtverhältnissen. In den übrigen Fällen stand das Fahrzeug beispielsweise beim Warten an einer roten Ampel. Der Anteil der Auffahrunfälle ist deutlich höher als für konventionelle Fahrräder (10 % nach [Wis19]).

45 % der Unfälle mit Fremdeinwirkung endeten mit Personenschäden. Damit entspricht der relative Anteil der verletzten Fahrer in etwa dem der Alleinunfälle, wobei der Verletzungsgrad bei Unfällen mit Fremdbeteiligung im Durchschnitt etwas, aber nicht signifikant, höher ist ( $p = 0,21$ ). Bei Unfällen auf der Straße zeigen sich ähnliche Konfigurationen wie für konventionelle Fahrräder nach Wisch et al. [Wis19] und Billot [Bil14]. Nach subjektiver Einschätzung der Umfrageteilnehmer wurden diese durch den Unfallgegner meist übersehen. Spezifische Untersuchungen zur Sichtbarkeit und Wahrnehmung von Velomobilen und anderen Liegerädern durch andere

Verkehrsteilnehmer fehlen. Daher kann nicht evaluiert werden, ob die geringe Gesamthöhe der Fahrzeuge einen signifikanten negativen Einfluss auf die Wahrnehmung durch andere Verkehrsteilnehmer ausübt.

### Multiple Korrespondenzanalyse

Im Rahmen einer multiplen Korrespondenzanalyse können Verbindungen zwischen den Ausprägungen verschiedener Merkmale und damit häufig zusammen auftretende Faktoren bestimmt werden. Die theoretischen Hintergründe des Verfahrens können den Beschreibungen von Greenacre [Gre89] entnommen werden. Eine grafische Darstellung der Ergebnisse der multiplen Korrespondenzanalyse ist in Anhang A1 zu finden. Aus der Korrespondenzanalyse resultieren die in Tabelle 3.2 zusammengefassten typischen Faktoren als Unfallmerkmale der verschiedenen Unfallkategorien. Unspezifische Faktoren treten etwa gleichverteilt über alle Kategorien auf. In der Tabelle *kursiv* hervorgehobene Faktoren sind eher typisch für Beinaheunfälle. Weiterhin werden typische Situationsbeschreibungen (Konfigurationen) für die Unfallarten angegeben.

**Tabelle 3.2:** Typische Unfallfaktoren für die verschiedenen Unfallkategorien auf Basis der multiplen Korrespondenzanalyse, *kursive Faktoren* sind eher typisch für Beinahe-unfälle

Faktoren	Konfigurationen
Allein-Unfall / Allein-Beinaheunfall	Konfiguration A1: „einfaches Kippen“: Kippen des Fahrzeugs aufgrund zu hoher Kurvengeschwindigkeit/zu großen Lenkeinschlags, damit Überschreitung der zulässigen Grenzquerbeschleunigung, zum Teil aufgrund von schlecht einsehbaren oder unstetigen Kurven
	Konfiguration A2: „Übersteuern und Kippen“: Dreherschleudern des Fahrzeugs aufgrund Seitenkraftverlustes an der Hinterachse als Folge von Fahrbahnunebenheit oder reduziertem Reibwert, woraufhin sich das Fahrzeug <i>querstellt und überschlägt</i>

Fortsetzung der Tabelle auf Folgeseite

Faktoren	Konfigurationen
Unfall / Beinaheunfall mit Fremdeinwirkung	Konfiguration B1: „Vorfahrtsfehler“: Übersehen des Fahrzeugs beim Abbiegen oder Überqueren einer vorrangigen Straße
	Konfiguration B2: „Vorfahrtsfehler II“: Übersehen des Fahrzeugs beim Abbiegen, während sich das Fahrzeug auf einem parallel zur Fahrbahn angelegten Radweg bewegt
	Konfiguration B3: „Auffahrunfall“: Auffahrt auf das Fahrzeug von hinten im fließenden Verkehr, während das Fahrzeug steht, aus der Fahrt heraus oder beim Anfahren
Unspezifische Faktoren: Fahrzeugtyp, niedrige und mittlere Geschwindigkeiten (< 40 km/h), Jahreszeiten mit Ausnahme Winters, Fahren auf der Straße, kleine und mittlere Fahrzeugschäden (< 1000 €)	

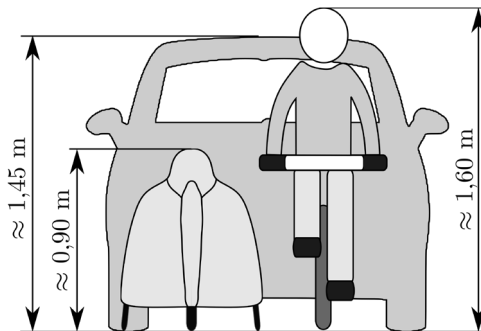
### Zusammenfassung

Über alle Unfallarten hinweg lässt sich feststellen, dass Situationen überwiegen, bei denen sich die betrachteten Fahrzeuge auf der PKW-Fahrbahn bewegen. Mit einem Anteil von etwa 80 % liegt dies deutlich höher als der entsprechende Nutzungsanteil für herkömmliche Fahrräder (45 % - 50 % [Sch12]). Ursachen für die vermehrte Nutzung der PKW-Fahrbahn können in fehlender oder nicht geeigneter Radinfrastruktur liegen. Die größere Fahrzeugbreite, geringere Manövrierfähigkeit und gleichzeitig höhere Fahrgeschwindigkeit der Fahrzeuge erschweren den Einsatz auf konventionellen Radwegen.

Im Bereich der Alleinunfälle können Überschreitungen der Kippgrenze durch zu hohe Kurvengeschwindigkeiten oder durch vorhergehendes Drehschleudern aufgrund eines Seitenkraftverlustes am Hinterrad als wesentliche Unfallursachen festgestellt werden. Diese Situationen sind durch die fahrdynamischen Charakteristika der Fahrzeuge geprägt und damit relevant für die fahrdynamischen Untersuchungen in späteren Abschnitten. Auf Basis der Unfallbeschreibungen lässt sich keine besondere Relevanz von Ausweichmanövern feststellen. Eine Abbildung von Unfallkonfiguration A1 nach Tabelle 3.2 ist

auf Basis von einfachen Fahrmanövern wie der stationären Kreisfahrt, dem Lenkungszuziehen oder dem Lenkwinkelsprung möglich.

Unfälle mit Fremdeinwirkung sind in der Regel nicht auf fahrdynamische Ursachen an den untersuchten Fahrzeugen zurückzuführen. Auffällig ist der relativ hohe Anteil an Auffahrunfällen. Mangelnde Wahrnehmbarkeit ist auch bei herkömmlichen Fahrrädern als Risikofaktor bekannt [Tho08, Abd20]. Gegenüber konventionellen Fahrrädern könnten Velomobile und Trikes aufgrund der geringen Fahrzeughöhe weitere Defizite hinsichtlich der Wahrnehmbarkeit durch andere Verkehrsteilnehmer aufweisen. Dies kann insbesondere bei vollständiger oder teilweiser Verdeckung durch Fahrbandbauungen, parkende oder fahrende Fahrzeuge der Fall sein. Abbildung 3.3 veranschaulicht in diesem Zusammenhang die Größenverhältnisse von Velomobil, Radfahrer und Kleinwagen.



**Abbildung 3.3:** Vergleich der Gesamthöhe von Velomobil, Radfahrer und Kleinwagen

Möglichkeiten zur Vermeidung von Unfällen mit Fremdeinwirkungen können hauptsächlich Maßnahmen sein, die Sichtbarkeit und Wahrnehmbarkeit der Fahrzeuge erhöhen. Flaggen, die nach der Studie von Ayres [Ayr19] bei Trikes häufig verwendet werden, sind im Hinblick auf die angestrebte Aerodynamik für Velomobile kaum geeignet. Eine technisch aufwändigere Lösung, die in Zukunft zum Einsatz kommen könnte, wäre die Integration in die Car2X-Kommunikationsnetze. Prinzipiell ist eine Lösung denkbar, bei der keine zusätzliche Hardware im Fahrzeug installiert wird, sondern das Smartphone

als Kommunikationsmittel und Sensorcluster genutzt wird. Entsprechende Überlegungen im Hinblick auf Fußgänger und den konventionellen Radverkehr finden sich in [Dho14] und [Eng13].



## **4 Bestimmung von Fahrzeugparametern**

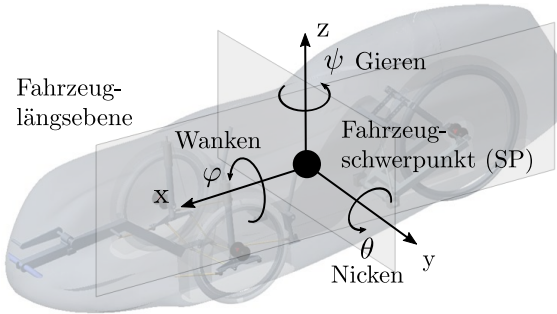
In diesem Abschnitt erfolgt eine Untersuchung aktueller Fahrzeugmodelle hinsichtlich grundlegender Fahrzeugparameter. Ziel der Untersuchungen ist das Abbilden und Abgrenzen von Parameterräumen für die Schwerpunktslage in Längsrichtung, Schwerpunktshöhe, Masse inkl. Fahrer und Gierträgheitsmoment. Diese Parameter sind Voraussetzung für die meisten fahrdynamischen Modelle. Darüber hinaus werden für einen geringeren Umfang an Fahrzeugen Messungen der Nick- und Wankträgheit durchgeführt. Am Ende dieses Abschnitts ist damit die Fahrzeugklasse der Velomobile durch die Eingrenzung des Parameterraums der betrachteten Fahrzeugparameter definiert. Folgende Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit und darüber hinaus können damit auf Basis realistischer Parametersätze durchgeführt werden.

### **4.1 Fahrzeugkoordinatensystem und Parameter**

Die Definition des Fahrzeugkoordinatensystems folgt in dieser Arbeit den gängigen Konventionen der ISO 8855 ([DIN11], ehemals DIN 70000) für Straßenfahrzeuge. Das fahrzeugfeste Koordinatensystem wird als kartesisches Koordinatensystem im Fahrzeugschwerpunkt gemäß Abbildung 4.1 definiert.

Die Position des Schwerpunkts innerhalb des Fahrzeugs wird in der Regel über eine Referenzierung auf die Radaufstandspunkte definiert. Die Schwerpunktshöhe ergibt sich als vertikaler Abstand des Schwerpunkts zur Radaufstandsebene. Die seitliche Schwerpunktsposition ist der horizontale Abstand des Schwerpunkts zur geometrischen Fahrzeuglängsebene. Im Idealfall und bei den meisten modellhaften Abbildungen wird davon ausgegangen, dass der

Schwerpunkt in der Fahrzeuglängsebene liegt. Die Trägheitsmomente des Fahrzeugs werden auf die Drehachsen des Fahrzeugschwerpunkts bezogen.



**Abbildung 4.1:** Fahrzeugfestes Koordinatensystem in Anlehnung an DIN ISO 8855

Die notwendigen Parameter eines Fahrdynamikmodells variieren in Abhängigkeit der angestrebten Modellierungstiefe. Tabelle 4.1 gibt einen Überblick über notwendige Parameter für verschiedene fahrdynamische Modelle.

Für die Beschreibung mit dem einfachsten Modell, dem linearen Einspurmodell, reichen für eine Beschreibung des stationären Verhaltens demnach Informationen über die Masse, den Radstand, die Schwerpunktslage und das linearisierte Reifenverhalten. Im instationären Fall wird weiterhin die Gierträchtigkeit benötigt. Mit steigender Modellkomplexität steigt die Anzahl der notwendigen Parameter und in der Regel der Messaufwand zur Bestimmung dieser Parameter.

Ziel dieser Arbeit ist eine erste fahrdynamische Charakterisierung der Fahrzeugklasse der Velomobile. Dafür erfolgt eine Modellierung der grundsätzlichen fahrdynamischen Eigenschaften mittels der einfacheren Modelle. Die allgemeinen Parameter und die Parameter der Schwerpunktslage gehen in alle Modelle ein, sind mit niedrigem Messaufwand zu erfassen und werden daher für alle Fahrzeuge zur Darstellung der Bandbreite dieser Fahrzeugparameter erfasst. Die Gierträchtigkeit ist ebenfalls Voraussetzung für alle Modelle, weshalb auch dieser Parameter für alle Fahrzeuge erfasst wird. Da die

Bestimmung der Gierträchtigkeit mit höherem Messaufwand verbunden ist, sollen auf Basis der hier durchgeführten Messungen Vorhersagemodelle zur Approximation der Gierträchtigkeit geschaffen werden, um eine realistische Schätzung für zukünftige Untersuchungen zu ermöglichen. Die übrigen Trägheiten werden nur bedingt für die grundlegenden Modelle benötigt und für eine reduzierte Anzahl an Fahrzeugen bestimmt. Im Rahmen der Untersuchungen erfolgt keine spezifische Betrachtung bestimmter Fahrwerkskomponenten. Eine Vermessung der Achskinematik der einzelnen Fahrzeuge ist damit nicht vorgesehen. Die Reifen sind als Kraftübertragungselemente zwischen Fahrzeug und Fahrbahn von besonderer Bedeutung. Auf diese wird in Abschnitt 5 näher eingegangen.

**Tabelle 4.1:** Notwendige Eingangsparameter für verschiedene fahrdynamische Modelle

		Einspurmodell		Zweispurmodell		Vierrad-/MKS-Modell	Messaufwand
		linear	nicht-linear	eben <sup>1</sup>	räumlich <sup>2</sup>		
Allgemeine Parameter	Masse	++	++	++	++	++	Sehr niedrig
	Radstand	++	++	++	++	++	Sehr niedrig
	Spurweite		+	++	++	++	Sehr niedrig
Schwerpunkt-lage	X	++	++	++	++	++	Niedrig
	Y		+	+	+	+	Niedrig
	Z		++	++	++	++	Niedrig
Trägheitsmomente	Gieren	+	++	++	++	++	Hoch
	Nicken		+	+	++	++	Hoch
	Wanken		+	+	++	++	Hoch
Reifen	Linear	++	++	++	++	++	Hoch
	nichtlinear		+	+	+	+	Sehr hoch
Fahrwerk	Feder-Dämpfer-Kennlinien			+	+	+	Hoch
	Achskinematik			+	+	+	Hoch
	Nickachse			+	++	++	Hoch
	Wankachse		+	+	++	++	Hoch

++ notwendiger Parameter, + je nach Modellierungstiefe notwendig

<sup>1</sup> ohne Wank-/Nickbewegung, <sup>2</sup> mit Wank-/Nickbewegung

## 4.2 Untersuchte Fahrzeug-Fahrer-Kombinationen

Die Untersuchung der Fahrzeugparameter erfolgt für eine Auswahl verschiedener Fahrzeuge zur Abbildung einer großen Bandbreite an Fahrzeugeigenschaften. Tabelle 4.2 gibt einen Überblick über die untersuchten Fahrzeuge. Zusätzlich zu den Velomobilen (Fahrzeuge 1 – 10) werden drei unverkleidete Liegeräder (Trikes, Fahrzeuge 11 – 13) in den Benchmark aufgenommen.

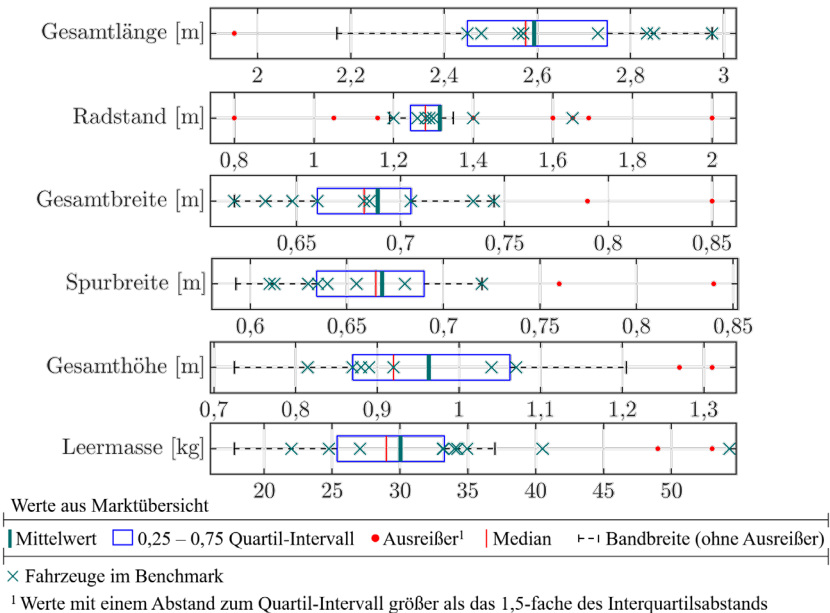
**Tabelle 4.2:** Parameter der untersuchten Fahrzeuge

	Nr.Bezeichnung	Konfiguration	Radstand [m]	Spurweite [m]	Leermasse [kg]	Kategorie nach [Loh18]*
Velomobile	1 Alpha7	2F1R	1,30	0,68	22,1	R <sup>1</sup>
	2 Quattrovelo	2F2R	1,20	0,62 / 0,50	33,2	A
	3 MilanSL	2F1R	1,30	0,56	27,1	R
	4 DF	2F1R	1,26	0,66	24,8	R
	5 Kyte <sup>2</sup>	2F1R	1,40	0,71	33,2	A
	6 Quest	2F1R	1,29	0,63	34,0	R
	7 Milan4.2 <sup>3</sup>	2F1R	1,65	0,67	40,5	A <sup>1</sup>
	8 Hilgo	2F1R	1,28	0,72	34,2	A
	9 Leiba Hybrid <sup>2</sup>	2F1R	1,28	0,84	54,3	A
	10 Leiba XStream	2F1R	1,28	0,76	34,9	A
Trikes	11 Gekko	2F1R	1,05	0,77	17,4	
	12 Scorpion Plus	2F1R	1,21	0,86	27,0	
	13 Scorpion FS <sup>2</sup>	2F1R	1,30	0,78	37,3	

\* Lohmeyer [Loh18] teilt Velomobile auf Basis verschiedener Kriterien in die Kategorien Rennvelomobile (R) und Alltagsvelomobile (A), <sup>1</sup> Kategorisierung des Autors auf Basis der Kriterien in [Loh18], <sup>2</sup> Fahrzeuge mit elektrischem Hilfsantrieb, <sup>3</sup> Zweisitzer

Abbildung 4.2 gibt die grundlegenden Parameter der untersuchten Velomobile über der Parameter-Bandbreite im Markt befindlicher Fahrzeuge wieder. Grundlage der Vergleichsgröße ist die Marktübersicht in Anhang B1. Wie aus Abbildung 4.2 hervorgeht decken die untersuchten Fahrzeuge das 0,25-0,75-Quartil-Intervall für jeden der Grundparameter ab. In der Regel wird sogar ein großer Teil der Gesamtbandbreite durch die ausgewählten Testfahrzeuge

erfasst. Insgesamt kann die Fahrzeugauswahl damit als ausreichend repräsentativ für den Gesamtmarkt angesehen werden kann.



**Abbildung 4.2:** Parameter der Versuchsfahrzeuge (nur Velomobile) über der Bandbreite im Markt befindlicher Fahrzeuge

Da die Masseeigenschaften der Fahrzeuge aufgrund des großen Fahrereinflusses stets in Zusammenhang mit dem Fahrer betrachtet werden müssen, kommen für die Untersuchungen verschiedene Fahrer und Fahrerinnen zum Einsatz. Je nach Dauer der Fahrzeugverfügbarkeit und der Verfügbarkeit der Testpersonen werden die Messungen der einzelnen Fahrzeuge mit einer größeren oder kleineren Anzahl verschiedener Fahrer durchgeführt. Die Testpersonen sind so ausgewählt, dass eine große Bandbreite an Fahrertypen gegeben ist. Aufgrund von Einschränkungen bei den verfügbaren Testpersonen ist das Spektrum hin zu männlichen Testpersonen verschoben, die meist im Bereich des Normalgewichts liegen. Die Basisdaten der Fahrer können Anhang B2 entnommen werden.

### 4.3 Fahrzeugschwerpunkte

Der Schwerpunkt ist der wichtigste Punkt bei der dynamischen Betrachtung eines Gesamtfahrzeugs [Mit14]. In der modellhaften Abbildung greifen am Schwerpunkt die Trägheitslasten an und auf die Schwerpunktsachsen beziehen sich die aufgebauten Momentengleichgewichte. Die Schwerpunktsposition in Längsrichtung beeinflusst maßgeblich das Eigenlenkverhalten sowie die Fahrstabilität und ist eine Eingangsgröße für alle querdynamischen Fahrzeugmodelle. Beim dreirädrigen Fahrzeug beeinflusst die Schwerpunktsposition in Längsrichtung, wie in Abschnitt 6.4 erläutert wird, zudem in verstärktem Maße die Kippstabilität. Die Schwerpunktshöhe beeinflusst insbesondere die Kippstabilität und das Wank- und Nickverhalten des Fahrzeugs und damit die Radlastverlagerung bei wirkenden Längs- oder Querbeschleunigungen. Die Kenntnis der Schwerpunktlage ist damit von herausgehobener Bedeutung für die fahrdynamische Modellierung eines Fahrzeugs. Mit den hier angestellten Untersuchungen soll deshalb der Parameterraum üblicher Schwerpunktslagen für die betrachtete Fahrzeugklasse definiert werden.

Die Ermittlung von Schwerpunktslagen für Fahrzeuge ist in der Regel über einfache Versuchsaufbauten möglich. In [Win92] werden diesbezüglich Methoden verschiedener Fahrzeughersteller beschrieben und hinsichtlich der erzielten Ergebnisse verglichen. Grundsätzlich können die Schwerpunktskoordinaten auf Basis von Pendelversuchen oder über Messungen von Auflagerkräften an definierten Fahrwerkspunkten bestimmt werden. Im Rahmen dieser Arbeit erfolgt die Bestimmung des Schwerpunktes über die Messung der Radlasten  $F_{z,i}$  gemäß den in Anhang B3 dargestellten Abbildungen und Gleichungen der Kräfte- bzw. Momentengleichgewichte. Weitere Informationen zur Versuchsmethodik können [Wil21a] entnommen werden.

Die Schwerpunktsposition wird wie in Abbildung 4.3 dargestellt durch die vier Parameter Schwerpunktshöhe über dem Boden  $h_s$ , Abstand vom vorderen Radaufstandspunkt  $l_v$ , Abstand vom hinteren Radaufstandspunkt  $l_h$  und seitliche Schwerpunktsverschiebung bezogen auf die Fahrzeugmittelebene  $y_s$

beschrieben. Weitere Fahrzeugparameter sind die Radradien  $r_v$  und  $r_h$ , der Radstand  $l$  und die Spurweite  $b$ .

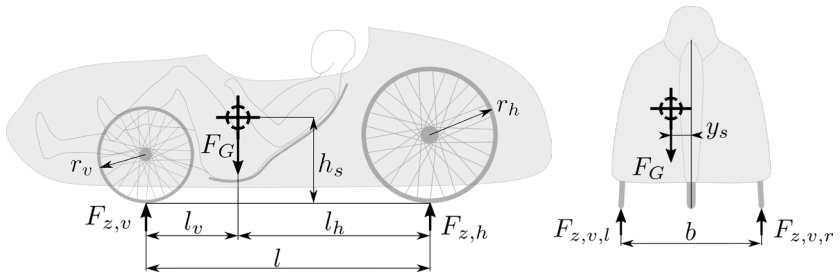


Abbildung 4.3: Parameter der Schwerpunktlage [Wil21a], bearbeitet

Die Darstellung der Ergebnisse der Schwerpunktmessungen erfolgt für die individuellen Fahrzeuge in aggregierter Form auf Basis der Ergebnisse in [Wil21a]. Abbildung 4.4 gibt die ermittelten Schwerpunktlagen der Fahrzeug-Fahrer-Kombinationen in Längsrichtung wieder.

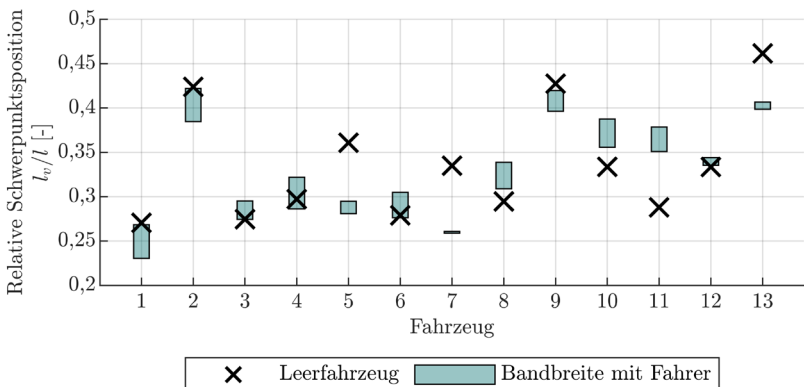


Abbildung 4.4: Ergebnisse der Schwerpunktmessung in Fahrzeuginnenrichtung [Wil21a], bearbeitet

Nach Huston [Hus82] ist ein Fahrzeug in 2F1R-Konfiguration dann fahrstabil, also untersteuernd, wenn sich der Fahrzeugschwerpunkt im vorderen Drittel des Fahrzeugs (bezogen auf den Radstand) befindet, für das vierrädrige

Fahrzeug 2 muss der Schwerpunkt in der vorderen Fahrzeughälfte liegen. Diese Aussagen gelten jeweils unter Annahme identischer Reifen an Vorder- und Hinterachse. Fahrzeuge 1 bis 7 erfüllen diese Bedingung für alle Fahrer. Beim nah an der Stabilitätsgrenze liegenden Fahrzeug 4 könnte ungünstige Zuladung ein übersteuerndes Fahrverhalten verursachen. Ähnliches gilt für Fahrzeug 8 bei welchem der Schwerpunkt für einige Fahrer bereits im instabilen Bereich liegt. Die weiteren Velomobile 9 und 10 liegen aufgrund der mehr hecklastigen Grundauflegung stets im instabilen Bereich. Die Trikes (Fahrzeuge 11 bis 13) sind ebenfalls bei jedem Fahrer im instabilen Bereich. Untersuchungen mit langsamen (quasistatischen) Tretbewegungen des Fahrers zeigen keinen signifikanten Einfluss der Beinposition auf die Schwerpunktlage in Fahrzeuginnenrichtung.

In seitlicher Richtung ist eine Schwerpunktsposition in der Fahrzeugmittelebene anzustreben. Bei seitlichen Abweichungen resultieren Unterschiede in der Kippstabilität und im dynamischen Verhalten je nach Kurvenrichtung. In der Regel weisen die untersuchten Fahrzeuge eine leichte Schwerpunktsverschiebung von bis zu 3 % der Vorderachsspurweite auf die rechte Fahrzeugseite auf. Dies ergibt sich aus den Antriebsbauteilen, die sich typischerweise auf der rechten Fahrzeugseite befinden.

Abbildung 4.5 gibt die ermittelten Schwerpunktshöhen der Fahrzeuge wieder. Die Trikes (Fahrzeuge 11 – 13) weisen höhere Schwerpunkte als die Velomobile auf. Zusammen mit der Spurweite ist die Schwerpunktshöhe die wesentliche Einflussgröße auf die Überschlagsstabilität und Radlastverlagerungen bei auftretenden Längs- und Querbeschleunigungen. Ein tiefer Schwerpunkt ist zu bevorzugen, da er die Kippstabilität erhöht und Radlastverlagerungen verringert. Ein niedriger Schwerpunkt bedingt jedoch eine niedrige Fahrzeuggesamthöhe und niedrige Sitzposition, was Sichtbarkeit und Übersicht des Fahrers negativ beeinflussen kann.

Weiterführende Betrachtungen des Einflusses der Schwerpunktlage auf die Stabilität und Fahrdynamik erfolgen in Abschnitt 6.



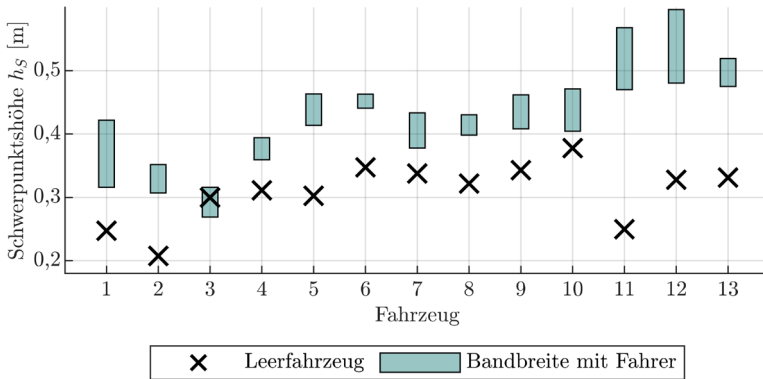


Abbildung 4.5: Schwerpunkthöhe der untersuchten Fahrzeuge [Wil21a], bearbeitet

## 4.4 Fahrzeugträgheiten und Approximation von Trägheitsmomenten

Die Kenntnis des Trägheitsmomentes ist notwendig, wenn mehrdimensionale Fahrzeugbewegungen abgebildet werden sollen, die im Gegensatz zu reinen Längsdynamikmodellen oder stationären Querdynamikmodellen keine Betrachtung als Punktmasse zulassen. Das Gierträgheitsmoment eines Fahrzeugs beeinflusst dabei insbesondere die Reaktion auf Lenkeingaben und äußere Störkräfte und damit entscheidend die Agilität des Fahrzeugs. Für die instationäre Simulation im Einspurmodell ist die Gierträgheit daher ein notwendiger Fahrzeugparameter. Für PKW existieren verschiedene Untersuchungen zur Dimension und Approximation von Trägheitsmomenten, die eine realitätsnahe Abschätzung dieses Parameters für Simulationen ermöglichen (vgl. dazu [Gar88, Gar93, Hey99, Mac97]). Für Velomobile wurden entsprechende Untersuchungen in [Wil21a] angestellt, deren Ergebnisse im Folgenden in zusammengefasster Weise betrachtet werden. Weitere Informationen zu Methodiken und Versuchsaufbauten finden sich in [Wil21a].

Abbildung 4.6 zeigt für die untersuchten Fahrzeuge ermittelte Gierträgheitsmomente. Diese liegen im Bereich zwischen 19 kgm<sup>2</sup> und 43 kgm<sup>2</sup> für die Velomobile. Trikes (Fahrzeuge 11 - 13) weisen demgegenüber etwas geringere Gierträgheiten zwischen 12 kgm<sup>2</sup> und 23 kgm<sup>2</sup> auf.

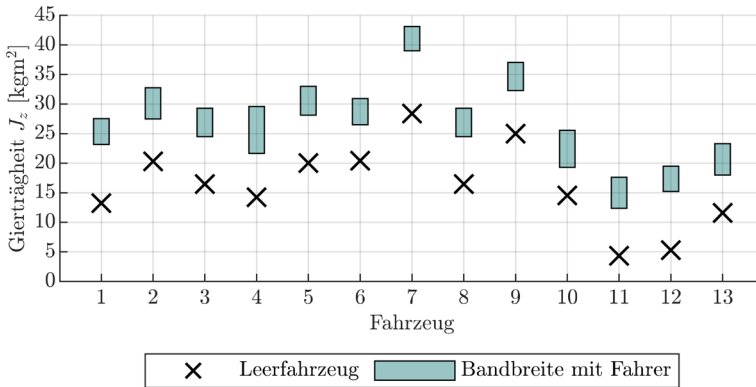
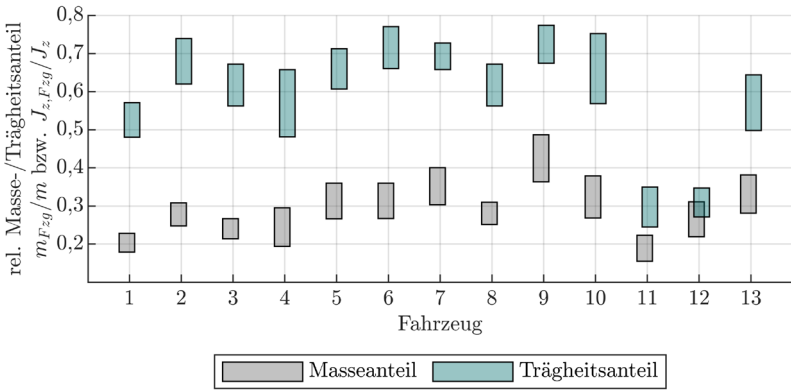


Abbildung 4.6: Gierträgheiten der untersuchten Fahrzeuge [Wil21a], bearbeitet

Abbildung 4.7 gibt die relativen Anteile der Fahrzeugleermasse  $m_{Fzg}$  und des Leer-Gierträgheitsmomentes  $J_{z,Fzg}$  an der Gesamtmasse  $m$  bzw. dem Gesamtgierträgheitsmoment  $J_z$  wieder. Entsprechend der Messungen werden etwa 18 % bis 40 % der Gesamtmasse durch das Fahrzeug verursacht. Bezüglich der Gierträgheit zeigt sich ein größerer relativer Anteil der Fahrzeuggierträgheit. So werden für Velomobile zwischen 48 % und 78 % der gesamten Gierträgheit durch das Fahrzeug hervorgerufen. Für die Trikes ohne Elektroantrieb (Fahrzeuge 11 und 12) liegt der Trägheitsanteil signifikant geringer im Bereich von 25 % bis 35 %. Für Velomobile wird die Masse somit vorwiegend durch den Fahrer, die Trägheit jedoch vorwiegend durch das Fahrzeug bedingt. Konstruktive Änderungen am Fahrzeug können damit signifikant die Gesamtgierträgheit beeinflussen.



**Abbildung 4.7:** Masse- und Trägheitsanteile des Leerfahrzeugs zum Fahrzeug mit Fahrer

Die Identifikation von Fahrzeugparametern mit signifikantem Einfluss auf die Gierträgheit erfolgt wie in [Wil21b] beschrieben mittels einer Korrelationsanalyse. Diese wird in einem zweiten Schritt durch eine partielle Korrelationsanalyse zum Aufdecken von Scheinkorrelationen ergänzt. Eine grafische Darstellung der Korrelationen und detaillierte Ergebnisse für die verschiedenen Fahrzeugparameter können Anhang B4 entnommen werden. Signifikante Korrelationen bestehen zwischen der Gierträgheit und den Größen: Radstand  $l$ , Gesamtlänge  $L$ , Fahrzeugmasse  $m_{Fzq}$ , Fahrermasse  $m_F$  und Schwerpunktslage  $l_v$ .

Wie in [Wil21a] gezeigt wird, kann die Ableitung eines empirischen Approximationsmodells beispielsweise auf Basis einer manuell definierten Ansatzfunktion oder über ein algorithmisches Vorgehen in Form einer multiplen linearen oder nichtlinearen Regression erfolgen. In [Wil21a] konnte mit den manuell aufgestellten Modellen gegenüber den algorithmischen Ansätzen eine hohe Abbildungsgüte in der Regel mit einer geringeren Anzahl notwendiger Parameter erreicht werden. Grundlage für die Entwicklung manuell definierter Approximationsmodelle können die in Tabelle 4.3 zum Vergleich dargestellten Approximationsformeln für die Gierträgheit von PKW darstellen [Wil21a].

**Tabelle 4.3:** Approximationsmodelle für PKW-Gierträgheiten [Wil21a]

Modell	Quelle	Kommentar
$J_z = 0,25ml^2$	[Mit14]	
$J_z = ml_v l_h$	[Mit14]	
$J_z = 0,1478mll$	[Mac97]	PKW mit Frontantrieb
$J_z = 0,4622mbl$	[Mac97]	SUV
$J_z = 0,1525mll$	[Mac97]	Vans / Kombilimousinen
$J_z = 0,95 \frac{ml^2}{4}$	[Hey99]	

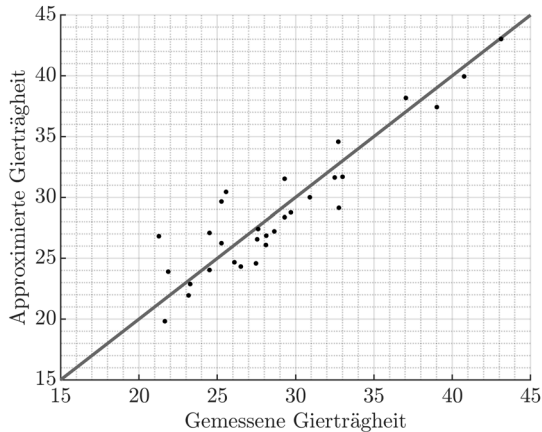
Tabelle 4.4 gibt für die verschiedenen Fahrzeuggruppen jeweils das Modell mit der höchsten Abbildungsgüte auf Basis der Untersuchungen in [Wil21a] wieder. Werden Trikes und Velomobile unabhängig voneinander betrachtet, ergibt sich als bestes Modell jeweils ein Ansatz, welcher den Fahrzeug- und Fahrereinfluss mit je einem eigenen Parameter berücksichtigt. Wie aus Tabelle 4.4 hervorgeht, ist beim Velomobil gegenüber den Trikes in Übereinstimmung mit den Ergebnissen der Trägheitsmessung ein vergleichsweise höherer Einfluss des Fahrzeugs auf die Trägheit im Modell abgebildet.

**Tabelle 4.4:** Approximationsmodelle für Gierträgheiten nach Fahrzeuggruppe

Fahrzeuggruppe	Bestes manuelles Modell aus [Wil21a]	Parameter	R <sup>2</sup>	RMSE
Alle Fahrzeuge	$J_z = c_1 mll$	$c_1 = 0,071$	0,89	2,49
Velomobile	$J_z = c_1 m_{Fzg} l^2 + c_2 m_F$	$c_1 = 0,244$ $c_2 = 0,173$	0,84	2,28
Trikes	$J_z = c_1 m_{Fzg} l^2 + c_2 m_F$	$c_1 = 0,155$ $c_2 = 0,142$	0,91	1,16

Werden alle Fahrzeuge gemeinsam betrachtet, ergibt das für PKW mit Frontantrieb gegebene Modell aus [Mac97] eine gute Approximation. Gegenüber dem PKW ist der Koeffizient  $c_1$  etwa halb so groß. Abbildung 4.8 zeigt für die Velomobile vergleichend die approximierte Trägheit über der gemessenen Trägheit. Die Linie stellt den Idealwert dar. Das Approximationsmodell liefert demnach eine gute Näherung der tatsächlichen Trägheit. Vereinzelt treten

größere Abweichungen auf, was auf die große Bandbreite an Fahrzeug- und Fahreigenschaften und die damit großen relativen Unterschiede zwischen den einzelnen Kombinationen zurückzuführen ist.



**Abbildung 4.8:** Vergleich von approximierter und gemessener Trägheit für die Fahrzeuggruppe der Velomobile

In den Untersuchungen von MacInnes et al. [Mac97] konnten für PKW etwas höhere Abbildungsgüten erreicht werden, wobei berücksichtigt werden muss, dass die Fahrzeuge in enger definierte Fahrzeugklassen mit damit geringeren relativen Unterschieden gegliedert werden konnten. Eine weitere Unterteilung der Velomobile ist auf Basis der begrenzten Messdaten aktuell nicht sinnvoll. Zusammenfassend kann mit den entwickelten Approximationsmodellen eine realistische Abschätzung der Größenordnung der Gierträgheit vorgenommen werden.



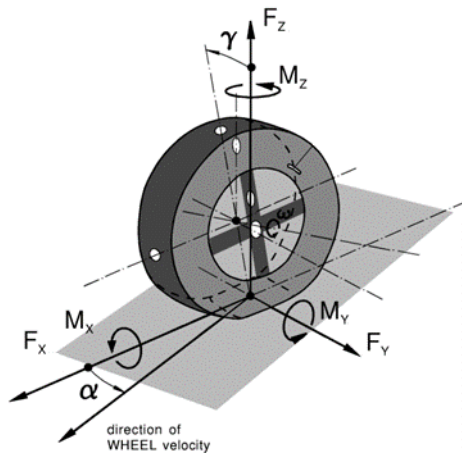
# 5 Ermittlung lateraler und vertikaler Reifeneigenschaften

Der Reifen stellt das Bindeglied zwischen Fahrzeug und Fahrbahn dar und ist damit eine Komponente mit bedeutendem Einfluss auf die fahrdynamischen Eigenschaften eines Fahrzeugs. Eine realitätsnahe Simulation des Fahrverhaltens ist nur bei Kenntnis realitätsnaher Reifeneigenschaften möglich. Wie anhand des Stands der Technik (Abschnitt 2.4) aufgezeigt werden konnte, sind im Hinblick auf die Kraftübertragungseigenschaften von Fahrradreifen bisher wenige Untersuchungen erfolgt, deren Randbedingungen nur zum Teil die Verhältnisse auf realen Untergründen wiedergeben. Aus diesem Grund werden in diesem Abschnitt weiterführende Untersuchungen zum Reifenverhalten von Fahrradreifen auf Realuntergründen durchgeführt. Primäres Ziel ist dabei ähnlich zur Bestimmung der Fahrzeugparameter das Aufzeigen von Bandbreiten fahrdynamisch relevanter Größen als Grundlage für realitätsnahe fahrdynamische Simulationen. Entsprechend des Schwerpunktes der Arbeit erfolgt eine Fokussierung auf die querdynamischen Reifeneigenschaften.

## 5.1 Kraftübertragungsverhalten von Reifen

Kernaufgabe des Reifens ist die Übertragung der im Fahrbetrieb auftretenden Kräfte zwischen Fahrzeug und Fahrbahn. Die Kraftausbildung erfolgt dabei entsprechend der Gummireibungstheorie nach Kummer und Meyer [Mey64, Höp19] im Wesentlichen über Adhäsions- und Hysterese-Komponenten. Adhäsionskräfte sind auf molekularer Ebene wirkende Kräfte im Kontakt zwischen Gummi und Fahrbahn. Diese sind maßgeblich durch die Größe der Kontaktfläche bestimmt und reduzieren sich deutlich unter Einfluss von Zwischenmedien. Der Hystereseanteil hingegen basiert auf der verlustbehafteten Verformung des Gummis durch die Untergrundrauheit [Mey64, Fac99].

Nach der Gummireibungstheorie wirken Erhöhungen der Flächenpressung und der Temperatur reduzierend auf den Reibungsbeiwert [Gün92, Mey64, Fac99]. Die Beschreibung der Reifenkräfte und -momente erfolgt üblicherweise auf Grundlage des in Abbildung 5.1 dargestellten Tydex-W-Koordinatensystems nach [Unr97].



**Abbildung 5.1:** Kräfte und Momente am rollenden Rad [Unr97]

Koordinatenursprung und damit Kraftangriffspunkt ist der Mittelpunkt der Reifenaufstandsfläche des stehenden Rades. Dieser ergibt sich aus dem Durchstoßpunkt der durch die Reifenmittelebene in Längs- und Querrichtung definierten Achse mit dem Untergrund. Die Einteilung der Kräfte erfolgt in die in Reifenlängsrichtung wirkende Längs- bzw. Umfangskraft  $F_x$ , die dazu orthogonal in der Reifenaufstandsebene wirkende Reifenquerkraft  $F_y$  und die vertikal wirkende Reifenaufstandskraft  $F_z$ . Der Kraftaufbau erfolgt beim Reifen über den Reifenschlupf in Längs- bzw. Querrichtung. Nach [Mit14] berechnet sich der Längsschlupf  $S$  aus der Geschwindigkeitsdifferenz von translatorischer Radgeschwindigkeit in Radmitte  $v_{R,x}$  zur Umfangsgeschwindigkeit des rollenden Reifens bezogen auf Radgeschwindigkeit oder Reifenumfangsgeschwindigkeit je nachdem, ob der Antriebs- oder Bremsfall betrachtet wird. Die Reifenumfangsgeschwindigkeit lässt sich aus dem dynamischen



Reifenhalbmesser  $r_{dyn}$  und der Raddrehwinkelgeschwindigkeit  $\omega_R$  bestimmen.

Gleichungen 5.1a und b geben die Längsschlupfdefinition für Antriebs- und Bremsfall nach [Mit14] wieder. Eine Definition des Längsschlupfes ohne Fallunterscheidung (Gleichung 5.1c) findet sich in [Pac12] und [Gie11].

$$\text{Bremschlupf} \quad S_B = \frac{v_{R,x} - r_{dyn}\omega_R}{v_{R,x}} \quad 5.1a$$

$$\text{Antriebsschlupf} \quad S_A = \frac{r_{dyn}\omega_R - v_{R,x}}{r_{dyn}\omega_R} \quad 5.1b$$

$$\text{Allg. Schlupfdefinition} \quad S = \frac{r_{dyn}\omega_R - v_{R,x}}{v_{R,x}} \quad 5.1c$$

Die Entwicklung von Reifenkräften aus dem Reifenschlupf kann anhand des Bürstenmodells in Abbildung 5.2 erläutert werden. Aufgrund der Relativgeschwindigkeit zwischen Fahrbahn und Reifen ergibt sich über der Länge der Reifenaufstandsfläche eine zunehmende Verformung der Profiltailchen und eine Zunahme der Schubspannung  $\tau$  in der Kontaktfläche. Überschreitet die am Profiltailchen wirkende Kraft die durch den maximalen Reibbeiwert  $\mu_h$  gegebene Haftkraft, geht das Profiltailchen aus dem Haftzustand in den Gleitzustand über und es wirkt der kleinere Reibbeiwert  $\mu_g$  [Lei15]. Die Reifenkontaktfläche lässt sich damit in eine Haft- und eine Gleitzone und der Gesamtschlupf in Verformungsschlupf und Gleitschlupf einteilen.

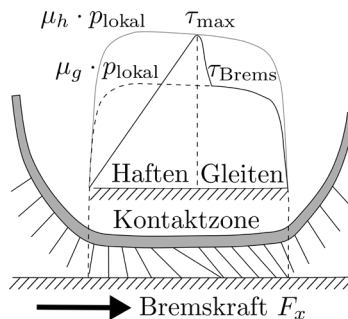
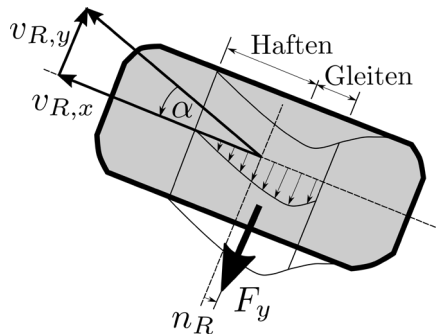


Abbildung 5.2: Haft- und Gleitzone am gebremsten Rad [Ers17a], bearbeitet

Dieser Kraftübertragungsmechanismus gilt übertragen auch für den Seitenkraftaufbau. Bei Kurvenfahrt stellt sich wie Abbildung 5.3 dargestellt eine seitliche Relativgeschwindigkeit  $v_{R,y}$  im Reifenlatsch ein. Der Querschlupf  $S_\alpha$  ergibt sich daraus gemäß Gleichung 5.2 mit dem Schräglaufwinkel  $\alpha$ .

$$S_\alpha = \frac{v_{R,y}}{v_{R,x}} = \tan(\alpha) \quad 5.2$$

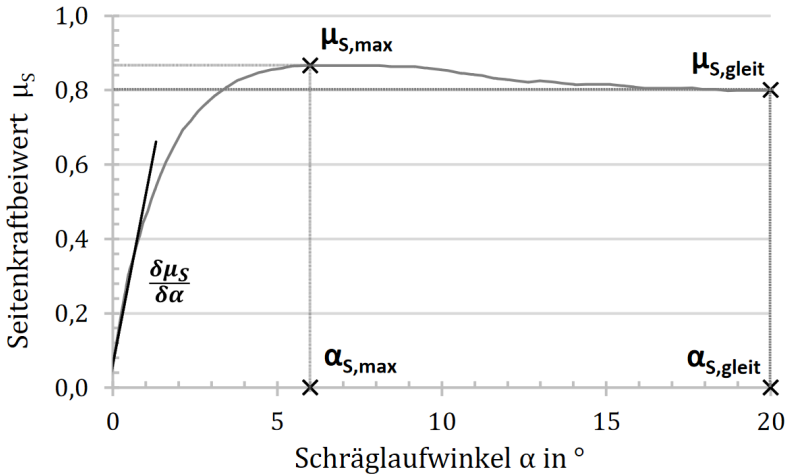
Als Schräglaufwinkel  $\alpha$  ist damit der Winkel zwischen der Reifenmittelebene und der Bewegungsrichtung des Reifenmittelpunktes definiert.



**Abbildung 5.3:** Geschwindigkeitskomponenten unter Schräglauf in Anlehnung an [Ers17a, Sch18b]

Aufgrund der unterschiedlich starken Auslenkung der Profiltailchen und der damit unsymmetrischen Schubspannungsverteilung über dem Reifenlatsch, ergibt sich für die Seitenkraft  $F_y$  als Integral der Schubspannung eine Verschiebung um den Reifennachlauf  $n_R$ . Dies führt zu einem Rückstellmoment  $M_z$  um die Reifenhochachse. Mit steigendem Schräglaufwinkel erfolgt zunächst eine Zunahme des Nachlaufs, bis die übertragbare Schubspannung im hinteren Latschteil die Haftgrenze überschreitet und nur noch der reduzierte Gleitreibbeiwert wirkt. Dadurch kommt es zu einer Verschiebung des Flächenschwerpunktes der Schubspannungsverteilung nach vorn und zu einer Reduzierung des Nachlaufs. Nach [Hol06] wird der Nachlauf maßgeblich durch die geometrischen Reifenparameter beeinflusst. Bei gleicher Radlast

führen breitere Reifen zu einer Verringerung des Nachlaufs, da sich für eine annähernd konstante Aufstandsfläche eine Verkürzung der Latschlänge ergibt. Der grundsätzliche Verlauf der Seitenkraft über dem Schräglaufwinkel, sowie wesentliche Beschreibungsgrößen sind in Abbildung 5.4 dargestellt.



**Abbildung 5.4:** Typischer Seitenkraftverlauf eines PKW-Reifens [Bür19]

Im Bereich geringer Schräglaufwinkel ergibt sich eine näherungsweise lineare Abhängigkeit zwischen Seitenkraft und Schräglaufwinkel, deren Steigung, die Schräglaufsteifigkeit  $c_\alpha$ , eine wichtige Eingangsgröße für viele fahrdynamische Modelle darstellt. Die Bestimmung der Schräglaufsteifigkeit erfolgt nach Gleichung 5.3.

$$c_\alpha = \left| \frac{d(F_y)}{d\alpha} \right| \quad 5.3$$

Als Schräglaufsteifigkeit kann dabei die Steigung der Seitenkraft-Schräglaufkurve im Kraftnulldurchgang (vgl. [Was19, Unr12]) oder zur Darstellung eines größeren Gültigkeitsbereiches eine Sekante vom Nulldurchgang bis zu einem definierten Schräglaufwinkel oder Kraftwert (vgl. [Mit14, Ein10]) verwendet werden. Der Gültigkeitsbereich der Linearisierung ist abhängig vom

Untergrund [Unr12] und wird auf trockener Straße typischerweise bis zu einem Schräglaufwinkel von  $2^\circ$  (vgl. [Gut14]) bis  $3^\circ$  (vgl. [Mit14, Lei15]) angegeben. Nach [Unr12] ist die Schräglaufsteifigkeit für kleine Schräglaufwinkel ausschließlich von der Reifenbeschaffenheit und nicht vom Reifen-Fahrbahn-Kontakt abhängig. Die Schräglaufsteifigkeit nimmt mit steigender Radlast zu, wobei die Zunahme über der Radlast degressiv verläuft. Die zur Radlast normierte Schräglaufsteifigkeit  $c_{\alpha,n}$  nimmt damit mit steigender Radlast ab. Bezogen auf eine Achse ergibt sich dadurch eine Verringerung der wirkenden Achsschräglaufsteifigkeit unter Einwirkung von Querbesehleunigung und der daraus resultierenden Radlastverschiebung. Weitere wesentliche Größen des stationären Seitenkraftverlaufs sind die Höhe  $F_{y,max}$  (bzw.  $\mu_{y,max}$ ) und die Lage  $\alpha_{F_{y,max}}$  des Kraftschlussmaximums, sowie der Gleitseitenkraftbeiwert  $\mu_{y,g}$ .

Kommt es zu einer Veränderung des Schräglaufwinkels oder anderer Einflussgrößen wie der Radlast, erfolgt der Aufbau der zugehörigen Seitenkraft zeitverzögert. In guter Näherung kann der Seitenkraftaufbau über ein Verzögerungsglied erster Ordnung (PT1-Verhalten) abgebildet werden [Gut14, Ein10]. Der zeitliche Aufbau der Seitenkraft folgt damit nach Gleichung 5.4 [Ers17a] mit der Einlauflänge des Schräglaufwinkels  $\sigma_\alpha$  nach Böhm [Böh66, Ein10].

$$F_y(t) = F_{y,stat} \left( 1 - e^{-\frac{v_{R,x} t}{\sigma_\alpha}} \right) \quad 5.4$$

Die Einlauflänge ist der Weg in Reifenlängsrichtung bei dem nach einem Schräglaufwinkelsprung die Seitenkraft etwa 63 % des stationären Endwertes erreicht. Die Einlauflänge ergibt sich nach Gleichung 5.5 als Verhältnis der Schräglaufsteifigkeit zur statischen lateralen Reifensteifigkeit  $c_y$  [Ho100, Pac12]. Nach [Mit14] beträgt die Einlauflänge etwa  $2/3$  Radumdrehungen.

$$\sigma_\alpha = \frac{c_\alpha}{c_y} \quad 5.5$$

In der Simulation kann das Einlaufverhalten entsprechend Gleichung 5.6 über die Differentialgleichung eines PT1-Gliedes abgebildet werden [Unt13].

$$\frac{\sigma_\alpha}{v_{R,x}} \frac{dF_y}{dt} + F_y = F_{y,stat} \quad 5.6$$

Zur Ermittlung der Kraftübertragungseigenschaften eines Reifens können verschiedene Prüfstandsaufbauten in Betracht kommen. Eine grundsätzliche Einteilung kann in Flachbahn- und Trommelprüfstände, sowie mobile Messsysteme wie Messanhänger oder Messfahrzeuge vorgenommen werden.

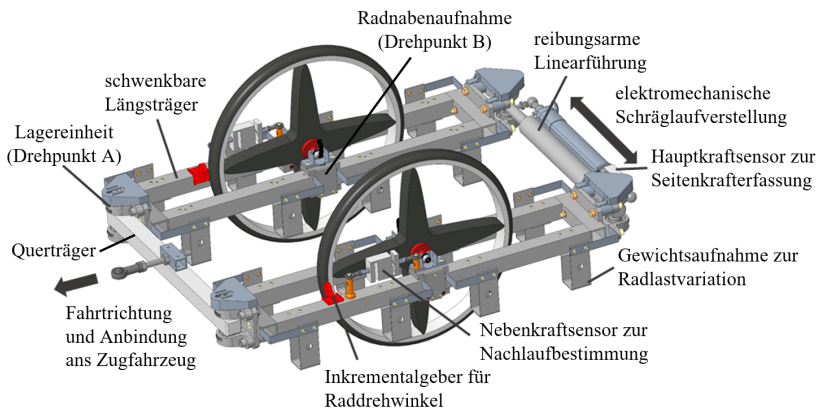
Auf Flachbahnprüfständen wird der Reifen auf einem umlaufenden Stahlband geführt, wobei die Radaufstandskraft über ein Flächenlager aufgenommen wird, sodass sich eine ebene Kontaktfläche ergibt. Je nach Untersuchungsziel kann der Reifen direkt auf dem Stahlband oder einem aufgebrachtten Hochreibwert-Untergrund (Safety-Walk) vermessen werden. Trommelprüfstände können als Außentrommel- oder Innentrommelprüfstand ausgeführt sein. Im Fall des Außentrommelprüfstands rollt der Reifen auf dem Außenumfang einer Stahltrommel. Auch hier kann Safety-Walk als Fahrbahnbelag eingesetzt werden. Bei Innentrommelprüfständen rollt der Reifen im Inneren einer Trommel, was den Vorteil hat, dass neben Stahl und Safety-Walk auch reale Fahrbahnbeläge eingesetzt werden können, die sich bei einer Außentrommel aufgrund der wirkenden Fliehkräfte von der Trommel lösen würden. Innentrommelprüfstände können darüber hinaus auch für Messungen mit spezifischem Wasserfilm oder auf Eis- oder Schneefahrbahnen verwendet werden. Messfahrzeuge oder Messanhänger haben gegenüber den Prüfständen den Vorteil, dass eine Messung im Außenversuch im Prinzip auf beliebigen Realuntergründen ermöglicht wird. Dafür lassen sich die Messbedingungen nur wenig beeinflussen, was zu einer reduzierten Reproduzierbarkeit führt.

## 5.2 Bestimmung des Seitenkraftverhaltens von Fahrradreifen

In diesem Abschnitt erfolgt die Untersuchung der Charakteristika des lateralen Kraftübertragungsverhaltens von Fahrradreifen. Dazu werden zunächst der verwendete Versuchsaufbau und die Auswertemethodik dargestellt.

### 5.2.1 Messaufbau und Messprinzip

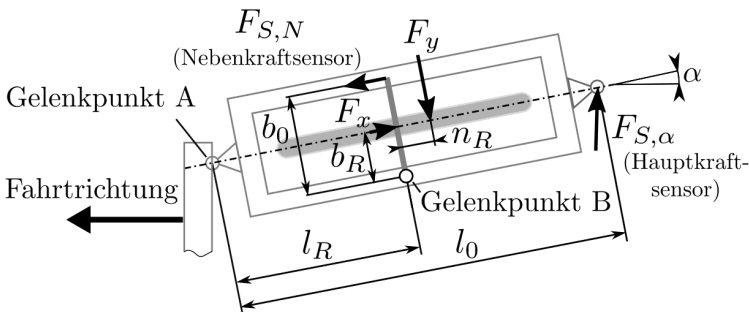
Im Rahmen dieser Arbeit wurde der in Abbildung 5.5 dargestellte Versuchsaufbau in Form eines Reifenmessanhängers verwendet, der die Messung von Seitenkraftkennlinien für Fahrradreifen im Außenversuch ermöglicht. Die Entwicklung des Aufbaus erfolgte wesentlich im Rahmen studentischer Arbeiten (vgl. dazu [Sch17, Thi18, Koh18, Rei20]). Die Messmethodik basiert auf dem in [Col01] vorgestellten Verfahren, erweitert es jedoch um die Erfassung des Rückstellmoments, um eine kontinuierliche Schräglaufverstellung und die Möglichkeit der Erfassung von Einlauflänge und statischer Seitensteifigkeit.



**Abbildung 5.5:** Versuchsanhänger zur Bestimmung von Seitenkraftkennlinien

Das Grundprinzip des Versuchsaufbaus geht auf die symmetrische Kraftausbildung zwischen zwei identischen Reifen zurück, die gegeneinander in der

Spur verstellt werden können. Aus der resultierend aufgebauten Kraft in Abhängigkeit der Spurverstellung kann der Seitenkraftverlauf über dem Schräglaufwinkel bestimmt werden. Der Messanhänger wird über einen zentralen Querträger und eine Spurstange mit einem Zugfahrzeug verbunden. Dieser Aufbau stellt die Parallelität der Längsachsen von Zugfahrzeug und Anhänger sicher und ermöglicht gleichzeitig Relativbewegungen in Wank- und Nickrichtung, was die Beeinflussung von Radlasten durch Fahrbahnebenheiten und Niveauunterschiede zwischen Zugfahrzeug und Anhänger vermeidet. Die Aufnahme der Räder erfolgt in den drehbar (Drehpunkt A in Abbildung 5.5 und 5.6) am Querträger gelagerten Längsträgern in wiederum drehbar gelagerten Radaufnahmen (Drehpunkt B in Abbildung 5.5 und 5.6). Über eine elektromechanische Linearachse mit in Reihe geschaltetem Hauptkraftaufnehmer kann den Rädern ein Schräglaufwinkel bei gleichzeitiger Messung der notwendigen Stellkraft aufgeprägt werden. Zur Abstützung der Torsionsmomente in den Längsrahmen ist parallel zum Kraftaufnehmer eine Linearführung mit reibungsarmen Kugelumlaufbuchsen angebracht. Linearachse und Kraftaufnehmer sind über Kugelgelenke mit beiden Teilen der Linearführung verbunden, sodass Längskräfte übertragen werden, aber kein Momenteneintrag in den Kraftaufnehmer erfolgt. Die am Anhänger wirkenden Kräfte als Grundlage zur Berechnung der am Reifen wirkenden Seitenkraft sind in Abbildung 5.6 für eine Seite des Anhängers dargestellt.



**Abbildung 5.6:** Kräfte am Versuchsanhänger (zur Veranschaulichung wird nur eine Seite dargestellt)

Es ergeben sich zwei Momentengleichgewichte um die Gelenkpunkte A und B zur Bestimmung der Reifenseitenkraft  $F_y$  und des Reifennachlaufs  $n_R$ . Mit dem Abstand  $l_0$  zwischen Gelenkpunkt A und dem Kraftangriffspunkt der Stellkraft  $F_{S,\alpha}$  sowie dem Abstand  $l_R$  vom Gelenkpunkt A zur Radachse folgt für das Momentengleichgewicht um A Gleichung 5.7.

$$\sum M_{i,A} = 0 = F_y(l_R + n_R) - F_{S,\alpha} \cos \alpha l_0 \quad 5.7$$

Das Momentengleichgewicht um Drehpunkt B ergibt sich gemäß Gleichung 5.8 mit dem Abstand  $b_0$  des Nebenkraftsensors zum Drehpunkt B, dem Abstand  $b_R$  der Reifenmittelebene zum Drehpunkt B und der Reifenlängskraft  $F_x$ , die als Störkraft in das Momentengleichgewicht einwirkt.

$$\sum M_{i,B} = 0 = F_y n_R - F_{S,N} b_0 + F_x b_r \quad 5.8$$

Die Reifenlängskraft  $F_x$  resultiert aus dem Rollwiderstand des Reifens. Für die gemessene Nebensensorkraft ergibt sich aus dem Momentengleichgewicht um Punkt B Gleichung 5.9.

$$F_{S,N} = \frac{1}{b_0} (F_y n_R + F_x b_r) \quad 5.9$$

Die ermittelte Sensorkraft setzt sich damit aus einer Rollwiderstandskomponente  $F_x b_r$  und einer Rückstellmomentenkomponente  $F_y n_R$  zusammen. Beim Nulldurchgang der Seitenkraft gilt damit:

$$F_{S,N,0} = F_{S,N} (\alpha_{F_y=0}) = \frac{1}{b_0} F_x b_r \quad 5.10$$

Entsprechend den Untersuchungen in [Dre13] und [Dor13] weisen Fahrradreifen keine ausgeprägten Null-Seitenkräfte  $F_{y,0}$  oder Null-Rückstellmomente auf, sodass der Winkel des Seitenkraftnulldurchgangs  $\alpha_{F_y=0}$  ungefähr  $0^\circ$  betragen muss. Es wird angenommen, dass der Rollwiderstandsbeiwert über dem Schräglaufwinkel annähernd konstant bleibt.



Die um den Rollwiderstandseinfluss bereinigte Nebensensorkraft ergibt sich damit nach Gleichung 5.11.

$$F_{S,N,korr} = F_{S,N} - F_{S,N,0} = F_{S,N} - F_x \frac{b_r}{b_0} \quad 5.11$$

Aufgrund der beschriebenen Einflüsse und Störgrößen bleibt insbesondere die Bestimmung des Nachlaufs mit größeren Unsicherheiten behaftet. Die Seitenkraftbestimmung wird davon nur in geringem Maße beeinflusst

Die Reifenseitenkraft kann aus den Momentengleichgewichten in Gleichungen 5.7 und 5.8 unter Berücksichtigung von Gleichung 5.11 damit auf Basis von Gleichung 5.12 bestimmt werden. Die Berechnung von Nachlauf  $n_R$  und Rückstellmoment  $M_z$  erfolgt nach Gleichungen 5.13 und 5.14.

$$F_y = \frac{1}{l_R} (F_{S,\alpha} \cos \alpha l_0 - F_{S,N,korr} b_0) \quad 5.12$$

$$n_R = \frac{1}{F_y} F_{S,N,korr} b_0 \quad 5.13$$

$$M_z = F_y n_R = F_{S,N,korr} b_0 \quad 5.14$$

Das Messsystem basiert auf der Annahme einer symmetrischen Kraftausbildung zwischen linkem und rechtem Rad, was bei identischen Reifen auf gleichem Untergrund theoretisch der Fall ist. Aufgrund von Fertigungsunterschieden oder spurabhängigen Unterschieden im Fahrbahnreibwert sind geringe Unterschiede im Seitenkraftaufbau zu erwarten. Auf Basis des Kräftegleichgewichtes des Gesamtaufbaus stellen sich an den Rädern in diesem Fall leicht unterschiedliche Schräglaufwinkel ein. Jede Messung ist damit abhängig vom Verhalten des linken und rechten Versuchsreifens, sodass sich eine Mittelung der Eigenschaften beider Reifen ergibt. Die Bestimmung des Schräglaufwinkels erfolgt durch Messung des Verstellweges des Linearantriebs über ein Linearpotentiometer und die Umrechnung in einen mittleren Schräglaufwinkel basierend auf den geometrischen Größen des Messanhängers.

Zusätzlich erfasst ein berührungsloser Drehwinkelgeber den Schräglaufwinkel zwischen Querträger und linkem Längsrahmen zur Detektion eines unsymmetrischen Gesamtlaufs des Anhängers.

Bedingt durch das Messprinzip erfolgt die Messung der Reifenkraft  $F_y$  auf indirektem Wege über die dargestellten Momentengleichgewichte. Gegenüber einer Radmessnabe zur unmittelbaren Bestimmung der Reifenkräfte ergeben sich daraus Nachteile hinsichtlich der Genauigkeit, durch schwer quantifizierbare Einflüsse aus Reibung oder anderen Störkräften. Demgegenüber stehen geringe Systemkosten der hier vorgestellten Messlösung. Tabelle 5.1 gibt wesentliche Kennwerte des Messanhängers wieder.

**Tabelle 5.1:** Technische Daten des Messanhängers

		(Mess-)Bereich	Genauigkeit
	Radgrößen	16 – 29 <sup>**</sup>	
Parameter	Fahrgeschwindigkeit	≤ 15 km/h	
	Max. Stellkraft	1000 N	
Messgrößen	Hauptsensorkraft	± 1000 N	1 N
	Nebensensorkraft	± 200 N	0,2 N
	Lufttemperatur	-30°C – +60°C	0,1°C
	Raddrehwinkel	0 – 360°	1,5°
	Ausfahrweg Linearachse	0 – 200 mm	0,5 mm
Berechnete Größen	mittlerer Schräglaufwinkel	Zweistufig: -0,5° – 5,2° 5° – 11°	0,05°
	Seitenkraft	2000 N	10 N <sup>1</sup>
	Rückstellmoment	30 Nm	0,3 Nm <sup>1</sup>
Sonstige Größen	Radlast	200 – 1000 N	statisch: ± 1 N
	Reifendruck		statisch: ±0,05 bar

<sup>1</sup> Die angegebene Systemgenauigkeit ist ein Richtwert basierend auf Validierungsversuchen mit extern aufgeprägten Kräften und Momenten und enthält neben Abweichungen in Messaufnehmern und Signalverarbeitung auch Einflüsse der Reibung in Lagern und Führungen.

## 5.2.2 Reifenauswahl, Versuchsplanung und Einflussgrößen

Ziel der Versuche ist das Abbilden einer großen Bandbreite an Reifeneigenschaften typischer Velomobilreifen. Dafür werden sechs Reifen unterschiedlicher Art untersucht. Gemeinsam haben alle Reifen, dass diese sich grundsätzlich für den Einsatz in einem Velomobil eignen. Es handelt sich um Reifen, die aufgrund ihres Aufbaus und der Profilierung hauptsächlich oder ausschließlich für den Einsatz auf befestigten Untergründen bestimmt sind. Die Reifen stammen aus dem günstigen bis mittleren Preissegment und sind damit als Alltagsreifen einzuordnen. Tabelle 5.2 gibt einen Überblick über die Eigenschaften der ausgewählten Versuchsreifen. Abbildung 5.7 zeigt Querschnitte der Reifen im drucklosen Zustand.

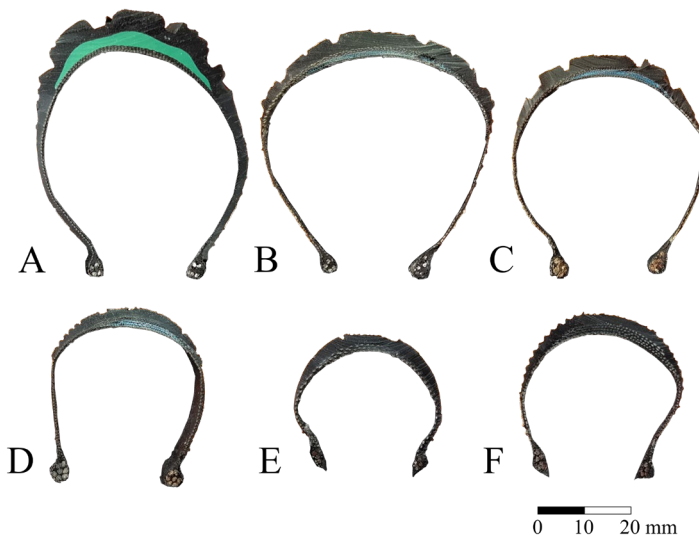








Abbildung 5.7: Reifenquerschnitte (im drucklosen Zustand)

Tabelle 5.2: Daten der Versuchsreifen

	Reifen A	Reifen B	Reifen C	Reifen D	Reifen E	Reifen F
	Schwalbe Marathon	Schwalbe Big Apple	Schwalbe Tryker	Schwalbe Durano	Innotire Nutrak	Conti Contact Speed
Profil						
Art	Draht	Draht	faltbar	faltbar	Draht	Draht
Einsatz	Allrounder City/Tour	Allrounder City/Tour	Mehrspur- fahrzeuge	Rennrad/ City	Rennrad/ City	City/ Tour
Pannenschutz (Level <sup>1</sup> )	Green-gu- ard (5)	Raceguard (4)	Raceguard (4)	Raceguard (4)	Ohne	Safety System Breaker (4)
Härte (ShA)	64	60	68	58	68	66
TPI <sup>2</sup>	67	67	67	67	k.A.	60
Belastung	80 kg	85 kg	73 kg	70 kg	k.A.	k.A.
Größe	47-406	50-406	40-406	28-406	28-406	28-406
Nennndruck	3,5 – 5 bar	2,5 – 5 bar	4-6 bar	6-8 bar	4-7 bar	4-6 bar
Gewicht	640 g	495 g	320 g	190 g	260 g	277 g
Flanken- stärke	2 mm	0,8 mm	0,8 mm	0,6 mm	1 mm	0,8 mm
Mantel- stärke	6,5 mm	5,5 mm	4 mm	3,5 mm	3 – 4 mm	3,5 mm
Profilhöhe	2,5 mm	1,5 mm	1,5 mm	-	-	0,5 mm
rel. Preis <sup>3</sup>	100 %	125 %	115 %	140 %	50 %	70 %

<sup>1</sup> Herstellerangabe (max. Level 7), eine Vergleichbarkeit ist aufgrund nicht angegebener Kriterien nur innerhalb der Reifen eines Herstellers gegeben.

<sup>2</sup> TPI (Treads per Inch – Fäden pro Zoll) Maß für die Dichte des Karkassengewebes

<sup>3</sup> relativer Preis bezogen auf Reifen A auf Basis des üblichen Marktpreises zum Zeitpunkt der Beschaffung (Mai 2020)

Die Vermessung der Reifen erfolgt im Rahmen verschiedener Messkampagnen mit jeweils unterschiedlichen Versuchsschwerpunkten. Die Ausgestaltung der Messkampagnen orientiert sich dabei an der Abbildung einer großen Bandbreite realitätsnaher Einsatzbedingungen. Entsprechend der wesentlichen

Einflussfaktoren auf die Reifeneigenschaften werden dabei die folgenden Parameter berücksichtigt: Radlast, Reifendruck, Untergrund, Temperatur und Nässe. Tabelle 5.3 gibt einen Überblick über die Schwerpunkte und Bedingungen der verschiedenen Messkampagnen.

**Tabelle 5.3:** Messkampagnen

Kampagne 1: Radlasteinfluss	Reifen	A-F
	Radlast [N]	200, 300, 450, 600, 750, 900
	Schräglaufwinkel [°]	-0,5 – 9,5 für $F_z \leq 450$ N -0,5 – 5,2 für $F_z \geq 450$ N
	Reifendruck [bar]	$p_{max} - 0,5$
	Untergrund	Asphalt
	Lufttemperatur [°C]	20 - 25
Kampagne 2: Druckeinfluss	Reifen	A-F
	Radlast [N]	200, 450, 750
	Schräglaufwinkel [°]	-0,5 – 5,2
	Reifendruck [bar]	$p_{max} \mid p_{max} - 0,5 \mid p_{min} \mid 0,8 \cdot p_{min}$
	Untergrund	Asphalt
	Lufttemperatur [°C]	20 - 25
Kampagne 3: Nässe	Reifen	A-F
	Radlast [N]	200, 450, 750
	Schräglaufwinkel [°]	-0,5 – 5,2
	Reifendruck [bar]	$p_{max} - 0,5$
	Untergrund	Asphalt - nass
	Lufttemperatur [°C]	20 - 25
Kampagne 4: Untergrund	Reifen	A, B, F
	Radlast [N]	200, 450, 750
	Schräglaufwinkel [°]	-0,5 – 5,2
	Reifendruck [bar]	$p_{max} - 0,5$
	Untergrund	Asphalt (neu), Betonpflaster
	Lufttemperatur [°C]	20 - 25
Kampagne 5: Temperatur	Reifen	A, B, F
	Radlast [N]	200, 450, 750
	Schräglaufwinkel [°]	-0,5 – 5,2
	Reifendruck [bar]	$p_{max} - 0,5$
	Untergrund	Asphalt
	Lufttemperatur [°C]	0 - 5

Im Gegensatz zum Fahrrad treten bei den in dieser Arbeit vordergründig betrachteten mehrspurigen Fahrzeugen kaum Änderungen des Sturzwinkels auf. Da die Sturzsteifigkeit von Fahrradreifen weiterhin nach [Dre13] und [Dor13] sehr viel kleiner als die Schräglaufsteifigkeit ist, wird der Einfluss des Sturzes im Rahmen der Untersuchungen an dieser Stelle nicht berücksichtigt. Alle Messungen werden folglich mit einem Sturzwinkel von  $0^\circ$  durchgeführt. Die vertiefte Untersuchung der Reifeneigenschaften hinsichtlich des Sturzeinflusses könnte eine mögliche Folgearbeit sein. Der Anhänger erlaubt grundsätzlich auch die Änderung des Sturzwinkels.

Die Messungen werden grundsätzlich mit einer Geschwindigkeit von  $10 \pm 1$  km/h durchgeführt. Innerhalb der Messkampagnen erfolgt die Messung der einzelnen Reifen in Messblöcken, die jeweils alle durchzuführenden Messungen dieses Reifens beinhalten. Der Messaufbau erlaubt aufgrund eines hohen Aufwandes bei der Änderung von Reifen, Druck und Radlast keine randomisierte Durchführung der Versuche zur Kompensation von möglichen Drifts, hervorgerufen durch kontinuierliche Änderung der Umgebungsbedingungen. Zur Erkennung möglicher Drifts werden zwischen den einzelnen Messblöcken Referenzmessungen durchgeführt und am Blockende jeweils der erste Versuch des Messblocks wiederholt. In den Messungen konnten dabei keine über den Vertrauensbereich hinausgehenden signifikanten Drifts oder Änderungen der Messwerte festgestellt werden.

Jeder neue Reifen durchläuft zunächst ein Einfahrprogramm mit 12 Wiederholungen der Schräglaufwinkelrampe von  $-0,5^\circ$  auf  $5,2^\circ$  Schräglaufwinkel bei 600 N Radlast. Im Anschluss an das Einfahrprogramm folgt eine Messreihe bei kleinster Radlast gefolgt von der Messreihe mit der größten Radlast und von da an abnehmender Radlast, bis am Ende des Messblocks die Messreihe mit der geringsten Radlast wiederholt wird.

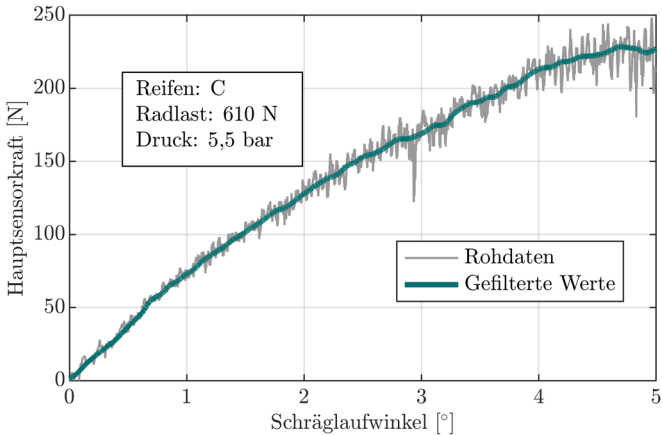
Da die Messungen im Außeneinsatz erfolgen, ist ein Einfluss auf meteorologische Parameter wie Boden- und Luftfeuchtigkeit oder Temperatur nur sehr eingeschränkt über die geeignete Auswahl der Versuchstage gegeben. Grundsätzlich wird angestrebt die Versuche an trockenen Tagen mit geschlossener Wolkendecke durchzuführen. Die Versuche einer Messkampagne werden zur

Reduzierung möglicher tagesabhängiger Schwankungen, wenn möglich an einem Tag durchgeführt. Durch mögliche Sonneneinstrahlung und Erwärmung ergeben sich auch im Tagesverlauf stärkere Änderungen der Umgebungsbedingungen. Da die Versuchsdurchführung nicht randomisiert erfolgen kann, sind nicht näher erfasste und berücksichtigte Einflüsse veränderter Witterungsbedingungen möglich.

Wie in Abschnitt 5.2.7 gezeigt wird, übt die Elastizität der Fahrradfelgen einen Einfluss auf die ermittelten Reifenkennwerte aus. Im realen Fahrzeug und im Fahrversuch wirkt der Reifen ebenfalls in Kombination mit der Felge auf das Fahrzeug ein. Die Größe dieses Felgeneinflusses (Felge, Speichen, Speichen-spannung, etc.) auf die Reifen- und Fahreigenschaften konnte im Rahmen der angestellten Untersuchungen nicht berücksichtigt werden. Hier bietet sich Potential für Folgeuntersuchungen. Um den Felgeneinfluss gering zu halten, wurden für die Versuche zwei baugleiche Felgensätze verwendet.

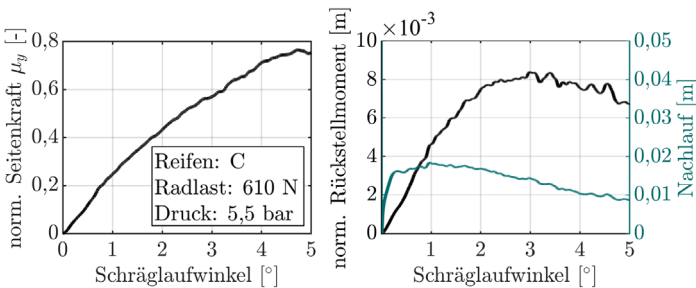
### 5.2.3 Datenaufbereitung und Auswertung

Die Erfassung der Messdaten erfolgt mit einer Messfrequenz von 100 Hz. Die Vorschubgeschwindigkeit für den Schräglaufwinkel beträgt etwa  $0,2^\circ/\text{s}$ . Bedingt durch die Messung auf realem Untergrund mit Radlastschwankungen durch Fahrbahnunebenheiten und Reibwertschwankungen durch lokale Reibwertunterschiede ergibt sich an allen Kraftaufnehmern ein Rauschen über dem Messbereich. Aus diesem Grund wird ein mehrstufiger Filterprozess eingesetzt. Die Vorfilterung erfolgt über einen gleitenden Median mit einer Filterbreite von 1 s. Dies ergibt eine Glättung der größeren Ausreißer. Ein gleitender Mittelwert mit einer Filterbreite von 0,5 s wird zur weiteren Glättung des verbleibenden Rauschens eingesetzt. Abbildung 5.8 stellt beispielhaft für eine Messung die Rohdaten und gefilterten Werte der Hauptsensorkraft über dem Schräglaufwinkel dar.



**Abbildung 5.8:** Darstellung einer beispielhaften Kraftmessung

Aus den geglätteten Kraftmesswerten erfolgt anschließend die Berechnung der Reifenseitenkraft, des Reifennachlaufs und des Rückstellmoments nach Gleichungen 5.12 bis 5.14. Für eine beispielhafte Messung sind die Verläufe der drei Größen über dem Schräglaufwinkel in Abbildung 5.9 dargestellt. Per Definition ergibt sich bei einem positiven Schräglaufwinkel eine negative Seitenkraft. Für eine vereinfachte Darstellung werden jeweils die absoluten Verläufe ohne Berücksichtigung des Vorzeichens dargestellt.



**Abbildung 5.9:** normierte Seitenkraft, Rückstellmoment und Nachlauf einer beispielhaften Kraftmessung



Je nach Untergrund zeigen sich auch nach der Filterung noch Schwankungen in den ermittelten Verläufen, die durch Radlastschwankungen aufgrund von Fahrbahnunebenheiten oder durch lokale Reibwertunterschiede hervorgerufen werden können. Um für die weiteren Auswertungen den möglichen Einfluss der Schwankungen zu reduzieren, erfolgt im nächsten Schritt ein Fitting der Messdaten auf eine Magic-Formula-Funktion. Die ursprüngliche Magic-Formula nach Pacejka [Pac12] (Gleichung 5.15) beschreibt für die Reifenseitenkraft den Zusammenhang zwischen Seitenkraft und Schräglaufwinkel. Die Grundgleichung kann entsprechend parametrisiert auch zur Beschreibung des Umfangskraft-Schlupf-Verlaufs oder des Rückstellmomenten-Schräglauf-Verlaufs verwendet werden.

$$\mu_y(\alpha^*) = \frac{F_y}{F_z} = D \sin \left( C \arctan(B\alpha^* - E(B\alpha^* - \arctan B\alpha^*)) \right) + S_v \quad 5.15$$

$$\text{mit: } \alpha^* = \alpha + S_h \quad 5.16$$

Das Fitting der Magic-Formula an die Versuchsdaten erfolgt als Minimierungsproblem auf Basis der Methode der kleinsten Quadrate [Mat21b]. Nach [Was19] ergeben sich für die zu fittenden Parameter die in Tabelle 5.4 angegebenen Grenzwerte, die als Begrenzungen bei der Parameteridentifikation verwendet werden.

**Tabelle 5.4:** Grenzwerte der MF-Parameter [Was19]

Parameter	Beschreibung	Zulässiger Wertebereich
$B$	Steifigkeitsfaktor	$B > 0$
$C$	Formfaktor	$1 \leq C \leq 3$
$D$	Spitzenwertfaktor	$D > 0$
$E$	Krümmungsfaktor	$-1 \leq E \leq 1$
$S_v$	Vertikale Verschiebung	$] -\infty, \infty[$
$S_h$	Horizontale Verschiebung	$] -\infty, \infty[$

Eine Beschreibung der Güte der angepassten Funktion kann über das Bestimmtheitsmaß  $R^2$  nach Gleichung 5.17 mit den Messwerten  $y_{m,i}$  deren Mittelwert  $\bar{y}_m$  und den Werten der angepassten Funktion  $y_{f,i}$  erfolgen [Sch18a]. Über alle Messungen zeigen sich sehr gute Fitting-Ergebnisse mit  $R^2 > 0,98$ .

$$R^2 = \frac{\sum (y_{f,i} - \bar{y}_m)^2}{\sum (y_{m,i} - \bar{y}_m)^2} \quad 5.17$$

Die Steigung der Magic-Formula für die Reifenseitenkraft im Kraftnulldurchgang ergibt nach Gleichung 5.18 die normierte Schräglaufsteifigkeit  $c_{\alpha,n,0}$ .

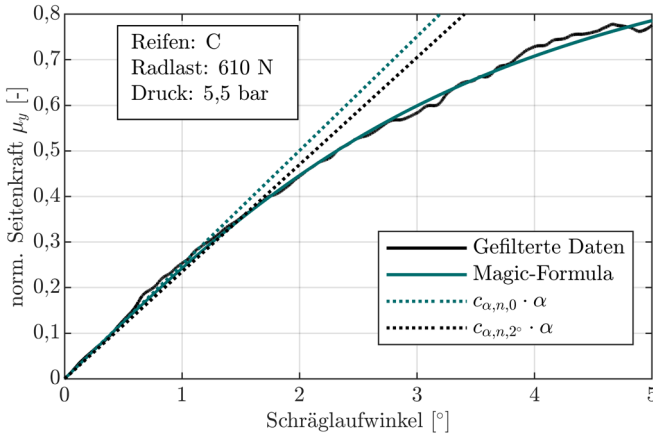
$$c_{\alpha,n,0} = \mu'_y(\alpha_0) = BCD \quad 5.18$$

Um einen größeren Gültigkeitsbereich der Schräglaufsteifigkeit für spätere Simulationen zu erhalten, kann eine lineare Regression im Schräglaufintervall von  $0^\circ$  bis  $2^\circ$  erfolgen. Die normierte Schräglaufsteifigkeit  $c_{\alpha,n,2^\circ}$  wird dabei ebenfalls aus der angenäherten Magic-Formula-Funktion über eine lineare Regression der Funktionswerte im entsprechenden Intervall ermittelt.

Abbildung 5.10 zeigt beispielhaft für eine Messung den gefilterten Verlauf der Seitenkraft sowie die angepasste Magic-Formula-Funktion mit den ermittelten Schräglaufsteifigkeiten  $c_{\alpha,n,0}$  und  $c_{\alpha,n,2^\circ}$ . Aufgrund des degressiven Kurvenverlaufs gilt  $c_{\alpha,n,0} > c_{\alpha,n,2^\circ}$ . Im Folgenden wird, sofern nicht anders angegeben, als normierte Schräglaufsteifigkeit  $c_{\alpha,n}$  bzw. Schräglaufsteifigkeit  $c_\alpha$  jeweils der aus der Magic-Formula im Intervall bis zwei Grad bestimmte Kennwert  $c_{\alpha,n,2^\circ}$  bzw.  $c_{\alpha,2^\circ}$  verwendet.

Die Reifen weisen im untersuchten Messbereich (bis  $5,2^\circ$  bzw. bis  $9,5^\circ$ ) kein ausgeprägtes Kraftmaximum  $\mu_{y,max}$  auf. Ein Vergleich der maximal übertragbaren Seitenkraft ist damit zwischen den Reifen und verschiedenen Parameterkombinationen nicht möglich. Hilfsweise wird für Vergleiche der Kraftschlussbeiwert  $\mu_{y,5^\circ}$  bei  $5^\circ$  Schräglaufwinkel herangezogen, der zumindest einen Indikator für unterschiedliche Kraftschlussmaxima darstellt. Eine Extrapolation des Kraftschlussmaximums auf Grundlage der Magic-Formula

ist mit großen Unsicherheiten verbunden und kommt daher nicht in Betracht. Für zukünftige Untersuchungen ist eine Erweiterung des Messbereichs zur Erfassung von Lage und Höhe des Kraftschlussmaximums anzustreben.



**Abbildung 5.10:** Vergleich von Magic-Formula-Modell zu gefilterten Daten, sowie Schräglaufsteifigkeiten  $c_{\alpha,n,0}$  und  $c_{\alpha,n,2^\circ}$

Die Magic-Formula-Parameter für den Rückstellmomenten-Schräglauf-Verlauf werden analog zum beschriebenen Vorgehen des Seitenkraftverlaufs ermittelt. Der lineare Anstieg des Rückstellmoments im Bereich kleiner Schräglaufwinkel wird vergleichbar zur Schräglaufsteifigkeit über den Kennwert der Aligning Stiffness (auch Rückstellmomentensteifigkeit)  $c_{M_z}$  oder die normierte Aligning Stiffness  $c_{M_z,n}$  beschrieben. Diese kann wie die Schräglaufsteifigkeit nach Gleichung 5.18 aus den Parametern der Magic-Formula ermittelt werden. Der Nachlauf für kleine Schräglaufwinkel  $n_{R,0}$  lässt sich aus der Aligning Stiffness  $c_{M_z}$  und der Schräglaufsteifigkeit  $c_\alpha$  gemäß Gleichung 5.19 ermitteln [Unr12].

$$n_{R,0} = \frac{c_{M_z}}{c_\alpha} = \frac{c_{M_z,n}}{c_{\alpha,n}} \quad 5.19$$

Für jeden der vorhergehend betrachteten Reifenkennwerte ergibt sich die Größe für den jeweiligen Reifen unter den entsprechenden Versuchsbedingungen als Mittelwert der Kennwerte der Einzelmessungen. Da der Mittelwert  $\bar{x}$  unter Berücksichtigung der Standardabweichung  $s$  nur eine Näherung an den wahren Wert darstellt, muss ein Vertrauensbereich berücksichtigt werden, in welchem sich der wahre Wert mit einer definierten Wahrscheinlichkeit  $w$  bewegt. Nur bei einer großen Anzahl von Wiederholmessungen  $n$  kann dabei von einer Standardnormalverteilung ausgegangen werden [Puh20]. Aus diesem Grund werden die Konfidenzintervalle  $KI$  für die hier durchgeführten Messungen auf Basis einer Student-Verteilung nach Gleichung 5.20 mit dem  $t$ -Wert  $t$  bestimmt. Durch den  $t$ -Wert wird dabei berücksichtigt, dass die Standardabweichung der Versuche  $s$  nur eine Näherung an die reale Standardabweichung  $\sigma$  darstellt.

$$KI = \bar{x} \pm t(n, w) \frac{s}{\sqrt{(n)}} \quad 5.20$$

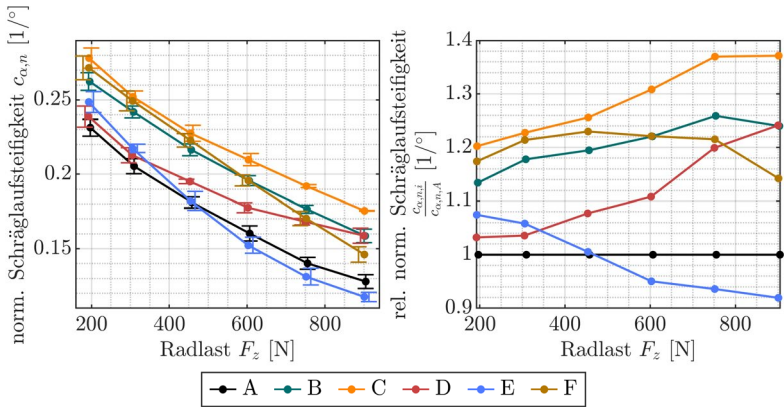
Für einen typischerweise 95 % Vertrauensbereich ergibt sich bei 6 Wiederholmessungen  $n$  ein  $t$ -Wert von 2,571. Von einem signifikanten Unterschied zwischen zwei Werten  $\bar{x}_i$  kann dann gesprochen werden, wenn sich die Konfidenzintervalle der beiden Werte nicht überschneiden.

Im Folgenden wird in der Regel auf die ausgewerteten Kenngrößen der Reifen Bezug genommen. Beispielhafte Darstellungen der absoluten Seitenkraftverläufe und Verläufe des Nachlaufs finden sich in Anhang C1.

## 5.2.4 Kennwerte des stationären Seitenkraftverlaufs unter Einfluss von Radlast, Reifendruck, Temperatur, Oberfläche und Nässe

### Einflüsse von Radlast und Reifendruck







Abbildung 5.11 (links) gibt die für die Versuchsreifen ermittelte normierte Schräglaufsteifigkeit  $c_{\alpha,n}$  über der Radlast wieder und zeigt die relativen Unterschiede im Vergleich zum Referenzreifen (Reifen A, rechts).



**Abbildung 5.11:** normierte Schräglauflaufsteifigkeit mit 95%-Konfidenzintervallen (links) und relative normierte Schräglauflaufsteifigkeit bezogen auf den Referenzreifen A (rechts) gemessen bei einem Reifendruck von  $p_{max} = 0,5$  bar

Es ergibt sich die für Reifen typische degressive Zunahme der Schräglauflaufsteifigkeit und damit im Diagramm eine Abnahme der normierten Schräglauflaufsteifigkeit über der Radlast. Die Kennlinien zeigen unter Berücksichtigung der 95%-Konfidenzintervalle signifikante Unterschiede in der Größe der ermittelten Schräglauflaufsteifigkeit. Der mittlere Einfluss der Radlast auf die normierte Schräglauflaufsteifigkeit wird je Reifen als Steigung einer linearen Ausgleichsfunktion durch alle Messpunkte bestimmt. Wie Abbildung 5.11 und Tabelle 5.5 zeigen, existieren deutliche Unterschiede in der Größe der Radlastsensitivität. Die geringste Sensitivität zeigt sich bei Reifen D, welcher den höchsten Innendruck aufweist. Die größten Radlasteinflüsse zeigen Reifen E und F, für die bei geringen Radlasten mittlere bis hohe Schräglauflaufsteifigkeiten ermittelt wurden, welche über der Radlast jedoch stark abfallen. Reifen A, B und C zeigen unterschiedliche Steifigkeitsniveaus, aber fast identische relative Radlasteinflüsse. Gegenüber dem Referenzreifen A zeigen sich Potentiale zur Erhöhung der Schräglauflaufsteifigkeit um 20 % bis 37 %.

**Tabelle 5.5:** Gemessene Intervalle der Schräglaufsteifigkeit und Sensitivitäten gegenüber Radlaständerungen bei  $p_{max} = 0,5 \text{ bar}$

Reifen	$c_\alpha \left[ \frac{N}{\circ} \right]$	$c_{\alpha,n} \left[ \frac{1}{\circ} \right]$	Mittlere Radlastsensitivität		Trend
			$\left[ \frac{1}{\circ 100 N} \right]$	$\left[ \frac{\%}{100 N} \right]$	
A	45-116	0,12-0,23	-0,015	-8,3	
B	51-143	0,16-0,26	-0,015	-7,0	
C	54-158	0,18-0,28	-0,014	-6,3	
D	46-143	0,16-0,24	-0,011	-5,7	
E	48-106	0,12-0,25	-0,019	-10,7	
F	52-132	0,15-0,27	-0,018	-8,5	

Die Abhängigkeit der normierten Schräglaufsteifigkeit von der Radlast weist näherungsweise eine Parabelform auf. Auf Basis der empirischen Modelle nach Gleichung 5.21 und 5.22 kann eine zweckmäßige Interpolation von Schräglaufsteifigkeiten zur Bedatung einfacher Reifenmodelle erfolgen. Die Modellparameter  $c_i$  sind reifenspezifisch und druckabhängig. Die reifen- und druckabhängigen Parameter  $c_i$  können Anhang C2 entnommen werden.

$$c_\alpha = f(F_z) = c_0 + c_1 \cdot F_z + c_2 \cdot F_z^2 \tag{5.21}$$

$$c_{\alpha,n} = f(F_z) = \frac{c_0}{F_z} + c_1 + c_2 \cdot F_z \tag{5.22}$$

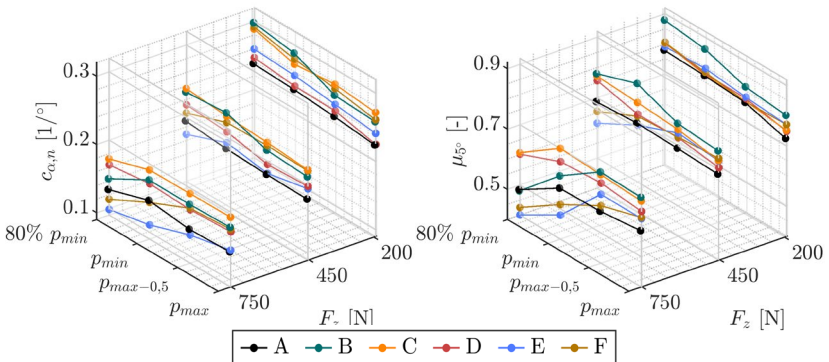
$$\text{mit } [c_0] = \frac{N}{\circ}, [c_1] = \frac{1}{\circ}, [c_2] = \frac{1}{\circ N}$$

Neben der Radlast ist der Reifendruck ein wesentlicher Einflussfaktor auf die Reifeneigenschaften. Während der notwendige Fülldruck bei einem PKW in der Regel beladungsabhängig vom PKW-Hersteller vorgegeben wird, werden bei Fahrradreifen Druckbereiche von den Reifenherstellern angegeben, in denen sich der Druck in Abhängigkeit von Radlast, Anwendung und persönlichen Vorlieben bewegen sollte. Hohe Fülldrücke reduzieren den Rollwiderstand, können aufgrund der reduzierten Reifenaufstandsfläche und der höheren Flächenpressung jedoch zu geringerer Haftung führen. Gleichzeitig steigt mit dem

Fülldruck die Vertikalsteifigkeit, was zu geringeren Federwirkungen und damit Einflüssen auf den Fahrkomfort führt. Grundsätzlich benötigen breite Reifen geringere Fülldrücke als schmalere Reifen [Art16].

Abbildung 5.12 zeigt die ermittelten Einflüsse des Reifendrucks auf die normierte Schräglaufsteifigkeit und Seitenkraft bei 5° Schräglaufwinkel in Abhängigkeit der Radlast. Bei kleinen Radlasten führt eine Verringerung des Drucks bei allen Reifen über eine Vergrößerung der Aufstandsfläche und eine Verringerung der Flächenpressung zu einer Erhöhung von Schräglaufsteifigkeit und übertragener Seitenkraft. Bei mittleren Radlasten zeigen Reifen E und F bei Unterschreitung des vom Hersteller angegebenen Druckbereiches bereits eine deutliche Reduzierung von Schräglaufsteifigkeit und Kraftschlussbeiwert. Bei höheren Radlasten ist dieses Verhalten für beide Reifen bereits bei minimalem Nenndruck zu beobachten. Die übrigen Reifen zeigen bei hohen Radlasten erst bei Unterschreitung des minimalen Nenndrucks signifikante Reduzierungen von Schräglaufsteifigkeit und übertragener Seitenkraft.

Tabelle 5.6 gibt zusammenfassend die Größenordnung der Einflüsse von Radlast und Druck auf die Schräglaufsteifigkeit und übertragene Seitenkraft wieder.



**Abbildung 5.12:** normierte Schräglaufsteifigkeit (links) und Kraftschlussbeiwert bei 5° (rechts) in Abhängigkeit von Radlast und Druck

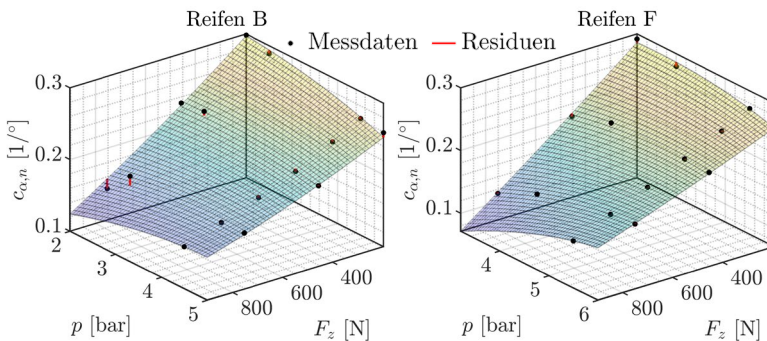
**Tabelle 5.6:** Zusammengefasste relative Sensitivitäten von Schräglaufsteifigkeit und übertragener Seitenkraft auf Radlast und Reifendruckdruck (im Nenndruckbereich)

	Radlast ▲ [je 100 N]		Druck ▲ [je bar]
$c_{\alpha}$ ▲	+8...+17 %		▲ -5...+10 % -
$c_{\alpha,n}$ ▼	-5...-14 %		▼▲ -5...+10 % -
$\mu_{5^\circ}$ ▼	-2...-9 %		▼▲ -4...+9 % -

Das empirische Steifigkeitsmodell aus Gleichung 5.22 kann um den Druckeinfluss erweitert werden, um die Approximation von Schräglaufsteifigkeiten auch für nicht gemessene Reifendrucke zu ermöglichen. Eine schrittweise Regression (vgl. [Mat21c]) führt auf Basis eines Polynoms dritter Ordnung zu dem empirischen Zusammenhang in Gleichung 5.23.

$$c_{\alpha,n} = f(F_z, p) = \frac{c_0}{F_z} + c_1 + c_2 \cdot F_z + c_3 \cdot p^3 + c_4 \cdot p \cdot F_z \quad 5.23$$

Das Modell eignet sich nicht für eine Extrapolation, da über den kubischen Anteil des Druckeinflusses starke Ausschläge außerhalb des gefitteten Wertebereichs möglich sind. Über alle Reifen und Reifendrucke ergibt sich eine Modellgüte von  $R^2 \geq 0,98$ , was für eine gute Anpassung des Modells an die Messwerte spricht. Die reifenabhängigen Parameter  $c_i$  sind Anhang C3 zu entnehmen. Abbildung 5.13 zeigt für zwei Reifen das gefittete Modell.

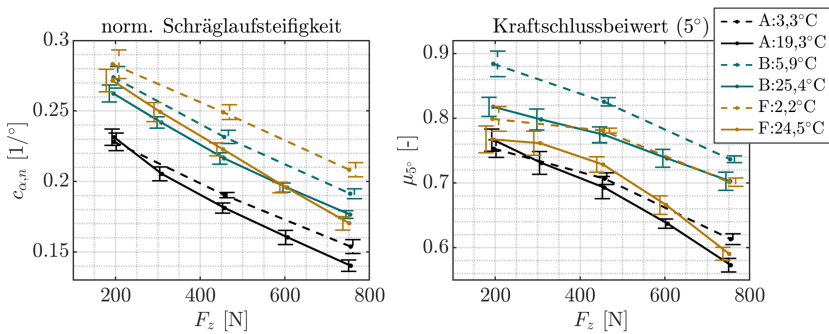


**Abbildung 5.13:** Empirisches Modell der normierten Schräglaufsteifigkeit in Abhängigkeit von Radlast und Druck für die Reifen B und F



## Einfluss der Temperatur

Zur Darstellung der Größenordnung des Temperatureinflusses auf die Reifeneigenschaften wurden mit einer reduzierten Auswahl an Versuchsreifen und Radlasten Versuche bei niedriger Außentemperatur durchgeführt. Abbildung 5.14 gibt vergleichend die normierten Schräglauftiefigkeiten und Kraftschlussbeiwerte für Messungen der Reifen A, B und F in zwei verschiedenen Temperaturbereichen wieder. Die angegebenen Temperaturen entsprechen den Mittelwerten aus Reifen- und Fahrbahntemperatur, die vor und nach jeder Reifen-Radlast-Kombination mittels eines Pyrometers ermittelt wurden. Die Reifen zeigen eine Erhöhung von Schräglauftiefigkeit und Kraftschlussbeiwert über der Temperatur mit unterschiedlich starker Ausprägung. Eine niedrige Temperatur führt dabei zu einer Erhöhung des Elastizitätsmoduls der Gummi-Mischung, was sich aufgrund der höheren Steifigkeit der Profiltailchen positiv auf die Schräglauftiefigkeit auswirkt. Gleichzeitig führt die sinkende Temperatur nach der Gummireibungstheorie zu einer Erhöhung des Kraftschlussbeiwertes (vgl. dazu [Mey64, Fac99, Gün92]).



**Abbildung 5.14:** Temperatureinfluss auf die Schräglauftiefigkeit für Reifen A, B und F, die angegebenen Temperaturen entsprechen den Mittelwerten über alle Messungen der entsprechenden Versuchsreihe

Die untersuchten Reifen zeigen unterschiedlich starke Abhängigkeiten der Schräglauftiefigkeit von der Temperatur. Während die Unterschiede in den Messungen bei Reifen A kaum signifikant sind, zeigen sich bei Reifen B und Reifen F stärkere Temperaturabhängigkeiten, wobei für diese Reifen die

größeren Temperaturunterschiede vorlagen. Im Mittel über alle Reifen und Radlasten vergrößert sich die Schräglaufsteifigkeit um 4 % bei einer Reduzierung der Temperatur um 10 K. Der Kraftschlussbeiwert bei 5° steigt um etwa 3 %. In den Messungen zeigt sich eine Schwäche der Außenversuche auf realem Untergrund, da witterungsbedingt nicht beeinflussbare Randbedingungen und Änderungen im Tagesverlauf zu einer Reduzierung der Vergleichbarkeit verschiedener Messungen führen, was sich hier in unterschiedlichen Temperaturdifferenzen der verschiedenen Reifen äußert.

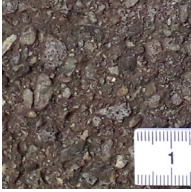
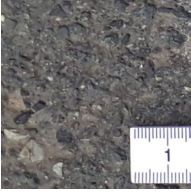

### **Einfluss der Oberfläche**

Neben der Reifen- und Fahrbahntemperatur übt die Beschaffenheit des Untergrundes einen Einfluss auf die Kraftübertragung im Reifen-Fahrbahn-Kontakt aus. Beeinflusst werden die Adhäsions- und Hystereseanteile der übertragenen Kraft über Einflüsse der Rauheit auf lokale Flächenpressungen, Kontaktbereiche und Deformationen des Gummis beim Umschließen von Fahrbahnunebenheiten. Die Versuche auf den verschiedenen Untergründen dienen maßgeblich dem Ziel die Validität und Übertragbarkeit der auf dem Versuchsgelände durchgeführten Messungen und Fahrversuche auf reale Fahrbahnbeläge zu zeigen. Eine vollumfängliche Betrachtung auf diversen Fahrbahnbelägen kann im Rahmen dieser Arbeit aufgrund des notwendigen Versuchsumfangs jedoch nicht erfolgen. Neben den Messungen auf dem Versuchsgelände (Untergrund A) werden Messungen auf einer innerstädtischen Asphaltfahrbahn (Untergrund B) und einer Betonpflasterfläche (Untergrund C) durchgeführt. Zur Reduzierung des Versuchsumfangs werden die Messungen auf drei Reifen (A, B, F) bei einem Reifendruck und drei Radlasten reduziert.

Tabelle 5.7 zeigt die untersuchten Oberflächen und gibt Griffigkeits- und Rauheitswerte der Oberflächen wieder. Die Bestimmung der Fahrbahngriffigkeit erfolgt mit der SRT-Methode (SRT: Skid Resistance Test) mit einem Pendelmessgerät (Abbildung 5.15) an fünf Messpunkten entlang der Messstrecke. Ein höherer SRT-Wert bedeutet eine höhere Griffigkeit der Fahrbahn. Die

Bestimmung der mittleren Rautiefe  $R_m$  des Untergrundes erfolgt über das Sandflächenverfahren an drei Messpunkten entlang der Messstrecke.

**Tabelle 5.7:** Versuchsoberflächen

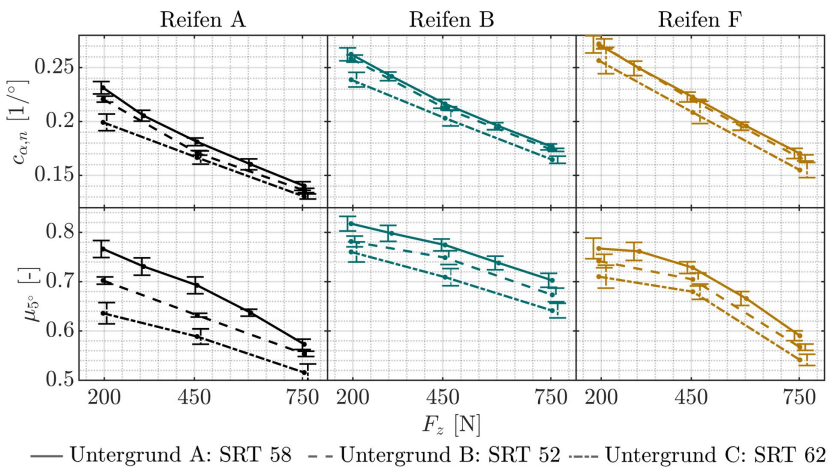
Oberfläche	A – Versuchsgelände	B – Innerstädt. Straße	C – Betonpflaster
			
Mittelwert SRT-Messungen, ( $\pm$ Standardabw.)	58 ( $\pm$ 2,0)	52 ( $\pm$ 1,6)	62 ( $\pm$ 1,5)
$R_m$ Mittelwert ( $\pm$ Standardabw.)	1,2 mm ( $\pm$ 0,16 mm)	0,9 mm ( $\pm$ 0,17 mm)	0,7 mm ( $\pm$ 0,05 mm)



**Abbildung 5.15:** SRT-Pendel [Sch22]

Abbildung 5.16 gibt die ermittelten Schräglaufsteifigkeiten und Kraftschlussbeiwerte (bei 5°) für die untersuchten Reifen und Fahrbahnen wieder. Die Fahrbahn- und Reifentemperaturen lagen über alle Messungen in einem Intervall von 19°C bis 26°C. Bei den Schräglaufsteifigkeiten sind entsprechend den Erwartungen kaum signifikante Unterschiede festzustellen. In der Tendenz

zeigen sich auf dem Betonpflaster (Untergrund C) etwas geringere Schräglaufsteifigkeiten. Die übertragene Seitenkraft bei  $5^\circ$  Schräglaufwinkel korreliert bei den Oberflächen A und B mit den ermittelten SRT-Werten. Bei Oberfläche C zeigt sich trotz eines höheren SRT-Wertes ein geringerer Kraftschlussbeiwert. Es ist anzunehmen, dass die Fugen zwischen den Betonpflastersteinen zu einer Unterbrechung der Kraftausbildung im Reifenlatsch und damit zu insgesamt geringeren übertragenen Kräften führen. Dies äußert sich auch in deutlich stärkeren Ausschlägen des Kraftsignals und kann ein Grund für die teilweise signifikant geringeren Schräglaufsteifigkeiten auf diesem Untergrund sein.



**Abbildung 5.16:** Einfluss des Untergrundes auf die normierte Schräglaufsteifigkeit und übertragene Seitenkraft bei  $5^\circ$  Schräglaufwinkel bei einem Reifendruck von  $p = p_{max} - 0,5$  bar

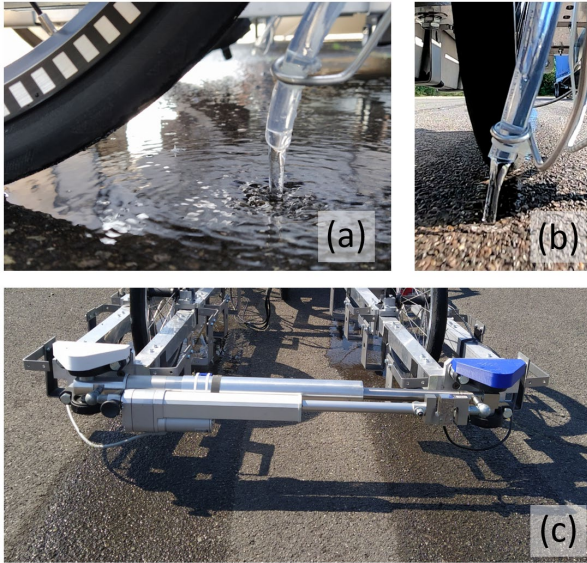
Zusammenfassend zeigt die Versuchsfahrbahn (Untergrund A) zwar etwas höhere Kraftschlussbeiwerte als die innerstädtische Straße (Untergrund B) jedoch sehr gute Übereinstimmungen der Schräglaufsteifigkeiten. Die ermittelten Reifenkennlinien und auch die späteren Fahrversuche können damit als valide für eine Prognose des Fahrverhaltens auf realen Fahrbahnen angesehen werden.

### **Einfluss von Nässe**

Wasser setzt als Zwischenmedium im Fahrbahnkontakt den Reibbeiwert herab. Maßgeblich ist dabei nach Persson [Per05] eine Reduzierung des Hysteresanteils der übertragbaren Reibungskräfte, da auf einer unebenen Fahrbahn ohnehin nur in einem sehr geringen Anteil (1 % - 5%) der gesamten Kontaktfläche tatsächlich ein direkter Kontakt zwischen Reifen- und Fahrbahnmaterial auftritt [Per01, Klü00]. Die Reduzierung des Hysteresanteils beruht dabei auf einer teilweisen Versiegelung der Fahrbahnrauheit. Durch eingeschlossenes Wasser ergibt sich effektiv eine Glättung der Fahrbahn und eine Verringerung des durch viskoelastische Verformung des Reifenmaterials hervorgerufenen Hysteresanteils [Per05].

Zur Darstellung möglicher Einflüsse von Nässe auf die Seitenkrafteigenschaften wurde am Messanhänger ein Bewässerungssystem umgesetzt, das eine Benetzung der Fahrbahnfläche vor dem Reifen ermöglicht. Die Benetzung erfolgt unregelmäßig mit einer Fördermenge von etwa 3 l pro Minute je Reifen mit Leitungswasser. Vor Messbeginn finden zur Vorkonditionierung und großflächigen Benetzung der Fahrbahn mehrere Fahrten ohne Messung statt. Abbildung 5.17 zeigt die Wasserzuführung in der Seitenansicht (a), in der Ansicht entgegen der Fahrtrichtung (b) und die resultierenden Fahrspuren nach der Fahrbahnkonditionierung (c).

Wie von Persson [Per05] dargestellt und durch Bürckert [Bür19] untersucht wurde, werden die Reibungscharakteristika signifikant von im Wasser gelösten Fremdstoffen (z. B. Tensiden) beeinflusst. Deren Einfluss ist auf Straßenoberflächen bei Regen nach Person [Per05] zeitabhängig. So führt einsetzender Regen auf einer vorher verschmutzten trockenen Fahrbahn zu einer starken Reduzierung des Reibbeiwertes. Nach Ausspülen der Verschmutzung steigt der Reibbeiwert bei anhaltendem Regen wieder an. Da im Rahmen der Versuche die Benetzung nur lokal und mit geringen Wassermengen erfolgt, ist anzunehmen, dass ein signifikantes Ausspülen von Fahrbahnverunreinigungen nicht erfolgt. Wiederhol- und Referenzmessungen zu Beginn und Ende des Versuchstages zeigen keine signifikanten Änderungen der Seitenkraftcharakteristika, die auf einen entsprechenden Einfluss hinweisen würden.



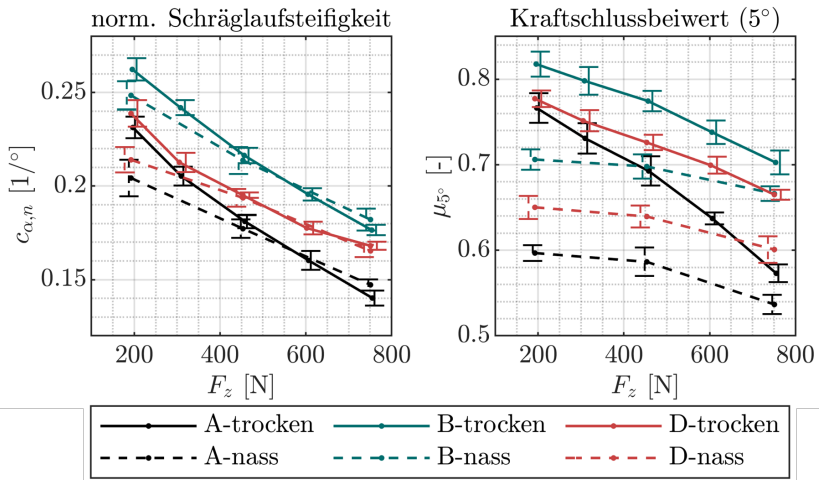
**Abbildung 5.17:** Seitenansicht des Wasserzulaufs im Stillstand (a), Sicht auf den Reifen entgegen der Fahrtrichtung während einer Messfahrt (b) und benetzte Fahrbahn nach der Konditionierung (c)

Grundsätzlich besteht mit dem Messanhänger ebenfalls die Möglichkeit Untersuchungen zum Einfluss von Tensiden (wie in [Bür19]) auf Realuntergründen durch Beimischung entsprechender Detergenzien in den aufgetragenen Wasserfilm durchzuführen.

Abbildung 5.18 zeigt exemplarisch für drei Reifen den Einfluss von Nässe auf die normierte Schräglaufsteifigkeit und den Kraftschlussbeiwert bei  $5^\circ$  Schräglaufwinkel. In den Messungen zeigt sich bei kleinen Radlasten eine stärkere Beeinflussung des Kraftverlaufs unterhalb eines Schräglaufwinkels von  $2^\circ$  als für größere Radlasten. Da die Schräglaufsteifigkeit im Intervall bis  $2^\circ$  linearisiert wird, ergibt sich damit für kleine Radlasten ein größerer relativer Einfluss von Nässe auf die ermittelte Schräglaufsteifigkeit und eine signifikante Reduzierung. Betrachtet man ausschließlich die Schräglaufsteifigkeit im Nulldurchgang, so liegt diese höher als bei den Messungen auf trockenem Untergrund,

was auf verringerte Temperaturen von Reifen und Untergrund durch die Fahr-  
bahnbenutzung zurückgeführt werden kann.

Hinsichtlich des Kraftschlussbeiwertes bei 5° zeigt sich ähnlich der Schräg-  
laufsteifigkeiten der stärkste Einfluss bei kleinen Radlasten. Tabelle 5.8 gibt  
für alle Reifen die mittleren relativen Einflüsse von Nässe auf die normierte  
Schräglaufsteifigkeit und den Kraftschlussbeiwert bei 5° wieder.



**Abbildung 5.18:** Einfluss von Nässe auf die normierte Schräglaufsteifigkeit und übertragene  
Seitenkraft bei 5° Schräglaufwinkel bei einem Reifendruck von  $p = p_{max} - 0,5$  bar

**Tabelle 5.8:** Mittlere relative Differenz von normierter Schräglaufsteifigkeit und Kraftschlussbei-  
wert bei 5° zwischen nassem und trockenem Untergrund

	Reifen							Gesamt
	A	B	C	D	E	F		
$\frac{\bar{c}_{\alpha,n,nass} - \bar{c}_{\alpha,n,trocken}}{\bar{c}_{\alpha,n,trocken}}$	-2,9 %	-1,0 %	-1,4 %	-4,2 %	+0,5 %	-0,2 %	-1,6 %	
$\frac{\bar{\mu}_{5^\circ,nass} - \bar{\mu}_{5^\circ,trocken}}{\bar{\mu}_{5^\circ,trocken}}$	-14,6 %	-9,6 %	-5,6 %	-12,6 %	-13,2 %	-13,4 %	-11,5 %	

Im Mittel über alle Reifen und Radlasten verringert sich die bei  $5^\circ$  Schräglaufwinkel übertragene Seitenkraft auf nassem Untergrund um 11,5 %. Reifen A zeigt die größten absoluten und relativen Änderungen der übertragenen Seitenkraft unter Einfluss von Nässe. Am geringsten betroffen ist Reifen C. In zukünftigen Untersuchungen ist anzustreben über eine Vergrößerung des realisierbaren Schräglaufwinkelbereichs eine Erfassung der Größe und Lage des Kraftschlussmaximums zu ermöglichen, um den Einfluss von Nässe auf die maximal übertragbaren Seitenkräfte zu erfassen. Für mittlere und hohe Radlasten ergeben sich nur geringe Einflüsse auf den linearen Bereich des Fahrzeugverhaltens und damit für die Modellierung im Einspurmodell, da die Nässe in diesem Bereich die Schräglaufsteifigkeit nur geringfügig beeinflusst. Im Bereich höherer Querbeschleunigungen wird sich das verringerte Kraftschlusspotential auswirken, wobei die festgestellte Reduzierung des Kraftschlussbeiwertes bei  $5^\circ$  Schräglaufwinkel ein Indikator für die Reduzierung der maximal übertragbaren Seitenkraft sein kann.

### **Einordnung der Ergebnisse in Literaturwerte**

Abbildung 5.19 gibt die im Rahmen der eigenen Messkampagnien unter Normalbedingungen ermittelten Schräglaufsteifigkeiten im Vergleich zur Quellenlage wieder. Es zeigen sich gute Übereinstimmungen in der Größenordnung der ermittelten Werte, jedoch fällt die Bandbreite gegenüber den Literaturwerten insgesamt deutlich geringer aus. Dies trifft insbesondere auf niedrigere Radlasten zu. Bei einer Radlast von etwa 300 N ist die größte Schräglaufsteifigkeit der eigenen Messungen 1,25-mal so groß wie die kleinste Schräglaufsteifigkeit. Bei den Messungen von Dressel [Dre13] liegt dieser Faktor bei etwa 2,6. Die Anzahl der von Dressel vermessenen Reifen ist mit 14 zwar deutlich größer als die hier vermessenen sechs Reifen, dennoch wäre aufgrund der starken Unterschiede in Dimension, Profil, Druck und Reifenaufbau zumindest eine vergleichbare Bandbreite zu erwarten. Neben grundsätzlich verschiedenen Versuchsaufbauten liegen Unterschiede zwischen den Messungen in [Dre13] und den hier angestellten Untersuchungen vor allem beim Untergrund vor. Möglich ist, dass die Verwendung eines Untergrundes



mit höherem Reibwert bei niedrigen Radlasten zu einer stärkeren Differenzierung der Schräglaufsteifigkeit führt. Berücksichtigt werden muss ebenfalls, dass die Schräglaufsteifigkeit hier jeweils durch Linearisierung im Bereich bis  $2^\circ$ -Schräglaufwinkel ermittelt wurde, wodurch niedrigere Reibwerte die Schräglaufsteifigkeit stärker beeinflussen als bei geringeren Linearisierungsintervallen. Die in der Literatur verwendeten Linearisierungsintervalle sind in der Regel nicht angegeben. Wie in Abschnitt 5.2.6 gezeigt wird, liefert das hier verwendete Messsystem im Vergleich zu einem konventionellen Prüfstand vergleichbare und plausible Reifenkennwerte. In zukünftigen Untersuchungen könnte mit dem hier vorgestellten Messsystem mit weiteren Reifen eine Ausdehnung und statistische Absicherung der ermittelten Bandbreite erfolgen.

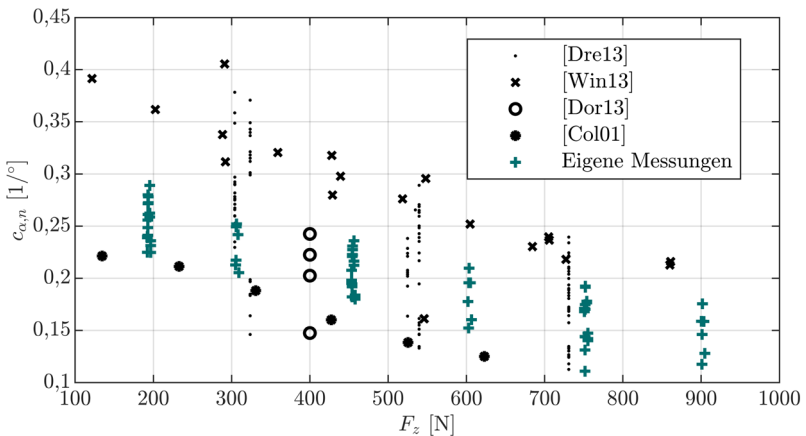


Abbildung 5.19: Vergleich gemessener Schräglaufsteifigkeiten mit Literaturwerten

## 5.2.5 Modellierung der Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Abhängigkeit

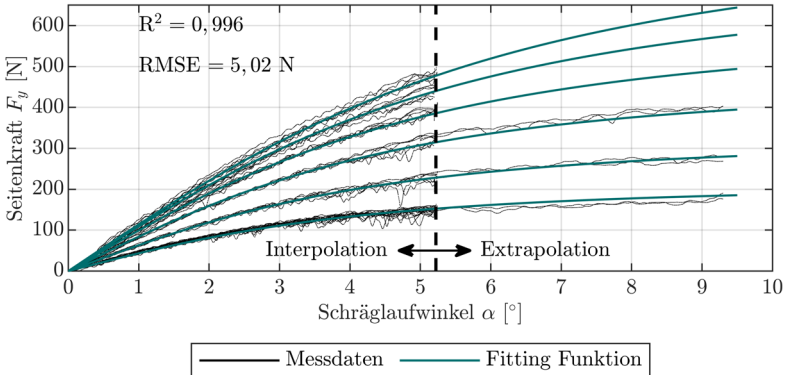
Im Rahmen der Auswertung erfolgte nach Gleichung 5.15 bereits die Anpassung einer Magic-Formula-Funktion auf jede einzelne Reifenmessung. Dabei wird die Radlast als Parameter nicht berücksichtigt. Für die Anwendung in

komplexeren Fahrdynamiksimulationen ist jedoch die Abbildung der Radlastabhängigkeit im Reifenmodell erforderlich. Es kann festgestellt werden, dass das Reifenverhalten auch mit einer vereinfachten Form der Magic-Formula nach Gleichung 5.24 qualitativ gut abgebildet werden kann. Dabei ist  $c_1$  ein Degressivitätsfaktor, der die degressive Zunahme der Seitenkraft über der Radlast beschreibt,  $c_2$ ,  $c_3$  und  $c_4$  bestimmen Kurvenform und anfängliche Steigung, wobei mit  $c_4$  ebenfalls der Einfluss der Radlast auf die Kurvenform abgebildet wird.  $F_{z0}$  ist die festgelegte Nennradlast. Die Formel basiert auf der von Vietinghoff [Vie08] verwendeten Vereinfachung zur Darstellung der Seitenkraftkennlinien, erweitert diese jedoch um den Einflussfaktor  $c_4$ , der zu einer verbesserten Abbildung der radlastabhängigen Kurvenform führt. Gegenüber der vollständig parametrisierten Magic-Formula nach [Pac12] ergeben sich Vorteile in Bezug auf Komplexität und Robustheit der Fitting-Funktion sowie in einer vereinfachten Implementierung im Fahrzeugmodell.

$$F_y = F_z(1 + c_1 dF_z) \sin(c_2 \arctan(c_3(1 + c_4 dF_z)\alpha)) \quad 5.24$$

$$dF_z = \frac{F_{z0} - F_z}{F_{z0}} \quad 5.25$$

Abbildung 5.20 zeigt beispielhaft für einen Reifen den Vergleich von Messung und dem ermittelten vereinfachten Magic-Formula-Modell. Die Anpassung der vereinfachten Magic-Formula erfolgt mittels eines Optimierungsalgorithmus auf Basis der Methode der kleinsten Quadrate im Intervall bis  $5,2^\circ$ . Wie der Vergleich der Fitting Funktion mit Messungen im Bereich über  $5,2^\circ$  Schräglaufwinkel zeigt, kann das empirische Modell als teilweise extrapolationsfähig betrachtet werden. Kurvenform und -werte werden auch über das Fitting-Intervall hinaus gut abgebildet. Über alle Reifen ergeben sich mit  $R^2 > 0,99$  sehr gut angepasste empirische Funktionen zur Beschreibung des Seitenkraftverlaufs in Abhängigkeit von Radlast und Schräglaufwinkel. Die Parameter  $c_i$  können für alle vermessenen Reifen-Druck-Kombinationen Anhang C4 entnommen werden.



**Abbildung 5.20:** Vergleich von Messdaten und angepasster vereinfachter Magic-Formel-Funktion für Reifen A bei 4,5 bar

## 5.2.6 Vergleich mit Messungen am Innentrommelprüfstand

Zur Validierung des Messaufbaus und zur Parametrierung eines vollständigen Magic-Formula-Parametersatzes unter Berücksichtigung von Sturzwinkeln und kombinierten Belastungen wurden ergänzend Messungen mit Reifen A am Innentrommelprüfstand (IPS) des Instituts für Fahrzeugsystemtechnik des KIT durchgeführt. Informationen zum Prüfstand können [Unr12] oder [Gie11] entnommen werden. Für die Messungen wird ein ebenfalls von Maier [Mai18b] für Längskraftmessungen verwendeter Adapter zur Verbindung von Fahrradfelge und Prüfstandsmessnabe verwendet. Da Angaben zur Festigkeit des Adapters gegen seitliche Belastungen fehlten, wurde der Radlastbereich für Seitenkraftmessungen zum Schutz vor Beschädigungen von Felge und Prüfstand auf 600 N begrenzt. Im Gegensatz zu den Anhängermessungen wird auf einem Safety-Walk-Belag bei einer Geschwindigkeit von 40 km/h gemessen. Der Vergleich zwischen Anhänger- und Prüfstandsmessung erfolgt auf Basis der jeweils aus den Messdaten bestimmten vereinfachten Magic-Formula-Modelle nach Gleichung 5.24. Ein Vergleich zwischen IPS-Messung und daraus gefittetem Modell kann Anhang C5 entnommen werden.

Abbildung 5.21 zeigt die aus den Modellen vom IPS und Anhänger resultierenden Seitenkraft-Schräglauf-Kennlinien. Qualitativ zeigen beide Modelle gute Übereinstimmungen des grundsätzlichen Kurvenverlaufs. In den Messdaten des IPS zeigt sich im betrachteten Schräglaufwinkelintervall wie bei den Anhängermessungen kein ausgeprägtes Seitenkraftmaximum.

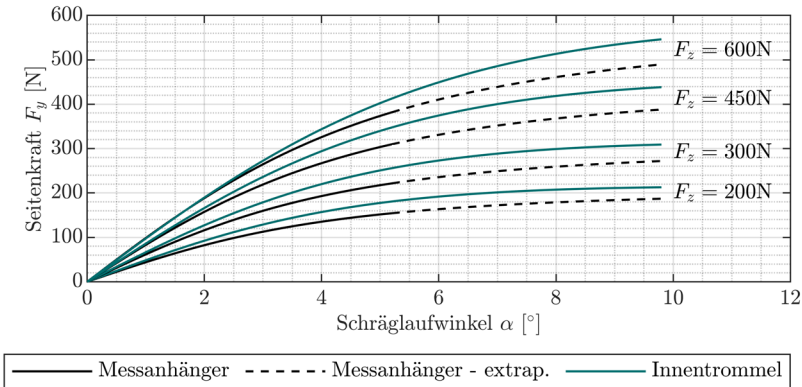


Abbildung 5.21: Vergleich der Reifenmodelle von Messanhänger und Innentrommelprüfstand

Tabelle 5.9 gibt einige Kennwerte der ermittelten Verläufe wieder. Wie zu erwarten ist, ergibt sich aufgrund des Safety-Walk-Belags des IPS ein höheres Kraftübertragungspotential und damit höhere Seitenkräfte bei der Prüfstands-messung gegenüber der Anhänger-messung auf der Real-fahrbahn. Die sich aus den Modellen ergebenden Schräglaufsteifigkeiten sind im Falle des IPS ebenfalls höher als beim Anhänger, was auf die höhere Versuchsgeschwindigkeit (vgl. dazu [Ein10]) und den größeren Kraftschlussbeiwert des Safety-Walk-Belags zurückzuführen ist. Mit steigender Radlast sinken die zwischen Prüfstands- und Anhänger-messung festgestellten relativen Unterschiede der Schräglaufsteifigkeiten und Kraftschlussbeiwerte.

Für die Messungen mit dem Messanhänger ergeben sich damit im Rahmen der erwarteten Einflüsse aufgrund unterschiedlicher Randbedingungen im Vergleich mit den Messungen des Innentrommelprüfstands valide und plausible Messergebnisse und daraus resultierende Reifenmodelle.

**Tabelle 5.9:** Vergleich von normierter Schräglauftiefe (im Intervall bis  $2^\circ$ ) und Kraftschlussbeiwert bei  $5^\circ$  der Reifenmodelle von Messanhänger und Innentrommelprüfstand

Radlast	$c_{\alpha,n}$ [-]		$\mu_{5^\circ}$ [-]	
	IPS	Anhänger	IPS	Anhänger
200 N	0,24	0,21	0,89	0,76
300 N	0,22	0,20	0,84	0,73
450 N	0,19	0,18	0,76	0,67
600 N	0,16	0,16	0,67	0,62

### 5.2.7 Statische Seitensteifigkeit

Die statische Seitensteifigkeit  $c_y$  beeinflusst das transiente Reifenverhalten und geht als Variable in das analytische Modell der Einlauflänge ein (vgl. Gleichung 5.5) [Ein10]. Zur Bestimmung der statischen Seitensteifigkeit werden die Räder bei leicht negativem Schräglaufwinkel in einen seitenkraftfreien Zustand gebracht. Über die Schräglaufverstellung wird den Reifen anschließend ein Schräglaufwinkel aufgeprägt, der im Reifenlatsch zu einer mittleren lateralen Verschiebung  $\overline{y}_R$  führt. Die beim Versuch ebenfalls in geringem Umfang auftretende Torsion um die Reifenhochachse wird im Bereich kleiner Schräglaufwinkel als vernachlässigbar angesehen. Die statische Seitensteifigkeit  $c_y$  ergibt sich als Gradient der Seitenkraft über der seitlichen Verschiebung im linearen Bereich nach Gleichung 5.26.

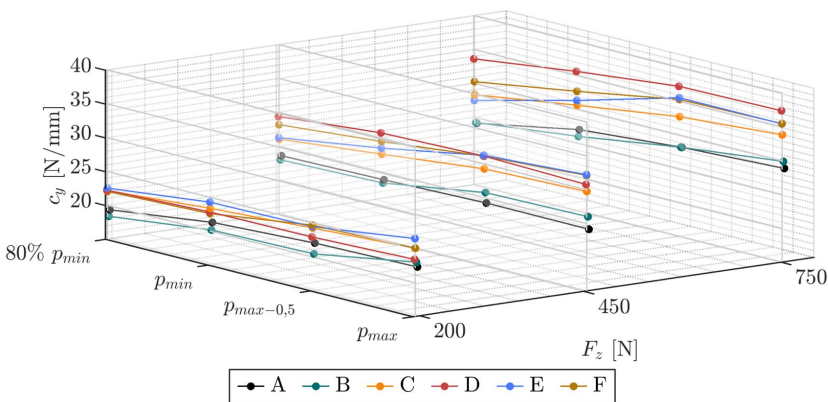
$$c_y = \frac{dF_y}{d\overline{y}_R} \quad 5.26$$

Abbildung 5.22 gibt die ermittelten statischen Seitensteifigkeiten in Abhängigkeit von Druck und Radlast wieder. Im Gegensatz zu den von Einsle [Ein10] untersuchten PKW-Reifen, zeigt sich bei den Fahrradreifen ein deutlicher Radlasteinfluss auf die statische Seitensteifigkeit. Tabelle 5.10 gibt die Größe des Einflusses von Radlast und Druck auf die Seitensteifigkeit wieder. Die gemessenen Seitensteifigkeiten liegen zwischen 20 N/mm und 40 N/mm und damit

im Bereich von etwa 10 % bis 30 % der statischen Seitensteifigkeit von PKW-Reifen (vgl. [Ein10, Dud20, Gut14]).

**Tabelle 5.10:** Zusammengefasste relative Einflüsse von Radlast und Druck auf die stat. Seitensteifigkeit

	Radlast ▲ [je 100 N]	Druck ▲ [je bar]
Stat. Seitensteifigkeit $c_y$	▲ +4...+8 %	▲ +1...+5 %



**Abbildung 5.22:** Statische Seitensteifigkeit in Abhängigkeit von Druck und Radlast

Die ermittelten Steifigkeitswerte werden nicht allein durch den Reifen bestimmt. Die Felge besitzt eine begrenzte Steifigkeit, welche aufgrund der Ausführung als Speichenrad im Vergleich zum PKW-Rad geringer ausfallen wird. Der Messaufbau kann gegenüber der Felge aufgrund der massiven Ausführung hingegen als annähernd starr betrachtet werden. Die ermittelte Steifigkeit  $c_y$  setzt sich damit aus einer Reifenkomponente  $c_{y,R}$  und einer Felgenkomponente  $c_{y,F}$  gemäß Gleichung 5.27 entsprechend einer Reihenschaltung von Federn zusammen.

$$\frac{1}{c_y} = \frac{1}{c_{y,R}} + \frac{1}{c_{y,F}} \tag{5.27}$$

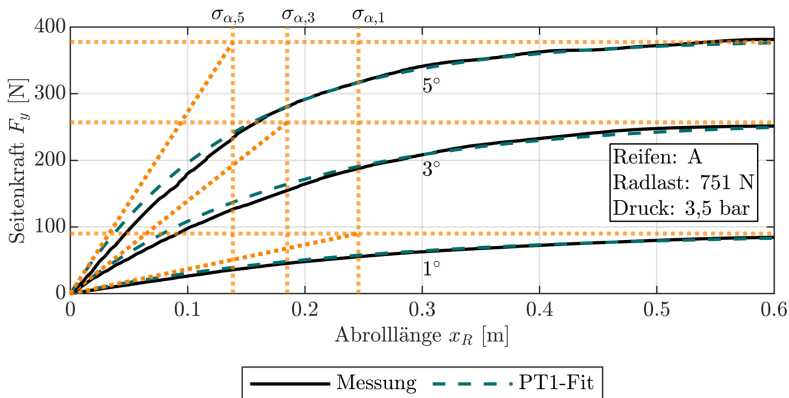
Damit beeinflussen Art der Felge, Art der Speichung und Speichenspannung die Kraftausbildung. Im realen Fahrzeug wirkt weiterhin die begrenzte Steifigkeit der Radaufhängung, die einen elastokinematischen Einfluss auf die Seitenkraftausbildung ausübt. Auf Basis von durchgeführten Messungen der kombinierten lateralen Steifigkeit von Felge und Messaufbau lassen sich nach Gleichung 5.27 laterale Reifensteifigkeiten  $c_{y,R}$  ermitteln, die 16 % bis 40 % über der gemessenen gemeinsamen Steifigkeit  $c_y$  liegen. Für die Interaktion des Reifens mit dem Untergrund ist die gemeinsame Steifigkeit  $c_y$  relevant, weshalb diese im Folgenden verwendet und allgemein als laterale Reifensteifigkeit bezeichnet wird. Eine genauere Evaluation der Einflüsse von Felgen- und Achssteifigkeit kann potenziell in weiterführenden Untersuchungen betrachtet werden.

## 5.2.8 Einlaufverhalten

Wie in Abschnitt 5.1 erläutert, erfolgt der Kraftaufbau am Reifen verzögert mit der Bewegung in Reifen-Längsrichtung. Die Bestimmung dieser Einlaufänge  $\sigma_\alpha$  erfolgt in Prüfstandsversuchen in der Regel über einen quasistatischen Schräglaufwinkelsprung. Dazu wird der Reifen unter einem definierten Schräglaufwinkel seitenkraftfrei auf die stehende Fahrbahn aufgesetzt und die Fahrbahn in Längsrichtung quasistatisch bewegt [Ein10]. Dieses Vorgehen lässt sich ebenfalls mit dem hier verwendeten Messsystem auf realem Untergrund umsetzen. Beiden Reifen des Anhängers wird im unbelasteten (angehobenen) Zustand über die Schräglaufverstellung ein statischer Schräglaufwinkel aufgeprägt. Anschließend erfolgt eine langsame Verschiebung des Anhängers in Fahrtrichtung, bis sich die maximale Seitenkraft aufgebaut hat. Über die gemessenen Drehwinkel der Räder wird der in Reifenlängsrichtung zurückgelegte Weg  $x_R$  mit dem statischen Reifenradius ermittelt. Die Einlaufänge  $\sigma_\alpha$  ist der Wert von  $x_R$ , bei dem die Reifenseitenkraft 63 % ihres stationären Endwertes erreicht.

Abbildung 5.23 zeigt für einen Reifen den Seitenkraftaufbau nach einem Schräglaufwinkelsprung über der Abrolllänge in Abhängigkeit des

Endschräglaufwinkels. Zur Bestimmung der Einlauflänge wird auf die Messdaten eine  $PT_1$ -Funktion (vgl. Gleichung 5.4) angepasst. Wie in Abbildung 5.23 deutlich wird, ergibt das  $PT_1$ -Verhalten eine gute Näherung des gemessenen Kraftverlaufs. Die Einlauflänge entspricht dem Punkt, an dem die Gerade mit der Ursprungssteigung der  $PT_1$ -Funktion den stationären Endwert erreicht. Größere Unterschiede zwischen  $PT_1$ -Ansatz und Messdaten sind im Bereich der Anfangssteigung vorhanden. Möglicherweise wirken sich Elastizitäten im Versuchsaufbau in diesem Bereich stärker auf die Messgenauigkeit aus. Nach [Ein10] wird für PKW-Reifen eine bessere Abbildung des Einlaufverhaltens durch eine  $PT_2$ -Näherung erreicht. Dies konnte durch [Gut14] nicht bestätigt werden. Zukünftige Untersuchungen mit verändertem Versuchsaufbau müssen zeigen, ob diese Abweichungen durch die Messmethodik oder die gewählte Näherungsfunktion verursacht werden. Der  $PT_1$ -Ansatz ergibt im Vergleich zur direkten Auswertung auf Basis der Messkurven etwa 5 % bis 7 % kleinere Einlaufängen. Da die Messkurven aufgrund von Einflüssen des Untergrunds stärkeren Schwankungen unterliegen können, wird für weitere Betrachtungen die Einlauflänge aus der  $PT_1$ -Näherung verwendet. Die Einlauflänge sinkt mit steigendem Schräglaufwinkel in Übereinstimmung mit den Ergebnissen in [Ein10].

















**Abbildung 5.23:** Einlaufängen eines Reifens bei Schräglaufwinkelsprüngen mit 1°, 3° und 5°



Für alle folgenden Betrachtungen wird als Einlauflänge stets die Einlauflänge auf einen Schräglauwinkel von  $1^\circ$  definiert, da sich dieser Schräglauwinkel noch im annähernd linearen Bereich der Seitenkraft-Schräglauwinkel-Kurve befindet.

Im Mittel liegt die Einlauflänge bei 0,20 m entsprechend etwa 0,13 Radumdrehungen ( $\sigma$ : 0,026 Umdrehungen). Tabelle 5.11 gibt zusammenfassend die Einflüsse von Radlast und Druck auf die Einlauflänge wieder. Eine Radlasterhöhung bewirkt für jeden Reifen näherungsweise linear eine Erhöhung der Einlauflänge. In der Tendenz ist die Stärke des Effekts bei den breiten Reifen A bis C stärker ausgeprägt als bei den schmalen Reifen D bis F. Eine Druckerhöhung bewirkt in der Regel eine Verringerung der Einlauflänge.

**Tabelle 5.11:** Einflüsse von Radlast und Druck auf die Einlauflänge

Einlauflänge $\sigma_\alpha$	Radlast ▲ [je 100 N]	Druck ▲ [je bar]
gesamt	▲ +2...+10 % 	▼ -11...+2% 
Reifen A	▲ +7...+9 % 	▼ -2...-6 % 
Reifen B	▲ +8...+10 % 	▼ -3...-11 % 
Reifen C	▲ +7...+9 % 	▼ -2...-5 % 
Reifen D	▲ +5...+7 % 	▼ -1...-6 % 
Reifen E	▲ +4...+6 % 	▶ -2...+2 % 
Reifen F	▲ +2...+5 % 	▼ -2...-11 % 

Nach Gleichung 5.5 (Abschnitt 5.1) ergibt sich die Einlauflänge vereinfacht als Quotient von Schräglauflaufsteifigkeit und statischer Seitensteifigkeit. Anhand der durchgeführten Messungen kann die Gültigkeit dieser Näherung für Fahrradreifen weitestgehend bestätigt werden. Im Mittel liegt die genäherte Einlauflänge über alle Reifen, Radlasten und Reifendrücke etwa 1 % unter der gemessenen Einlauflänge. Die mittlere relative Abweichung gegenüber der gemessenen Einlauflänge beträgt 8 %. Abbildung 5.24 zeigt für alle Reifen-Parameter-Kombinationen die theoretische über der gemessenen Einlauflänge. Größere Abweichungen zeigen sich insbesondere bei Reifen F. In der Tendenz

weisen die breiten Reifen A, B und C geringere Abweichungen zum theoretischen Modell auf als die schmalen Reifen D, E und F.

Im Gegensatz zu dem von Einsle [Ein10] festgestellten weitestgehend proportionalen Zusammenhang zwischen Radlast und Einlauflänge ergibt sich im untersuchten Bereich auf Grundlage der Messungen ein linearer, aber nicht proportionaler Einfluss der Radlast. Im Gegensatz zu PKW-Reifen zeigt sich also bei den untersuchten Fahrradreifen bei einer Verdopplung der Radlast keine Verdopplung der Einlauflänge. Nach Gleichung 5.5 ergibt sich die Einlauflänge aus dem Quotienten von Schräglaufsteifigkeit zu statischer Seitensteifigkeit. Eine näherungsweise Proportionalität ist damit nur gegeben, wenn die statische Seitensteifigkeit wie von Einsle für PKW beschrieben annähernd konstant bleibt. Wie in Abschnitt 5.2.7 dargestellt, ist dies für Fahrradreifen nicht der Fall.

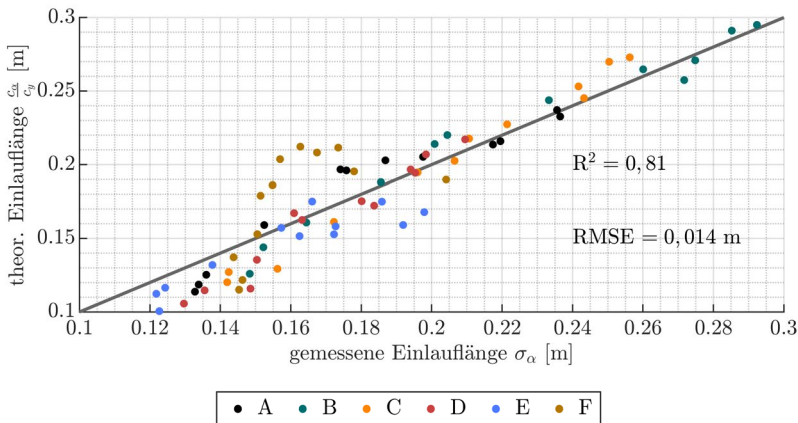


Abbildung 5.24: Vergleich von theoretischer und gemessener Einlauflänge

## 5.3 Bestimmung vertikaler Reifeneigenschaften

### 5.3.1 Prüfstand und Auswertemethodik

Die Vermessung von Reifenaufstandsflächen kann auf verschiedenen Wegen erfolgen. In [Dre13] wird auf das klassische Abdruckverfahren zurückgegriffen. Dabei wird Farbe auf den Reifen aufgebracht und dieser anschließend mit definierter Radlast auf eine Abbildungsfläche gepresst. Die so erzeugten Farbabdrücke werden typischerweise digitalisiert und weiterverarbeitet. Nachteilig ist der hohe Aufwand des Verfahrens und die Beeinflussung des Abdrucks durch Viskosität und Oberflächenspannung der aufgetragenen Farbe. Weiterhin gibt der Farbdruck nicht die Reifenaufstandsfläche unter den endgültigen Parametern wieder, sondern wird jeweils durch die Verformungen während des Radlastaufbaus beeinflusst. Zur Vermeidung dieser Nachteile wurde im Rahmen dieser Arbeit ein optisch messender Prüfstand aufgebaut, der eine effiziente Vermessung der Reifenaufstandsfläche und der Druckverteilung im Kontaktbereich ermöglicht. Der Prüfstand basiert auf dem in [Gen83] vorgestellten Prinzip der gestörten Totalreflexion, welches für ähnliche Anwendungen auch in [Cas06] und [Sta16] eingesetzt wurde. Die konstruktive Umsetzung ist in [Bod21] beschrieben. Abbildung 5.25 zeigt die Funktionsweise des Prüfstandes.

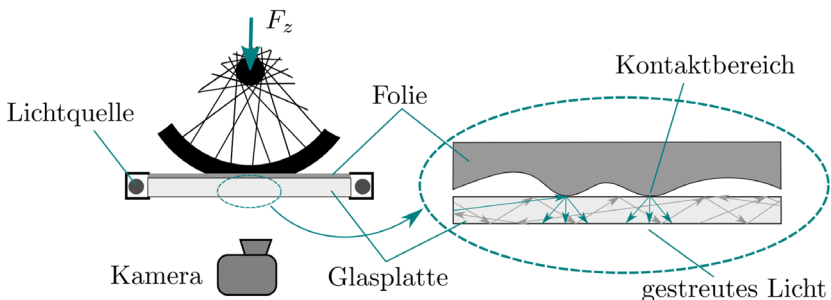


Abbildung 5.25: Funktionsweise des Footprint-Prüfstandes, in Anlehnung an [Cas06]

Das Messprinzip basiert auf der Störung der im inneren der Glasfläche auftretenden Totalreflexion an den Kontaktpunkten von Glasplatte und Zwischenmedium. Je größer die lokale Flächenpressung, desto mehr Licht wird nach unten aus der Glasplatte heraus gestreut. Die Messung der Reifenaufstandsfläche erfolgt dabei nicht im direkten Kontakt des Reifens zur Glasplatte, sondern über eine Folie als Zwischenmedium. Die Folie erfüllt verschiedene Zwecke. Der Kameraraum wird durch die Folie einerseits gegen einfallendes Störlicht abgeschirmt, sodass eine kontrastreiche Abbildung der Aufstandsfläche sichergestellt ist. Da die Stärke der Lichtstreuung von den Materialeigenschaften des Kontaktmediums abhängig ist, stellt die Folie als Zwischenmedium darüber hinaus identische Intensitätskennlinien für die verschiedenen Reifen sicher. Die Intensitätskennlinie der Folie, die eine Umwertung von Graustufen zu lokalen Flächenpressungen ermöglicht, sowie eine Beschreibung des Vorgehens zur Ermittlung der Intensitätskennlinie können Anhang C6 entnommen werden. Die höchste Sensitivität weist der Versuchsaufbau bis zu einer Flächenpressung von 5 bar auf. Darüber nähert sich die Kennlinie einem Sättigungswert, sodass über 8 bar lokaler Flächenpressung keine weitere Differenzierung des Druckwertes erfolgen kann.

Die Bildaufzeichnung erfolgt programmgesteuert über eine Industriekamera. Nach der Korrektur von Linsenverzerrungen entsprechend dem in [Mat21d] beschriebenen Vorgehen, wird aus dem Graustufenbild ein Binärbild erzeugt. Dieses wird zur Bestimmung der Reifenaufstandsfläche genutzt. Bei der Auswertung der Reifenaufstandsflächen wird in dieser Arbeit zwischen der von den Profilklotzen eingenommenen Kontaktfläche  $A_K$  und der insgesamt vom Latsch überdeckten Aufstandsfläche  $A_L$  unterschieden. Die Aufstandsfläche wird aus dem binärisierten Bild ermittelt, indem eine Hüllkurve um den aufgezeichneten Profilabdruck gelegt wird. Je ausgeprägter die Profilgestaltung, desto größer ist der Unterschied zwischen Kontaktfläche und Aufstandsfläche. Auf die Kanten der Aufstandsfläche wird anschließend eine Ellipsenfunktion angepasst, deren Hauptachsen die Länge und Breite der Aufstandsfläche ergeben. Die Schritte der Bildverarbeitung sind schematisch in Abbildung 5.26 dargestellt.

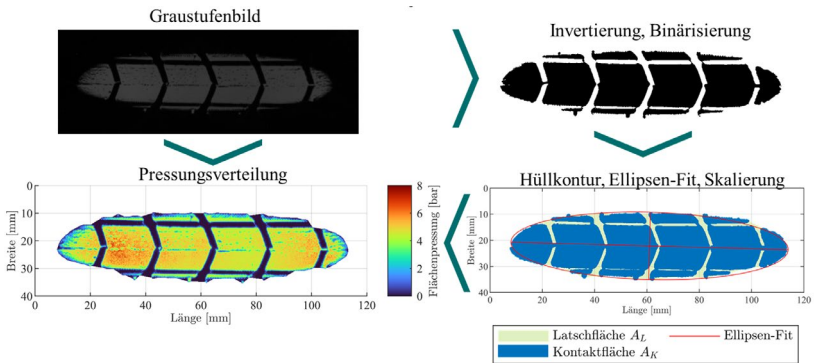


Abbildung 5.26: Verarbeitungsschritte der Aufstandsflächen-Bilder

Zusammen mit der Bestimmung der Aufstandsflächen wird der statische Reifenhalfmesser und damit die Reifeneinfederung und Vertikalsteifigkeit über einen inkrementalen Längengeber bestimmt. Die Erfassung der wirksamen Radlast erfolgt über konventionelle DMS-basierte Kraftmesszellen.

### 5.3.2 Reifenaufstandsflächen und Pressungsverteilung

Wie der in Abbildung 5.26 gezeigte Reifenprofilabdruck zeigt, ergibt sich für die Aufstandsfläche von Fahrradreifen die Form einer Ellipse. Im Gegensatz dazu weisen PKW-Reifen typischerweise annähernd rechteckige Aufstandsflächen auf. Die Größe der Reifenaufstandsfläche wird wesentlich über Radlast und Druck beeinflusst. Im Nenndruckbereich zeigt sich über alle Reifen eine Vergrößerung der Aufstandsfläche von 14 % bis 19 % je 100 N, bezogen auf eine Nennradlast von 450 N. Über dem Druck ergibt sich eine Verringerung der Reifenaufstandsfläche von 3 % bis 20 % je bar Reifendruck abhängig vom Nenndruck und der Reifenbreite. Die schmalen Reifen D, E und F weisen im Mittel einen geringeren Einfluss des Luftdrucks als die breiteren Reifen (A, B, C) auf, was auf die geringere relative Änderung des Innendrucks bei den schmalen Reifen zurückzuführen ist.

Nach [Ers17a] trägt die Reifenaufstandsfläche  $A_L$  über den Reifennennendruck  $p$  einen Großteil der auf den Reifen wirkenden Radlast  $F_z$ . Weitere

Kraftkomponenten wirken analog der Parallelschaltung von Federn gemäß Gleichung 5.28 [Ers17a] zusammen mit dieser Komponente der Reifenaufstandsfläche. Ein Anteil wird durch die Steifigkeit der Reifenstruktur  $F_{St}$  getragen. Daneben wirken Kraftanteile aus der Luftkompression  $F_p$  und der Rundhaltekraft  $F_{Rund}$ , die auf die Versteifung der Seitenwände bei Innendruck zurückgeht [Ers17a].

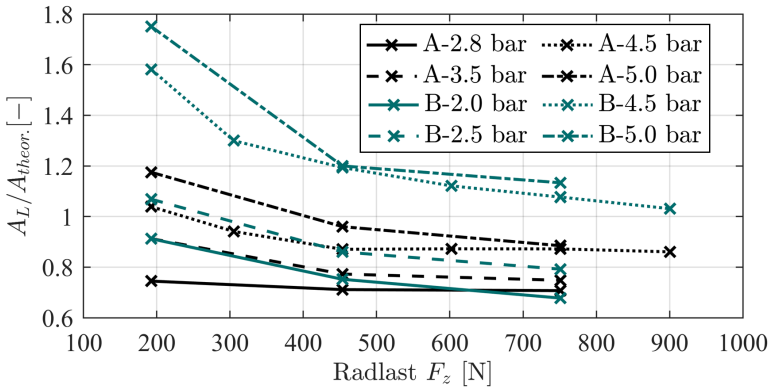
$$F_z = p \cdot A_L + F_p + F_{St} + F_{Rund} \quad 5.28$$

Vereinfacht werden häufig die Anteile der Luftkompression und der Rundhaltekraft vernachlässigt (vgl. dazu [Was19, Mit14]). Gleichung 5.28 kann damit zu Gleichung 5.29 vereinfacht werden.

$$F_z = p \cdot A_L + F_{St} \quad 5.29$$

Von Mitschke [Mit14] wird darüber hinaus der Anteil der Struktursteifigkeit als vernachlässigbar angesehen, sodass sich die Aufstandsfläche näherungsweise aus Radlast und Reifendruck bestimmen lässt. Für PKW-Reifen wird in der Regel davon ausgegangen, dass der Traglastanteil der Struktursteifigkeit positiv ist. Damit ist die notwendige Aufstandsfläche  $A_L$  zum Tragen der Radlast kleiner als die durch  $F_z/p$  gegebene theoretische Aufstandsfläche  $A_{theor.}$ . Die mittlere Flächenpressung über den gesamten Reifenlatsch wird damit größer als der Reifeninnendruck.

In den Messungen ergibt sich insbesondere bei hohen Reifendrücken und niedrigen Radlasten eine Überhöhung der gemessenen Latschfläche  $A_L$  über die aus Druck und Radlast bestimmte theoretische Aufstandsfläche  $A_{theor.}$ . Abbildung 5.27 zeigt für zwei Reifen das Verhältnis beider Flächen in Abhängigkeit von Radlast und Druck. Die Abweichungen zwischen der tatsächlichen und der theoretischen Aufstandsfläche fallen je nach Reifen, Druck und Radlast unterschiedlich stark aus. Über alle Reifen zeigt sich über der Radlast eine Abnahme und über dem Druck eine Zunahme des Flächenverhältnisses. Die erfassten realen Aufstandsflächen liegen zwischen 30 % unter und bis zu 80 % über der aus dem Reifendruck resultierenden theoretischen Aufstandsfläche.



**Abbildung 5.27:** Vergleich des Verhältnisses von gemessener Latschfläche  $A_L$  zu theoretischer Latschfläche  $A_{theor}$  für Reifen A und B in Abhängigkeit von Radlast und Reifendruck

Bei einem Großteil der Reifen liegt die reale Aufstandsfläche in der Mehrzahl der Betriebspunkte über der theoretischen Aufstandsfläche. Die geringsten Abweichungen zwischen realer und theoretischer Aufstandsfläche zeigen die Reifen C und D, die als Faltreifen geringe Wand- und Mantelstärken aufweisen und damit einer idealen Membran näher sind als die übrigen Reifen.

Nach Gleichungen 5.28 und 5.29 bedeutet eine Überhöhung der realen Aufstandsfläche über die theoretische Aufstandsfläche, dass der Strukturtraganteil  $F_{St}$  negativ werden muss. Die Reifenseitenwand trägt damit nicht zur Aufnahme der Radlast bei, sondern verringert den in der Aufstandsfläche wirksamen Druck, was zu einer Vergrößerung der Aufstandsfläche führt. Die gängige Näherung der Aufstandsfläche aus Radlast und Innendruck kann für die hier betrachteten Reifen in Abhängigkeit der Randbedingungen daher zu deutlichen Abweichungen zur realen Aufstandsfläche führen. Modelle und Betrachtungen, die ein idealisiertes Verhalten voraussetzen, können dadurch an Validität verlieren. Dies trifft beispielsweise auf Untersuchungen der Kraftübertragungseigenschaften auf unbefestigten Untergründen wie Sand oder Schnee zu, da die reale Aufstandsfläche die Anzahl der im Eingriff befindlichen Profilirillen und damit Verzahnungseffekte zwischen Reifen und Untergrund maßgeblich beeinflusst. Auswirkungen ergeben sich aus einer

vergrößerten Aufstandsfläche auch auf den Rollwiderstand, der nach [Gre19] zu 90 % durch Hystereseverluste beim Walken des Reifens bestimmt wird. Je größer die Aufstandsfläche beim Reifen, desto größer sind Reifenverformung und Energieverlust während der Umdrehung und damit der Rollwiderstand.

Vergleichend ergibt sich für PKW-Reifen in der Literatur kein eindeutiges Bild. Ivanov [Iva10] stellt bei der Untersuchung von PKW-Reifen fest, dass die Latschfläche für alle Parameterkombinationen über der theoretischen Aufstandsfläche liegt. Die mittlere Flächenpressung im Reifenlatsch unterschreitet damit den Reifeninnendruck. Zu übereinstimmenden Ergebnissen kommen Kucera et al. [Kuc16] für diagonale Landmaschinenreifen. Muniandy et al. [Mun14] stellen auf Basis von Messungen von sieben PKW-Reifen gegenteilig fest, dass die realen Reifenaufstandsflächen in einem großen Parameterbereich unterhalb der theoretischen Aufstandsfläche liegen und schließen daraus, dass die reale Flächenpressung größer ausfällt, als über den Reifeninnendruck gegeben. Nach [LaC05] entspricht die Flächenpressung im Latsch annähernd dem Reifeninnendruck und ist weitestgehend unabhängig von der Radlast. Auswertungen von vorhandenen Profilabdrücken des Instituts für Fahrzeugsystemtechnik des KIT (basierend auf Profilabdrücken von [Win21]) weisen Abweichungen der realen Aufstandsfläche von der theoretischen Aufstandsfläche von etwa  $\pm 12\%$  auf. Auch hier korreliert eine relativ größere reale Aufstandsfläche mit geringen Radlasten und hohen Drücken.

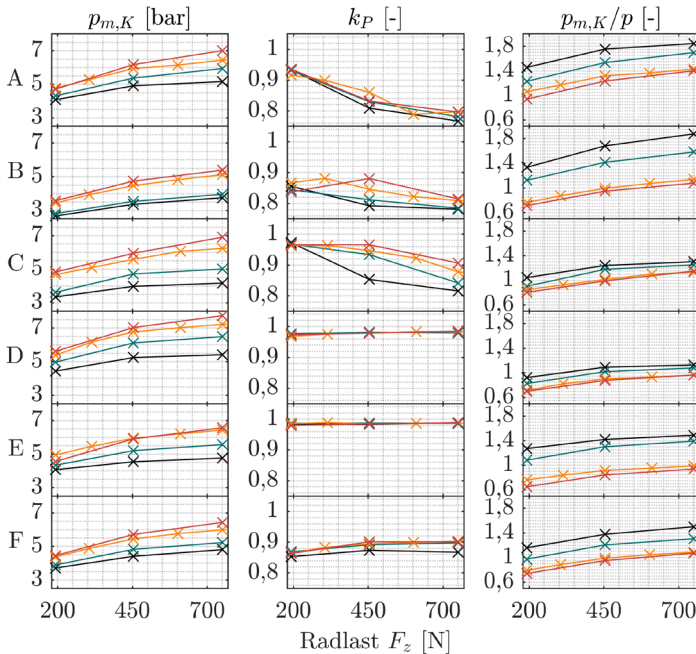
Neben der Latschfläche und der darin wirksamen mittleren Flächenpressung  $p_{m,L}$  ist eine weitere Kenngröße des Reifen-Fahrbahn-Kontaktes die Kontaktfläche der Profilklotze  $A_K$ . In dieser werden sämtliche Kräfte zwischen Reifen und Fahrbahn übertragen. Die Kontaktfläche unterscheidet sich von der Aufstandsfläche durch den Profilfaktor  $k_p$  gemäß Gleichung 5.30. Die mittlere Pressung im Kontaktbereich  $p_{m,K}$  ergibt sich damit nach Gleichung 5.31.

$$A_K = k_p \cdot A_L \text{ mit } 0 < k_p \leq 1 \quad 5.30$$

$$p_{m,K} = \frac{F_z}{A_K} = \frac{p_{m,L}}{k_p} \quad 5.31$$

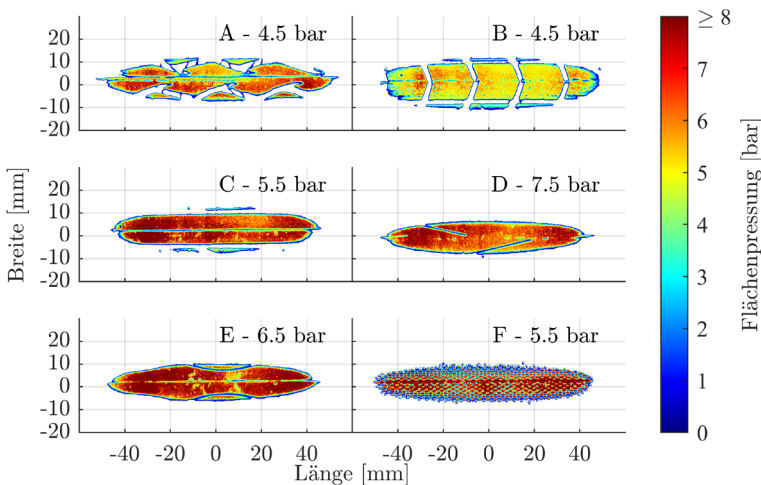


Abbildung 5.28 gibt für alle Reifen die mittlere Flächenpressung im Kontaktbereich  $p_{m,K}$ , den Profilfaktor  $k_p$  und das Verhältnis von  $p_{m,K}$  zum Reifeninnendruck  $p$  wieder. Die Profilfaktoren fallen je nach Ausprägung der Profilierung unterschiedlich hoch aus. Die kaum profilierten Reifen D und E zeigen unabhängig von Druck und Radlast Profilfaktoren nahe eins. Die stärker profilierten Reifen A, B, und C weisen Profilfaktoren zwischen 0,8 und 0,98, sowie Einflüsse durch Radlast und teilweise Innendruck auf. In Abhängigkeit des Profilfaktors zeigen sich deutliche Abweichungen der mittleren Kontaktflächenpressung zum Reifeninnendruck. Im betrachteten Intervall kann die mittlere Kontaktflächenpressung bei Reifen A im Nenndruckbereich bis zu 60 % über dem Reifendruck liegen. Reifen D, E und F zeigen bei geringen Radlasten und hohen Drücken mittlere Flächenpressungen die etwa 35 % unter dem Nenndruck liegen.



**Abbildung 5.28:** Mittlere Flächenpressung in der Kontaktfläche  $p_{m,K}$ , Profilfaktor  $k_p$  und Druckverhältnis  $p_{m,K}$  zu Nenndruck  $p$  über der Radlast













Abbildung 5.29 zeigt beispielhaft ermittelte Pressungsverteilungen für die verschiedenen Reifen. In der Regel weisen die Reifen eine gleichmäßige Pressungsverteilung in den Kontaktflächen auf. Eine Ausnahme bildet Reifen F, der aufgrund der Strukturierung der Reifenoberfläche deutliche Unregelmäßigkeiten zeigt. Lokale Flächenpressungen können ein Mehrfaches der mittleren Flächenpressung bzw. des Reifeninnendrucks betragen. Bei vielen Messungen können lokale oder großflächige Überschreitungen der maximal messbaren Flächenpressung von 8 bar festgestellt werden.



**Abbildung 5.29:** Beispielhafte Pressungsverteilung für verschiedene Reifen, bei einer Radlast von 750 N

Auf einer realen Fahrbahnoberfläche ergeben sich gegenüber der glatten Prüf- fläche aufgrund der Fahrbahntextur höhere lokale Flächenpressungen und größere Unregelmäßigkeiten in der Pressungsverteilung. Grundsätzlich wirken sich niedrige gleichmäßige Flächenpressungen positiv auf das Kraftübertragungspotenzial eines Reifens aus [Ers17a]. Zusammenfassend gibt Tabelle 5.12 Einflüsse von Radlast und Druck auf Kennwerte der Reifenaufstandsfläche wieder.

**Tabelle 5.12:** Zusammengefasste Einflüsse von Radlast und Druck auf Kennwerte der Reifen-  
aufstandsflächen

	Radlast ▲ [je 100 N]		Druck ▲ [je bar]	
Latschfläche $A_L$	▲ +14...+19 %		▼ -4...-19 %	
Kontaktfläche $A_K$	▲ +13...+18 %		▼ -4...-18 %	
Latschlänge $l_L$	▲ +7...9 %		▼ -2,5...-10 %	
Latschbreite $b_L$	▲ +6...+11 %		▼ -10...-10 %	
Mittlere Pressung im Latsch $p_{m,L}$	▲ +2...+7 %		▲ +3...+18 %	
Mittlere Pressung im Kon- taktbereich $p_{m,K}$	▲ +4...7 %		▲ +3...+15 %	

### 5.3.3 Statische Vertikalsteifigkeit

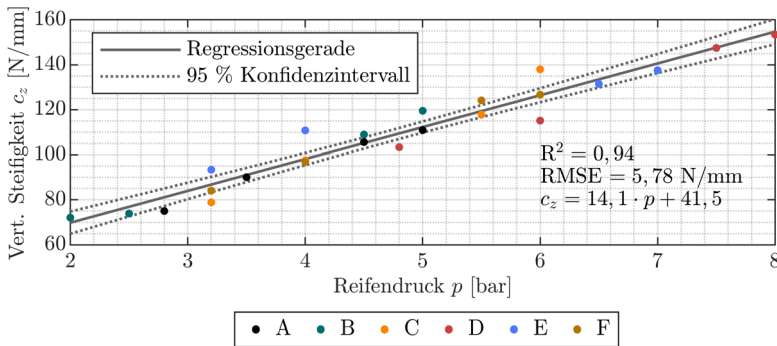
Die Vertikalsteifigkeit bzw. Radialsteifigkeit eines Reifens beeinflusst die vertikale Fahrzeuganregung, Radlastschwankungen und Fahrkomfort. Weiterhin wirkt die Vertikalsteifigkeit auf den Rollwiderstand ein und geht als Parameter in Rollwiderstandsmodelle ein (vgl. dazu [Gre19]). Die Vertikalsteifigkeit wird maßgeblich durch den Reifendruck bestimmt. Der Anteil der Seitenwandsteifigkeit an der Gesamtsteifigkeit wird durch Holtschulze [Hol06] für PKW-Reifen mit bis zu 8 % angegeben, nach Padula [Pad05] liegt dieser Anteil bei 10 % bis 15 %. Nach den Messungen in [Lei12] kann für Run-On-Flat-Reifen der Seitenwandanteil bis zu 40 % erreichen.

Zur Bestimmung der Vertikalsteifigkeit wird die radlastabhängige Einfederung des Reifens aufgezeichnet. Bedingt durch den verwendeten Messaufbau kann die Messung hier nicht bei rollendem Rad erfolgen. Tabelle 5.13 gibt die ermittelten vertikalen Steifigkeiten  $c_z$  und die statischen Reifenradien  $r_{stat}$  für die Versuchsreifen im Nenndruckbereich wieder. Die Vertikalsteifigkeiten liegen in einem Bereich zwischen 74 und 153 N/mm und sind signifikant geringer als typische Vertikalsteifigkeiten von PKW-Reifen (200 – 400 N/mm, vgl. [Gut14, Ers17a, Lei12]).

**Tabelle 5.13:** Vertikalsteifigkeiten und stat. Reifenhalmmesser der Versuchsreifen im Nenn-druckbereich

	A	B	C	D	E	F
$p$ [bar]	3,5–5,0	2,5–5,0	4,0–5,5	6,0–8,0	4,0–7,0	4,0–6,0
$c_z$ [N/mm]	90–111	74–119	98–118	115–153	111–138	97–127
$r_{stat}$ [mm]	245,3–	245,7–	240,0–	231,3–	227,3–	225,4–
bei 450 N	246,5	249,5	243,0	232,5	229,4	229,9

Wie Abbildung 5.30 zeigt ist der Zusammenhang zwischen Druck und Vertikalsteifigkeit über alle Reifen annähernd linear und kann in guter Approximation über die angegebene lineare Regressionsfunktion beschrieben werden.



**Abbildung 5.30:** Zusammenhang zwischen Reifendruck und vertikaler Steifigkeit

Tabelle 5.14 gibt zusammenfassend die Größe der Einflüsse von Radlast und Druck auf den statischen Reifenradius und die Vertikalsteifigkeit wieder.

**Tabelle 5.14:** Zusammengefasste Einflüsse von Radlast und Druck auf die Vertikalsteifigkeit und statischen Reifenradius

	Radlast ▲ [je 100 N]	Druck ▲ [je bar]
Stat. Reifenradius $r_{stat}$	▼ -0,3...-0,6 %	▲ 0,1...0,8 %
Vertikalsteifigkeit $c_z$	▶ -	▲ 7...18 %

# 6 Querdynamik und Kippstabilität

In den bisherigen Abschnitten wurden mit den Untersuchungen der Fahrzeug- und Reifenparameter wesentlich die Grundlagen für eine realitätsnahe Modellparametrierung gelegt. Die ermittelten Eigenschaften werden in diesem Abschnitt in fahrdynamischen Modellen eingesetzt, um Aussagen über fahrdynamische Charakteristika der Fahrzeuge treffen zu können.

## 6.1 Fahrzeugmodellierung

Das Einspurmodell stellt ein einfaches Modell zur Beschreibung wesentlicher querdynamischer Fahrzeuggrößen dar. Im folgenden Abschnitt werden wesentliche Fahrzeugcharakteristika der untersuchten Fahrzeuge auf Basis verschieden detaillierter Einspurmodelle betrachtet.

### 6.1.1 Lineares Einspurmodell

Das in Abbildung 6.1 dargestellte lineare Einspurmodell ermöglicht eine vereinfachte Beschreibung des Fahrzeugverhaltens. Dafür werden die Räder einer Achse in Achsmitte zusammengefasst, was im Falle eines Velomobils in 2F1R-Kombination damit prinzipiell nur die Vorderachse betrifft. Weiterhin wird nur die ebene Fahrzeugbewegung betrachtet und der Fahrzeugschwerpunkt auf Bodenniveau sowie die Geschwindigkeit als konstant angenommen. Die folgenden Betrachtungen basieren wesentlich auf den Ausführungen in [Mit14, Vie08, Ers17b] denen weitere Informationen zum Einspurmodell entnommen werden können.

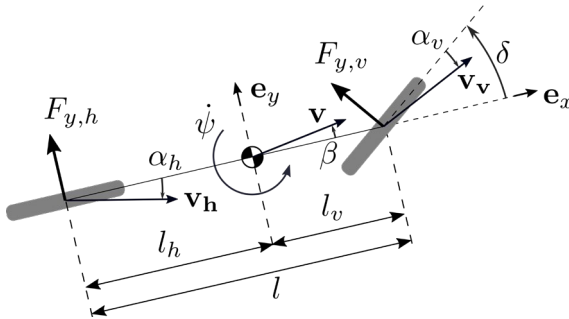


Abbildung 6.1: Einspurmodell, in Anlehnung an [Gut14, Vie08]

Unter Berücksichtigung von Kleinwinkelnäherungen und einer Beschränkung auf den linearen Bereich der Seitenkraftkennlinien ergeben sich aus den kinematischen Beziehungen für die wirkenden Achsseitenkräfte  $F_{y,h}$  und  $F_{y,v}$  Gleichungen 6.1 und 6.2. Hierin bezeichnen  $c_{\alpha,v}$  und  $c_{\alpha,h}$  die wirksamen Achsschräglauftiefigkeiten,  $\beta$  den Schwimmwinkel,  $\dot{\psi}$  die Gierrate,  $v$  die Fahrzeuggeschwindigkeit und  $\delta$  den Radlenkwinkel. Als Fahrzeugparameter gehen weiterhin die Parameter der Schwerpunktslage  $l_v$  und  $l_h$  in die Gleichung ein.

$$F_{y,v} = c_{\alpha,v} \alpha_v = c_{\alpha,v} \left( \delta - \beta - \frac{l_v \dot{\psi}}{v} \right) \quad 6.1$$

$$F_{y,h} = c_{\alpha,h} \alpha_h = c_{\alpha,h} \left( -\beta + \frac{l_h \dot{\psi}}{v} \right) \quad 6.2$$

Das laterale Kräftegleichgewicht und das Momentengleichgewicht um die Fahrzeughochachse führen zu dem in Gleichung 6.3 gegebenen Gleichungssystem in Zustandsraumdarstellung mit dem Schwimmwinkel  $\beta$  und der Gierrate  $\dot{\psi}$  als Zustände der Fahrzeugbewegung. Die Querbeschleunigung  $a_y$  ergibt sich daraus nach Gleichung 6.4.

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{c_{\alpha,v} + c_{\alpha,h}}{mv} & \frac{c_{\alpha,h}l_h - c_{\alpha,v}l_v}{mv^2} - 1 \\ \frac{c_{\alpha,h}l_h - c_{\alpha,v}l_v}{J_z} & -\frac{c_{\alpha,v}l_v^2 + c_{\alpha,h}l_h^2}{J_z v} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \beta \\ \psi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{c_{\alpha,v}}{mv} \\ \frac{c_{\alpha,v}l_v}{J_z} \end{bmatrix} \cdot \delta \quad 6.3$$

$$a_y = v(\dot{\beta} + \dot{\psi}) \quad 6.4$$

Am realen Reifen wirkt die Seitenkraft um den Reifennachlauf  $n_R$  zum Mittelpunkt der Aufstandsfläche verschoben. Bei PKW kann dieser Unterschied meist vernachlässigt werden [Mit14]. Auf Basis der Untersuchungen in Abschnitt 5 ergibt sich für die verschiedenen Reifen ein Nachlauf im relevanten Radlastbereich und bei Nenndruck von etwa 0,01 bis 0,015 m. In Abhängigkeit der Schwerpunktlage des Fahrzeugs kann der Nachlauf  $n_R$  damit bis zu 5 % von  $l_v$  betragen. Unter Berücksichtigung des Nachlaufs ergibt sich die Zustandsraumdarstellung entsprechend Gleichung 6.5 mit den korrigierten Radabständen  $l_v^*$  und  $l_h^*$  nach Gleichungen 6.6 und 6.7 (vgl. [Mit14]).

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{c_{\alpha,v} + c_{\alpha,h}}{mv} & \frac{c_{\alpha,h}l_h^* - c_{\alpha,v}l_v^*}{mv^2} - 1 \\ \frac{c_{\alpha,h}l_h^* - c_{\alpha,v}l_v^*}{J_z} & -\frac{c_{\alpha,v}l_v^*l_v^* + c_{\alpha,h}l_h^*l_h^*}{J_z v} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \beta \\ \psi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{c_{\alpha,v}}{mv} \\ \frac{c_{\alpha,v}l_v^*}{J_z} \end{bmatrix} \cdot \delta \quad 6.5$$

$$l_v^* = l_v - n_{R,v} \quad 6.6$$

$$l_h^* = l_h + n_{R,h} \quad 6.7$$

Unter der Annahme, dass die Nachläufe an Vorderachse und Hinterachse ungefähr gleich groß sind, kann die Auswirkung der Nachlaufdifferenz auf den Radstand  $l$  vernachlässigt werden. Zur Verringerung des Modellierungs- und Berechnungsaufwandes wird für die folgenden Betrachtungen vereinfachend angenommen, der Nachlauf betrage an jedem Reifen jeweils 0,01 m, was im linearen Bereich für kleine Schräglaufwinkel eine adäquate Näherung darstellt. Die Berechnungen gewinnen damit gegenüber einer vollständigen Vernachlässigung des Nachlaufs an Genauigkeit, ohne die Komplexität der Modelle und Rechnungen stark zu erhöhen.

## 6.1.2 Kennwerte des linearen Einspurmodells

Unter den Bedingungen der stationären Kreisfahrt und auf Basis des linearen Einspurmodells ergibt sich der Lenkwinkelbedarf zum Halten eines konstanten Kreisfahrtradius mit dem Kurvenradius  $\rho$  nach Gleichung 6.8. Der Quotient aus Radstand  $l$  und Kurvenradius  $\rho$  bestimmt den Lenkwinkel unter seitenkraftfreier Fahrt und wird auch als Ackermannwinkel  $\delta_A$  bezeichnet. Neben dem Ackermannwinkel beeinflusst der Eigenlenkgradient  $EG$  (Gleichung 6.9) entscheidend das Lenkverhalten und beschreibt die Änderung des Lenkwinkelbedarfs in Abhängigkeit der Querbesehleunigung. Bei einem positiven Eigenlenkgradienten vergrößert sich der Lenkwinkelbedarf bei konstantem Radius mit steigender Geschwindigkeit. Man spricht von untersteuerndem Fahrverhalten. Der gegenteilige Fall wird als Übersteuern bezeichnet.

$$\delta = \frac{l}{\rho} + \frac{m}{l} \left( \frac{l_h^*}{c_{\alpha,v}} - \frac{l_v^*}{c_{\alpha,h}} \right) \cdot \frac{v^2}{\rho} = \frac{l}{\rho} + EG \cdot \frac{v^2}{\rho} \quad 6.8$$

$$EG = \frac{m}{l} \left( \frac{l_h^*}{c_{\alpha,v}} - \frac{l_v^*}{c_{\alpha,h}} \right) \quad 6.9$$

Tabelle 6.1 zeigt vergleichend den Einfluss des Nachlaufs auf den linearen Eigenlenkgradienten für beispielhafte Fahrzeuge mit unterschiedlichen Schwerpunktlagen und ansonsten identischen Fahrzeugparametern.

**Tabelle 6.1:** Eigenlenkgradienten mit/ohne Nachlauf für ein beispielhaftes Fahrzeug mit  $m = 105 \text{ kg}$ ,  $l = 1,3 \text{ m}$ ,  $c_{\alpha,v} = 187,3 \text{ N/}^\circ$ ,  $c_{\alpha,h} = 89,7 \text{ N/}^\circ$

$l_v/l$	Eigenlenkgradient $^\circ/(\text{m/s}^2)$		Rel. Abweichung <sup>1</sup> [%]
	$n_{R,0} = 0 \text{ m}$	$n_R = 0,01 \text{ m}$	
0,24	0,145	0,158	8,4 %
0,30	0,041	0,055	24,4 %
0,36	-0,063	-0,049	27,0 %

<sup>1</sup> bezogen auf  $n_R = 0,01 \text{ m}$

Die Berücksichtigung eines Reifennachlaufs kann damit zu deutlichen Unterschieden der ermittelten linearen Eigenlenkgradienten führen.



Allgemeiner wird der Eigenlenkgradient nach [DIN11] als lokaler Gradient des Lenkwinkels über der Querbeschleunigung nach Gleichung 6.10 mit dem Ackermannlenkwinkel  $\delta_A$  definiert.

$$EG = \frac{d\delta}{da_y} - \frac{d\delta_A}{da_y} \quad 6.10$$

In der Regel wird eine untersteuernde Fahrzeugauslegung angestrebt, da ein Übersteuern aufgrund des selbstverstärkenden Effektes durch Normalfahrer nur schwer zu beherrschen ist [Ers17b]. Auch Fahrzeuge in untersteuernder Grundauslegung können in Abhängigkeit von Manöver und Randbedingungen ein übersteuerndes Verhalten erreichen.

Neben dem Eigenlenkgradienten ist der Schwimmwinkelgradient nach Gleichung 6.11 von besonderer Bedeutung, da dieser zusammen mit dem Schwimmwinkel das subjektive Fahrerempfinden stark beeinflusst [Mit14, Kra11]. Damit einher geht die Anforderung, dass der Schwimmwinkelgradient im Sinne der Fahrstabilität möglichst gering sein sollte. Wie Gleichung 6.11 zeigt, beeinflusst die Schräglaufsteifigkeit und damit maßgeblich die Bereifung an der Hinterachse wesentlich den Schwimmwinkelgradienten  $SG$ .

$$SG = \frac{m l_v^*}{c_{\alpha,h} l} \quad 6.11$$

Eine weitere Kenngröße des linearen Einspurmodells ist die in Gleichung 6.12 gegebene stationäre Gierverstärkung, welche die Stärke der Fahrzeuggierreaktion ( $\dot{\psi}$ ) bezogen auf den Lenkwinkel als Stellgröße wiedergibt.

$$\left(\frac{\dot{\psi}}{\delta}\right)_{stat} = \frac{v}{l + EG \cdot v^2} \quad 6.12$$

Für ein übersteuerndes Fahrzeugverhalten und damit einen negativen Eigenlenkgradienten  $EG$  folgt aus Gleichung 6.12 eine Polstelle bei der sogenannten kritischen Geschwindigkeit  $v_{krit}$  (Gl. 6.13). Das Fahrzeugverhalten wird bei dieser Geschwindigkeit instabil. Für ein untersteuerndes Fahrzeug ergibt sich

die maximale Gierverstärkung bei der charakteristischen Geschwindigkeit  $v_{ch}$  (Gl. 6.14).

$$v_{krit} = \sqrt{-\frac{l}{EG}} \quad 6.13$$

$$v_{ch} = \sqrt{\frac{l}{EG}} \quad 6.14$$

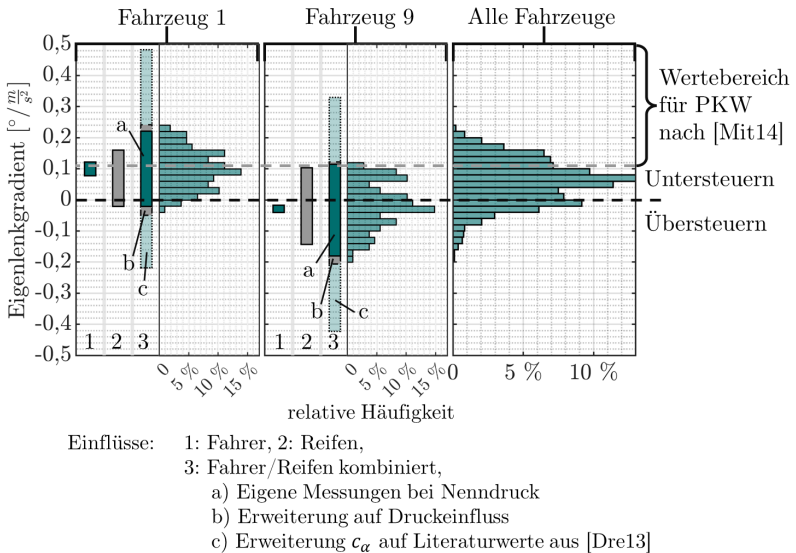
Ersoy et al. [Ers17b] und Mitschke [Mit14] geben für die charakteristische Geschwindigkeit bei PKW einen Zielbereich zwischen 65 km/h und 100 km/h an. Dadurch wird eine hohe Agilität im mittleren Geschwindigkeitsbereich bei gleichzeitig verringerter Lenksensitivität und damit erhöhter Fahrstabilität im Bereich hoher Geschwindigkeiten erreicht.

Auf Basis der Ergebnisse des Fahrzeugbenchmarks und der daraus resultierenden Bandbreiten der Fahrzeugparameter (Abschnitt 4) und der Bestimmung der Reifeneigenschaften (Abschnitt 5) können mittels Gleichungen 6.9 bis 6.14 Untersuchungen des Fahrverhaltens der betrachteten Fahrzeuge am linearen Einspurmodell erfolgen. Die Bestimmung der jeweils wirksamen Schräglaufsteifigkeit erfolgt mit den Schräglaufsteifigkeitskennlinien und Reifenparametern nach Gleichung 5.21 (Parameter siehe Anhang C2). Zur Darstellung der Einflüsse von Fahrer und Reifen werden die in Tabelle 6.2 gegebenen Parametersets verwendet.

**Tabelle 6.2:** Parametersets für die Betrachtungen am Einspurmodell

Set	Einfluss	Beschreibung
1	Fahrer	Einfluss von Fahrermassen und Schwerpunktlagen bei identischen Reifen, Reifen A, Reifendruck $p_{max} - 0,5$ bar
2	Reifen	Einfluss der Reifen bei identischem Fahrer, Reifendruck $p_{max} - 0,5$ bar
3	Fahrer + Reifen	a) Kombiniertes Einfluss Reifen und Fahrer, Reifendruck $p_{max} - 0,5$ bar b) Kombiniertes Einfluss Reifen, Fahrer, Reifendruck c) Kombiniertes Einfluss von Reifen, Fahrer, Reifendruck, mit Erweiterung auf Literaturwerte der Schräglaufsteifigkeit

Abbildung 6.2 zeigt beispielhaft für das am stärksten untersteuernde Fahrzeug 1 und das am stärksten übersteuernde Fahrzeug 9 die Intervalle und Histogramme möglicher Eigenlenkgradienten in Abhängigkeit von Fahrer- und Reifenvariationen. Die Histogramme geben jeweils die Verteilungen auf Basis von Fahrer und Reifeneinflüssen bei Standarddruck wieder (Parameterset 3a). Neben den eigenen Reifenmessungen werden erweiternd die in [Dre13] gegebenen Schräglaufsteifigkeiten berücksichtigt.

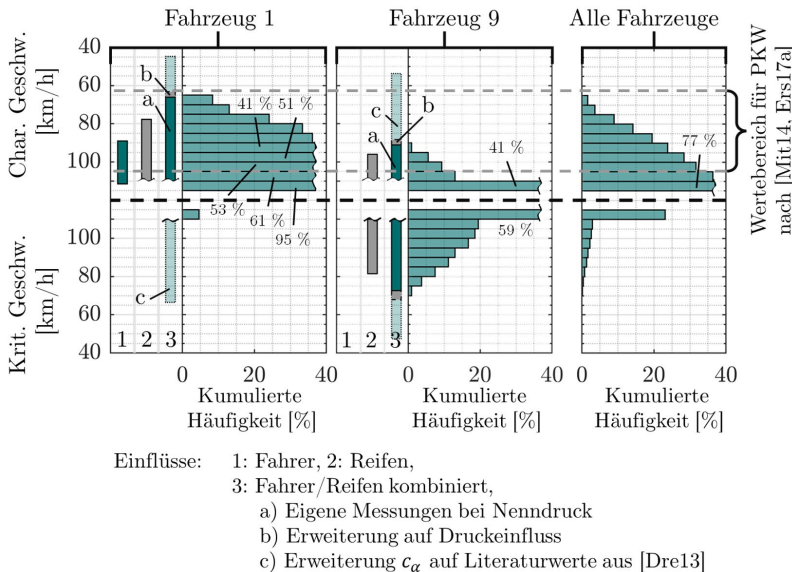


**Abbildung 6.2:** Bandbreiten und Verteilung möglicher Eigenlenkgradienten (bezogen auf den Radlenkwinkel) unter Berücksichtigung verschiedener Einflussfaktoren, die Histogramme geben die Verteilungen auf Basis von Parameterset 3a wieder

Der mittlere Eigenlenkgradient über alle Fahrzeuge liegt bei etwa  $0,05^\circ/(m/s^2)$  und ist damit geringer, als die Untergrenze typischer radbezogener Eigenlenkgradienten für PKW nach [Mit14]. Im Vergleich der Einflüsse zeigt sich, dass unterschiedliche Fahrer über die Änderung der Masseparameter und Wechselwirkungen auf die Reifen das Eigenlenkverhalten zwar beeinflussen, dieser Einfluss im Vergleich zum reinen Reifeneinfluss aber gering ausfällt. Der

lineare Eigenlenkgradient lässt sich für jedes der untersuchten Fahrzeuge über die Reifen in den unter- oder übersteuernden Bereich verschieben. Die Reifen zeigen damit großes Potential für eine gezielte Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens. Wie aus Abbildung 6.2 hervorgeht, kann für das Fahrzeuge 9 eine Tendenz ins Übersteuern festgestellt werden, was auf den weit hinten liegenden Schwerpunkt zurückzuführen ist.

Nach Gleichung 6.13 und Gl. 6.14 nehmen die kritische oder charakteristische Geschwindigkeit mit steigendem Absolutwert des Eigenlenkgradienten ab. Auf Basis der festgestellten Intervalle der Eigenlenkgradienten zeigt Abbildung 6.3 die Intervalle von charakteristischer und kritischer Geschwindigkeit für die Fahrzeuge 1 und 9 in Abhängigkeit der verschiedenen Einflussgrößen. Die kumulierten Häufigkeiten geben den prozentualen Anteil der untersuchten Kombinationen mit einer kritischen oder charakteristischen Geschwindigkeit unterhalb des jeweiligen Geschwindigkeitswertes an.



**Abbildung 6.3:** Bandbreiten und Verteilung von charakteristischer und kritischer Geschwindigkeit unter Berücksichtigung verschiedener Einflussfaktoren, die Histogramme geben die Verteilungen auf Basis von Parameterset 3a wieder

Nach den Betrachtungen zur Fahrzeugnutzung in Abschnitt 3.1 liegen typischerweise erreichte Höchstgeschwindigkeiten bei Velomobilen zwischen 50 km/h und 80 km/h. Vereinzelt kann auf Gefällestrrecken auch von Geschwindigkeiten bis zu 100 km/h ausgegangen werden. Wie Abbildung 6.3 zeigt, können sowohl die charakteristische als auch die kritische Geschwindigkeit unter Annahme der größtmöglichen Schräglaufsteifigkeitsdifferenz für einzelne Fahrzeuge im Bereich der erreichbaren Höchstgeschwindigkeit liegen.

Wie aus den kumulierten Häufigkeiten in Abbildung 6.3 hervorgeht, wird dies im Regelfall jedoch nur bei einer geringen Anzahl der möglichen Reifen-Kombinationen auftreten. So zeigt Fahrzeug 1 nur bei etwa 25 % der Kombinationen eine charakteristische Geschwindigkeit unterhalb von 80 km/h. Beim übersteuernden Fahrzeug 9 ist der Anteil an Kombinationen mit einer kritischen Geschwindigkeit unterhalb von 80 km/h mit etwa 4 % noch einmal deutlich geringer. Bei 17 % der Kombinationen liegt die kritische Geschwindigkeit unterhalb von 100 km/h.

Zusammenfassend ist es unter Maßgabe der ungünstigsten Reifenkombination bei einzelnen Fahrzeugen theoretisch möglich die kritische Geschwindigkeit und damit die Stabilitätsgrenze zu erreichen. Die mittlere charakteristische Geschwindigkeit liegt über alle Fahrzeuge für die untersteuernden Kombinationen bei 146 km/h. Die mittlere kritische Geschwindigkeit beträgt für übersteuernde Kombinationen 265 km/h. Im Regelfall liegen charakteristische und kritische Geschwindigkeit damit weit außerhalb der mit Velomobilen im Normalfall erreichbaren Geschwindigkeiten. Daraus folgt, dass die Gierverstärkung für den überwiegenden Anteil der betrachteten Kombinationen im relevanten Geschwindigkeitsbereich streng monoton mit der Geschwindigkeit steigt. Das bei PKW angestrebte Verhalten mit einer maximalen Gierverstärkung im mittleren Geschwindigkeitsbereich und danach abnehmender Sensitivität ist für die Velomobile daher nicht gegeben.

Abbildung 6.4 zeigt für Fahrzeug 1 und 9 die stationäre Gierverstärkung über der Geschwindigkeit für den maximalen, minimalen und medianen Eigenlenkgradienten, sowie das 25/75% Quartilintervall. Typische maximale

Gierverstärkungen liegen für PKW im Bereich von 0,13 bis 0,32 1/s bezogen auf den Lenkradwinkel [Mit14, Ers17a, Pfe11, Fri20]. Nach [Wei78] werden Werte um 0,3 1/s von Fahrern subjektiv als gut beurteilt. Unter Berücksichtigung einer Lenkübersetzung von 16 bis 20 (vgl. [Mit14, Pfe11, Fri20]) ergeben sich auf den Radlenkwinkel bezogene Gierverstärkungen für PKW von 2 bis 6,4 1/s. Wie aus Abbildung 6.4 hervorgeht liegt dies unterhalb der aus dem Einspurmodell resultierenden radbezogenen Gierverstärkungen für Velomobile. Velomobile zeigen damit eine höhere Sensitivität der Fahrzeugreaktion auf Änderungen der Radlenkwinkel. Dies wird unter anderem durch das geringere Masse-Radstands-Verhältnis verursacht.

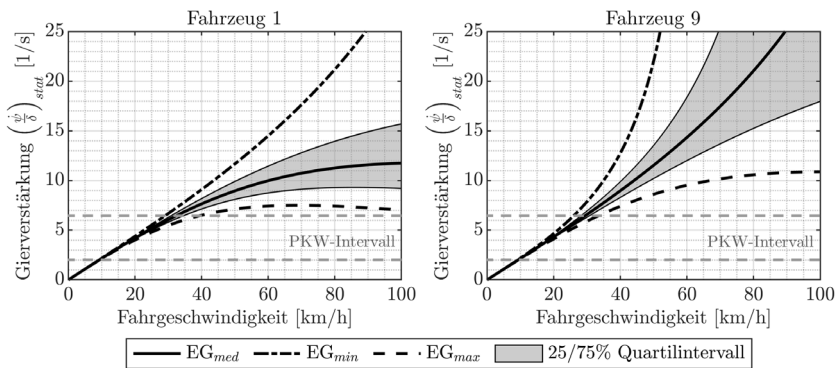


Abbildung 6.4: stationäre Gierverstärkung für Fahrzeuge 1 und 9

Das subjektive Fahrerempfinden wird maßgeblich durch die Lenkung beeinflusst. Velomobile werden, wie in Abschnitt 2.1 dargestellt, über einen zentralen Tiller oder seitliche Lenkhebel gelenkt. Da sich der durch Weir und DiMarco [Wei78] festgestellte Bereich der optimalen Gierverstärkung um 0,3 1/s für PKW auf den Lenkradwinkel bezieht, ist unklar inwieweit eine Übertragung dieses Zielwertes unter Berücksichtigung der unterschiedlichen Art der Lenkaktuierung auch auf Fahrzeuge wie die Velomobile möglich ist. Zukünftige Untersuchungen mit Subjektiv-Objektiv-Korrelationen könnten zeigen, inwieweit sich ein solcher Bereich auch für Velomobile definieren

ließe. Eine Herausforderung für solche Untersuchung könnten die starken Unterschiede in der Betätigung zwischen Tiller- und Panzerlenkung darstellen.

### 6.1.3 Eigenfrequenz und Dämpfung

Die Eigenfrequenz und Dämpfung der Fahrzeuggierbewegung beeinflussen die instationäre Reaktion des Fahrzeugs auf Lenkeingaben und Störungen und sind damit relevante Kennwerte für die Fahrzeugcharakterisierung und das subjektive Fahrerempfinden. Aus den Bewegungsgleichungen des Einspurmodells folgen für die ungedämpfte Eigenkreisfrequenz  $\omega_e$  und das Dämpfungsmaß der Gierbewegung  $D_\psi$  Gleichungen 6.15 und 6.16 (vgl. dazu [Ers17a, Mit14]). Die gedämpfte Eigenfrequenz  $\omega_{e,D}$  ergibt sich daraus nach Gleichung 6.17.

$$\omega_e = \sqrt{\frac{c_{\alpha,h}l_h^* - c_{\alpha,v}l_v^*}{J_z} + \frac{c_{\alpha,v}c_{\alpha,h}l^2}{J_z m v^2}} = 2\pi f_e \quad 6.15$$

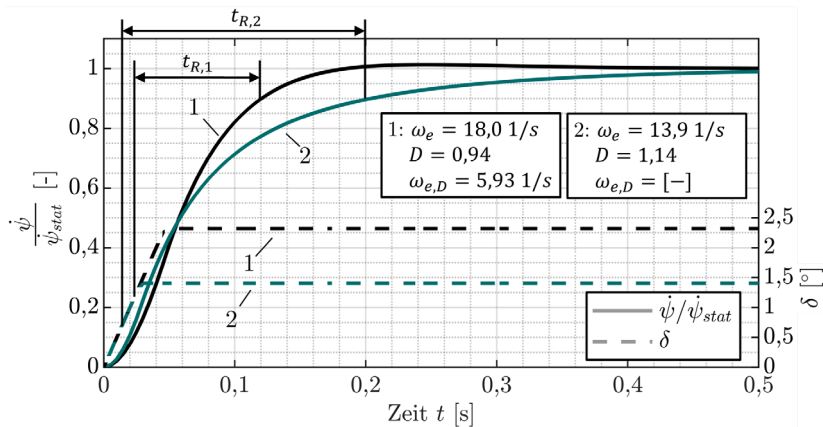
$$D_\psi = \frac{1}{2\omega_e} \left( \frac{c_{\alpha,v} + c_{\alpha,h}}{m v} + \frac{c_{\alpha,v}l_v^*l_v + c_{\alpha,h}l_h^*l_h}{J_z v} \right) \quad 6.16$$

$$\omega_{e,D} = \omega_e \sqrt{(1 - D_\psi^2)} = 2\pi f_{e,D} \quad 6.17$$

Für übersteuernde Fahrzeuge mit  $c_{\alpha,v}l_v^* > c_{\alpha,h}l_h^*$  liegt das Dämpfungsmaß stets über eins. Die Fahrzeuge sind nicht schwingfähig. Bei der kritischen Geschwindigkeit geht die ungedämpfte Eigenkreisfrequenz  $\omega_e$  gegen null und das Dämpfungsmaß  $D_\psi$  strebt gegen unendlich. Nach Gleichung 6.12 wird die Gierverstärkung bei dieser Geschwindigkeit unendlich und das Fahrzeug damit instabil. Die ungedämpfte Eigenkreisfrequenz untersteuernder Fahrzeuge strebt mit steigender Geschwindigkeit einem Endwert entgegen. Das Dämpfungsmaß sinkt mit steigender Geschwindigkeit und geht bei unendlicher Geschwindigkeit gegen null. Bei hohen Geschwindigkeiten ist die Gierbewegung daher nur schwach gedämpft, was sich nachteilig auf die Fahrstabilität

auswirkt. Bei niedrigen Geschwindigkeiten (für die hier betrachteten Fahrzeuge typischerweise unterhalb von 20 km/h bis 30 km/h) ist die Gierdämpfung auch bei untersteuernden Fahrzeugen größer als eins. Daraus folgt auf eine Gieranregung eine monotone Fahrzeugreaktion anstelle einer oszillierenden Bewegung.

Abbildung 6.5 zeigt die Gierreaktion auf eine schnelle Lenkwinkelrampe für Fahrzeug acht für eine untersteuernde (1) und eine übersteuernde Reifenkombination (2) bei ansonsten identischen Fahrzeugparametern. Die Anregung erfolgt jeweils mit dem Lenkwinkel  $\delta_{0,3g}$ , der bei einer Geschwindigkeit von 40 km/h eine Querbeschleunigung von  $3 \text{ m/s}^2$  verursacht. Die Lenkgeschwindigkeit ist konstant. Während bei der untersteuernden und mit  $D=0,94$  stark gedämpften Kombination ein leichtes Überschwingen der Gierrate beobachtet werden kann, zeigt sich bei der übersteuernden und überkritisch gedämpften Kombination ein Herankriechen der Gierrate an den stationären Endwert.

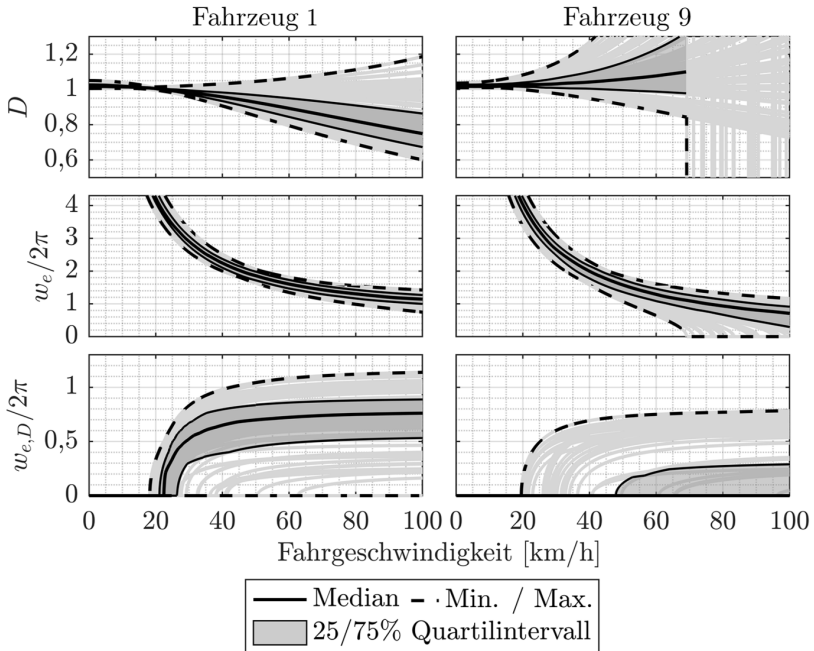


**Abbildung 6.5:** Simulation der Gierreaktion auf eine Lenkwinkelrampe auf  $\delta_{0,3g}$  für ein untersteuerndes (1) und ein übersteuerndes Fahrzeug (2) auf Basis des linearen Einspurmodells bei  $v = 40 \text{ km/h}$

Die Response-Time  $t_R$ , das Zeitintervall zwischen dem Erreichen von 50 % des stationären Lenkwinkels und 90 % der stationären Gierrate, ist beim untersteuernden Fahrzeug etwa halb so groß, wie beim übersteuernden Fahrzeug.



Obwohl der Lenkwinkelbedarf größer ist, erreicht das schwingfähige untersteuernde Fahrzeug bei gleicher Aktuierungsrate schneller den stationären Zustand und verhält sich damit agiler.

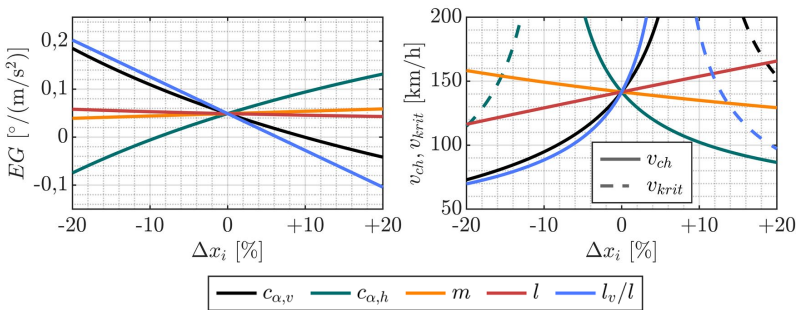


**Abbildung 6.6:** Dämpfungsmaß  $D$ , Eigenfrequenz  $\omega_e/2\pi$  und gedämpfte Eigenfrequenz  $\omega_{e,D}/2\pi$  in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit

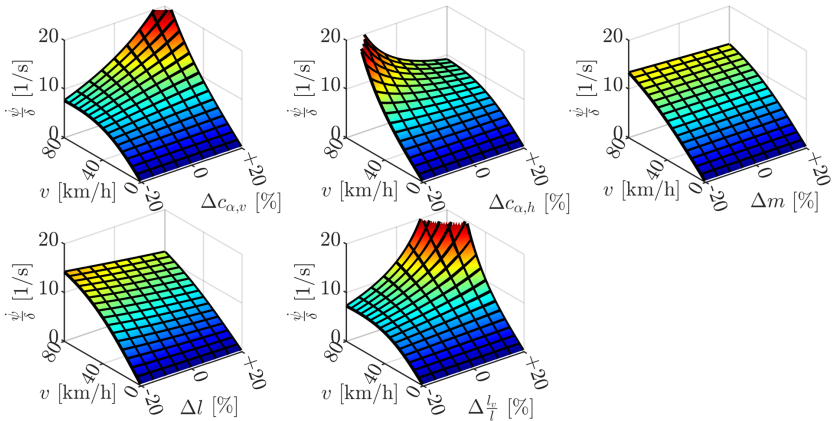
Wie in Abschnitt 6.1.2 gezeigt wurde, lässt sich für jedes Fahrzeug auf Grundlage der im Reifenversuch ermittelten Schräglaufsteifigkeiten ein unter- oder übersteuerndes Fahrzeugverhalten im Einspur-Simulationsmodell erzeugen. Entsprechend zeigen sich, wie in Abbildung 6.6 für Fahrzeug 1 und 9 dargestellt, große Intervalle möglicher gedämpfter und ungedämpfter Eigenfrequenzen und Dämpfungsmaße.

### 6.1.4 Sensitivität der Einspurmodell-Kennwerte auf Parameteränderungen

Die Parameter des Einspurmodells üben unterschiedlich starken Einfluss auf die Kennwerte des Modells aus. Der Einfluss der wesentlichen Parameter auf Eigenlenkgradient und charakteristische bzw. kritische Geschwindigkeit ist in Abbildung 6.7 dargestellt. Abbildung 6.8 gibt die Einflüsse auf die stationäre Gierverstärkung wieder. Ausgangspunkt ist ein Fahrzeug mit durchschnittlichen Fahrzeug- und Reifenparametern. Schwerpunktlage und Fahrzeugmasse können praktisch nicht ohne Wechselwirkung auf die Schräglaufsteifigkeit verändert werden. Die dargestellten Einflüsse enthalten für beide Faktoren daher auch deren Rückwirkungen auf die Schräglaufsteifigkeiten und den daraus überlagerten Einfluss auf die Kenngrößen. Wesentlich zeigen die Schräglaufsteifigkeiten und die Schwerpunktlage deutliche Einflüsse auf das Eigenlenkverhalten und die stationäre Gierverstärkung. Einflüsse durch Änderungen der Fahrzeugmasse und des Radstands sind von untergeordneter Bedeutung.



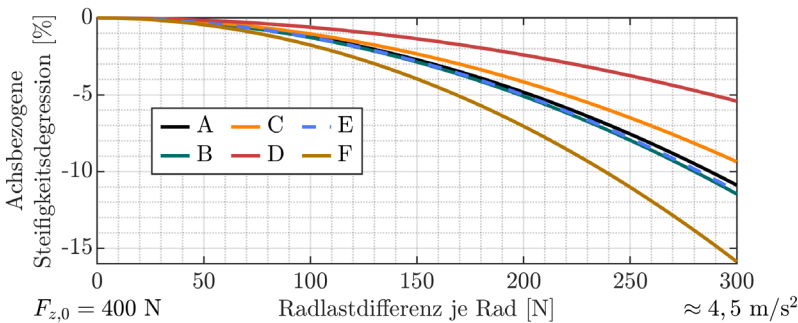
**Abbildung 6.7:** Einfluss relativer Änderungen verschiedener Modellparameter  $x_i$  auf Eigenlenkgradient  $EG$  (links) und charakteristische bzw. kritische Geschwindigkeit  $v_{ch}$ ,  $v_{krit}$  (rechts), ausgehend von einem mittleren Fahrzeug mit  $m = 114 \text{ kg}$ ,  $l = 1,325 \text{ m}$ ,  $l_v/l = 0,317$ ,  $c_{\alpha,v} = 187,3 \text{ N/}^\circ$ ,  $c_{\alpha,h} = 89,7 \text{ N/}^\circ$



**Abbildung 6.8:** Einfluss von Änderungen verschiedener Modellparameter auf die stationäre Gierv Verstärkung, ausgehend von einem mittleren Fahrzeug mit  $m = 114 \text{ kg}$ ,  $l = 1,325 \text{ m}$ ,  $l_v/l = 0,317$ ,  $c_{\alpha,v} = 187,3 \text{ N/}^\circ$ ,  $c_{\alpha,h} = 89,7 \text{ N/}^\circ$

### 6.1.5 Nichtlineare Modellierung

Das lineare Einspurmodell ist in seinem Gültigkeitsbereich begrenzt und stellt aufgrund der getroffenen Vereinfachungen nur eine grobe Näherung an das reale Fahrzeug dar. Eine einfache Möglichkeit zur Erweiterung des Gültigkeitsbereiches ist die Berücksichtigung der Radlastabhängigkeit der Reifenseitenkraft. Wie in Abschnitt 5 gezeigt wurde, liegt zwischen Radlast und Schräglaufsteifigkeit keine Proportionalität vor. Die Schräglaufsteifigkeit eines Reifens steigt degressiv mit der Radlast an. Die normierte Schräglaufsteifigkeit sinkt damit über der Radlast. Im Falle einer Kurvenfahrt werden die kurveninneren Räder entlastet und das kurvenäußere Rad belastet. Aufgrund des degressiven Verlaufs der Schräglaufsteifigkeit kann die Steifigkeitszunahme am kurvenäußeren Rad dabei die Steifigkeitsabnahme am kurveninneren Rad nicht vollständig kompensieren. Es kommt wie Abbildung 6.9 für die verschiedenen Reifen zeigt zu einer Verringerung der Achsschräglaufsteifigkeit mit zunehmender Radlastdifferenz.



**Abbildung 6.9:** Degression der Achsschräglaufsteifigkeit über der Radlastdifferenz für Reifen A bis F, in Anlehnung an [Gut14]

Bei einem vierrädrigen Fahrzeug tritt diese Degression abhängig von der statischen Radlastverteilung und den achsbezogenen Wanksteifigkeiten sowohl an Vorder- als auch Hinterachse auf. Bei einem dreirädrigen Fahrzeug kann eine Aufnahme des aus der Querbewegung resultierenden Wankmoments und damit eine Radlastverlagerung hingegen nur an der Achse mit zwei Rädern erfolgen. In Konsequenz ist nur diese Achse von der Steifigkeitsdegression betroffen. Für ein 2F1R-Fahrzeug führt die entsprechende Reduzierung der Schräglaufsteifigkeit an der Vorderachse nach Gleichung 6.9 zu einer Vergrößerung des Eigenlenkgradienten. Das Fahrzeug untersteuert stärker bzw. die Übersteuertendenz verringert. Für ein Fahrzeug mit zwei Rädern an der Vorderachse kann eine übersteuernde Grundauslegung damit abhängig von der Querbewegung in ein untersteuerndes Fahrverhalten übergehen. Ein 1F2R-Fahrzeug reagiert mit einer Reduzierung der Schräglaufsteifigkeit an der Hinterachse und erhöht damit die Übersteuertendenz.

Für ein dreirädriges Fahrzeug ergibt sich die Radlastdifferenz an der Achse mit zwei Rädern unter Vernachlässigung von Fahrzeugfederung und Wankbewegungen gemäß Gleichung 6.18 aus dem Momentengleichgewicht um die Fahrzeuglängsachse.

$$\Delta F_z = F_{z,dyn} - F_{z,stat} = ma_y \frac{h_s}{b} \quad 6.18$$

Die Achsseitenkraft  $F_{y,i}$  der zweirädigen Achse lässt sich im Einspurmodell unter Berücksichtigung der Radlast am linken und rechten Rad ( $F_{z,i,l}$ ,  $F_{z,i,r}$ ) dann nach Gleichung 6.19 abbilden, wobei zunächst noch davon ausgegangen wird, dass sich der Schräglaufwinkel im linearen Bereich der Kennlinie befindet, sodass das Seitenkraftverhalten weiterhin auf Grundlage der Schräglaufsteifigkeit beschrieben werden kann. Der Index  $i$  kann durch die entsprechende Achsbezeichnung für vorn oder hinten ersetzt werden, je nachdem an welcher Achse das Fahrzeug zwei Räder besitzt.

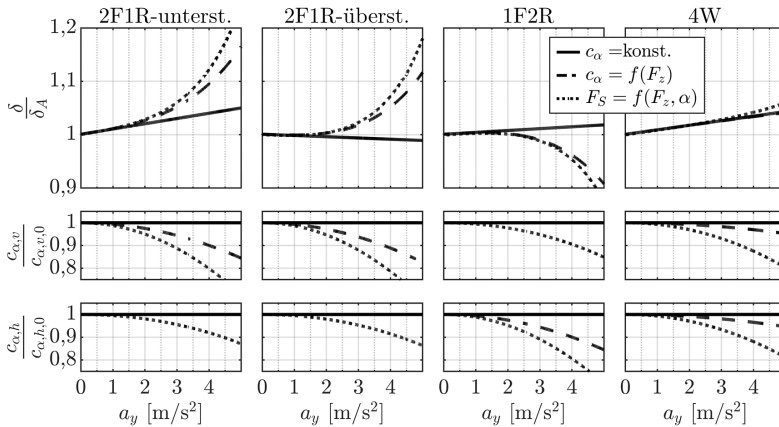
$$F_{y,i} = \left( c_\alpha(F_{z,i,l}) + c_\alpha(F_{z,i,r}) \right) \alpha_i \quad 6.19$$

Darüber hinaus kann eine noch detailliertere Abbildung des Reifenverhaltens erfolgen, wenn nicht die Schräglaufsteifigkeit, sondern die nichtlineare Seitenkraftkennlinie verwendet wird. Die Achsseitenkraft ergibt sich für eine Achse mit zwei Rädern dann nach Gleichung 6.20.

$$F_{y,i} = f(F_{z,i,l}, \alpha_i) + f(F_{z,i,r}, \alpha_i) \quad 6.20$$

Die Abbildung der nichtlinearen Seitenkraftverläufe entsprechend Gleichung 6.20 erfolgt in der Simulation auf Basis des vereinfachten Magic-Formula-Modells nach Gleichung 5.24 aus Abschnitt 5.2.5.

Abbildung 6.10 zeigt den Einfluss der verschiedenen Reifen-Modellierungsgrade im Einspurmodell bei einer stationären Kreisfahrt. Dargestellt sind die Verläufe des auf den Ackermannwinkel  $\delta_A$  bezogenen Lenkwinkels  $\delta$  sowie die Achsschräglaufsteifigkeiten an Vorder- und Hinterachse bezogen auf deren statische Werte ( $c_{\alpha,i,0}$ ) in Abhängigkeit der Querbeschleunigung. Gezeigt werden die Verläufe für ein untersteuerndes und übersteuerndes 2F1R-Fahrzeug, ein untersteuerndes 1F2R-Fahrzeug und ein vierrädriges Fahrzeug (4W). Für das Magic-Formula-Modell wird eine äquivalente Achsschräglaufsteifigkeit aus Seitenkraft und Schräglaufwinkel bestimmt.



**Abbildung 6.10:** Einfluss verschieden detaillierter Reifenmodelle auf den Lenkwinkelverlauf im Einspurmodell für die stationäre Kreisfahrt mit  $R = 18 \text{ m}$ ,  $m = 100 \text{ kg}$ ,  $l = 1,3 \text{ m}$ ,  $h_s = 0,4 \text{ m}$ ,  $l_{v,2F1R\text{-unterst.}} = 0,4 \text{ m}$ ,  $l_{v,2F1R\text{-überst.}} = 0,53 \text{ m}$ ,  $l_{v,1F2R.} = 0,9 \text{ m}$ ,  $l_{v,4W} = 0,6 \text{ m}$

Bei den dreirädrigen Fahrzeugen zeigen sich deutliche Einflüsse der Querbeschleunigung auf das Eigenlenkverhalten und die effektive Schräglaufsteifigkeit. Beim 2F1R-Fahrzeugen kommt es zu einer Reduzierung der Schräglaufsteifigkeit an der Vorderachse. Unter Berücksichtigung des nichtlinearen Reifenverhaltens ist über der Querbeschleunigung und damit steigendem Schräglaufwinkel auch eine Reduzierung der effektiven Schräglaufsteifigkeit an der Hinterachse zu beobachten. Für das übersteuernde 2F1R-Fahrzeug wechselt der Lenkwinkelgradient bei einer Querbeschleunigung von etwa  $1 \text{ m/s}^2$  das Vorzeichen. Der Lenkwinkelbedarf vergrößert sich, das Fahrzeug beginnt zu untersteuern. Beim 1F2R-Fahrzeug tritt der entgegengesetzte Effekt auf. Aufgrund der Reduzierung der effektiven Achsschräglaufsteifigkeit an der Hinterachse wechselt das Fahrzeug über der Querbeschleunigung von einem untersteuernden in ein übersteuerndes Fahrverhalten. Damit ist hinsichtlich der fahrdynamischen Stabilität die 2F1R-Konfiguration gegenüber der 1F2R-Konfiguration zu bevorzugen. Wie aus Abbildung 6.10 hervorgeht, zeigen sich beim vierrädrigen Fahrzeug nur geringe Unterschiede im Lenkverhalten zwischen linearer und nichtlinearer Modellierung. Da eine Steifigkeits-

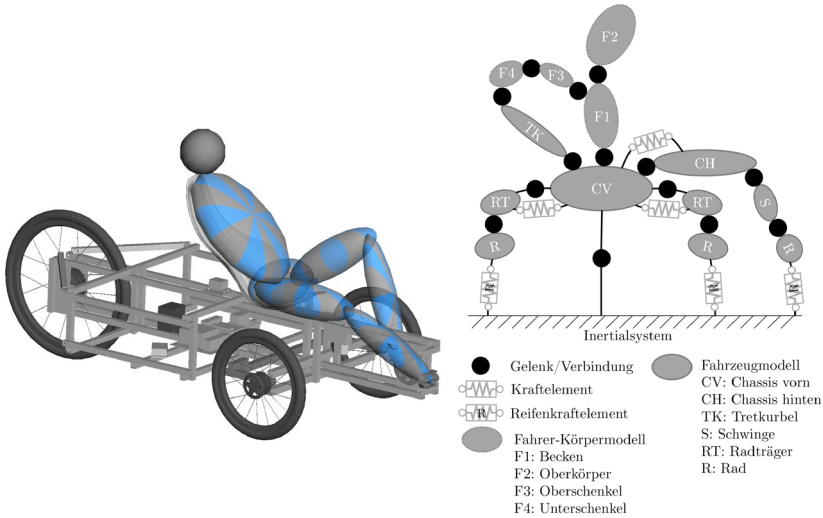
degression gleichzeitig an Vorder- und Hinterachse auftritt, verändert sich das Verhältnis der Schräglaufsteifigkeiten von Vorder- zu Hinterachse kaum. Weiterhin fällt die achsbezogene Steifigkeitsdegression geringer als beim dreirädrigen Fahrzeug aus, da die notwendige Radlaständerung zur Kompensation des Wankmoments über beide Achsen aufgebracht wird und die Radlaständerung je Einzelrad damit geringer ist.

### 6.1.6 Mehrkörpermodellierung

Die Einspurmodelle ermöglichen eine vereinfachte Betrachtung der Fahrdynamik. Um beispielsweise den Einfluss verschiedener Fahrwerke und Feder-Dämpfer-Anordnungen evaluieren zu können, sind in der Regel komplexere räumliche Modelle erforderlich. Für eine erste Betrachtung in dieser Hinsicht wurde in Ergänzung zu den Einspurmodellen ein einfaches parametrierbares Mehrkörpermodell in dem kommerziellen Simulationsprogramm Simpack umgesetzt. Gegenüber der manuellen Modellierung auf Basis von Differentialgleichungen ergibt sich durch die Verwendung einer spezialisierten Software zur Mehrkörpersimulation (MKS) ein deutlich verringerter Aufwand zum Aufbau mehrdimensionaler Fahrzeugmodelle. Abbildung 6.11 zeigt das Fahrzeugmodell in der Simulationsumgebung sowie eine topologische Darstellung für eine Fahrzeugvariante mit einer begrenzten Torsionssteifigkeit zwischen vorderem und hinterem Chassis-Teil, einer Schwinge als Hinterradaufhängung und vorderen Radträgern mit einfacher Vertikalfederung. Das Fahrermodell kann nach Bedarf statisch, aktiv oder passiv neigend und mit beweglichen Beinen parametrierbar werden. Die Gesamtparametrierung der Massedaten erfolgt auf Basis der Untersuchungen aus Abschnitt 4. Eine Parametrierung der einzelnen Körperregionen kann auf Basis der Daten in [Rig99] erfolgen.

Das Fahrzeugmodell ist so angelegt, dass es auf einfachem Wege zur Erzeugung abgeleiteter Modelle dienen kann. So können Modelle mit verschiedenen Sätzen an Fahrwerksparametern, mit und ohne Berücksichtigung einer Federung als drei oder vierrädrige Varianten aus dem Grundmodell abgeleitet werden. Die Reifenkräfte werden wahlweise modellintern als Magic-Formula-

Reifenmodelle oder über eine Co-Simulationsschnittstelle aus Matlab/Simulink berechnet. Auch Manöverparameter und -vorgaben können entweder direkt im Modell festgelegt oder über die Co-Simulationsschnittstelle übergeben werden.



**Abbildung 6.11:** MKS-Modell in Simpack (links) und Topologie des Modells (rechts) für eine Fahrzeugvariante mit Schwinge und einfacher Vorderachs-Aufhängung

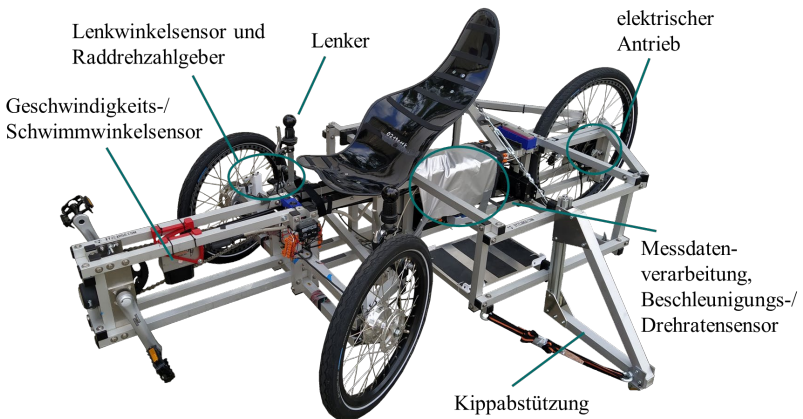
## 6.2 Modellvalidierung

### 6.2.1 Versuchsfahrzeug

Velomobile sind aufgrund ihrer aerodynamischen Hülle, dem begrenzten Bau- raum und den begrenzten Möglichkeiten zur Integration von Sensorik und Hilfsvorrichtungen nur bedingt für Fahrversuche geeignet. Aus diesem Grund wurde der in Abbildung 6.12 dargestellte Versuchsträger umgesetzt. Der Versuchsträger bildet ein Velomobil vereinfacht ab und fällt entsprechend der Kategorisierung in Abschnitt 2.1 in die Fahrzeuggruppe der Trikes. Um



größtmögliche Gestaltungsspielräume zur Integration von Messtechnik sicherzustellen, wurde auf eine aerodynamische Hülle verzichtet. Darüber hinaus verfügt das Fahrzeug zur Verringerung der Aufbaukomplexität über einen vereinfachten Lenkmechanismus. Auf eine Federung wurde aus demselben Grund verzichtet.



**Abbildung 6.12:** Versuchsfahrzeug zur Modellvalidierung

Gegenüber Velomobilen liegt der Schwerpunkt des Versuchsträgers etwas höher, was über eine größere Spurweite kompensiert wird. Bedingt durch die Art des Aufbaus, die installierte Messtechnik, die Kippabstützung und insbesondere den Antriebsmotor weist das Fahrzeug weiterhin gegenüber Velomobilen ein höheres Gewicht auf. Vorrangiger Zweck des Versuchsträgers ist die Validierung von Simulationsmodellen. Methodisch werden dafür Modelle des Versuchsfahrzeugs validiert, auf deren Basis dann auf andere Fahrzeuge übergeleitet werden kann. Neben der Modellvalidierung kommt das Fahrzeug als Zugfahrzeug für den in Abschnitt 5 genutzten Messanhänger zum Einsatz. Kennwerte des Aufbaus können Tabelle 6.3 entnommen werden.

**Tabelle 6.3:** Parameter des Versuchsträgers

Masse	42,7 kg
Radstand	1,33 m
Spurbreite	0,86 m
Schwerpunktslage ( $l_v/l$ )	
ohne Fahrer	0,333
mit Fahrer <sup>1</sup>	0,253
Schwerpunktshöhe	
ohne Fahrer	0,304 m
mit Fahrer <sup>1</sup>	0,547 m
Gierträgheit	
ohne Fahrer	20,7 kgm <sup>2</sup>
mit Fahrer <sup>1</sup>	28,0 kgm <sup>2</sup>

<sup>1</sup> jeweils mit Fahrer 1 nach Tabelle B.3 in Anhang B2

Tabelle 6.4 gibt die verwendete Messtechnik wieder. Die Messtechnik entspricht im Hinblick auf Genauigkeit und Messbereiche den Anforderungen der ISO 7401 für querdynamische Fahrversuche (vgl. [ISO11]). Die Ansteuerung der Messtechnik, sowie die Vorverarbeitung und Speicherung der Messdaten erfolgt über einen Messrechner.

**Tabelle 6.4:** Messtechnik im Versuchsträger

Messgröße	Genauigkeit	Sensor
Längsgeschwindigkeit	< 0,1 km/h	
Quergeschwindigkeit	< 0,1 km/h	
Schwimmwinkel	geschwindigkeitsabhängig	Optischer Sensor: Corsys Datron Correvit S-350 Aqua
	< 0,3° bei 20 km/h, < 0,2° bei 40 km/h	
Raddrehwinkel	vorn: 3°	Reflexions-Lichttaster: Contrinex LTS-1180-103
	hinten: 2,2°	
Radlenkwinkel	< 0,1°	Winkelaufnehmer: Contelec VERT-X 2831-736-221-102
Drehraten	< 0,2 °/s	Inertialmesseinheit: Corsys
Beschleunigungen	< 0,1 m/s <sup>2</sup>	Datron Correvit TANS 3-Axis Modulares System: National Instruments cDAQ 9174
Datenerfassung		

Zur Validierung der in Abschnitt 6.1 dargestellten linearen und nichtlinearen Einspurmodelle, sowie des Mehrkörpermodells werden mit dem Versuchsträger verschiedene Versuche durchgeführt. Dazu gehören stationäre Kreisfahrten zur Abbildung des stationären Fahrzeugverhaltens und des Eigenlenkgradienten sowie Lenkwinkelsprünge zur Abbildung der instationären Fahrzeugreaktion auf eine sprungförmige Anregung.

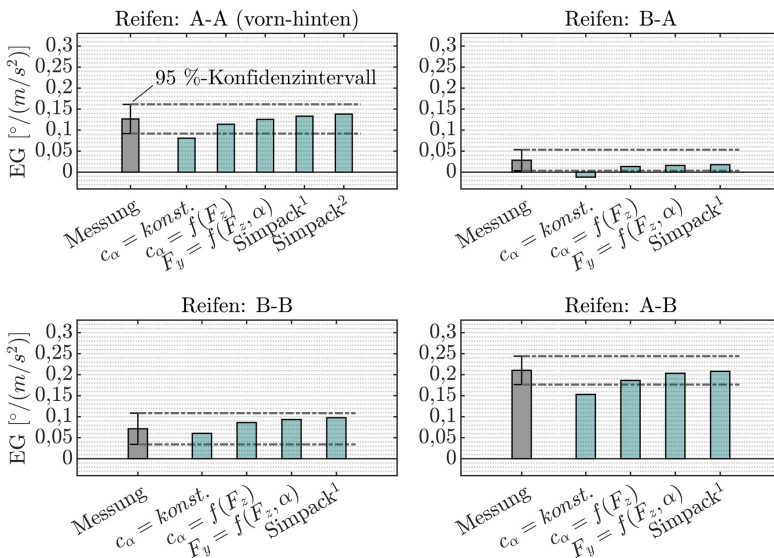
## 6.2.2 Validierung des quasistationären Verhaltens

Das quasistationäre Fahrzeugverhalten wird über den Versuch der stationären Kreisfahrt vermessen und bewertet. Dabei folgt das Fahrzeug einem Kreis mit definiertem Radius bei langsam kontinuierlich steigender Fahrgeschwindigkeit. Die Randbedingungen auf der Versuchsstrecke lassen Kreisfahrten bis zu einem Radius von 18 m zu (bezogen auf die Fahrzeugmitte).

Entsprechend den Betrachtungen zum Eigenlenkverhalten in Abschnitt 6.1 ergibt sich eine Abhängigkeit des Lenkwinkels von der Querbeschleunigung und damit eine Charakterisierung des Fahrzeugverhaltens im quasistationären Zustand. Zur Validierung der Modelle werden Kreisfahrten mit unterschiedlichen Reifenkombinationen verwendet. Für jede Reifenkombination werden drei Fahrten im Uhrzeigersinn und drei Fahrten entgegen dem Uhrzeigersinn durchgeführt. Da die Lenkwinkel als Radlenkwinkel getrennt für beide Räder vorliegen, wird durch Mittelung ein mittlerer Lenkwinkel bestimmt. Die Bestimmung des Eigenlenkgradienten erfolgt für zwei Querbeschleunigungsbereiche durch Linearisierung des Lenkwinkel-Querbeschleunigungsverlaufes im jeweiligen Intervall. Es resultieren zwei Eigenlenkgradienten, wovon einer den niedrigdynamischen Bereich ( $0,5 \text{ m/s}^2 - 2,5 \text{ m/s}^2$ ) und einer den höherdynamischen Bereich ( $2,5 \text{ m/s}^2 - 4,5 \text{ m/s}^2$ ) beschreibt.

Abbildung 6.13 zeigt vergleichend die im Fahrversuch und in der Simulation ermittelten Eigenlenkgradienten für verschiedene Reifenkombinationen im Intervall  $0,5 \text{ m/s}^2$  bis  $2,5 \text{ m/s}^2$ . Beim linearem Einspurmodell zeigen sich im Bereich geringer Querbeschleunigungen gegenüber den Messungen und den nichtlinearen Modellen bereits größere Abweichungen. Die nichtlinearen

Modelle geben den Eigenlenkgradienten der verschiedenen Reifenkombinationen qualitativ und quantitativ gut wieder. Die berechneten Eigenlenkgradienten für die nichtlinearen Modelle liegen jeweils innerhalb des Konfidenzintervalls der Messung. In der Messung konnten größere Streuungen der Lenkwinkelverläufe und der ermittelten Eigenlenkgradienten beobachtet werden, was vergleichsweise große Konfidenzintervalle bedingt.

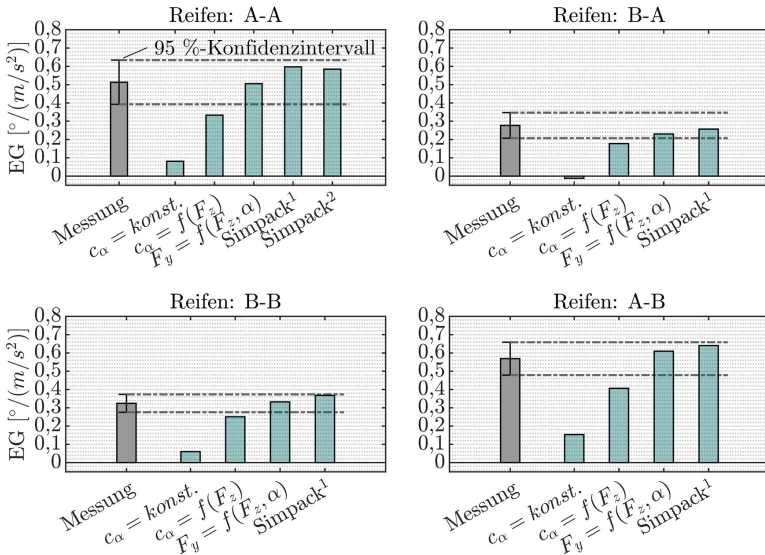


<sup>1</sup>externe Seitenkräfte ohne Berücksichtigung überlagerter Längskrafteffekte  
<sup>2</sup>vollständiges Magic-Formula-Modell auf Basis der Messungen am Innentrommelprüfstand

**Abbildung 6.13:** Vergleich der linearisierten Eigenlenkgradienten aus Fahrzeugversuch und Simulation im Querschleunigungsbereich 0,5 m/s<sup>2</sup> bis 2,5 m/s<sup>2</sup>

Abbildung 6.14 gibt die Eigenlenkgradienten im Bereich von Querschleunigungen von 2,5 bis 4,5 m/s<sup>2</sup> wieder. Während das lineare Modell in Übereinstimmung mit den Betrachtungen in Abschnitt 6.1.5 starke Abweichungen zu den gemessenen Werten aufweist, werden die Eigenlenkgradienten durch die nichtlinearen Modelle qualitativ und quantitativ gut abgebildet. Über die

Versuche ist weiterhin der Nachweis erbracht, dass die Reifen einen signifikanten Einfluss auf das Eigenlenkverhalten der betrachteten Fahrzeuge ausüben.

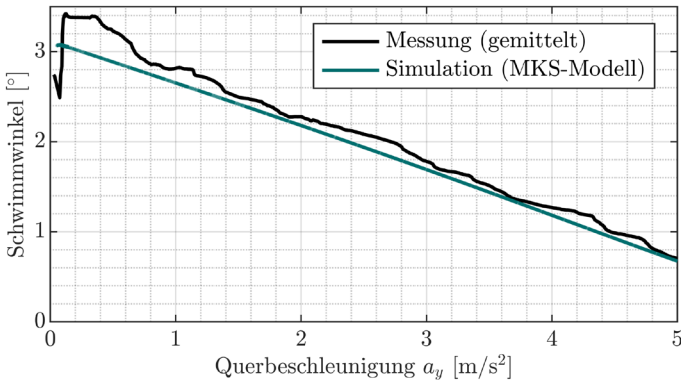


<sup>1</sup>externe Seitenkräfte ohne Berücksichtigung überlagerter Längskrafteffekte  
<sup>2</sup>vollständiges Magic-Formula-Modell auf Basis der Messungen am Innentrommelprüfstand

**Abbildung 6.14:** Vergleich der linearisierten Eigenlenkgradienten aus Fahrzeugversuch und Simulation im Querbeschleunigungsbereich 2,5 m/s<sup>2</sup> bis 4,5 m/s<sup>2</sup>

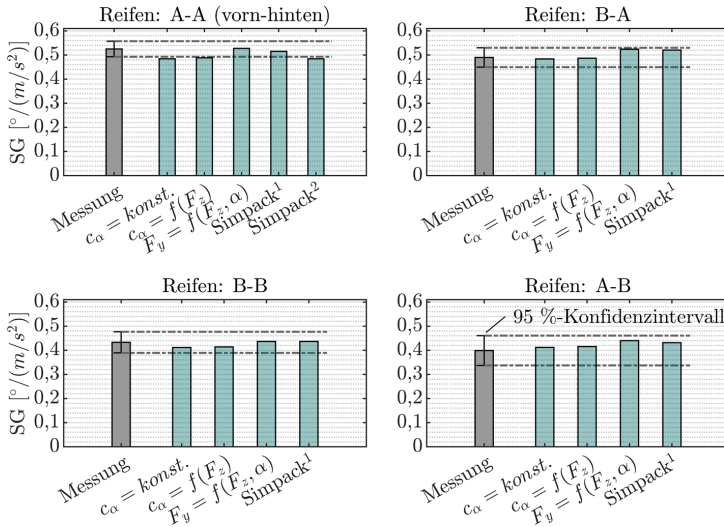
Nach Gleichung 6.11 in Abschnitt 6.1.2 ist der Schwimmwinkelgradient als weitere Kenngröße der stationären Kreisfahrt wesentlich von der Schräglaufsteifigkeit der Hinterachse abhängig. Wie Abbildung 6.15 für Versuch und Simulation mit der Reifenkombination B-A zeigt, verläuft der Schwimmwinkel über der Querbeschleunigung fast linear, der Schwimmwinkelgradient ändert sich damit kaum. Dies liegt darin begründet, dass ein dreirädriges Fahrzeug in 2FIR-Konfiguration aufgrund der fehlenden Radlastverlagerung an der Hinterachse dort keine Degression der Schräglaufsteifigkeit über der Querbeschleunigung zeigt. Darüber hinaus bleibt der Schräglaufwinkel der

Hinterachse im betrachteten Manöver unterhalb von  $2,5^\circ$  und damit nah am linearen Bereich der Schräglauf-Seitenkraft-Kennlinie. Für den Schwimmwinkelgradient ist eine Betrachtung verschiedener Querbeschleunigungsintervalle daher nicht notwendig. Stattdessen wird ein Schwimmwinkelgradient durch Linearisierung über den gesamten Querbeschleunigungsbereich bestimmt.



**Abbildung 6.15:** Verlauf des Schwimmwinkels über der Querbeschleunigung für die Reifenkombination B-A

Abbildung 6.16 zeigt vergleichend die in Simulation und Versuch ermittelten Schwimmwinkelgradienten. Die Unterschiede zwischen den verschiedenen Modellen fallen den Erwartungen entsprechend gering aus. Auch die linearen Modelle zeigen eine gute Abbildung des Schwimmwinkelgradienten. Im Vergleich der Reifenkombinationen zeigt sich wie erwartet, dass die Bereifung der Vorderachse keinen signifikanten Einfluss auf den Schwimmwinkelgradienten ausübt.



<sup>1</sup>externe Seitenkräfte ohne Berücksichtigung überlagerter Längskrafteffekte  
<sup>2</sup>vollständiges Magic-Formula-Modell auf Basis der Messungen am Innentrommelprüfstand

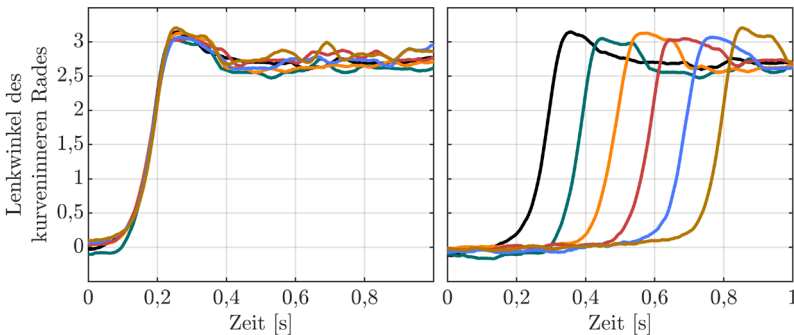
**Abbildung 6.16:** Vergleich der linearisierten Schwimmwinkelgradienten aus Fahrzeugversuch und Simulation

## 6.2.3 Validierung des instationären Verhaltens

Die Validierung des instationären Fahrzeugverhaltens erfolgt auf Grundlage des Manövers Lenkwinkelsprung in Anlehnung an ISO 7401. Die für Lenkwinkelsprünge maximal erreichbare Geschwindigkeit auf dem Versuchsgelände beträgt 35 km/h. Im Sinne der Reproduzierbarkeit wäre für die Lenkwinkelsprünge als Open-Loop-Manöver die Betätigung über eine Lenkmaschine anzustreben. Konzepte für entsprechende Lenkmaschinen wurden im Rahmen begleitender studentischer Arbeiten evaluiert. Eine Umsetzung konnte aufgrund größerer technischer Hürden insbesondere hinsichtlich der notwendigen Aktuierungskräfte und der Energieversorgung nicht erfolgen. Für zukünftige Untersuchungen mit komplexeren Manövern, die zeitgesteuertes oder

anderweitig getriggertes Gegenlenken beinhalten (z. B. Fish-Hook-Manöver), sollten diesbezüglich weitere Untersuchungen angestellt werden.

Wie Abbildung 6.17 anhand des Lenkwinkelsignals für sechs wiederholte Lenkwinkelsprünge zeigt, ergibt sich im Fahrversuch durch die manuelle Betätigung eine eingeschränkte Reproduzierbarkeit des Lenkwinkel-Zeit-Verlaufs. Da für das Manöver ein dämpfender Lenkansschlag verwendet wird, ist in allen Versuchen ein Überschwingen des Lenkwinkels über den stationären Endwert zu beobachten. Gute Übereinstimmung zeigt die Aktuierungsrate im Bereich zwischen  $0,25^\circ$  und  $2,5^\circ$ . Die radbezogene Lenkgeschwindigkeit liegt in diesem Bereich im Mittel bei  $26\text{ }^\circ/\text{s}$ . Unter Annahme einer typischen PKW-Lenkübersetzung von 18 entspräche dies einer äquivalenten Lenkgeschwindigkeit von  $468\text{ }^\circ/\text{s}$  Lenkradwinkel. Dies genügt der Anforderung nach [ISO11], nach der für den Lenkwinkelsprung Lenkgeschwindigkeiten von  $200\text{ }^\circ/\text{s}$  bis  $500\text{ }^\circ/\text{s}$  vorgesehen sind.



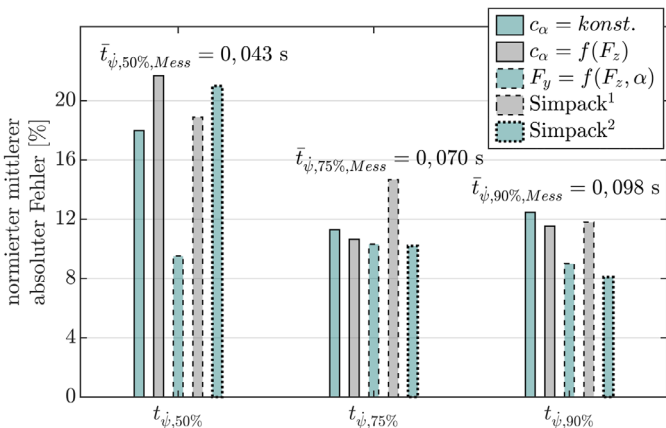
**Abbildung 6.17:** Lenkwinkel-Zeit-Verläufe für sechs wiederholte Lenkwinkelsprünge, links: überlagerte Verläufe, rechts: je 0,1 s zeitverschobene Verläufe

Im Fahrversuch konnten zwischen den verschiedenen Reifen-Kombinationen keine signifikanten Unterschiede der Response-Time ermittelt werden. Dies ist zum Teil auf die Unsicherheiten aus der manuellen Versuchsdurchführung mit leichten Schwankungen in der erreichten Geschwindigkeit und dem Lenkwinkelverlauf zurückzuführen. Die Validierung des instationären Fahrzeugverhaltens in der Simulation erfolgt daher durch Vorgabe der transienten



Lenkwinkel und Geschwindigkeitsverläufe als Eingangsgrößen für die Simulation. Ausgewertet wird die Übereinstimmung der Ansprechzeiten der Gierreaktion auf 50 %, 75 % und 90 % des stationären Endwertes. Als Maß für die Güte der Abbildungsgenauigkeit der einzelnen Modelle wird ein mittlerer absoluter Fehler verwendet, der auf den Mittelwert der Reaktionszeiten aus der Messung normiert wird.

Abbildung 6.18 gibt diese Fehler für die verschiedenen Modelle und Ansprechzeiten wieder. Für die Ansprechzeiten auf 75 % und 90 % (Response-Time) der stationären Gierrate liegen typische Fehler im Bereich von 8 % bis 12 % des Messwertes, entsprechend einer Abweichung von etwa 0,01 s. Es ist zu beachten, dass die Abtastfrequenz von 200 Hz in der Messung eine zeitliche Auflösung von 0,005 s bedeutet, was bei den beobachteten sehr niedrigen Ansprechzeiten bereits 5 % - 10 % der Ansprechzeit betragen kann. Alle Modelle geben das Ansprechverhalten vergleichbar gut wieder und liefern plausible Ergebnisse für die entsprechenden Ansprechzeiten.



<sup>1</sup>externe Seitenkräfte ohne Berücksichtigung überlagerter Längskrafteffekte  
<sup>2</sup>vollständiges Magic-Formula-Modell auf Basis der Messungen am Innentrommelprüfstand

**Abbildung 6.18:** Normierte mittlere absolute Fehler aus den Modellen abgeleiteter Ansprechzeiten auf 50 %, 75 % und 90 % der stationären Gierrate gegenüber den Messwerten

## 6.3 Sensitivitäten des nichtlinearen Einspurmodells

In Abschnitt 6.1 wurden bereits Sensitivitäten der Einspurmodell-Kennwerte auf Änderungen der verschiedenen Fahrzeugparameter gezeigt. Wie ebenfalls gezeigt werden konnte, weist das Fahrzeugverhalten verglichen mit PKW schon bei geringeren Querbeschleunigungen stärkere Nichtlinearitäten auf. Aus diesem Grund werden in diesem Abschnitt die Sensitivitätsbetrachtungen auf das nichtlineare Einspurmodell erweitert. Untersucht werden Einflüsse auf die Kennwerte der stationären Kreisfahrt und des Lenkwinkelsprungs.

### 6.3.1 Stationäre Kreisfahrt

Bei der Bewertung der Sensitivitäten von Fahrzeugparametern auf die Kennwerte der stationären Kreisfahrt wird zwischen drei Dynamikbereichen unterschieden:

niedrigdynamischer Bereich:  $a_y \leq 2,5 \text{ m/s}^2$

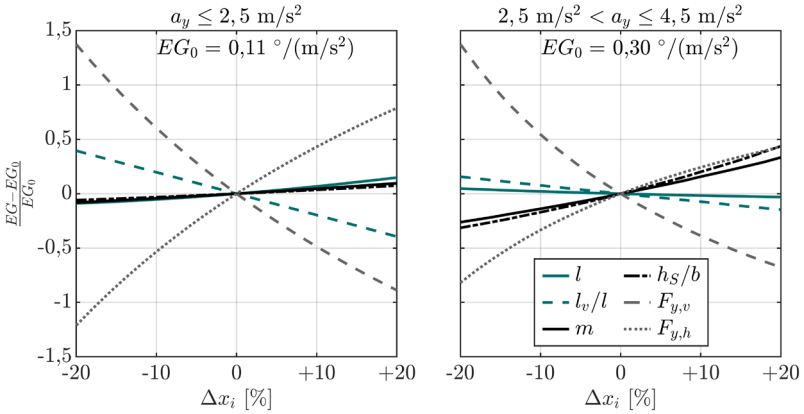
höherdynamischer Bereich:  $2,5 \text{ m/s} < a_y \leq 4,5 \text{ m/s}^2$

Grenzbereich:  $a_y > 4,5 \text{ m/s}^2$

Die Betrachtung erfolgt für die Kennwerte Eigenlenkgradient und Schwimmwinkelgradient, welche im entsprechenden Querbeschleunigungsintervall linearisiert werden. Eine Auswertung der Sensitivitäten im Grenzbereich ist zwar möglich, liefert jedoch für Parameter, welche die Kippstabilität beeinflussen aufgrund von Überlagerungseffekten nur bedingt aussagekräftige Ergebnisse. Dies resultiert aus den unterschiedlichen maximal erreichbaren Querbeschleunigungen, die einen Einfluss auf das Intervall der Linearisierung ausüben. Die Auswertung findet daher nur für das niedrigdynamische und höherdynamische Querbeschleunigungsintervall statt.

Der niedrigdynamische Bereich wird auch durch das lineare Einspurmodell, wie in Abschnitt 6.2 gezeigt, noch gut abgebildet. Niedrigdynamischer und

höherdynamischer Bereich decken entsprechend der Fahrprofilbetrachtung in Abschnitt 3.1.2 etwa den Bereich der alltäglichen Nutzung ab. Abbildung 6.19 zeigt den Einfluss verschiedener Fahrzeugparameter auf den linearisierten Eigenlenkgradienten der zwei Querbeschleunigungsbereiche.



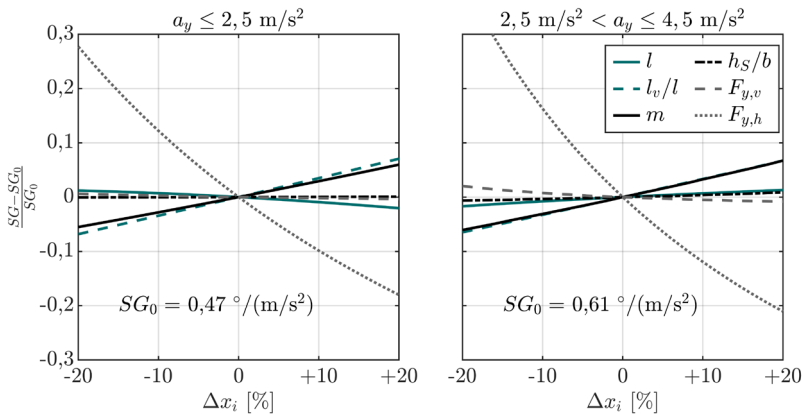
**Abbildung 6.19:** Einfluss relativer Änderungen verschiedener Modellgrößen  $x_i$  auf den linearisierten Eigenlenkgradienten  $EG$  in verschiedenen Querbeschleunigungsbereichen, ausgehend von einem mittleren Fahrzeug mit  $m = 114$  kg,  $l = 1,325$  m,  $l_v/l = 0,317$ ,  $b = 0,675$  m,  $h_s/b = 0,58$ , Reifen A, stationäre Kreisfahrt mit  $R = 18$  m

Im niedrigdynamischen Bereich überwiegen wie in den Betrachtungen in Abschnitt 6.1.4 die Einflüsse aus Reifeneigenschaften und Schwerpunktslage in Fahrzeuginnenrichtung. Mit steigender Querbeschleunigung verringert sich der relative Einfluss der Schwerpunktslage in Fahrzeuginnenrichtung. Ein steigendes  $l_v/l$  und damit eine Verschiebung des Schwerpunktes nach hinten bewirkt zwar eine Verringerung des Eigenlenkgradienten, die vergrößerte relative Radlastverlagerung an der Vorderachse führt aber zu einer stärkeren Degression der vorderen effektiven Achsschräglauftiefte und kompensiert damit den Einfluss der Schwerpunktsverschiebung teilweise.

Im höherdynamischen Bereich weisen des Weiteren die Masse und das Schwerpunkthöhen-Spurbreiten-Verhältnis einen deutlichen Einfluss auf das Eigenlenkverhalten auf. Eine höhere Masse bedingt eine größere relative

Radlastverlagerung an der Vorderachse, da die gesamte Fliehkraft an der Vorderachse kompensiert werden muss, dort aber nur ein Teil der Gewichtskraft als Radlast vorliegt. Bei einer Vergrößerung des Schwerpunktshöhen-Spurbreiten-Verhältnisses wird die Radlastverlagerung ebenfalls vergrößert. Beide Effekte führen daher zu einer stärkeren Degression der effektiven Achsschräglaufsteifigkeit an der Vorderachse.

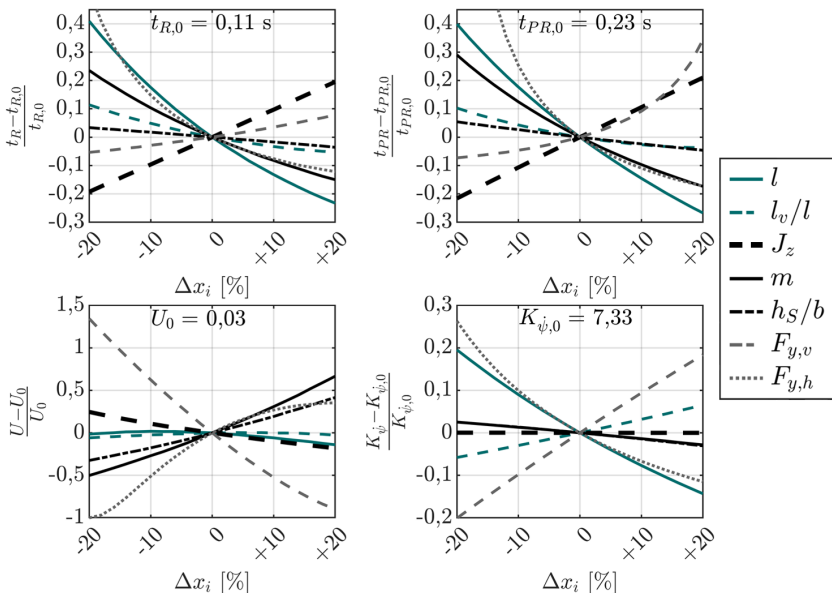
Abbildung 6.20 gibt die Einflüsse auf den Schwimmwinkelgradienten wieder. Wesentlicher Einflussfaktor ist in Übereinstimmung mit den Betrachtungen in Abschnitt 6.2 die Seitenkraft an der Hinterachse. Geringere Einflüsse resultieren aus der Schwerpunktslage und der Fahrzeugmasse, die über die Vergrößerung der Radlast am Hinterrad zu einer Verringerung der normierten Seitenkraft und damit einem Ansteigen des Schwimmwinkelgradienten führen. Die übrigen Fahrzeugparameter zeigen keinen relevanten Einfluss auf den Schwimmwinkelgradienten.



**Abbildung 6.20:** Einfluss relativer Änderungen verschiedener Modellgrößen  $x_i$  auf den linearisierten Schwimmwinkelgradienten  $SG$  in verschiedenen Querbeschleunigungsbereichen, ausgehend von einem mittleren Fahrzeug mit  $m = 114 \text{ kg}$ ,  $l = 1,325 \text{ m}$ ,  $l_v/l = 0,317$ ,  $b = 0,675 \text{ m}$ ,  $h_s/b = 0,58$ , Reifen A, stationäre Kreisfahrt mit  $R = 18 \text{ m}$

### 6.3.2 Lenkwinkelsprung

Abbildung 6.21 zeigt die Einflüsse von Parameteränderungen auf Response-Time, Peak-Response-Time und bezogene Überschwingweite für einen Lenkwinkelsprung bei 40 km/h und einer stationären Querbewegung von 0,3 g. Wesentliche Einflüsse auf die Ansprechzeiten stellen der Radstand und die Gierträgheit dar. Über der Gierträgheit wachsen sowohl Response-Time als auch Peak-Response-Time proportional an. Ein größerer Radstand führt zu einer Verringerung der Ansprechzeiten. In der Realität sind beide Größen miteinander korreliert, sodass ein größerer Radstand eine größere Trägheit verursacht und sich in einem realen Fahrzeug Effekte auf die Ansprechzeiten aus Trägheit und Radstand damit zum Teil kompensieren.



**Abbildung 6.21:** Einfluss relativer Änderungen verschiedener Modellparameter  $x_i$  auf die Response-Time ( $t_R$ ), Peak-Response-Time ( $t_{PR}$ ), bezogene Überschwingweite ( $U$ ) und stationäre Gierverstärkung ( $K_{\psi}$ ), ausgehend von einem mittleren Fahrzeug mit  $m = 114$  kg,  $l = 1,325$  m,  $l_v/l = 0,317$ ,  $b = 0,675$  m,  $h_s/b = 0,58$ , Reifen A,  $\delta = \delta_{0,3g}$ ,  $v = 40$  km/h

## 6.4 Charakterisierung der Kippstabilität

Wie die Untersuchungen zu typischen Unfallhergängen in Abschnitt 3.2 zeigen, ist ein Fahrzeugüberschlag eine der häufigsten Unfallfolgen. Neben Situationen, in denen dem Überschlag ein Übersteuern vorausgegangen ist, treten vielfach auch „einfache“ Überschläge durch Überschreitung der maximal zulässigen Querbeschleunigung auf. Im folgenden Abschnitt erfolgen Untersuchungen zur Kippstabilität der betrachteten Fahrzeuge.

### 6.4.1 Kennwerte der statischen Kippstabilität

Ein einfacher Kennwert zur Beschreibung der Kippstabilität ist der Static Stability Factor (SSF) nach Gleichung 6.21. Dieser beschreibt auf Grundlage einer Starrkörperbetrachtung die maximale Querbeschleunigung in Abhängigkeit der Fahrzeugparameter Schwerpunkthöhe  $h_s$  und Spurweite  $b$ . Die maximale Querbeschleunigung  $a_{y,max}$  ist dabei die Querbeschleunigung, bei der die kurveninneren Räder vollständig entlastet sind.

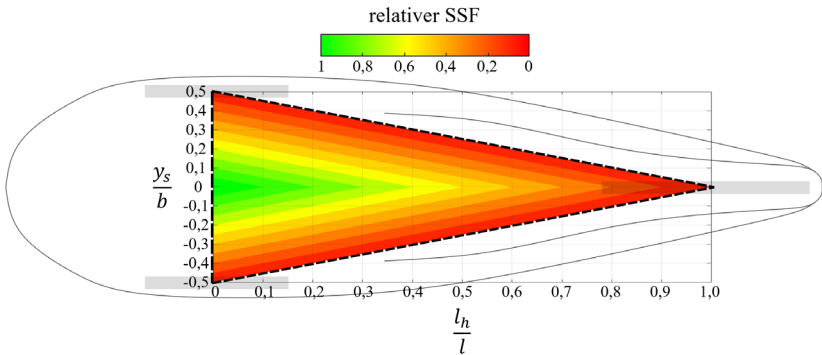
$$SSF = \frac{a_{y,max}}{g} = \frac{b}{2h_s} \quad 6.21$$

Nach Boyd [Boy05] zeigt der SSF als Maß für die Kippgefährdung eines Fahrzeugs eine sehr gute Korrelation zu tatsächlichen Unfallzahlen für Unfälle mit Fahrzeugüberschlägen. Typische SSF-Werte für PKW liegen nach [Wal05] um 1,4. Bis 2004 basierte die NCAP Bewertung der Überschlagsstabilität ausschließlich auf dem SSF, wobei der niedrigste Rating-Wert von einem Stern für Fahrzeuge mit einem SSF unter 1,04 vergeben wurde [Boy05]. Für dreirädrige Fahrzeuge leitet Huston [Hus82] die statische Überschlagsstabilität in Abhängigkeit der Radkonfiguration ab (Gleichungen 6.22 und 6.23).

$$SSF_{2F1R} = \frac{a_{y,max}}{g} = \frac{b}{2h_s} \cdot \frac{l_h}{l} \quad 6.22$$

$$SSF_{1F2R} = \frac{a_{y,max}}{g} = \frac{b}{2h_s} \cdot \frac{l_v}{l} \quad 6.23$$

Neben der Schwerpunkthöhe fließt damit auch die horizontale Schwerpunktslage in die Kippstabilität ein. Je näher der Schwerpunkt an der Achse mit zwei Rädern, desto größer der SSF und die Kippstabilität. Das theoretische Maximum ist erreicht, wenn der Schwerpunkt in der Achse mit den zwei Rädern liegt. Dieser Punkt ist nicht sinnvoll zu realisieren, da damit eine vollständige Entlastung des einzelnen Rades und der Verlust der Kippstabilität in Längsrichtung einhergeht. Abbildung 6.22 verdeutlicht, wie die statische Kippstabilität auf Basis von Gleichung 6.22 unter zusätzlicher Berücksichtigung einer seitlichen Schwerpunktsverlagerung beeinflusst wird.



**Abbildung 6.22:** Einfluss der Schwerpunktslage in Längs- ( $l_h$ ) und Querrichtung ( $y_s$ ) auf die Kippstabilität

Für ein vierrädriges Fahrzeug mit unterschiedlichen Spurweiten lässt sich der SSF nach Gleichung 6.24 mit den Spurweiten an Vorder- und Hinterachse  $b_v$  und  $b_h$  bestimmen [Wil21a].

$$SSF_{4W} = \frac{a_{y,max}}{g} = \frac{1}{2h_s} \cdot \frac{b_v l_h + b_h l_v}{l} \quad 6.24$$

Vorteil des SSF ist die vergleichsweise einfache Messbarkeit der notwendigen Fahrzeugparameter. Die Genauigkeit des Kennwertes ist maßgeblich von der Genauigkeit der bestimmten Schwerpunkthöhe abhängig. Effekte der Fahrzeug- und Reifenfederung sowie die Verschiebung des Kraftangriffspunktes über die Lenkung, laterale Latschenauswanderung und Fahrwerkssteifigkeiten werden im SSF nicht abgebildet [Wol03]. Auf Basis des SSF leitet Wielenga [Wie99] eine Stabilitätsmarge (SM) ab, die sich aus der Differenz von SSF zu maximalem lateralem Reibkoeffizienten  $\mu_{y,max}$  nach Gleichung 6.25 ergibt. Für  $SM < 0$  liegt die Grenzquerbeschleunigung für das Fahrzeugkippen unterhalb der Grenzquerbeschleunigung des Fahrzeugschens.

$$SM = SSF - \mu_y \tag{6.25}$$

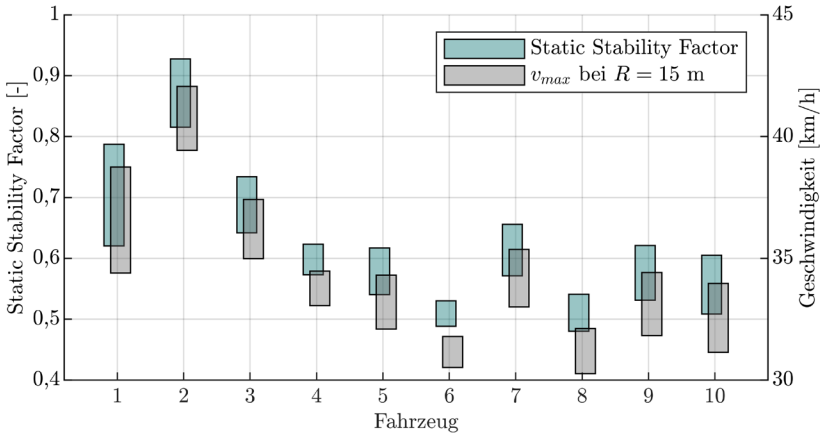
Mögliche weitere Verfahren zur Bestimmung der statischen Kippstabilität sind Kipptischmessungen (Tilt-Table-Ratio), bei denen der maximale Kippwinkelwinkel bis zum lateralen Fahrzeugüberschlag ermittelt wird, Versuche auf Zentrifugen oder Messungen auf Basis von seitlich eingeleiteten Seilkräften (Side-Pull-Ratio). Weitere Verfahren finden sich in [Wol03, Chr92, Han12].

Auf Basis der Gleichungen 6.22 bis 6.24 kann unter Nutzung der ermittelten Schwerpunktlagen und Fahrzeugparameter aus Abschnitt 4 eine Bestimmung der statischen Kippstabilität auf Grundlage des SSF erfolgen. Abbildung 6.23 zeigt neben den SSF der verschiedenen Fahrzeuge die daraus berechnete maximale Kurvengeschwindigkeit für einen Fahrbahnradius von 15 m, entsprechend etwa dem Radius eines innerstädtischen Kreisverkehrs.

Die Werte des SSF liegen für Velomobile typischerweise zwischen 0,5 und 0,8 (Mittelwert 0,59). Wird auf trockener Straße ein maximales laterales Kraftschlusspotential von 0,8 bis 1 angenommen, ergibt sich nach Gleichung 6.25 also fast immer eine negative Stabilitätsmarge. Damit tritt ein Fahrzeugkippen ein, bevor die Räder die Kraftschlussgrenze erreichen. Dies kann, wie die Kraftschlussbeiwerte in Abschnitt 5.2.4 zeigen, selbst bei nassen Straßenverhältnissen noch der Fall sein. Die ermittelten Werte des SSF sind vergleichbar mit denen von Lastkraftwagen (vgl. [Mac02, Ber03]). Eine Ausnahme stellt



das vierrädrige Fahrzeug 2 dar, welches SSF-Werte zwischen 0,8 und 0,95 erreicht.



**Abbildung 6.23:** SSF und maximale Kurvengeschwindigkeit bei einem 15 m Kurvenradius für die untersuchten Velomobile

## 6.4.2 Dynamische Betrachtung der Kippstabilität

Die dynamische Beurteilung der Kippstabilität oder des Kipptrisikos ist in der Regel nicht mehr ausschließlich von den Fahrzeugparametern, sondern von den Fahrzuständen abhängig. Ein Maß für die aktuelle Ausnutzung der Stabilitätsgrenze ist das Radlastverhältnis, welches als Load Transfer Ratio (LTR) bezeichnet und nach Gleichung 6.21 berechnet wird. Der LTR beschreibt damit die Differenz der Radlastsummen von rechter ( $F_{z,r}$ ) und linker ( $F_{z,l}$ ) Fahrzeugseite im Verhältnis zur Gesamtradlast.

$$LTR = \frac{F_{z,r} - F_{z,l}}{F_{z,r} + F_{z,l}} \quad 6.26$$

Erreicht der LTR die Werte -1 oder 1, sind die entsprechend kurveninneren Fahrzeugräder vollständig entlastet. Nach [Han12] sollte der LTR auch in dynamischen Fahrsituationen einen Betrag von 0,8 nicht überschreiten.

Da für eine Beurteilung des aktuellen Fahrzustands Radlasten nicht als direkte Messgrößen vorliegen, wird in der Regel auf die Bestimmung des LTR mittels anderer Zustandsgrößen zurückgegriffen [Ata19]. Bei Manövern mit langsamen Änderungen der Querdynamik, wie der stationären Kreisfahrt oder dem Lenkungsziehen entspricht der LTR etwa dem Verhältnis der Querschleunigung zur maximalen Querschleunigung aus dem SSF. Dies ist bei ungefederten Fahrzeugen unter Annahme eines starren Fahrers ebenfalls in dynamischen Manövern der Fall (vgl. Abbildung 6.24). Eine Abschätzung des LTR lässt sich damit mit einem Rollover Index (RI) nach Gleichung 6.27 vornehmen.

$$RI_{SSF} = \frac{a_y}{a_{y,max,SSF}} = \frac{a_y}{SSF g} \approx LTR \quad 6.27$$

Rajmani et al. [Raj13] entwickelten auf Basis des LTR einen Rollover Index welcher Querschleunigung und Wankwinkel  $\varphi$  berücksichtigt. Weiterführende Betrachtungen für dreirädrige Fahrzeuge durch Ataei et al. ([Ata17, Ata18, Ata19]) führen zum Rollover Index in Abhängigkeit der Radkonfiguration (Gleichungen 6.28 und 6.29). Gegenüber den Gleichungen in [Ata17] erfolgt eine Anpassung der Variablen auf die in dieser Arbeit verwendeten Formelzeichen. Der Rollover Index wird neben den bekannten Größen durch die gefederte Masse  $m_s$ , den Abstand des Schwerpunktes der gefederten Masse zum Wankzentrum  $r_w$  und den Abstand der gefederten Masse zum Nickzentrum  $r_n$ , sowie das Nickträgheitsmoment  $J_y$  und den Nickwinkel  $\theta$  beeinflusst.

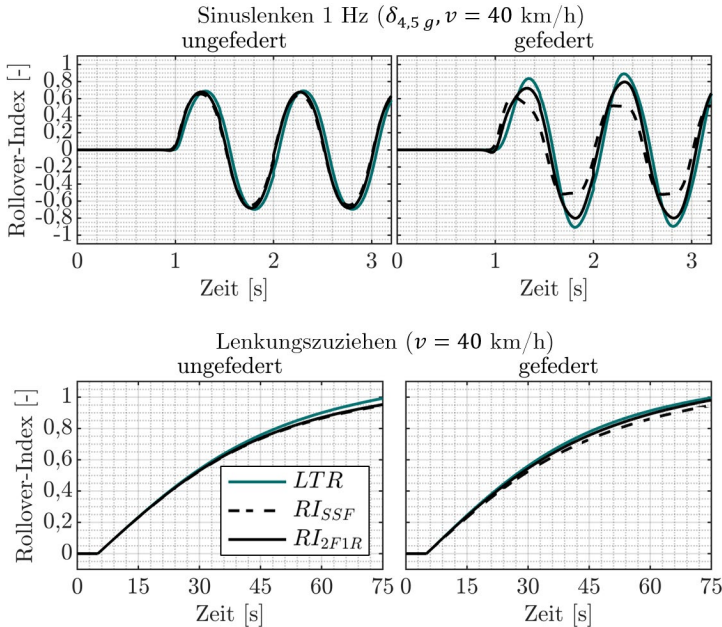
$$RI_{2F1R} = \frac{2}{b} \frac{mh_s a_y + m_s g r_w \varphi - (J_x + m_s r_w^2) \ddot{\varphi}}{mg \frac{l_h}{l} - ma_x \frac{h_s}{l} + m_s g \frac{r_n}{l} \theta - \frac{1}{l} (J_y + m_s r_n^2) \ddot{\theta}} \quad 6.28$$

$$RI_{1F2R} = \frac{2}{b} \frac{mh_s a_y + m_s g r_w \varphi - (J_x + m_s r_w^2) \ddot{\varphi}}{mg \frac{l_h}{l} + ma_x \frac{h_s}{l} - m_s g \frac{r_n}{l} \theta + \frac{1}{l} (J_y + m_s r_n^2) \ddot{\theta}} \quad 6.29$$

Anhand der Gleichungen 6.28 und 6.29 lässt sich ein wesentlicher Unterschied zwischen 2F1R- und 1F2R-Konfiguration feststellen. Eine negative Längsbeschleunigung  $a_x$  (Bremsung) wirkt bei einem 2F1R-Fahrzeug stabilisierend. Die aus der Bremsung resultierende Trägheitskraft besitzt eine Kraftkomponente über die schräg verlaufende Kippachse, die dem destabilisierenden Moment aus der Fahrzeugquerbeschleunigung entgegenwirkt. Bei einem 1F2R-Fahrzeug trägt die Trägheitskraft aus einer Bremsung entsprechend zum Kippmoment bei. Fahrzeuge in 2F1R-Konfiguration sind damit in Hinblick auf die höhere Kippstabilität in kritischen Fahrsituationen gegenüber 1F2R-Fahrzeugen zu bevorzugen.

Nach der Sensitivitätsanalyse in [Ata17] sind für die Genauigkeit des Rollover Index insbesondere die aus dem SSF bekannten Parameter der Schwerpunktslage sowie die Spurweite und der Radstand von besonderer Bedeutung. Der RI reagiert weniger stark auf Abweichungen in den übrigen Parametern, sodass schwer zu bestimmende Größen wie die Abstände des Schwerpunktes zum Wank- und Nickpol oder die Trägheitsmomente vereinfacht betrachtet oder geschätzt werden können [Ata17].

Abbildung 6.24 zeigt vergleichend die Rollover-Indizes für ein ungefedertes und gefedertes Fahrzeug bei den Manövern Lenkungszuziehen und Sinuslenken. Beim ungefederten Fahrzeug geben sowohl der statische ( $RI_{SSF}$ ) als auch der dynamische Rollover-Index ( $RI_{2F1R}$ ) die tatsächliche Radlastverlagerung ( $LTR$ ) gut wieder. Beim gefederten Fahrzeug ergeben sich für das Sinuslenken aufgrund der Aufbaudynamik größere Unterschiede zwischen dem stationären Rollover-Index und der Radlastverlagerung. Der dynamische Rollover-Index gibt die Radlastverlagerung auch beim gefederten Fahrzeug gut wieder.



**Abbildung 6.24:** Vergleich verschiedener Rollover-Indizes bei Sinuslenken/Lenkungszuziehen für ein gefedertes/ungefedertes Fahrzeug mit  $m = 101 \text{ kg}$ ,  $l = 1,3 \text{ m}$ ,  $l_v/l = 0,295$ ,  $b = 0,56 \text{ m}$ ,  $h_s/b = 0,50$ , Reifen A, Simulation mit dem Mehrkörpermodell

## 6.5 Auslegung von Fahrzeugparametern und Potentiale von Assistenzsystemen

### 6.5.1 Grundausslegung von Fahrzeugparametern

Die in dieser Arbeit erfolgten Betrachtungen sind eher grundlegender Art und ermöglichen noch keine vollständige Methodik zur Fahrwerksauslegung der betrachteten Fahrzeugklasse. Dennoch lassen sich auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse und Modelle einige grundsätzliche Anforderungen an die untersuchten Fahrzeugparameter ableiten.

Grundsätzlich sollte für die Fahrzeuge eine untersteuernde Grundausslegung aus Gründen der Fahrstabilität angestrebt werden, auch wenn, wie in Abschnitt 6.1 gezeigt, für die typischen 2F1R-Fahrzeuge das Untersteuern über der Querbeschleunigung zunimmt und im Falle einer übersteuernden Grundausslegung die kritische Geschwindigkeit in der Regel sehr hoch liegt. Daraus folgt die Grundanforderung an die Schwerpunktslagen und Achsschräglaufsteifigkeiten nach Gleichung 6.30.

$$l_h c_{\alpha,h} > l_v c_{\alpha,v} \quad 6.30$$

Für identische Reifen an Vorder- und Hinterachse ergibt sich daraus für ein 2F1R-Fahrzeug die Anforderung, dass der Schwerpunkt im vorderen Fahrgedrittel liegen sollte. Subjektive Bewertungen für Zielbereiche des Eigenlenkgradienten fehlen bisher, sodass eine Auslegung auf Grundlage des Fahrereindrucks nicht erfolgen kann. Aus Gründen der Fahrsicherheit ist jedoch ein möglichst untersteuerndes Fahrverhalten anzustreben. Durch den höheren Lenkwinkelbedarf erhält der Fahrer eine stärkere Rückmeldung zum Fahrzustand und zur Annäherung an fahrdynamische Grenzen. Dies unterstützt indirekt die Kippstabilität, da zum Aufbau kritischer Querbeschleunigungen größere Lenkwinkel notwendig sind.

Zielführend ist damit die Verwendung von Reifen mit hoher Schräglaufsteifigkeit und hohem maximalem Kraftschluss an der Hinterachse. Dies unterstützt ebenfalls die Anforderung nach möglichst kleinen Schwimmwinkelgradienten. Zur Vermeidung von Seitenkraftverlusten an der Hinterachse bei schlechten Witterungsbedingungen ist insbesondere die Nasshaftung eine relevante Reifeneigenschaft. Für die vordere Bereifung ergibt sich im Umkehrschluss die Anforderung nach eher geringen Schräglaufsteifigkeiten und einem geringeren lateralen Kraftübertragungspotential. Dabei ist zu beachten, dass dadurch die Agilität und das subjektive Fahrerempfinden negativ beeinflusst werden können.

Aus der Fahrstabilität bei einer Fahrzeugbremsung folgt die Anforderung eines hinten liegenden Schwerpunktes, da eine vollständige Entlastung des

Hinterrades vermieden werden muss. Mittels einer einfachen längsdynamischen Betrachtung lässt sich der notwendige Abstand des Schwerpunktes zur Vorderachse nach Gleichung 6.31 bestimmen. Dabei gibt das Verhältnis  $F_{z,min}/F_{z,0}$  an, welcher Anteil der statischen Radlast an der Hinterachse bei der geforderten Längsverzögerung  $a_{x,max}$  mindestens verbleiben soll.

$$l_v > \frac{a_{x,max} h_s}{g \left( 1 - \frac{F_{z,h,min}}{F_{z,h,0}} \right)} \quad 6.31$$

Beispielberechnung:

Anforderung:  $F_{z,min}/F_{z,0} = 0,2$   
 $a_{x,max} = 5,7 \text{ m/s}^2$  (Mindestanforderung für PKW)

Ausgangsgröße:  $h_s = 0,39 \text{ m}$  (Mittelwert aus Benchmark)

Ergebnis:  $l_v > 0,28 \text{ m}$

Im Hinblick auf die Kippstabilität wird im besten Falle verhindert, dass das Fahrzeug die kritische Querbeschleunigung erreicht, indem die geometrische Fahrzeugauslegung SSF-Werte über 1,1 ermöglicht. Unter Berücksichtigung der geforderten Aerodynamik und eines geringen Fahrzeuggewichtes sind solche Werte über die Anpassung der Fahrzeugdimensionen jedoch kaum zu realisieren. Gute aktuelle 2F1R-Fahrzeuge erreichen SSF-Werte von 0,6 bis 0,8. Damit für diese Fahrzeuge das Fahrzeugrutschen vor dem Kippen eintritt, dürfte der maximale Kraftschlussbeiwert der Reifen 0,6 somit nicht überschreiten. Für das Hinterrad ist diese Anforderung nicht mit den Anforderungen aus der Querstabilität zu vereinbaren. Bei den Vorderrädern ergeben sich bei einer gezielten Senkung des Kraftschlussbeiwertes unerwünschte Effekte auf die Fahrzeugbremsung, da der laterale Kraftschlussbeiwert der Seitenkraft in der Regel mit dem Kraftschlussbeiwert der Längskraft korreliert. Es erscheint sinnvoll sich zumindest am oberen Bereich der aktuellen SSF-Skala für diese Fahrzeuge zu orientieren und Zielwerte von 0,7 bis 0,8 anzustreben. Für eine gegebene Schwerpunktlage kann die notwendige Spurbreite auf Basis des SSF nach Gleichung 6.32 ermittelt werden.

$$b > SSF_{soll} \cdot 2h_s \frac{l}{l_h} \quad 6.32$$

Beispielberechnung:

Anforderung:  $SSF_{soll} = 0,8$

Ausgangsgröße:  $h_s = 0,39$  m (Mittelwert aus Benchmark)

$l_h/l = 0,7$

Ergebnis:  $b > 0,89$  m

Die Beispielrechnung zeigt, dass das Erreichen hoher SSF-Werte unter Berücksichtigung der typischen Fahrzeugeigenschaften nur begrenzt möglich ist. Die Schwerpunktshöhe kann nicht beliebig verringert werden. Hohe Spurbreiten verschlechtern jedoch die Aerodynamik und machen das Fahrzeug weniger tauglich für die Verwendung auf Radwegen. Letztlich muss damit eine Entscheidung zwischen Fahrsicherheit und Fahreffizienz getroffen werden. Wie trotz geringer SSF-Werte Verbesserungen der Fahrsicherheit erreicht werden könnten, wird im folgenden Abschnitt betrachtet.

## 6.5.2 Mögliche Anwendungen für Assistenzsysteme

### Passive Fahrerassistenz

In der Verwendung für mögliche Fahrerassistenzsysteme eignen sich der statische und dynamische Rollover-Index für unterschiedliche Nutzungsszenarien. Der statische Index hat den Vorteil, dass sowohl die notwendigen Fahrzeugparameter als auch die Querbeschleunigung als einzige Zustandsgröße leicht zu bestimmen sind. Dem gegenüber stehen größere Abweichungen zum LTR bei dynamischen Manövern. Für den aktiven Eingriff im Sinne eines Assistenzsystems erscheint der statische Rollover-Index daher nicht geeignet. Der statische Rollover-Index kann sich aber für ein informierendes/warnendes oder präventives Fahrerassistenzsystem eignen.

Ein beispielhaftes System mit optischer Rückmeldung über die Höhe des statischen Rollover-Index wurde in einer studentischen Arbeit entwickelt, die im Kontext dieser Forschungsarbeit entstand (vgl. dazu [Ebe19]). Der Fahrer erhält in Abhängigkeit der aktuellen Fahrzeugquerbeschleunigung Rückmeldung über eine Annäherung an die kritische Querbeschleunigung. Im Rahmen des Forschungsprojektes, welches diese Arbeit begleitete, wurde darauf aufbauend ein Assistenzsystem für die Fahrzeugklasse der Velomobile umgesetzt, das über die Cloud-Verarbeitung und Vernetzung von Fahrzeugen eine präventive Warnung vor möglichen Gefahrenstellen erlaubt (vgl. dazu [Jes21a, Jes21b]). Eine Erweiterung des vorgestellten Systems auf eine prädiktive Geschwindigkeitsempfehlung scheint prinzipiell möglich, wenn zusätzlich zu den Fahrzeugparametern Informationen über den zukünftigen Streckenverlauf und darauf zu erwartende Kurvenradien zur Bestimmung einer fahrzeugabhängigen Maximalgeschwindigkeit genutzt werden. Dem Fahrer könnte damit signalisiert werden, mit welcher maximalen Fahrgeschwindigkeit ein Streckenabschnitt passiert werden kann. Der Vorteil eines solchen passiven Systems besteht in den geringen Hürden für eine technische Umsetzung, da beispielsweise Smartphones häufig bereits über entsprechende Sensorik verfügen.

### **Aktive Fahrerassistenz**

Die Hürden für die Umsetzung aktiver Assistenzsysteme für die Fahrzeugklasse der Velomobile sind groß. Der bedeutende Aufwand für die Entwicklung und Absicherung entsprechender Systeme und die daraus resultierenden Kosten machen eine reale Umsetzung unwahrscheinlich. Dazu kommt der Nachteil, dass entsprechende Systeme sicher ein erhebliches Mehrgewicht und zusätzlichen Bauraum innerhalb der Fahrzeuge bedeuten. Als Ausblick auf mögliche Potentiale eines solchen Systems erfolgt in diesem Abschnitt dennoch eine kurze Betrachtung der Möglichkeiten eines aktiven Bremsengriffs zur Fahrzeugstabilisierung in Grenzsituationen. Da Assistenzsysteme zunehmend auch im Fahrradmarkt etabliert werden (vgl. [Mai18a]), ist eine mögliche Umsetzung eines solchen Systems für Velomobile oder ähnliche Fahrzeuge in fernerer Zukunft zumindest nicht gänzlich ausgeschlossen.



Das Fahrzeugkippen ist im einfachen Fall eines niedrigdynamischen Manövers auf eine Überschreitung der Grenzquerbeschleunigung zurückzuführen. Zur Reduzierung der Querbeschleunigung bedarf es einer Erhöhung des Kurvenradius oder einer Verringerung der Fahrgeschwindigkeit. Im PKW sind Systeme zur Überschlagsvermeidung in der Regel Bestandteil querdynamischer Stabilisierungssysteme wie des elektronischen Stabilitätsprogramms (ESP) und wirken über den radindividuellen Aufbau einer Bremskraft.

Für ein 2F1R-Fahrzeug kann eine Fahrzeugstabilisierung durch einen Bremseneingriff praktisch nur am kurvenäußeren Vorderrad erfolgen. Die stabilisierende Wirkung ergibt sich dabei aus verschiedenen Effekten. Aus der Bremsung resultiert eine Trägheitskraft in Fahrzeuginnenrichtung. Diese weist beim 2F1R-Fahrzeug eine Kraftkomponente senkrecht zur Kippachse auf, die der Querbeschleunigungskomponente entgegenwirkt und damit eine Vergrößerung der Kippstabilität hervorruft. Die aufgebaute Reifenlängskraft erzeugt darüber hinaus ein Drehmoment um die Hochachse des Fahrzeugs, welches ein Ausdrehen aus der Kurve und eine Vergrößerung des momentanen Bahnradius verursacht. Die Reifenlängskraft führt weiterhin zu einer Verringerung der übertragenen Seitenkraft und damit ebenfalls zur Reduzierung der Querbeschleunigung. Im Falle eines 1F2R-Fahrzeugs würde die Fahrzeugverzögerung zu einer weiteren Destabilisierung führen, weshalb sich ein Bremseneingriff zur Vermeidung von Fahrzeugüberschlägen vornehmlich für 2F1R- oder 4W-Fahrzeuge eignet.

Eine vereinfachte simulatorische Implementierung eines solchen Systems lässt sich entsprechend des Systemschaubilds nach Abbildung 6.25 umsetzen. Die Überwachung des Systemzustands erfolgt über den  $RI_{2F1R}$  nach Gleichung 6.28. In der Simulation liegen die notwendigen Sensorsignale und Fahrzeugparameter genau vor. Für eine reale Implementierung wären entsprechende Untersuchungen zur Messung, Signalaufbereitung und gegebenenfalls Schätzung von Zustandsgrößen und Fahrzeugparametern notwendig. Tabelle 6.5 zeigt, wie stark ein möglicher Regler für ein beispielhaftes Fahrzeug die maximale Eintrittsgeschwindigkeit in verschiedenen Fahrsituationen beeinflusst.

Für die Simulation verwendete Fahrzeug- und Reglerparameter können Anhang D1 entnommen werden.

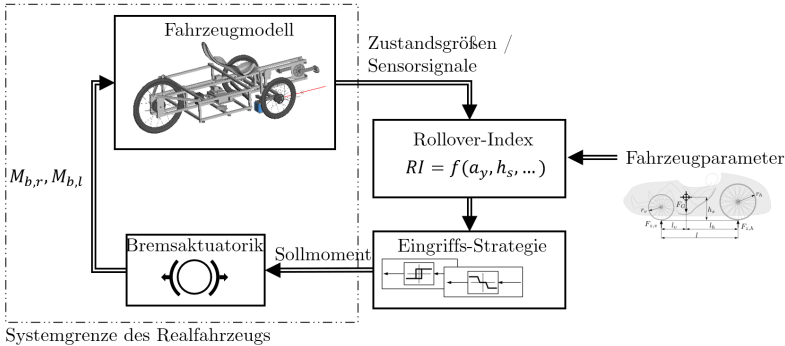


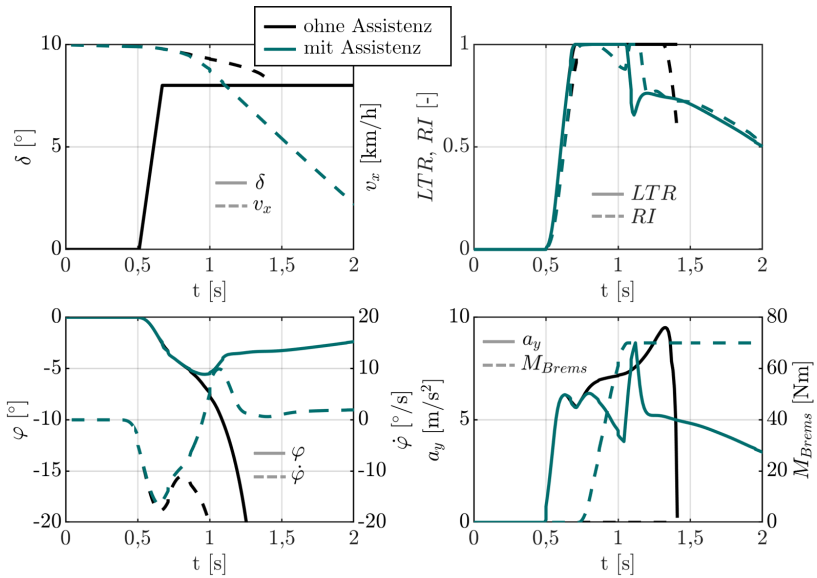
Abbildung 6.25: Systemschaubild eines möglichen Kipp-Stabilisierungssystems

Tabelle 6.5: Maximale Eintrittsgeschwindigkeit verschiedener Manöver für das geregelte und un-geregelte Fahrzeug

		Lenkwinkelsprung auf 8°	Fishhook <sup>1</sup> auf 8°
$v_{max}$	Geregelt	44 km/h	39 km/h
	Ungeregelt	36 km/h	32 km/h

<sup>1</sup> Beispielhafter Lenkwinkelverlauf des Fishhook-Manövers siehe Anhang D2

In Abbildung 6.26 sind beispielhaft die zeitlichen Verläufe relevanter Fahrzeuggrößen für das Fahrzeug mit und ohne Assistenzsystem für einen Lenkwinkelsprung dargestellt. Aufgrund der limitierten Systemdynamik kann der Bremsengriff nicht verhindern, dass es temporär zu einem Abheben des kurveninneren Rades kommt. Das Bremsmoment und die daraus resultierende Längskraft führen dennoch zu einer Verringerung der Wankrate und zur Stabilisierung des Fahrzeugs.



**Abbildung 6.26:** Simulationsergebnisse eines Lenkwinkelsprungs mit/ohne Bremsassistenz

Neben dem Fahrzeugkippen kann ein aktiver Bremsengriff am kurvenäußeren Vorderrad auch bei einem Verlust der Seitenführungskraft am Hinterrad eine Stabilisierung der Fahrzeuggierbewegung bewirken. Eine vereinfachte Implementierung eines solchen Systems in der Simulation und Simulationsergebnisse können Anhang D3 entnommen werden. Für Fahrzeuge in 1F2R-Konfiguration ist ein entsprechender Eingriff nicht möglich, da die aufgebaute Längskraft am einzelnen Vorderrad nur bei Lenkradeinschlag ein Moment um die Gierachse entwickelt.



# 7 Zusammenfassung und Ausblick

## 7.1 Zusammenfassung

Alternative Mobilitätskonzepte können im Zuge des Wandels des Mobilitätssektors einen Beitrag zur Verminderung der im Verkehr anfallenden klimaschädlichen Emissionen leisten. Zu solchen umweltfreundlichen Fahrzeugkonzepten zählt auch das Velomobil, welches als Liegerad mit aerodynamischer Fahrzeughülle eine effiziente Fortbewegung ermöglicht. Für die fahrdynamisch sichere Fahrzeugauslegung ist auch für diese Fahrzeuge der Einsatz fahrdynamischer Modelle zur Verkürzung von Entwicklungszeiten und der Reduzierung von Prototypen sinnvoll. Jedoch fehlen für diese Fahrzeugklasse Kenntnisse über die fahrdynamischen Eigenschaften aktueller Fahrzeuge und Grundlagen und Parameter, die den Einsatz und die realistische Parametrierung fahrdynamischer Modelle erlauben.

Informationen über kritische Fahrsituationen und Unfallhergänge sind für die betrachteten Fahrzeuge aufgrund der geringen Verbreitung in offiziellen Unfalldatenbanken kaum vorhanden. In einem ersten Schritt wurden daher auf Basis einer Befragung von Fahrzeugnutzern kritische Fahrsituationen und typische Unfallszenarien herausgearbeitet. Für die untersuchten Fahrzeuge zeigt sich insbesondere ein hoher Anteil an Fahrzeugüberschlägen im Unfallgeschehen.

Ein weiteres Ziel der Arbeit war die Darstellung der Bandbreite fahrdynamisch relevanter Parameter, wobei die Fokussierung auf die Massedaten der Fahrzeug-Fahrer-Kombinationen und die Reifeneigenschaften gelegt wurde, da diese Größen für die grundlegenden fahrdynamischen Modelle notwendige Eingangsparameter darstellen. Auf Basis der Fahrzeugvermessungen konnten Approximationsansätze zur Bestimmung der Gierträchtigkeit als relevante

Modellgröße auf Grundlage bekannter Ansätze aus dem PKW-Bereich abgeleitet werden.

Für die Untersuchung des Reifenverhaltens wurde ein Messanhänger zur Bestimmung der Seitenkraftcharakteristika entwickelt und im Außenversuch auf verschiedenen Untergründen eingesetzt. Mit Hilfe der gewonnenen Messdaten konnten Bandbreiten der Reifeneigenschaften und relevante Einflussfaktoren und Sensitivitäten der Reifenseitenkraft untersucht werden. Resultat sind reifenabhängige Parametersätze für ein vereinfachtes Magic-Formula-Reifenmodell, sowie verschiedene Modelle zur Approximation der Schräglaufsteifigkeit, welche für die fahrdynamischen Betrachtungen im letzten Abschnitt der Arbeit verwendet wurden. Neben den querdynamisch relevanten Reifengrößen wurden weitere Untersuchungen z. B. der Reifenaufstandsfläche angestellt, die insbesondere als Grundlage für folgende Arbeiten dienen können.

Auf Basis der in der Arbeit gewonnenen Bandbreiten wichtiger Fahrzeugparameter konnten bekannte fahrdynamische Modelle wie das Einspurmodell auf diese Fahrzeugklasse angewandt und grundlegende Erkenntnisse zur Fahrdynamik aktueller Fahrzeuge gewonnen werden. Es konnte gezeigt werden, dass aufgrund der dreirädrigen Ausführung der Fahrzeuge und beeinflusst durch geringe Spurweiten in der Regel schon bei niedrigen Querbeschleunigungen nichtlineare Fahrzeugmodelle bzw. Reifenmodelle zur Abbildung des Fahrverhaltens notwendig sind. Abschließend wurden am Beispiel stark vereinfachter Fahrerassistenzsysteme Möglichkeiten gezeigt, in kritischen Fahrsituationen stabilisierend auf die Fahrzeuge einzuwirken.

Zusammenfassend schafft die Arbeit insbesondere durch die Darstellung der Bandbreiten der relevanten Parameter und die Betrachtungen zur Fahrzeugmodellierung die Möglichkeit valider fahrdynamischer Untersuchungen der Querdynamik der betrachteten Fahrzeuge.

## 7.2 Ausblick

Im Rahmen dieser Arbeit konnte nur ein kleiner Teilbereich der Fahrdynamik von Velomobilen betrachtet werden. Es erfolgte dabei eine Fokussierung auf die Darstellung von Größenordnungen relevanter Parameter als Grundlage für die fahrdynamische Modellierung. Schwerpunkt bildeten die Reifen und die Querdynamik unter weitestgehender Vernachlässigung von weiteren Einflüssen aus beispielsweise Vertikal-, Längs- und Aerodynamik. Potentiale für Folgeuntersuchungen ergeben sich aus diesem Grund in vielfacher Hinsicht.

Aus den Unfalluntersuchungen ist hervorgegangen, dass ein größerer Anteil an Unfällen mit Fremdbeteiligung als Auffahrunfall auftritt. Die Ursachen dafür konnten nicht geklärt werden, auch wenn die niedrige Fahrzeughöhe vermutlich einen relevanten Einfluss ausübt. In diesem Zusammenhang wären Untersuchungen interessant, die sich der verbesserten Wahrnehmung von Velomobilen und ähnlichen flachen Fahrzeugen durch andere Verkehrsteilnehmer annehmen. Interessant wäre weiterhin die Fragestellung, inwieweit Assistenzsysteme und perspektivisch autonome Fahrzeuge diese ungewöhnlichen Fahrzeuge erkennen können.

In den Unfalluntersuchungen konnte weiterhin gezeigt werden, dass Seitenkraftverluste am Hinterrad eine häufige Unfallursache darstellen. Neben verminderten Haftkoeffizienten können auch Anregungen aus Fahrbahnunebenheiten eine Ursache dafür sein. Untersuchungen zur fahrdynamischen Stabilität bei kombinierter Quer- und Vertikaldynamik können Erkenntnisse über Möglichkeiten zur Verbesserung der Fahrsicherheit geben und zu einer fundierten Auslegungsmethodik für die Fahrwerke beitragen. In dieser Hinsicht sollte auch eine vertiefte Betrachtung des Fahrereinflusses erfolgen. In den hier angestellten Untersuchungen wurde der Fahrer vereinfachend als starr angenommen, dabei sind insbesondere bei dynamischen Fahrmanövern Einflüsse aus der Fahrerbewegung zu erwarten.

Für eine begrenzte Anzahl an Reifen konnten im Rahmen dieser Arbeit laterale Reifeneigenschaften untersucht werden. Für zukünftige Betrachtungen wäre insbesondere die Erweiterung der Bandbreite an Reifeneigenschaften durch

weitere Messungen anzustreben. Weiterhin sollten im Hinblick auf die Reifen auch Untersuchungen des Sturz-Einflusses und von kombinierten Belastungen erfolgen. Der entwickelte Messanhänger konnte im Einsatz auf Realfahrbahnen zum Gewinnen valider und signifikanter Ergebnisse hinsichtlich der lateralen Reifeneigenschaften genutzt werden. Aufgrund der indirekten Bestimmung der Messgrößen und der grundsätzlichen Konzeption ergeben sich als Schwäche jedoch schwer quantifizierbare Reibungseinflüsse. Für zukünftige Untersuchungen sollte die Möglichkeit einer Messnabe in Betracht gezogen werden, um die Messgrößen direkt erfassen zu können. Damit ergäbe sich bei einer grundsätzlichen Neukonzeptionierung des Versuchsaufbaus auch die Möglichkeit kombinierte Reifenbelastungen zu erfassen.



## 8 Literaturverzeichnis

- [Abd20] Abdur, R.; Aya, K.; Teppei, K.; Hisashi, K.: A mechanism to enhance bicycle conspicuity and visibility and increase detection distances: New insights into bicycle safety. IATSS Research, 2020.
- [Ahr13] Ahrens, G.-A.; Becker, U.; Böhmer, T.; Richter, F.; Wittwer, R.: Potenziale des Radverkehrs für den Klimaschutz - Kurzfassung. Ministeriumsbericht, Umweltbundesamt, 2013.
- [Air10] Airaksinen, N.; Lühje, P.; Nurmi-Lühje, I.: Cyclist Injuries Treated in Emergency Department (ED): Consequences and Costs in South-eastern Finland in an Area of 100 000 Inhabitants. *Annals of Advances in Automotive Medicine / Annual Scientific Conference* 54, S. 267–274, 2010.
- [Ama11] Amati, N.; Festini, A.; Pelizza, L.; Tonoli, A.: Dynamic modelling and experimental validation of three wheeled tilting vehicles. *Vehicle System Dynamics* 6/49, S. 889–914, 2011.
- [Arc16] Archibald, M.: Design of human-powered vehicles. ASME Press, New York, 2016.
- [Art16] Artmann, U.; Bellersheim, R.; Brust, E.; Gressmann, M.; Hertel, D.; Herkendell, F.; Leiner, J.: *Fachkunde Fahrradtechnik*. Verlag Europa-Lehrmittel Nourney Vollmer GmbH & Co. KG, Haan-Gruiten, 2016.
- [Ata17] Ataei, M.; Khajepour, A.; Jeon, S.: Rollover stabilities of three-wheeled vehicles including road configuration effects. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 7/231, S. 859–871, 2017.

- [Ata18] Ataie, M.; Khajepour, A.; Jeon, S.: Reconfigurable Integrated Stability Control for Four- and Three-wheeled Urban Vehicles With Flexible Combinations of Actuation Systems. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 5/23, S. 2031–2041, 2018.
- [Ata19] Ataie, M.; Khajepour, A.; Jeon, S.: A general rollover index for tripped and un-tripped rollovers on flat and sloped roads. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 2/233, S. 304–316, 2019.
- [Ayr19] Ayres, T. J.: Analysis of Crash Reports for Recumbent Bicycles and Tricycles. *Proceedings of the Human Factors and Ergonomics Society Annual Meeting* 1/63, S. 1254–1258, 2019.
- [Bal17] Baldissera, P.; Delprete, C.: Rolling resistance, vertical load and optimal number of wheels in human-powered vehicle design. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part P: Journal of Sports Engineering and Technology* 1/231, S. 33–42, 2017.
- [Bar09] Barker, M.; Drew, B.; Darling, J.; Edge, K. A.; Owen, G. W.: Steady-state steering of a tilting three-wheeled vehicle. *Vehicle System Dynamics* 7/48, S. 815–830, 2009.
- [Ber03] Berrington, K.; Pitt, R.; Porteous, H.: *Transport at Work: Rollover of Lorries Transporting Paper Reels*, 2003.
- [Ber10] Berote, J. J. H.: *Dynamics and Control of a Tilting Three Wheeled Vehicle*. Dissertation. University of Bath, Bath, 2010.
- [Bil14] Billot-Grasset, A.; Viallon, V.; Amoros, E.; Hours, M.: Typology of bicycle crashes based on a survey of a thousand injured cyclists from a road trauma registry. *Advances in Transportation Studies* 2, S. 17–28, 2014.

- [Bio21] Bio-Hybrid GmbH: Bio-Hybrid. Onlinedokument: <https://www.biohybrid.com/de/>, Abrufdatum: 07.01.2021.
- [Bod21] Bodner, J.; Dechow, J.; Dürbaum, M.: Entwicklung, Umsetzung und Erprobung eines Prüfstandes zur digitalen Erfassung von Radaufstandsflächen. Projektarbeit. Ostfalia - Hochschule für angewandte Wissenschaften, Wolfenbüttel, 2021.
- [Böh66] Böhm, F.: Zur Mechanik des Luftreifens. Habilitationsschrift, Stuttgart, 1966.
- [Boy05] Boyd, P. L.: NHTSA's NCAP Rollover Resistance Rating System: Proceedings - 19th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV), Washington, 2005.
- [Bul15] Bulsink, V. E.; Doria, A.; van de Belt, D.; Koopman, B.: The effect of tyre and rider properties on the stability of a bicycle. *Advances in Mechanical Engineering* 12/7, 2015.
- [Bun15] Bunte, H.; Hipp, C.: Recumbent Bikes - Trikes - Velomobiles An analysis of (single vehicle) crashes: Proceedings, International Cycling Safety Conference 2015, 2015.
- [Bun20] Bundesamt für Justiz: § 1 StVG. Onlinedokument: [https://www.gesetze-im-internet.de/stvg/\\_\\_1.html](https://www.gesetze-im-internet.de/stvg/__1.html), Abrufdatum: 04.03.2020.
- [Bür19] Bürckert, M.: Realitätsnahe Bewertung des Einflusses der Oberflächenspannung flüssiger Zwischenmedien auf den maximalen Reibschluss zwischen Reifen und Fahrbahn. Dissertation, Karlsruhe, 2019.
- [Cas06] Castillo, J.; La Blanca, A. P. D.; Cabrera, J. A.; Simón, A.: An optical tire contact pressure test bench. *Vehicle System Dynamics* 3/44, S. 207–221, 2006.

- [Chi94] Chiang-Nan Chang, D.-H. D.: Theoretical stability analyses of the cornering behaviour of three- and four-wheel vehicles. *International Journal of Vehicle Design* 3/4/5/15, S. 301–317, 1994.
- [Cho12] Chowdhury, H.; Alam, F.: Bicycle aerodynamics: an experimental evaluation methodology. *Sports Engineering* 2/15, S. 73–80, 2012.
- [Chr92] Chrstos, J. P.; Guenther, D. A.: *The Measurement of Static Rollover Metrics: SAE Technical Paper Series*. SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1992.
- [Col01] Cole, D. J.; Khoo, Y. H.: Prediction of vehicle stability using a "back to back" tyre test method. *International Journal of Vehicle Design* 5/26, S. 573, 5225, 2001.
- [Cor18] Corno, M.; D'Avico, L.; Savaresi, S. M.: An Anti-Lock Braking System for Bicycles: 2018 IEEE Conference on Control Technology and Applications (CCTA). IEEE, S. 834–839, 2018 - 2018.
- [Dho14] Dhondge, K.; Song, S.; Choi, B.-Y.; Park, H.: WiFiHonk: Smartphone-Based Beacon Stuffed WiFi Car2X-Communication System for Vulnerable Road User Safety: 2014 IEEE 79th Vehicular Technology Conference (VTC Spring). IEEE, S. 1–5, 2014 - 2014.
- [DIN11] Deutsches Institut für Normung. DIN ISO 8855,2011, *Straßenfahrzeuge: Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten - Begriffe*, 2011.
- [Dod10] Dodd, M.: The influence of passenger payload on the stability of bodied three wheel vehicles PPR484. Department for Transport, TTS Division, UK, UK, 2010.

- [Dor13] Doria, A.; Tognazzo, M.; Cusimano, G.; Bultink, V.; Cooke, A.; Koopman, B.: Identification of the mechanical properties of bicycle tyres for modelling of bicycle dynamics. *Vehicle System Dynamics* 3/51, S. 405–420, 2013.
- [Dre13] Dressel, A. E.: Measuring and Modeling the Mechanical Properties of Bicycle Tires. Dissertation. University of Wisconsin-Milwaukee, 2013.
- [Dud20] Dudziak, M.; Lewandowski, A.; Waluś, K. J.: Static tests the stiffness of car tires. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* 776, 012071, 2020.
- [Ebe19] Ebeling, S.; Lücke, T.; Neuber, H.; Witte, E.: Entwicklung eines Kippwarnsystems für dreispurige Velomobile. Projektarbeit. Ostfalia - Hochschule für angewandte Wissenschaften, Wolfenbüttel, 2019.
- [Eic00] Eick, J.: Perspektiven des Velomobils. *Pro Velo – Das Fahrrad-Magazin* 63, 2000.
- [Ein10] Einsle, S.: Analyse und Modellierung des Reifenübertragungsverhaltens bei transienten und extremen Fahrmanövern. Dissertation. Technische Universität Dresden, Dresden, 2010.
- [Eng13] Engel, S.; Kratzsch, C.; David, K.: Car2Pedestrian-Communication: Protection of Vulnerable Road Users Using Smartphones. In (Fischer-Wolfarth, J.; Meyer, G. Hrsg.): *Advanced Microsystems for Automotive Applications 2013*. Springer International Publishing, Heidelberg, S. 31–41, 2013.
- [Ers17a] Ersoy, M.; Gies, S. Hrsg.: *Fahrwerkhandbuch: Grundlagen - Fahrdynamik - Fahrverhalten- Komponenten - Elektronische Systeme - Fahrerassistenz - Autonomes Fahren- Perspektiven*. Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH; Springer Vieweg, Wiesbaden, 2017.

- [Ers17b] Ersoy, M.; Elbers, C.; Wegener, D.; Lützwow, J.; Bachmann, C.; Schimmel, C.: Fahrdynamik. In (Ersoy, M.; Gies, S. Hrsg.): Fahrwerkhandbuch. Grundlagen - Fahrdynamik - Fahrverhalten- Komponenten - Elektronische Systeme - Fahrerassistenz - Autonomes Fahren- Perspektiven. Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH; Springer Vieweg, Wiesbaden, 2017.
- [Eur19] Europäisches Parlament: Emissionen von Autos: Zahlen und Fakten (Infografik). Onlinedokument: <https://www.europarl.europa.eu/news/de/headlines/society/20190313STO31218/co2-emissionen-von-autos-zahlen-und-fakten-infografik>, Abrufdatum: 05.01.2021.
- [Eur20] Europäisches Parlament: Klimaziele: Fortschritte der EU (Infografik). Onlinedokument: <https://www.europarl.europa.eu/news/de/headlines/priorities/klimawandel/20180706STO07407/klimaziele-fortschritte-der-eu-infografik>, Abrufdatum: 06.01.2021.
- [Fac99] Fach, M.: Lokale Effekte der Reibung zwischen Pkw-Reifen und Fahrbahn. Dissertation. Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, 1999.
- [Fah17] Fahey, D.; Doherty, S. J.; Hibbard, K. A.; Romanou, A.; Taylor, P. C.; Wuebbles, D. J.; Fahey, D. W.; Dokken, D. J.; Stewart, B. C.; Maycock, T. K.: Ch. 2: Physical Drivers of Climate Change. Climate Science Special Report: Fourth National Climate Assessment, Volume I, 2017.
- [Fer13] Ferrari, M.; Bianchi, N.; Doria, A.; Giolo, E.; Fornasiero, E.; Martignoni, C.; Bovi, F.: Development of a hybrid human-electric propulsion system for a velomobile: 2013 Eighth International Conference and Exhibition on Ecological Vehicles and Renewable Energies (EVER 2013), S. 1–8, 2013.

- [Fri20] Fridrich, A. G.: Ein integriertes Fahrdynamikregelkonzept zur Unterstützung des Fahrwerkentwicklungsprozesses. Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2020.
- [Frö20] Fröhlich, P.: Das Velomobil als nachhaltiger Beitrag zur Realisierung der Verkehrswende im ländlichen Raum ein Weg mit Zukunft oder nur ein teures Hobby? Masterarbeit. Hochschule Neubrandenburg, Neubrandenburg, 2020.
- [Fyh19] Fyhri, A.; Johansson, O.; Bjørnskau, T.: Gender differences in accident risk with e-bikes-Survey data from Norway. *Accident; analysis and prevention* 132, S. 105248, 2019.
- [Gar88] Garrott, W.; Monk, M.; Chrstos, J.: Vehicle Inertial Parameters - Measured Values and Approximations. SAE Technical Paper 881767, 1988.
- [Gar93] Garrott, W. R.: Measured Vehicle Inertial Parameters - NHTSA's Data Through September 1992: SAE Technical Paper Series. SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1993.
- [Gaw04] Gawade, T.; Mukherjee, S.; Mohan, D.: Rollover Propensity of Three-Wheel Scooter Taxis: Rollover Propensity of Three-Wheel Scooter Taxis. SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2004.
- [Gen83] Gentle, C. R.: Optical mapping of pressures in tyre contact areas. *Optics and Lasers in Engineering* 3/4, S. 167–176, 1983.
- [Gie11] Gießler, M.: Mechanismen der Kraftübertragung des Reifens auf Schnee und Eis. Dissertation. Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2011.
- [Gil21] Gildea, K.; Simms, C.: Characteristics of cyclist collisions in Ireland: Analysis of a self-reported survey. *Accident; analysis and prevention* 151, 2021.

- [Gre19] Greiner, M.: Verfahren zur Prädiktion des Rollwiderstands bei variablen Betriebsparametern auf Basis standardisierter Rollwiderstandsmessungen. Dissertation. Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2019.
- [Gre89] Greenacre, M. J.: Theory and applications of correspondence analysis. Academic Press, London, 1989.
- [Gru14] Gruber, J.; Kihm, A.; Lenz, B.: A new vehicle for urban freight? An ex-ante evaluation of electric cargo bikes in courier services. *Research in Transportation Business & Management* 11, S. 53–62, 2014.
- [Gue20] Guerre, L. E. V. M. de; Sadiqi, S.; Leenen, L. P. H.; Oner, C. F.; van Gaalen, S. M.: Injuries related to bicycle accidents: an epidemiological study in The Netherlands. *European journal of trauma and emergency surgery official publication of the European Trauma Society* 2/46, S. 413–418, 2020.
- [Gün92] Günter, F.: Das Kraftschlussverhalten von PKW-Reifen auf trockener und nasser Fahrbahn. *Periodica Polytechnica Ser. Trans. Eng.* 2/20, S. 181–200, 1992.
- [Gut14] Gutjahr, D.: Objektive Bewertung querdynamischer Reifeneigenschaften im Gesamtfahrzeugversuch. Dissertation. Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2014.
- [Hac20] Hachmeyer, M.: Seitenkrafteigenschaften von Fahrradreifen: 22.02.2020. Persönliche Korrespondenz, 2020.
- [Han12] Han, X.; Mouriaux, G.; Stephant, J.; Meizel, D.: About the prediction of all-terrain vehicles rollover: 2012 9th France-Japan & 7th Europe-Asia Congress on Mechatronics (MECATRONICS) / 13th Int'l Workshop on Research and Education in Mechatronics (REM), S. 56–63, 2012.



- [Hel17] Helak, K.; Jehle, D.; McNabb, D.; Battisti, A.; Sanford, S.; Lark, M. C.: Factors Influencing Injury Severity of Bicyclists Involved in Crashes with Motor Vehicles: Bike Lanes, Alcohol, Lighting, Speed, and Helmet Use. *Southern medical journal* 7/110, S. 441–444, 2017.
- [Hes12] Hess, R.; Moore, J. K.; Hubbard, M.: Modeling the Manually Controlled Bicycle. *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics - Part A: Systems and Humans* 3/42, S. 545–557, 2012.
- [Hey99] Heydinger, G.; Bixel, R.; Garrott, W. R.; Pyne, M.; Howe, J.; Guenther, D.: Measured Vehicle Inertial Parameters-NHTSA's Data Through November 1998. *SAE Transactions* 108, S. 2462–2485, 1999.
- [Hol00] Holtschulze, J.: Die dynamischen Seitenkrafteigenschaften von Reifen und ihre Auswirkungen auf das Lenkverhalten. In (Haus der Technik e.V. Hrsg.): *Fachtagung Fahrwerttechnik*, 2000.
- [Hol06] Holtschulze, J.: Analyse der Reifenverformungen für eine Identifikation des Reibwerts und weiterer Betriebsgrößen zur Unterstützung von Fahrdynamikregelsystemen. *Dissertation. RWTH Aachen, Aachen*, 2006.
- [Höp19] Höpping, K.: Ein Beitrag zur Potenzialanalyse von Reifenfülldruckbasierten Fahrerassistenzsystemen. *Dissertation. Technische Universität Ilmenau, Ilmenau*, 2019.
- [Hum19] Humbaur: Mit dem Lastenrad Humbaur Flexbike auf der Überholspur. *Onlinedokument: <https://ebike-zone.de/mit-dem-lastenrad-humbaur-flexbike-auf-der-ueberholspur/5401/>*, Abrufdatum: 01.09.2020.
- [Hus82] Huston, J. C.; Graves, B. J.; Johnson, D. B.: Three Wheeled Vehicle Dynamics: *SAE International Congress and Exposition*.

- SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1982.
- [ISO11] International Organization for Standardization. ISO 7401, 2011, Road vehicles; Lateral transient response test methods -- Open-loop test methods, 2011.
- [Iva10] Ivanov, V.: Analysis of Tire Contact Parameters Using Visual Processing. *Advances in Tribology 2010*, S. 1–11, 2010.
- [Jes21a] Jess, D.; Stebner, G.; Strube, M.: KI-basierte Fahrerassistenzsysteme für Ultraleichtfahrzeuge: Forum Künstliche Intelligenz 2021, 2021.
- [Jes21b] Jess, D., Strube, M., Stebner, G.: IoT-basierte Fahrerassistenzsysteme für Ultraleichtfahrzeuge: 7. IFToMM D-A-CH Konferenz 2021, 2021.
- [Joh12] Johnstone, D.: Watts/kg on the power curve. Onlinedokument: <https://www.cyclinganalytics.com/blog/2012/06/watts-kg-on-the-power-curve>, Abrufdatum: 02.04.2021.
- [Ker18] Kern, J.; Huppertz, B.: Elektrofahrräder im öffentlichen Straßenverkehr. Forschungsbericht des Instituts für Polizei- und Kriminalwissenschaften, Fachhochschule für öffentliche Verwaltung Nordrhein-Westfalen, Gelsenkirchen, 2018.
- [Kli21] Klinge, F.: Widerstandsbeiwerte von Velomobilen - Ergebnisse von Windkanalmessungen an der Ostfalia Hochschule: 25.03.2021. Persönliche Korrespondenz, 2021.
- [Klü00] Klüppel, M.; Heinrich, G.: Rubber Friction on Self-Affine Road Tracks. *Rubber Chemistry and Technology* 4/73, S. 578–606, 2000.
- [Klu17] Klug, S.; Moia, A.; Verhagen, A.; Georges, D.; Savaresi, S.: Control-Oriented modeling and validation of bicycle curve dynamics with focus on lateral tire parameters: 2017 IEEE

- Conference on Control Technology and Applications (CCTA). IEEE, S. 86–93, 2017 - 2017.
- [Klu21] Klug, S.; Moia, A.; Verhagen, A.; Görges, D.; Savaresi, S.: The influence of bicycle fork bending on brake control. *Vehicle System Dynamics* 3/59, S. 375–395, 2021.
- [Koh18] Kohlhaas, V.; Wassermann, M.: Weiterentwicklung eines Aufbaus zur Bestimmung von Reifenkennlinien von Fahrradreifen. Studienarbeit. Ostfalia - Hochschule für angewandte Wissenschaften, Wolfenbüttel, 2018.
- [Koo11] Kooijman, J. D. G.; Meijaard, J. P.; Papadopoulos, J. M.; Ruina, A.; Schwab, A. L.: A bicycle can be self-stable without gyroscopic or caster effects. *Science (New York, N.Y.)* 6027/332, S. 339–342, 2011.
- [Kra11] Kraft, C.: Gezielte Variation und Analyse des Fahrverhaltens von Kraftfahrzeugen mittels elektrischer Linearaktuatoren im Fahrwerksbereich. Dissertation. Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2011.
- [Kra20] Krause, A.: World Human Powered Speed Challenge. Online-dokument: <http://www.ihpva.org/whpsc/>, Abrufdatum: 14.04.2021.
- [Kuc16] Kucera, M.; Helexa, M.; Molenda, M.: Selected Tire Characteristics and Their Relation to its Radial Stiffness. *MM Science Journal* 06/2016, S. 1524–1530, 2016.
- [LaC05] LaClair, T. J.: Rolling Resistance. In (Gent, A. N.; Walter, J. D. Hrsg.): *The Pneumatic Tire*, Washington, S. 475–530, 2005.
- [Lei12] Leister, G.; Hein, H.-R.: The tire stiffness index TSI and how to calculate it: A test method for new passenger car tires with run-flat properties: *Tire Technology Expo*, 2012.

- [Lei15] Leister, G.: Fahrzeugräder - Fahrzeugreifen. Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2015.
- [Lie20] Liers, H.: Unfalldaten mehrspuriger Fahrradfahrzeuge: 27.10.2020. Persönliche Korrespondenz, 2020.
- [Loh17] Lohmeyer, D.: Velomobile: Hocheffiziente Fahrräder für das ganze Jahr. Onlinedokument: <https://www.velostrom.de/velomobile-hocheffiziente-fahrraeder-fuer-das-ganze-jahr/>, Abrufdatum: 30.10.2020.
- [Loh18] Lohmeyer, D.: Velomobile: schnelle Fahrräder mit Wetterschutz. LD-Verlag, Windeck, Sieg, 2018.
- [Low82] Lowell, J.; McKell, H. D.: The stability of bicycles. *American Journal of Physics* 12/50, S. 1106–1112, 1982.
- [Mac02] Macnabb, M. J.; Brewer, E.; Baerg, R.; Billing, J. R.: Static and Dynamic Roll Stability of Various Commercial Vehicles: SAE Technical Paper Series. SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2002.
- [Mac97] MacInnis, D.; Cliff, W.; Ising, K.: A Comparison of Moment of Inertia Estimation Techniques for Vehicle Dynamics Simulation. SAE Technical Paper 970951, 1997.
- [Mai18a] Maier, O.: Modellbasierte Entwicklung eines aktiven Sicherheitssystems für elektrifizierte Fahrräder. Dissertation. Otto-von-Guericke-Universität, Magdeburg, 2018.
- [Mai18b] Maier, O.; Hillenbrand, S.; Wrede, J.; Freund, A.; Gauterin, F.: Vertical and Longitudinal Characteristics of a Bicycle Tire. *Tire Science and Technology* 3/46, S. 153–173, 2018.
- [Mas11] Massink, R.; Zuidgeest, M.; Rijnsburger, J.; Sarmiento, O. L.; van Maarseveen, M.: The Climate Value of Cycling. *Natural Resources Forum* 2/35, S. 100–111, 2011.

- [Mas15] Masmoudi, A.; Cossalter, V.; Doria, A.; Ferrari, M.; Giolo, E.; Bianchi, N.; Martignoni, C.; Bovi, F.: Design of a hybrid propulsion system for a three wheeled bicycle. *COMPEL - The international journal for computation and mathematics in electrical and electronic engineering* 1/34, S. 189–209, 2015.
- [Mat21a] Mathworks: resample. Onlinedokument: <https://de.mathworks.com/help/signal/ref/resample.html>, Abrufdatum: 11.08.2021.
- [Mat21b] Mathworks: lsqcurvefit. Onlinedokument: <https://de.mathworks.com/help/optim/ug/lsqcurvefit.html>, Abrufdatum: 15.05.2021.
- [Mat21c] Mathworks: stepwiselm. Onlinedokument: <https://de.mathworks.com/help/stats/stepwiselm.html>, Abrufdatum: 26.03.2021.
- [Mat21d] Mathworks: Single Camera Calibrator App. Onlinedokument: <https://de.mathworks.com/help/vision/ug/single-camera-calibrator-app.html>, Abrufdatum: 19.09.2021.
- [Mey64] Meyer, W. E.; Kummer, H. W.: Die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn. *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift* 9/66, S. 245–250, 1964.
- [Mit14] Mitschke, M.; Wallentowitz, H.: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2014.
- [Mod21] Moder, C.: Velomobil-Grundwissen. Onlinedokument: <https://cmoder.gitlab.io/velomobil-grundwissen/Velomobil-Grundwissen.html>, Abrufdatum: 02.02.2021.
- [Muk07] Mukherjee, S.; Mohan, D.; Gawade, T. R.: Three-wheeled scooter taxi: A safety analysis: *Sadhana*, S. 459–478, 2007.
- [Mun14] Muniandy, R.; Moazami, D.; Hamid, H.; Hassim, S.: Characterization of Effective Tire Contact Area For Various Tread Patterns. *Instrumentation Science & Technology* 1/42, S. 15–26, 2014.

- [Nob18] Nobis, C.; Kuhnimhof, T.: *Mobilität in Deutschland – MiD Ergebnisbericht*. Bundesministerium für Verkehr und digitale Infrastruktur, 2018.
- [Ott14] Otte, D.; Facius, T.; Müller, C.: *Pedelects im Unfallgeschehen und Vergleich zu konventionellen nichtmotorisierten Zweirädern*. VKU Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik 52, 2014.
- [Pac12] Pacejka, H. B.: *Tire and vehicle dynamics*. Elsevier, Amsterdam, 2012.
- [Pad05] Padula, S. M.: *Tire Load Capacity*. In (Gent, A. N.; Walter, J. D. Hrsg.): *The Pneumatic Tire*, Washington, S. 186–205, 2005.
- [Pan19] Panwinkler, T.; Holz-Rau, C.: *Unfallgeschehen von Pedelects und konventionellen Fahrrädern im Vergleich*. Zeitschrift für Verkehrssicherheit 5/65, 2019.
- [Peh15] Pehan, S.; Kegl, B.: *Efficient Velomobile Design*. Applied Mechanics and Materials 806, S. 232–239, 2015.
- [Pei16] Peiris, W. K. R.; Shantha, K. Y. H. D.; Silva, S. A. P. S.: *Dynamic Analysis Related with Safety for Three Wheeler*. Engineer: Journal of the Institution of Engineers, Sri Lanka 2/49, S. 25, 2016.
- [Per01] Persson, B. N. J.: *Theory of rubber friction and contact mechanics*. The Journal of Chemical Physics 8/115, S. 3840–3861, 2001.
- [Per05] Persson, B. N. J.; Tartaglino, U.; Albohr, O.; Tosatti, E.: *Rubber friction on wet and dry road surfaces: The sealing effect*. Physical Review B 3/71, 2005.
- [Pfe11] Pfeffer, P.; Harrer, M.: *Lenkungsbandbuch: Lenksysteme, Lenkgefühl, Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen*. Vieweg+Teubner Verlag / Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, Wiesbaden, 2011.

- [Pop17] Popa, I.; Ferraro, O. E.; Orsi, C.; Morandi, A.; Montomoli, C.: Bicycle helmet use patterns in Italy. A description and analysis of survey data from an Italian friends of cycling association. *Accident; analysis and prevention* 108, S. 268–274, 2017.
- [Pra21] Pracht, R.: Wissenswertes über Velomobile. Onlinedokument: <https://velomobil.blog/wp-33581-content/uploads/2018/10/Quest-drawing2.jpg>, Abrufdatum: 14.11.2020.
- [Puh20] Puhani, J.: Statistik: Einführung mit praktischen Beispielen. Springer Fachmedien, Wiesbaden, 2020.
- [Raj13] Rajamani, R.; Piyabongkarn, D. N.: New paradigms for the integration of yaw stability and rollover prevention functions in vehicle stability control. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems* 1/14, S. 249–261, 2013.
- [Ram95] Raman, A.; Rao, J. S.; Kale, S. R.: Overturning Stability of Three Wheeled Motorized Vehicles. *Vehicle System Dynamics* 2/24, S. 123–144, 1995.
- [Rei20] Reitmann, T.: Weiterentwicklung eines Aufbaus zur Bestimmung von Reifenkennlinien von Fahrradreifen. Bachelorarbeit. Ostfalia - Hochschule für angewandte Wissenschaften, Wolfenbüttel, 2020.
- [Rig16] Riggs, W.: Cargo bikes as a growth area for bicycle vs. auto trips: Exploring the potential for mode substitution behavior. *Transportation Research Part F: Traffic Psychology and Behaviour* 43, S. 48–55, 2016.
- [Rig99] Riggs, D. P.; Leonard, M.; Goalwin, R.; Delheimer, L.: International Space Station Flight Crew Integration Standard. National Aeronautics and Space Administration, Houston, 1999.

- [Rug15] Ruggerio, A.: Future Of Human Powered Transport Is A Trike. Onlinedokument: <https://gearjunkie.com/biking/velotilt>, Abrufdatum: 09.09.2022.
- [Sch12] Schepers, P.; Klein Wolt, K.: Single-bicycle crash types and characteristics. *Cycling Research International* 2, S. 119–135, 2012.
- [Sch13] Schwab, A. L.; Meijaard, J. P.: A review on bicycle dynamics and rider control. *Vehicle System Dynamics* 7/51, S. 1059–1090, 2013.
- [Sch15] Schepers, P.; Agerholm, N.; Amoros, E.; Benington, R.; Bjørnskau, T.; Dhondt, S.; Geus, B. de; Hagemester, C.; Loo, B. P. Y.; Niska, A.: An international review of the frequency of single-bicycle crashes (SBCs) and their relation to bicycle modal share. *Injury prevention journal of the International Society for Child and Adolescent Injury Prevention* e1/21, e138-43, 2015.
- [Sch17] Schlusnus, M.: Entwicklung eines Aufbaus zur Bestimmung von Reifenkennlinien von Fahrradreifen. Bachelorarbeit. Ostfalia - Hochschule für angewandte Wissenschaften, Wolfenbüttel, 2017.
- [Sch18a] Schiefer, H.; Schiefer, F.: Statistik für Ingenieure: Eine Einführung mit Beispielen aus der Praxis. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2018.
- [Sch18b] Schramm, D.; Hiller, M.; Bardini, R.: Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen. Springer Vieweg, Berlin, 2018.
- [Sch19] Schacher, S.; Haneberg, J.; Hoedt, J.; King, R.: Planungsadaption und Aktivierungsschranken zur Abstimmung von vertikal kooperierenden Fahrerassistenzsystemen. *at - Automatisierungstechnik* 7/67, S. 557–571, 2019.



- [Sch22] Scheffler, P.: Messung der Oberflächenrauheit von Asphalt-deckschichten. Onlinedokument: <https://www.htw-dresden.de/hochschule/fakultaeten/bauingenieurwesen/studium/lehrgebiete/strassenbau/forschung>, Abrufdatum: 18.09.2022.
- [Sha08] Sharp, R. S.: On the Stability and Control of the Bicycle. *Applied Mechanics Reviews* 6/61, 060803, 2008.
- [Shi18] Shinar, D. et al.: Under-reporting bicycle accidents to police in the COST TU1101 international survey: Cross-country comparisons and associated factors. *Accident; analysis and prevention* 110, S. 177–186, 2018.
- [Sin15] Sindha, J.; Chakraborty, B.; Chakravarty, D.: Rigid body modeling of three wheel vehicle to determine the dynamic stability — A practical approach: 2015 IEEE International Transportation Electrification Conference (ITEC), S. 1–8, 2015.
- [Sre17] Sree Ram, S. A.; Raja, P.; Sreedaran, K.: Optimization of rollover stability for a three-wheeler vehicle. *Advances in Manufacturing* 3/5, S. 279–288, 2017.
- [Sta16] Stalter, F.: Ansätze zur akustischen Optimierung von Reifen und Fahrbahnen für Elektrofahrzeuge unter Antriebsmoment. Dissertation. Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2016.
- [Ste19] Stephen Nurse: Context and methods for improved velomobiles: Australasian Transport Research Forum 2019 Proceedings, 2019.
- [Tan09] Tanaka, Y.; Murakami, T.: A Study on Straight-Line Tracking and Posture Control in Electric Bicycle. *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 1/56, S. 159–168, 2009.
- [Thi18] Thiedemann, F.: Erprobung eines Messanhängers zur Bestimmung von Reifenkennlinien. Studienarbeit. Ostfalia -

- Hochschule für angewandte Wissenschaften, Wolfenbüttel, 2018.
- [Tho08] Thornley, S. J.; Woodward, A.; Langley, J. D.; Ameratunga, S. N.; Rodgers, A.: Conspicuity and bicycle crashes: preliminary findings of the Taupo Bicycle Study. *Injury prevention journal of the International Society for Child and Adolescent Injury Prevention* 1/14, S. 11–18, 2008.
- [Umw19] Umweltbundesamt: Radverkehr. Onlinedokument: <https://www.umweltbundesamt.de/themen/verkehr-laerm/nachhaltige-mobilitaet/radverkehr#vorteile-des-fahrradfahrens>, Abrufdatum: 06.01.2021.
- [Unr12] Unrau, H.-J.: Der Einfluss der Fahrbahnoberflächenkrümmung auf den Rollwiderstand, die Cornering Stiffness und die Alig-ning Stiffness von Pkw-Reifen. Dissertation. Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2012.
- [Unr97] Unrau, H.-J.; Zamow, J.: TYDEX-Format – Description and Reference Manual – Release 1.3, 1997.
- [Unt13] Unterreiner, M.: Modellbildung und Simulation von Fahrzeugmodellen unterschiedlicher Komplexität. Dissertation. Universität Duisburg-Essen, Duisburg, 2013.
- [Utr20] Utriainen, R.: Characteristics of Commuters’ Single-Bicycle Crashes in Insurance Data. *Safety* 1/6, S. 13, 2020.
- [Val82] van Valkenburgh, P. G.; Klein, R. H.; Kianianthra, J.: Three-Wheel Passenger Vehicle Stability and Handling: SAE International Congress and Exposition. SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1982.
- [Vel21a] Velomobileworld SRL: Alpha 7. Onlinedokument: [https://www.velomobileworld.com/wp-content/uploads/2019/05/ROK\\_9572-768x512.jpg](https://www.velomobileworld.com/wp-content/uploads/2019/05/ROK_9572-768x512.jpg), Abrufdatum: 01.02.2022.

- [Vel21b] Velomobilforum: Durchschnittliche Fahrstrecken von Velomobilfahrern. Onlinedokument: <https://www.velomobilforum.de/forum/index.php?threads/durchschnittliche-fahrstrecken-von-velomobilfahrern.61548/>, Abrufdatum: 28.01.2021.
- [Vie08] Vietinghoff, A. v.: Nichtlineare Regelung von Kraftfahrzeugen in querdynamisch kritischen Fahrsituationen. Dissertation. Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2008.
- [Vol12] Volkswagen AG: up! four-door – up! exterior. Onlinedokument: <https://www.volkswagen-newsroom.com/en/up-four-door-driving-presentation-3073/up-four-door-up-exterior-3092>, Abrufdatum: 31.08.2022.
- [Wal04] van de Walle, F.: The Velomobile as a Vehicle for more Sustainable Transportation: Reshaping the social construction of cycling technology. Masterarbeit. Königlich Technische Hochschule Stockholm, Stockholm, 2004.
- [Wal05] Walz, M. C.: Trends in the Static Stability Factor of Passenger Cars, Light Trucks, and Vans. NHTSA, Department of Transportation, Washington, 2005.
- [Was19] Wassertheurer, B.: Reifenmodellierung für die Fahrdynamiksimulation auf Schnee, Eis und nasser Fahrbahn. Dissertation. Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2019.
- [Wei78] Weir DiMarco: Correlation and Evaluation of Driver/Vehicle Directional Handling Data. SAE Technical Paper 780010, 1978.
- [Wie99] Wielenga, T. J.: Tire Properties Affecting Vehicle Rollover: SAE Technical Paper Series. SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1999.
- [Wil20] Wilson, D. G.; Schmidt, T.; Papadopoulos, J.: *Bicycling science*. The MIT Press, Cambridge Massachusetts, London England, 2020.

- [Wil21a] Wilhelm, T.; Dorsch, V.; Gauterin, F.: Mass Data Measurement, Approximation and Influence on Vehicle Stability for Ultra-Light Human-Powered Vehicles. *Applied Sciences* 12/11, 5485, 2021.
- [Wil21b] Wilhelm, T.; Dorsch, V.; Gauterin, F.: Survey-Based Accident Analysis for Human-Powered Three-Wheeled Vehicles. *SAE International Journal of Transportation Safety* 1/10, S. 3–22, 2021.
- [Win09] Winner, H.; Hakuli, S.; Wolf, G. Hrsg.: *Handbuch Fahrerassistenzsysteme: Grundlagen, Komponenten und Systeme für aktive Sicherheit und Komfort* ; mit 45 Tabellen. Vieweg + Teubner, Wiesbaden, 2009.
- [Win13] Windes, P.; Archibald, M.; Joseph, B.: Experimental Determination of Bike Tire Stiffnesses: Proceedings of the 2013 ASEE North-Central Section Conference, 2013.
- [Win21] Winandi, A.: Reifen-Footprints: 28.06.2021. Persönliche Korrespondenz, 2021.
- [Win92] Winkler, C. B.; Campbell, K. L.; Mink, C. E.: Variability in Center of Gravity Height Measurement: SAE Technical Paper Series. SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1992.
- [Wis19] Wisch, M.; Lerner, M.; Kovaceva, J.; Balint, A.; Gohl, I.; Schneider, A.; Juhasz, J.; Lindmann, M.: Car-to-Cyclist Crashes in Europe and Derivation of Use Cases as Basis for Test Scenarios of Next Generation Advanced Driver Assistance Systems - Results from PROSPECT: 25th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV), 2019.
- [Wol03] Wolfgang Baumann: Untersuchungen zur dynamischen Rollstabilität von Personenkraftwagen. Dissertation. Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, 2003.

- [Wre18] Wrede, J.: Projekt BikeAssist – Jetzt gestartet! Onlinedokument: [https://engineeringpf.hs-pforzheim.de/detailansicht/news/projekt\\_bikeassist\\_jetzt\\_gestartet](https://engineeringpf.hs-pforzheim.de/detailansicht/news/projekt_bikeassist_jetzt_gestartet), Abrufdatum: 14.04.21.
- [Xin20] Xing, Y.; Sun, Z.; Wang, D.: Investigating Influence Factors on Injury Severity of Electric and Non-electric Bicycle Crashes in Beijing: 2020 IEEE 5th International Conference on Intelligent Transportation Engineering (ICITE). IEEE, S. 606–610, 2020 - 2020.



# Anhang

# Anhang A: Anhänge zu Kapitel 3

## A1: Grafische Darstellung der multiplen Korrespondenzanalyse

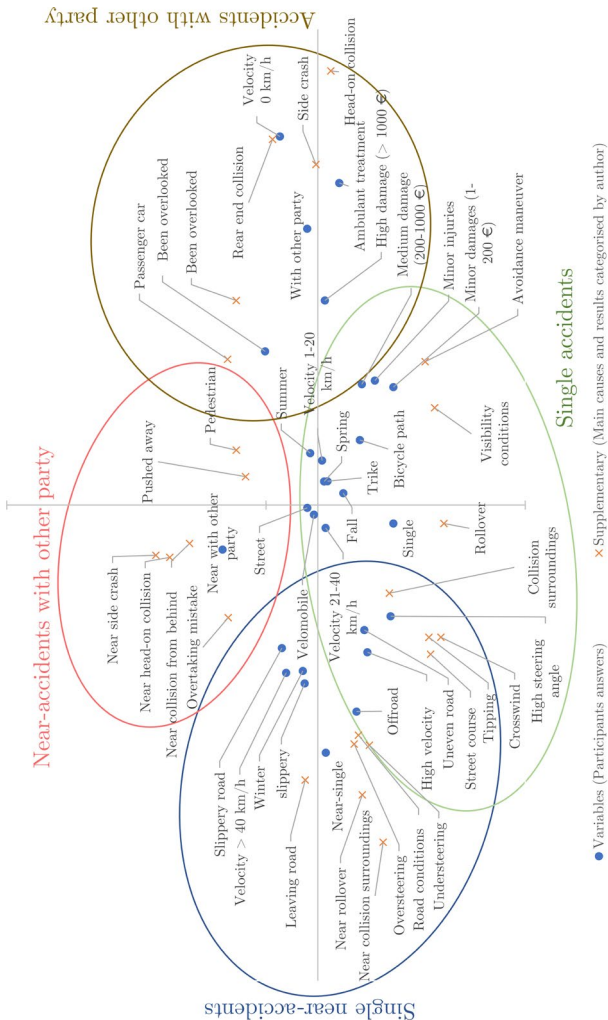


Abbildung A.1: Grafische Darstellung der multiplen Korrespondenzanalyse [Wil21b]



## Anhang B: Anhänge zu Kapitel 4

### B1: Marktüberblick Velomobile

**Tabelle B.1:** Allgemeine Fahrzeugdaten

Fahrzeug	Preis [€]	Länge [mm]	Breite [mm]	Höhe [mm]	Leergewicht [kg]
Orca	8.600	2430	780	940	37,0
WAW	8.437	2860	690	870	25,5
go-one EvoR	8.100	2690	690	870	25,0
Alpha 7	10.100	2570	670	890	21,0
Milan SL	9.340	2730	696	815	24,0
Milan GT	9.440	2750	760	883	24,5
DF	8.300	2570	640	880	25,0
DF XL	8.300	2620	660	910	25,0
Quest	7.950	2850	765	870	28,0
Quest XS	7.950	2600	765	855	27,5
Strada	7.950	2650	800	950	28,0
Snoek	8.500	2575	675	790	20,0
Hilgo	7.750	2440	720	880	30,0
Mango Plus	5.650	2450	750	k.A.	32,5
Mango Tour	7.490	2450	750	k.A.	32,5
Mango Sport	6.150	2450	750	1310	27,5
Mango Sport Red	7.490	2450	750	1310	29,0
Quattrovelo	8.950	2835	770	880	32,0
Aurora	4.625	2800	760	1270	36,0
Leitra	4.350	1950	980	1200	28,0
Velayo	7.400	2850	1100	1200	32,0
Leiba Classic	5.699	2170	870	1170	35,0
Leiba Classic L	7.699	2760	880	1205	49,0
Leiba X-Stream	6.199	2560	810	1040	33,5
Leiba Hybrid	9.100	2560	890	1070	53,0
Leiba Record	6.500	2723	710	865	26,5
Cabbike Hawk	4.970	2450	750	980	37,0
Agilo	2.300	2320	850	1120	15,0
eC Velo	5.600	2500	840	1070	k.A.
Le Mans	7.500	2850	800	950	30,0
Mulsanne	10.000	2750	720	900	30,0
Aquila 3	13.028	2700	770	725	26,0
Hornet	5.360	2700	750	725	26,0
Rotovelo	9.800	2350	800	920	33,2
Alleweder 4	4.445	2500	810	950	34,0
Alleweder 6	4.995	2450	840	950	34,0
Overzealous XC	13.609	2700	720	750	25,0
Rotovelo Carbon	8.990	2380	800	920	17,8

**Tabelle B.2:** Fahrwerksdaten

Fahrzeug	Radanzahl vorn/hinten	Radgrößen vorn/hinten	Radaufhängung vorn/hinten <sup>1</sup>	Spurweite [mm]	Radstand [mm]
Orca	2/1	20/20	M/E	740	1250
WAW	2/1	20/26	M/k.A.	690	k.A.
go-one EvoR	2/1	20/26	k.A.	650	1320
Alpha 7	2/1	20/26	M/E	665	1315
Milan SL	2/1	20/26	k.A.	585	1270
Milan GT	2/1	20/26	k.A.	640	1270
DF	2/1	20/27.5	k.A.	650	1290
DF XL	2/1	20/27.5	k.A.	650	1310
Quest	2/1	20/26	M/E	730	1300
Quest XS	2/1	20/26	M/E	730	1260
Strada	2/1	20/26	M/E	780	1300
Snoek	2/1	20/28	k.A.	k.A.	k.A.
Hilgo	2/1	20/20	k.A.	720	1200
Mango Plus	2/1	20/20	k.A.	k.A.	k.A.
Mango Tour	2/1	20/20	k.A.	k.A.	k.A.
Mango Sport	2/1	20/20	k.A.	730	k.A.
Mango Sport Red	2/1	20/20	k.A.	730	k.A.
Quattrovelo	2/2	20/20	k.A.	740	1230
Aurora	1/2	20/20	U/k.A.	750	1600
Leitra	2/1	20/20	k.A.	920	800
Velayo	2/1	26/26	k.A.	1080	2000
Leiba Classic	2/1	20/26	M/S	790	1190
Leiba Classic L	2/1	20/26	M/S	820	1690
Leiba X-Stream	2/1	20/26	M/S	760	1280
Leiba Hybrid	2/1	20/26	M/S	840	1280
Leiba Record	2/1	20/26	M/S	660	1280
Cabbike Hawk	2/1	20/26	M/S	140	k.A.
Agilo	2/1	k.A./k.A.	k.A.	800	1240
eC Velo	2/1	k.A./k.A.	k.A.	755	1160
Le Mans	2/1	26/26	k.A.	780	k.A.
Mulsanne	2/1	26/26	k.A.	640	1350
Aquila 3	2/1	16/16	k.A.	700	1250
Hornet	2/1	16/16	k.A.	k.A.	k.A.
Rotovelo	2/1	16/20	k.A.	780	1050
Alleweder 4	2/1	20/20	M/S	k.A.	k.A.
Alleweder 6	2/1	20/20	M/S	k.A.	k.A.
Overzealous XC	2/1	k.A./k.A.	k.A.	k.A.	k.A.
Rotovelo Carbon	2/1	2-20	M/S	k.A.	k.A.

<sup>1</sup>M: McPherson-Aufhängung, U: Ungefedert/Starr, S: Schwinge, E: Einarmschwinge

## B2: Daten der Fahrer für die Bestimmung der Massedaten

Tabelle B.3: Daten der Fahrer für Schwerpunkts- und Trägheitsmessungen

Nr.	Geschlecht	Größe [m]	Gewicht [kg]	Body Mass Index [kg/m <sup>2</sup> ]	Gemessene Fahrzeuge
1	m	1,73	75	25,1	1 – 13
2	w	1,67	59	21,2	4 – 7
3	m	1,89	91	25,5	4 – 6
4	m	1,93	95	25,5	9 – 13
5	m	1,69	61	21,4	9 – 13
6	w	1,65	57	20,9	9, 10
7	w	1,67	65	23,3	10
8	m	1,75	101	33,0	1 – 4, 7, 8
9	m	1,80	90	27,8	1 – 4, 7, 8

## B3: Kräfte und Momentengleichgewichte für die Schwerpunktsbestimmung

Die Schwerpunktsposition wird durch die vier Parameter Schwerpunkthöhe  $h_s$  über dem Boden, Abstand vom vorderen Radaufstandspunkt  $l_v$ , Abstand vom hinteren Radaufstandspunkt  $l_h$ , und seitliche Schwerpunktsverschiebung bezogen auf die Fahrzeugmitteleben  $y_s$  beschrieben. Die Längsposition des Schwerpunkts ergibt sich aus dem ebenen Momentengleichgewicht um einen der Radaufstandspunkte gemäß Abbildung B.1a und Gleichungen B.1 und B.2. Aus den ermittelten Radlasten bei einseitig angehobenem Fahrzeug lässt sich die Schwerpunkthöhe unter Berücksichtigung des Anstellwinkels  $\alpha_s$  und der ermittelten Schwerpunktsposition in Längsrichtung nach Gleichung B.4 ermitteln.

$$l_v = \frac{F_{z,h} \cdot l}{F_G} = \frac{m_h \cdot l}{m} \quad \text{B.1}$$

$$l_h = \frac{F_{z,v} \cdot l}{F_G} = \frac{m_v \cdot l}{m} \quad \text{B.2}$$

$$y_s = \frac{F_{z,v,l} - F_{z,v,r}}{F_G} \cdot \frac{b}{2} = \frac{m_{v,l} - m_{v,r}}{m} \cdot \frac{b}{2} \quad \text{B.3}$$

$$h_s = \Delta h_s + r_h = \frac{l_h}{\tan \alpha_s} - \left( \frac{l}{\tan \alpha_s} + \Delta r \right) \frac{F_{z,v}}{F_G} + r_h \quad \text{B.4}$$

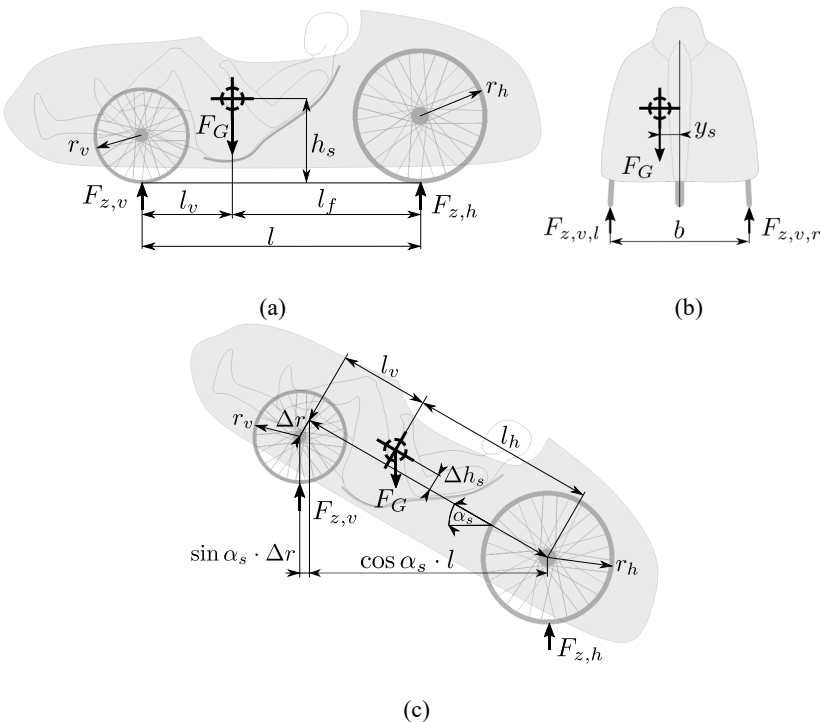


Abbildung B.1: Kräfte- und Momentengleichgewicht zur Bestimmung der Schwerpunktlage

## B4: Korrelation von Fahrzeugparametern zur Gierträglichkeit

Tabelle B.4 gibt zusammenfassend die Korrelationskoeffizienten für die verschiedenen Fahrzeuggruppen wieder. Als Eingangsparameter werden Radstand  $l$ , Spurweite  $b$ , Fahrzeuggesamtlänge  $L$ , Gesamt- sowie Fahrzeug- und Fahrer Masse  $m$ ,  $m_{Fzg}$ ,  $m_F$ , die Fahrergröße  $h_F$  und die Parameter der Schwerpunktslage  $l_v$  und  $l_h$  berücksichtigt.

**Tabelle B.4:** Korrelationskoeffizienten R und p-Werte bezogen auf die Gierträglichkeit

Parameter	Alle Fahrzeuge		Trikes		Velomobile	
	Korr.-Koeffizient R	p-Wert	Korr.-Koeffizient R	p-Wert	Korr.-Koeffizient R	p-Wert
$l$	0,77	<0,001	0,75	0,021	0,70	<0,001
$b$	-0,33	0,040	-0,04	0,915	0,19	0,314
$L$	0,79	<0,001	0,72	0,029	0,52	0,003
$m$	0,57	<0,001	0,87	0,024	0,50	0,005
$m_{Fzg}$	0,64	<0,001	0,78	0,014	0,59	0,001
$h_F$	0,16	0,326	0,58	0,104	0,30	0,106
$m_F$	0,24	0,138	0,56	0,118	0,18	0,340
$l_v$	0,16	0,328	0,79	0,011	0,30	0,112
$l_h$	0,63	<0,001	0,50	0,174	0,47	0,009

Über alle Fahrzeuggruppen zeigen die Parameter  $l$ ,  $L$ ,  $m$  und  $m_{Fzg}$  einen signifikanten Einfluss auf die Gierträglichkeit. Die Signifikanz der Parameter  $b$ ,  $l_v$  und  $l_h$  unterscheidet sich je nach betrachteter Fahrzeuggruppe. Insbesondere die ermittelte negative Korrelation zwischen der Spurweite  $b$  und der Gierträglichkeit für die Gruppe aller Fahrzeuge ergibt keinen kausal sinnvollen Zusammenhang. Diese Scheinkorrelation resultiert aus der ungleichen Verteilung der Spurweiten innerhalb der verschiedenen Fahrzeuggruppen. Velomobile weisen eine eher kleine Spurweite und eher größere Trägheitsmomente auf. Trikes hingegen weisen größere Spurweiten (zur Kompensation des

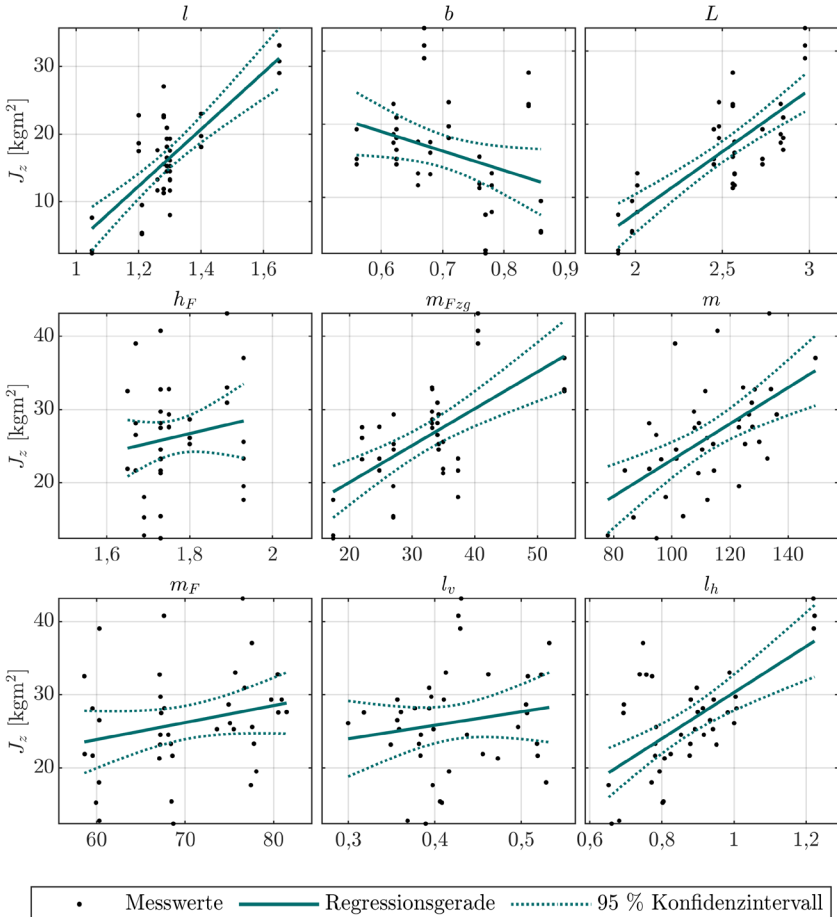
hohen Schwerpunkts) und geringere Trägheitsmomente auf. So resultiert eine negative Korrelation ohne Kausalität. Zur Prüfung der festgestellten Zusammenhänge auf Überlagerungseffekte wird eine partielle Korrelationsanalyse angewandt. Dabei werden Korrelation und Signifikanz für einzelne Parameter bestimmt, indem die erwarteten Effekte von Überlagerungsparametern (sog. Kontrollvariablen) abgezogen werden. Die Ergebnisse der partiellen Korrelationsanalyse können Tabelle B.5 entnommen werden.

**Tabelle B.5:** Ergebnisse der partiellen Korrelationsanalyse

Parameter	Kontrollvariablen	Alle Fahrzeuge		Trikes		Velomobile	
		Korr.-Koeffizient R	p-Wert	Korr.-Koeffizient R	p-Wert	Korr.-Koeffizient R	p-Wert
$l$	$b$	0,75	< 0,001	0,78	0,02	0,71	<0,001
$b$	$l$	-0,24	0,14	-0,37	0,37	0,22	0,24
$L$	$l$	0,65	< 0,001	-0,37	0,37	0,35	0,07
$m_{Fzg}$	$m_F$	0,69	< 0,001	0,94	< 0,001	0,65	< 0,001
$m_F$	$m_{Fzg}$	0,42	0,009	0,88	0,004	0,39	0,038
$l_h$	$l$	-0,22	0,19	-0,43	0,28	-0,50	0,006
$l_v$	$l$	0,22	0,19	0,43	0,28	0,50	0,006

Der Fahrzeugparameter  $b$  weist unter Kompensation des Einflusses durch den Radstand keinen signifikanten Zusammenhang zur Gierträglichkeit mehr auf. Für die Fahrermasse  $m_F$  zeigt sich ein signifikanter Einfluss, wenn die Fahrzeugmasse als Kontrollvariable verwendet wird. Für ein einzelnes Fahrzeug bedeutet ein schwerer Fahrer damit eine signifikant größere Gierträglichkeit. Bei den festgestellten Korrelationen zwischen Schwerpunktslage ( $l_v$ ,  $l_h$ ) und Gierträglichkeit liegt eine Überlagerung mit dem Radstand vor, was auf die Abhängigkeit der Parameter vom Radstand zurückzuführen ist. Aus der

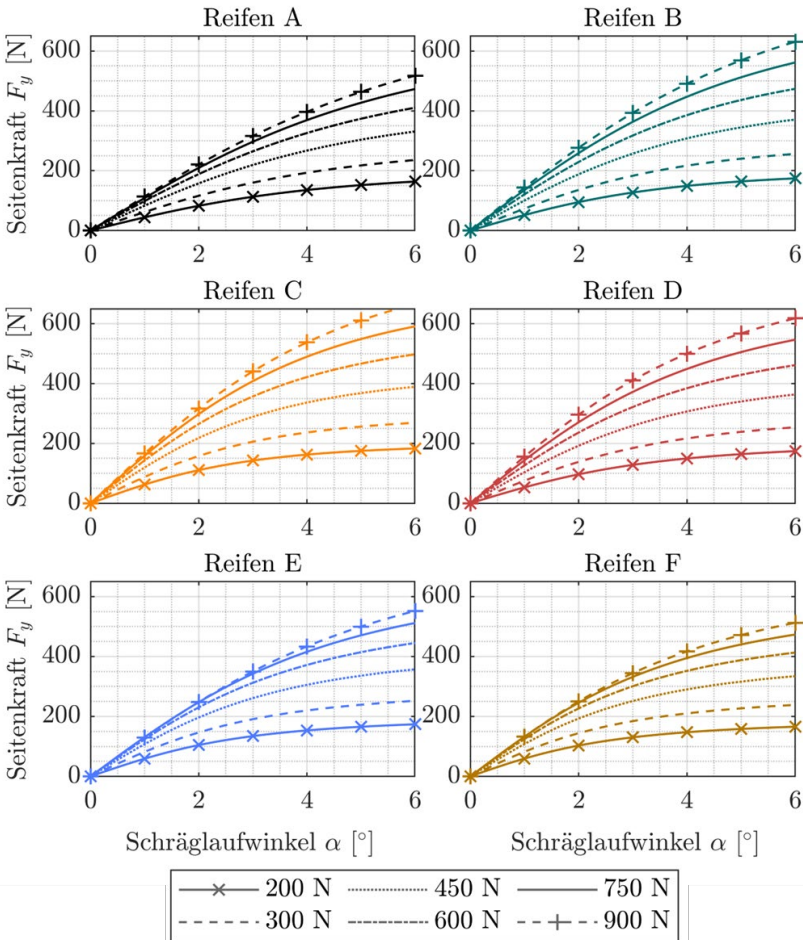
partiellen Korrelationsanalyse ergibt sich nur noch für die Gruppe der Velomobile ein signifikanter Einfluss der Schwerpunktlage ( $l_v$ ,  $l_h$ ) auf die Gierträchtigkeit.



**Abbildung B.2:** Darstellung der Korrelation zwischen der Gierträchtigkeit und verschiedenen Fahrzeugparametern für die Gruppe aller Fahrzeuge

## Anhang C: Anhänge zu Kapitel 5

### C1: Verläufe von Seitenkraft, Rückstellmoment und Nachlauf über dem Schräglaufwinkel



**Abbildung C.1:** Seitenkraftverläufe in Abhängigkeit der Radlast auf Basis des angefitzten Magic-Formula-Modells für  $p = p_{max} - 0,5$  bar



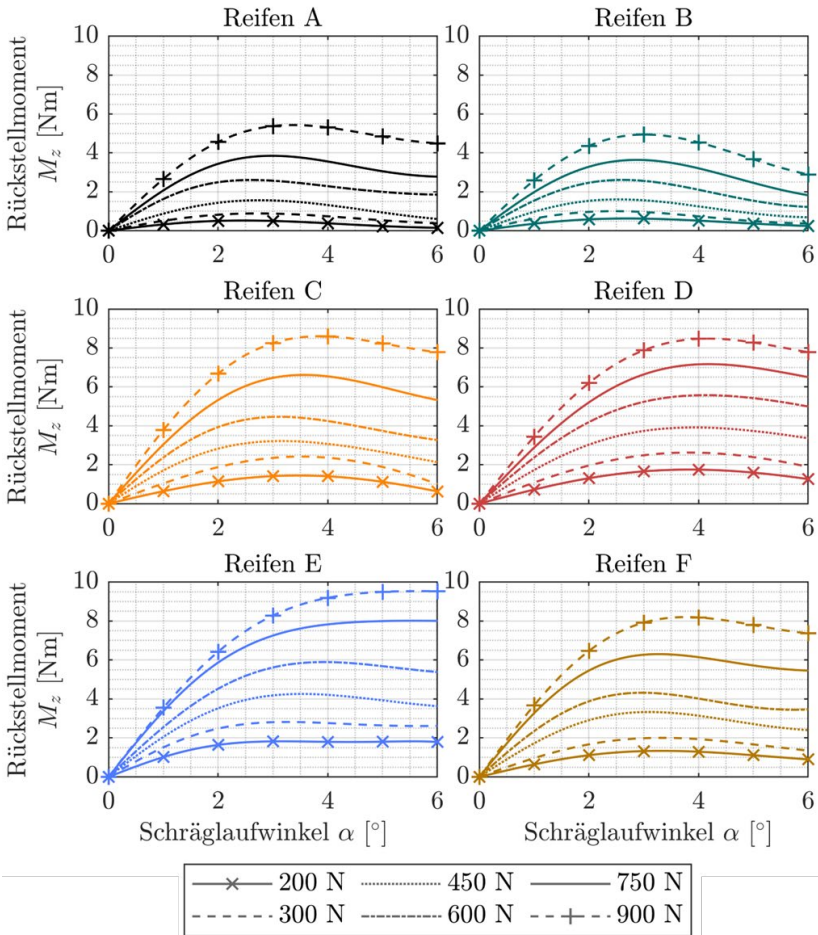
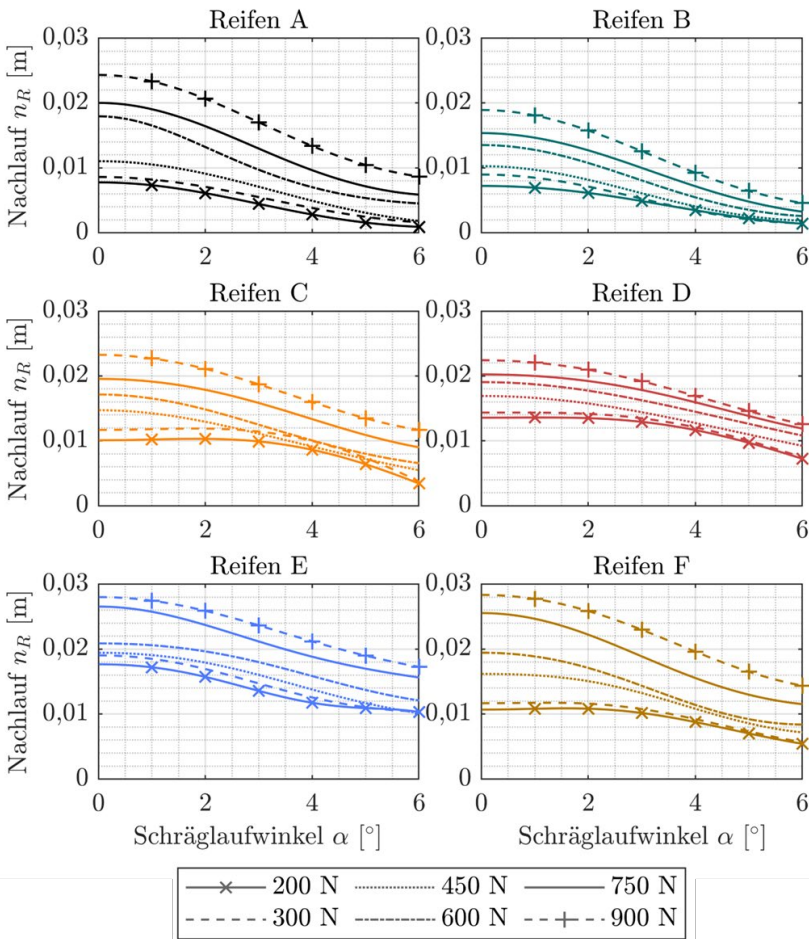


Abbildung C.2: Verlauf des Rückstellmomentes in Abhängigkeit der Radlast auf Basis der Radlast-individuell gefitteten Magic-Formula-Modelle für  $p = p_{max} - 0,5$  bar



**Abbildung C.3:** Verlauf des Nachlaufs in Abhängigkeit der Radlast auf Basis der Radlast-individuell gefitteten Magic-Formula-Modelle für  $p = p_{max} - 0,5$  bar

## C2: Druckabhängige Parameter zur Interpolation der Schräglaufsteifigkeit nach Gleichungen 5.21 und 5.22

$$c_\alpha = f(F_Z) = c_0 + c_1 \cdot F_Z + c_2 \cdot F_Z^2 \quad | \quad c_{\alpha,n} = f(F_Z) = \frac{c_0}{F_Z} + c_1 + c_2 \cdot F_Z$$

**Tabelle C.1:** Parameter des empirischen Modells nach Gleichung 5.21 und 5.22

Reifen	Druck [bar]	$c_0$ [N/°]	$c_1$ [1/°]	$c_2$ [1/(°N)]
A	2,8	-1,95	0,29	$-2,11 \cdot 10^{-4}$
	3,5	9,37	0,21	$-0,95 \cdot 10^{-4}$
	4,5	10,86	0,20	$-0,91 \cdot 10^{-4}$
	5,0	5,36	0,22	$-1,12 \cdot 10^{-4}$
B	2,0	-4,60	0,38	$-3,08 \cdot 10^{-4}$
	2,5	0,57	0,32	$-1,97 \cdot 10^{-4}$
	4,5	6,23	0,25	$-1,15 \cdot 10^{-4}$
C	5,0	7,34	0,24	$-0,95 \cdot 10^{-4}$
	3,2	-1,45	0,34	$-2,18 \cdot 10^{-4}$
	4,0	3,18	0,28	$-1,23 \cdot 10^{-4}$
D	5,5	8,15	0,26	$-0,98 \cdot 10^{-4}$
	6,0	10,60	0,23	$-0,69 \cdot 10^{-4}$
	4,8	-3,50	0,30	$-1,73 \cdot 10^{-4}$
	6,0	0,19	0,26	$-1,22 \cdot 10^{-4}$
E	7,5	11,74	0,19	$-0,48 \cdot 10^{-4}$
	8,0	1,37	0,23	$-0,87 \cdot 10^{-4}$
	3,2	12,79	0,23	$-2,00 \cdot 10^{-4}$
	4,0	-3,24	0,33	$-2,82 \cdot 10^{-4}$
F	6,5	18,17	0,18	$-0,95 \cdot 10^{-4}$
	7,0	1,00	0,27	$-1,67 \cdot 10^{-4}$
	3,2	6,99	0,31	$-2,72 \cdot 10^{-4}$
F	4,0	-4,36	0,36	$-2,74 \cdot 10^{-4}$
	5,5	2,72	0,29	$-1,63 \cdot 10^{-4}$
	6,0	-0,05	0,29	$-1,55 \cdot 10^{-4}$

### C3: Parameter zur Interpolation der Schräglaufsteifigkeit nach Gleichung 5.23

$$c_{\alpha,n} = f(F_z, p) = \frac{c_0}{F_z} + c_1 + c_2 \cdot F_z + c_3 \cdot p^3 + c_4 \cdot p \cdot F_z$$

**Tabelle C.2:** Parameter des empirischen Modells nach Gleichung 5.23

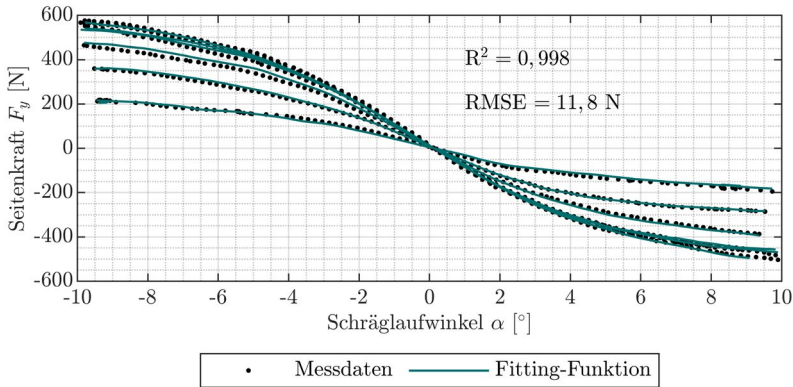
Reifen	$c_0$ [N/°]	$c_1$ [1/°]	$c_2$ [1/(°N)]	$c_3$ [1/(°bar <sup>3</sup> )]	$c_4$ [1/(°N·bar)]
A	6,02	0,24	$-2,04 \cdot 10^{-4}$	$-2,43 \cdot 10^{-4}$	$2,01 \cdot 10^{-5}$
B	3,33	0,33	$-2,99 \cdot 10^{-4}$	$-5,59 \cdot 10^{-4}$	$3,66 \cdot 10^{-5}$
C	5,53	0,29	$-2,07 \cdot 10^{-4}$	$-1,37 \cdot 10^{-4}$	$1,77 \cdot 10^{-5}$
D	3,61	0,26	$-1,82 \cdot 10^{-4}$	$-0,74 \cdot 10^{-4}$	$1,28 \cdot 10^{-5}$
E	7,13	0,27	$-3,21 \cdot 10^{-4}$	$-1,12 \cdot 10^{-4}$	$2,66 \cdot 10^{-5}$
F	1,24	0,35	$-4,79 \cdot 10^{-4}$	$-3,12 \cdot 10^{-4}$	$5,62 \cdot 10^{-5}$

## C4: Reifenparametersätze

**Tabelle C.3:** Parametersätze der vereinfachten Magic-Formula nach Gleichung 5.24, für alle parametrisierten Modelle gilt  $F_{z,0} = 450 \text{ N}$

Reifen	Druck [bar]	$c_1$	$c_2$	$c_3$	$c_4$
A	2,8	0,455	0,922	11,759	-0,043
	3,5	0,136	0,901	12,378	0,231
	4,5	0,102	0,950	11,319	0,241
	5,0	0,002	0,940	11,426	0,343
B	2,0	0,633	1,005	13,545	-0,236
	2,5	0,433	1,147	12,164	-0,149
	4,5	0,016	1,066	12,235	0,282
	5,0	-0,004	1,061	12,061	0,277
C	3,2	0,050	0,806	19,118	0,468
	4,0	-0,047	0,907	16,078	0,364
	5,5	0,038	1,034	15,261	0,289
	6,0	-0,002	0,845	16,628	0,235
D	4,8	0,136	0,906	14,560	0,281
	6,0	0,003	0,939	13,715	0,306
	7,5	0,080	0,966	14,082	0,192
	8,0	0,019	0,909	13,368	0,215
E	3,2	0,345	0,739	14,282	0,422
	4,0	0,181	0,793	15,185	0,563
	6,5	0,076	0,890	15,940	0,363
	7,0	0,069	0,978	11,613	0,298
F	3,2	0,295	0,679	19,036	0,525
	4,0	0,139	0,733	19,625	0,525
	5,5	0,129	0,759	18,927	0,310
	6,0	0,040	0,824	17,073	0,346

## C5: Messdaten und Fitting-Modell vom Innentrommelprüfstand



**Abbildung C.4:** Vergleich von Messdaten und gefittetem Modell nach Gleichung 5.24 der Messungen am Innentrommelprüfstand

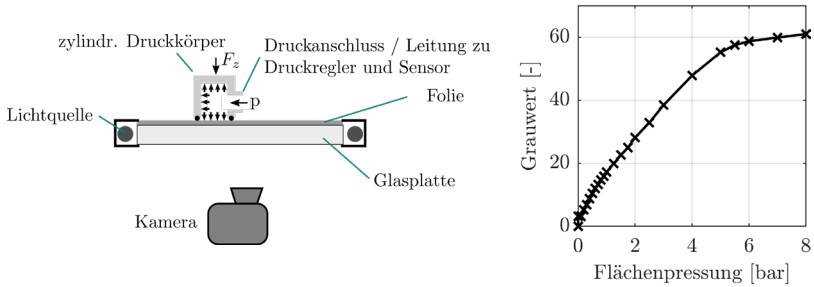
**Tabelle C.4:** Parametersätze der vereinfachten Magic-Formula nach Gleichung 5.24, für Reifen A auf Basis der Messungen am Innentrommelprüfstand

Druck [bar]	$c_1$	$c_2$	$c_3$	$c_4$	$F_{z,0}$
4,5	0,126	1,479	7,487	0,345	450 N

## C6: Bestimmung der Intensitätskennlinie am Footprint-Prüfstand

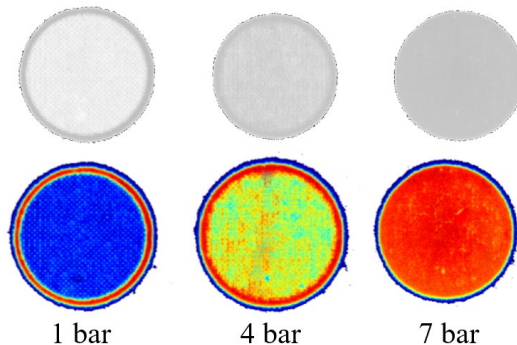
Zur Bestimmung der druckabhängigen Kennlinie wird ein zylindrischer Druckkörper wie in Abbildung C.5 dargestellt auf dem Prüfstand fixiert. Der Druckkörper wird anschließend mit Luftdruck beaufschlagt, der über ein Einstellventil gesteuert und einen Drucksensor mit Ablesereinheit überwacht werden kann. Der Druckraum ist mittels O-Ring gegenüber der Umgebung abgedichtet. Der Luftdruck führt zu einer Flächenpressung im Kontaktbereich

zwischen Folie und Glasplatte, was wiederum eine Störung der Totalreflexion im Inneren der Glasplatte hervorruft. Diese ist abhängig von der Flächenpressung.



**Abbildung C.5:** Aufbau zur Kalibrierung des Footprint-Prüfstands und Kennlinie

Abbildung C.6 gibt für drei Drücke die ermittelten Intensitätsbilder wieder. Die Graustufenbilder wurden aus Gründen einer verbesserten Darstellung invertiert. Ein dunkleres Grau entspricht damit im ursprünglichen Bild einer höheren Intensität. Wie aus den eingefärbten Intensitätsbildern hervorgeht, ist die Flächenpressung im Bereich nicht vollständig homogen. Aufgrund der Mikrotextur der Folie ergeben sich lokale Unterschiede in der Flächenpressung des Folien-Glas-Kontakts und damit Unterschiede im Grauwert.



**Abbildung C.6:** Intensitätsbilder der mittleren Flächenpressung, die Graustufenbilder sind für eine verbesserte Darstellung invertiert

## Anhang D: Anhänge zu Kapitel 6

### D1: Parameter der Rollover-Simulationen

**Tabelle D.1:** Parameter des Reglers

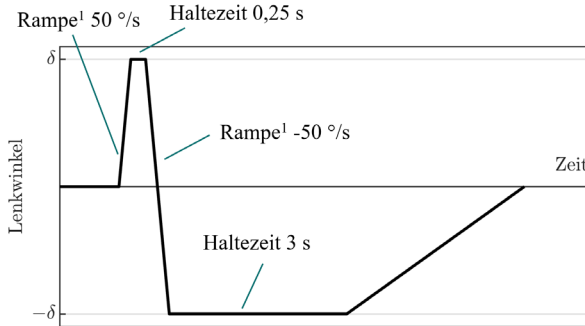
Parameter	Größe	Bedeutung
Zeitverzug	0,1 s	Zeitverzug der RI-Erfassung zur Berücksichtigung von Delays in einer möglichen Datenverarbeitung
Einschalt-schwelle	0,75	RI, ab dem das Bremsmoment angefordert wird
Ausschalt-schwelle	0,6	RI bei dessen Unterschreiten die Bremsanforderung beendet wird
Max. Bremsmoment	70 Nm	Maximal aufzubauendes Bremsmoment
Bremsgradient	240 Nm/s	Gradient des Bremsmomentenaufbaus

**Tabelle D.2:** Parameter des Fahrzeugs

Radstand	1,3 m
Spurbreite	0,56 m
Schwerpunktlage $l_v/l$	0,295
Masse	102 kg
Gierträgheit $J_z$	20,9 kgm <sup>2</sup>
Wankträgheit $J_x$	0,25 $J_z$
Nickträgheit $J_y$	0,8 $J_z$
Federsteifigkeit vorn	20000 N/m
Federsteifigkeit hinten	28000 N/m
Dämpfungsmaß	0,4
Dämpferkonstante vorn	680 Ns/m
Dämpferkonstante hinten	730 Ns/m



## D2: Lenkwinkelverlauf des Fishhook-Manövers



<sup>1</sup> für Velomobile angepasste Lenkgeschwindigkeit auf den Radlenkwinkel, für PKW üblich  $720 \text{ }^\circ/\text{s}$  Lenkradwinkel

Abbildung D.1: Prinzipieller Lenkwinkelverlauf eines Fishhook-Manövers

## D3: Vereinfachte simulative Umsetzung eines Systems zur Gier-Stabilisierung

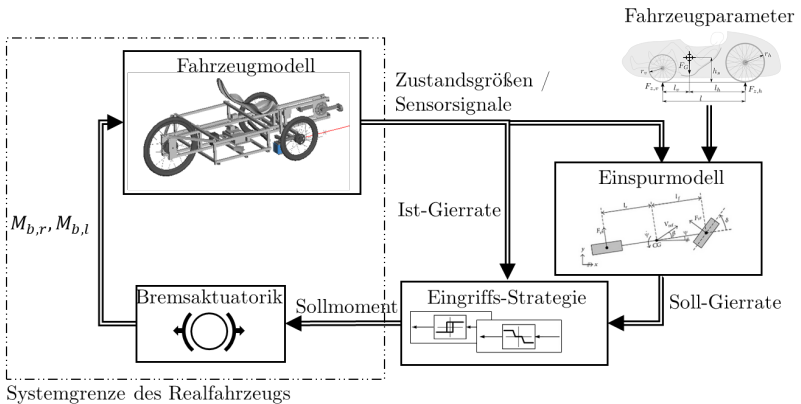
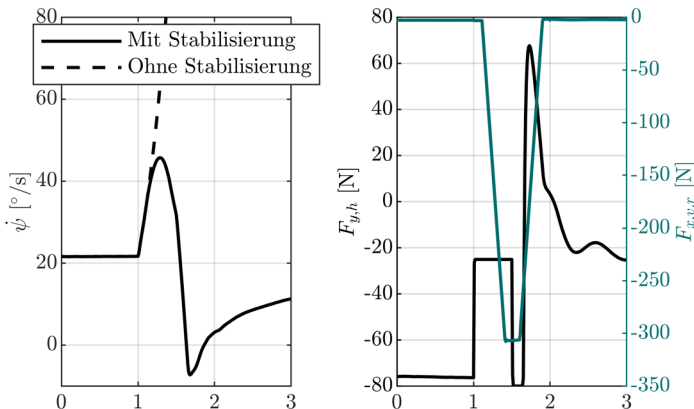


Abbildung D.2: Systemschabild eines möglichen querdynamischen Stabilisierungssystems

Im PKW wirken Stabilisierungssysteme wie das ESP einem Verlust der Fahrstabilität durch starkes Übersteuern (Drehschleudern) entgegen. Entsprechende Stabilisierungssysteme weisen üblicherweise ein hohe Komplexität mit diversen miteinander in Beziehung stehenden Teilreglern auf (Kaskadenregelung) [Win09]. Für eine erste Implementierung in der Simulation wird die Komplexität hier stark reduziert, indem auf eine konkrete Giermomentenregelung mit unterlagerter Radschlupfregelung verzichtet wird. Stattdessen wird ein einfacher Zweipunktregler verwendet. Referenz zur Bestimmung eines notwendigen Bremsengriffs ist das lineare Einspurmodell.

Abbildung D.3 zeigt die Fahrzeuggierreaktion mit und ohne Stabilisierungssystem bei einem plötzlichen und kurzfristigen Seitenkraftverlust am Hinterrad aus einer stationären Kreisfahrt. Bei einer Simulationszeit von einer Sekunde wird die Seitenkraft am Hinterrad für 0,5 s reduziert (siehe Seitenkraftverlauf Abbildung D.3 rechts). Die resultierende Gierreaktion (Abbildung D.3 links) wird im geregelten Fahrzeug durch einen Bremsengriff damit dem Aufbau einer Längskraft am kurvenäußeren Vorderrad stabilisiert.



**Abbildung D.3:** Verlauf von Gierrate, Seitenkraft hinten und Längskraft am gebremsten Rad bei einem plötzlichen und kurzzeitigen Seitenkraftverlust aus einer stationären Kreisfahrt





# Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Eine vollständige Übersicht der Bände finden Sie im Verlagsshop

---

- Band 76** Kai-Lukas Bauer  
**Echtzeit-Strategieplanung für vorausschauendes automatisiertes Fahren**  
ISBN 978-3-7315-0949-3
- Band 77** Thomas Schirle  
**Systementwurf eines elektromechanischen Fahrwerks für Megacitymobilität**  
ISBN 978-3-7315-0995-0
- Band 78** Dominik Dörr  
**Simulation of the thermoforming process of UD fiber-reinforced thermoplastic tape laminates**  
ISBN 978-3-7315-0998-1
- Band 79** Dominik Robert Naake  
**Simulation of damage mechanisms in weave reinforced materials based on multiscale modeling**  
ISBN 978-3-7315-1005-5
- Band 80** Martin Hohberg  
**Experimental investigation and process simulation of the compression molding process of Sheet Molding Compound (SMC) with local reinforcements**  
ISBN 978-3-7315-1007-9
- Band 81** Benedikt Fengler  
**Manufacturing-constrained multi-objective optimization of local patch reinforcements for discontinuous fiber reinforced composite parts**  
ISBN 978-3-7315-1006-2
- Band 82** Johannes Masino  
**Road Condition Estimation with Data Mining Methods using Vehicle Based Sensors**  
ISBN 978-3-7315-1004-8
- Band 83** **11. Kolloquium Mobilhydraulik**  
**10. September 2020, Karlsruhe**  
ISBN 978-3-7315-1036-9

- Band 84** Felix Weber  
**Beitrag zur Entwicklung von Konstantflusspumpen für Frischbeton unter genauerer Betrachtung der Dickstoffventile**  
ISBN 978-3-7315-1037-6
- Band 85** 8. Fachtagung  
**Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 23. Februar 2021, Karlsruhe**  
ISBN 978-3-7315-1071-0
- Band 86** Sebastian Fünfgeld  
**Vorausschauende Regelung von Fahrzeugsystemen durch stochastische Vorhersage der Fahrzeugdynamik**  
ISBN 978-3-7315-1060-4
- Band 87** Isabelle Charlotte Ays  
**Development of a CO<sub>2</sub>e quantification method and of solutions for reducing the greenhouse gas emissions of construction machines = Entwicklung einer CO<sub>2</sub>e Quantifizierungsmethode und von Lösungen zur Reduzierung von Treibhausgasemissionen in Baumaschinen**  
ISBN 978-3-7315-1033-8
- Band 88** Alexander Bernath  
**Numerical prediction of curing and process-induced distortion of composite structures**  
ISBN 978-3-7315-1063-5
- Band 89** Nils Bulthaupt  
**Objektivierung des Schwingungskomforts schwerer Nutzfahrzeuge**  
ISBN 978-3-7315-1075-8
- Band 90** Lars Brinkschulte  
**Assistenzsysteme zur Reduktion des Schädigungsverhaltens von Komponenten einer mobilen Arbeitsmaschine**  
ISBN 978-3-7315-1089-5
- Band 91** Dominik Dörr  
**Adaptive Fahrhinweise für ein längsdynamisches Fahrerassistenzsystem zur Steigerung der Energieeffizienz**  
ISBN 978-3-7315-1090-1
- Band 92** Jürgen Römer  
**Steuerung und Regelung des Lenkradmoments durch Nutzung radselektiver Frontantriebe**  
ISBN 978-3-7315-1104-5

- Band 93** Christian Riese  
**Werkzeuge und Konzepte für die Untersuchung und Entwicklung zukünftiger Kfz-Bremssysteme**  
ISBN 978-3-7315-1125-0
- Band 94** Yaoqun Zhou  
**Dynamisches Bremsverhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems**  
ISBN 978-3-7315-1156-4
- Band 95** Stefan Haug  
**Ganzheitliche Optimierung einer Axialkolbenpumpe durch bedarfsangepasste Entlastung tribologischer Kontakte**  
ISBN 978-3-7315-1150-2
- Band 96** Stefan Scheubner  
**Stochastic Range Estimation Algorithms for Electric Vehicles using Data-Driven Learning Models**  
ISBN 978-3-7315-1166-3
- Band 97** Yusheng Xiang  
**AI and IoT Meet Mobile Machines: Towards a Smart Working Site**  
ISBN 978-3-7315-1165-6
- Band 98** Nils Meyer  
**Mesoscale simulation of the mold filling process of Sheet Molding Compound**  
ISBN 978-3-7315-1173-1
- Band 99** Christian Timo Poppe  
**Process simulation of wet compression moulding for continuous fibre-reinforced polymers**  
ISBN 978-3-7315-1190-8
- Band 100** Torben Fischer  
**Modellprädiktive Regelung eines innovativen Thermomanagement-Systems für batterieelektrische Fahrzeuge**  
ISBN 978-3-7315-1199-1
- Band 101** Florian Wittemann  
**Fiber-dependent injection molding simulation of discontinuous reinforced polymers**  
ISBN 978-3-7315-1217-2
- Band 102** Sebastian Watzl  
**Experimentelle und numerische Analyse des Körperschallübertragungsverhaltens von Aggregatlagerelementen im akustisch relevanten Frequenzbereich**  
ISBN 978-3-7315-1226-4

- Band 103** Dominik Stretz  
**Vibroakustische Analyse eines elektrischen Radnabenmotors und Optimierung durch geeignete Steuerungsansätze**  
ISBN 978-3-7315-1245-5
- Band 104** Mohamed Elgharbawy  
**Measurable Safety of Automated Driving Functions in Commercial Motor Vehicles - Technological and Methodical Approaches**  
ISBN 978-3-7315-1254-7
- Band 105** Bernhard Schmiedel  
**Indirekte Schätzung des Fahrbahnneigungsgrads zur Detektion von gefährlichen Fahrzuständen**  
ISBN 978-3-7315-1258-5
- Band 106** 9. Fachtagung  
**Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 28. Februar 2023, Karlsruhe**  
ISBN 978-3-7315-1260-8
- Band 107** Patrick Riehm  
**Zur Wechselwirkung zwischen Fahrbahntextur und Laufstreifenmischung von Pkw-Reifen**  
ISBN 978-3-7315-1268-4
- Band 108** Markus Tesar  
**Deep Reinforcement Learning zur Steigerung von Energieeffizienz und Pünktlichkeit von Straßenbahnen**  
ISBN 978-3-7315-1277-6
- Band 109** Michael Mürken  
**Methode zur Bewertung der Zuverlässigkeit der elektrischen Energieversorgung in der automobilen Vorentwicklung**  
ISBN 978-3-7315-1298-1
- Band 110** Julien Pinay  
**Experimental investigation of relevant road surface descriptors for tire-road noise measurements on low-absorbing road surfaces**  
ISBN 978-3-7315-1328-5
- Band 111** Adrian Strigel  
**Methode zur Ermittlung optimaler Rad- und Reifendimensionen in der frühen Entwicklungsphase von Personenkraftwagen**  
ISBN 978-3-7315-1321-6



- Band 112** Jens Jauch  
**Trajectory optimization based on recursive B-spline approximation for automated longitudinal control of a battery electric vehicle**  
ISBN 978-3-7315-1332-2
- Band 113** Nicolas Fraikin  
**Methodik zur effizienten Applikation automatisierter Fahrfunktionen**  
ISBN 978-3-7315-1339-1
- Band 114** Jan Siebert  
**Effizienzoptimierung mobilhydraulischer Load-Sensing-Systeme durch Reduzierung systembedingter Druckverluste am Beispiel eines Hydraulikbaggers**  
ISBN 978-3-7315-1343-8
- Band 115** Tobias Sebastian Straub  
**Flottendatenbasierte physikalische Routenenergiebedarfsprognose**  
ISBN 978-3-7315-1348-3
- Band 116** Michael Herrmann  
**Eine Methodik zur Definition von Zielkriterien am Beispiel des tieffrequenten Geräuschkomforts eines Fahrzeugs**  
ISBN 978-3-7315-1370-4
- Band 117** Adam Thor Thorgeirsson  
**Probabilistic Prediction of Energy Demand and Driving Range for Electric Vehicles with Federated Learning**  
ISBN 978-3-7315-1371-1
- Band 118** Alexander Jackstadt  
**Constrained-layer damping in hybrid fibre metal elastomer laminates and its tolerance to damage**  
ISBN 978-3-7315-1376-6
- Band 119** **13. Kolloquium Mobilhydraulik**  
**8./9. Oktober 2024, Karlsruhe**  
ISBN 978-3-7315-1381-0
- Band 120** Toni Wilhelm  
**Querodynamik von Velomobilen unter Berücksichtigung der Reifeneigenschaften**  
ISBN 978-3-7315-1382-7

Alternative Fahrzeugkonzepte wie das Velomobil können einen Beitrag zur Reduzierung der im Verkehr auftretenden CO<sub>2</sub>-Emissionen leisten. Als ultraleichte mehrspurige Liegeräder mit aerodynamischer Hülle verbinden diese Fahrzeuge Eigenschaften von Fahrrad und PKW. Hohe erreichbare Geschwindigkeiten erweitern das Einsatzfeld gegenüber klassischen Fahrrädern auf mittlere und größere Distanzen, bergen in fahrdynamischer Hinsicht jedoch Risiken. Aufgrund der bisher geringen Verbreitung dieser Fahrzeuge fehlen wissenschaftliche Untersuchungen zu den fahrdynamischen Eigenschaften fast vollständig.

Ziel dieser Arbeit ist es, einen Teil der notwendigen Grundlagen für die fahrdynamische Modellierung, Charakterisierung und Optimierung dieser Fahrzeugklasse zu schaffen. Neben der typischen Nutzung werden häufig auftretende Gefahrensituationen, Bandbreiten und Parameterräume der grundlegenden Fahrzeugparameter für die fahrdynamische Modellierung sowie Eigenschaften der typischerweise verwendeten Fahrradreifen analysiert. Auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse erfolgt eine Analyse der Fahrzeugquerdynamik mit bekannten fahrdynamischen Modellen. Mittels analytischer Rechnungen und Simulationen werden schließlich Sensitivitäten und Möglichkeiten zur Verbesserung der fahrdynamischen Sicherheit abgeleitet.

