

Optimierungspotenziale elastokinematischer Achseigenschaften hinsichtlich Reifenverschleiß

zur Erlangung des akademischen Grades

DOKTOR DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN (Dr.-Ing.)

der Fakultät für Maschinenbau

der Universität Paderborn

genehmigte

DISSERTATION

von

Jan Karl Schütte, M.Sc.

aus Geseke

Tag des Kolloquiums:

23. Februar 2026

Referent:

Prof. Dr.-Ing. habil. Walter Sextro

Korreferent:

Prof. Dr. rer. nat. Thomas Tröster

Geleitwort des Herausgebers

Neue technische Entwicklungen entstehen heute immer öfter an den Grenzen zwischen den Disziplinen, wo verschiedene Denkweisen sich begegnen und miteinander wechselwirken. Die Entwicklung neuer mechatronischer oder intelligenter technischer Systeme setzt ein interdisziplinäres Denken und Handeln voraus.

Mechatronische Systeme bestehen aus einer mechanischen Grundstruktur, die durch Integration von Sensoren und Aktoren sowie durch informationsverarbeitende Komponenten ein hohes Maß an Flexibilität und Leistungsfähigkeit gewinnt. Die Mechatronik stellt somit eine interdisziplinäre Kombination der Fächer Maschinenbau, Elektrotechnik und Informatik dar.

Der Lehrstuhl für Dynamik und Mechatronik gehört der Fakultät für Maschinenbau der Universität Paderborn an. In Forschung und Lehre befassen wir uns mit der Modellierung, Simulation, Zuverlässigkeit, Optimierung, Betrieb, Überwachung, Diagnose und Prognose von mechanischen, mechatronischen und intelligenten technischen Systemen. Die Forschungsschwerpunkte liegen in den Bereichen Mehrkörpersysteme, Reibung, Verschleiß, Condition Monitoring, Predictive Maintenance, KI-unterstütztes Engineering, Ultraschallprozesse und -systeme. Sie spiegeln sich in den Bänden dieser Schriftenreihe, in denen Ergebnisse unserer Forschung veröffentlicht werden. Die Schriftenreihe soll dazu beitragen, den Wissenstransfer zwischen der Universität und der praktischen Anwendung zu verbessern.

Die vorliegende Dissertation analysiert den Einfluss elastokinematischer Achseigenschaften auf den Reifenverschleiß und stellt diesen den fahrdynamischen Fahrzeugeigenschaften gegenüber. Die Untersuchung erfolgt im Gesamtfahrzeug-Kontext, um die dynamischen Wechselwirkungen einschließlich Längs- und Querdynamik vollständig zu erfassen. Hierzu wird ein detailliertes Mehrkörpermodell eines Serienfahrzeugs entwickelt, das die nichtlinearen Wechselwirkungen zwischen Radaufhängung, Reifen und Fahrbahn realitätsnah abbildet. Da bislang keine standardisierte Bewertungsgrundlage für die Optimierung von Fahrwerken hinsichtlich Reifenabrieb existiert, wird eine geeignete Methodik erarbeitet, die realitätsnahe Fahrmanöver, Bewertungsgrößen und eine Optimierungsstrategie umfasst. Herr Schütte liefert mit der vorliegenden Dissertation einen wesentlichen Beitrag zur Entwicklung von Simulationswerkzeugen zur Abbildung und Optimierung von Fahrwerksystemen hinsichtlich Reifenabrieb.

Paderborn, im März 2026

Prof. Dr.-Ing. habil. Walter Sextro

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Dynamik und Mechatronik der Fakultät Maschinenbau an der Universität Paderborn. Zum Gelingen dieser Arbeit haben viele Menschen beigetragen, denen ich herzlich danken möchte.

Mein Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Walter Sextro für die Übernahme des Erstgutachtens sowie für das große Vertrauen und die wertvollen fachlichen Freiräume bei der Bearbeitung von Forschungsprojekten. Seine fachlichen Anregungen und die Möglichkeit, früh Verantwortung zu übernehmen, haben maßgeblich zu meiner wissenschaftlichen Entwicklung beigetragen. Herrn Prof. Dr. Thomas Tröster danke ich herzlich für die Übernahme des Korreferats. Mein Dank gilt ebenso Herrn Dr.-Ing. Balázs Magyar für seine Bereitschaft, den Vorsitz der Promotionskommission zu übernehmen. Herrn Dr.-Ing. Tobias Hemsel danke ich für die langjährige und vielfältige Unterstützung am Lehrstuhl sowie für die Übernahme des Beisitzes in der Promotionskommission. Auf seinen Rat und seine Erfahrung konnte ich stets zählen.

Meinen Kolleginnen und Kollegen am Lehrstuhl danke ich für die angenehme Arbeitsatmosphäre und den fachlichen Austausch. Besonders hervorheben möchte ich meinen langjährigen Bürokollegen Osarenren für die verlässliche Zusammenarbeit als Teamleiter-Kollege und die unzähligen fachlichen Diskussionen. Ebenso danke ich den vielen Studierenden, die ich im Rahmen ihrer studentischen Arbeiten betreuen durfte oder die als studentische Hilfskräfte an meiner Arbeit mitgewirkt haben.

Den Laboringenieuren Eduard und Martin gilt mein aufrichtiger Dank für die hervorragende technische Unterstützung. Insbesondere Martin hatte für die kniffligsten Aufgaben im Labor, sei es in der Messtechnik, am Prüfstand oder bei konstruktiven Fragestellungen, stets eine Idee und eine Lösung parat. Ich bin sehr dankbar für seine Unterstützung. Sein viel zu früher Tod hinterlässt eine Lücke.

Ein ganz besonderer Dank gilt meinen Eltern, die mir durch ihre fortwährende Unterstützung meinen bisherigen Werdegang, vom Studium bis zur Promotion, erst ermöglicht haben. Dass ich mich auf sie verlassen kann, stand nie in Frage. Meinem Großvater Karl danke ich dafür, dass er mich ermutigt hat, diesen Weg einzuschlagen.

Mein größter Dank gilt meiner Frau Janine für ihre Geduld, ihren Rückhalt und die unermessliche Unterstützung während der gesamten Promotionszeit. Sie hat mir in arbeitsreichen Phasen den Rücken freigehalten und damit wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen. Schließlich danke ich meinem Sohn Karl: Auch wenn er diese Zeilen noch nicht lesen kann, zeigt er mir jeden Tag, was im Leben wirklich zählt.

Geseke, im März 2026

Jan Karl Schütte

Kurzfassung

Der stetig wachsende weltweite Pkw-Bestand führt zu erheblichen Umweltbelastungen durch Abgas- und Nicht-Abgas-Emissionen, wobei Reifenabrieb mittlerweile die Hauptquelle für verkehrsbedingten PM₁₀-Feinstaub darstellt und als größte Quelle für Mikroplastik in der Umwelt gilt. Während die Elektromobilität die Abgas-Emissionen reduziert, bleibt das Problem der Nicht-Abgas-Emissionen ungelöst. Dem Fahrwerk kommt dabei eine besondere Bedeutung zu, da es die Orientierung, Positionierung und Relativbewegungen des Rades zur Fahrbahn und damit den Arbeitspunkt des Reifens bestimmt. Die vorliegende Arbeit analysiert die Wechselwirkungen zwischen Fahrwerk, Reifen und Fahrbahn im Gesamtfahrzeug-Kontext und leitet daraus Optimierungspotenziale hinsichtlich Reifenverschleiß ab. Dazu wird ein Mehrkörper-Simulationsmodell mit auf der Hinterachse fokussiertem Detaillierungsgrad erstellt, das elastische und strukturdynamische Eigenschaften integriert. Als Reifenmodell dient das experimentell parametrisierte und validierte FTire-Modell. Die systematische Variation elastokinematischer Achseigenschaften offenbart einen Zielkonflikt zwischen minimalem Verschleiß und maximaler Fahrdynamik. Eine Pareto-Analyse zeigt, dass unter den betrachteten Randbedingungen durch eine angepasste elastokinematische Auslegung eine Reduktion des Reifenverschleißes um 38 % möglich ist, ohne die fahrdynamischen Eigenschaften zu verschlechtern. Die Ergebnisse unterstreichen das Optimierungspotenzial einer ganzheitlichen Betrachtung des Systems Fahrwerk-Reifen in der Frühphase der Fahrzeugentwicklung.

Abstract

The steadily growing global car fleet is causing significant environmental pollution through exhaust and non-exhaust emissions, with tire abrasion now representing the main source of traffic-related PM₁₀ particulate matter and considered the largest source of microplastics in the environment. While electric mobility reduces exhaust emissions, the problem of non-exhaust emissions remains unresolved. The chassis is of particular importance here, as it determines the orientation, positioning, and relative movements of the wheel in relation to the road surface and thus the operating point of the tire. This thesis analyzes the interactions between the chassis, tires, and road surface in the context of the entire vehicle and derives optimization potential regarding tire wear. For this purpose, a multibody simulation model with a level of detail focused on the rear axle is created, which integrates elastic and structural dynamic properties. The experimentally parameterized and validated FTire model serves as the tire model. The systematic variation of elastokinematic axle properties reveals a conflict of objectives between minimum wear and maximum driving dynamics. A Pareto analysis shows that, under the boundary conditions considered, an adapted elastokinematic design can reduce tire wear by 38 % without impairing driving dynamics. The results underscore the optimization potential of a holistic view of the chassis-tire system in the early stages of vehicle development.

Vorveröffentlichungen

Teile der vorliegenden Dissertation oder Vorarbeiten hierzu wurden bereits in den nachfolgenden Artikeln zuerst veröffentlicht.

Begutachtete Zeitschriftenartikel

J. Schütte und W. Sextro, „Tire Wear Reduction Based on an Extended Multibody Rear Axle Model“, *Vehicles*, Bd. 3, Nr. 2, S. 233–256, 2021, doi: 10.3390/vehicles3020015.

S. Martin, J. Schütte, C. Bäumler, W. Sextro und T. Tröster, „Identification of joints for a load-adapted shape in a body in white using steady state vehicle simulations“, in *Forces in Mechanics*, Bd. 6, Art.-Nr. 100065, 2022, doi: 10.1016/j.finmec.2021.100065.

M. Wohlleben, J. Schütte, M. Berkemeier, W. Sextro, S. Peitz, „Evaluating physics-based, hybrid, and data-driven models for rubber-metal bushings“, *Multibody System Dynamics*, 2026, doi: 10.1007/s11044-026-10146-9.

Begutachtete Beiträge in Tagungsbänden

J. Schütte und W. Sextro, „Model-Based Investigation of the Influence of Wheel Suspension Characteristics on Tire Wear“, in *Advances in Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks*, IAVSD 2019, Reihe Lecture Notes in Mechanical Engineering, M. Klomp, F. Bruzelius, J. Nielsen und A. Hillemyr, Hrsg. Cham: Springer, 2020, S. 760–1770, doi: 10.1007/978-3-030-38077-9_201.

Nicht begutachtete Beiträge in Tagungsbänden

J. Schütte, W. Sextro und S. Kohl, „Halbachsprüfstand zur kinematischen, elastokinematischen und dynamischen Charakterisierung von Radaufhängungen“, in *Fachtagung Mechatronik 2019*, Paderborn: Universitätsbibliothek Paderborn, 2019, S. 103-108, doi: 10.17619/UNIPB/1-777.

J. Schütte und W. Sextro, „Einfluss der Radhubkinematik auf den Reifenverschleiß“ in *20. VDI-Fachtagung Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn*, VDI-Berichte, Bd. 2425. Düsseldorf: VDI Verlag GmbH, 2023, S. 165–180, doi: 10.51202/9783181024256.

Experimentell ermittelte Daten zur Charakterisierung von Gummimetalllagern

J. Schütte, „Experimental Dataset: Force and Displacement Measurements of Four Rubber-Metal Bushing Types from a Passenger Car under Harmonic Displacement Excitation“. Zenodo, 2025. doi: 10.5281/zenodo.14851317.

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur.....	III
1 Einleitung	1
1.1 Motivation.....	1
1.2 Zielsetzung.....	7
1.3 Aufbau der Arbeit	7
2 Grundlagen und Stand der Technik.....	9
2.1 Begriffe, Koordinatensysteme und Kenngrößen der Fahrwerktechnik	10
2.1.1 Kinematik und Elastokinematik des Fahrwerks.....	10
2.1.2 Konstruktionslage als Referenzzustand	12
2.1.3 Koordinatensysteme in Fahrzeugtechnik und Simulation	13
2.1.4 Kenngrößen zur Beschreibung der Radbewegung.....	16
2.2 Anforderungen und Potenziale in der Fahrwerkentwicklung	20
2.2.1 Anforderungen an ein Fahrwerk	20
2.2.2 Auslegungspotenziale von Achskonzepten.....	20
2.3 Auslegungstrends der Radstellung in Serienfahrzeugen	23
2.4 Reifenverschleiß im Kontext der Fahrzeugentwicklung	25
2.4.1 Ansätze zur Reduktion von Reifenabrieb und -verschleiß.....	26
2.4.2 Grundlagen der Gummireibung und Verschleißgesetze	28
2.5 Mehrkörpersimulation in der Fahrzeug- und Fahrwerktechnik.....	29
2.5.1 Modellbildungsgrundsätze	30
2.5.2 Mehrkörpersimulationssoftware ADAMS	30
2.5.3 Das physikalische Reifenmodell FTire	31
3 Modellierung des Referenzfahrzeugs	37
3.1 Referenzfahrzeug und Modellierungsmethodik	37
3.2 Kinematische Modelle der Fahrzeugachsen	39
3.2.1 Kinematisches Modell der Hinterachse	39
3.2.2 Kinematisches Modell der Vorderachse	44
3.3 Erweiterung der beiden Achsmodelle.....	47
3.3.1 Strukturkomponenten.....	50
3.3.2 Gummimetalllager	57
3.3.3 Federungs- und Dämpfungssysteme	84

3.3.4	Lenksystem	92
3.3.5	Seitenwellen und Achsdifferenzial	93
3.4	Validierung der Achsmodelle	94
3.5	Synthese zum Fahrzeugmodell	100
3.5.1	Modellierung des Fahrzeugaufbaus	102
3.5.2	Integration der FTire-Reifenmodelle	107
4	Wechselwirkungen im System Fahrwerk-Reifen-Fahrbahn	109
4.1	Parametrisierung, Kopplung und Automatisierung der Simulationsumgebung	110
4.2	Fahrmanöver und Bewertungskriterien	113
4.2.1	Reifenverschleiß bei Normalfahrt	114
4.2.2	Fahrdynamik bei stationärer Kreisfahrt	120
4.3	Einfluss der Fahrbahnrauigkeit	121
4.4	Einfluss der Beladung	125
4.5	Einfluss der initialen Radstellungswinkel	127
4.6	Einfluss der Radhub-Elastokinematik	130
4.6.1	Variation der Spur- und Sturzwinkelgradienten	130
4.6.2	Einfluss auf Reifenverschleiß und Fahrdynamik	132
4.6.3	Gesamtbewertung und Optimierungsstrategie	139
4.7	Fazit	143
5	Zusammenfassung und Ausblick	145
5.1	Zusammenfassung	145
5.2	Ausblick	147
	Literaturverzeichnis	149

Nomenklatur

Selten verwendete Formelzeichen und Begriffe werden im Text erläutert.

Symbol	Beschreibung
a_i	Polynomialkoeffizient
a_x	Längsbeschleunigung
a_y	Querb beschleunigung
${}^{\text{IH}}\underline{A}$	Drehmatrix vom I-System zum H-System
c	Steifigkeit
c_{AF}	Steifigkeit der Aufbaufeder
c_{dyn}	Dynamische Steifigkeit
c_{FT}	Steifigkeit eines Federtellers
c_{MW}	Steifigkeit eines MAXWELL-Elements
c_{stat}	Quasistatische Steifigkeit
c_{WF}	Konstante Steifigkeit einer wegababhängigen Feder
$\bar{c}_{\text{WF}}$	Wegabhängige Steifigkeit
d	Dämpfungskonstante
d_{MW}	Dämpfungskonstante eines MAXWELL-Elements
DV	Wert einer Designvariable
$\vec{e}_x, \vec{e}_y, \vec{e}_z$	Basisvektoren der Länge eins
$\underline{\vec{e}}$	Basis
e_{R}	Scheinbare Reibenergiedichte (Proportionalitätsfaktor)
f	Frequenz
f_{c}	Grenzfrequenz
Δf	Frequenzabweichung/ Frequenzunterschied
$\Delta \bar{f}$	Mittelwert der Frequenzabweichung
f_{E}	Erreger- oder Anregungsfrequenz
F_{E}	Menge der Erreger- oder Anregungsfrequenzen
f_{G}	Anzahl der Gelenk-Freiheitsgrade
$f_{\text{G,t}}$	Anzahl der Gelenk-Freiheitsgrade in translatorischer Bewegungsrichtung
$f_{\text{G,r}}$	Anzahl der Gelenk-Freiheitsgrade in rotatorischer Bewegungsrichtung
f_{GK}	System-Freiheitsgrade nach dem GRÜBLER-KUTZBACH-Kriterium
f_{HA}	Zielfunktion des Hinterachsmodells
f_{VA}	Zielfunktion des Vorderachsmodells

$f_{VE,stat}$	Zielfunktion des viskoelastischen Ersatzmodells bei quasistatischer Anregung
$f_{VE,dyn}$	Zielfunktion des viskoelastischen Ersatzmodells bei dynamischer Anregung
$f_{FD,n}$	Zielfunktion zur Bewertung der Fahrdynamik des Fahrwerksetups n
$f_{RV,n}$	Zielfunktion zur Bewertung der Reibarbeit des Fahrwerksetups n
F	Kraft
$\hat{F}$	Kraftamplitude
F_x	Längskraft
F_y	Seitenkraft / Querkraft
F_z	Vertikalkraft / Radlast
$\underline{F}_{xyz}$	Kraftvektor mit Komponenten F_x, F_y, F_z
F_{AF}	Reaktionskraft der Aufbaufeder
F_D	Reaktionskraft eines viskosen Dämpfers
F_G	Gewichtskraft
$F_{GML,i}$	Reaktionskraft eines Gummimetalllagers in i -Richtung
$\underline{F}_{GML}$	Vektor der Reaktionskräfte eines Gummimetalllagers
$\underline{F}_{hys}$	Vektor der Kraft einer Kraft-Verformungs-Hysterese
F_{KV}	Reaktionskraft eines KELVIN-VOIGT-Elements
F_{MW}	Reaktionskraft eines MAXWELL-Elements
F_N	Normalkraft
F_{NLF}	Reaktionskraft einer nichtlinearen Feder
F_R	Reibkraft
F_{VE}	Reaktionskraft des viskoelastischen Ersatzmodells mit amplitudenabhängiger Hysterese
F_{WF}	Reaktionskraft einer wegabhängigen Feder
F_{ZF}	Reaktionskraft einer Zusatzfeder
g	Erdbeschleunigung
h_S	Höhe des Fahrzeugschwerpunkts S über der Fahrbahn
i	Laufvariable
I_{xx}, I_{yy}, I_{zz}	Massenträgheitsmomente um die x -, y -, z -Achse
k_1	Verschleißkoeffizient
k_2	Verschleißexponent
k_ϑ	Spurwinkelgradient
k_γ	Sturzwinkelgradient
$\underline{K}$	Positionsvektor eines Kinematikpunktes
l	Radstand nach DIN ISO 8855
l_h	Abstand zwischen Fahrzeugschwerpunkt S und Radaufstandspunkt hinten in x_v -Richtung

l_v	Abstand zwischen Fahrzeugschwerpunkt S und Radaufstandspunkt vorne in x_v -Richtung
l_0	Initialer Radstand
L_0	Bezugswellenlänge
$\tilde{m}$	Flächenspezifischer Materialabtrag
m_B	Masse des <i>body</i> -Starrkörpers
m_{FT}	Masse eines Federtellers
m_{AF}	Masse der Aufbaufeder
m_F	Fahrzeugmasse
m_{RF}	Masse des Referenzfahrzeugs
m_{Ho}	Masse des Honda Accord (2011)
m_{VA}	Masse des Vorderachsmodells
m_{HA}	Masse des Hinterachsmodells
M_j	Messkurve j aus experimentellen K&C-Messungen
M_V	Moment um Punkt V (Radaufstandspunkt vorne)
$\underline{M}_{xyz}$	Momentenvektor mit Komponenten M_x, M_y, M_z
n	Allgemein Anzahl, z. B. als oberer Summationsindex
n_E	Drehzahlangabe VDA-Test - Ermittlung der Dämpferkennlinie
n_G	Anzahl der Gelenke eines Mehrkörpersystems
n_p	Anzahl der Optimierungsparameter
n_K	Anzahl der Starrkörper eines Mehrkörpersystems
n_{MW}	Anzahl der im Modell berücksichtigten MAXWELL-Elemente
N	Anzahl der zur Achsmodell-Kalibrierung berücksichtigten Messkurven M_j
O	Ursprung eines Koordinatensystems
p_N	Flächenpressung
P_R	Reibleistung
$\tilde{P}_R$	Flächenspezifische Reibleistung
p_R	Reifeninnendruck
$\underline{p}$	Vektor der Modell- oder Optimierungsparameter
$\underline{p}_{HA}$	Vektor der zur Kalibrierung berücksichtigten Modellparameter des Hinterachsmodells
$\underline{p}_{VA}$	Vektor der zur Kalibrierung berücksichtigten Modellparameter des Vorderachsmodells
$\underline{p}_{KV,nl}$	Vektor der Modellparameter eines KELVIN-VOIGT-Elements mit nichtlinearer Feder
$\underline{p}_{VE}$	Vektor der Modellparameter des viskoelastischen Ersatzmodells
$\underline{p}_{VE,stat}$	Vektor der Modellparameter des reduzierten viskoelastischen Ersatzmodells für quasistatische Anregungen

$\underline{p}_{\text{VE,dyn}}$	Vektor der Optimierungsparameter des viskoelastischen Ersatzmodells bei dynamischer Anregung
$\underline{p}_{\text{VE,opt}}$	Vektor der optimalen Modellparameter des viskoelastischen Ersatzmodells
r_z	Anzahl der isolierten Freiheitsgrade
${}_K \underline{r}_{AB}$	Ortsvektor von A nach B im Koordinatensystem K
R_x, R_y, R_z	Rotatorische Freiheitsgrade in kartesischen Koordinaten
s	Spurweite nach DIN ISO 8855
s_0	Initiale Spurweite
s_E	Verschiebung der Dämpferkolbenstange (VDA-Test)
$\hat{s}_E$	Erreger- oder Anregungsamplitude (VDA-Test)
t	Zeit
T_L	Laufflächentemperatur
T_x, T_y, T_z	Translatorische Freiheitsgrade in kartesischen Koordinaten
$\underline{v}_1, \underline{v}_2, \underline{v}_3$	Hauptträgheitsachsen
v_E	Erreger- oder Anregungsgeschwindigkeit
v_F	Fahrzeuggeschwindigkeit
v_g	Gleitgeschwindigkeit
V_R	Verschleißvolumen
w_F	Welligkeit der Fahrbahn
w_{dyn}	Gewichtungsfaktor in der Zielfunktion $f_{\text{VE,dyn}}$
w_{RV}	Gewichtungsfaktor in der Zielfunktion f_{RV}
w_s	Gewichtungsfaktor in der Zielfunktion $f_{\text{VE,stat}}$
W_d	Dämpfungsarbeit
W_R	Reibarbeit
$\tilde{W}_R$	Spezifische Reibarbeit
x	Verschiebung oder Verformung
$\hat{x}_E$	Erreger- oder Anregungsamplitude
X_E	Menge der Erreger- oder Anregungsamplituden
$\underline{x}_{\text{hys}}$	Vektor der Verschiebung einer Kraft-Verformungs-Hysterese
x_{WF}	Verformung einer wegaabhängigen Feder
y_i	Ziel- oder Messgröße, bei z. B.: MAPE oder RMSE
$\hat{y}_i$	Vergleichs- oder Modellgröße, bei z.B.: MAPE oder RMSE
z_{RM}	Verschiebung des Radmittelpunkts in vertikale Richtung
z_v	Verschiebung in z-Richtung des Fahrzeugkoordinatensystems
$\hat{z}$	Amplitude in z-Richtung
Δz_{AF}	Verformung der Aufbaufeder
α	Schräglaufwinkel
δ	Verlustwinkel

δ_{stat}	Verlustwinkel bei quasistatischer Anregung
γ	Sturzwinkel
γ_0	Initialer Sturzwinkel
$\Delta\gamma$	Sturzwinkeländerung
ϑ	Spurwinkel
ϑ_0	Initialer Spurwinkel
$\Delta\vartheta$	Spurwinkeländerung
ϑ_{WF}	Steifigkeitsexponent der wegabhängigen Feder
${}^K\Theta_A^{(B)}$	Massenträgheitstensor eines Körpers A, Bezugspunkt B im Koordinatensystem K
μ	Reibwert
τ	Zeitpunkt
$\bar{\tau}$	Integrationsvariable
$\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$	Rotationskoordinaten in einem kartesischen Koordinatensystem
ω	Eigenkreisfrequenz
ω_{HA}	Drehgeschwindigkeitsvorgabe am Hinterachsdifferenzial
Ω	Wegkreisfrequenz
Ω_0	Bezugswegkreisfrequenz
$\Omega_h(\Omega_0)$	Unebenheitsmaß

1 Einleitung

Der weltweite Bestand an Pkw wächst seit Jahrzehnten ununterbrochen. Im Jahr 1978 waren weltweit rund 276 Millionen Pkw zugelassen, im Jahr 2024, also nach 46 Jahren, waren es bereits rund 1,342 Milliarden, eine Steigerung auf 486 % [1]. Und auch in Deutschland wächst die Anzahl an Pkw stetig, die Zahl zugelassener Pkw erreichte im Jahr 2025 mit rund 49,3 Millionen einen neuen Höchststand [2].

Mit Blick auf die damit verbundenen Umweltbelastungen kann vereinfacht angenommen werden, dass mehr zugelassene Pkw auch mehr umweltschädliche Emissionen verursachen. Im Jahr 2016 wurden zum Beispiel 15 % der weltweiten CO₂-Emissionen durch Straßenverkehr verursacht [3] und auch in Deutschland hat der Straßenverkehr einen großen Anteil an den (Fein-)staub-, CO₂-, NO_x- und anderen Schadstoff-Emissionen [4].

Es liegt also auf der Hand, dass im Hinblick auf unsere Verantwortung gegenüber künftigen Generationen eine deutliche Reduktion der straßenverkehrsbedingten Emissionen stattfinden muss. Nur so kann der Weg zu einem nachhaltigen Umgang mit unserer Lebensgrundlage Umwelt auch durch einen Wandel im Verkehrssektor unterstützt werden. Eine wichtige, bislang oft unterschätzte Emissionsquelle stellt dabei der Reifenverschleiß dar, zu dessen Reduktion die Fahrwerksauslegung einen wesentlichen Beitrag leisten kann.

1.1 Motivation

Bei der Betrachtung von Straßenfahrzeug-Emissionen hat in den letzten Jahren zunehmend ein Umdenken stattgefunden. Wurden historisch vor allem die Emissionen aus dem Verbrennungsprozess der Motoren betrachtet, wird heute zwischen Abgas- und Nicht-Abgas-Emissionen unterschieden. Abgas-Emissionen entstehen beim Verbrennungsprozess von Kraftstoff im Motor und werden über die Abgasanlage in die Umwelt geleitet. Nicht-Abgas-Emissionen sind alle sonstigen Emissionen eines Fahrzeugs, von denen vor allem der Abrieb von Reifen, Bremsen und dem Fahrbahnbelag zunehmend Beachtung findet. [5], [6]

Die Abgas-Emissionen wurden in den vergangenen Jahren durch immer strengere gesetzliche Regelungen und Normen, wie den Europäischen Fahrzeug-Emissionsstandards, signifikant reduziert [7], [8]. Das zeigt sich auch deutlich in den durchschnittlichen und spezifischen Pkw-Emissionen, die in [9] pro Streckenkilometer angegeben sind, wenngleich eine gestiegene Fahrleistung in Deutschland die Gesamtemissionen des Pkw-Verkehrs erhöht

hat [10]. Die Elektromobilität, mit null Abgas-Emissionen, liefert einen wertvollen Beitrag zur Verringerung der gesamten Abgas-Emissionen. Auch wenn der Anteil vollelektrisch betriebener Fahrzeuge BEV (*Battery Electric Vehicle*) mit 3,3 % im Januar 2025 noch vergleichsweise gering ist, so ist in den Zahlen des Kraftfahrtbundesamtes (KBA) ein deutlicher Aufwärtstrend für Neuzulassungen von BEVs zu erkennen [2]. Nicht-Abgas-Emissionen werden durch die Elektrifizierung des Antriebsstrangs jedoch nicht reduziert. Die in der Regel höhere Fahrzeugmasse von BEVs führt zu erhöhtem Reifenabrieb [11]. Während die Elektromobilität somit zur lokalen Reduktion von Abgas-Emissionen beiträgt, bleibt die Problematik der Nicht-Abgas-Emissionen ungelöst.

Straßenfahrzeuge nutzen Gummireifen, um einen sicheren Kontakt zwischen Fahrzeug und Fahrbahn herzustellen. Dabei werden alle auftretenden Kräfte und Momente in einer etwa postkartengroßen Reifenaufstandsfläche übertragen [12]. Bei der Kraftübertragung entsteht Reibung, wodurch der Reifen und auch die Fahrbahn mechanisch verschleifen. Dabei verliert ein durchschnittlicher Reifen über seine gesamte Laufleistung von etwa 50.000 km durchschnittlich 1,4 kg seiner Masse [13], [14]. Der dabei entstehende Reifen- und Fahrbahnabrieb verbleibt in der Umwelt [15], [16], [17], [18]. Ähnlich ist es bei den mechanischen Bremsen [19].

Die Nicht-Abgas-Emissionen blieben bei den Emissionsstandards bisher unberücksichtigt. Mit der im April 2024 verabschiedeten Norm zur Typgenehmigung von Fahrzeugen und Komponenten, kurz Euro 7, wird in Zukunft erstmals eine Regulierung von Reifen- und Bremsenabrieb auf Komponentenebene vorgenommen [20]. In einer Folgenabschätzung zur Euro 7 wird angegeben, dass die Nicht-Abgas-Emissionen bis 2040 einen Anteil von 90 % an den Feinstaub-Emissionen (PM₁₀) haben werden, da diese bei jedem Fahrzeug unabhängig vom Antrieb entstehen [21]. Aktuell wird in der *Task Force on Tyre Abrasion* der UNECE an einer finalen Definition der Testmethoden und Grenzwerten für unterschiedliche Reifenklassen gearbeitet. Dabei werden zur Bestimmung der Reifenverschleißrate (Abriebmenge pro Strecke) sowohl ein Prüfstandsversuch als auch Reifenverschleißuntersuchungen bei realer Fahrt vorbereitet [22]. Diese komponentenbasierte Regulierung stellt einen wichtigen ersten Schritt dar, berücksichtigt jedoch nicht das Zusammenspiel der Subsysteme im System Fahrwerk-Reifen-Fahrbahn.

Reifenabrieb enthält zahlreiche gesundheitsschädliche Stoffe, welche zum einen die Umwelt belasten und zum anderen als Feinstaub direkt vom Menschen eingeatmet werden können [23], [24], [25]. In diesem Zusammenhang werden häufig die beiden Begriffe Feinstaub und Mikroplastik genutzt. Der Begriff Feinstaub bezeichnet Partikel, die unabhängig von ihrer chemischen Zusammensetzung klein genug sind, um in den Atemtrakt des Menschen zu gelangen [26]. Auswertungen zur Luftqualität basieren häufig auf den Partikelgrößen PM₁₀ (< 10 µm) und PM_{2,5} (< 2,5 µm). Für Mikroplastik existiert keine einheitliche Defi-

nition, jedoch scheint sich in der Wissenschaft die Klassifikation von Kunststoff-Emissionen nach ISO/TC 61 durchzusetzen [27]. Diese definiert Mikroplastik als Kunststoffpartikel mit einer Größe von 1 μm bis 5 mm [27]. Folglich zählt Mikroplastik mit einer Partikelgröße $< 10 \mu\text{m}$ ebenfalls zum Feinstaub.

Beim Verschleißprozess werden Reifen- und Fahrbahnpartikel mit einer Größe zwischen 4 und 350 μm emittiert, wobei der Großteil des Abriebs eine Partikelgröße von über 10 μm hat [28]. Mit Berufung auf [28] und [29] wird in [30] eine mittlere Partikelgröße von 65 bis 85 μm angegeben. Die Eintragspfade von Reifenabrieb in die Umwelt in Deutschland wurden in [18] umfassend untersucht. Dabei wurden in einer Berechnung insgesamt 94,7 % der Reifenabrieb-Emissionen auf die drei Eintragspfade: Oberflächenwasser, Boden und Luft verteilt. Eine kurze Übersicht der Emissionen und Immissionen zeigt Tabelle 1.1. Es wird deutlich, dass der überwiegende Anteil in den Boden (73,2 %) eingetragen wird, aber auch das Oberflächenwasser (21,2 %) und die Umgebungsluft (5,6 %) eine Rolle spielen. Der Eintrag in die Luft erfolgt als Schwebeteilchen mit einer Partikelgröße von bis zu 30 μm [31]. Der Anteil des Reifen- und Fahrbahnabriebs, der als Schwebstaub in die Umwelt gelangt, wird in [30] mit 1 bis 10 % angegeben, wobei aktuelle Studien den Anteil an den PM_{10} -Emissionen deutlich geringer bewerten [32], [33]. Insgesamt stellen sowohl die Identifikation der Eintragspfade von Nicht-Abgas-Emissionen als auch die Zusammensetzung und Partikelgrößenverteilung dieser Emissionen aktuelle Forschungsthemen dar, sodass verfügbare Angaben noch mit großen Unsicherheiten überlagert sind [33], [34]. Trotzdem lässt sich aus dem aktuellen Wissensstand ableiten, dass der Reifenabrieb sowohl als Feinstaub als auch als sedimentierbare Partikel in die Umwelt gelangt.

Tabelle 1.1: Eintragspfade von Reifenabrieb in Deutschland in die Umwelt, berechnet mit Daten aus [18].

Emission	Stadt	Landstraße	Autobahn
	29 %	33 %	38 %
Immission	Oberflächenwasser	Boden	Luft
	21,2 %	73,2 %	5,6 %

Feinstaub kann beim Menschen bis in das Lungengewebe und den Blutkreislauf eindringen und schwere Erkrankungen hervorrufen [35], [36]. In [24] wird Reifenabrieb als einzig relevante Quelle für Kunststoffe in der Luft benannt. Basierend auf den Angaben in [26] visualisiert die Abbildung 1.1 (a) die Anteile der verschiedenen Emissionsquellen an den Feinstaub-Emissionen (PM_{10}) in Deutschland, wovon rund 14 % durch den Straßenverkehr entstehen. Die Abbildung 1.1 (b) illustriert die Zusammensetzung der PM_{10} -Emissionen aus dem Straßenverkehr. Im Jahr 2017 lag der Anteil der PM_{10} -Emissionen aus Reifenabrieb an den gesamten Emissionen aus dem Straßenverkehr bei rund 22 %, die PM_{10} -Abgas-Emissionen lagen mit 24 % etwas darüber. Reifen- und Fahrbahnabrieb stellen demnach die Hälfte der verkehrsbedingten PM_{10} -Emissionen in Deutschland dar.

Der Reifenabrieb wird dem Mikroplastik zugeordnet. Mikroplastik wird nach [37] in primäres Mikroplastik (Typ A und B) und sekundäres Mikroplastik eingeteilt. Primäres Mikroplastik vom Typ A wird gezielt hergestellt, Typ B entsteht während der Nutzung, zum Beispiel Abrieb von Reifen. Sekundäres Mikroplastik resultiert durch Fragmentierung größerer Kunststoffteile (Makroplastik), zum Beispiel Verpackungsmaterial. In [37] wird die Emission von Mikroplastik aus Reifenabrieb für Deutschland mit 1.228,5 g pro Person und Jahr geschätzt. Das Umweltbundesamt geht von 111.000 bis 131.000 t Reifenabrieb pro Jahr in Deutschland aus [24], [38].

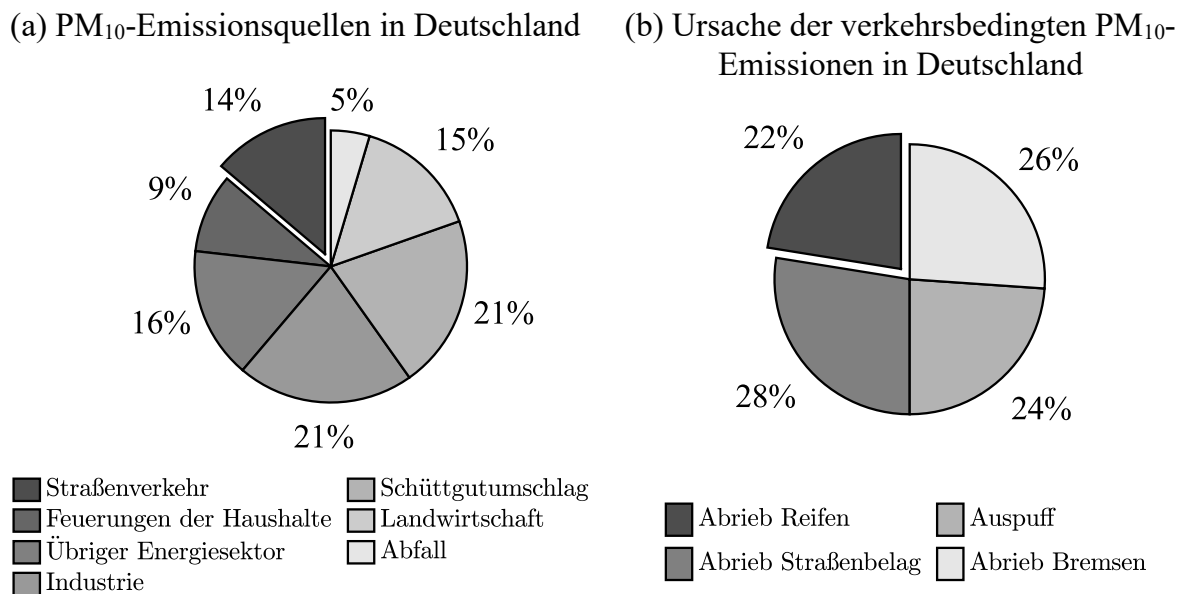


Abbildung 1.1: Feinstaub-Emissionen der Klasse PM₁₀ im Jahr 2017 in Deutschland: (a) Verteilung der PM₁₀-Emissionen auf alle Quellen, (b) Zusammensetzung der PM₁₀-Emissionen aus dem Straßenverkehr; Zahlenwerte aus [26]

Reifenpartikel sind teils giftig und haben eine endokrine Wirkung, werden zum Beispiel von Meeresorganismen aufgenommen und können dadurch unterschiedliche Tierarten und letztlich auch Menschen schädigen [39]. In [40] wird die globale Freisetzung von primären Mikroplastikpartikeln in die Weltmeere, wie in Abbildung 1.2 dargestellt, angegeben. Der Reifen stellt mit 28 % nach den synthetischen Textilien (35 %) die zweitgrößte Quelle für Mikroplastik in den Weltmeeren dar [40]. Insgesamt stellt der Reifen die größte Quelle für Mikroplastik in der Umwelt, sowohl in Europa als auch weltweit dar [40], [41], [42].

Der Fahrbahnabrieb wird, aufgrund seiner mineralischen Basis, in der Regel nicht dem Mikroplastik zugeordnet, sodass er in Abbildung 1.2 nicht auftaucht. In [37] wird der Abrieb von Bitumen in Asphalt mit 228 g pro Person und Jahr in Deutschland angegeben. Im Allgemeinen wird angenommen, dass die aus Reifen- und Fahrbahnmaterial bestehenden Partikel aus gleichen Anteilen zusammengesetzt sind, wobei auch hier deutliche Unterschiede zwischen verschiedenen Untersuchungen festzustellen sind [33].

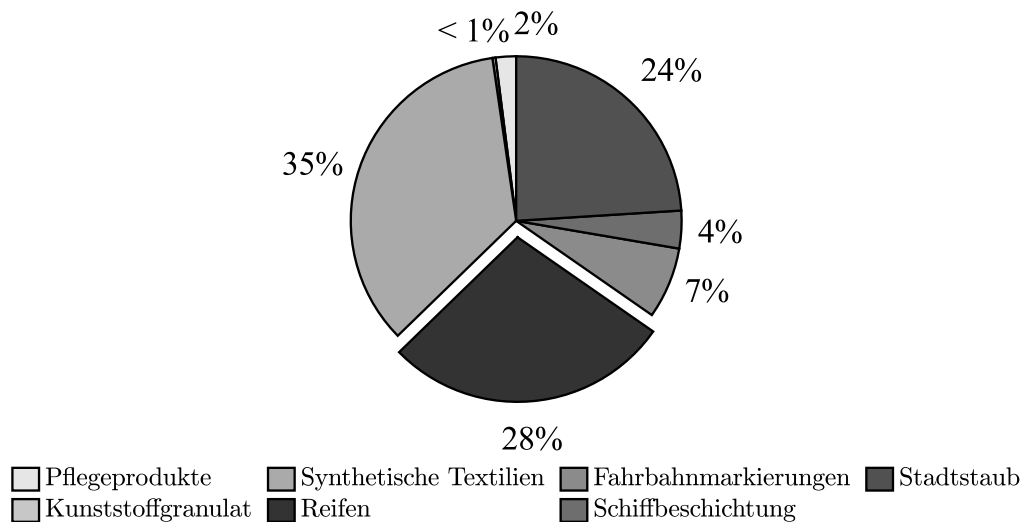


Abbildung 1.2: Quellen für Mikroplastik in Meeren weltweit, Zahlenwerte aus [40]

Die Elektrifizierung des Antriebsstrangs trägt nicht zur Verringerung der Reifenabrieb-Emissionen bei, denn durch die höhere Fahrzeugmasse sind nach [11] die PM-Emission bei BEVs höher als bei ihrem Pendant mit Verbrennungsmotor. Neben der Fahrzeugmasse hängt der Reifenverschleiß von Faktoren wie den Materialeigenschaften des Laufflächen-gummis, den Umgebungsbedingungen, der Fahrweise und insbesondere dem Zusammen-spiel von Fahrwerk und Reifen, ab. Das Fahrwerk, im Speziellen die Radaufhängung, be-stimmt die Ausrichtung des Reifens zur Fahrbahn (z. B. Spur- und Sturzwinkel) und damit den Arbeitspunkt des Reifens. Es realisiert den primären vertikalen Freiheitsgrad (Federbe-wegung) zwischen Fahrzeugaufbau und Reifen, führt das Rad über definierte Lenker bzw. Führungselemente auf der Fahrbahn und nimmt über die Radnabe die am Rad auftretenden Längs-, Quer- und Vertikalkräfte sowie Radsturzmoment, Radlastmoment und Bohrmo-ment auf. Nicht nur die Höhe der wirkenden Kräfte und Momente im Reifen-Fahrbahn-Kontakt bestimmen das Verschleißverhalten des Reifens, sondern auch deren dynamische Charakteristik und zeitlicher Verlauf [43], [44]. Dem Fahrwerk kommt daher eine beson-dere Bedeutung zu. Die hohen Anforderungen an ein Fahrwerk hinsichtlich Fahrdynamik, Fahrkomfort und Fahrsicherheit erfordern oftmals gegenläufige Maßnahmen, sodass die Fahrwerkauslegung nur einen möglichst guten Kompromiss dieser Anforderungen darstellt. Die Fahrwerkentwicklung bewegt sich in einem Spannungsfeld, welches durch die immer wichtiger werdenden Anforderungen wie Herstell- und Entwicklungskosten, Herstellbar-keit, Bauraum, Variantenvielfalt, Leichtbau, Langlebigkeit und Qualität erweitert wird [45]. Emissionen werden bei der Fahrwerkentwicklung derzeit noch als weniger wichtig einge-stuft [12]. Hier wird allerdings in Zukunft ein Umdenken stattfinden müssen, um auch die Nicht-Abgas-Emissionen mit in den Entwicklungsprozess zu integrieren.

Die Übertragung von Längs- und Querkräften wird durch den Reibvorgang zwischen Rei-fenprofilelementen und Fahrbahnoberfläche geprägt. Dabei ist die räumliche Positionierung des Reifens auf der Fahrbahn von besonderer Bedeutung [45]. Die räumliche Bewegung des Rades bei Federbewegung und Lenkung wird durch die Anzahl und Relativanordnung

der Kinematikpunkte der Radführungselemente bestimmt. Bei modernen Mehrlenkerachs-konzepten durchläuft das Rad eine aus Linear- und Drehbewegung zusammengesetzte Schraubenbewegung [46]. Zusätzlich wird diese durch elastische Verformungen von Strukturkomponenten der Radaufhängung sowie deren elastischen Verbindungselementen, wie zum Beispiel Gummimetalllagern, überlagert. Diese Elastizitäten verändern die zwangsläufige kinematische Bewegung und damit die Radstellung abhängig von der Höhe der im Fahrwerk aufgeprägten Kräfte und Momente.

Die sich aus dieser Achs- und Elastokinematik ergebenden Radstellungsänderungen sind neben der Grundabstimmung des Fahrwerks von besonderer Bedeutung für das Fahrverhalten sowie für den Reifen-Fahrbahn-Rollkontakt [12]. Das Auslegungsziel der Elastokinematik ist es, die durch die Elastizitäten entstehenden Verformungen zu kompensieren oder diese nach Möglichkeit in vorteilhafte Bewegungen umzuwandeln. Infolge von zahlreichen unterschiedlichen Anforderungen legt die heutige Fahrwerkauslegung eine komplexe charakteristische räumliche Bewegung des Rades fest. Diese beeinflusst wiederum die Kraftübertragung des Reifens und durch die relativen Gleitbewegungen in der Kontaktfläche den Reibvorgang und somit das Verschleißverhalten des Reifens maßgebend. Reifen und Fahrbahn verschleifen gemeinsam im Kontakt, wodurch beide Abriebarten durch eine optimierte Auslegung des Systems Fahrwerk-Reifen-Fahrbahn zusammen reduziert werden können. Für eine Reduktion der umweltbelastenden Reifenabrieb-Emissionen ergeben sich aufgrund des komplexen Zusammenspiels zwischen Fahrwerk, Reifen und Fahrbahn auch unterschiedliche Hebel sowohl im Fahrzeug- und Reifenentwicklungsprozess als auch bei der Herstellung von Fahrbahnbelägen. Die Fahrbahn als Kontaktpartner des Reifens beeinflusst durch seine Oberflächenstruktur auf Mikro- und Makroebene die Reibeffekte im Reifenlatsch ebenso wie das Laufflächenmaterial eines Gummireifens. Das Fahrwerk, welches durch eine stets optimale Führung des Reifens zur Fahrbahn unnötige Reib- und Rollwiderstände minimieren kann, ist ebenso entscheidend für die dynamischen Effekte im Reifen-Fahrbahnkontakt.

Für die Bewertung von Reifenabrieb-Emissionen wird im Allgemeinen eine Emissionsrate in mg/Fahrzeugkilometer herangezogen. In der Literatur finden sich dazu viele unterschiedliche Angaben und tabellarische Zusammenstellungen (z. B. in [11], [14], [18], [23], [47]). In [47] werden Emissionsraten von 40 bis 200 mg/Fahrzeugkilometer, mit einer mittleren Emissionsrate von 97 mg/Fahrzeugkilometer, aufgelistet. Geht man von der genannten Gesamtverlustmasse von 1,4 kg bei einer Laufleistung von 50.000 km aus, ergibt sich für ein Fahrzeug mit vier Rädern eine Emissionsrate von 112 mg/Fahrzeugkilometer.

Unter vereinfachten Annahmen einer Emissionsrate von 100 mg/km und dem Erreichen der Laufleistungsgrenze nach vier Jahren ergibt sich ein jährlicher Reifenabrieb von 1,25 kg pro Pkw. Bezogen auf die 49,3 Millionen zugelassenen Fahrzeuge in Deutschland würde bereits eine Reduktion um 20 % die jährliche Abriebmenge um 12.325 t verringern und

damit einen erheblichen Beitrag zur Entlastung der Umwelt leisten. Eine ganzheitliche Auslegung des Systems Fahrwerk und Reifen unter Berücksichtigung der Fahrbahneigenschaften bietet hierfür großes Optimierungspotenzial.

1.2 Zielsetzung

Der Reifenverschleiß sollte schon in der ersten, modellbasierten Entwicklungsphase mitberücksichtigt werden. Dies erfordert eine Integration der häufig nichtlinearen Wechselwirkungen zwischen Fahrwerk, Reifen und Fahrbahn in das Gesamtfahrzeugmodell.

Ziel dieser Arbeit ist es, den Einfluss elastokinematischer Achseigenschaften auf den Reifenverschleiß zu analysieren und der fahrdynamischen Charakteristik gegenüberzustellen. Um die dynamischen Wechselwirkungen im Fahrzeug einschließlich Längs- und Querdynamik vollständig zu erfassen, wird eine Analyse im Gesamtfahrzeug-Kontext angestrebt. Dabei sind Wechselwirkungen zwischen Reifenverschleiß und Achseigenschaften zu identifizieren und Optimierungspotenziale abzuleiten.

Die modellbasierte Bewertung erfordert aufgrund der nichtlinearen Wechselwirkungen der Teilsysteme detaillierte Simulationsmodelle, die in der Lage sind, sowohl die Interaktion zwischen Radaufhängung, Reifen und Fahrbahn als auch das Gesamtfahrzeugverhalten hinreichend genau abzubilden. Deshalb wird angestrebt, ein Mehrkörpermodell eines Serienfahrzeugs als Gesamtfahrzeugmodell in einer Simulationsumgebung zu erstellen. Dieses Referenzfahrzeugmodell liefert sowohl die Grundlage für eine realitätsnahe Modellierung der Fahrzeugeigenschaften als auch die Referenz bei der Analyse und Bewertung des Optimierungspotenzials.

Darüber hinaus gibt es aktuell keine Bewertungs- oder Vergleichsgrundlage, beispielsweise in Form von standardisierten Fahrmanövern mit entsprechenden Bewertungsgrößen, auf deren Grundlage eine Optimierung von Fahrwerken hinsichtlich Reifenabrieb erfolgt. Hier wird das Ziel verfolgt, eine realitätsnahe Bewertungsgrundlage sowie eine geeignete Optimierungsstrategie zu erarbeiten.

Die Synthese dieser Teilprozesse zu einer methodischen Vorgehensweise stellt ein weiteres Ziel dieser Arbeit dar.

1.3 Aufbau der Arbeit

In Kapitel 2 werden die Grundlagen für die in Kapitel 3 zur Modellierung des Referenzfahrzeugs gewählten Methoden geschaffen. Es werden Kenngrößen und Koordinatensysteme definiert sowie Anforderungen an ein Fahrwerk und die Auslegungspotenziale von Achssystemen diskutiert. Eine Analyse aktueller Auslegungstrends bei verschiedenen Fahrzeugen liefert darüber hinaus einen Überblick über den Stand der Technik. Der Reifenverschleiß im Kontext der Fahrwerkentwicklung sowie das den Analysen zugrundeliegende

Verschleißgesetz werden erläutert. Es wird auf die Mehrkörpersimulation in der Fahrwerktechnik als Werkzeug sowie auf die Mehrkörpersimulations-Software ADAMS und das verwendete physikalische Reifenmodell FTire eingegangen.

In Kapitel 3 wird die Modellierung eines Fahrzeugmodells als Mehrkörpersystem in ADAMS/View beschrieben. Als Referenz dient ein Serienfahrzeug. Zunächst werden die Achsmodelle als klassische Mehrkörpermodelle aus Starrkörpern und idealen Gelenken erstellt. Anschließend erfolgt eine systematische Erweiterung um Modelle der Gummimetalllager, der Strukturkomponenten (starr und elastisch), der Federungs- und Dämpfersysteme, der Lenkung, der Seitenwellen und des Achsdifferenzials. Die experimentelle Ermittlung der Komponenteneigenschaften sowie der Modellierungs- und Validierungsprozess werden detailliert erläutert. Eine abschließende Synthese zum Gesamtfahrzeugmodell bildet den Abschluss des dritten Kapitels und dient als Basis für die in Kapitel 4 folgenden Variationen der Modelleigenschaften und Simulationen.

In Kapitel 4 wird zunächst auf die Kopplung von ADAMS/View und MATLAB eingegangen. Darüber hinaus wird die Parametrisierung der beiden Achsmodelle beschrieben, bei der zentrale Konstruktionsgrößen als Designvariablen definiert werden, um gezielte Modellvariationen für nachfolgende Optimierungs- und Sensitivitätsanalysen zu ermöglichen. Diese Kopplung ist ein entscheidender Baustein für eine reproduzierbare und effiziente Variation und Analyse des betrachteten Fahrwerksystems im Fahrzeugmodell. Anschließend werden die definierten Fahrmanöver beschrieben und die verwendeten Bewertungskriterien und Metriken vorgestellt. Es folgen Analysen zum Einfluss von Fahrbahnrauigkeit, Beladungszustand und statischer Radstellung auf den Reifenverschleiß sowie Analysen zum Einfluss elastokinematischer Radstellungsänderungen auf Reifenverschleiß und Fahrdynamik. Den Abschluss des Kapitels bilden eine Gesamtbewertung der Simulationsergebnisse sowie das Ableiten einer Mehrzieloptimierungsstrategie und konkreter Optimierungspotenziale.

Im letzten Kapitel werden die Arbeiten und Ergebnisse zusammengefasst und eingeordnet sowie ein Ausblick auf zukünftige Forschungsfragen gegeben.

2 Grundlagen und Stand der Technik

Im Kontext der Fahrwerkentwicklung fallen unweigerlich die drei Begriffe Fahrwerk, Achse und Radaufhängung, wobei die drei Begriffe sowie die Abgrenzung der beschriebenen Systeme untereinander nicht immer einheitlich verwendet werden. An dieser Stelle wird daher die Verwendung der Begriffe in diese Arbeit festgelegt. Das Fahrwerk umfasst nach [48] alle Systeme, die benötigt werden, um Kräfte zwischen Reifen und Fahrbahn zu erzeugen, zu beeinflussen und auf den Fahrzeugaufbau zu übertragen. Dazu zählen

- Rad/Reifen,
- Radbremsen,
- Radführung,
- Lenksystem,
- Federung,
- Dämpfung.

Im erweiterten Sinn werden auch die Systeme zur Fahrzeugführung, also Brems-, Kupplungs- und Gasbetätigung, Lenkrad, Lenksäule und alle fahrdynamischen Assistenz- und Regelsysteme, dem Fahrwerk zugeordnet. Ein Fahrwerk, als Gesamtheit der genannten Komponenten, ist in Abbildung 2.1 (a) exemplarisch dargestellt. In dieser Arbeit spielen die Systeme zur Fahrzeugführung eine untergeordnete Rolle, sodass unter einem Fahrwerk der Zusammenschluss aus den zuvor aufgelisteten Komponenten verstanden wird.

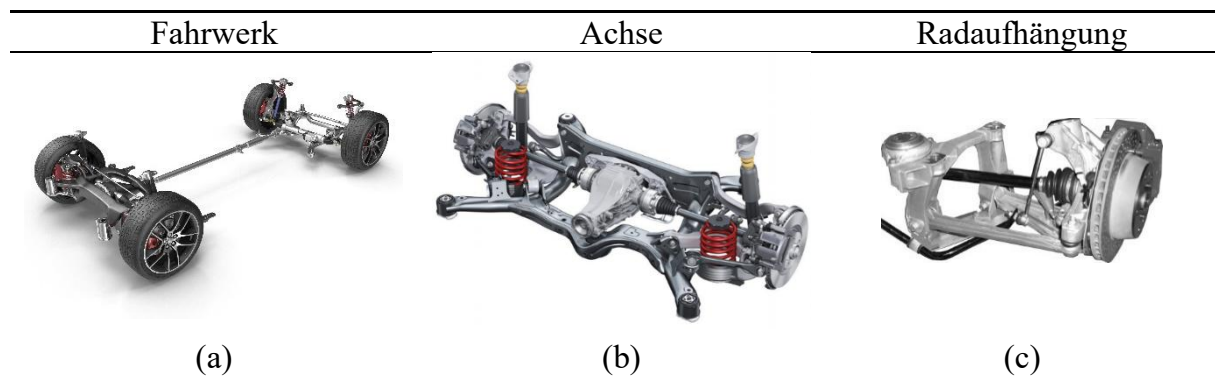


Abbildung 2.1: (a) Fahrwerk [49], (b) Achse [50], (c) Radaufhängung [51]

Als Radaufhängung (Abbildung 2.1 (c)) wird ein System aus Radführung, Federung und Dämpfung bezeichnet. Eine Achse stellt den Zusammenschluss von zwei Radaufhängungen, den zugehörigen Radbremsen und dem Achsträger dar (Abbildung 2.1 (b)).

Neben den Systembegriffen werden in der Fahrzeug- und Fahrwerktechnik bestimmte Begriffe, Koordinatensysteme und Kenngrößen verwendet, deren genaue Definition entscheidend für eine einheitliche und vergleichbare Darstellung von Mess- und Simulationsergebnissen ist.

2.1 Begriffe, Koordinatensysteme und Kenngrößen der Fahrwerktechnik

Zunächst werden die beiden Begriffe Kinematik und Elastokinematik sowie die Prüfstände zur Analyse der kinematischen und elastokinematischen Eigenschaften von Fahrwerksystemen erläutert. Anschließend werden die Konstruktionslage und die für diese Arbeit relevanten Koordinatensysteme und Kenngrößen nach DIN ISO 8855 [52] eingeführt.

2.1.1 Kinematik und Elastokinematik des Fahrwerks

Die Kinematik beschreibt in der Fahrwerktechnik die geometrischen Bewegungsabläufe der Radaufhängung ohne Berücksichtigung der dabei wirkenden Kräfte. Sie betrachtet ausschließlich die Bewegungsbahnen und -winkel der einzelnen Fahrwerkkomponenten zueinander. Bei der reinen Kinematik werden alle Bauteile als starr und Gelenke als ideal angenommen. Die kinematische Analyse untersucht beispielsweise, wie sich die Stellung des Rades in Abhängigkeit vom Radhub verändert, welche Kurvenbahnen die Räder bei Lenkbewegungen beschreiben oder wie sich der Radstand bei Federbewegung ändert. Diese Betrachtung erfolgt rein geometrisch über die Anordnung der Aufhängungspunkte und Gelenkachsen. [12], [53]

Zur Elastokinematik schreibt M. Trzesniowski [54]: „*Hierzu sind alle Einflussgrößen zu rechnen, die die Stellung der Radebene gegenüber dem Fahrzeug und der Fahrbahn beeinflussen.*“ Die Elastokinematik erweitert also die rein kinematische Betrachtung um die elastischen Verformungseffekte aller Fahrwerkkomponenten. In der Realität sind Fahrwerkteile nicht ideal starr: Strukturkomponenten haben eine endliche Steifigkeit und vor allem die Gummimetalllager verformen infolge der auftretenden Kräfte und Momente im Fahrwerk. Diese Elastizitäten führen dazu, dass sich die tatsächlichen Bewegungsabläufe erheblich von der idealisierten Starrkörperbewegung unterscheiden. Die Elastokinematik berücksichtigt sowohl Längs- und Querkkräfte als auch Vertikalkräfte, die über die Räder auf das Fahrwerk übertragen werden. [12], [53]

In der Fahrwerkentwicklung wird die Elastokinematik gezielt eingesetzt, um das Fahrverhalten zu optimieren. Durch geschickte Auslegung der elastischen Eigenschaften lassen sich erwünschte Fahrzeugcharakteristiken erreichen, die über die reine Kinematik nicht möglich sind. Die elastokinematische Auslegung erfordert eine sorgfältige Balance zwischen verschiedenen, oft gegensätzlichen Anforderungen. Zu steife Lagerungen können zu harten, unkomfortablen Fahreigenschaften führen, während zu weiche Lagerungen die Präzision

des Fahrwerks beeinträchtigen. Richtungsabhängige Lagersteifigkeiten der Gummimetalllager können hier genutzt werden, um den Zielkonflikt zu entschärfen. [12], [48]

Die Elastokinematik stellt somit ein Werkzeug dar, um Fahrwerke nicht nur kinematisch, sondern auch unter realen Betriebsbedingungen optimal abzustimmen und dadurch Sicherheit, Komfort und Fahrdynamik gleichermaßen zu adressieren. Die elastokinematischen Eigenschaften eines Fahrwerks werden am realen System auf sogenannten K&C-Prüfständen (*Kinematic & Compliance*) analysiert. Dabei wird in den meisten Fällen der Fahrzeugaufbau fest mit dem Prüfstandsrahmen verbunden und den Rädern werden Kräfte oder Verschiebungen aufgeprägt. Gemessen werden die Reaktionskräfte sowie die Radstellungsänderungen und translatorischen Bewegungen der Räder bzw. der Radnaben. [55]

Für spezielle Analysen oder wenn nicht das Gesamtsystemverhalten untersucht werden soll, sondern beispielsweise nur eine Achse oder eine Radaufhängung, sind auch andere Prüfstandsaufbauten in Anlehnung an K&C-Prüfstände verbreitet. Im Kontext dieser Arbeit wurde ein entsprechender Prüfstand zur Analyse der elastokinematischen und dynamischen Eigenschaften von Radaufhängungen weiterentwickelt und aufgebaut. Die Abbildung 2.2 zeigt den Prüfstand in einer Konfiguration zur Anregung in Fahrzeuglängsrichtung am Fußpunkt des Rades. Das Konzept und ein erster Entwurf wurden in [56] erarbeitet. Die zugrunde liegende Methodik zur optischen Messung und Berechnung der Kenngrößen der Radaufhängung wurde in [57] vorbereitet. Eine detaillierte Beschreibung des Prüfstands liefert [58].

Der Halbachsprüfstand ermöglicht die Ermittlung elastokinematischer und dynamischer Eigenschaften von Einzelradaufhängungen. Als Rad kann entweder ein Radersatzsystem, wie im Bild zu sehen, oder ein reales Radsystem verwendet werden. Die Kopplung mit der Radaufstandskonstruktion ermöglicht, die fünf Freiheitsgrade Translation in Längs- und Querichtung (T_x , T_y) und drei Rotationen (R_x , R_y , R_z), bei gleichzeitiger Vorgabe einer Bewegung in z-Richtung (Federbewegung). Der kompakte Kreutztisch mit orthogonal angeordneten Linearführungspaaren lässt die translatorischen Bewegungen in der xy -Ebene frei, während ein Drehteller Spurwinkeländerungen (R_z) und ein Stehlager Sturzwinkeländerungen (R_x) ermöglicht. Die Anregung erfolgt über einen servohydraulischen Aktor mit integrierter Weg- und Kraftsensorik, der Kräfte bis 50 kN bei Wegamplituden von ± 110 mm stellen kann. Damit sind sowohl der Federweg der meisten Pkws als auch auftretende Reaktionskräfte im System ausreichend abgedeckt.

Der modulare Aufbau des Prüfstands ermöglicht die Vermessung einer Radaufhängung bei uniaxialer Anregung in mehreren Richtungen. Neben der Anregung in vertikaler Richtung kann der hydraulische Aktor, wie in Abbildung 2.2 dargestellt, auch horizontal montiert werden. Auf diese Weise werden Analysen zum Deformationsverhalten von Radaufhängungen, wie sie bei K&C-Prüfungen durchgeführt werden, möglich. Dabei ist die Orientierung der Anregungsrichtung in der horizontalen Ebene frei wählbar.

Die berührungslose Erfassung der räumlichen Rad- und Komponentenbewegung erfolgt mit einem 3D-Kameramesssystem (AICON MoveInspect HF), bestehend aus zwei Hochfrequenzmesskameras mit LED-Ringblitz. Das System detektiert mit Abtaststrahlen von bis zu 1.000 Hz simultan die dreidimensionalen Koordinaten beliebig vieler Messmarken in einem üblichen Erfassungsbereich von etwa einem Kubikmeter. Die Berechnung der Kenngrößen erfolgt im Anschluss der Messungen in MATLAB, sodass ein unkomplizierter Vergleich mit Simulationsergebnissen sichergestellt ist.

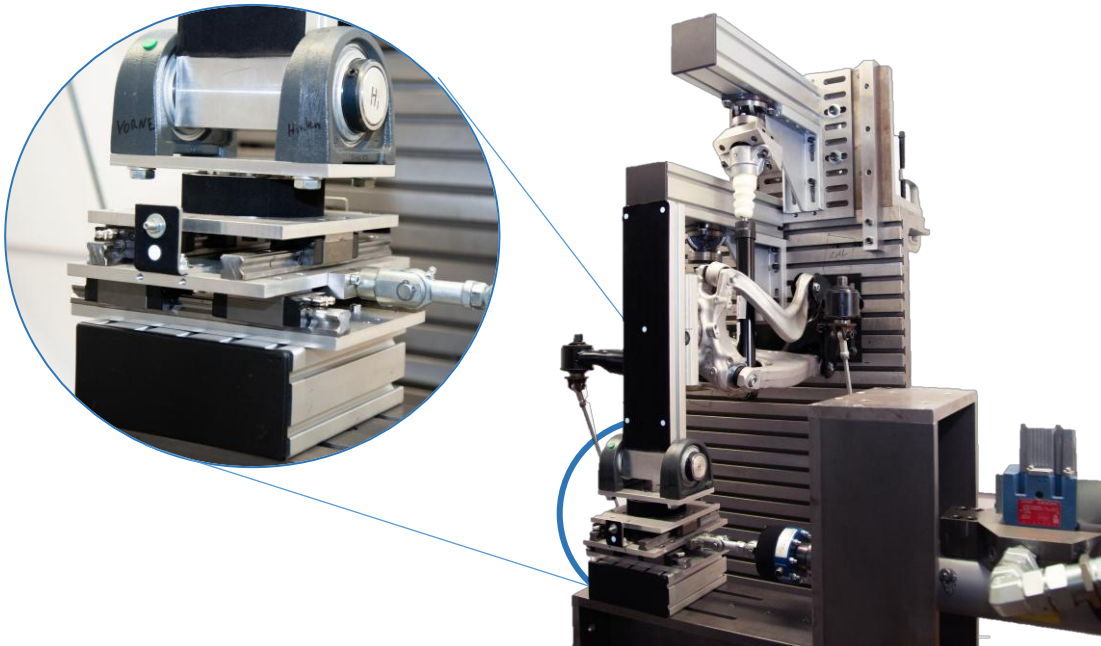


Abbildung 2.2: Halbachsprüfsand zur Analyse der elastokinematischen und dynamischen Eigenschaften von Radaufhängungen

Bei allen Analysen, im Modell oder am realen System, ist die Ausgangslage von entscheidender Bedeutung. Im Bereich der Fahrzeug- und Fahrwerkentwicklung hat sich daher die Konstruktionslage als Bezugs- oder Ausgangspunkt etabliert.

2.1.2 Konstruktionslage als Referenzzustand

Die Konstruktionslage K_0 , häufig auch als Design- oder Normallage bezeichnet, definiert in der Fahrzeugentwicklung einen bestimmten Einfederungszustand, der als Ausgangspunkt für sämtliche kinematischen und elastokinematischen Auslegungen des Fahrwerks dient. Sie repräsentiert den statischen Gleichgewichtszustand des Fahrzeugs unter definierten Beladungsbedingungen und bildet die Nulllage für alle Angaben des Federwegs sowie die Bezugsebene für die Vermessung der Fahrwerkgeometrie. [12], [59]

Der für die Konstruktionslage zugrunde gelegte Beladungszustand ist herstellerspezifisch definiert und nicht vereinheitlicht. Während einige Hersteller sich an der ISO 2416 [60] orientieren, die eine Fahrermasse von 75 kg (aufgeteilt in 68 kg Insassenmasse plus 7 kg Gepäckmasse) spezifiziert, verwenden andere die sogenannte *Curb Weight*-Konfiguration

(betriebsbereites Fahrzeug mit vollen Betriebsflüssigkeiten, jedoch ohne Zuladung) oder definieren individuelle Zwischenzustände. Häufig wird auch ein Beladungszustand mit zwei Personen mit je 75 kg auf den Vordersitzen und halbgefülltem Tank angenommen, was etwa 20-30 % der maximalen Zuladung entspricht [12].

Die Definition der Konstruktionslage ist wichtig, da alle relevanten Kenngrößen wie zum Beispiel die initiale Radstellung und die Lage des Rollzentrums in diesem Referenzzustand spezifiziert werden [61], [62]. Abweichungen von der Konstruktionslage durch veränderte Beladung oder dynamische Radlasten führen zu Änderungen beispielsweise der Radstellung entsprechend der zugrundeliegenden elastokinematischen Eigenschaften. Die Konstruktionslage stellt somit die zentrale Schnittstelle zwischen der CAD-basierten Fahrzeugentwicklung und der realen Fahrwerkabstimmung dar.

Darüber hinaus werden in der Fahrzeug- und Fahrwerktechnik unterschiedliche Koordinatensysteme verwendet, die in Normen oder Richtlinien festgelegt sind und eine einheitliche Beschreibung und Vergleichbarkeit von Kenngrößen oder Systemzuständen sicherstellen.

2.1.3 Koordinatensysteme in Fahrzeugtechnik und Simulation

Zur Beschreibung der elastokinematischen und dynamischen Bewegungen, sowie der Topologie eines Fahrzeugmodells werden unterschiedliche Koordinatensysteme verwendet. Es werden durchgehend orthogonale und rechtshändige Koordinatensysteme genutzt. Ein Koordinatensystem wird vollständig durch seinen Ursprung O und die Basisvektoren $\vec{e}_x$, $\vec{e}_y$ und $\vec{e}_z$ beschrieben, kurz $\{O; \underline{\vec{e}}\}$. Die Achsenrichtungen werden im Folgenden mit x -, y - und z -Achse bezeichnet.

Fahrzeug- und Reifenkoordinatensysteme

Die fahrzeugfesten Koordinatensysteme $\{v,i,O, v,i,\underline{\vec{e}}\}$ werden gemäß DIN ISO 8855 als körperfeste Koordinatensysteme der gefederten Fahrzeugmasse mit Ursprung im Fahrzeugreferenzpunkt definiert, wie Abbildung 2.3 zeigt. Als Fahrzeugreferenzpunkt wird häufig die Position des Gesamtfahrzeugschwerpunkts in Konstruktionslage oder der geometrische Mittelpunkt zwischen den beiden Radmittelpunkten der Vorderachse gewählt.

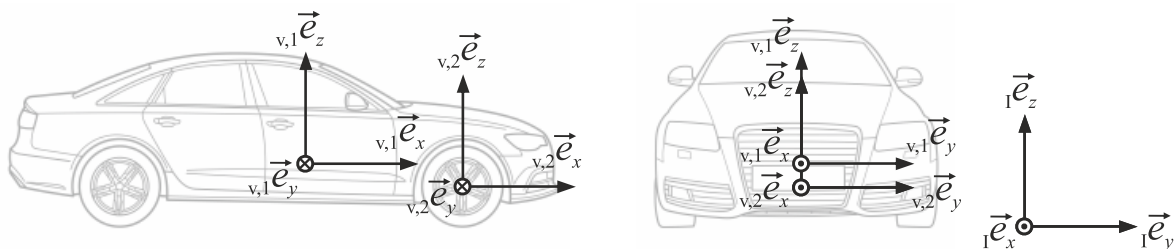


Abbildung 2.3: Fahrzeugfeste Koordinatensysteme nach DIN ISO 8855

Bei einem ruhenden Fahrzeug ist die $x_{v,i}$ -Achse horizontal nach vorne ausgerichtet und parallel zur Fahrzeuglängsmittlebene. Die $y_{v,i}$ -Achse zeigt nach links, während die $z_{v,i}$ -

Achse orthogonal zur $x_{v,i}y_{v,i}$ -Ebene ausgerichtet ist und nach oben weist. Als Bezugskoordinatensystem dient ein ortsfestes Inertialsystem $\{_I O, \underline{\vec{e}}_I\}$. Die x_I - und y_I -Achsen sind parallel zu einer orthogonal zur Erdbeschleunigung g ausgerichteten Horizontalebene. Die z_I -Achse zeigt entgegen der Richtung der Erdbeschleunigung nach oben. Der Ursprung des Bezugskoordinatensystem ist in der Horizontalebene fixiert.

Für Reifen und Räder werden in der DIN ISO 8855 sowie in der Richtlinie zum *Tyre Data Exchange Format* (TYDEX) [63] zusätzlich drei verschiedene Koordinatensysteme festgelegt. Das TYDEX-W Koordinatensystem (*wheel axis system*) und das Reifenkoordinatensystem aus der DIN ISO 8855 sind nicht identisch, auch wenn der Index W es vermuten lässt. In der Abbildung 2.4 sind ausschließlich die Koordinatensysteme nach TYDEX abgebildet. Das TYDEX-W Koordinatensystem $\{_W O, \underline{\vec{e}}_W\}$ hat seinen Ursprung im Radaufstandspunkt. Die x_W - und y_W -Achsen liegen parallel zur lokalen Fahrbahnebene des Rads, die x_W -Achse resultiert aus der Schnittlinie der Radlängsmittlebene mit der Fahrbahnebene und die z_W -Achse steht normal zum Untergrund. Das TYDEX-W schwenkt also bei Schräglauf α mit, bleibt aber bei Sturzänderungen $\Delta\gamma$ unverändert. Geht man davon aus, dass sich das Koordinatensystem in der Abbildung auf einen linken Fahrzeugreifen bezieht, ist der Sturzwinkel γ negativ und der Schräglaufwinkel α positiv dargestellt.

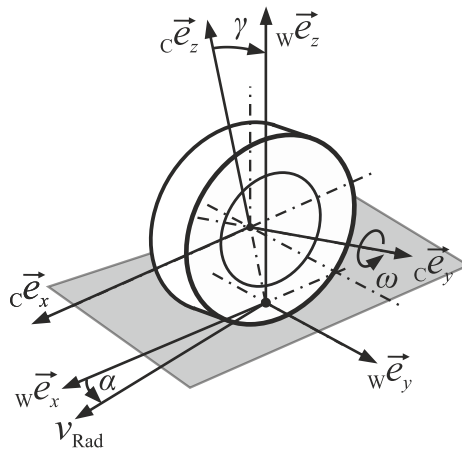


Abbildung 2.4: Reifenkoordinatensysteme nach DIN ISO 8855 [52] und TYDEX-Standard [63]

Das radfeste ISO-Koordinatensystem entspricht dem TYDEX-C Koordinatensystem (*center axis system*) $\{_C O, \underline{\vec{e}}_C\}$. Wie in der Abbildung 2.4 dargestellt, liegt der Ursprung des Systems im Radmittelpunkt. Die x_C -Achse ist parallel zum Untergrund, die y_C -Achse gibt die Rotationsachse des Rades an und die z_C -Achse steht orthogonal auf der $x_C y_C$ -Ebene und zeigt nach oben. Die Ausrichtung des TYDEX-C Koordinatensystems, ändert sich sowohl mit dem Sturz γ als auch mit dem Schräglauf α . Darüber hinaus wird nach TYDEX zusätzlich ein H-Koordinatensystem (*horizontal axis system*) $\{_H O, \underline{\vec{e}}_H\}$ definiert, die genaue Ausrichtung ist [63] zu entnehmen.

Koordinatensysteme in der Mehrkörpersimulation (ADAMS)

Zur Beschreibung kinematischer Größen und innerer Zustände von Mehrkörpersystemen werden in der Mehrkörpersimulations-Software ADAMS ebenfalls verschiedene Koordinatensysteme genutzt, die in Abbildung 2.5 in Anlehnung an [64], [65] dargestellt sind.

Es wird zwischen raumfesten, körperfesten und bahnfesten Koordinatensystemen unterschieden. Alle Koordinatensysteme sind orthogonal und rechtshändig entsprechend DIN 4895 [66]. Das raumfeste Bezugssystem $\{_1O; \underline{1}\vec{e}\}$ ist ein Inertialsystem, das in ADAMS an der allgemeinen Umgebung (*ground*) angebunden ist und als *Ground*-Koordinatensystem $\{_GO; \underline{G}\vec{e}\}$ bezeichnet wird. Alle anderen Koordinatensysteme werden durch sogenannte Marker M gekennzeichnet, die entweder dem *ground* oder einem Körper K (*part*) zugeordnet sind.

Bei der Erstellung eines Starrkörpers werden initial zwei körperfeste Koordinatensysteme $\{_KO; \underline{K}\vec{e}\}$ erstellt. Eines dient der Beschreibung der Geometrie zum Beispiel bei einem Quader mit Ursprung an einem Eckpunkt oder bei einer Kugel im geometrischen Mittelpunkt, das andere befindet sich im Massenschwerpunkt C und stellt ein Hauptachsensystem dar. Mit diesen körperfesten Systemen werden Lage und Orientierung eines Körpers relativ zum *Ground*-Koordinatensystem eindeutig beschrieben.

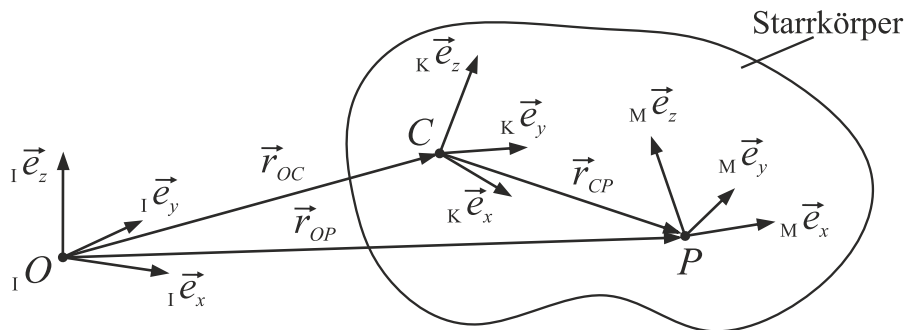


Abbildung 2.5: Koordinatensysteme in ADAMS nach [64]

Darüber hinaus können einem Starrkörper an beliebiger Stelle weitere Marker mit $\{_MO; \underline{M}\vec{e}\}$ zugeordnet werden. Diese orts- oder körperfesten Koordinatensysteme dienen der Festlegung von Position und Orientierung von Verbindungselementen wie idealen Gelenken oder Kraftelementen. Wird beispielsweise ein Körper K mit einem idealen Gelenk (*joint*) am *ground* angebunden, wird ein ortsfestes Koordinatensystem dem *ground* und ein körperfestes Koordinatensystem dem Körper K zugeordnet. Bei der Verbindung zweier Körper mit einem Gelenk wird für jeden Körper ein separates körperfestes Koordinatensystem erstellt. Die Orientierung dieser Koordinatensysteme richtet sich häufig nach den lokalen Freiheitsgraden der verwendeten idealen Gelenke.

Zusätzlich werden in ADAMS sogenannte FMarker (*floating marker*) mit $\{_FO; \underline{F}\vec{e}\}$ genutzt. Diese sind weder orts- noch körperfest, sondern ihre Lage und Orientierung ändern sich in

Abhängigkeit der zugehörigen Kräfte oder Zwangsbedingungen. Sie gewährleisten bei bewegten Systemen ein Referenzkoordinatensystem für die Berechnung von Reaktionskräften. Eine Kraft kann sich so mit einem Körper mitbewegen, im Raum fixiert bleiben oder zwischen zwei Körpern wirken.

Für Bewegungsanalysen stellt ADAMS verschiedene Funktionen zur Berechnung relativer Bewegungen zwischen Markern bereit. Die Relativverschiebung zwischen zwei Markern A und B in x -Richtung eines körperfesten Bezugskoordinatensystems K wird beispielsweise mit der Funktion $DX(\text{Marker_}A, \text{Marker_}B, \text{Marker_}K)$ berechnet. In Abhängigkeit der Simulationszeit t lässt sich dies durch

$${}_Kx_{AB}(t) = {}_Kx_A(t) - {}_Kx_B(t) \quad (2.1)$$

ausdrücken. Während die Relativverschiebung mathematisch als kontinuierliche Funktion ausgedrückt wird, resultieren aus der numerischen Simulation in ADAMS diskrete Werte zu den jeweiligen Zeitschritten der Integration. Solche Berechnungen relativer Bewegungen ermöglichen die Auswertung kinematischer Größen wie Radstellungswinkel, Spurweiten- und Radstandsänderungen.

2.1.4 Kenngrößen zur Beschreibung der Radbewegung

Neben Koordinatensystemen sind in der DIN ISO 8855 die Bezeichnungen für Bewegungsgrößen, Kräfte und Momente der Fahrzeugdynamik von Straßenfahrzeugen festgelegt. Die Norm bildet die Grundlage für die verwendeten Kenngrößen, sodass eine Vergleichbarkeit von Messdaten und Simulationsergebnissen gewährleistet ist.

Spurwinkel

Der Spurwinkel ϑ wird, wie in der Abbildung 2.6 dargestellt, zwischen der x_v -Achse des Fahrzeugkoordinatensystems und der Radmittelebene um die z_v -Achse gemessen. Es wird zwischen Vor- und Nachspur unterschieden. Bei Vorspur liegt der vordere Teil des Rades näher zur Fahrzeugmittellinie als der Radmittelpunkt, bei Nachspur weiter entfernt. Vorspur wird in der DIN ISO 8855 als positiver Winkel, Nachspur als negativer Winkel definiert. Bei einem ruhenden Fahrzeug ohne Lenkeinschlag wird der vorherrschende Spurwinkel als initialer oder statischer Spurwinkel ϑ_0 bezeichnet. Im Hinblick auf Reifenabrieb und Rollwiderstand ist ein Spurwinkel von 0° ideal. Ist der Spurwinkel zu groß, erhöht sich der Verschleiß bei Vorspur an der Außen- und bei Nachspur an der Innenschulter [67].

In der Praxis wird häufig bewusst ein initialer Vorspurwinkel vorgegeben. Dieser kann, je nach Achskonzept, dazu dienen, die bei der Fahrt auftretenden elastischen Verformungen in der Radaufhängung zu kompensieren, um bei der Fahrt einen Spurwinkel nahe Null zu erreichen. Hier muss zwischen angetriebenen und nicht angetriebenen Achsen unterschieden

den werden. Bei nicht angetriebenen Achsen führt der Rollwiderstand zu einer Verschiebung des Radmittelpunkts entgegen der Fahrtrichtung, wodurch sich der Spurwinkel verkleinert. Für eine Kompensation muss das Rad initial eine Vorspur aufweisen.

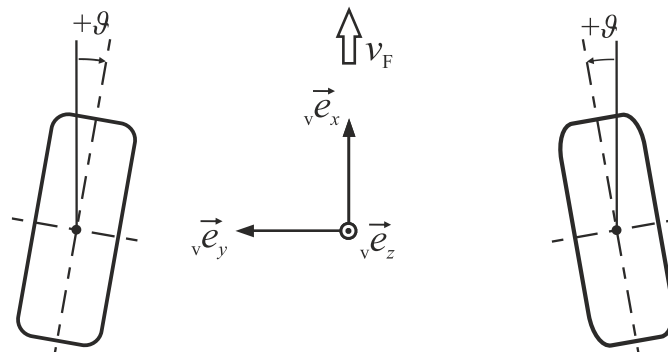


Abbildung 2.6: Spurwinkel ϑ nach DIN ISO 8855, v_F zeigt in Richtung positiver Fahrgeschwindigkeit

Bei angetriebenen Achsen wirkt die Antriebskraft am Rad in entgegengesetzte Richtung, der Spurwinkel vergrößert sich. Deshalb sorgt eine initiale Nachspur für einen Ausgleich. Ebenso wird durch einen initialen Vorspurwinkel die Achse vorgespannt. Durch den Schräglauf entstehen Seitenkräfte, welche sich auf einer Achse gegenseitig kompensieren und den Geradeauslauf verbessern. [12], [54], [68]

Sturzwinkel

Der Sturzwinkel γ ist, wie in Abbildung 2.7 dargestellt, der Winkel zwischen der Radmittelebene und einer zur Fahrbahn senkrechten Ebene. Der Sturzwinkel ist als negativ definiert, wenn der Reifen oben näher an der Fahrzeugmittelebene liegt als unten. Der initiale Sturzwinkel γ_0 wird sowohl an Vorder- als auch an Hinterachsen überwiegend negativ vorgegeben (negativer Sturz, vgl. Abbildung 2.9). Durch den Sturzwinkel entsteht eine kegelartige Abrollgeometrie mit unterschiedlichen Umfangsgeschwindigkeiten über die Reifenbreite, wodurch der Reifen auf einer Kreisbahn abrollen will und so bereits bei Geradeausfahrt eine zur Sturzmittle hin gerichtete Seitenkraft erzeugt. Typische initiale Sturzwerte in Konstruktionslage liegen im Bereich -2 bis 0° [12], wobei auch positive initiale Sturzwinkel möglich sind wie Abbildung 2.9 zeigt.

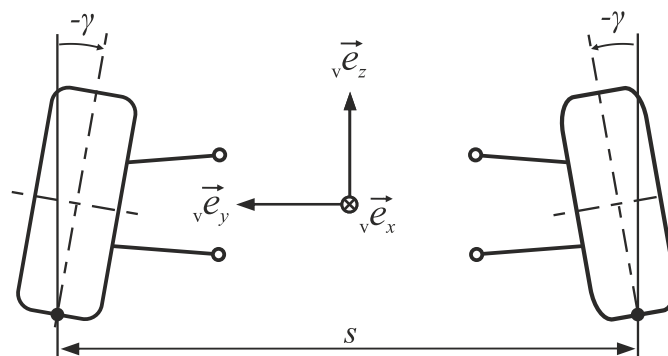


Abbildung 2.7: Sturzwinkel γ und Spurweite s nach DIN ISO 8855

Bei Kurvenfahrt wird der Reifen durch die wirkenden Seitenkräfte deformiert. Der Sturzwinkel sorgt hier für eine Kompensation, wodurch die trapezförmige Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn vergrößert wird. Ist der Sturzwinkel zu groß, verkleinert sich die Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn deutlich und die maximal übertragbare Kraft verringert sich [54]. Der Einfluss des Sturzwinkels auf die entstehenden Seitenkräfte am Rad ist nach [65] viel kleiner als der des Spurwinkels.

Spurweite

Die in Abbildung 2.7 dargestellte Spurweite s bezeichnet den Abstand zwischen den beiden Radaufstandspunkten einer Achse, gemessen parallel zur y_v -Achse in der Radaufstandsebene bei Geradeausstellung und statischer Radlast. Die initiale Spurweite s_0 wird bei der Fahrzeugentwicklung festgelegt. Fahrzeuge mit großen Spurweiten zeigen eine geringere Wankneigung aufgrund des vergrößerten Hebelarms zur Abstützung des Wankmoments, sind insgesamt breiter und daher auch häufig schwerer als Fahrzeuge mit geringeren Spurweiten. Typische initiale Spurweiten von Pkw liegen zwischen 1210 und 1650 mm, wobei sich die Spurweiten von Vorder- und Hinterachse häufig unterscheidet. [12]

Die im Fahrbetrieb auftretenden Spurweitenänderungen haben nach [65] großen Einfluss auf das Fahrverhalten und resultieren bei Einzelradaufhängungen aus der elastokinematischen Charakteristik der Radführung. Bei vertikaler Radbewegung bewegt sich der Radmittelpunkt auf einer gekrümmten Bahn, deren Krümmungsmittelpunkt durch den momentanen Drehpol der Radführung gegeben ist. Die horizontale Komponente dieser Bewegung führt zu einer lateralen Verschiebung des Radaufstandspunktes. Diese wird zusätzlich durch die kinematisch gekoppelte Sturzwinkeländerung überlagert, wodurch sich der effektive Radaufstandspunkt weiter verlagert. Die resultierende Spurweitenänderung kann sowohl als Aufweitung (positive Änderung) als auch als Verengung (negative Änderung) auftreten, wobei bei der Kurvenfahrt asymmetrische Spurweitenänderungen zwischen kurveninnerer und kurvenäußerer Seite entstehen.

Bei der Achsauslegung wird eine möglichst geringe Spurweitenänderung um die Konstruktionslage angestrebt. Der entstehende Querschleupf beeinträchtigt die Kraftübertragung und der Rollwiderstand sowie der Reifenverschleiß erhöhen sich. Nach [12] liegen typische Spurweitenänderungen im Bereich kleiner als 20 mm, wobei zwischen rein kinematischen Anteilen aus der Radführungsgeometrie und elastokinematischen Anteilen aus den Lagerverformungen zu unterscheiden ist.

Radstand

Der Radstand l bezeichnet, wie in Abbildung 2.8 dargestellt, den horizontalen Abstand zwischen den beiden Radaufstandspunkten V und H der Vorder- und Hinterachse, gemessen parallel zur x_v -Achse des Fahrzeugkoordinatensystems. Gemessen wird der Radstand bei Geradeausstellung der Räder unter statischer Radlast. Der Radstand hat großen Einfluss auf

die fahrdynamischen Eigenschaften eines Fahrzeugs, insbesondere auf das Eigenlenkverhalten, die Gierstabilität sowie die Verteilung der dynamischen Achslasten bei Längs- und Querbeschleunigungen [12].

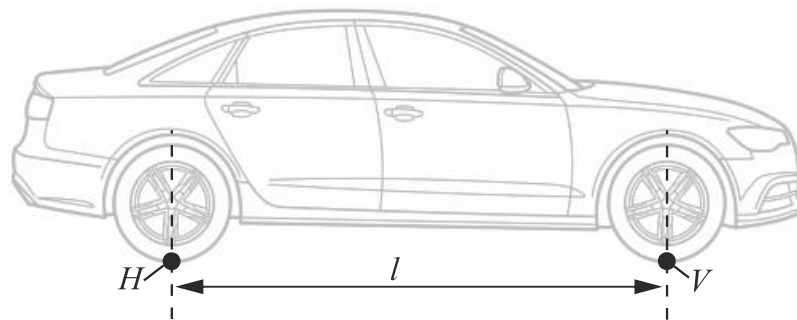


Abbildung 2.8: Radstand l nach DIN ISO 8855

Bei der Dimensionierung des Radstands entstehen Zielkonflikte zwischen fahrdynamischen Anforderungen und Package-Anforderungen, die sich aus der Anordnung und dem Platzbedarf von Antrieb, Fahrgastzelle und Laderaum ergeben. Ein vergrößerter Radstand bewirkt eine Erhöhung des Massenträgheitsmoments um die Hochachse, wodurch sich die Gierträgeit erhöht und das Fahrzeug weniger agil auf Lenkbefehle reagiert, was jedoch gleichzeitig zu einem stabileren Geradeauslauf führt. Der Radstand beeinflusst zudem die Nickneigung des Aufbaus bei Beschleunigungsvorgängen, wobei ein längerer Radstand die relative Achslastverlagerung reduziert und somit die Traktion verbessert. [69]

Während der initiale Radstand l_0 eine statische Fahrzeugkenngröße darstellt, unterliegt dieser im Fahrbetrieb gewissen Änderungen, bedingt durch die elastokinematischen Eigenschaften des Fahrwerks. Diese haben signifikanten Einfluss auf das transiente Fahrverhalten und resultieren primär aus der Längsnachgiebigkeit der Fahrwerkklager sowie der kinematischen Auslegung der Radaufhängung. Typische Radstandsänderungen liegen im Bereich von ± 10 bis ± 30 mm, wobei asymmetrische Radstandsänderungen zwischen linker und rechter Fahrzeugseite, zum Beispiel beim Bremsen in der Kurve oder beim Überfahren von Bodenwellen, auftreten können [70]. Diese dynamischen Radstandsänderungen beeinflussen auch die relative Schwerpunktlage bzgl. der Vorder- und Hinterachsen und somit die Achslastverteilungen. Insbesondere beim Bremsnickausgleich durch gezielte kinematische Radstandsverlängerung der Vorderachse wird dieser Effekt konstruktiv genutzt, um die bremsinduzierte dynamische Achslastverlagerung zu kompensieren. Die präzise Kenntnis und Berücksichtigung sowohl des initialen Radstands als auch seiner dynamischen Änderung ist somit wichtig für die Vorhersage des Fahrverhaltens in einer Simulationsumgebung. [65]

2.2 Anforderungen und Potenziale in der Fahrwerkentwicklung

In diesem Abschnitt werden die grundsätzlichen Anforderungen an ein Fahrwerk sowie die Auslegungspotenziale aktueller Achskonzepte kurz erläutert.

2.2.1 Anforderungen an ein Fahrwerk

Das Fahrwerk stellt als einzige mechanische Verbindung zwischen Fahrzeugaufbau und Reifen ein komplexes Teilsystem dar, über das alle fahrdynamisch relevanten Kräfte und Momente übertragen werden. Seine Auslegung hat maßgeblichen Einfluss auf Fahrdynamik, Fahrsicherheit, Fahrkomfort und Reifenverschleiß. Die an das Fahrwerk gestellten Anforderungen sind häufig gegenläufig und führen zu Zielkonflikten, sodass die Entwicklung stets einen bestmöglichen Kompromiss zwischen den Auslegungszielen anstrebt. [54], [67]

In Bezug auf die Fahrdynamik muss das Fahrwerk präzise Lenkungseingaben umsetzen und ein stabiles Fahrverhalten in Kurven sowie bei variierenden Fahrbedingungen gewährleisten. Eine ausgeglichene Kraftverteilung und gute Traktion sind erforderlich, um das Fahrzeug auch bei schnellen Fahrmanövern und hohen Geschwindigkeiten kontrollierbar zu halten [12], [48]. Zur Gewährleistung des Fahrkomforts muss das Fahrwerk den Fahrzeugaufbau effektiv von Fahrbahnanregungen entkoppeln. Dies erfolgt durch das Zusammenspiel von Aufbaufederung, Dämpfung und Elastomerlagerung. Auf diese Weise werden Stöße isoliert sowie Vibrationen und Geräusche gedämpft.

Die Fahrsicherheit erfordert eine Fahrwerkkinematik und -elastokinematik, die eine sichere Fahrzeugführung auch unter extremen Bedingungen wie plötzlichem Bremsen oder Ausweichmanövern sicherstellt. Das Fahrwerk muss zudem robust und langlebig genug sein, um den Belastungen des langjährigen Fahrzeugbetriebs standzuhalten, ohne dass es zu frühzeitigem Verschleiß oder Funktionseinschränkungen kommt. Eine präzise abgestimmte Fahrwerkkinematik und -elastokinematik trägt darüber hinaus maßgeblich zu gleichmäßigem und geringem Reifenverschleiß bei [67]. Durch gezielte Anpassungen des Fahrwerks lässt sich der Reifenabrieb reduzieren, was sowohl ökonomische als auch ökologische Vorteile mit sich bringt.

2.2.2 Auslegungspotenziale von Achskonzepten

Im Laufe der Zeit wurden unterschiedliche Achskonzepte entwickelt, die jeweils auf ein entsprechendes Fahrzeugsegment zugeschnitten den bestmöglichen Kompromiss aus den vom Fahrzeughersteller vorgegebenen und gewichteten Zielen liefern. Mit Blick auf die adressierte Fragestellung zur Identifikation von Optimierungspotenzialen elastokinematischer Achseigenschaften bieten die verschiedenen Konzepte unterschiedliche Anpassungsmöglichkeiten, die nachfolgend beschrieben werden.

Starrachsen

Bei Starrachsen sind die Räder über einen starren Achskörper fest miteinander verbunden, wodurch sich deren Bewegungen gegenseitig beeinflussen. Eingesetzt werden Starrachsen vorwiegend als Hinterachse bei SUVs, Geländewagen und leichten Nutzfahrzeugen. Fahrdynamisch gewährleistet die Starrachse bei paralleler Federbewegung durch die starre Kopplung beider Räder identische Spur- und Sturzwinkel sowie eine konstante Spurweite. Nachteilig sind das Weiterleiten einseitig induzierte Radkräfte an das gegenüberliegende Rad und das Entstehen von großen Radstellungsänderungen bei einseitiger Federbewegung. Die Starrachse bietet nur geringe Möglichkeiten zur kinematischen oder elastokinematischen Auslegung für fahrsituationsabhängige Radstellungsänderungen. [12]

Halbstarrachsen

Halbstarrachsen unterscheiden sich von Starrachsen durch den Einsatz eines gezielt elastisch verformbaren Verbindungselements anstelle einer starren Verbindung zwischen den beiden Rädern. Diese tordierbare Verbindung ermöglicht Relativbewegungen der beiden Räder. Im Vergleich zu Starrachsen verfügen alle Halbstarrachsen über zusätzliche Längslenker zur Aufnahme der Längskräfte. Die Querkräfte werden über die biegesteife und torsionsweiche Quertraverse abgestützt, welche als eine Art Stabilisator wirkt und dennoch Relativbewegungen ermöglicht. Die Halbstarrachse vereint somit Eigenschaften einer Starrachse mit denen einer Einzelradaufhängung. Bei symmetrischer Federbewegung bleibt die Radstellung unverändert, während bei asymmetrischer Durchfederung ein ausgeprägtes kinematisches Eigenlenkverhalten auftritt. [12], [68]

Die Orientierung der Gummimetalllager in Längsrichtung wirkt sich durch gute Längselastizität bei gleichzeitig geringer Beanspruchung der Karosserie positiv auf den Fahrkomfort aus. Die geringe ungefederte Masse hat einen positiven Einfluss auf die Radlastschwankungen im Fahrbetrieb [12]. Die Spurweite ändert sich im Betrieb kaum, wodurch die fahrwerkbedingten lateralen Verschiebungen der Reifenprofilelemente im Reifenlatsch gering sind. Durch die elastische Auslegung der Quertraverse lässt sich ein gewisses elastokinematisches Achsverhalten erzielen. Das Optimierungspotenzial hinsichtlich Fahrdynamik und Reifenverschleiß der kinematischen Auslegung ist begrenzt, da die einfache Bauweise nur sehr geringe Möglichkeiten zur detaillierten elastokinematischen Auslegung zur Verfügung stellt.

Einzelradaufhängungen

Als Einzelradaufhängung werden alle Achskonzepte zusammengefasst, bei denen die beiden Räder einer Achse keine Verbindung zueinander haben. Dies ermöglicht eine unabhängige relative Bewegung zwischen dem linken und rechten Rad. Die Einzelradaufhängung ist bei aktuellen Pkw weit verbreitet, ihr Anteil wird in [12] mit weit über 90 % angegeben. Die Vorteile umfassen eine geringe ungefederte Masse und großes Potenzial zur kinematischen und elastokinematischen Auslegung. Verglichen mit den Starr- oder Halbstarrachsen

führt dies zu einer verbesserten Straßenlage und einer Erhöhung des Fahrkomforts. Dem gegenüber stehen beispielsweise die Spur-, Sturz- und Spurweitenänderung beim Durchfedern während der Fahrt oder die Notwendigkeit eines Stabilisators zum Belastungsausgleich der Räder bei Kurvenfahrt. [12]

Die **Doppelquerlenker-Einzelradaufhängung** besteht aus drei Lenkern. Der Radträger wird über zwei Dreieckslenker mit dem Fahrzeugaufbau oder Achsträger verbunden, wobei ein Dreieckslenker oberhalb und einer unterhalb der Radmitte angeordnet ist. Ein zusätzlicher Spurlenker definiert die Spur des Rades oder wird bei Vorderachsen zur Lenkung verwendet [12].

Die **Mehrlenker-Einzelradaufhängung** entsteht grundsätzlich durch das Auflösen von einem der beiden Dreieckslenker der Doppelquerlenker-Einzelradaufhängung. Ein großer Vorteil ist der hohe Gestaltungsspielraum für die Auslegung der elastokinematischen Achseigenschaften. Darüber hinaus sind mit diesem Konzept gute Längselastizitäten für einen hohen Fahrkomfort und an der Hinterachse hohe Quersteifigkeiten zu erzielen [12]. Der größte Nachteil ist die hohe Komplexität durch die hohe Anzahl an Lenkern, Gummimetalllagern und entsprechend vielen Kinematikpunkten, womit ein hoher Anspruch an die Tolerierung der Bauteile einhergeht, denn schon geringe Abweichungen in der Lage der Gelenkpunkte können einen signifikanten Einfluss auf die Radhubkinematik haben.

Die **Fünflenker-Einzelradaufhängung** besitzt fünf unabhängige Zweipunktlenker und wird als Hinterachse auch als Raumlenerachse bezeichnet. Die großen Vorteile dieses Konzepts sind die gute und gezielte Auslegungsmöglichkeit der elastokinematischen Achseigenschaften bei gleichzeitig geringen ungefederten Massen. Die Nachteile entsprechen denen der Mehrlenkerachse, denn durch die hohe Anzahl an Führungselementen ist die Konstruktion, Abstimmung und Tolerierung aufwendig. [12]

Bewertung der Auslegungspotenziale

Die Auslegungspotenziale der elastokinematischen Achseigenschaften von Starr- und Halbstarrachsen sind im Vergleich zu den anderen Konzepten gering. Die initialen Spur- und Sturzwinkel ändern sich während der Geradeausfahrt bei paralleler Federbewegung nicht, wohingegen bei einseitiger Federbewegung große Unterschiede auftreten können.

Die Einzelradaufhängungen, Doppelquerlenker-, Mehrlenker- sowie Fünflenkerachse, weisen dagegen deutlich bessere Möglichkeiten auf, die Kinematik und Elastokinematik anzupassen. Mit der Aufhängung des Rades mit einzelnen Lenkern geht eine komplexe räumliche Bewegung des Rades bei Durchfederung einher. Diese hat ausgeprägte Radstellungs-, Spurweiten- und Radstandsänderungen zur Folge, wobei die Wechselwirkung der im System vorhandenen Bauteilelastizitäten untereinander und deren Einfluss auf die elastokinematischen Radstellungsänderungen von der Umsetzung des Achskonzepts abhängig ist. Bei der Auslegung der komplizierten räumlichen Bewegung muss ein Kompromiss gefunden

werden, welcher neben den klassischen Auslegungszielen wie Fahrdynamik, Fahrkomfort und Fahrsicherheit auch für minimalen Reifenverschleiß steht.

2.3 Auslegungstrends der Radstellung in Serienfahrzeugen

Bei der Fahrwerkauslegung werden die Eigenschaften bzw. das Verhalten des Fahrwerks im späteren Fahrzeug festgelegt. Um zunächst einen Überblick über relevante Fahrwerkeigenschaften von im Markt befindlichen Fahrzeugen zu geben, wurden in [71] die Herstellervorgaben von initialem Spur- und Sturzwinkel an der Vorder- und Hinterachse von 73 verschiedenen Fahrzeugen aus allen Fahrzeugsegmenten (Segmentdefinition nach [72]) zusammengetragen. Wichtig ist, dass sich diese Winkel immer auf ein unbeladenes Fahrzeug mit vollem Tank beziehen. Denn aufgrund der kinematischen und elastokinematischen Eigenschaften eines Fahrwerks ändern sich diese Winkel bei Federbewegung und unter wirkenden Kräften am Rad. Die Abbildung 2.9 zeigt alle recherchierten initialen Winkel, jeweils aufgetragen über das Fahrzeugsegment.

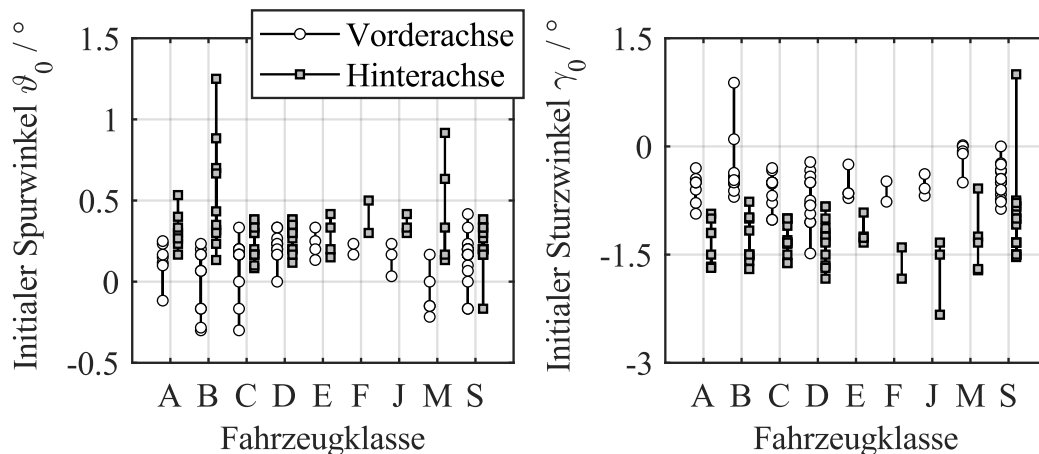


Abbildung 2.9: Initiale Spur- und Sturzwinkel der Vorder- und Hinterachse von 73 unterschiedlichen Fahrzeugen sortiert nach Fahrzeugsegment. Daten recherchiert mit HGS Data [73]

Die Darstellung zeigt deutlich, dass es sowohl an der Vorderachse als auch an der Hinterachse keine einheitlichen initialen Spur- und Sturzwinkel auch innerhalb eines Segmentes gibt. Darüber hinaus lässt sich ableiten, dass der initiale Spurwinkel in der Regel geringer ist als der Sturzwinkel. Ebenso ist der initiale Spurwinkel häufig positiv und der initiale Sturzwinkel überwiegend negativ. Bei Federbewegung (Radhub) ändert sich die Radstellung und damit auch die beschriebenen kinematischen Größen. In Abbildung 2.10 sind die Spur- und Sturzwinkeländerungen bei paralleler, gleichsinniger Federbewegung (Radhub z) an der Hinterachse von zehn unterschiedlichen Serienfahrzeugen dargestellt. Die absoluten Winkel für Spur ϑ und Sturz γ am Fahrzeug ergeben sich zusammen mit den initialen Winkeln ϑ_0 und γ_0 , wie sie bei der Achsvermessung eingestellt werden, zu $\vartheta = \vartheta_0 + \Delta\vartheta$ bzw. $\gamma = \gamma_0 + \Delta\gamma$.

Abbildung 2.10 zeigt, dass es für die Änderung der Winkel bei Federbewegung der Hinterachse einen Trend zu positiven Spurwinkelgradienten und negativen Sturzwinkelgradienten gibt. Gleichzeitig ist eine deutliche Streuung der Gradienten sowohl von Spur- als auch Sturzwinkel über die Kurven der zehn Fahrzeuge erkennbar.

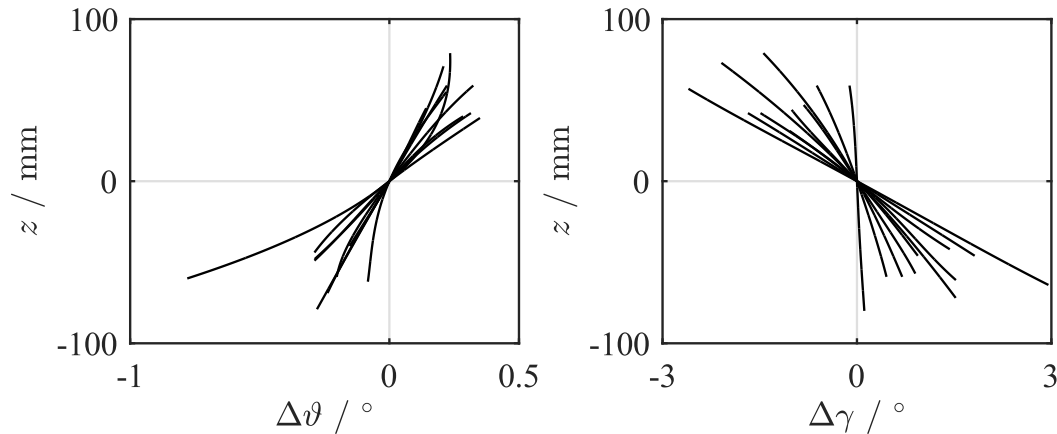


Abbildung 2.10: Spur- und Sturzwinkeländerung bei paralleler, gleichsinniger Federbewegung (Radhub z) an der Hinterachse von zehn Serienfahrzeugen. Daten aus [74], [75], [76], [77]; zusammengetragen in [71]

Ein ähnliches Bild zeigt Abbildung 2.11 für die Vorderachse. In der Abbildung sind Raderhebungskurven von insgesamt zwölf Serienfahrzeugen dargestellt. Der Spurwinkelgradient ist, entgegen des Trends an der Hinterachse, überwiegend negativ. Der Sturzwinkelgradient ist, genau wie an der Hinterachse, für alle Kurven negativ. Auch an der Vorderachskinematik ist erkennbar, dass es zwar einen Trend gibt, die Gradienten aber deutliche Unterschiede aufweisen.

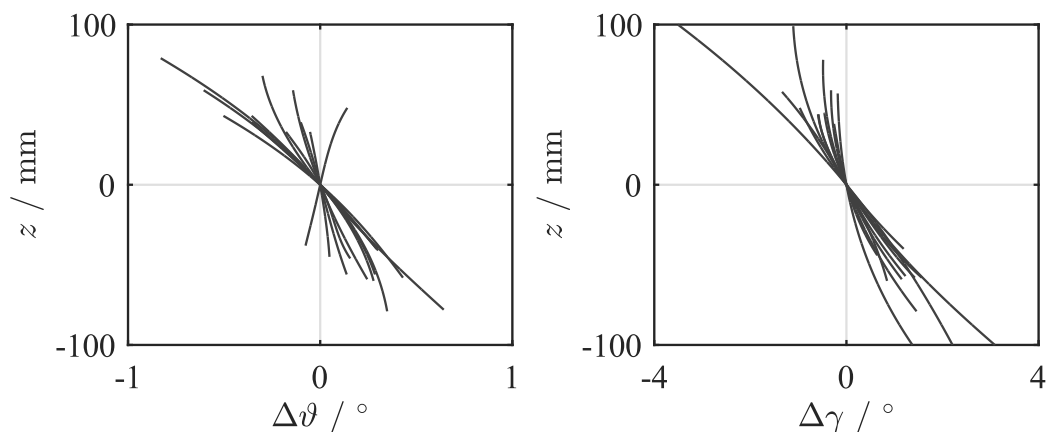


Abbildung 2.11: Spur- und Sturzwinkeländerung bei paralleler, gleichsinniger Federbewegung (Radhub z) an der Vorderachse von zwölf Serienfahrzeugen. Daten aus [74], [75], [76], [77], [78], [79], [80]; zusammengetragen in [71]

2.4 Reifenverschleiß im Kontext der Fahrzeugentwicklung

Die Begriffe Reifenabrieb, Reifenverschleiß und Reifenlaufleistung werden häufig synonym verwendet, beschreiben jedoch unterschiedliche Aspekte der Reifendegradation. Daher soll an dieser Stelle zunächst auf die Unterschiede und Zusammenhänge dieser drei Begriffe eingegangen werden.

Reifenverschleiß bezeichnet den Prozess der fortschreitenden Materialschädigung durch mechanische, thermische und chemische Belastungen während des Fahrzeugbetriebs [81], [82], [83]. Dieser kontinuierliche Schädigungsprozess führt zu Materialabtrag in Form von Reifenabriebpartikeln [17], [28]. Der Verschleißprozess wird durch drei primäre Mechanismen beeinflusst:

- Mechanischer Verschleiß: Abrasion (Materialabtrag durch Rauheit der Fahrbahnoberfläche), Adhäsion (Mikroverklebung und Materialübertrag an der Kontaktfläche) sowie Ermüdung durch zyklische mechanische Beanspruchung [84]
- Thermische Degradation: Materialveränderungen durch Wärmeentwicklung infolge viskoelastischer Hysterese bei zyklischer Verformung des Gummis
- Chemische Alterung: Oxidative Prozesse und molekulare Kettendegradation der Polymerstruktur

Die **Verschleißrate** quantifiziert die Intensität des Verschleißprozesses und wird üblicherweise als Masseverlust pro zurückgelegter Strecke (z. B. mg/km) oder als zeitbezogener Masseverlust (z. B. g/h) angegeben [13].

Reifenabrieb (*Tire Wear Particles* – TWP) bezeichnet die reinen Reifenmaterialpartikel, die während des Fahrzeugbetriebs von der Reifenlauffläche durch mechanischen Verschleiß abgetragen werden. Im realen Fahrbetrieb verbinden sich TWP unmittelbar mit Fahrbahnabriebpartikeln, Mineralpartikeln und anderen Straßenmaterialien zu Reifen-Fahrbahn-Abriebpartikeln (*Tire and Road Wear Particles* – TRWP). TRWP stellen somit ein Kompositmaterial dar, dessen Zusammensetzung je nach Fahrbahntyp, Straßenmaterialien und Umgebungsbedingungen variiert. Während TWP primär aus Gummikomponenten, Ruß, Füllstoffen und Additiven bestehen, enthalten TRWP zusätzlich mineralische Bestandteile wie Quarz, Feldspat und silikatische Materialien aus dem Fahrbahnbelag. Reifenabrieb (TWP) und TRWP sind somit messbare Ergebnisse des Reifenverschleißprozesses und werden als Masse quantifiziert. [17], [28], [29], [30], [85], [86]

Die **Reifenlaufleistung** quantifiziert die Gesamtstrecke, die ein Reifen unter definierten Betriebsbedingungen zurücklegen kann, bevor er die gesetzlichen Mindestanforderungen an die Profiltiefe unterschreitet oder aus anderen Gründen ersetzt werden muss.

Bezogen auf ein Fahrzeug bedeutet eine geringere Verschleißrate zwar weniger Reifenabrieb, jedoch nicht zwingend eine Erhöhung der Reifenlaufleistung. Durch ungleichmäßige Reifenbeanspruchung ändert sich der Verschleiß des Laufflächenmaterials ortsabhängig, was zu erhöhtem lokalem Verschleiß führt [43], [87], [88]. Der limitierende Faktor für die

Reifenlaufleistung ist nicht der Gesamtmasseverlust, sondern die gesetzlich vorgeschriebene Mindestprofiltiefe, daher kann auch bei reduzierter mittlerer Verschleißrate die Reifenlaufleistung durch ungleichmäßigen Verschleiß deutlich verkürzt werden.

2.4.1 Ansätze zur Reduktion von Reifenabrieb und -verschleiß

Zur Reduktion des Eintrags von Reifenabrieb in die Umwelt existieren aktuell verschiedene Herangehensweisen. Wissenschaftliche Arbeiten zur Identifikation der Eintragspfade von Reifenabrieb in die Umwelt wie zum Beispiel [18], [24] geben Aufschluss darüber, wie und wo Reifenabriebpartikel in die Umwelt gelangen. Methoden zur Entfernung bereits entstandenen Reifenabriebs von der Fahrbahn oder aus Oberflächenwasser werden entwickelt [89].

Mit Blick auf das Gesamtsystem Fahrzeug-Reifen-Fahrbahn existieren vielschichtige Ansätze zur Reduktion von Reifenabrieb-Emissionen. Im Bereich der Fahrbahnoptimierung werden verschiedene Fahrbahnbeläge und deren Einfluss auf den Reifenabrieb untersucht [90]. Sowohl die Rauigkeit als auch die Mikrotextur der Fahrbahnoberfläche beeinflussen den Reifen- und Fahrbahnabrieb [91]. Die Modifikation der Reifeneigenschaften durch alternative Füllmaterialien, die das konventionell eingesetzte Ruß ersetzen, stellt einen vielversprechenden Ansatz dar. Tests des ADAC zur Vorbereitung einer Testmethode für die Euro-7-Norm zeigen deutliche Unterschiede in der Verschleißrate zwischen verschiedenen Reifenherstellern [92].

Zur Untersuchung des Reifenverschleißverhaltens werden in der Regel Reifenprüfstände eingesetzt. Dabei wird der Reifen entweder quasistationär (z. B. definierter Schräglaufwinkel bei konstanter Radlast) oder mit dynamischen Belastungsszenarien beansprucht. Anschließend wird der Masseverlust des Reifens oder die Profilhöhe in Abhängigkeit von der theoretisch zurückgelegten Wegstrecke gemessen [44], [93], [94], [95]. Im Fahrzeugentwicklungsprozess ist ein geringer Reifenabrieb in der Regel nicht das Hauptentwicklungsziel und wird erst mit dem ersten verfügbaren Prototyp unter realen Bedingungen überprüft [47]. In der frühen Entwicklungsphase werden oft einfache Fahrzeugmodelle verwendet. Abhängig vom gewählten Modellansatz kann auch der Einfluss der Radhubkinematik auf die dynamischen Effekte im Reifen analysiert werden. Papaioannou et al. [96] zeigen anhand eines Viertelfahrzeugmodells den Zielkonflikt zwischen Reifenverschleiß, Fahrkomfort und Fahrdynamik bei der Optimierung von Federraten. Allerdings ermöglichen solche vereinfachten Modelle keine Berücksichtigung der elastokinematischen Eigenschaften der Radaufhängung, die maßgeblich die Radstellung und damit den Reifenverschleiß beeinflussen.

Mit Hilfe eines Flachbahn-Reifenprüfstands wurden in [94] die Einflussfaktoren auf den Reifenverschleiß eingehend untersucht. Abbildung 2.12 zeigt eine direkte Abhängigkeit der Reifenverschleißrate vom Schräglaufwinkel, in dem Fall gleichbedeutend mit dem statischen Vorspurwinkel, und die Abhängigkeit von der Normalkraft für drei unterschiedliche

Reifen. Bei einem in [94] dargestellten Test führte eine zusätzliche Aufprägung eines statischen positiven Sturzwinkels zu einer gleichmäßigeren Verteilung der Flächenpressung in der Kontaktzone, wodurch die Verschleißrate reduziert wurde.

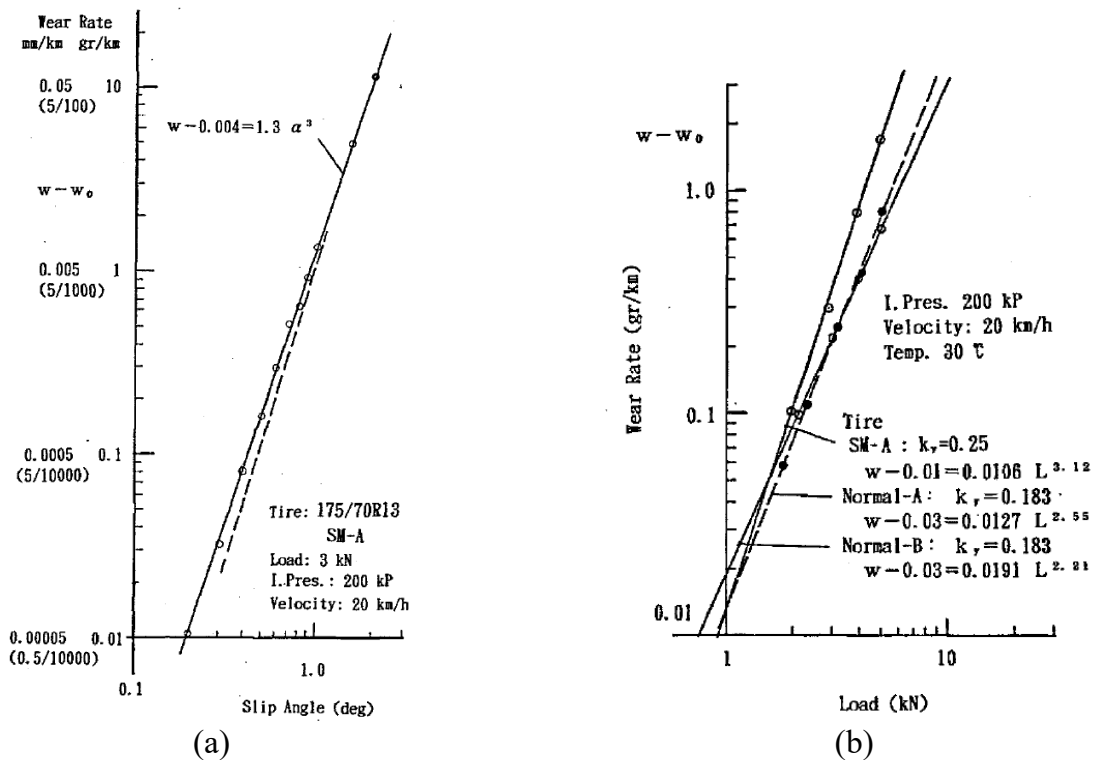


Abbildung 2.12: Verschleißrate bei (a) Schräglaufwinkelvariation, (b) Normalkraftvariation [94]

Das Kraftübertragungsverhalten des Reifens innerhalb der Kontaktfläche ist stark abhängig von den jeweiligen Betriebsbedingungen, welche in erster Linie durch Längs- und Querkkräfte geprägt sind [43] und [97]. Somit decken die Untersuchungen mit statischen Spur- und Sturzwinkeln nur ein eingeschränktes Anwendungsspektrum ab. Die kontaktmechanischen Vorgänge im Reifenlatsch hängen nicht nur von der Höhe der Kräfte ab, sondern auch davon, wie diese zustande kommen. Dieses Erkenntnis wird unter anderem in [43] und [44] verdeutlicht.

Es konnte gezeigt werden, dass bei gleichbleibenden Rahmenbedingungen durch Anpassung der Spur- und Sturzänderung beim Durchfedern das Verschleißverhalten des Reifens positiv beeinflusst wird. In [44] wurden Tests an einer Achse durchgeführt, welche zu Beginn einen hohen Verschleiß an der Reifenaußenschulter zeigte. Durch Anpassung der Achse konnte eine gleichmäßige Verteilung des Verschleißes über den Reifen und eine im Schnitt um 33 % höhere Lebensdauer erzielt werden. Der gesamte Verschleiß der Reifenlauffläche wurde gesenkt und ein deutlich gleichmäßigeres Verschleißbild erzielt.

2.4.2 Grundlagen der Gummireibung und Verschleißgesetze

Nach der Theorie von Kummer und Meyer [98] setzt sich die Gesamtreibkraft in der Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn aus einer Summe verschiedener Einzelkomponenten zusammen, die jedoch nicht alle gleichzeitig auftreten müssen. Diese Einzelkomponenten der Reibkraft basieren auf physikalischen Effekten wie der Adhäsion, Hysterese, Kohäsion und viskosen Reibung [99]. Die Adhäsions- und Hystereseanteile leisten den größten Beitrag zur wirkenden Kraft bei der Gummireibung und werden deshalb im Folgenden kurz vorgestellt.

Durch die molekulare Bindung zwischen Kettenmolekülen des Gummis und Atomen der Fahrbahnoberfläche, wie zum Beispiel Van-der-Waals-Bindungen, entsteht die der Gleitrichtung entgegengesetzte resultierende Reibkraft. Außerdem kommt es beim Auftrennen der Bindungen zu einer dämpfungsbehafteten Schwingung von Molekülketten, wodurch Energie dissipiert wird. Der adhäsive Anteil der Kräfte wird durch die tatsächliche Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn beeinflusst und verschwindet nahezu beim Auftreten eines Zwischenmediums, wie zum Beispiel Wasser oder Schmutz. Der Hystereseanteil der Gummireibung wird durch das viskoelastische Materialverhalten beim Gleiten über Unebenheiten hervorgerufen. Aufgrund der viskoelastischen Eigenschaften von Gummi unterscheidet sich die im Falle des Reifens wirkende Gummireibung von der klassischen Festkörperreibung nach Coulomb. Dabei ist der Reibwert von Gummi im Gegensatz zu Annahmen der klassischen Reibungsgesetze nicht konstant, sondern hängt wie Abbildung 2.13 darstellt vom Normaldruck, der Relativgeschwindigkeit und der Temperatur ab.

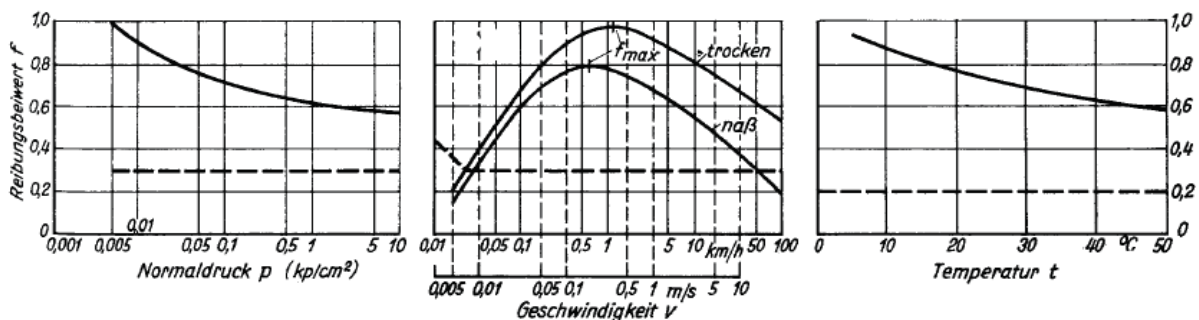


Abbildung 2.13: Vergleich der Gummireibung (—) mit der klassischen Festkörperreibung (--) [98]

Aufgrund der hohen Komplexität des Verschleißprozesses infolge verschiedener Verschleißmechanismen und deren Wechselwirkungen haben sich eine Reihe empirischer Verschleißgesetze etabliert [100]. Das lineare Verschleißgesetz nach Fleischer beschreibt den Verschleiß als Resultat des Reibprozesses in Form eines proportionalen Zusammenhangs zwischen Verschleißvolumen V_R und verrichteter Reibarbeit W_R :

$$V_R = e_R W_R \quad (2.2)$$

Der Proportionalitätsfaktor e_R charakterisiert das Verschleißverhalten der Laufflächengummimischung unter bestimmten Randbedingungen wie Temperatur oder Fahrbahnrauigkeit.

Lupker et al. [101] und Braghin et al. [102] stellen ein nichtlineares Verschleißgesetz zur quantitativen Erfassung des Reifenverschleißes vor, dass den Zusammenhang zwischen Energiedissipation und Materialabtrag beschreibt. Dabei wird ein überproportionaler Anstieg des Materialabtrags mit der Reibleistung beobachtet, der durch einen Exponenten $k_2 > 1$ charakterisiert wird:

$$\tilde{m} = k_1 \tilde{P}_R^{k_2} \quad (2.3)$$

mit der flächenspezifischen momentanen Reibungsleistung $\tilde{P}_R$ und dem flächenspezifischen Materialabtrag $\tilde{m}$, definiert als Masseverlust pro Flächeneinheit der Reifenlaufläche. Für $k_2 = 1$ ergibt sich ein linearer Zusammenhang zwischen Reibleistung und Materialabtrag, der konzeptionell dem Ansatz nach Fleischer entspricht. Während Fleischer den Verschleiß über die verrichtete Reibarbeit als zeitlich integrierte Größe beschreibt, formulieren Lupker et al. den Zusammenhang auf Basis der momentanen Reibleistung. Die Reibarbeit entspricht dem Zeitintegral der Reibleistung, sodass sich der Ansatz nach Fleischer als Sonderfall des leistungsbasierten Ansatzes für $k_2 = 1$ und zeitliche Integration interpretieren lässt.

Im Rahmen dieser Arbeit wird die Reibarbeit W_R als Bewertungsgröße für den Reifenverschleiß herangezogen. Sie dient als Maß für die Verschleißintensität und quantifiziert die mechanische Beanspruchung im Verschleißprozess, ohne jedoch direkt die Masse des entstehenden Reifenabriebs oder das Verschleißvolumen zu bestimmen. Die Berechnung von W_R aus den im Reifenlatsch wirkenden Kräften und Gleitgeschwindigkeiten wird in Kapitel 4.2.1 detailliert beschrieben.

2.5 Mehrkörpersimulation in der Fahrzeug- und Fahrwerktechnik

Die moderne Fahrwerkentwicklung basiert auf einem breiten Spektrum numerischer Simulationsmethoden, wobei die Mehrkörpersimulation (MKS) aufgrund ihrer Fähigkeit zur realitätsnahen Abbildung komplexer kinematischer und dynamischer Systeme eine zentrale Rolle einnimmt. Die Mehrkörperformulierung beschreibt ein Fahrwerk als System starrer oder flexibler Körper, die durch kinematische Bindungen, Kraftelemente oder Kontaktmodelle miteinander gekoppelt sind. Kommerzielle Programme sind zum Beispiel ADAMS (*Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems*) von MSC Software [103] oder SIMPACK von Dassault Systèmes SIMULIA Corp. [104]. Die Bewegungsgleichungen werden in ADAMS in absoluten Koordinaten formuliert, bei denen jeder Körper mit seinen vollen sechs Freiheitsgraden beschrieben wird. Dies führt zu einem System aus Differential-Algebraischen Gleichungen (DAEs), was eine numerisch stabile Integration auch bei steifen Systemen gewährleistet. Im Gegensatz dazu verwendet SIMPACK vorwiegend relative Koordinaten, was zu gewöhnlichen Differentialgleichungen (ODEs) führt.

Moderne MKS-Umgebungen integrieren hochentwickelte Reifenmodelle wie CDTire [105] oder FTire [106], die das nichtlineare Übertragungsverhalten zwischen Reifen und Fahrbahn unter Berücksichtigung von Schlupf, Schräglaufwinkel und vertikaler Belastung physikalisch abbilden und den Reifen-Fahrbahn-Kontakt detailliert darstellen [107]. Durch die Integration in Gesamtfahrzeugmodelle lassen sich komplexe Wechselwirkungen zwischen Fahrwerk, Antrieb, Lenkung und Fahrerassistenzsystemen untersuchen.

2.5.1 Modellbildungsgrundsätze

Bei der Erstellung komplexer Mehrkörpermodelle hat sich eine *Top-Down*-Vorgehensweise mit inkrementeller Verfeinerung bewährt. Dabei werden Modelle sukzessive detailliert, wobei nach jeder Erweiterungsstufe eine Verifikation durchgeführt wird. Diese Vorgehensweise ermöglicht die frühzeitige Identifikation von Modellierungsfehlern, die bei direkter Erstellung hochdetaillierter Gesamtmodelle durch Überlagerungseffekte maskiert werden könnten. [47], [108]

Die Wahl geeigneter Systemgrenzen und des Modellierungsansatzes ist stets vom Simulationsziel abhängig und bestimmt maßgeblich den Modellierungsaufwand [108]. Dabei müssen grundlegende Entscheidungen getroffen werden, die den gesamten Modellierungsprozess prägen. Ein zentraler Zielkonflikt besteht zwischen Modellkomplexität und erforderlicher Berechnungszeit. Höhere Modelldetaillierung führt häufig zu präziseren Ergebnissen, erhöht jedoch den Berechnungsaufwand. Die Festlegung, welche Größen an welcher Stelle des Systems ausgewertet werden sollen, bestimmt, wo eine detaillierte Modellierung erforderlich ist und an welcher Stelle Vereinfachungen zulässig sind. Eine gezielte Detaillierung an relevanten Stellen, beispielsweise eine detaillierte Kontaktmodellierung im Reifenlatsch bei gleichzeitig vereinfachtem Fahrzeugmodell, ermöglicht einen Kompromiss zwischen Modellgenauigkeit und Recheneffizienz. [65], [108]

Die Wahl des Referenzsystems muss sicherstellen, dass ausreichend Freiheitsgrade zur Optimierung vorhanden sind. Beispielsweise wäre es für die Entwicklung einer neuen Mehrlenker-Achskinematik nicht zielführend, als Referenz ein Modell einer Starrachse zu verwenden, da wesentliche kinematische Freiheitsgrade fehlen würden. Das Referenzsystem sollte repräsentativ für die Systemklasse sein, die untersucht werden soll, und gleichzeitig Variationsmöglichkeiten für Parameterstudien bieten.

2.5.2 Mehrkörpersimulationssoftware ADAMS

Die Mehrkörpersimulation wird mit der etablierten Software ADAMS durchgeführt, einem in der Automobilindustrie weit verbreiteten Tool zur Fahrzeug- und Fahrwerksimulation. ADAMS bietet neben dem Basis-Programm ADAMS/View für unterschiedliche Anwendungsfälle speziell konfigurierte Programmmodule an. ADAMS/Car ist für die Serienentwicklung optimiert und in der Automobilindustrie zur Analyse von Fahrzeugeigenschaften

weit verbreitet. Das Tool unterteilt das Fahrzeug entsprechend den Anforderungen der Automobilhersteller in Baugruppen, die über festgelegte Schnittstellen untereinander verbunden werden. Die Baugruppen basieren auf Vorlagen (*Templates*) zur Definition der Modellstruktur, während Eigenschaften von Modellkomponenten über separate Dateien (*property files*) festgelegt werden. Auf diese Weise können einzelne Baugruppen im Modell gewechselt werden, um beispielsweise den Einfluss neuer Entwicklungen in einem Gesamtfahrzeugmodell zu testen. Diese Vorkonfektionierung von Schnittstellen und Modellstrukturen bietet für die Serienentwicklung erhebliche Vorteile beim Baugruppenaustausch. [109]

ADAMS/View hingegen arbeitet direkt auf Elementebene und bietet vollständigen Zugriff auf alle verfügbaren Kraftelemente, Gelenke, Kontaktmodelle, usw. Es ermöglicht eine einfache Integration eigener Subroutinen, Differentialgleichungen sowie Kontaktgeometrien und -eigenschaften, wodurch die vollständige Kontrolle über alle Modellparameter und Gleichungen auf einer Ebene gewährleistet ist. Neue Entwicklungen und Ideen können direkt implementiert und getestet werden, ohne sie zunächst in die *Template*-Logik und *property files* zu integrieren, wodurch der Aufwand bei einer eventuellen Fehlersuche und Modellverifikation deutlich geringer ist. ADAMS/View ermöglicht zudem die modulare Erstellung von Modellen, die bei Bedarf in einem Gesamtmodell vereint werden können, wobei ein anschließendes Trennen der Modelle nicht vorgesehen ist. Darüber hinaus ist die freie Implementierung von Modellierungsansätzen oder die isolierte Erstellung und Simulation von Komponentenmodellen möglich. [109]

2.5.3 Das physikalische Reifenmodell FTire

Für die Analyse der dynamischen Effekte im Reifenlatsch muss der Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn durch das Reifenmodell räumlich abgebildet werden. Für detaillierte reifenspezifische Simulationen werden dazu FE-Modelle verwendet. In der Mehrkörpersimulation werden dreidimensionale physik-basierte *out-of-plane* Modelle verwendet, die sowohl die Reifenstruktur als auch die Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn detailliert abbilden können. Eine Übersicht und Klassifizierung von kommerziellen Reifenmodellen liefern [110], [111]. Kommerziell vertriebene Modelle der genannten Kategorie sind zum Beispiel CDTire vom Fraunhofer-Institut für Techno- und Wirtschaftsmathematik ITWM und FTire der cosin scientific software AG. Beide Modelle werden fortlaufend weiterentwickelt und sind im Automotive-Bereich weit verbreitet ([110], [111], [112], [113], [114], [115], [116], [117]). Wie in [107] gezeigt wird, sind beide Modelle grundsätzlich in der Lage, die dynamischen Effekte im Reifenlatsch zu simulieren. Das Reifenmodell FTire wurde bereits in eigenen Studien ([118], [119], [120]) und in [47], [121] erfolgreich eingesetzt und wird aufgrund der Verfügbarkeit am Lehrstuhl auch für die in dieser Arbeit angestrebten Analysen genutzt.

Das Reifenmodell FTire (*Flexible Structure Tire Model*) ist laut cosin das umfassendste und genaueste Reifenmodell weltweit. Es kann für viele verschiedene Simulationszwecke, wie

beispielsweise Komfort-, Handling- oder NVH-Analysen genutzt werden und ist in vielen Simulationsumgebungen bereits verfügbar [106]. Das mechanische Modell besteht im Wesentlichen aus zwei Grundmodulen, die allerdings nicht getrennt verwendet werden können. Im Strukturmodell wird die übergeordnete Struktur von Reifengürtel, -karkasse und -wulst beschrieben und im Kontaktmodell die mechanischen und tribologischen Eigenschaften der Reifenlauffläche. Das physikalische Modellierungsprinzip ermöglicht aktuell die Erfassung von Fahrbahnanregung und Übertragung von Schwingungen in einem Frequenzbereich von bis zu 250 Hz. Der Reifen-Fahrbahn-Kontakt kann aktuell mit einer Auflösung von unter 1 mm abgebildet werden. Optional können Erweiterungen zur Abbildung von Unrundheit, Laufflächentemperatur oder Verschleiß genutzt werden. [106]

Bei den Simulationen und modellbasierten Analysen (Kapitel 4) werden keine optionalen Erweiterungen des FTire-Reifenmodells verwendet.

Strukturmodell

Der zweiteilige Ansatz definiert zunächst die Reifenstruktur als dehnbaren flexiblen und schwingfähigen Ring aus sogenannten Gürtелеlementen (*belt segments*). Gürtелеlemente sind Punktmassen die mit ihren direkten Nachbarn über druckabhängige Kraftelemente verbunden sind. Die Kopplung zum Felgenkörper ist in longitudinaler, lateraler und transversaler Richtung mit einem nichtlinearen Modell umgesetzt. Das in Abbildung 2.14 dargestellte Modell besteht, von links nach rechts, aus einem Prantl-Element einem Maxwell-Element, einem viskosen Dämpfer und einer nichtlinearen progressiven Feder.

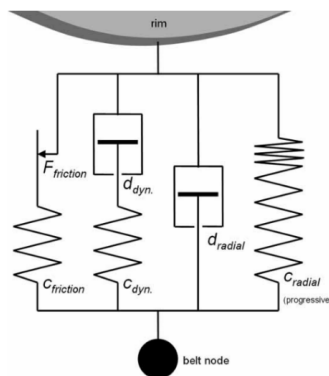


Abbildung 2.14: Kraftelement zwischen Gürtелеlement und Felge in radialer Richtung [122]

Über die Anzahl der Gürtелеlemente kann der Detaillierungsgrad des Strukturmodells erhöht werden, womit eine Steigerung der Berechnungszeit einhergeht. Die Reifenbetriebsbedingungen werden über den Reifeninnendruck, die Umgebungstemperatur, die Reifentemperatur und die Profiltiefe festgelegt. Die Kräfte aus dem Reifeninnendruck wirken in radialer Richtung auf den Reifengürtel und verleihen ihm so seine Steifigkeit. Dessen hohe Verformbarkeit ergibt sich aus der Anordnung der Gürtелеlemente und ermöglicht die Abbildung sowohl hochfrequenter Gürtelschwingungen als auch quasistatischer Einbettungseffekte. Die frequenzabhängige Reifensteifigkeit, insbesondere die Versteifung bei hohen

Geschwindigkeiten, wird über die Parallelschaltung mehrerer Maxwell-Elemente modelliert. Die Hysteresse-Eigenschaften des Gummiprofils sowie die Amplitudenabhängigkeit der Gürtelsteifigkeit werden durch eine Reihenschaltung aus Reibelement und Feder (Prandtl-Element) abgebildet. Die Reifenprogression wird durch eine progressive Feder erfasst.

Die Gürtелеlemente können sich sowohl *in-plane* als auch *out-of-plane* bewegen. Wie in Abbildung 2.15 illustriert setzen sich die Bewegungsmöglichkeiten der Gürtелеlemente aus drei translatorischen, einem rotatorischen und mehreren Biegefreiheitsgraden zusammen. Die Biegefreiheitsgrade beschreiben die Biegung um die Umfangsachse in Form von Ansatzfunktionen zur Steigerung der Abbildungsgüte der Gürtelverformung über den Reifenquerschnitt.

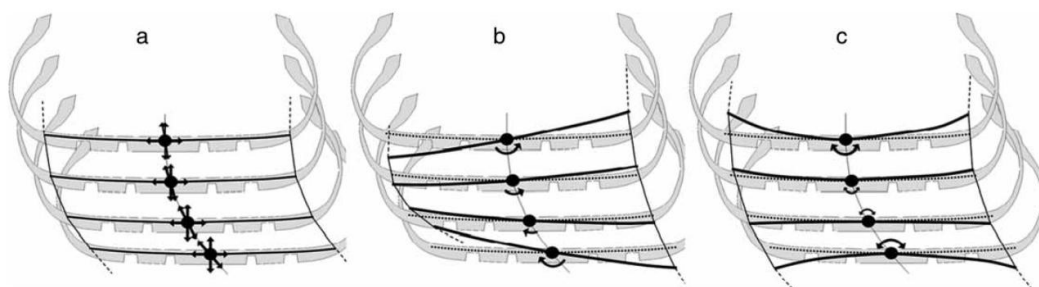


Abbildung 2.15: Freiheitsgrade der Gürtелеlemente: a) Translation, b) Rotation, c) Biegung [122]

Kontaktmodell

Im Kontaktmodell werden die Kontaktkräfte im Reifenlatsch über masselose Kontaktelemente, sogenannte *tread blocks*, berechnet. Diese Kontaktelemente sind, wie in Abbildung 2.16 exemplarisch dargestellt, in Linien mit gleichmäßigem Abstand zueinander auf dem Reifenumfang angeordnet. Alternativ kann eine zufällige Verteilung oder eine Approximation des tatsächlichen Laufflächenprofils vorgegeben werden, wobei hierdurch keine neue Verteilung entsteht, sondern Kontaktelemente in Profilrillen, entfernt werden.



Abbildung 2.16: Exemplarische Darstellung der Verteilung von Kontaktelementen des FTire Kontaktmodells in Linien auf dem Reifenumfang, dargestellt mit acht Umfangslinien [118]

Pro Gürtелеlement werden in der Regel 20 bis 100 Kontaktelemente verwendet, wobei die Anzahl grundsätzlich nicht begrenzt ist. Die notwendige Anzahl an Kontaktelementen ist immer ein Kompromiss aus Genauigkeitsanforderungen und Berechnungszeit. Die Gesamtzahl der Kontaktelemente ist von der Anzahl an Gürtелеlementen abhängig. Die Kontaktelemente sind mit nichtlinearen Feder-Dämpfer-Elementen in radialer, tangentialer und axialer Richtung mit einem Gürtелеlement und dessen nächsten Nachbarn gekoppelt. Bei der Simulation findet in jedem Integrationsschritt zunächst eine Überprüfung statt, welche Kontaktelemente im Kontakt mit der Fahrbahn sind. Nur für die im Kontakt befindlichen Elemente wird eine lokale Kontaktebene tangential zur lokalen Fahrbahnoberfläche bestimmt bzgl. der im Anschluss die Berechnung der Kontaktkräfte durchgeführt wird.

Die resultierende Reibkraft $F_{R,i}$ eines Kontaktelements i setzt sich aus den Reibkräften $F_{Rx,i}$ und $F_{Ry,i}$ in der Tangentialebene zusammen und ist abhängig von der wirkenden Normalkraft $F_{N,i}$ und dem lokalen Reibwert $\mu_i(v_{g,i}, p_{N,i}, T_{L,i})$. Der Reibwert wird als isotrope Funktion der resultierenden Gleitgeschwindigkeit

$$v_{g,i} = |\underline{v}_{gxy,i}| = \sqrt{v_{gx,i}^2 + v_{gy,i}^2}, \quad (2.4)$$

der lokalen Flächenpressung $p_{N,i}$ und der Laufflächentemperatur $T_{L,i}$ modelliert. Die resultierende Reibkraft an einem Kontaktelement i wird berechnet mit

$$F_{R,i} = \mu_i(v_{g,i}, p_{N,i}, T_{L,i}) \cdot F_{N,i} \quad (2.5)$$

Der Reibwert μ_i wird über vier Geschwindigkeitsstützstellen und drei Druckstützstellen definiert. Abbildung 2.17 zeigt den resultierenden Reibwertverlauf $\mu_i(v_{g,i})$ nach stückweise linearer Interpolation der Stützwerte für drei Flächenpressungsniveaus im relevanten Geschwindigkeitsbereich für die Reifendynamik. Der Verlauf zeigt ein Maximum bei niedrigen Gleitgeschwindigkeiten und einen anschließenden monotonen Abfall. Mit steigender Flächenpressung sinkt der maximal erreichbare Reibwert, was das charakteristische Verhalten der Gummi-Asphalt-Paarung widerspiegelt. Bei sehr hohen Gleitgeschwindigkeiten fällt der Reibwert weiter ab. [123]

Die Richtung der Reibkraft ist dabei entgegengesetzt zur Gleitgeschwindigkeitsrichtung:

$$\underline{F}_{Rxy,i} = -F_{R,i} \cdot (\underline{v}_{gxy,i}/v_{g,i}) \quad (2.6)$$

woraus sich die Komponentendarstellung

$$F_{Rx,i} = -\mu_i F_{N,i} (\underline{v}_{gx,i}/v_{g,i}) \quad (2.7)$$

$$F_{Ry,i} = -\mu_i F_{N,i} (\underline{v}_{gy,i}/v_{g,i}) \quad (2.8)$$

ergibt. Diese Formulierung führt zu einer richtungsunabhängigen Reibwertberechnung und einer automatischen Kopplung zwischen Längs- und Seitenkraft bei kombinierter Beanspruchung. Die Normalkraft $F_{N,i}$ ist vom Reifenzustand und den Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften des Laufflächenmaterials abhängig. Die Gleitgeschwindigkeit $v_{g,i}$ wird aus der vektoriellen Gleichgewichtsbedingung der Reibkraft, der elastischen Scherkraft und der Scherdämpfungskraft des Kontaktelements in der Tangentialebene der Fahrbahn bestimmt. Diese Gleichgewichtsbedingung führt auf eine Differentialgleichung für die tangentielle Verschiebung des Kontaktelements, die aufgrund der nichtlinearen Abhängigkeit des Reibwerts von der Gleitgeschwindigkeit implizit gelöst werden muss. Dabei wird für jedes Element unterschieden, ob es an der Fahrbahn haftet (*stick*) oder gleitet (*slip*). Alle resultierenden Kräfte im Kontaktmodell werden im Strukturmodell zusammengefasst und als Schnittkräfte $\underline{F}_{xyz}$ und -momente $\underline{M}_{xyz}$ zwischen Reifen und Radnabe übertragen. [123]

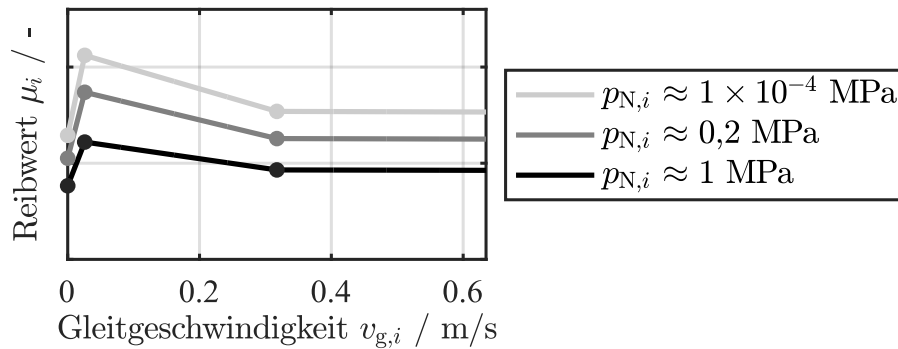


Abbildung 2.17: Reibwertverlauf $\mu_i(v_{g,i})$ für ein Kontaktelement i aus dem Kontaktmodell des FTire-Reifenmodells im relevanten Bereich der Gleitgeschwindigkeit

Ergebnisausgabe

FTire ermöglicht die Ausgabe von Kontakt-, Reifen- und Radnabenkräften sowie weiteren Daten aus dem Kontaktmodell oder dem Reifen als Ganzes. Die Daten werden über verschiedene *tire result files* ausgegeben. Dabei werden in *.cfo-Dateien die Kontaktmodell-daten und in *.mtl-Dateien sämtliche FTire-Reifenmodelldaten gespeichert. Die Ausgabe-frequenz orientiert sich an der in ADAMS eingestellten Simulationsschrittweite.

Für die Analyse der Reifenlatschdynamik sind insbesondere die Informationen der einzelnen Kontaktelemente relevant, die als *ftire001.cfo* (wobei 001 das erste Rad kennzeichnet) im Arbeitsverzeichnis abgelegt werden. Diese Datei enthält 21 verschiedene Parameter für jedes aktive Kontaktelement pro Ausgabezeitpunkt. Die longitudinalen und lateralen Positionen der Kontaktelemente im Reifenlatsch werden durch *pos lon* und *pos lat* im TYDEX-W Koordinatensystem ausgegeben. Die Gleitgeschwindigkeiten in Längs- und Querrichtung sind als *vslide lon* und *vslide lat* verfügbar, ebenfalls im TYDEX-W System. Die

Kontaktkräfte werden im ADAMS *Ground*-Koordinatensystem angegeben. Diese unterschiedlichen Koordinatensysteme für Positionen/Geschwindigkeiten (TYDEX-W) und Kräfte (ADAMS) erfordern bei der Datenauswertung eine entsprechende Berücksichtigung der jeweiligen Bezugssysteme. Weiterführende detaillierte Informationen zu den Ausgabegrößen von FTire liefern [107], [123].

Parametrierung

Die Parametrierung des FTire-Reifenmodells erfordert aufgrund der physikalisch basierten Modellstruktur und der Vielzahl an Parametern einen systematischen Ansatz. Der Prozess beginnt mit der Erfassung umfangreicher Messdaten, die verschiedene Betriebszustände des Reifens abdecken, einschließlich statischer und stationärer Messungen, dynamischer Cleat-Tests (Überfahren von Schlagleisten) sowie Analysen der Reifenaufstandsfläche. Diese Daten bilden die Grundlage für die anschließende Parameteridentifikation, bei der die Modellparameter so angepasst werden, dass das Simulationsverhalten bestmöglich mit dem gemessenen Reifenverhalten übereinstimmt. Der gesamte Parametrierungsprozess ist darauf ausgelegt, flexibel auf die verfügbaren Messmöglichkeiten einzugehen. [123]

Die Messdatenerfassung folgt einem standardisierten Verfahren, welches primär für Pkw-Reifen entwickelt wurde und das TYDEX-Dateiformat [63] zur einheitlichen Datenstrukturierung nutzt. Die Messungen umfassen alle relevanten Betriebsparameter wie Sturzwinkel, Schräglaufwinkel, Radschlupf und Abrollgeschwindigkeit sowie die resultierenden Kraft- und Momentenkomponenten. Für Anwendungen mit variierenden Reifeninnendrücken sind Messungen bei verschiedenen Luftdruckwerten notwendig, um die Druckabhängigkeit des Reifenverhaltens zu erfassen. Im FTire-Modell wird anschließend für einen vorgegebenen Luftdruck zwischen den verfügbaren Messdaten interpoliert, wobei kleine Änderungen des Luftdrucks auch mit Messungen bei einem Luftdruck durch Extrapolation der Daten gut abgebildet werden [123]. Vorteilhaft ist auch, dass physische Messungen durch Simulationsergebnisse von FE-Modellen ergänzt oder ersetzt werden können [113].

3 Modellierung des Referenzfahrzeugs

Für die modellbasierte Analyse der Optimierungspotenziale elastokinematischer Hinterachseigenschaften hinsichtlich Reifenverschleiß im Gesamtfahrzeug werden Simulationsmodelle benötigt, die in der Lage sind, die relevanten physikalischen Größen mit ausreichender Genauigkeit vorherzusagen. Nachfolgend wird der Modellierungsprozess zur Abbildung der relevanten Eigenschaften des Referenzfahrzeugs hinsichtlich der Analyse und Bewertung der fahrdynamischen Fahrzeugeigenschaften und des Reifenabriebs detailliert beschrieben.

3.1 Referenzfahrzeug und Modellierungsmethodik

Für die Simulation von Fahrzeugen als Gesamtmodell hat sich die Mehrkörpersimulation (MKS) etabliert, da sie große Bewegungen des Gesamtsystems und große Relativbewegungen von Komponenten effizient abbilden kann. Wie in Kapitel 2.5 beschrieben, wird ADAMS/View als Werkzeug zur Mehrkörpersimulation verwendet. Es bietet direkten Zugriff auf alle Modellelemente und -parameter auf einer Ebene und ermöglicht die unkomplizierte Integration eigener Modellierungsansätze. Nachfolgend wird ADAMS/View vereinfacht mit ADAMS bezeichnet.

In bisherigen modellbasierten Analysen ([47], [118]) wurde der Einfluss der Radstellungsänderung auf den Reifenverschleiß anhand einer Fahrzeugachse untersucht. Dabei wurden jedoch makroskopische Fahrzeugbewegungen wie Nicken, Wanken und Gieren vernachlässigt. Für quasistationäre Geradeausfahrt bietet dieses Vorgehen zwar eine gute Näherung [47], jedoch sind dynamische Fahrmanöver, wie Beschleunigen oder Bremsen (Längsdynamik) oder Kurvenfahrt (Querdynamik) nicht abbildbar. Es wird daher ein Gesamtfahrzeugmodell benötigt, welches in der Lage ist, die dynamischen und häufig nichtlinearen Wechselwirkungen im System Fahrwerk-Reifen-Fahrbahn hinreichend genau abzubilden und dabei gleichzeitig eine effiziente Anpassung von Achseigenschaften ermöglicht. Zusätzlich soll das Fahrzeugmodell realitätsnahe Eigenschaften aufweisen, sodass es als Referenz bei den Analysen verwendet werden kann.

Es wird also ein MKS-Gesamtfahrzeugmodell in Anlehnung an ein Serienfahrzeug erstellt. Als Referenzfahrzeug dient eine Limousine der oberen Mittelklasse mit Fünflenker-Radaufhängung vorne und Trapezlenker-Radaufhängung hinten. Die beiden realen Achsen sind in Abbildung 3.1 dargestellt. Mehrlenkerachskonzepte bieten aufgrund ihrer Topologie die

Möglichkeit, die elastokinematischen Radstellungsänderungen bei Federbewegung durch Modifizieren der Kinematikpunkte und Eigenschaften der Gummimetalllager gezielt zu variieren (vgl. Kapitel 2.2.2). Somit ist die Forderung nach ausreichenden Freiheitsgraden zur Identifikation des Optimierungspotenzials im zugrundeliegenden System erfüllt.



Abbildung 3.1: Vorderachse mit Fünflenker-Radaufhängung (links) und Hinterachse mit Trapezlenker-Radaufhängung (rechts) des Referenzfahrzeugs [124]

Das Referenzfahrzeugmodell wird in Konstruktionslage K_0 erstellt, womit ein definierter Einfederungszustand der beiden Achsmodelle einhergeht. Als Fahrzeugmasse in Konstruktionslage wird das Leergewicht des Fahrzeugs festgelegt. Das Mehrkörpermodell wird modular aufgebaut, die Struktur illustriert Abbildung 3.2.

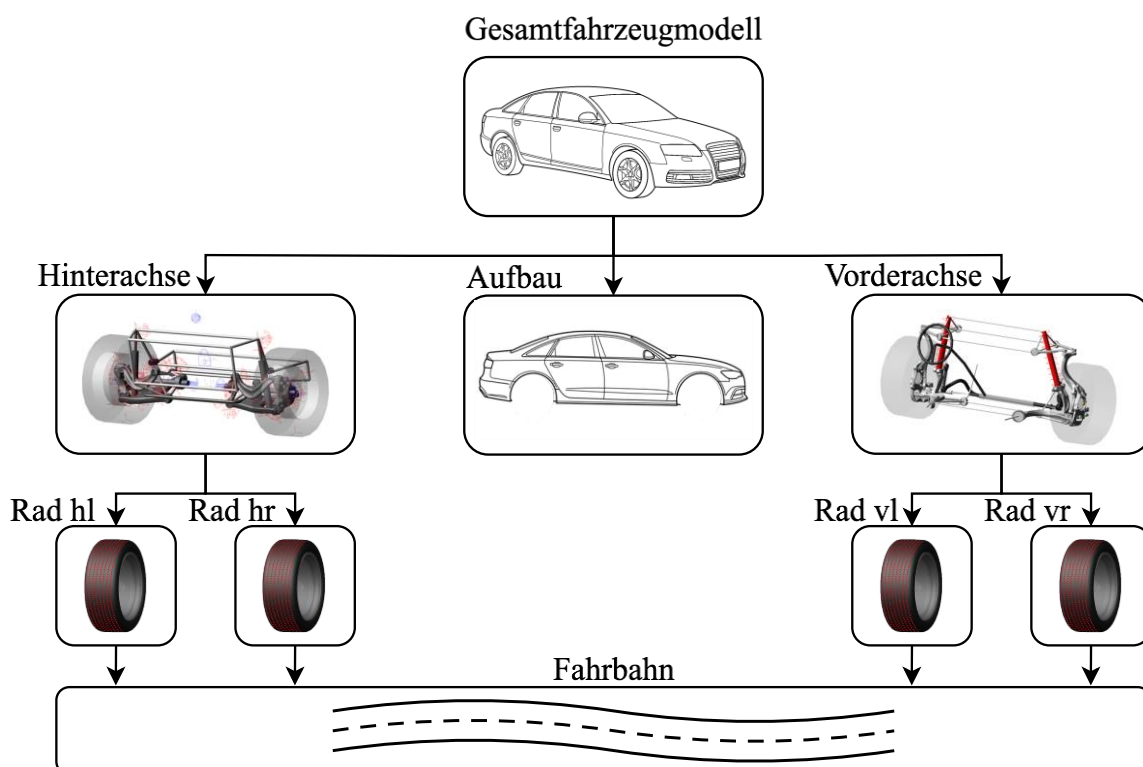


Abbildung 3.2: Struktur des Referenzfahrzeugmodells in ADAMS/View

Das Gesamtmodell besteht aus Submodellen der Vorder- und Hinterachse, des Fahrzeugaufbaus sowie vier validierten FTire-Reifenmodellen. Die Modellierung erfolgt nach einem *Top-Down*-Ansatz mit inkrementeller Verfeinerung [108]. Ausgehend von vereinfachten

kinematischen Modellen aus Starrkörpern und idealen Gelenken (Kapitel 3.2) werden die Achsmodelle schrittweise um elastische Effekte, Kraftelemente und flexible Strukturkomponenten erweitert (Kapitel 3.3). Nach jeder Erweiterungsstufe wird eine Verifikation durchgeführt, um Modellierungsfehler frühzeitig zu identifizieren. Komplexe Komponentenmodelle wie Gummimetalllager und flexible Körper werden vorab auf Komponentenebene validiert. Die vollständigen Achsmodelle werden auf Subsystemebene durch Abgleich mit experimentellen K&C-Messungen validiert und kalibriert (Kapitel 3.4), bevor sie zum Gesamtfahrzeugmodell zusammengeführt werden (Kapitel 3.5).

3.2 Kinematische Modelle der Fahrzeugachsen

Die Vorgehensweise bei der Modellierung der Vorder- und Hinterachse umfasst grundsätzlich die beiden Schritte Modellierung und Verifikation. Zunächst wird die Topologie der Achsen mit ihren zwei Radaufhängungen über Kinematikpunkte festgelegt, die Strukturkomponenten werden als homogene Starrkörper modelliert und über ideale Gelenke verbunden. Zur Verifikation der kinematischen Modelleigenschaften werden die Achsmodelle um ein vereinfachtes Modell eines K&C-Prüfstands erweitert. Über das Modell des Prüfstands wird der Radnabe eine Bewegung in vertikaler Fahrzeughrichtung aufgeprägt, ohne dabei andere Bewegungsmöglichkeiten zu sperren. Es werden die in Kapitel 2.1.4 beschriebenen Kenngrößen implementiert und ein Vergleich der Radhubkinematik von linkem und rechtem Radaufhängungsmodell sowie von Mess- und Simulationsergebnissen realisiert.

Nachfolgend wird die Modellierung und die Verifikation der beiden Fahrzeugachsen im Detail beschrieben. Begonnen wird mit dem Modell der Trapezlenker-Hinterachse. In Kapitel 3.2.2 folgt die Erläuterung des Fünflenker-Vorderachsmodells.

3.2.1 Kinematisches Modell der Hinterachse

Die hintere Radaufhängung des Referenzfahrzeugs besteht, wie in Abbildung 3.3 für die rechte Seite dargestellt, aus zwei Zweipunkt-Lenkern (Spur- und Sturzlenker), einem Trapezlenker und einem Radträger. Alle Lenker sind radseitig (in der Abbildung grün) mit dem Radträger und fahrzeugseitig (in der Abbildung blau) mit einem Achsträger bzw. Hilfsrahmen über Lagerungselemente verbunden. Als Lagerungselemente werden im realen System ein Kugelgelenk und sieben Gummimetalllager zur Kopplung der Radaufhängungskomponenten genutzt.

Für die Modellbildung resultieren aus der Anzahl an Gelenkstellen insgesamt neun Kinematikpunkte: acht Lagerstellen zur Verbindung der Komponenten und die Position des Radmittelpunktes. Die Kinematikpunkte legen die räumliche Position der Lagerungselemente im *Ground*-Koordinatensystem in ADAMS fest. Das Modell wird parametrisch aufgebaut, sodass Änderungen der Kinematikpunkte automatisch alle verbundenen Modellelemente anpassen. Weitere Erläuterungen zur Parametrisierung folgen in Kapitel 4.1.

Die Hinterachse wird symmetrisch zur Fahrzeugmittelebene modelliert. Form-, Lage- und Fertigungstoleranzen sowie Unterschiede in der initialen Achseinstellung des realen Fahrzeugs werden vernachlässigt, da sie für die zugrundeliegende Fragestellung von untergeordneter Bedeutung sind.

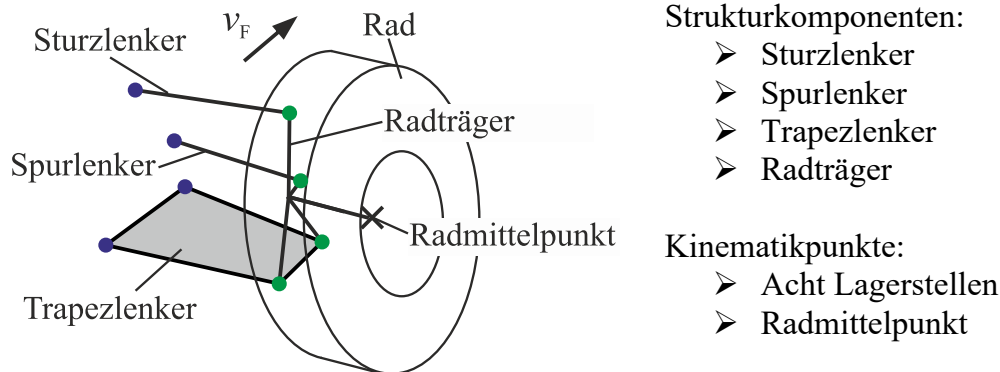


Abbildung 3.3: Strukturbild der rechten Trapezlenker-Radaufhängung der Hinterachse des Referenzfahrzeugs in Anlehnung an [65]; die positive Fahrzeuggeschwindigkeit v_F zeigt in Fahrtrichtung.

Das kinematische Hinterachsmodell besteht aus insgesamt neun homogenen Starrkörpern: zwei Spurlenker, zwei Sturzlenker, zwei Trapezlenker, zwei Radträger und einem Achsträger. Das MKS-Modell zeigt Abbildung 3.4 (a). Die Räder werden als zylindrische Starrkörper zur Visualisierung der Radstellungsänderungen modelliert, haben jedoch keinen Einfluss auf die kinematische Bewegung. Alle Strukturkomponenten werden zunächst als homogene Starrkörper mit idealisierter Geometrie abgebildet. Spur- und Sturzlenker als zylindrische Stäbe, Trapezlenker als flache Scheibe, Rad- und Achsträger als zusammengesetzte Stabkörper.

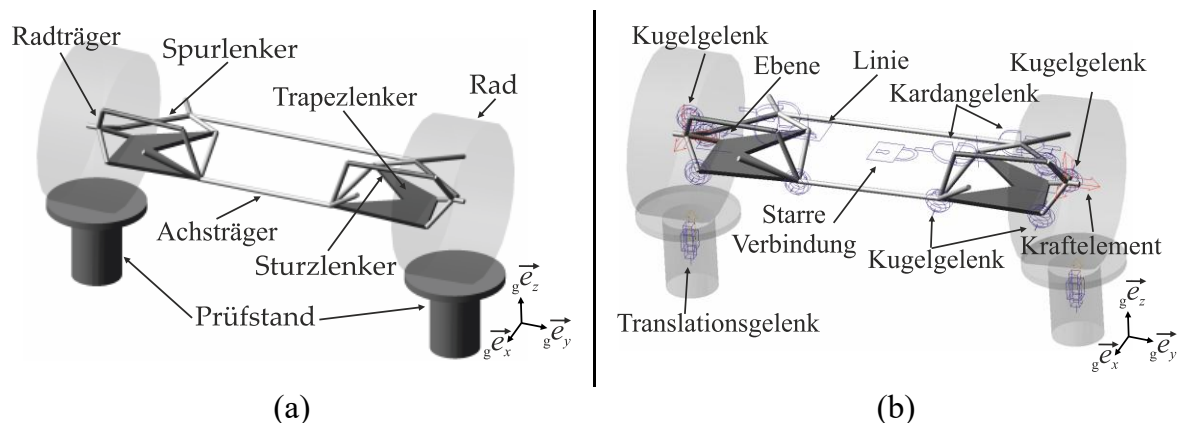


Abbildung 3.4: Kinematisches Modell der Trapezlenker-Hinterachse mit Prüfstandsmodell zur Anregung der Radnabe in vertikaler Richtung in ADAMS: (a) Starrkörpermodell, (b) Lagerung mit idealen Gelenken; Darstellung in Anlehnung an [118]

Diese Vereinfachung ist für die kinematische Analyse ausreichend, denn Massen- und Trägheitskräfte bleiben in dieser Modellierungsstufe noch unberücksichtigt. In späteren Erweiterungsstufen werden die idealisierten Geometrien durch CAD-basierte Modelle mit entsprechend realistischen Massen- und Trägheitseigenschaften ersetzt.

Die Lagerung der Komponenten wird im kinematischen Modell durch ideale Gelenke abgebildet, die holonom-skleronome Zwangsbedingungen darstellen. Die verwendeten Gelenktypen sind in Tabelle 3.1 zusammengefasst. Die Lagerung in ADAMS zeigt Abbildung 3.4 (b). Der Achsträger ist über eine starre Verbindung an der allgemeinen Umgebung angebunden. Die Spur- und Sturzlenker werden achsträgerseitig über Kardangelenke und radträgerseitig über Kugelgelenke gelagert. Die Verwendung von Kardangelenken anstelle von Kugelgelenken am Achsträger eliminiert isolierte Rotationsfreiheitsgrade um die Längsachse der Zweipunkt-Lenker.

Tabelle 3.1: Lagerarten im kinematischen Modell der Hinterachse mit Anzahl der translatorischen ($f_{G,t,i}$), rotatorischen ($f_{G,r,i}$) und gesamten ($f_{G,i}$) Gelenk-Freiheitsgrade [64]

Lagerart	$f_{G,t,i}$	$f_{G,r,i}$	$f_{G,i}$
Starre Verbindung (<i>fixed joint</i>)	0	0	0
Kugelgelenk (<i>spherical joint</i>)	0	3	3
Kardangelenk (<i>hook joint</i>)	0	2	2
Translationsgelenk (<i>translational joint</i>)	1	0	1
Lineare Lagebeziehung (<i>inline joint</i>)	1	3	4
Ebene Lagebeziehung (<i>inplane joint</i>)	2	3	5

Die komplexe Geometrie des Trapezlenkers mit vier Anbindungspunkten erfordert eine differenzierte Lagerungsstrategie zur Vermeidung kinematischer Überbestimmung. In [65] wird der Trapezlenker an den beiden inneren Lagerpunkten über ein Scharniergelenk und an den beiden äußeren Lagerpunkten über jeweils ein Kugelgelenk angebunden. Zusätzlich wird ein Koppellenker zwischen Radträger und Trapezlenker eingeführt.

Im hier entwickelten Modell wird der Trapezlenker hinten-innen am Achsträger sowie hinten-außen am Radträger jeweils über Kugelgelenke angebunden. Vorne-außen erfolgt die Anbindung an den Radträger durch eine ebene Lagebeziehung in der $x_v y_v$ -Ebene des fahrfestesten Koordinatensystems, während vorne-innen die Anbindung an den Achsträger über eine lineare Lagebeziehung entlang der z_v -Achse realisiert wird. Die ebene Lagebeziehung beschränkt Relativbewegungen auf eine zur Hochachse orthogonale Ebene, während die lineare Lagebeziehung ausschließlich Bewegungen parallel zur Hochachse zulässt. Diese Konfiguration bildet die komplexe Lagerung des Trapezlenkers im realen System realitätsnah ab, ohne zusätzliche Komponenten einzuführen oder Überbestimmungen zu erzeugen.

Die Freiheitsgrade des Systems werden mit dem GRÜBLER-KUTZBACH-Kriterium bestimmt [65], [108].:

$$f_{\text{GK}} = 6n_{\text{K}} - \sum_{i=1}^{n_{\text{G}}} (6 - f_{\text{G},i}) - r_{\text{z}} \quad (3.1)$$

wobei n_{K} die Anzahl der Starrkörper, n_{G} die Anzahl der Gelenke, $f_{\text{G},i}$ die Anzahl der Freiheitsgrade des i -ten Gelenks und r_{z} die Anzahl isolierter Freiheitsgrade bezeichnet. Jedes Gelenk führt zu $(6 - f_{\text{G},i})$ Zwangsbedingungen und reduziert die Systemfreiheitsgrade entsprechend.

Für das Hinterachsmodell ergibt sich mit $n_{\text{K}} = 9$ Starrkörpern (ohne Räder), $n_{\text{G}} = 17$ Gelenken (1 starre Verbindung, 4 Kardangelenke, 8 Kugelgelenke, 2 lineare und 2 ebene Lagebeziehungen) und $r_{\text{z}} = 0$ isolierten Freiheitsgraden

$$\begin{aligned} f_{\text{GK,HA}} &= 6 \cdot 9 - [(6 - 0) + 4 \cdot (6 - 2) + 8 \cdot (6 - 3) + 2 \cdot (6 - 4) \\ &\quad + 2 \cdot (6 - 5)] - 0 \\ &= 54 - 52 = 2. \end{aligned} \quad (3.2)$$

Dies entspricht den beiden unabhängigen vertikalen Bewegungen der linken und rechten Radträger.

Zur kinematischen Charakterisierung des Hinterachsmodells wird eine kontrollierte Bewegungsvorgabe benötigt. Das Modell wird dazu um ein einfaches Prüfstandsmodell in Anlehnung an einen K&C-Prüfstand erweitert. Zwei zylindrische Starrkörper (Prüfstandszyylinder) sind über Translationsgelenke an der allgemeinen Umgebung angebunden und über ebene Lagebeziehungen mit den Radträgern im Radmittelpunkt verknüpft. Diese Konfiguration sperrt ausschließlich die vertikale Relativbewegung zwischen Radmittelpunkt und Prüfstandszyylinder, während alle anderen kinematischen Freiheitsgrade erhalten bleiben. Der im Radmittelpunkt gelagerte Radträger kann weiterhin um alle drei Raumachsen (Spur-, Sturz- und Spinwinkel) rotieren, sowie translatorische Bewegungen in x_{v} - und y_{v} -Richtung, die als Spurweiten- und Radstandsänderungen interpretiert werden können, ausführen.

Die Bewegung der Prüfstandszyylinder wird als Gelenkbewegung (*joint motion*) im Translationsgelenk vorgegeben, wodurch je eine holonom-rheonome Zwangsbedingung pro Rad aufhängung integriert wird und sich die Anzahl der effektiven Systemfreiheitsgrade $f_{\text{GK,HA}}$ auf null reduzieren.

Beiden Prüfstandszyindern wird eine identische harmonische Weganregung in vertikaler Richtung des Fahrzeugkoordinatensystems aufgeprägt:

$$z_{\text{v}}(t) = \hat{z} \sin(2\pi f_{\text{E}} t) \quad (3.3)$$

mit $\hat{z}$ als Anregungsamplitude und f_E als Erregerfrequenz. Aufgrund der Linearität des kinematischen Modells führen auch andere Anregungsformen (z. B. Sägezahn, Rampe von $z_{\min}$ bis $z_{\max}$) zu äquivalenten Ergebnissen.

Die Bewegung des Radträgers wird ausgehend von der Konstruktionslage über die räumliche Verschiebung des Radmittelpunktes beschrieben

$$\begin{aligned}\underline{r}_{RM}(t) &= \underline{r}_{RM,R}(t) - \underline{r}_{RM,G}(0) \\ &= [x_{RM}(t) \quad y_{RM}(t) \quad z_{RM}(t)]^T,\end{aligned}\tag{3.4}$$

wobei $M_{RM,R}$ der dem Radträger zugeordnete Marker und $M_{RM,G}$ der ortsfeste Marker in initialer Radmittelpunktlage ist.

Spur- und Sturzwinkel werden mittels zweier Marker auf der Raddrehachse (Radmittelpunkt $M_{RM,R}$ und nach außen verschobener Marker $M_{T,R}$) wie in [64] beschrieben mit

$$\vartheta(t) = \tan^{-1} \left(\frac{x_{RM,R}(t) - x_{T,R}(t)}{y_{T,R}(t) - y_{RM,R}(t)} \right)\tag{3.5}$$

$$\gamma(t) = \tan^{-1} \left(\frac{z_{RM,R}(t) - z_{T,R}(t)}{y_{T,R}(t) - y_{RM,R}(t)} \right)\tag{3.6}$$

berechnet. Initiale Spur- und Sturzwinkel werden nicht eingestellt, es gilt $\vartheta_0 = \gamma_0 = 0$.

Abbildung 3.5 zeigt den Vergleich zwischen gemessenen und mit dem kinematischen Hinterachsmodell berechneten Spur- und Sturzwinkeländerungen. Trotz quantitativer Abweichungen stimmen die qualitativen Verläufe gut überein.

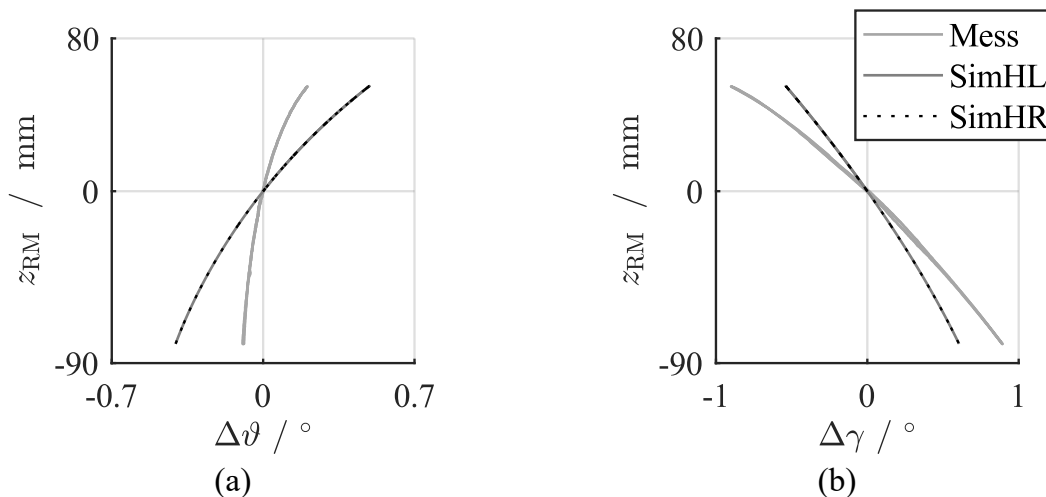


Abbildung 3.5: Vergleich von gemessenen berechneten Kenngrößen des kinematischen Modells bei vertikaler Radmittelpunktverschiebung z_{RM} : (a) Spurwinkeländerung $\Delta\vartheta$, (b) Sturzwinkeländerung $\Delta\gamma$; Messdaten aus [125]

Insbesondere werden die Auslegungstrends mit positivem Spurwinkelgradient (Abbildung 3.5 (a)) und negativem Sturzwinkelgradient (Abbildung 3.5 (b)) realitätsnah abgebildet. Die

Übereinstimmung der Bewegung zwischen linker und rechter Achsseite belegt die kinematische Konsistenz des Modells. Die verbleibenden Abweichungen zwischen Messung und Simulation können über die Integration von Elastizitäten verringert werden (vgl. Kapitel 3.4). Das verifizierte kinematische Modell bildet die Basis für die detaillierte Modellierung der Hinterachse.

3.2.2 Kinematisches Modell der Vorderachse

Die vordere Fünflenker-Radaufhängung des Referenzfahrzeugs besteht, wie in Abbildung 3.6 dargestellt, aus fünf Zweipunkt-Lenkern und einem Radträger. In der oberen Lenkerebene befinden sich zwei Querlenker zur Sturzführung (Sturzlenker vorne und hinten). Die untere Lenkerebene wird durch einen Traglenker und eine schräg nach hinten angeordnete Zugstrebe gebildet, welche Längskräfte beispielsweise beim Bremsen aufnimmt. Für die Spurführung und Lenkung ist vorne ein weiterer Zweipunkt-Lenker (Spurstange) am Radträger angebunden. Alle Lenker sind radseitig (in der Abbildung grün) mit dem Radträger verbunden. Fahrzeugseitig sind die Lenker der unteren Ebene (in der Abbildung blau) mit einem Achsträger, die Lenker der oberen Ebene (in der Abbildung orange) mit der Karosserie und die Spurstange (in der Abbildung schwarz) mit dem Lenkgetriebe über Lagerungselemente verbunden.

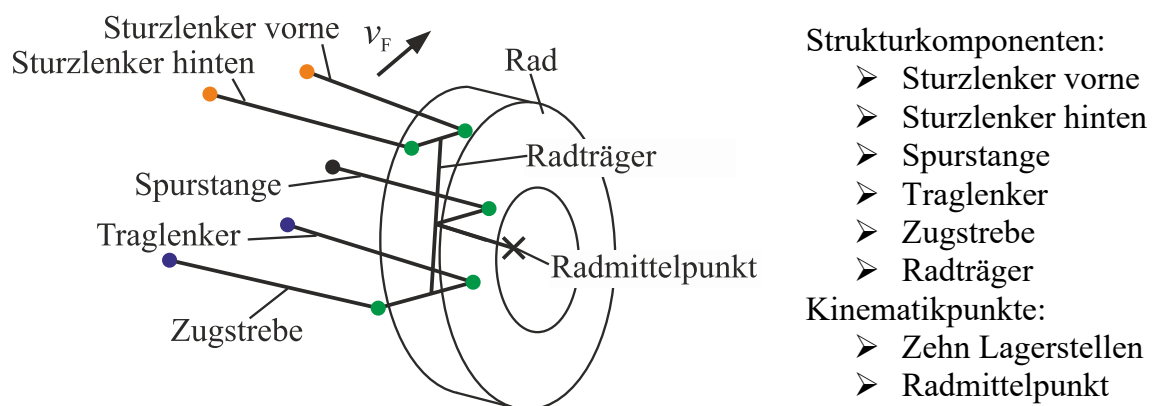


Abbildung 3.6: Strukturbild der rechten Fünflenker-Radaufhängung der Vorderachse des Referenzfahrzeugs in Anlehnung an [65]; die positive Fahrzeuggeschwindigkeit v_F zeigt in Fahrtrichtung

Als Lagerungselemente werden im realen System sowohl Gummimetalllager, zum Beispiel an der Verbindung der Sturzlenker zur Karosserie, als auch Kugelgelenke, zum Beispiel an der Verbindung der Sturzlenker zur Radträger, zur Kopplung der Radaufhängungskomponenten genutzt.

Die räumliche Positionierung der Gelenkstellen der Vorderachse basiert auf Benchmarking-Daten von A2mac1 [126], einem auf die Automobilindustrie spezialisierten Anbieter. Die Daten stammen von einem Fahrzeug desselben Herstellers, in dem identische Radaufhängungskomponenten verbaut sind. Über einen Abgleich der Teilenummern wurde die Über-

einstimmung der Strukturkomponenten zwischen den beiden Fahrzeugmodellen sichergestellt. Damit ist die Relativanordnung der Radaufhängungskomponenten auf das Referenzfahrzeug übertragbar.

Aufgrund der unterschiedlichen Datenquellen für Vorder- und Hinterachse ist eine Transformation in ein gemeinsames Fahrzeugkoordinatensystem erforderlich. Zusätzlich beziehen sich die Messdaten nicht auf die festgelegte Konstruktionslage, sondern geben die Gelenkstellenpositionen im vermessenen Einfederungszustand wieder. Die fahrzeugseitigen Kinematikpunkte werden direkt übernommen, da sie vom Einfederungszustand unabhängig sind. Für die radseitigen Kinematikpunkte wird der Einfederungszustand durch Abgleich mit Messergebnissen aus K&C-Messungen am Referenzfahrzeugs [125] und mit dem Hinterachsmodell ermittelt. Die resultierenden Positionen in Konstruktionslage werden als finale radseitige Kinematikpunkte verwendet. Spurweite und Radstand werden abschließend mit den Herstellerangaben des Referenzfahrzeugs abgeglichen.

Auf Basis der beschriebenen Kinematikpunkte wurde in [127] ein erstes Modell der Vorderachse in ADAMS/Car erstellt. Das Ziel der Modellierung ist auch bei der Vorderachse zunächst die Abbildung der Radhubkinematik. Daher werden Komponenten wie das Federbein oder das Lenksystem an dieser Stelle nicht betrachtet und die Spurstange wird im Modell zunächst am Radträger gelagert.

Das kinematische Vorderachsmodell besteht aus insgesamt vierzehn homogenen Starrkörpern: zwei vordere Sturzlenker, zwei hintere Sturzlenker, zwei Zugstreben, zwei Traglenker, zwei Spurstangen, zwei Radträger, einem Achsträger und einem Ersatzkörper für den Fahrzeugaufbau. Das MKS-Modell zeigt Abbildung 3.7 (a). Die Räder werden auch hier als zylindrische Starrkörper, ausschließlich zur Visualisierung der Radstellungsänderungen, modelliert. Entsprechend der Vorgehensweise beim Hinterachsmodell werden alle Strukturkomponenten zunächst als homogene Starrkörper mit idealisierter Geometrie abgebildet. Die fünf Zweipunkt-Lenker werden als zylindrische Stäbe modelliert, Rad- und Achsträger als zusammengesetzte Stabkörper. Massen- und Trägheitskräfte bleiben unberücksichtigt. In der nachfolgenden Erweiterung werden auch im Vorderachsmodell die idealisierten Geometrien durch CAD-basierte Modelle mit Massen- und Trägheitseigenschaften ersetzt.

Die Lagerung der Komponenten erfolgt, analog zum Hinterachsmodell, durch ideale Gelenke, die holonom-skleronome Zwangsbedingungen darstellen. Die Freiheitsgrade der verwendeten Gelenktypen können Tabelle 3.1 entnommen werden. Im Unterschied zur Hinterachse wird im Vorderachsmodell, aufgrund der Lenkeranbindungen, ein Ersatzkörper für den Fahrzeugaufbau modelliert, um die spätere Integration ins Gesamtmodell vorzubereiten. Im kinematischen Modell werden alle Relativbewegungen von Achsträger und Aufbaukörper über eine starre Verbindung unterbunden. Kinematisch kann dieser Verbund als ein Körper betrachtet werden. Der Achsträger ist über eine weitere starre Verbindung an

der allgemeinen Umgebung angebunden. Alle fünf Zweipunkt-Lenker werden radträgerseitig über Kugelgelenke gelagert. Die fahrzeugseitigen Anbindungen erfolgen über Kardangelenke, wobei die beiden Sturzlenker mit dem Fahrzeugaufbau und die restlichen drei Lenker mit dem Achsträger verbunden werden. Wie bereits beim Hinterachssmodell beschrieben, eliminiert die Verwendung von Kardangelenken anstelle von Kugelgelenken isolierte Rotationsfreiheitsgrade um die Längsachse der Zweipunkt-Lenker. Die Freiheitsgrade des Systems werden mit dem GRÜBLER-KUTZBACH-Kriterium nach Gleichung (3.1) bestimmt.

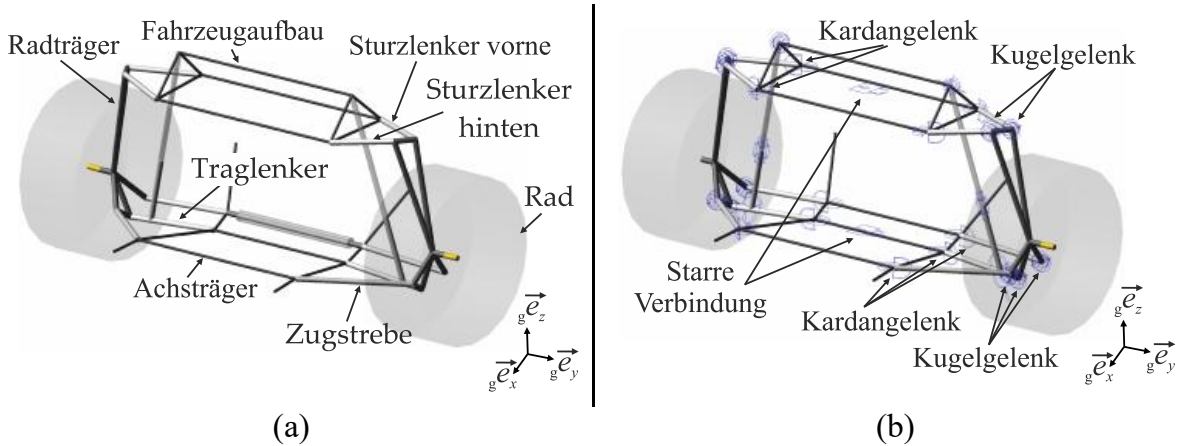


Abbildung 3.7: Kinematisches Modell der Fünflenker-Vorderachse in ADAMS: (a) Starrkörpermodell, (b) Lagerung mit idealen Gelenken

Für das Vorderachssmodell ohne Räder ergibt sich mit $n_K = 14$ Starrkörpern (10 Lenker, 2 Radträger, 1 Achsträger, 1 Fahrzeugaufbau), $n_G = 22$ Gelenken (2 starre Verbindungen, 10 Kardangelenke, 10 Kugelgelenke) und $r_z = 0$ isolierten Freiheitsgraden

$$\begin{aligned} f_{GK,VA} &= 6 \cdot 14 - [2 \cdot (6 - 0) + 10 \cdot (6 - 2) + 10 \cdot (6 - 3)] - 0 \\ &= 84 - 82 = 2, \end{aligned} \quad (3.7)$$

also zwei unabhängige Bewegungsmöglichkeiten, welche die Bewegung des Radträgers in vertikale Hauptbewegungsrichtung erlauben. Die Lagerung in ADAMS ist in Abbildung 3.7 (b) dargestellt.

Zur kinematischen Charakterisierung des Vorderachssmodells wird dieses, analog zur Hinterachse, um ein vereinfachtes Prüfstandsmodell in Anlehnung an einen K&C-Prüfstand erweitert. Die Radstellungsänderungen werden mit Gleichung (3.4) bis (3.6) berechnet. Initiale Spur- und Sturzwinkel werden nicht eingestellt, es gilt $\vartheta_0 = \gamma_0 = 0$.

Die beiden Graphen in Abbildung 3.8 zeigen den Vergleich zwischen gemessenen und berechneten Spur- und Sturzwinkeländerungen. Die Auslegungstrends der Radstellungsänderungen werden durch das kinematische Modell bereits wiedergegeben. Die Übereinstimmung der Bewegung zwischen linker und rechter Achsseite belegt die kinematische Konsistenz des Modells. Die verbleibenden quantitativen Abweichungen zwischen Messung

und Simulation können, wie bei der Hinterachse, durch Integration zusätzlicher Elastizitäten ins Modell reduziert werden. Anders als beim Modell der Hinterachse wird das Vorderachsmmodell nicht um Modelle zur Abbildung der Struktur- und Lagerelastizitäten erweitert.

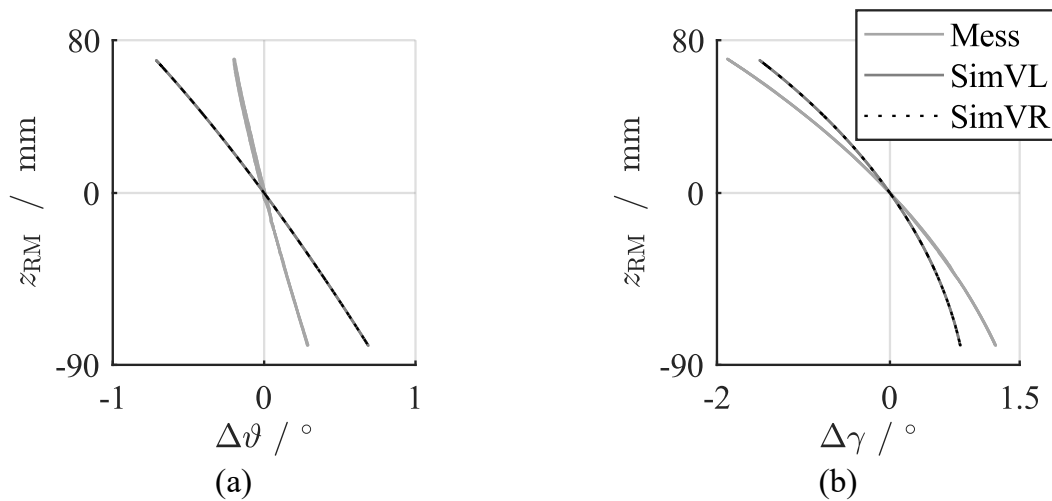


Abbildung 3.8: Vergleich von gemessenen und mit dem kinematischen Vorderachsmmodell berechneten Kenngrößen: (a) Spurwinkeländerung, (b) Sturzwinkeländerung; Messdaten aus [125]

Die hier dargestellten Raderhebungskurven stellen demnach den abschließenden Stand der (elasto-)kinematischen Vorderachseigenschaften dar, wobei das Modell in Kapitel 3.4 durch Kalibrierung an die Messergebnisse angepasst wird.

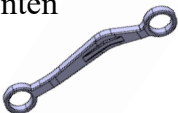
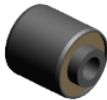
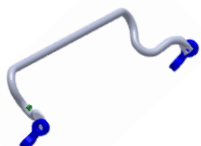
3.3 Erweiterung der beiden Achsmodelle

Die in Kapitel 3.2 beschriebenen kinematischen Achsmodelle bilden die räumliche Bewegung der Radaufhängungskomponenten bei Federbewegung des Rades durch ideale Gelenke und starre Körper ab. Die Vergleiche zwischen Mess- und Simulationsergebnissen in Abbildung 3.5 und Abbildung 3.8 zeigen, dass die kinematischen Modelle die grundsätzlichen Auslegungstrends der Radstellungsänderungen bereits wiedergeben. Die verbleibenden quantitativen Abweichungen sind unter anderem auf die noch fehlenden elastischen Eigenschaften der Strukturkomponenten und Lagerungselemente zurückzuführen, die im realen System die kinematisch zwangsläufige Bewegung der Radaufhängung überlagern.

Diese elastischen und nichtlinearen Eigenschaften verschiedener Komponenten führen zu zwei wesentlichen Effekten. Einerseits ändern sich die Radstellungen in Abhängigkeit der wirkenden Kräfte und Momente (vgl. Elastokinematik im Kapitel 2.1.1), andererseits erhöhen die zusätzlichen Elastizitäten die Freiheitsgrade des Systems deutlich [65]. Die resultierenden elastokinematischen Achseigenschaften beeinflussen maßgeblich die dynamischen Effekte im Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn [47]. Für die Analyse der Optimierungspotenziale elastokinematischer Hinterachseigenschaften hinsichtlich Reifenverschleiß am MKS-Fahrzeugmodell ist daher eine realitätsnahe Abbildung dieser elastischen Eigenschaften, primär im Modell der Hinterachse, erforderlich.

Die Hinterachse stellt den Betrachtungspunkt der anvisierten Analysen dar und wird daher detaillierter modelliert als die Vorderachse. Die Vorderachse soll, zusammen mit dem Modell des Fahrzeugaufbaus, realistische fahrdynamische Eigenschaften des Gesamtfahrzeugs sicherstellen, um die makroskopischen Fahrzeugbewegungen wie Nicken, Wanken und Gieren abzubilden. Eine Auswertung der dynamischen Effekte im Reifenlatsch der Vorderachse wird nicht durchgeführt. Diese Differenzierung ermöglicht einen angemessenen Kompromiss zwischen Modellgenauigkeit und Rechenaufwand. Eine Übersicht über die Komponenten der beiden Achsen gibt Tabelle 3.2. Die unterschiedliche Modellierungstiefe der beiden Achsmodelle, die sich aus den Anforderungen der angestrebten Analysen ergibt, ist in Tabelle 3.3 dargestellt.

Tabelle 3.2: Komponenten der Vorder- und Hinterachse des Referenzfahrzeugs

Strukturkomponenten  • Radträger • Lenker • Achsträger • Koppelstangen	Lagerung  • Elastomerlager • Gelenke • Radlager
Dämpfungssystem  • Schwingungsdämpfer • Zusatzfeder • Zuganschlag • Dämpferkopflager • GM-Lager	Federungssystem  • Aufbaufeder • Federteller oben / unten
Stabilisatorsystem  • Stabilisator • Schulterlager • Koppelstangen	Antriebsmodul  • Antriebswellen • Gelenke • Differenzial / Getriebe

An der Hinterachse werden die elastischen Eigenschaften der Strukturkomponenten durch flexible Körper abgebildet, während an der Vorderachse CAD-basierte Starrkörpermodelle genutzt werden. Die Elastomerlager haben großen Einfluss auf die elastokinematischen und dynamischen Radstellungsänderungen ([12], [121]) und werden daher im Modell der Hinterachse detailliert abgebildet.

Die Lagerung der Radführungselemente der Vorderachse erfolgt weiterhin mit idealen Gelenken. Im Submodell des Stabilisatorsystems werden an beiden Achsen Kraftelemente zur Abbildung der Lagereigenschaften verwendet. Die Modellierungsansätze von Stoßdämp-

fer-, Federungs- und Stabilisatorsystem sind an beiden Achsen vergleichbar. Darüber hinaus wird das Hinterachsmodell um ein Modell des Antriebs und das Vorderachsmodell um ein Modell der Lenkung erweitert.

Tabelle 3.3: Modellierungstiefe der Komponenten- und Subsysteme der Achsmodelle

Modul/Komponente	Vorderachse	Hinterachse
Strukturkomponenten	CAD-basierte Starrkörper	CAD-basierte flexible Körper
Lagerung der Radaufhängung	Ideale Gelenke	Gummimetalllager-Modelle
Federung	Aufbaufeder mit Federtellern	Aufbaufeder mit Federtellern
Dämpfung	Nichtlineare Kennlinie	Nichtlineare Kennlinie mit GML-Anbindung
Stabilisator	Flexibler Körper, Kraftelemente für Lager	Flexibler Körper, Kraftelemente für Lager
Antrieb	–	Seitenwellen mit Gleichlaufgelenken, Achsdifferenzial
Lenkung	Idealisierte Starrkörper, Lenkübersetzung	–

Die Erweiterung der Achsmodelle erfolgt entsprechend dem in Kapitel 3.2 eingeführten Top-Down-Ansatz mit inkrementeller Verfeinerung. Komponentenmodelle mit großem Einfluss auf die elastokinematischen Eigenschaften, wie Gummimetalllager und flexible Körper, werden vorab auf Komponentenebene validiert. Die Parametrierung der Submodelle basiert auf experimentell ermittelten Daten. Die Achsmodelle werden auf Systemebene durch Abgleich mit K&C-Messungen validiert (Kapitel 3.4), bevor beide in Kapitel 3.5 im Gesamtfahrzeugmodell zusammengeführt werden.

Die nachfolgenden Unterkapitel beschreiben die systematische Erweiterung beider Achsmodelle:

- Kapitel 3.3.1 behandelt die Modellierung der Strukturkomponenten, wobei an der Hinterachse flexible Körper zur Abbildung elastischer Verformungen eingesetzt werden.
- Kapitel 3.3.2 beschreibt die detaillierte Charakterisierung und Modellierung der Gummimetalllager an der Hinterachse, einschließlich der experimentellen Identifikation viskoelastischer Eigenschaften und der numerischen Parametrierung der Lagermodelle.
- Kapitel 3.3.3 beschreibt die Modellierung der Federungs- und Dämpfersysteme inkl. Stabilisator beider Achsen.
- In Kapitel 3.3.4 wird das Lenkungsmodul der Vorderachse vorgestellt.
- Kapitel 3.3.5 erläutert die Modellierung der Seitenwellen und des Achsdifferenzials an der Hinterachse.

3.3.1 Strukturkomponenten

Die Strukturkomponenten, wie zum Beispiel Lenker und Radträger, sind Hauptkomponenten jeder Einzelradaufhängung. Ihre Eigenschaften haben daher großen Einfluss auf die quasistatischen und dynamischen Eigenschaften der Radaufhängung. Vor allem in Bezug auf eine realitätsnahe Abbildung der ungefederten Massen ist eine möglichst genaue Beschreibung der Massenverteilung innerhalb der Radaufhängung von entscheidender Bedeutung. Daher werden die idealisierten Starrkörpermodelle durch CAD-basierte Modelle der Achskomponenten ersetzt. ADAMS ermöglicht den Import von CAD-Modellen in gängigen Austauschformaten wie STEP, IGES oder Parasolid sowie in Tool-spezifischen Formaten von SOLIDWORKS, CATIA V5 oder INVENTOR.

Für die Modellierung werden geschlossene Volumenkörper benötigt, aus denen ADAMS unter Zuweisung von Materialeigenschaften (Dichte ρ , Elastizitätsmodul E , Querkontraktionszahl ν) homogene Starrkörpermodelle generiert. Während STEP- und IGES-Formate typischerweise Oberflächenmodelle liefern, stellt das Parasolid-Format (*.x_t) direkt Volumenkörpermodelle bereit. Die resultierenden Starrkörpermodelle werden durch Masse, Schwerpunktlage und Massenträgheitstensor charakterisiert, wodurch die realitätsnahe Massenverteilung der Strukturkomponenten im Achsmodell gewährleistet wird.

Für die Strukturkomponenten lagen keine CAD-Daten vor, sodass 3D-Scandaten von A2mac1 als Grundlage für die Modellerstellung dienten. Zur Vorbereitung des Nachbearbeitungsprozesses wurden zunächst eigene 3D-Scans repräsentativer Komponenten erstellt und die Aufbereitungsmethodik entwickelt [128]. Diese wurde anschließend auf alle von A2mac1 bereitgestellten Scandaten angewendet.

Die Punktwolken enthalten typischerweise Artefakte aus dem Scanprozess: Überlappungen aus mehreren Teilscans, Fehlstellen sowie Fragmente von nicht entfernten An- und Einbauteilen wie Gummimetalllagern oder Sensoren. Die Nachbearbeitung zu geschlossenen Volumenkörpermodellen erfolgte mehrstufig. Zunächst wurden die Rohdaten mit MeshLab, Autodesk Meshmixer und Geomagic Control X von Artefakten und Anbauteilen bereinigt. Anschließend erfolgte die Vernetzung (*Meshing*) der bereinigten Punktwolken zu geschlossenen Oberflächenmodellen. Diese wurden in SOLIDWORKS zu Volumenkörpern umgewandelt, wobei innenliegende Hohlräume, wie beim Trapezlenker der Hinterachse, manuell integriert wurden. Abschließend erfolgte die Korrektur von Bohrungen und Lagersitzen sowie die Entfernung verbliebener An- und Einbauteile, um eine möglichst hohe Übereinstimmung mit der realen Geometrie sicherzustellen. Abbildung 3.9 zeigt die beschriebene Vorgehensweise exemplarisch am linken Radträger der hinteren Radaufhängung in den Schritten (a) bis (c). Der Schritt (d) zeigt die erste Eigenmode des flexible Strukturkörpermodells in ADAMS. Strukturkomponenten mit einfacher Geometrie, wie die Stabilisatoren, die Stabilisator-Koppelstangen und der Spurlenker der Hinterachse, wurden anhand der re-

alen Bauteile in SOLIDWORKS nachkonstruiert. Die finale Positionierung und Orientierung aller Strukturkomponenten erfolgte in der CAD-Umgebung über ein Skelett aus Kinetikpunkten und Hilfsgeometrien.

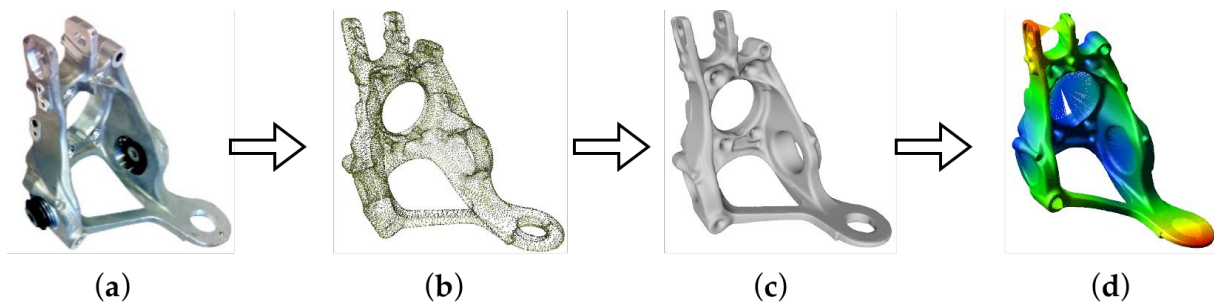


Abbildung 3.9: Erstellung flexibler Körper mit 3D-Scan am Beispiel des Radträgers der hinteren Radaufhängung: (a) reales Teil, (b) Punktwolkenmodell, (c) Starrkörpermodell, (d) flexibler Körper in ADAMS [118]

In beiden Achsmodellen werden ausschließlich Komponenten der linken Achsseite modelliert und in ADAMS an der Längsmittlebene gespiegelt. Dies gewährleistet die geforderte Symmetrie des Achssystems und ermöglicht die Modellverifikation durch Vergleich der Kenngrößen von linker und rechter Radaufhängung. Andernfalls würden fertigungsbedingte Geometrieunterschiede, Rauscheffekte in den Scandaten und Variationen aus der Nachbearbeitung zu asymmetrischen Bauteileigenschaften führen.

Die Materialeigenschaften der Strukturkomponenten der Hinterachse sind in Tabelle 3.4 zusammengefasst. Alle Lenker und Radträger bestehen aus einer Aluminiumlegierung. Die verwendeten Materialdaten stammen aus entsprechenden Material-Datenblättern.

Stabilisatoren werden häufig aus bohrlegierten Vergütungsstählen wie 26MnB5 [129], 30MnB5 [130] oder 34 MnB5 [131] hergestellt. Die relevanten Materialparameter unterscheiden sich nicht, sodass für die Stabilisatormodelle beider Achsen diese Parameter genutzt werden. Die Stabilisator-Koppelstangen bestehen aus glasfaserverstärktem Polyamid PA 6,6 GF57, mit einem Glasfaseranteil von 57 %. Die Ausrichtung der Fasern wird bei der Modellierung nicht berücksichtigt.

Tabelle 3.4: Materialeigenschaften der Hinterachskomponenten [118]

Bauteil	Material	Dichte / g/cm ³	E-Modul / GPa	Poisson-Zahl
Spurlenker	AlSi1MgMnT6	2,7	70	0,33
Sturzlenker	AlSi1MgMnT6	2,7	70	0,33
Trapezlenker	AlSi1MgMnT6	2,7	70	0,33
Radträger	AlSi7Mg0,3	2,68	74	0,33
Stabilisator	26MnB5/ 30MnB5/ 34MnB5	7,85	210	0,30
Stabilisator-Koppelstange	PA 6.6 GF57	1,681	19,95	0,38

Zur Verifikation der Vorgehensweise wurden die berechneten Massen von Spur-, Sturz- und Trapezlenker mit den gemessenen Bauteilgewichten verglichen. Die Abweichungen liegen für alle drei Lenker unter 1 %.

Flexible Körper

Die elastischen Eigenschaften der Strukturkomponenten werden im Modell der Hinterachse durch flexible Körper abgebildet. Auf Komponentenebene werden Bauteilelastizitäten im Allgemeinen mit der FE-Methode approximiert. Dabei wird eine kontinuierliche Bauteilgeometrie in finite Elemente (z. B. Tetraeder) zerlegt und die Zielgröße, beispielsweise Verformung oder Spannung, für jedes Element approximiert. Ein FE-Modell hat sehr viele Freiheitsgrade und entsprechend viele Bewegungsgleichungen, die gelöst werden müssen. Daher werden in der Mehrkörpersimulation, reduzierte Modelle genutzt. Heutige Reduktionsmethoden werden häufig unter dem Begriff *Component Mode Synthesis* (CMS) zusammengefasst und entstanden bereits in den 1960er Jahren [132], [133], [134]. Das Verfahren behandelt komplexe Strukturen als Zusammenschluss abgrenzbarer Substrukturen, wobei die geometrische Kompatibilität entlang der Substrukturgrenzen gewährleistet werden muss. Die Bewegung jeder Substruktur wird durch verschiedene Ansatzfunktionen (*component modes*) beschrieben. Anschließend werden die Komponenten zu numerisch lösbaren Gesamtmodellen gekoppelt (*synthesis*). Das CMS-Verfahren nach CRAIG-BAMPTON hat sich als geeignetes Verfahren für die Abbildung kleiner linear-elastischer Verformungen in der Mehrkörpersimulation herausgestellt und ist in gängigen FE-Tools wie ABAQUS, ANSYS oder PATRAN sowie in MKS-Tools mit integriertem FE-Solver (ADAMS, SIMPACK) integriert. Die Integration in ADAMS ist in [135] detailliert beschrieben.

Die elastischen Strukturkörpermodelle werden in ADAMS als flexible Körper (*flexible bodies*) bezeichnet und werden auf Basis von Starrkörpermodellen direkt in der Modellumgebung ADAMS erstellt. Dazu wird das integrierte Tool ViewFlex genutzt, welches mit dem FE-Solver NASTRAN zunächst FE-Modelle erstellt und diese im Anschluss nach CRAIG-BAMPTON reduziert.

Die Parameter zur Definition des FE-Netzes der Radführungselemente in ADAMS sind in Tabelle 3.5 zusammengefasst. Diese ermöglichen eine gezielte Steuerung der Elementeneigenschaften. Für alle Modelle werden Tetraederelemente verwendet. Die Wahl der Elementordnung (*element order*) bestimmt die Ansatzfunktionen: Lineare Elemente nutzen Ansatzfunktionen erster Ordnung mit Knoten ausschließlich an den Eckpunkten, während quadratische Elemente Ansatzfunktionen zweiter Ordnung mit zusätzlichen Mittelknoten an den Elementkanten verwenden. Die Kantenform (*edge shape*) definiert die geometrische Gestaltung der Elementkanten bei Elementen höherer Ordnung. Bei geraden Kanten werden alle Mittelknoten an den mittleren Koordinaten der Endknoten positioniert. Gekrümmte Kanten projizieren die Mittelknoten auf die Randgeometrie, wodurch gekrümmte Element-

kanten entstehen. Die gemischte Option kombiniert beide Ansätze und verwendet gekrümmte Kanten, sofern diese nicht zu invaliden Elementen mit negativer Jacobi-Determinante führen.

Tabelle 3.5: Vernetzungseigenschaften der flexiblen Strukturkörpermodelle im Hinterachsmodell

Parameter	Spurlenker	Sturzlenker	Trapezlenker	Radträger
Elementtyp	Tetraeder	Tetraeder	Tetraeder	Tetraeder
Elementordnung	quadratisch	linear	linear	linear
Kantenform	gemischt	gerade	gerade	gerade
Max. Elementgröße	2,5 mm	3 mm	4 mm	4 mm
Min. Elementgröße	0,1 mm	0,5 mm	1 mm	1 mm
Wachstumsrate	1,2	1,5	1,2	1,2
Winkel pro Element	15 °	45 °	45 °	45 °
Mittelknotenbasierte Verfeinerung	AN	AUS	AUS	AUS
Krümmungsbasierte Skalierung	AUS	AUS	AUS	AUS

Die Elementgrößensteuerung erfolgt über mehrere Parameter: Die maximale Elementgröße (*element size*) definiert die durchschnittliche Kantenlänge und wird entsprechend der Bauteilgröße festgelegt. Die minimale Elementgröße (*minimum size*) dient als untere Grenze bei krümmungsbasierter Verfeinerung und verhindert übermäßige Verfeinerung in Bereichen hoher Krümmung. Die Wachstumsrate (*growth rate*) kontrolliert das Längenverhältnis zwischen benachbarten Tetraederkanten und ermöglicht einen graduellen Übergang von feinen Netzen an gekrümmten Oberflächen zu gröberen Netzen im Körperinneren. Der Parameter Winkel pro Element (*angle per element*) definiert den maximal zulässigen Mittelpunktswinkel einer Elementkante auf gekrümmten Flächen und bewirkt eine lokale Anpassung der Elementgröße an die Geometriekrümmung, wobei Bereiche höherer Krümmung feiner vernetzt werden. Die mittelknotenbasierte Verfeinerung (*MSN based refinement*) steuert bei quadratischen Elementen die automatische Netzverfeinerung basierend auf der Mittelknotenposition an gekrümmten Rändern. Die krümmungsbasierte Skalierung (*curvature based scaling*) nutzt die Geometriekrümmung zur automatischen Generierung größenvariabler Netze mit sanften Übergängen zwischen unterschiedlichen Elementgrößen. [135]

Durch eine Reduktion mit dem CRAIG-BAMPTON-Verfahren wird die Verformung des erstellten FE-Modells über eine Kombination von Schwingungsmoden (*Fixed Boundary Normal Modes*) und statischen Kopplungsmoden (*Constraint Modes*) approximiert. Die Schwingungsmoden werden durch Lösung des Eigenwertproblems der internen Freiheitsgrade bei eingespannten Schnittstellenknoten (*Interface-Knoten*) berechnet. Sie beschreiben die räumliche Verformung des Bauteils bei zugehöriger Eigenfrequenz. Die statischen

Kopplungsmoden repräsentieren die Verformungen der Bauteilstruktur bei Einheitsverschiebungen in den Freiheitsgraden der Schnittstellenknoten und gewährleisten die exakte Übertragung statischer Belastungen. Die genaue Berechnung ist in [134] ausführlich beschrieben.

In ADAMS werden im Anschluss an die FE-Netzdefinition die Anbindungspunkte (*Master Nodes*) eines Strukturbauteils festgelegt. Ausschließlich diese definierten Anbindungspunkte dienen im elastischen Struktorkörpermodell als Koppel- oder Krafteinleitungsstellen. Für die Radführungselemente werden die Kinematikpunkte, als Position der Verbindungselemente im System, als Anbindungspunkte gewählt. Für den Spurlenker bedeutet dies, dass die *Master Nodes* in der Mitte der beiden Lageraugen positioniert sind. Eine Verbindung zwischen *Master Node* und Bauteilstruktur wird durch *Rigid Body Elements* (RBEs) umgesetzt. Dabei dienen mehrere Knoten des FE-Netzes als Anbindungspunkte (*Slave Nodes*). Bei der Anbindungsmethode wird zwischen starr (RBE2) und elastisch (RBE3) unterschieden. Beides sind Mehrpunkt-Kopplungselemente, die Beziehungen zwischen mehreren Knoten gleichzeitig definieren. RBE2-Elemente lassen keine Relativbewegungen zwischen den *Slave Nodes* zu und sorgen so für eine lokale Versteifung der Bauteilstruktur. RBE3-Elemente lassen Bewegungen zu, beeinflussen daher die lokale Bauteilverformung nicht. Für alle als flexible Körper modellierten Bauteilstrukturen der Hinterachse wird daher RBE3 als Anbindungsmethode gewählt.

Sowohl die Güte des FE-Netzes als auch die Wahl geeigneter Parameter bei der Erstellung des reduzierten Modells bestimmen, wie gut das reale Bauteilverhalten approximiert wird. Dabei ist entscheidend, wie gut die begrenzte Anzahl an zugrundeliegenden Moden die auftretenden Bauteilverformungen beschreibt. In ADAMS wird dazu die Anzahl an zu berücksichtigenden Eigenschwingungsformen (*Normal Modes*) angegeben. Die Anzahl der Freiheitsgrade des flexiblen Körpers ergibt sich dann durch eine einfache Rechnung. Als Beispiel soll ein flexibler Körper des Spurlenkers mit Berücksichtigung der ersten zehn Eigenmoden bestimmt werden. Das heißt $10 \text{ Eigenmoden} + 2 \cdot 6 \text{ Freiheitsgrade am Anbindungspunkt} = 22 \text{ Freiheitsgrade des flexiblen Körpers}$. Eine Erhöhung der zu berücksichtigenden Eigenmoden ist also gleichbedeutend mit einer Steigerung der Freiheitsgrade, was sowohl die Genauigkeit als auch den Berechnungsaufwand erhöht. Eine Analyse zum Einfluss der FE-Netzeigenschaften und der Anzahl an berücksichtigten Eigenmoden auf die Eigenfrequenzen eines Fahrwerklenkers wird in [47] präsentiert. Für einen Zweipunkt-Lenker aus Aluminium sind ab einer Modenanzahl von 14 die Unterschiede, im als relevanten angegebenen Frequenzbereich unter 3 kHz, marginal. Ebenso zeigt sich, dass vor allem durch die Verwendung von RBE2-Anbindungselementen eine Bauteilversteifung auch in den Eigenfrequenzen sichtbar wird. Für die vier flexiblen Körper der hinteren Radaufhängung wurden, in Abhängigkeit der Bauteilkomplexität, immer mindestens 14 Moden berücksichtigt.

Validierung der flexiblen Körper

Zur Validierung der Modelle werden die modalen Parameter der realen Komponenten im ausgebauten Zustand und ohne Gummimetalllager mit der experimentellen Modalanalyse (EMA) ermittelt. Die Versuche wurden im Rahmen der Bachelorarbeit [136] und der Projektarbeit [137] durchgeführt.

Die experimentelle Modalanalyse folgt einem standardisierten Ablauf: Nach der Lagerung des Prüflings erfolgt die dynamische Anregung, die messtechnische Erfassung der Strukturantwort sowie die anschließende Identifikation der modalen Parameter: Eigenfrequenz, Eigenform und die Modale Dämpfung.

Die Realisierung freier Randbedingungen erfolgt durch Aufhängung mit Gummibändern auf einem schwingungs isolierten Labortisch. Diese Lagerungskonfiguration minimiert externe Störeinflüsse und gewährleistet definierte Randbedingungen ohne Beeinflussung des Eigenschwingverhaltens. Zur Begrenzung der niederfrequenten Starrkörperbewegungen werden, wie in Abbildung 3.10 dargestellt, zusätzliche Gummibänder angebracht.



Abbildung 3.10: Messaufbau zu experimenteller Modalanalyse des Trapezlenkers aus der Radaufhängung hinten-links [136]

Anschließend wird die Struktur mittels Impulshammer mit Stahlspitze breitbandig bis ca. 3 kHz angeregt. Die harte Stahlspitze gewährleistet durch ihre kurze Kontaktzeit einen steilen Kraftimpuls mit der erforderlichen spektralen Bandbreite. Die Strukturantwort wird berührungslos mittels 1D-Laservibrometer erfasst. Zur vollständigen räumlichen Charakterisierung werden teilweise retroreflektierende Würfel an definierten Messpunkten appliziert, die Geschwindigkeitsmessungen an einem Messpunkt in allen drei Raumrichtungen ermöglichen. Die Verteilung der Messpunkte auf dem Bauteil orientiert sich an bekannten Eigenformen aus den beschriebenen FE-Modellen, wobei Bereiche maximaler Auslenkungen bevorzugt werden. Das gewählte Koordinatensystem der Messpunkte wird entsprechend dem des Laser-Vibrometers ausgerichtet, um nachträgliche Koordinatentransformationen zu vermeiden.

In LMS Test Lab werden Übertragungsfunktionen (FRFs) zwischen Kraftanregung und Geschwindigkeitsantwort berechnet. Die Signalverarbeitung umfasst Force-Window-Fensterung für das Anregungssignal sowie exponentielle Fensterung des Antwortsignals zur Leakage-Unterdrückung. Nach Mehrfachmessungen und FRF-Mittelung werden mit dem PolyMAX-Algorithmus die modalen Parameter extrahiert. Die phasensynchrone Überlagerung aller Messpunkt-FRFs ermöglicht die Identifikation der Eigenfrequenzen, Dämpfungen und Eigenformen des untersuchten Systems.

In der Abbildung 3.11 sind sowohl die Lagerung bei der Messung als auch die ersten beiden Eigenschwingungsformen des Spurlenkers dargestellt. Die ersten beiden Moden stellen, wie bei stabähnlichen Bauteilen mit frei-frei Lagerung üblich, einfache Biegungen mit zwei Schwingungsknoten dar. Darüber hinaus zeigt die Darstellung eine qualitativ gute Übereinstimmung zwischen den gemessenen und berechneten Eigenschwingungsformen.

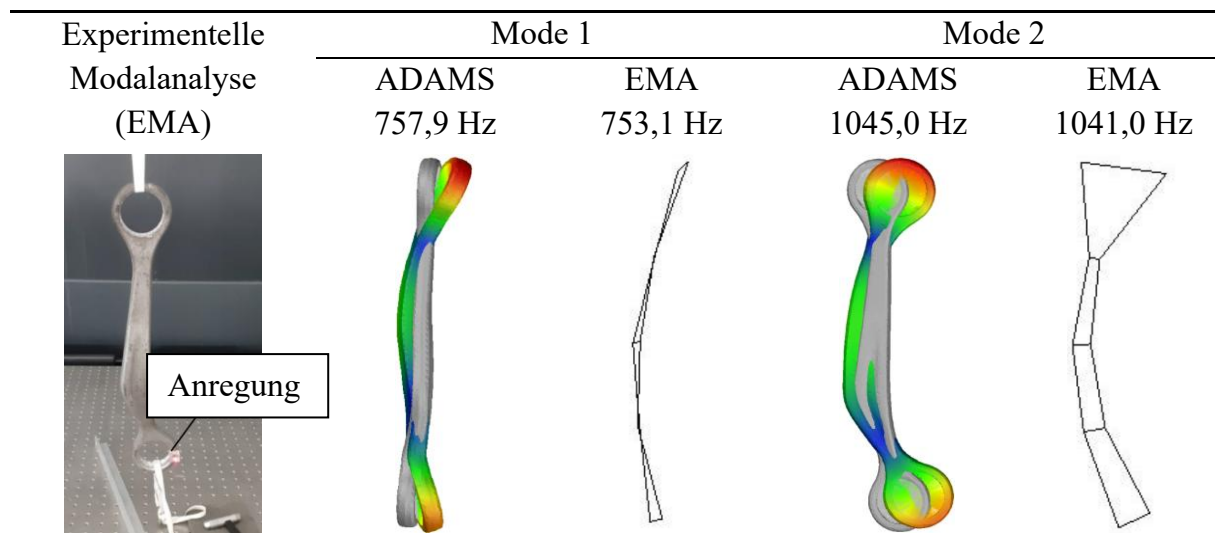


Abbildung 3.11: Vergleich der ersten zwei Moden von ADAMS und EMA; Bilder Lagerung und EMA aus [136]

Die Abbildung 3.12 zeigt einen Vergleich aller berechneten und gemessenen Eigenfrequenzen der drei Fahrwerklenker für den berücksichtigten Frequenzbereich von 0 bis $f_c = 3$ kHz, sowie die minimale, maximale und mittlere Frequenzabweichung ($\Delta f_{\min}$, $\Delta f_{\max}$, $\Delta \bar{f}$) zwischen Modellergebnissen und den Ergebnissen der EMA. Die Eigenfrequenzen wurden mit ADAMS/Vibration mit entsprechender Lagerung wie im Versuch ermittelt. Die Eigenfrequenzen des Spurlenkermodells zeigen insgesamt die geringste Abweichung von den Messergebnissen. Auch das Modell des Sturzlenkers zeigt eine gute Abbildungsleistung der realen Bauteileigenschaften im festgelegten Frequenzbereich. Der Trapezlenker ist aufgrund seiner Bauart als Hohlkörper und der inhomogenen Wandstärkenverteilung am aufwendigsten zu modellieren. Die Abweichung von 6 % der dritten Eigenmode hat allerdings allein nur einen geringen Einfluss auf die Bauteilsteifigkeit.

Es wird insgesamt deutlich, dass die mit der Methode nach CRAIG-BAMPTON reduzierten FE-Modelle in ADAMS die Eigenfrequenzen der realen Bauteile gut wiedergeben. Der

Radträger der Hinterachse wurde nicht mit der EMA vermessen, aufgrund ähnlicher Materialeigenschaften und der insgesamt guten Abbildungsleistung der anderen Modelle wird eine hinreichend genaue Approximationsleistung des flexiblen Radträger-Modells angenommen.

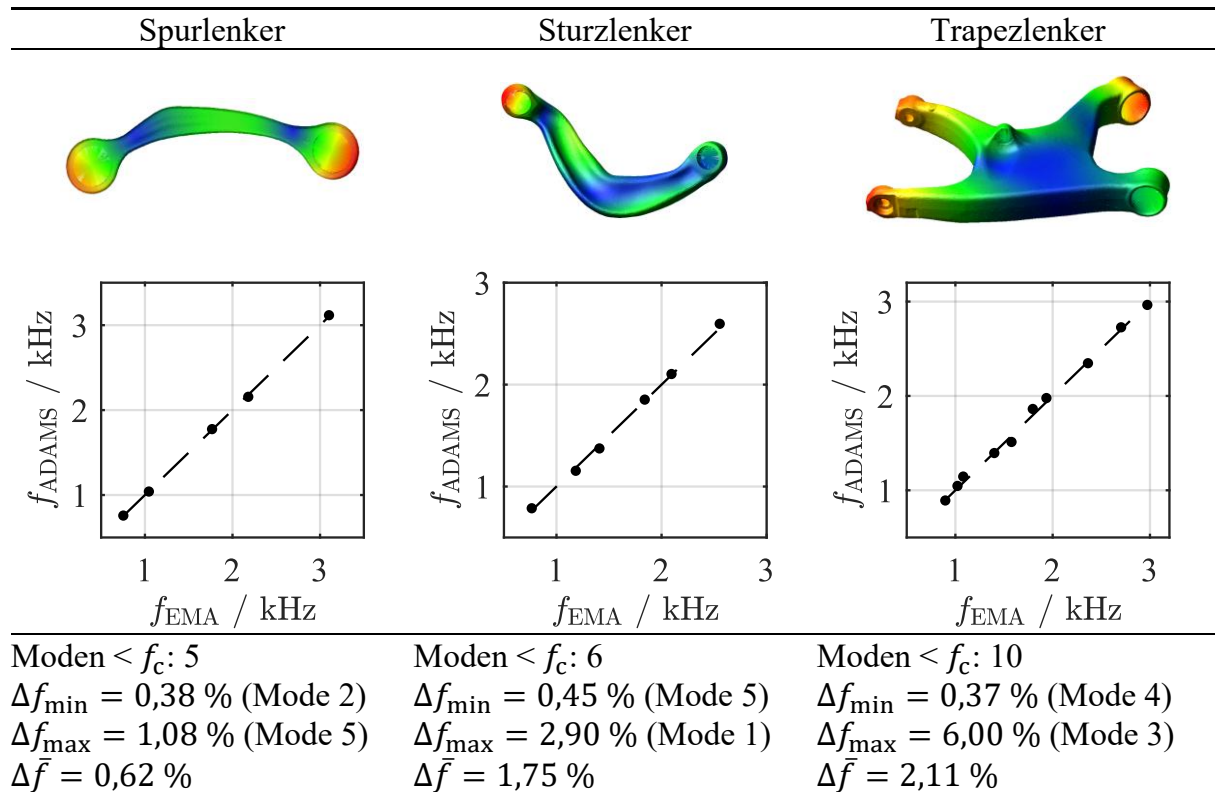


Abbildung 3.12: Korrelation der berechneten und gemessenen Eigenfrequenzen der drei Fahrwerklenker aus der Hinterachse

3.3.2 Gummimetalllager

Eine weitere Komponentengruppe von Radaufhängungen sind die Gummi- oder Gummimetalllager (GML). Diese elastischen Lagerungselemente werden wegen ihrer schwingungsisolierenden Eigenschaften eingesetzt, um Achskomponenten miteinander zu verbinden und so sowohl die Kraftübertragung sicherzustellen als auch unerwünschte Schwingungen zu reduzieren. GML besitzen grundsätzlich sechs räumliche Freiheitsgrade, wobei je nach Bauart die Bewegungsmöglichkeiten in den einzelnen Freiheitsgraden unterschiedlich ausgeprägt sein können. Nach [12] ermöglichen diese Lager Drehbewegungen um ihre Längsachse von bis zu $\pm 25^\circ$ und kardanische Verformungen von $\pm 5^\circ$. Darüber hinaus lassen sie translatorische Verformungen in den drei Raumrichtungen von bis zu ± 3 mm zu. Ihr größter Vorteil im Vergleich zu Gelenken liegt in ihren schwingungsisolierenden Eigenschaften, die zum Beispiel die aus der Fahrbahn induzierten Schwingungen dämpfen, bevor diese an den Fahrzeugaufbau weitergeleitet werden. [12]

GML werden in aktuellen Fahrwerksystemen in unterschiedlichen Varianten verbaut, wobei die meisten im Fahrwerk eingesetzten Lager als Gummimetall-Verbundbauteile ausge-

führt sind. Durch eine gezielte Auslegung der Elastizitäten können die Fahrwerk- und Fahreigenschaften gezielt beeinflusst werden, womit den GML auch im Hinblick auf Fahrstabilität, Fahrkomfort und Fahrdynamik eine besondere Bedeutung zukommt. Häufig werden sogenannte Hülsen- oder Buchsen-Lager mit zylindrischer Geometrie, eingesetzt. Diese Bauform besteht aus mindestens einer inneren Metallhülse und dem Gummiwerkstoff außen, wobei in der Regel auch außen eine Hülse aus Metall oder Kunststoff genutzt wird. Die Außenhülse wird, beispielsweise in den Lagersitz eines Stablenkers, eingepresst und die Innenhülse mit dem Radträger verschraubt. Die einfachste Bauform dieser Lagergruppe besteht aus einer Innenhülse aus Metall und einem zylinderförmigen Gummielement. Diese Lager werden direkt in die Lageraufnahmen von Fahrwerklenkern eingepresst und durch seitliche Überhöhungen im Gummi und die radiale Vorspannung durch das Einpressen fixiert. Sie können nur begrenzt Axialkräfte übertragen und haben, im Vergleich zu anderen Hülsenlager-Bauformen, nur ein begrenztes Potenzial die Federraten in Translations- und Rotationsrichtung aufeinander abzustimmen. Hülsenlager mit Außenhülse ermöglichen, je nach Bauform (ungeschlitzte Außenhülse, geschlitzte Außenhülse, mit oder ohne Aussparung, mit oder ohne Zwischenhülse/ Zwischenblech, mit oder ohne Anschlagpuffer/ Steg, usw.) eine deutlich gezieltere Abstimmung der Federraten zwischen axialer und radialer Steifigkeit bei gleichzeitig geringer Torsionssteifigkeit, um die Nebenfederraten in der Radaufhängung möglichst gering zu halten. [12], [48]

Abbildung 3.13 zeigt eine Auswahl von GML, wie sie in der betrachteten Hinterachse des Referenzfahrzeugs verbaut sind. Abbildung 3.13 (a) stellt ein Achsträgerlager dar. Es dient als Verbindungselement zwischen Achsträger und Fahrzeugaufbau. Insgesamt sind von diesem Bauteiltyp vier Stück an der Hinterachse verbaut. In Abbildung 3.13 (b) ist ein Hülsenlager mit geschlitzter Außenhülse abgebildet.

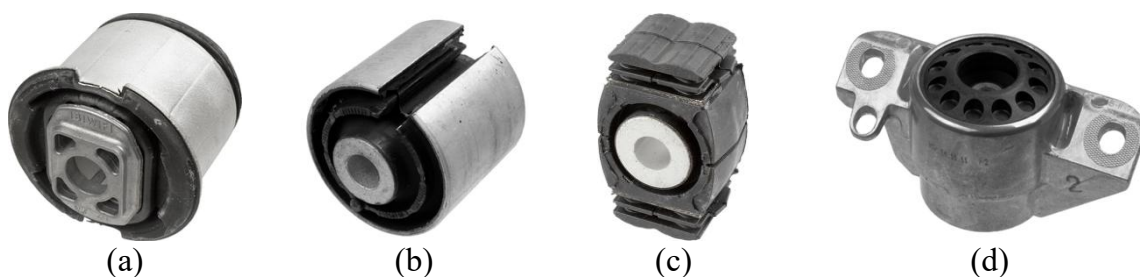


Abbildung 3.13: Auswahl unterschiedlicher Gummimetalllager der Hinterachse des Referenzfahrzeugmodells [138]

Diese Lagerform wird am Spur- und Sturzlenker sowohl innen als auch außen und am Trapezlenker vorne-innen und hinten-innen verwendet. Die Abbildung 3.13 (c) zeigt ein GML mit einer speziellen Geometrie: Es hat eine metallische Innenhülse und kommt, durch die besondere Formgebung, in Kombination mit dem entsprechend geformten Lagersitz im Radträger, ohne Außenhülse aus. Es verbindet den Trapezlenker vorne-außen mit dem Radträger, wobei das Lager über eine starre Verbindung mit der Lagerung hinten-außen gekoppelt ist. Die Abbildung 3.13 (d) stellt das Dämpferkopflager (*Top Mount*) der Hinterachse

dar. Über dieses Lager wird die Kolbenstange des Stoßdämpfers mit der Karosserie verbunden. Der untere „Kragen“ der metallischen Außenhülse dient der Aufnahme einer Elastomer-Zusatzfeder, welche koaxial auf der Kolbenstange montiert ist und sich beim Einfedern auf der Oberseite des Dämpferrohrs abstützt.

Nachfolgend werden zunächst die allgemeinen quasistatischen und dynamischen Eigenschaften von GML, sowie deren Beschreibung über Kenngrößen erläutert. Darauf aufbauend wird der entwickelte Prüfaufbau zur Vermessung von GML sowie die Messprozedur und die Messergebnisse vorgestellt. Anschließend erfolgt die Beschreibung der Messdatenaufbereitung für die Parameteridentifikation der GML-Modelle. Es folgt eine Beschreibung der verwendeten GML-Modelle sowie die Erläuterung des Parametrierungsprozesses der Modelle als mehrstufiges numerisches Optimierungsproblem. Abschließend werden Mess- und Simulationsergebnisse verglichen und die Abbildungsleistung der verwendeten viskoelastischen GML-Modelle bewertet.

Eigenschaften von Gummimetalllagern

Alle Eigenschaften von GML hängen neben der Bauform primär von den Eigenschaften des verwendeten Gummimaterials ab. Gummi als Elastomer-Werkstoff entsteht durch Vulkanisation eines Gemisches aus meist natürlichem Kautschuk und einem Füllstoff. Als primärer Füllstoff wird häufig Ruß oder Silica verwendet [139]. Durch die Vulkanisation entstehen Querverbindungen zwischen den Polymerketten des Kautschuks, welche die Eigenschaften wie Elastizität, Festigkeit und Temperaturbeständigkeit erheblich verbessern. Die Füllstoffe nehmen nicht direkt an der chemischen Vernetzung teil, beeinflussen aber entscheidend die viskoelastischen und dynamisch-mechanischen Eigenschaften des Gummimaterials, indem sie die Beweglichkeit der Polymerketten einschränken. [139], [140], [141]

Allgemein zeigt Gummi bei kleinen, quasistatischen Auslenkungen ein linear-elastisches Verhalten. Werden die Auslenkungen größer stellt sich, aufgrund des Zusammenspiels von Molekülketten des Kautschukmaterials mit den verwendeten Füllstoffen, ein hyperelastisches Materialverhalten ein. Dieses ist geprägt von einer mit der Verformung zunehmenden Progression. Bei zyklischer Beanspruchung wird, wie in Abbildung 3.14 a) dargestellt, bereits bei quasistatischer Verformung die Materialdämpfung als Hysterese im Kraft-Verchiebungs-Diagramm deutlich. Dabei entspricht die Fläche der Hysterese der bei der Verformung des Elastomers in Wärme umgesetzten Energie oder Arbeit W_d . Steigt die Anregungsgeschwindigkeit in Form einer steigenden Erregerfrequenz f_E bei sinusförmiger Belastung zeigen Elastomere viskoelastisches Materialverhalten, welches durch eine Zunahme der Steifigkeit deutlich wird, siehe Abbildung 3.14 b). Bei gleichbleibender Erregerfrequenz aber unterschiedlicher Erregeramplitude $\hat{x}_E$ zeigt sich außerdem eine als PAYNE-Effekt bekannte Abhängigkeit der Steifigkeit von der Anregungsamplitude (vgl. Abbildung 3.14 c) [142].

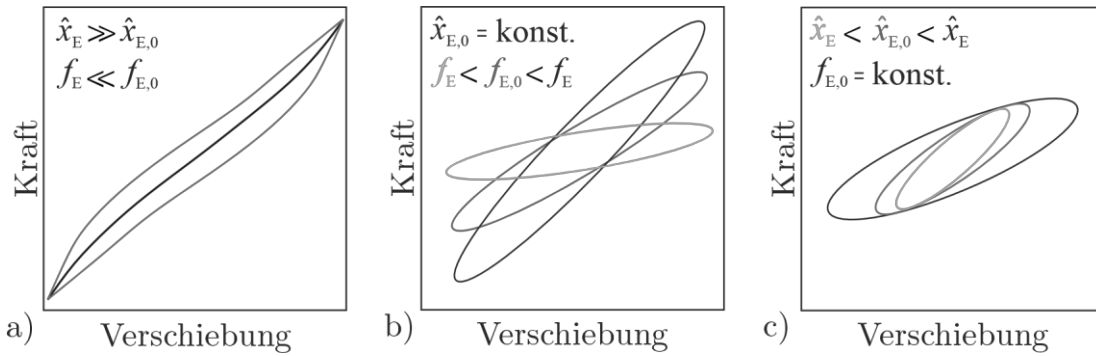


Abbildung 3.14: Eigenschaften von Gummimetalllagern: a) quasistatische Grundsteifigkeit mit Hysterese, b) frequenzabhängige Verhärtung, c) amplitudenabhängige Entfestigung (PAYNE-Effekt); nach [143]

Zur Charakterisierung der dynamischen Verhärtung bei steigender Anregungsfrequenz und Entfestigung bei steigender Amplitude von GML wird in der Regel die dynamische Steifigkeit c_{dyn} herangezogen. Zur Bewertung der Dämpfung werden die dissipierte Energie W_d oder der Verlustwinkel δ genutzt. Wie der Abbildung 3.15 a) zu entnehmen ist, reagiert ein Gummiwerkstoff im eingeschwungenen Zustand auf kleine harmonische Verformungen

$$x(t) = \hat{x}_E \sin(2\pi f_E t) \quad (3.8)$$

mit einer ebenfalls sinusförmigem Kraftantwort $F(t)$

$$F(t) = \hat{F} \sin(2\pi f_E t + \delta) \quad (3.9)$$

welche dem Weg um einen Phasenversatz δ , dem Verlustwinkel, vorauseilt. Diese Phasenvoreilung ist charakteristisch für das viskoelastische Materialverhalten von Elastomeren: Die Kraftantwort setzt sich aus einer elastischen Speicherkomponente (in Phase mit der Verschiebung $x(t)$) und einer viskosen Verlustkomponente (in Phase mit der Geschwindigkeit $\dot{x}(t)$) zusammen. Die Geschwindigkeit eilt der Verschiebung um 90° voraus, sodass eine positive Phasenverschiebung $0^\circ < \delta < 90^\circ$ der Gesamtkraft resultiert. Die Verlustkomponente repräsentiert dabei die pro Zyklus dissipierte Energie durch innere Reibung und molekulare Relaxationsprozesse. Über den Zusammenhang zwischen Kraft- und Wegamplitude wird die dynamische Steifigkeit c_{dyn} berechnet mit

$$c_{\text{dyn}} = \frac{\hat{F}}{\hat{x}_E}. \quad (3.10)$$

Der Verlustwinkel lässt sich aus den beiden zeitlichen Verläufen $x(t)$ und $F(t)$ direkt ermitteln. Bei verrauschten Messergebnissen kann diese Ermittlung allerdings aufwendig und fehlerbehaftet sein, sodass häufig eine alternative Bestimmung über die im Kraft-Verschiebungs-Diagramm resultierende Fläche der Ellipse W_d (vgl. Abbildung 3.15 b)) zur Anwendung kommt [144]. Die Fläche der Hysterese ist ein Maß für die während einer Schwingungsperiode in Wärme umgesetzte Energie, und wird durch numerische Integration entlang der geschlossenen Kraft-Verschiebungs-Kurve mit

$$W_d = \oint F dx \quad (3.11)$$

bestimmt, wobei $\oint$ das Ringintegral über einen vollständigen Zyklus bezeichnet. Der Verlustwinkel δ wird im Anschluss mit

$$\sin \delta = \frac{W_d}{\hat{F} \hat{x}_E \pi} \quad (3.12)$$

berechnet.

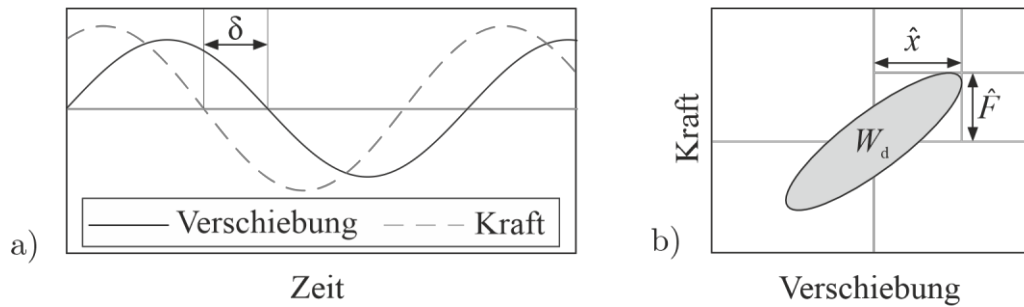


Abbildung 3.15: a) Phasenversatz (Verlustwinkel δ) zwischen Weganregung und Kraftantwort eines Elastomers; b) Kraft-Weg-Diagramm eines Elastomers mit ausgeprägter Hysterese und Dämpfungsarbeit W_d als Fläche der Hysterese, nach [143]

Zur Abbildung der Lagereigenschaften im Modell der Hinterachse ist die Kenntnis der jeweiligen Eigenschaften der im Achssystem verbauten GML essenziell. Nur durch Kenntnis der Eigenschaften der realen Komponenten können geeignete Modelle abgeleitet, parametrisiert und validiert werden.

Charakterisierung von Gummimetalllagern

Für die Ermittlung der beschriebenen charakteristischen Lagereigenschaften in radialer Hauptwirkungsrichtung wird ein uniaxialer Prüfstandsaufbau entwickelt und aufgebaut. Der in Abbildung 3.16 dargestellte Prüfstand ermöglicht harmonische translatorische Anregungen in einem Frequenzbereich von 0,05 bis 100 Hz und erfasst Kräfte bis zu 50 kN. Die Anregung erfolgt über einen servohydraulischen Gleichlaufzylinder, der über ein integriertes Steuer- und Regelsystem verfügt.

Das Grundgerüst des Prüfstands stellt ein schwingungsisoliertes Aufspannfeld mit zwei massiven Aufspannwinkeln dar. Der in der Abbildung 3.16 rechts liegende Aufspannwinkel dient der Aufnahme des Hydraulikzylinders. Der in der Abbildung 3.16 links dargestellte Aufspannwinkel fixiert, über Adapter, den Innenring einer Kraftmessdose. Der Außenring der Kraftmessdose ist mit einer Lageraufnahme verschraubt. Die Lageraufnahme wird für jeden Lagertyp individuell gefertigt, um die realen Einbaubedingungen im Fahrzeug möglichst präzise nachzubilden. Für die Untersuchungen werden die GML aus den Lagersitzen der Radaufhängungskomponenten entfernt und anschließend in die Lageraufnahme des Prüfstands eingebaut. Die innere Lagerhülse wird über einen Bolzen an eine U-förmige

Spannvorrichtung (Gabel) der Erregereinheit angebunden, wodurch eine symmetrische Krafteinleitung und eine präzise, wiederholbare Lagerung sichergestellt werden. Bei dynamischer Erregung wird auf der Lageraufnahme ein Halter zur Aufnahme eines Wirbelstromsensors zur Messung der Lagerverformung montiert.

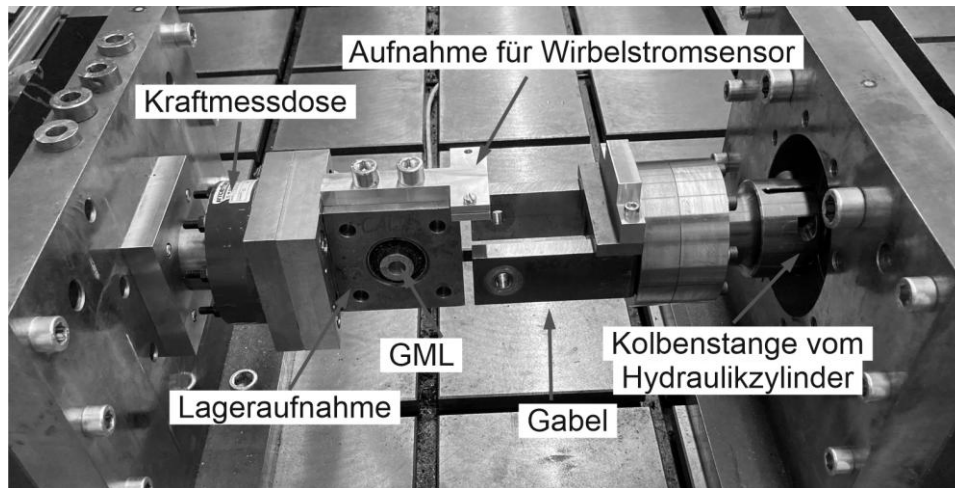


Abbildung 3.16: Prüfstand zur Messung der Kraftreaktion von Gummimetalllagern bei Weg-Anregung über einen Hydraulikzylinder

Zur Analyse der mechanischen GML-Eigenschaften wird der Innenhülse eine sinusförmige Verschiebung nach Gleichung (3.8) aufgeprägt und zusammen mit der Reaktionskraft und einem Zeitstempel aufgezeichnet. Um auszuschließen, dass amplitudenabhängige irreversible Änderungen der Steifigkeit bei neuen GML die Messdaten beeinflussen, werden die GML vor einer Messung über harmonische Anregungen mit verschiedenen Amplituden und Frequenzen vorkonditioniert. Eine solche irreversible Entfestigung bisher unbelasteter Elastomere bei zyklischer Beanspruchung, die zudem von der maximalen Belastung abhängt, wird auch als MULLINS-Effekt bezeichnet [145].

Der Messablauf wird entsprechend der grundsätzlichen Eigenschaften des Gummimaterials (vgl. Abbildung 3.14) in einen quasistatischen und einen dynamischen Teil gegliedert.

Quasistatische Messungen

Die quasistatischen Messungen zielen auf die Ermittlung der in Abbildung 3.14 a) dargestellten nichtlinearen Grundsteifigkeit ab. Als Anregungsfrequenz wird die kleinstmögliche Erregerfrequenz $f_E = 0,05$ Hz gewählt. Für die Wahl der Amplitude ist ein angemessener Kompromiss zwischen Lagerverformung und dem Erfassen der Progression entscheidend, um das Lager nicht zu beschädigen. Die maximale Anregungsamplitude wird daher iterativ und für jeden Lagertyp individuell bestimmt und liegt über alle Messungen und Lagertypen im Bereich von 0,7 bis 3 mm.

Zur Erfassung der Lagerverformung wird ein magnetostriktiver Positionssensor verwendet. Dieser ist am hinteren Teil der Kolbenstange des Gleichlaufzylinders montiert und wird ebenfalls für die Wegregelung des Hydraulikzylinders genutzt. Die Reaktionskraft liefert

ein dauerschwingfester Flachprofil-Kraftaufnehmer der interfaceforce e.K. Die Messdatenaufzeichnung und -ausgabe erfolgt über die systemzugehörige Mess- und Regelsoftware Haenchen Ratio Drive in Form einer Matrix mit den Spalteneinträgen Zeit / s, Kraft / kN und Weg / mm.

Abbildung 3.17 (a) zeigt exemplarisch zwei quasistatische Kraft-Verschiebungs-Verläufe eines asymmetrischen Hülsenlagers aus dem Trapezlenker. Das nebenstehende körperfeste GML-Koordinatensystem dient der Zuordnung der Messergebnisse zu den Belastungsrichtungen sowie der eindeutigen Ausrichtung der Lagermodelle im Achsmodell.

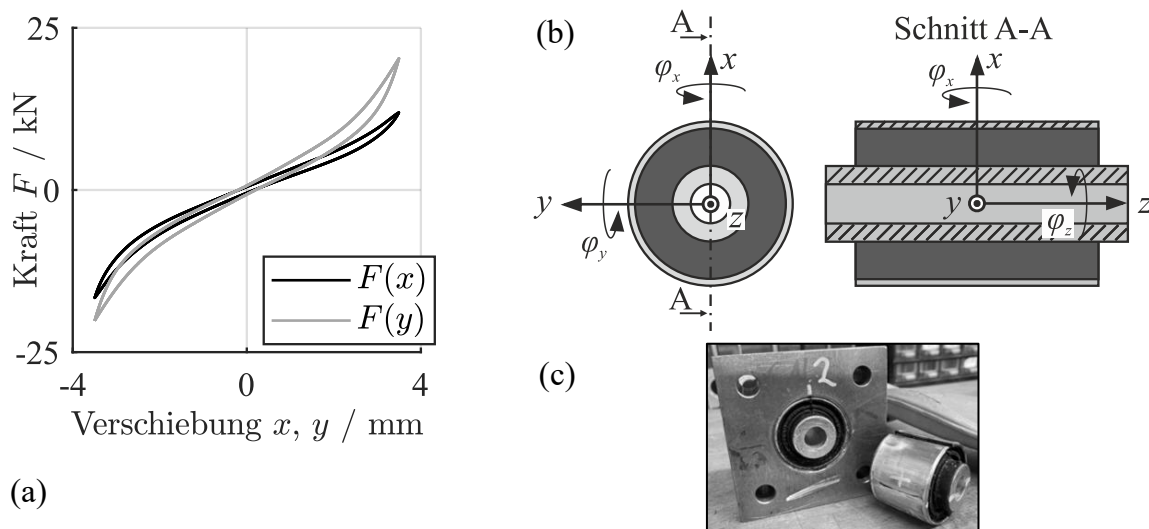


Abbildung 3.17: (a) Gemessene Kraft-Weg-Verläufe eines asymmetrischen Gummi-metalllagers in radialer Belastungsrichtung, (b) körperfestes Koordinatensystem von Hülsenlagern, (c) Sturzlenker-Lager in der Lageraufnahme des Prüfstands und im ausgepressten Zustand

Dynamische Messungen

Zur Identifikation der dynamischen Lagereigenschaften (Abbildung 3.14 b) und c)) werden je Lager insgesamt 168 Messungen mit acht verschiedenen Amplituden

$$\hat{x}_E \in X_E = \{0,04; 0,06; 0,08; 0,10; 0,12; 0,14; 0,20; 0,30\} \text{ mm}$$

und je 21 unterschiedlichen Frequenzen

$$f_E \in F_E = \{2; 5; 10; 15; 20; \dots 100\} \text{ Hz}$$

durchgeführt.

Für die dynamischen Messungen wird das in Tabelle 3.6 aufgelistete externe Messequipment genutzt. Anders als bei den quasistatischen Messungen wird die Lagerverformung als Verschiebung zwischen der Lageraufnahme und der an der Kolbenstange des Hydraulikzylinders montierten U-förmigen Spannvorrichtung (Gabel) mit einem Wirbelstromsensor gemessen.

Der Start einer Messung wird über das Hydrauliksystem getriggert. Das Messequipment kann den Phasenversatz zwischen Kraft- und Wegsignal erheblich beeinflussen. Dabei ha-

ben vor allem die Lauf- und Anstiegszeit der Tiefpass-Filter im Messverstärker großen Einfluss auf die zeitliche Verschiebung der beiden Signale. Die Laufzeit beschreibt die Verzögerung des Signals beim Durchlaufen des Filters. Die Anstiegszeit gibt an, wie schnell der Filter einen Signalfankenwechsel verarbeiten kann. Der im Messverstärker ML10B integrierte Tiefpass mit Bessel-Charakteristik hat bei einer Grenzfrequenz $f_c = 50 \text{ kHz}$ (-3 dB) eine Laufzeit von $4,4 \mu\text{s}$ und eine Anstiegszeit von $4 \mu\text{s}$. Damit beeinflusst der Bessel-Tiefpass die Phasenverschiebung bei den Messsignalen bis 100 Hz unwesentlich.

Tabelle 3.6: Übersicht Messequipment

Gerät	Bezeichnung
Wegsensor (Wirbelstrom)	Micro-Epsilon IS-200
Kraftsensor (DMS)	Interfaceforce Modell 1730
Datenerfassungssystem	HBM MGCPlus
Messverstärker	HBM ML10B
Oszilloskop	PicoScope 5000 Serie

Abbildung 3.18 visualisiert drei repräsentative Kraft-Verschiebungs-Verläufe bei radialer Anregung und konstanter Erregerfrequenz (a), während die rechte Darstellung (b) den vollständigen Verlauf der dynamischen Steifigkeit über alle untersuchten Amplituden bei konstanter Frequenz zeigt. Die Anregungsamplituden aus (a) sind in der Darstellung (b) durch Kreise markiert. Die amplitudenabhängige Verringerung der dynamischen Steifigkeit bei harmonischer Anregung (PAYNE-Effekt) ist deutlich erkennbar.

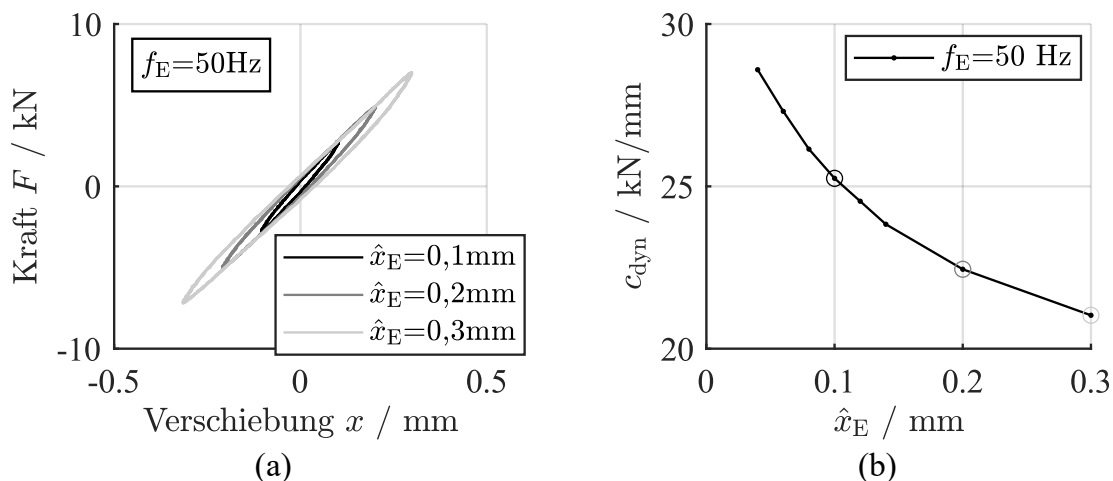


Abbildung 3.18: (a) Gemessene Kraft-Verschiebungs-Verläufe für drei unterschiedliche Anregungsamplituden $\hat{x}_E$ bei gleicher Anregungsfrequenz $f_E = 50 \text{ Hz}$, (b) Verlauf der dynamischen Steifigkeit c_{dyn} in Abhängigkeit der Anregungsamplitude $\hat{x}_E$; die dynamischen Steifigkeiten der Messungen aus (a) sind in (b) hervorgehoben

Der Einfluss der Anregungsfrequenz wird in Abbildung 3.19 verdeutlicht. Das linke Diagramm zeigt drei gemessene Kraft-Verschiebungs-Verläufe bei unterschiedlichen Anregungsfrequenzen. Mit steigender Frequenz bei identischer Verschiebungsamplitude resultiert eine höhere Reaktionskraft am Lager, was einem Anstieg der dynamischen Steifigkeit entspricht. Diese Beobachtung bestätigt der Steifigkeitsverlauf in der rechten Abbildung.

Für die systematische Bewertung der dynamischen Eigenschaften bei harmonischer Anregung im betrachteten Frequenzbereich erweisen sich Zeitverläufe von Kraft und Verschiebung als ungeeignet. Stattdessen werden neben der dynamischen Steifigkeit c_{dyn} die in den Gleichungen (3.11) bis (3.12) definierten charakteristischen Kenngrößen Verlustwinkel δ und Dämpfungsarbeit W_d verwendet.

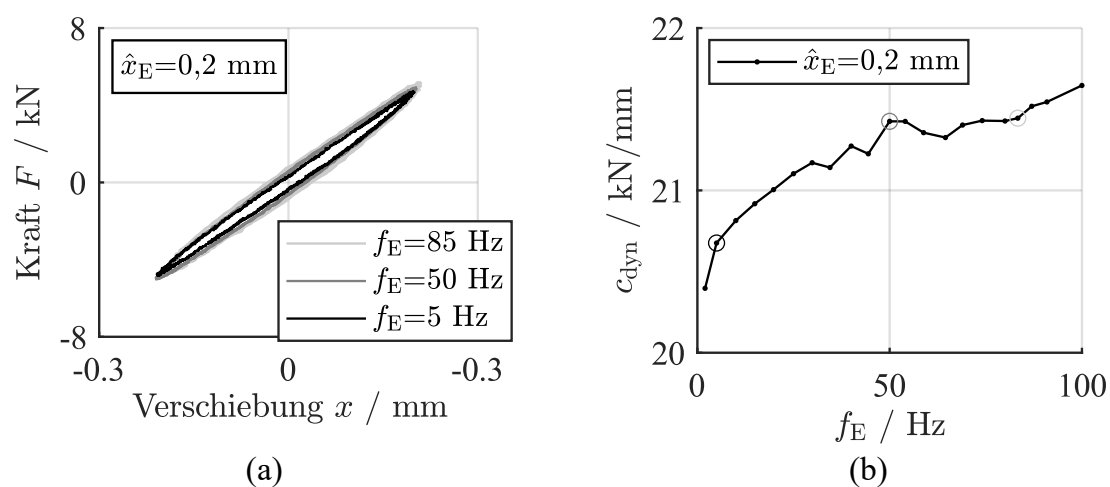


Abbildung 3.19: (a) Gemessene Kraft-Verschiebungs-Verläufe für drei unterschiedliche Erregerfrequenzen f_E bei konstanter Amplitude $\hat{x}_E$, (b) Verlauf der dynamischen Steifigkeit c_{dyn} in Abhängigkeit der Erregerfrequenz f_E ; die dynamischen Steifigkeiten der Messungen aus (a) sind in (b) hervorgehoben

Abbildung 3.20 präsentiert exemplarisch die aus den Messergebnissen für eine radiale Anregungsrichtung berechneten Kenngrößen eines GML. Die Darstellung (a) zeigt acht Verläufe der dynamischen Steifigkeit für von oben nach unten steigende Anregungsamplituden. Dabei zeigt sich das charakteristische GML-Verhalten: Zum einen steigt die dynamische Steifigkeit für alle Anregungsamplituden mit zunehmender Frequenz, zum anderen nimmt sie generell mit steigender Anregungsamplitude ab.

Der Plot (b) zeigt die Verlustwinkel für alle acht Anregungsamplituden. Diese liegen für das untersuchte Lager zwischen 4° und 9° und weisen eine deutliche Frequenzabhängigkeit auf. Eine ausgeprägte Amplitudenabhängigkeit lässt sich hingegen nicht identifizieren. Die rechte Darstellung (c) illustriert die Dämpfungsarbeit der Messreihen, welche sowohl eine Abhängigkeit von der Anregungsfrequenz als auch von der Anregungsamplitude aufweist.

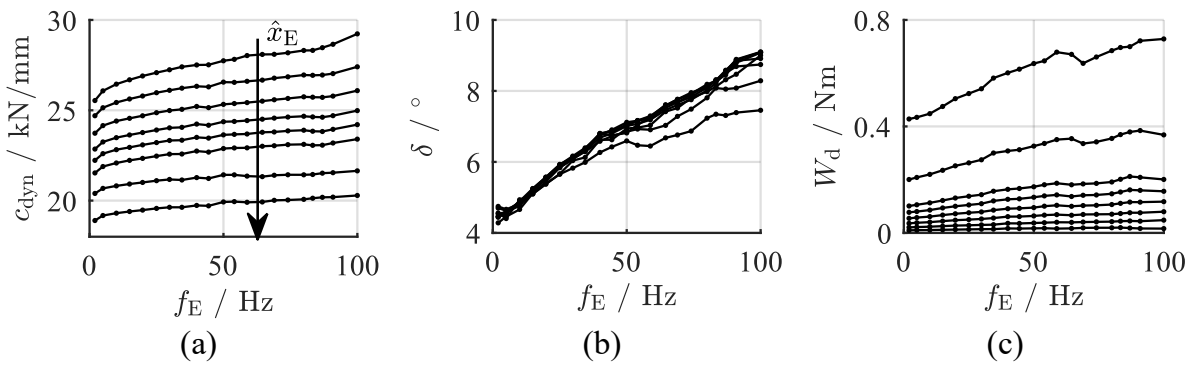


Abbildung 3.20: Exemplanische Darstellung der dynamischen Eigenschaften eines in radialer Richtung durch 168 Messungen charakterisierten GML in Abhängigkeit von der Anregungsfrequenz: (a) dynamische Steifigkeit c_{dyn} , (b) Verlustwinkel δ , (c) Dämpfungsarbeit W_d

Messdatenaufbereitung für die Modellparameter-Identifikation

Nach DIN 53513 [146] werden die in Abbildung 3.20 dargestellten dynamischen Kenngrößen eines Elastomers direkt aus den aufgenommenen Messdaten bestimmt. Diese Rohdaten sind typischerweise von nichtlinearen Effekten aus dem Prüfaufbau überlagert, die bei einer derartigen Auswertung auch die Kenngrößen beeinflussen [47]. Zur Approximation der sinusförmigen Grundsignale können sowohl die Fourier-Analyse als auch die Sinusregression verwendet werden. Durch beide Methoden wird eine Glättung des Verlaufs der dynamischen Steifigkeit oder des Verlustwinkels durch Eliminieren der Rauschsignale erzielt. Auf Basis eigener Analysen wurde die Sinusregression als Methode zur Identifikation der Grundsignale aus den Zeitreihen von Kraft- und Wegsignalen der dynamischen Messungen gewählt. Diese Erkenntnis deckt sich mit dem Vergleich der drei Methoden im Hinblick auf einen glatten Verlauf der dynamischen Steifigkeit in [47].

Aufgrund der nichtlinearen Grundsteifigkeit der GML ist der Verlauf der Reaktionskraft bei harmonischer Anregung nicht sinusförmig, sodass für die Kraftantwort eine Identifikation direkt über eine Approximation der Kraft-Verschiebungs-Hysterese erfolgt. Dazu wird eine adaptierte MATLAB-Funktion in Anlehnung an *Hysteresis* [147] aus dem MATLAB *File Exchange* verwendet, die bei Eingabe von $x(t)$ und $F(t)$ die Form der Hysterese mit zwei Polynomen für den auf- und absteigenden Ast abbildet und diese als Vektoren äquidistanter Stützstellen $\underline{x}_{\text{hys}}$ und $\underline{F}_{\text{hys}}$ zurückgibt. Dabei entsteht eine rein verschiebungsabhängige Beschreibung $F(x)$, bei der der zeitliche Zusammenhang verloren geht. Das Verschiebungs-Grundsignal der Anregung $x(t)$ wird, wie auch bei den dynamischen Messungen, mit der Sinusregression identifiziert.

Nach der Datenaufbereitung stehen also folgende Daten aus den Messungen zur Verfügung:

Quasistatisch:	$x(t)$, $\underline{x}_{\text{hys}}$, $\underline{F}_{\text{hys}}$
Dynamisch:	$x(t)$, $F(t)$.

Die Funktionen $x(t)$ und $F(t)$ entsprechen den Gleichungen (3.8) bzw. (3.9). Die Funktionen werden je Messung über die gemessene Erregerfrequenz $f_{E,mess}$ und die gemessene Verformungs-Amplitude $\hat{x}_{E,mess}$ bzw. Amplitude der Kraftantwort $\hat{F}_{E,mess}$ charakterisiert, denn bei experimentellen Analysen treten fast immer Abweichungen zwischen Sollwertvorgabe und dem tatsächlichen Systemverhalten auf. Für die Vermessung der GML werden daher system- und frequenzabhängige Regler-Parameter ermittelt, die eine gute Übereinstimmung der Soll- und Ist-Größen in definierten Frequenzbereichen gewährleisten. Ausgewertet werden ausschließlich die Ist-Verläufe der genannten Messgrößen.

Eine weitere wichtige Einflussgröße auf die realitätsnahe Modellierung von GML sind die herstellungsbedingten Variationen der Lagereigenschaften, die nach [47] bei gleichem Lagertyp bis zu 20 % der nominellen Lagersteifigkeit ausmachen können. Zur Berücksichtigung dieser Streuung werden von jedem Lagertyp jeweils bis zu drei Exemplare vermessen und die aufbereiteten Messdaten im Anschluss gemittelt.

Um die Streuung der Lagereigenschaften aus den verschiedenen Messungen eines Lagertyps zu bewerten, werden die etablierten Metriken Wurzel des mittleren quadratischen Fehlers, *Root Mean Square Error* (RMSE)

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2} \quad (3.13)$$

und der mittlere absolute prozentuale Fehler, *Mean Absolut Percentage Error* (MAPE)

$$MAPE = 100 \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left| \frac{y_i - \hat{y}_i}{y_i} \right|, \quad (3.14)$$

verwendet. In den Gleichungen beschreibt y_i den Referenzwert, hier die gemittelte Kenngröße, und $\hat{y}_i$ den zugehörigen Einzelwert eines Lagerexemplars. Die Variable n gibt die Anzahl der jeweils betrachteten Messungen bzw. Datenpunkte an; im Kontext dieser Streuungsanalyse ist $n = 168$. Beim RMSE bekommen durch das Quadrieren große Abweichungen ein stärkeres Gewicht als kleine; die Einheit des RMSE entspricht der der Ausgangsgröße. Der MAPE gewichtet Abweichungen gleichmäßig und ist einheitenlos mit Angabe in Prozent.

In der Tabelle 3.7 sind der mittlere RMSE (mRMSE) und mittlere MAPE (mMAPE) sowie deren Standardabweichungen angegeben. Bei drei Messreihen ist der mRMSE oder mMAPE der Mittelwert aus den drei Werten der einzelnen Lager nach Gleichung (3.13) bzw. (3.14). Anhand der Metriken zeigt sich, dass die grundsätzlichen Charakteristika der vermessenen Lager-Exemplare eines Lagertyps ähnlich sind. Der MAPE liegt beispielsweise für alle Kenngrößen aus Tabelle 3.7 bei unter 6 %.

Tabelle 3.7: Streuung der gemessenen Lagereigenschaften in Abhängigkeit des Lagertyps

Lager	c_{dyn}		W_d		δ	
	mRMSE kN/mm	mMAPE %	mRMSE Nm	mMAPE %	mRMSE °	mMAPE %
Spurlenker	0,9±0,45	3,6±1,69	0,02±0,01	3,81±1,96	0,3±0,08	2,92±0,42
Sturzlenker	0,7±0,33	3,15±1,16	0,02±0,01	5,28±0,69	0,37±0,15	3,55±1,16

Zur besseren Einordnung der skalaren Werte aus Tabelle 3.7 sind in Abbildung 3.21 die zugehörigen Kenngrößen dynamische Steifigkeit und Verlustwinkel der GML aus den Spur- und Sturzlenkern sowie die gemittelten Daten dargestellt.

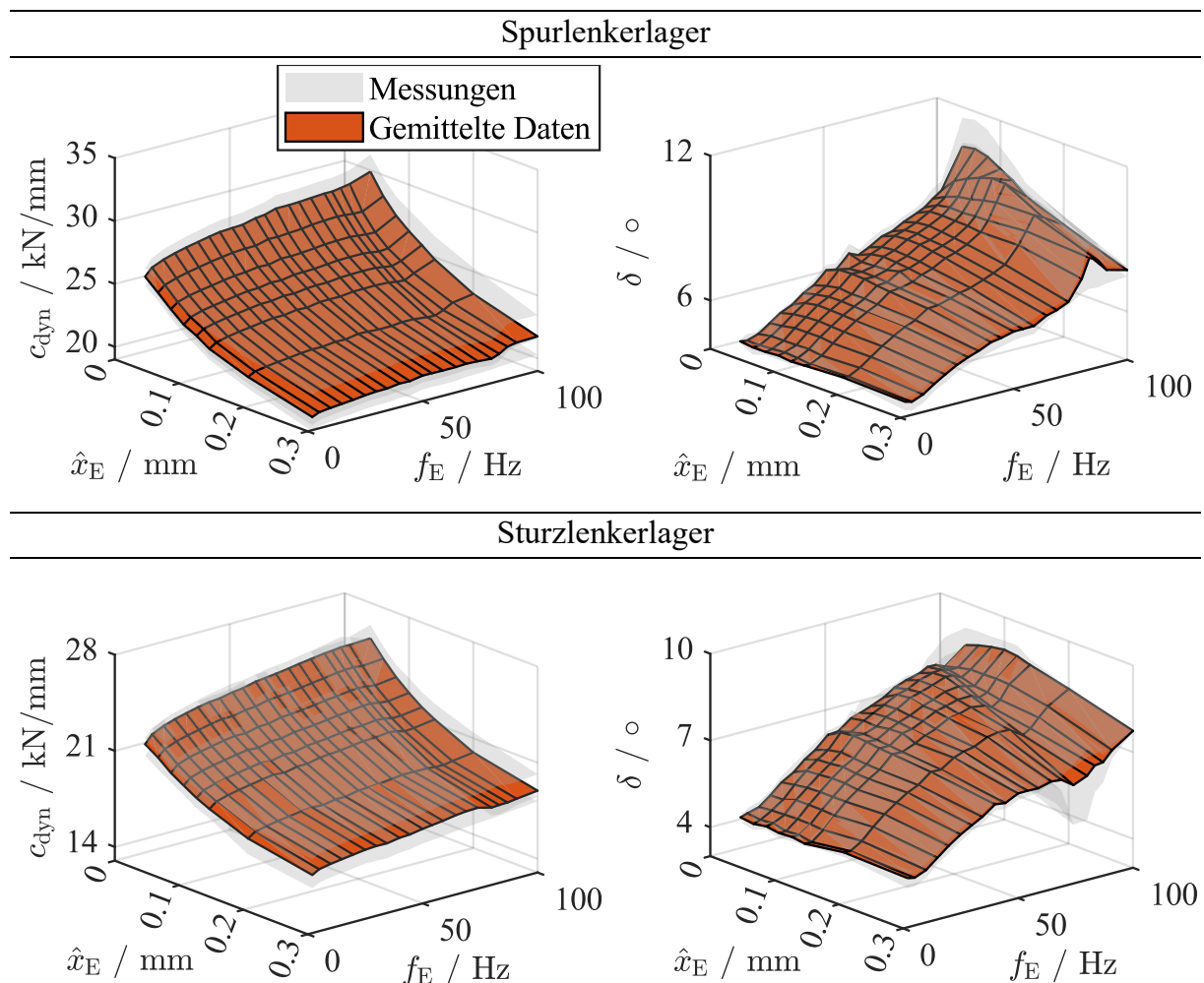


Abbildung 3.21: Dynamische Steifigkeit und Verlustwinkel - je drei Messreihen (Messungen) und die gemittelten Daten von Spurlenkerlager (oben) und Sturzlenkerlager (unten)

Auch hier ist festzustellen, dass die gemittelten Daten die Lagereigenschaften widerspiegeln und zusätzlich eine Glättung der Lagereigenschaften erzielt wird, indem Ausreißer in den Einzelmessungen weniger stark ins Gewicht fallen. Die mittleren Lagereigenschaften liefern daher eine gute Basis für die Parametrierung und Validierung der GML-Modelle für die Mehrkörpersimulation.

Alle Messdaten der Gummimetalllager sind in dem Online-Repository ZENODO unter [148] veröffentlicht. Neben den Messdaten werden MATLAB-Skripte zur Verarbeitung der Daten bereitgestellt.

Modellierung der Gummimetalllager-Eigenschaften

Aufbauend auf den ermittelten GML-Eigenschaften werden in diesem Abschnitt Modelle für die Mehrkörpersimulation entwickelt, die das viskoelastische Verhalten der Lager abbilden. Ziel ist es, Modelle zu abzuleiten, die einerseits die relevanten physikalischen Effekte mit ausreichender Genauigkeit wiedergeben und andererseits recheneffizient in der Fahrdynamiksimulation einsetzbar sind. Ein GML stellt in der Mehrkörpersimulation ein Kraftelement mit sechs Freiheitsgraden dar. Es verbindet zwei Körper und erzeugt Reaktionskräfte und -momente in Abhängigkeit der relativen Bewegung zwischen diesen Körpern. Jedes GML besitzt insgesamt sechs Freiheitsgrade: drei Translationsmöglichkeiten (T_x, T_y, T_z) und drei Rotationsmöglichkeiten (R_x, R_y, R_z).

Für jede Bewegungsrichtung wird ein individuelles Modell definiert, sodass sich der Kraftvektor $\underline{F}_{\text{GML}}$ und der Momentenvektor $\underline{M}_{\text{GML}}$ eines GML aus den folgenden Komponenten zusammensetzen:

$$\underline{F}_{\text{GML}} = [F_{\text{GML},x} \ F_{\text{GML},y} \ F_{\text{GML},z}]^T \quad (3.15)$$

$$\underline{M}_{\text{GML}} = [M_{\text{GML},x} \ M_{\text{GML},y} \ M_{\text{GML},z}]^T. \quad (3.16)$$

Jede Kraftkomponente $F_{\text{GML},i}$ bzw. jedes Moment $M_{\text{GML},i}$ mit $i \in \{x, y, z\}$ bildet die viskoelastischen Eigenschaften des Gummimaterials in der jeweiligen Richtung ab. Die Implementierung in ADAMS erfolgt mit allgemeinen Kraftelementen mit jeweils sechs Freiheitsgraden (*GForce*). Die Bestimmung der Lagerverformung basiert auf den zugrundeliegenden körperfesten Koordinatensystemen (Kapitel 2.1.3). Weitere Informationen zur Implementierung in ADAMS liefern [64], [149].

Modellansatz zur Abbildung der Gummimetalllager-Eigenschaften

Bei der Abbildung des viskoelastischen Verhaltens werden phänomenologische Modelle genutzt, die entsprechend der in Abbildung 3.14 dargestellten Eigenschaften (Grundsteifigkeit, Frequenzabhängigkeit, Amplitudenabhängigkeit) strukturiert sind [150], [151], [152], [153]. Diese Modelle beschreiben physikalische Phänomene auf makroskopischer Ebene, indem Abhängigkeiten zwischen verschiedenen Größen durch Funktionen oder Kennlinien ausgedrückt werden. Sie basieren auf experimentellen Daten, ohne die mikroskopischen Prozesse im Gummi im Detail zu modellieren.

Abbildung 3.22 veranschaulicht das Prinzip dieser Modellstruktur für einen einzelnen Freiheitsgrad: Für jede GML-Eigenschaft wird ein separates Teilmodell verwendet, dessen

Kräfte zur Gesamtreaktionskraft in diesem Freiheitsgrad summiert werden. Die allgemeine Struktur lautet:

$$F_{\text{GML},i} = F_{\text{Grundsteifigkeit},i} + F_{\text{Frequenzabh.},i} + F_{\text{Amplitudenabh.},i} \quad (3.17)$$

mit:

- $F_{\text{Grundsteifigkeit},i}$: Kraft aus der elastischen Grundsteifigkeit, die das quasistatische Kraft-Verformungs-Verhalten beschreibt
- $F_{\text{Frequenzabh.},i}$: Kraft der frequenzabhängigen Versteifungseffekte (Abbildung 3.19)
- $F_{\text{Amplitudenabh.},i}$: Kraft der amplitudenabhängigen Entfestigung (PAYNE-Effekt, Abbildung 3.18)

Je nach Belastungssituation und geforderter Modellgenauigkeit können einzelne Komponenten dominieren oder vernachlässigbar sein. Dieser modulare Aufbau ermöglicht eine flexible Anpassung der Modellkomplexität an die jeweilige Belastungssituation des einzelnen Freiheitsgrades.

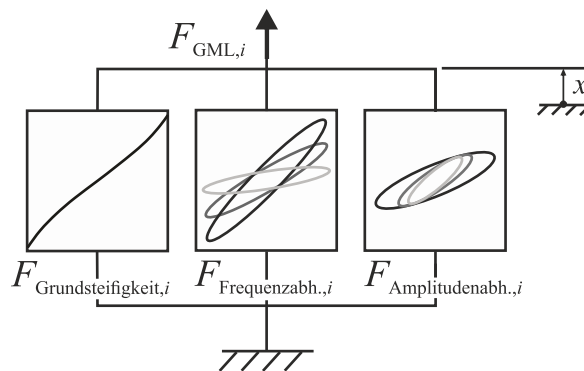


Abbildung 3.22: Struktur eines phänomenologischen Gummimetalllager-Modells; nach [143]

Sowohl an die einzelnen Modelle $F_{\text{GML},i}$ bzw. $M_{\text{GML},i}$ als auch an das Gesamtmodell $\underline{F}_{\text{GML}} + \underline{M}_{\text{GML}}$ werden folgende Anforderungen gestellt:

- Abbildung der wesentlichen und relevanten Effekte (Grundsteifigkeit, Amplitudenabhängigkeit und Frequenzabhängigkeit)
- Recheneffizienz für den Einsatz in der Gesamtfahrzeugsimulation
- Robustheit und numerische Stabilität bei verschiedenen Lastszenarien (virtuelle K&C-Prüfung und verschiedene Fahrmanöver)
- Parameteridentifikation aus experimentellen Daten

Diese Anforderungen führen zu einem Zielkonflikt zwischen Modellgenauigkeit und Rechenaufwand. Grundsätzlich stehen verschiedene Modellansätze zur Verfügung, die sich in ihrer Komplexität und damit in ihrer Eignung für verschiedene Belastungssituationen unterscheiden. Allen Ansätzen gemeinsam ist die Abbildung der Grundsteifigkeit durch ein elastisches Federelement, das je nach Anwendungsfall linear oder nichtlinear ausgeführt

sein kann [150]. Die Unterschiede liegen hauptsächlich in der Abbildung der frequenz- und amplitudenabhängigen Effekte.

Zur Abbildung der frequenzabhängigen Versteifung werden in der Regel MAXWELL (MW)-Elemente verwendet, die aus einer Reihenschaltung von Feder und viskosem Dämpfer bestehen und parallel zur Feder für die Grundsteifigkeit geschaltet werden [144], [150], [151], [154]. Für vereinfachte Modelle (z. B. KELVIN-VOIGT (KV)) wird die Frequenzabhängigkeit allein durch einen viskosen Dämpfer approximiert. Zur Abbildung des PAYNE-Effekts werden unterschiedliche Hysteresemodelle eingesetzt, darunter die Bouc-Wen-Hysterese, das *Standard Triboelastic Solid* (STS) Modell, das Reibmodell nach Berg und JENKIN-Elemente [150], [154], [155], [156], [157], [158].

In Radaufhängungen treten aufgrund der Einbausituation der GML in den Radführungselementen in den beiden radialen Hauptbelastungsrichtungen in der Regel größere Verformungsamplituden und ausgeprägte nichtlineare Effekte auf, während in den vier verbleibenden Freiheitsgraden geringere Lasten und näherungsweise lineares Verhalten resultieren [12]. Darüber hinaus ist die Torsionssteifigkeit eines GML (Rotation um die Längsachse z) im Allgemeinen gering um die Nebenfederraten bei Federbewegung ebenfalls gering zu halten [12]. Ebenso ist die axiale Steifigkeit von GML, im Vergleich zur radialen Steifigkeit, gering, da die Verformung des Gummimaterials in axialer Richtung bauartbedingt nicht begrenzt ist [12]. Alles zusammen ermöglicht eine richtungsabhängige Modellierungsstrategie, bei der die Modellkomplexität gezielt an die jeweilige Belastungssituation angepasst wird. Kohl [47] nutzt für die beiden radialen Hauptbelastungsrichtungen von GML in Radführungselementen das in [121] vorgestellte Modell, bestehend aus einer nichtlinearen Feder zur Abbildung der Grundsteifigkeit, einer Feder mit wegabhängiger Federsteifigkeit als Hysteresemodell zur Erfassung der Amplitudenabhängigkeit in Kombination mit MW-Elementen zur Abbildung der Frequenzabhängigkeit. Für die vier verbleibenden Freiheitsgrade werden KV-Modelle genutzt. Die in [121] präsentierte und in [47] ausführlicher beschriebene Validierung des Modellierungsansatzes auf Systemebene der Radaufhängung umfasst eine transiente Anregung des Fahrzeugaufbaus in vertikaler Richtung (Federbewegung). Dabei werden Simulations- und Messergebnisse verglichen: Aufbauabewegung, Dämpferweg und Schnittlasten in Lenkerrichtung von vier der fünf verbauten Querlenker in der untersuchten Fünflenker-Radaufhängung. Die gute Übereinstimmung von Mess- und Simulationsergebnissen belegt indirekt auch die gute Approximationsleistung des richtungsabhängigen Modellierungsansatzes zur Abbildung der GML-Eigenschaften. Daher wird dieser Ansatz in dieser Arbeit übernommen.

Für eine übersichtliche Darstellung und Erläuterung der gewählten GML-Modelle wird ausschließlich die Kraft $F_{\text{GML},i}$ in der Verformungsrichtung i genutzt. Die angegebenen Gleichungen gelten bei Rotation R_i zur Bestimmung des resultierenden Momentes M_i bei Verwendung eines Verdrehwinkels φ anstelle der translatorischen Verformung x analog.

KELVIN-VOIGT-Modell

Das KELVIN-VOIGT-Modell ist ein etabliertes, vergleichsweise einfaches, Modell zur Beschreibung viskoelastischer Feststoffe [108]. Es ist als Standardmodell zur Abbildung von GML in ADAMS vorgesehen [149]. Das KV-Modell besteht aus einer Feder mit einem (nicht-)linearen Steifigkeitsverlauf und einem viskosen Dämpfer, die parallel geschaltet sind (Abbildung 3.23 (a)). Die Reaktionskraft F_{KV} des KV-Modells setzt sich somit aus den beiden Kraftkomponenten von Feder und Dämpfer zu

$$F_{KV} = F_{NLF} + F_D \quad (3.18)$$

zusammen. Die Federkraft F_{NLF} bildet die lineare Grundsteifigkeit ab. Die Kraft des viskosen Dämpfers F_D erfasst vereinfacht die Frequenzabhängigkeit und sorgt für Energiedissipation.

Im MKS-Modell kann die Federkraft auf unterschiedliche Weise implementiert werden. Entweder durch Approximation mit einem Polynom n -ter Ordnung, mit

$$F_{NLF}(x) = \sum_{i=0}^n a_i x^i \quad (3.19)$$

oder als Kraft-Verformungs-Kennlinie. Kennlinien werden in ADAMS als Stützstellen-Matrix im Modell integriert und durch stückweise Interpolation ausgewertet.

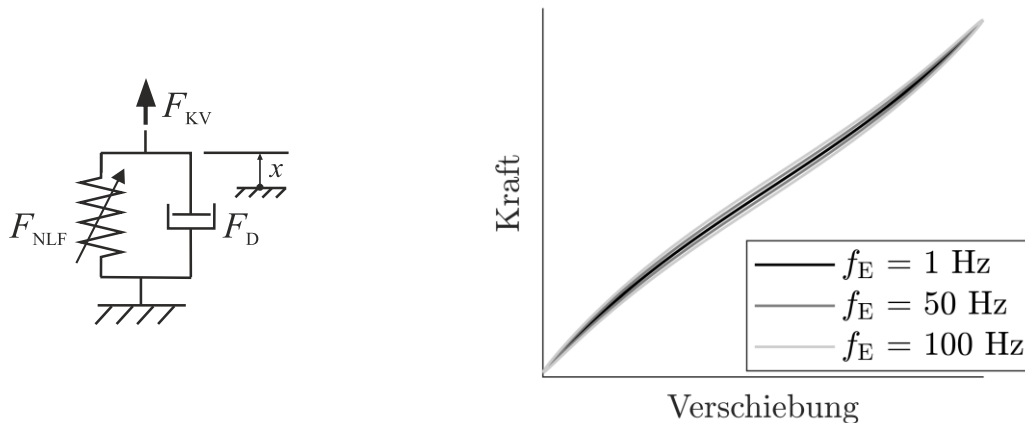


Abbildung 3.23: (a) KELVIN-VOIGT-Modell mit nichtlinearer Federsteifigkeit, (b) Kraft-Verschiebungs-Diagramm eines KELVIN-VOIGT-Modells bei harmonischer Anregung mit drei verschiedenen Anregungsfrequenzen von 1 bis 100 Hz

Je nach zugrundeliegendem Solver bietet eine der beiden Methoden Vorteile hinsichtlich der Berechnungszeit oder der Konvergenz des Modells. Im vorliegenden Fall werden in ADAMS Kennlinien vorgegeben, die durch Interpolation nach AKIMA [159] die Federkraft F_{NLF} abhängig von der Lagerverformung x angeben. Sind die Lagerverformungen in der Simulation klein und liegen im linearen Bereich der Lagersteifigkeit gilt $c_F(x) = \text{konst.}$ und die Grundsteifigkeit des GML kann als lineare Feder mit $F = c_F x$ beschrieben werden.

Die Dämpfung wird mit einem linearen Dämpfungskoeffizienten d als

$$F_D = d\dot{x} \quad (3.20)$$

definiert. Die Dämpferkraft hängt von der Verformungsgeschwindigkeit ab, sodass sich bei sinusförmiger Anregung eine Hysterese ausbildet, wie in Abbildung 3.23 (b) dargestellt ist. Die lineare Dämpfungskonstante d eines KV-Modells wird üblicherweise aus dem experimentell bestimmten Verlustwinkel δ abgeleitet. Bei harmonischer Anregung gilt

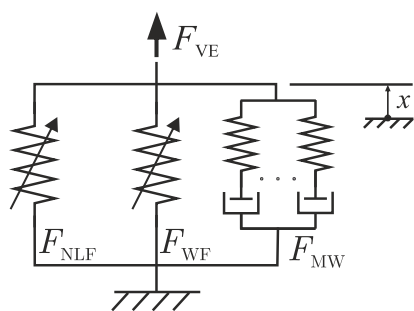
$$\tan(\delta) = 2\pi f_E \frac{d}{c}. \quad (3.21)$$

Dies führt bei konstantem d zwangsläufig zu $\delta(f_E) = \arctan(2\pi f_E d/c)$, also einem linear mit der Frequenz ansteigendem Verlustwinkel. Bei Abweichungen der Anregung von den der Parametrierung zugrundeliegenden Messergebnisse führt das KV-Modell daher schnell zu einer Über- oder Unterschätzung der Dämpfungseffekte.

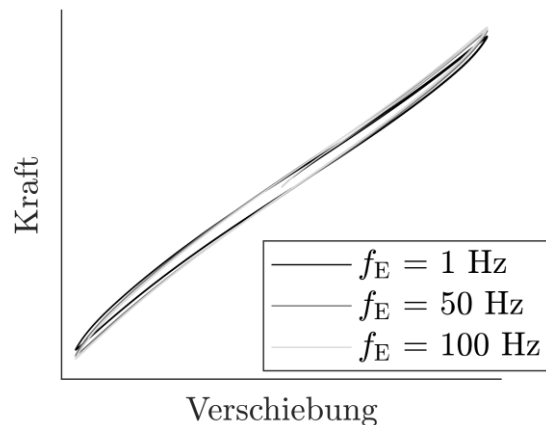
Die dynamische Verhärtung mit steigender Anregungsfrequenz und die Erweichung bei steigenden Anregungsamplituden können mit dem Modell nicht detailliert beschrieben werden, vielmehr geht es um die Berücksichtigung der Grundsteifigkeit der GML im Modell bei grundsätzlicher Berücksichtigung der Dämpfung.

Erweitertes viskoelastisches Ersatzmodell mit amplitudenabhängiger Hysterese

Abbildung 3.24 zeigt das komplexere phänomenologische Modell aus [121]. Das Modell wurde in [155] auf Basis eines Vergleichs der Abbildungsleistung unterschiedlicher phänomenologischer GML-Modelle mit verschiedener Komplexität in einem Frequenzbereich bis 300 Hz und Amplituden bis 0,3 mm am besten bewertet.



(a)



(b)

Abbildung 3.24: (a) Erweitertes viskoelastisches Ersatzmodell zur Abbildung der GML-Eigenschaften nach [121], (b) Kraft-Verschiebungs-Diagramm des Modells bei harmonischer Weg-Anregung mit drei verschiedenen Anregungsfrequenzen von 1 bis 100 Hz

Die Bewertung fand anhand der beiden Kenngrößen dynamische Steifigkeit c_{dyn} und Verlustwinkel δ statt. Die Approximationsgüte des Modells wurde darüber hinaus in [47], [121]

präsentiert. Das Modell setzt sich aus einer nichtlinearen Feder zur Abbildung der Grundsteifigkeit, einem generalisierten MAXWELL-Modell (parallele Anordnung mehrerer MW-Elemente) zur Berücksichtigung der frequenzabhängigen Steifigkeitszunahme und einer Feder mit wegabhängiger Steifigkeit $\bar{c}_{WF}$ (beschrieben in [160]) zur Abbildung des PAYNE-Effektes zusammen, wobei letztere die Gedächtniseffekte in gummiartigen Materialien abbildet.

Durch Addition der drei Teilmodelle wird das komplexe viskoelastische Verhalten in einer definierten Verformungsrichtung mit der Gleichung

$$F_{VE} = F_{NLF} + F_{WF} + \sum_{i=1}^{n_{MW}} F_{MW,i} \quad (3.22)$$

beschrieben. Für F_{NLF} gilt, wie schon beim KV-Modell die Gleichung (3.19).

Wird die Verformung x_{WF} der wegabhängigen Feder mit

$$x_{WF}(t, \tau) = \int_{\tau}^t |\dot{x}(\bar{\tau})| d\bar{\tau} \text{ mit } \tau \leq \bar{\tau} \leq t \quad (3.23)$$

angegeben, folgt für die Kraft F_{WF} aus dem zugehörigen Kraftgesetz

$$F_{WF}(t) = F_{WF,0} + \int_0^t \bar{c}_{WF}(t, \tau) \dot{x}(\tau) d\tau. \quad (3.24)$$

Zur Modellierung der GML-Eigenschaften wird die exponentiell abnehmende Steifigkeit

$$\bar{c}_{WF}(x_{WF}(t, \tau)) = c_{WF} e^{-\vartheta_{WF} x_{WF}(t, \tau)} \quad (3.25)$$

genutzt. Mit der Anfangsbedingung $F_{WF}(0) = 0$ die zu $F_{WF,0} = 0$ führt und mit der zeitlichen Ableitung von Gleichung (3.24) mit Gleichung (3.23) und (3.25) resultiert

$$\dot{F}_{WF}(t) = -\vartheta_{WF} |\dot{x}(\bar{\tau})| \int_0^t \bar{c}_{WF}(x_{WF}(t, \tau)) \dot{x}(\tau) d\tau + c_{WF} \dot{x}(t). \quad (3.26)$$

Mit den Gleichungen (3.24) und (3.25) sowie $F_{WF,0} = 0$ wird Gleichung (3.26) zu

$$\dot{F}_{WF}(t) = \vartheta_{WF} |\dot{x}(t)| F_{WF}(t) + c_{WF} \dot{x}(t) \quad (3.27)$$

umgeformt. Mit $|\dot{x}| = \text{sgn}(\dot{x}) \dot{x}$ ergibt sich die gewöhnliche Differentialgleichung (DGL)

$$\dot{F}_{WF}(t) + \vartheta_{WF} \dot{x}(t) \text{sgn}(\dot{x}) F_{WF}(t) = c_{WF} \dot{x}(t) \quad (3.28)$$

Die das Verhalten der wegabhängigen Feder mit exponentiell abnehmender Steifigkeit beschreibt.

Die wegababhängige Feder unterscheidet sich grundlegend von den anderen Modellelementen durch ihre Abhängigkeit von der Belastungshistorie. Die Variable x_{WF} akkumuliert gemäß Gleichung (3.23) die zurückgelegte Verformung unabhängig von der Bewegungsrichtung und führt über die exponentielle Beziehung (3.25) zu einer Steifigkeitsreduktion, die den PAYNE-Effekt als charakteristische Entfestigung von Elastomeren bei zunehmender Dehnungsamplitude phänomenologisch abbildet. Die Formulierung als Differentialgleichung (3.28) mit richtungsabhängigem Term $\vartheta_{WF}\dot{x}(t)\text{sgn}(\dot{x})$ bewirkt unterschiedliche Steifigkeiten bei Be- und Entlastung und damit Hystereseschleifen mit Energiedissipation. Trotz der monoton wachsenden Hilfsvariable x_{WF} stellt sich bei periodischer Anregung ein stationärer Zustand mit geschlossenen, amplitudenabhängigen Hysteresee ellipsen ein.

Beim MW-Element, als Serienschaltung aus linearer Feder und linearem Dämpfer, sind die Kräfte in beiden Elementen gleich, während sich die Verformungen summieren. Die Kraftgleichung für ein MW-Element i wird durch die DGL

$$\dot{F}_{MW,i}(t) + \frac{c_{MW,i}}{d_{MW,i}} F_{MW,i}(t) = c_{MW,i} \dot{x}(t) \quad (3.29)$$

beschrieben. Zum Zeitpunkt $t = 0$ wird für die MW-Elemente $F_{MW}(0) = 0$ festgelegt.

Während die MW-Elemente die Steifigkeitszunahme mit steigender Frequenz beschreiben, bildet die wegababhängige Feder die Steifigkeitsabnahme mit steigender Amplitude ab. Die nichtlineare elastische Feder liefert die Grundsteifigkeit.

Zur Abbildung der individuellen Eigenschaften der verschiedenen Lagertypen in der hinteren Radaufhängung werden Modelle mit unterschiedlicher Anzahl MW-Elementen n_{MW} verwendet. Die Anzahl leitet sich aus einer lagerspezifischen Analyse der Modelle mit unterschiedlicher Anzahl an MW-Elementen ab, wie nachfolgend beschrieben wird. Die gewählte Anzahl an MW-Elementen ist schlussendlich ein Kompromiss zwischen Modellgenauigkeit und Berechnungszeit, denn mit jedem zusätzlichen MW-Element steigt auch die Anzahl der DGL die bei der Simulation des Fahrzeugmodells gelöst werden müssen.

Parametrierung der Gummimetalllager-Modelle

KELVIN-VOIGT-Modell

Das KV-Modell umfasst bei Verwendung einer linearen Feder insgesamt zwei Parameter $\underline{p}_{KV,lin} = [c \ d]$. Bei Verwendung einer nichtlinearen Feder und Beschreibung der nichtlinearen Abhängigkeit der Kraft F_{NLF} von der Verformung x als Polynom 3. Grades nach Gleichung (3.19) resultiert für die Kraft

$$F_{NLF}(x) = a_3 x^3 + a_2 x^2 + a_1 x + a_0, \quad (3.30)$$

wodurch sich die Anzahl der Modellparameter $\underline{p}_{KV,nl} = [a_1 \ a_2 \ a_3 \ a_0 \ d]$ auf fünf erhöht.

Die Parameteridentifikation basiert sowohl für lineare als auch für nichtlineare Grundsteifigkeiten entweder auf verfügbaren quasistatischen Messdaten oder auf adaptierten Messdaten, die über Ähnlichkeitsbetrachtungen hinsichtlich Geometrie und Bauart von verfügbaren Messdaten abgeleitet werden. Die Identifikation der Polynomkoeffizienten a_i der nichtlinearen Kennlinie (3.30) erfolgt in MATLAB als Optimierungsproblem, welches allgemein mit

$$\min_{\underline{p}} f(\underline{p}) \quad (3.31)$$

beschrieben wird. Gleichung (3.31) definiert eine von den Optimierungsparametern $\underline{p}$ abhängige Ziel- oder Kostenfunktion f die minimiert werden soll. Für einen *Least-Square-Fit* wird die Summe der quadratischen Abweichungen (*Sum of Squared Errors*, SSE)

$$SSE = \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2 \quad (3.32)$$

Minimiert, wobei y_i dem i -ten Datenpunkt aus den Messdaten und $\hat{y}_i$ dem i -ten Datenpunkt aus dem Polynom aus Gleichung (3.30) entspricht. Das n bezeichnet die Anzahl der auszuwertenden Datenpunkte bzw. Stützstellen.

Erweitertes viskoelastisches Ersatzmodell mit amplitudenabhängiger Hysterese

Das erweiterte viskoelastischen Ersatzmodells aus Gleichung (3.22) umfasst für die betrachtete Anzahl an MW-Elementen $n_{MW} \in \{3, 4, 5, 6\}$ bis zu 18 Parameter

$$\underline{p}_{VE} = [a_1 \ a_2 \ a_3 \ a_0 \ \vartheta_{WF} \ c_{WF} \ \sum_{i=1}^{n_{MW}} [c_{MW,i} \ d_{MW,i}]], \quad (3.33)$$

wovon vier aus dem Polynom der nichtlinearen Feder (3.30), zwei aus der DGL der wegabhängigen Feder (3.28) und je zwei aus den berücksichtigten MW-Elementen (3.29) resultieren. Eine direkte Parameteridentifikation aller Modellparameter aus Messdaten, wie bei der nichtlinearen Feder des KV-Modells ist, aufgrund des fehlenden direkten physikalischen Zusammenhangs zwischen Modellparametern und gemessenen Zeitreihen von Reaktionskraft $F_{GML,i}$ und Verformung x nicht möglich. Stattdessen stellt die Modellparameterisierung einen iterativen Prozess dar, der durch fortwährenden Vergleich zwischen Messdaten und berechneten Modellergebnissen, im Sinne einer mehrstufigen Optimierung mit (3.31), die bestmöglichen Parameter für das Modell findet.

Die gewählte sequenzielle Optimierungsstrategie identifiziert in einer ersten Optimierung eine Basis-Konfiguration der Modellparameter, die anschließend in weiteren Optimierungsschritten verfeinert wird. Die Parameteridentifikation gliedert sich in zwei Teilprozesse:

- 1) Parameteridentifikation unter quasistatischer Anregung
- 2) Parameteridentifikation unter dynamischer Anregung

Der Prozess ist in MATLAB umgesetzt und wird nachfolgend detailliert beschrieben.

1) Parameteridentifikation bei quasistatischer Anregung

Zur Abbildung der nichtlinearen Grundsteifigkeit und der quasistatischen Hysterese (vgl. Abbildung 3.14 a)) werden die MW-Elemente zunächst vernachlässigt. Denn bei quasistatischer Verformung ist die Reaktionskraft der MW-Elemente gleich null. Es gilt $\dot{x} \approx 0$, wodurch die Dämpferkraft ebenfalls null wird. Aufgrund der Reihenschaltung gilt weiter $F_{MW} = F_{Feder} = F_{Dämpfer}$, wodurch auch $F_{MW} = 0$ resultiert.

Die betrachtete Kraftgleichung in Verformungsrichtung im quasistatischen Fall setzt sich aus F_{NLF} und F_{WF} zusammen zu

$$F_{GML,stat,i}(x) = F_{NLF}(x) + F_{WF}(x). \quad (3.34)$$

In MATLAB wird die nichtlineare Federkraft $F_{NLF}(x)$ aus Gleichung (3.30) mit einem *Least-Square-Fit* (vgl. Abschnitt KV-Model) approximiert. Zur Lösung der Differentialgleichung der wegabhängigen Feder (3.28) wird der *ode45*-Algorithmus aus MATLAB verwendet. Dieser beruht auf einem expliziten Runge-Kutta-Verfahren (4,5), konkret dem Dormand-Prince-Verfahren [161], [162]. Das resultierende quasistatische GML-Modell für eine isolierte Verformungsrichtung besitzt damit insgesamt die sechs Parameter

$$\underline{p}_{VE,stat} = [a_0 \ a_1 \ a_2 \ a_3 \ \vartheta_{WF} \ c_{WF}]. \quad (3.35)$$

Diese Modellparameter werden mittels numerischer Optimierung in MATLAB entsprechend Gleichung (3.31) identifiziert. Als Gütemaß der Modellvorhersage wird eine zusammengesetzten Zielfunktion $f_{VE,stat}(\underline{p}_{VE,stat})$ entwickelt. Die maximale quasistatische Steifigkeit $c_{stat,max}$, als Umkehrpunkt der quasistatischen Kraft-Verformungs-Kennlinie, wird zur Berücksichtigung der maximalen Steifigkeit und der Verlustwinkel bei quasistatischer Anregung δ_{stat} zur Beschreibung der statischen Hysterese, berücksichtigt. Mit $c_{stat,max}$ und δ_{stat} liegen direkt skalare Größen vor die über einen relativen prozentualen Fehler (RF)

$$RF = 100 \left| \frac{y_i - \hat{y}_i}{y_i} \right| \quad (3.36)$$

in der Zielfunktion berücksichtigt werden. Der RF resultiert aus dem MAPE (3.14) für $n = 1$ Datenpunkt. In der Gleichung beschreibt y_i die Referenzgröße ($c_{stat,max}$ oder δ_{stat}) aus den gemittelten Messdaten und $\hat{y}_i$ das Pendant aus der Simulation. Zusätzlich werden die Mittellinien der Kraft-Verschiebungs-Kennlinien aus Messung und Simulation mittels *Least-Squares*-Verfahren durch Polynome 5. Grades nach Gleichung (3.19) approximiert. Die Polynome werden an n äquidistanten Stützstellen $\underline{x}$ im relevanten Verschiebungsreich ausgewertet, wodurch die Kraftvektoren $\underline{\bar{F}}_{Mess}$ und $\underline{\bar{F}}_{Sim}$ resultieren. Die Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation wird anhand des MAPE (3.14) quantifiziert,

sodass sich die zu minimierende Zielfunktion $f_{\text{VE,stat}}$ unter Verwendung von Gewichtungsfaktoren $w_{s,i}$ aus drei gewichteten prozentualen Fehlerwerten zusammensetzt zu

$$f_{\text{VE,stat}}(\underline{p}_{\text{VE,stat}}) = w_{s,1}\text{RF}(c_{\text{stat,max}}) + w_{s,2}\text{RF}(\delta_{\text{stat}}) + w_{s,3}\text{MAPE}(\bar{F}). \quad (3.37)$$

Die Verwendung von Gewichtungen wird genutzt, um ein Merkmal der Zielfunktion bei der Optimierung stärker zu berücksichtigen als ein anderes, wobei primär $w_{s,1}/w_{s,2} = 5/1$ genutzt wird. Das Ergebnis dieser ersten Parameteridentifikation liefert die Basis-Parameter des Modells aus (3.34) und wird als $\underline{p}_{\text{VE,stat},0}$ bezeichnet.

2) Parameteridentifikation bei dynamischer Anregung

Für die dynamischen Eigenschaften der GML-Modelle stehen insgesamt 168 gemittelte Messdatensätze mit unterschiedlicher dynamischer Anregung pro Lagertyp zur Verfügung (Abbildung 3.20). Ein Vergleich der Zeitverläufe von Kraft und/ oder Verschiebung für eine derart große Anzahl verschiedener Messungen ist nicht zielführend. Vor allem, da sich die primären dynamischen Lagereigenschaften (Frequenzabhängigkeit und Amplitudenabhängigkeit, vgl. Abbildung 3.14) mit den Kenngrößen c_{dyn} und δ gut beschreiben lassen, wie zu Beginn des Kapitels erläutert wurde. Bei der Parameteridentifikation anhand der dynamischen GML-Eigenschaften werden daher diese Größen für einen Vergleich zwischen Messung und Simulation herangezogen.

Als Modell zur Abbildung der vollständigen GML-Eigenschaften in einer radialen Hauptbelastungsrichtung wird das Gesamtmodell aus Gleichung (3.22) verwendet, wobei die verwendete Anzahl an MW-Elementen je Lagertyp variieren kann. Maßgebend für die Anzahl an MW-Elementen ist die finale Abbildungsgüte der Modelle für deren Vergleich die nachfolgend beschriebene Methodik zur Parameteridentifikation für jeden Lagertyp stets mit $n_{\text{MW}} \in \{3, 4, 5, 6\}$ durchgeführt wurde. Die Festlegung von n_{MW} ist ein Kompromiss zwischen Berechnungszeit und Abbildungsgüte, wobei der Fokus hier auf der Abbildungsgüte bei moderater Berechnungszeit liegt.

Zur Steigerung der Effizienz eines Optimierungsdurchlaufs wird zunächst, wie Abbildung 3.25 exemplarisch anhand der Verläufe von c_{dyn} zeigt, eine Auswahl an Messdatensätzen getroffen, die bei der Optimierung berücksichtigt werden. Über die Auswahl der Messreihen wird gleichzeitig eine indirekte Gewichtung hinsichtlich des relevanten Frequenzbereichs vorgenommen. Im Frequenzbereich bis ca. 30 Hz steigt die dynamische Steifigkeit am stärksten und degressiv mit der Erregerfrequenz f_E an, ab ca. 60 Hz kann der Zusammenhang zwischen dynamischer Steifigkeit und Erregerfrequenz $c_{\text{dyn}}(f_E)$ als näherungsweise linear beschrieben werden. Damit stellt die Abbildung der dynamischen Eigenschaften im Frequenzbereich bis ca. 30 Hz eine größere Herausforderung dar als im linearen Bereich, weshalb diesem Bereich in Abbildung 3.25 durch die Berücksichtigung von

36 Messungen bis 30 Hz im Vergleich zu insgesamt 78 Messungen bis 100 Hz ein höheres Gewicht bei der Optimierung gegeben wird.

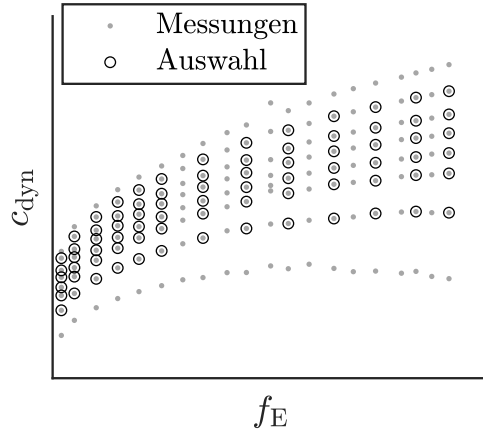


Abbildung 3.25: Exemplarische Darstellung der im Optimierungsprozess berücksichtigten Messdatensätze (Auswahl) anhand der dynamischen Steifigkeit in Abhängigkeit der Anregungsfrequenz

In der Zielfunktion zur Identifikation der Modellparameter wird der MAPE (3.14) genutzt. Er bietet eine direkte Vergleichbarkeit der Abbildungsleistung der beiden Kenngrößen c_{dyn} und δ . Die Zielfunktion ergibt sich somit zu:

$$f_{\text{VE,dyn}}(\underline{p}_{\text{VE,dyn}}) = w_{\text{dyn},1} \text{MAPE}(\underline{c}_{\text{dyn}}) + w_{\text{dyn},2} \text{MAPE}(\underline{\delta}). \quad (3.38)$$

Die Gewichtungsfaktoren $w_{\text{dyn},i}$ dienen der Priorisierung der beiden Kenngrößen. Die Parameter $[a_0 \ a_1 \ a_2 \ a_3]$ der nichtlinearen Feder werden in dieser Optimierung konstant gehalten, sodass sich, je nach Anzahl der berücksichtigten MW-Elemente n_{MW} , insgesamt bis zu zwölf Optimierungsparameter (6 MW-Elemente + wegabhängige Feder) ergeben:

$$\underline{p}_{\text{VE,dyn}} = \left[\vartheta_{\text{WF}} \ c_{\text{WF}} \ \sum_{i=1}^{n_{\text{MW}}} [c_{\text{MW},i} \ d_{\text{MW},i}] \right]. \quad (3.39)$$

Die Ergebnisse für ϑ_{WF} und c_{WF} aus $\underline{p}_{\text{VE,stat},0}$ werden als Startwerte übernommen.

Für das in Abbildung 3.25 dargestellte Beispiel werden von den 168 verfügbaren Messdatensätzen 78 Datensätze bei der Optimierung der dynamischen Modelleigenschaften berücksichtigt. In jedem Berechnungsschritt des Optimierers wird somit das zugrundeliegende Modell der GML-Eigenschaften n -mal (78-mal) für zehn Schwingungszyklen ausgewertet. Es werden die dynamischen Kenngrößen berechnet, der MAPE berechnet und zusammen mit der Gewichtung als Zielfunktionswert nach Gleichung (3.38) an den Optimierungsalgorithmus zurückgegeben. Dieser bewertet die aktuelle Parameter-Konfiguration und führt nach Anpassung der Modellparameter (3.39) mit einer erneuten Auswertung der Zielfunktion (3.38) fort, solange bis durch eine Änderung der Modellparameter in den festgelegten

Grenzen keine Verbesserung des Zielfunktionswertes mehr erreicht wird oder eine andere Abbruch-Bedingung erfüllt wird.

Nach Abschluss der numerischen Optimierung bei dynamischer Anregung liegt erstmalig ein vollständiger Satz an Modellparametern des erweiterten viskoelastisches Ersatzmodell mit amplitudenabhängiger Hysterese vor:

$$\underline{p}_{\text{VE,opt},0} = \left[a_0 \ a_1 \ a_2 \ a_3 \ \vartheta_{\text{WF}} \ c_{\text{WF}} \ \sum_{i=1}^{n_{\text{MW}}} [c_{\text{MW},i} \ d_{\text{MW},i}] \right]. \quad (3.40)$$

Das parametrisierte viskoelastische Ersatzmodell zeigt bereits mit diesem initialen Parametersatz eine gute Abbildungsleistung, die sich durch mehrfache Wiederholung der zweistufigen Optimierung weiter verbessern lässt. Daher werden abwechselnd die quasistatischen Parameter $\underline{p}_{\text{VE,stat}}$ und die dynamischen Parameter $\underline{p}_{\text{VE,dyn}}$ unter Verwendung des Gesamtmodells nach Gleichung (3.22) optimiert. Dabei werden die identifizierten Modellparameter des vorherigen Optimierungsschritts stets als Startwerte der aktuellen Optimierung genutzt. Bei quasistatischer Anregung wird die Zielfunktion (3.37) ausgewertet, bei dynamischer Anregung die Zielfunktion (3.38). Bei jedem neuen Optimierungsdurchlauf werden die Grenzen der Modellparameter, basierend auf den aktuellen Werten, neu festgelegt und der Suchraum damit zunehmend eingeschränkt.

Auswahl und Beschreibung des Optimierungsalgorithmus in MATLAB

Als Optimierungsalgorithmus wird für alle Prozesse der Parameteridentifikation `surrogateopt` aus der MATLAB *Global Optimization Toolbox* verwendet. Die Auswahl basiert auf einem Vergleich der finalen Zielfunktionswerte von Optimierungsprozessen mit den Optimierungsalgorithmen `particleswarm`, `simulannealbnd`, `fmincon-multistart`, `genetic algorithm`, `bayesopt` und `surrogateopt`. Für diesen Vergleich wurde die Parameteridentifikation bei dynamischer Anregung nach Gleichung (3.28) für das Spurlenkerlager definiert. Die maximale Dauer der numerischen Optimierung wurde auf 24 Stunden begrenzt, wobei die genannten Optimierungsalgorithmen mit unterschiedlichen Konfigurationen betrachtet wurden. Der Algorithmus `surrogateopt` lieferte die geringsten Zielfunktionswerte nach einer ebenfalls geringen Anzahl an Zielfunktionsauswertungen. Diese Erkenntnis deckt sich auch mit den Ergebnissen aus [163] und der Verwendung des Algorithmus zur Anpassung der Radhubkinematik (Kapitel 4.1).

Der `surrogateopt`-Algorithmus stellt eine Variante der surrogatbasierten Optimierung dar, die speziell für eine effiziente Minimierung teurer Black-Box-Zielfunktionen entwickelt wurde. Das Verfahren kombiniert radiale Basisfunktionen (RBF) zur Surrogat-Modellierung mit einem adaptiven Stichprobenverfahren und einer selbstanpassenden Suchskala. Die Methodik beginnt mit einer initialen Versuchsplanung, bei der standardmäßig $\max(2n_p, 20)$ quasi-zufällige Punkte mit möglichst gleichmäßiger Verteilung innerhalb

des zulässigen Parameterraums generiert werden. Die Variable n_p beschreibt hier die Anzahl der Optimierungsparameter p . Auf Basis dieser Stützstellen wird mittels kubischer RBF-Interpolation mit linearem Ergänzungsterm ein kontinuierliches Surrogatmodell konstruiert, das eine rechnerisch günstige Approximation der ursprünglichen Zielfunktion darstellt. [164], [165]

Den Kern des Algorithmus bildet eine gewichtete Bewertungsfunktion, die sowohl die normierten Vorhersagen des Surrogatmodells als auch die skalierten räumlichen Abstände zu bereits evaluierten Punkten berücksichtigt. Das adaptive Stichprobenverfahren bestimmt dabei, wo neue Evaluationspunkte platziert werden, während die selbstanpassende Suchskala den Radius des Suchbereichs um den besten Punkt steuert und so zwischen gezielter Verfeinerung vielversprechender Bereiche (Exploitation) und breitflächiger Erkundung unbekannter Regionen (Exploration) balanciert. Die Anpassung erfolgt durch ein Erfolgs-Misserfolgs-Schema: Bei drei aufeinanderfolgenden Erfolgen wird die Suchskala verdoppelt, um die globale Exploration zu verstärken; bei Misserfolgen wird sie halbiert, wodurch die lokale Suche intensiviert wird. Um eine Konvergenz in lokalen Minima zu vermeiden, wird ein systematischer Neustart-Mechanismus (*surrogate reset*) genutzt. Sobald alle potenziellen Stichprobenpunkte innerhalb eines Mindestabstands *MinSampleDistance* zu bereits bewerteten Punkten liegen, werden die adaptiven Punkte aus dem Surrogatmodell entfernt, während die ursprünglich zufälligen Punkte erhalten bleiben, und eine neue Konstruktionsphase mit quasi-zufälligen Punkten eingeleitet. [164], [165]

Für die Parametrierung phänomenologischer GML-Modelle bietet dieser Algorithmus entscheidende Vorteile: Die RBF-Surrogatmodellierung kann komplexe, nichtlineare Zusammenhänge effizient approximieren, ohne die zugrundeliegenden physikalischen Gesetzmäßigkeiten vorauszusetzen. Die Kombination aus adaptivem Stichprobenverfahren und selbstanpassender Suchskala ermöglicht sowohl lokale Parametervariationen zur Feinabstimmung als auch globale Parameterraumexploration für die Identifikation alternativer Parametersets. Die verwendeten und relevanten Parameter des *surrogateopt*-Optimierers sind in Tabelle 3.8 aufgeführt.

Tabelle 3.8: Zur Parameteridentifikation der GML-Modelle verwendete *surrogateopt*-Parameter in MATLAB

Parameter	Wert	
	Quasistatisch	Dynamisch
UseParallel	true	true
MaxFunctionEvaluations	200	1200
MinSurrogatePoints	20	50
MinSampleDistance	5e-3	1e-6

Die Optimierungsprozesse zur Parameteridentifikation wurden konsequent unter Verwendung der HPC-Systeme Noctua 1 und Noctua 2 des *Paderborn Center for Parallel Computing* (PC2) durchgeführt. Der verwendete Optimierungsalgorithmus *surrogateopt* ermöglicht eine Parallelisierung des Optimierungsprozesses auf mehreren CPU-Kernen. Die Berechnungen wurden je nach verfügbaren Ressourcen auf den HPC-Systemen auf bis zu 40 Kernen parallel durchgeführt.

Validierung der viskoelastischen Ersatzmodelle

Eine abschließende Bewertung der erweiterten viskoelastischen Ersatzmodelle mit amplitudenabhängiger Hysterese in radialer Hauptwirkungsrichtung am Beispiel der rotationssymmetrischen Hülsenlager von Spur- und Sturzlenker zeigt Tabelle 3.9. Die Bewertung ist an die Streuungsanalyse (vgl. Tabelle 3.7) angelehnt, und umfasst so ebenfalls alle $n = 168$ verfügbaren Messdatensätze pro GML-Lagertyp. Zur Bewertung der Abbildungsleistung wird sowohl der RMSE nach Gleichung (3.13) als auch der MAPE nach Gleichung (3.14) herangezogen. Das y_i beschreibt die aus den gemittelten Messdaten berechnete Kenngröße ($c_{\text{dyn},i}, W_{\text{d},i}, \delta_i$) für einen Messdatensatz i , welcher durch eine Kombination von Anregungsfrequenz f_E und Anregungsamplitude x_E charakterisiert wird. Die entsprechende Modellvorhersage geht in die beiden Metriken als $\hat{y}_i$ ein.

Tabelle 3.9 Bewertung der Abbildungsgüte der Modelle für die radiale GML-Eigenschaften des Spur- und Sturzlenkerlagers

Lager	c_{dyn}		W_{d}		δ	
	RMSE kN/mm	MAPE %	RMSE Nm	MAPE %	RMSE °	MAPE %
Spurlenker	0,396	1,142	0,090	33,718	2,379	32,668
Sturzlenker	0,385	1,402	0,076	32,836	2,292	31,359

Für die dynamische Steifigkeit der Lager von Spur- und Sturzlenker liegt sowohl der RMSE als auch der MAPE deutlich unter den Werten der Streuung innerhalb der Messungen eines Lagertyps (vgl. Tabelle 3.7). Mit den gewählten phänomenologischen Modellen mit bis zu fünf MW-Elementen werden die wesentlichen viskoelastischen GML-Eigenschaften sowie der PAYNE-Effekt im betrachteten Frequenzbereich bis 100 Hz gut wiedergegeben. Die Dämpfungsarbeit und der Verlustwinkel, die beide die inneren Reibungseffekte des Lagers beschreiben, zeigen eine deutlich größere Abweichung zwischen Mess- und Simulationsergebnissen. Ursächlich dafür kann zum einen die höhere Sensitivität der Hysterese-Eigenschaften vom zugrundeliegenden Messequipment und dem Messaufbau sein, denn schon kleine Phasenverschiebungen zwischen Kraft- und Wegsignal haben einen deutlichen Einfluss auf die Fläche der Hysterese. Ein Vergleich von messdatenbasierten Verlustwinkel-Verläufen von Fahrwerklagern aus [151], [155] mit der mittleren Darstellung in Abbildung 3.20 und Abbildung 3.21 (rechts) bestätigt, dass der Verlustwinkel mit der Anregungsfrequenz steigt. Ein Einfluss der Anregungsamplitude wird nicht deutlich. Entgegen dieser

Beobachtung zeigt das modellierte viskoelastische Ersatzmodell insgesamt eine Abhängigkeit von der Anregungsamplitude. Bestätigt wird dieses Verhalten ebenfalls von den phänomenologischen GML-Modellen in [47], [151], [155]. In [47] wird für das viskoelastische Modell eine durchschnittliche Abweichung des berechneten Verlustwinkels von den zugrundeliegenden Messungen bis ca. 30 % angegeben. Diese Ergebnisse decken sich mit den Ergebnissen aus Tabelle 3.9.

Zur Verdeutlichung der Abbildungsgüte der Modelle sind in Abbildung 3.26 und Abbildung 3.27 die Kraft-Verschiebungs-Verläufe bei quasistatischer Anregung von Messung und Simulation der GML aus dem Spur- und Sturzlenker dargestellt. Ebenso zeigen die Abbildungen den Verlauf der dynamischen Steifigkeit in Abhängigkeit von Anregungsamplitude und -frequenz. Insgesamt zeigen die Modelle eine gute Approximation der viskoelastischen GML-Eigenschaften und werden in das MKS-Modell der Hinterachse integriert.

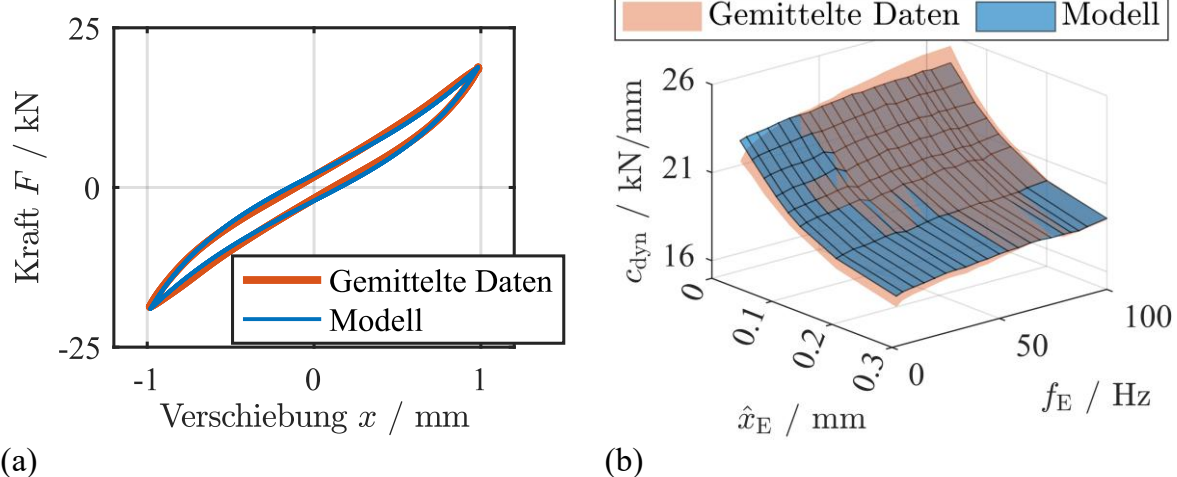


Abbildung 3.26 Vergleich der berechneten radialen GML-Eigenschaften des Spurlenkerlagers bei: (a) quasistatischer Anregung und (b) dynamischer Anregung (rechts)

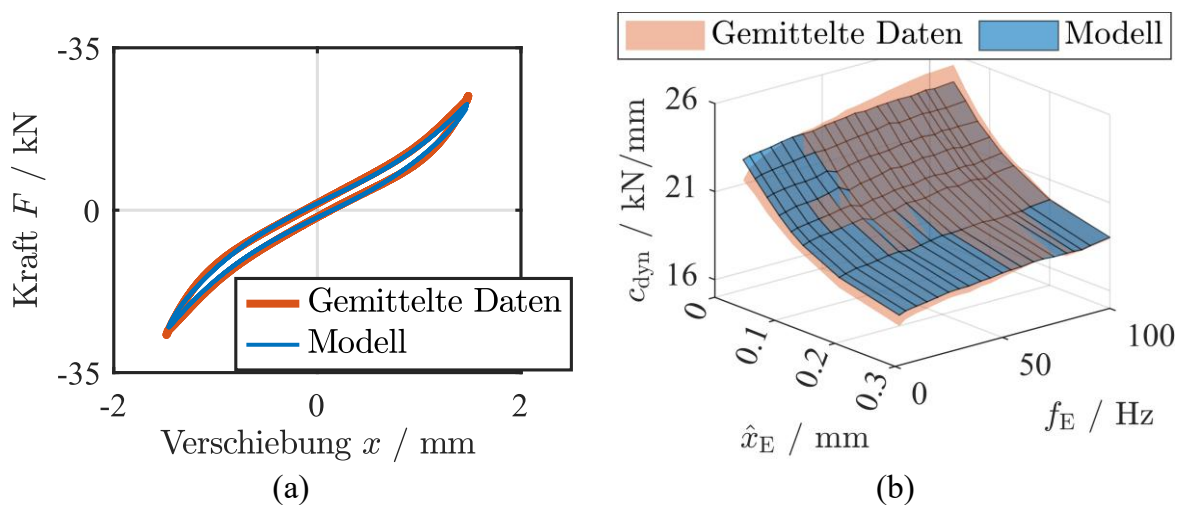


Abbildung 3.27 Vergleich der berechneten radialen GML-Eigenschaften des Sturzlenkerlagers bei: (a) quasistatischer Anregung und (b) dynamischer Anregung

3.3.3 Federungs- und Dämpfungssysteme

Die Federungs- und Dämpfersysteme der Vorder- und Hinterachse im Referenzfahrzeug unterscheiden sich in ihrem Aufbau grundsätzlich, wie Abbildung 3.28 zeigt. An der Vorderachse ist ein Federbein mit koaxialer Anordnung von Schraubenfeder und Schwingungsdämpfer verbaut. An der Hinterachse sind beide separat, wobei die Schraubenfeder in Fahrtrichtung vor dem Radmittelpunkt und der Schwingungsdämpfer dahinter angeordnet ist.

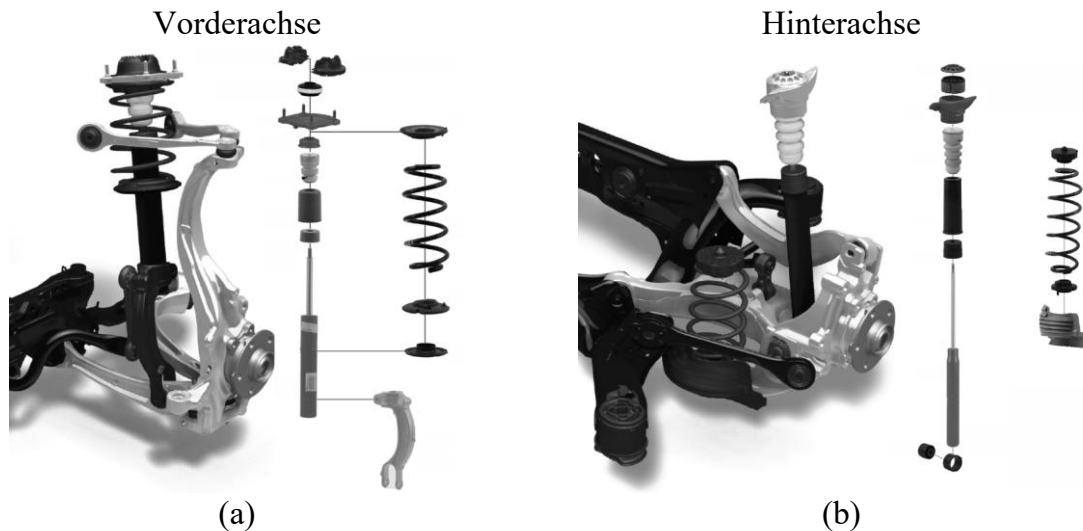


Abbildung 3.28: CAD-Modelle der linken Radaufhängungen der Vorderachse (a) und Hinterachse (b) mit Explosionsansicht der beiden Federungs- und Dämpfersysteme vom Referenzfahrzeug [166]

In beiden Radaufhängungen ist die Aufbaufeder zwischen zwei Federauflageringen (Federteller) aus Gummi gelagert. An der Vorderachse stützt sich die Schraubenfeder oben am Domlager und unten am Kragen des Dämpferrohrs ab. Die Aufbaufeder der Hinterachse ist zwischen Karosserie und Radträger gelagert. Die Gummi-Lagerung sorgt zum einen dafür, dass kein direkter Kontakt zwischen zwei metallischen Bauteilen entsteht und zum anderen für eine zusätzliche Schwingungsisolierung. Die Federteller weisen durch Geometrie, Einbaulage und Materialeigenschaften des Gummimaterial im Allgemeinen nichtlineare Steifigkeitsverläufe auf.

Federungssysteme – Aufbaufedern mit Federtellern

An der Hinterachse kann das System mechanisch als eine Reihenschaltung aus oberem Federteller, Aufbaufeder und unterem Federteller verstanden werden. Ein mechanisches Ersatzsystem ist in Abbildung 3.29 (a) dargestellt. Die Federteller werden jeweils mit einem KV-Element mit nichtlinearer Federsteifigkeit und linearer Dämpfungscharakteristik, die Aufbaufeder als lineare Feder, abgebildet. Die Reaktionskraft der Federteller berechnet sich mit Gleichung (3.18), die der Schraubenfeder für eine Verformung $\Delta z_{AF} = z_{mo} - z_{mu}$ mit $F_{AF} = c_{AF} \Delta z_{AF}$.

Die Massen, sowohl der Federteller als auch der Aufbaufeder müssen im Modell berücksichtigt werden. Dazu werden in ADAMS zwei Starrkörper und zwei Punktmassen verwendet. Die Masse der Aufbaufeder m_{AF} wird in zwei Punktmassen aufgeteilt, welche in der Mitte der Aufbaufeder positioniert sind. Je eine Punktmasse wird mittels Kugelgelenks an einem Starrkörpermodell eines Federteller fixiert, sodass insgesamt

$$m_o = \frac{1}{2}m_{AF} + m_{FT,o} \text{ und } m_u = \frac{1}{2}m_{AF} + m_{FT,u} \quad (3.41)$$

resultiert. Die Federteller werden, wie Abbildung 3.29 (a) zeigt, zwischen den KV-Elementen und der Aufbaufeder positioniert. Die Position der Federteller wird über Kinematikpunkte festgelegt.

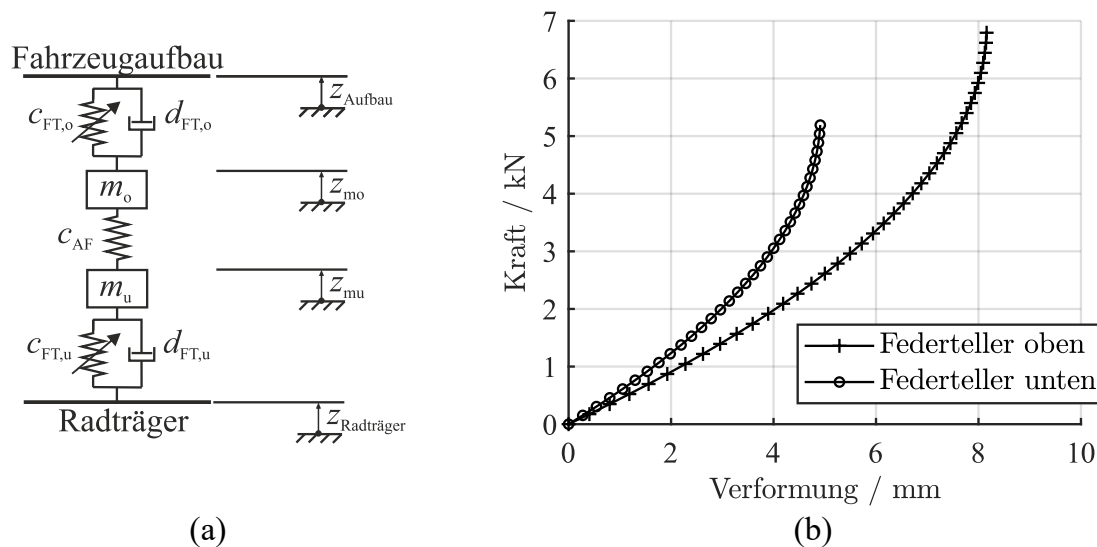


Abbildung 3.29: (a) Mechanisches Ersatzmodell der Aufbaufeder mit Federtellern der hinteren Radaufhängung und (b) Kraft-Verformungs-Kennlinien der beiden Federteller der hinteren Radaufhängung

Die kinematische Kopplung der Federteller mit den angrenzenden Bauteilen wird durch translatorische Gelenke realisiert, die ausschließlich Relativbewegungen entlang der Federlängsachse erlauben. Diese Randbedingung stellt die realitätsnahe Kraftübertragung im Gesamtsystem sicher.

Die Eigenschaften der Einzelkomponenten werden aus Messungen identifiziert. Dazu werden die Kraft-Verformungs-Kennlinien von den drei Kombinationen

- (1) Aufbaufeder,
- (2) Aufbaufeder mit Federteller unten,
- (3) Aufbaufeder mit Federteller oben

auf einem hydraulischen Prüfstand, vergleichbar mit dem Prüfstand zur Charakterisierung der Gummimetalllager aus Abbildung 3.16, in Hauptwirkungsrichtung der Aufbaufeder vermessen. Bei den Messungen wird, ausgehend vom unbelasteten Zustand, eine Verfor-

mung aufgeprägt und die Reaktionskraft gemessen. Über die gemessenen Kraft-Verformungs-Verläufe werden die Eigenschaften der Federteller extrahieren. Die resultierenden nichtlinearen Kennlinien der Federteller sind in Abbildung 3.29 (b) dargestellt. Deutlich zu erkennen ist die starke Progression der Kennlinien. Aufgrund der unterschiedlichen Dicke der beiden Federteller ist der Steifigkeitsverlauf verschieden.

Zur Abbildung der nichtlinearen Kennlinien wird in ADAMS das Interpolationsverfahren nach AKIMA eingesetzt, welches zwischen den experimentell bestimmten Datenpunkten eine kontinuierliche und differenzierbare Funktion erzeugt. Diese Methodik gewährleistet eine physikalisch sinnvolle Kraftentwicklung über den gesamten Arbeitsbereich der Elemente.

Im Modell der Vorderachse ist die Modellierung der Aufbaufeder analog als Schraubenfeder mit linearer Steifigkeit umgesetzt. Eine detaillierte Modellierung der beiden Federteller erfolgt nicht.

Dämpfungssysteme – Schwingungsdämpfer mit Zusatzfeder und Zugbegrenzung

Die Dämpfungssysteme heutiger Pkw sind ein Zusammenschluss mehrerer Komponenten [12]. Die Schwingungsdämpfer (Stoßdämpfer) werden, wie in Abbildung 3.28 gezeigt, am oberen Ende über ein Dämpferkopflager an der Karosserie befestigt. Unten wird der Stoßdämpfer entweder über ein Gummimetalllager an den Radträger (Hinterachse) oder einen Fahrwerklenker (Vorderachse) befestigt. Darüber hinaus werden vermehrt Zusatzfedern zum einen zur Begrenzung des Federwegs und zum anderen zur Realisierung einer progressiven Gesamtfederrate verbaut. Zur Begrenzung der Ausfederung werden im Stoßdämpfer Zuganschlätze genutzt, die den Ausfederweg eines Rads begrenzen und in der Regel innerhalb des Dämpferrohrs an der Kolbenstange des Schwingungsdämpfers angebracht sind.

Schwingungsdämpfer

Die Hauptaufgabe des Schwingungsdämpfers besteht in der Dämpfung von Aufbaubewegungen, die aus der Fahrdynamik und den Fahrbahnanregungen resultieren. Hierbei ergibt sich ein Zielkonflikt zwischen Fahrsicherheit und Fahrkomfort, da zur Reduzierung von Radlastschwankungen eine hohe Dämpfung erforderlich ist, während eine gute Aufbauisolation eine niedrige Dämpfung erfordert. [12], [70]

Zur Integration der Schwingungsdämpfer im Fahrzeugmodell reicht ein lineares Modell mit konstanten Dämpfungskonstanten für Zug- und Druckstufe nicht aus, um das reale Verhalten der Stoßdämpfer hinreichend genau abzubilden [108]. Daher werden Stoßdämpfer in der MKS-Simulation typischerweise als nichtlineare Kraft-Geschwindigkeits-Kennlinien modelliert. Dieser Ansatz hat sich bewährt und liefert eine hohe Abbildungsgüte für normale Fahrsimulationen [108], wie sie bei der adressierten Analyse angestrebt werden. Die Basis dieser Modelle ist die standardisierte VDA-Kennlinie [167]. Zur Identifikation der Kennlinie wird der Schwingungsdämpfer harmonisch mit konstanter Amplitude $\hat{s}_E =$

25 mm und Frequenzen f_E bis 6,67 Hz angeregt, um das Spektrum realer Betriebsbedingungen abzubilden [168]. Die Anregungen für den VDA-Test sind in Tabelle 3.10 aufgeführt. Die Angabe in Umdrehungen pro Minute ist historischer Natur, da die Anregung ursprünglich über einen drehzahlregelmotorisierten Elektromotor erfolge [167], [168]. Die resultierenden Kraft-Geschwindigkeits-Kennlinien zeigen typischerweise einen asymmetrischen und nichtlinearen Verlauf entsprechend der unterschiedlichen Eigenschaften bei Zug- und Druckbelastung des Stoßdämpfers. Die von den Kurven eingeschlossene Fläche ist, genau wie bei den Gummimetalllagern, die bei der Bewegung verrichtete Arbeit W_d , weshalb die Darstellung auch häufig als Arbeitsdiagramm bezeichnet wird.

Tabelle 3.10: Anregung für die Ermittlung der Dämpferkennlinien nach VDA [168]

Drehzahl	n_E	U/min	12	25	50	100	200	400
Frequenz	f_E	Hz	0,20	0,42	0,83	1,67	3,44	6,67
Amplitude	$\hat{s}_E$	Mm	25	25	25	25	25	25
Geschwindigkeit	v_E	m/s	0,03	0,07	0,13	0,26	0,52	1,05

Das betrachtete Referenzfahrzeug ist mit Zweirohrdämpfer mit Gasfüllung sowohl an der Vorder- als auch an der Hinterachse ausgerüstet. Diese Stoßdämpferbauform stellt einen guten Kompromiss zwischen Komfort, Bauraum und Kosten dar [12].

Die Kennlinien der Schwingungsdämpfer von Vorder- und Hinterachse wurden auf dem hydraulischen Prüffeld am LDM ermittelt. Der Prüfaufbau ist in Abbildung 3.30 dargestellt und entspricht grundsätzlich dem Prüfstand zur Charakterisierung der Gummimetalllager sowie zur Vermessung der Aufbaufedern und Federteller.

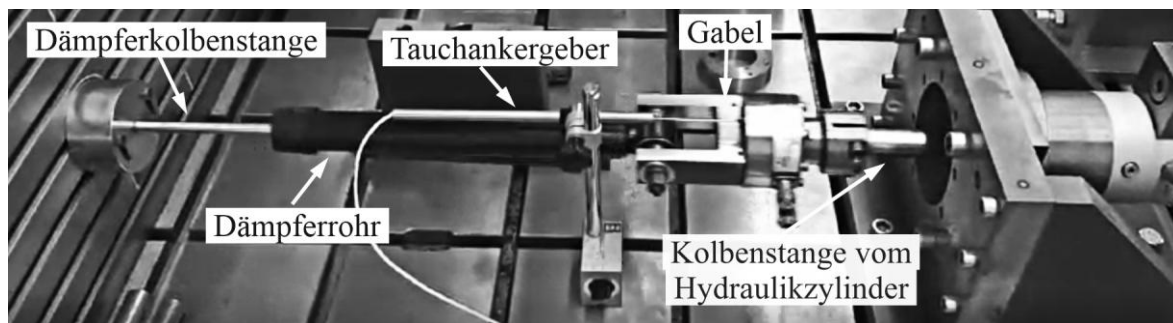


Abbildung 3.30: Prüfaufbau zur Ermittlung von Dämpferkennlinien nach VDA

Bei den experimentellen Untersuchungen wird die Dämpferkolbenstange fest mit einem massiven Aufspannwinkel verbunden. Das Dämpferrohr wird mittels einer U-förmigen Montagevorrichtung (Gabel) verschraubt. Beim hinteren Schwingungsdämpfer wird das Gummimetalllager zuvor durch ein zylinderförmiges Aluminiumbauteil ersetzt, um eine Beeinflussung der Messergebnisse durch die viskoelastischen Eigenschaften der Lagerung auszuschließen. Aufgrund des größeren Verfahrweges der Dämpferkolbenstange im Vergleich zur Verformung der Gummimetalllager wurde bei der Ermittlung der Dämpferkennlinien ein Tauchankergeber zur Messung der Verschiebung eingesetzt. Die Reaktionskraft

bei Zug- und Druckbelastung wurde mit dem in Kapitel 3.3.2 beschriebenen Kraftaufnehmer erfasst. Das Messequipment zur Aufzeichnung und Auswertung der Messdaten entspricht der Aufstellung in Tabelle 3.6.

Abbildung 3.31 und Abbildung 3.32 zeigen jeweils die gemessenen Kraft-Verschiebungs-Kurven (a), sowie die nach VDA abgeleiteten Kraft-Geschwindigkeits-Kennlinien (b). Zur Ableitung der Kennlinien werden nach [168] die Messwerte in einem Fenster von 5 % der Anregungsamplitude $\hat{s}_E$ um $s_E = 0$ gemittelt und den jeweiligen Geschwindigkeiten v_E zugeordnet.

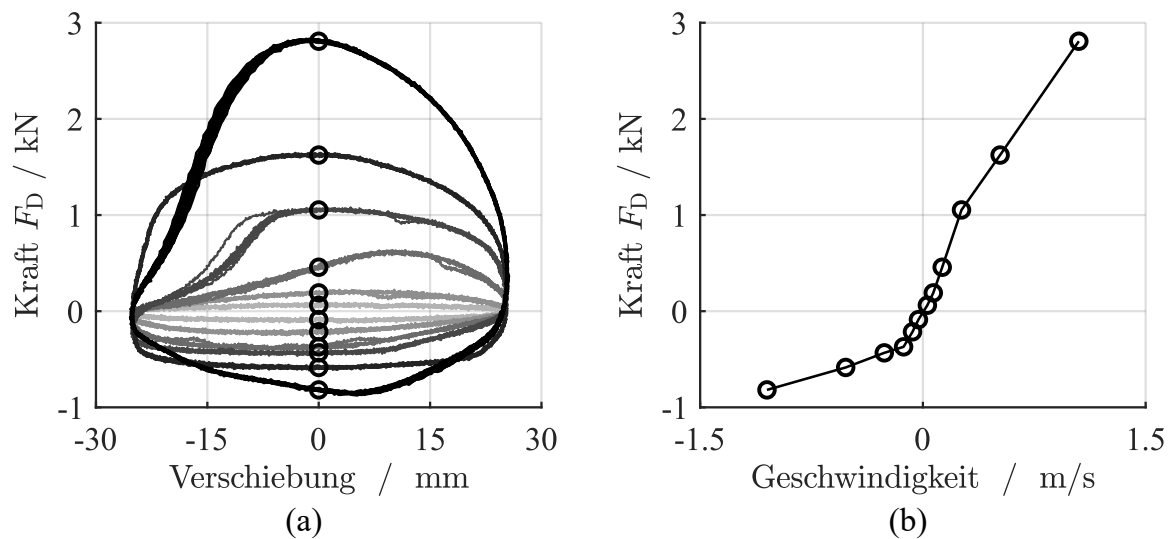


Abbildung 3.31: (a) Kraft-Verschiebungs-Kurven und (b) abgeleitete Kraft-Geschwindigkeits-Kennlinie nach VDA des Zweirohrdämpfers der hinteren Radaufhängung

In beiden Abbildungen sind Asymmetrien in den Kraft-Verschiebungs-Kennlinien erkennbar. Diese können nach [169] auf Kavitationseffekte im Zweirohrdämpfer zurückzuführen sein, die aus der waagerechten Positionierung der Dämpfer bei der Messung resultieren. Trotz dieser Effekte werden die Dämpferkräfte F_D an den Auswertestellen nur wenig beeinflusst, sodass die aufgenommenen Messdaten zur Ableitung der Kraft-Geschwindigkeits-Kennlinien verwendet werden.

Die Integration der Schwingungsdämpfer-Eigenschaften in die beiden Achsmodelle in ADAMS erfolgt durch eine Reduktion auf die funktionswesentlichen Komponenten. Die strukturmechanische Repräsentation umfasst dabei das Dämpferrohr sowie die Kolbenstange mit integriertem Arbeitskolben, welche jeweils als Starrkörper-Zylinder abgebildet werden. Denn bei der MKS-Modellierung ist zu beachten, dass die Dämpfermasse auf karosserie- und radseitigen Anteil aufgeteilt werden sollte, wobei der radseitige Anteil zur ungedachten Masse gehört [108]. Die Massenverteilung der Dämpfersysteme berücksichtigt neben den strukturellen Komponenten auch das im System befindliche Dämpferfluid,

welches als zusätzliche Masse dem Dämpferrohr zugeordnet wird. Diese vereinfachte Massenzuordnung gewährleistet eine realitätsnahe Abbildung der Trägheitseigenschaften des Achssystems in der Simulation.

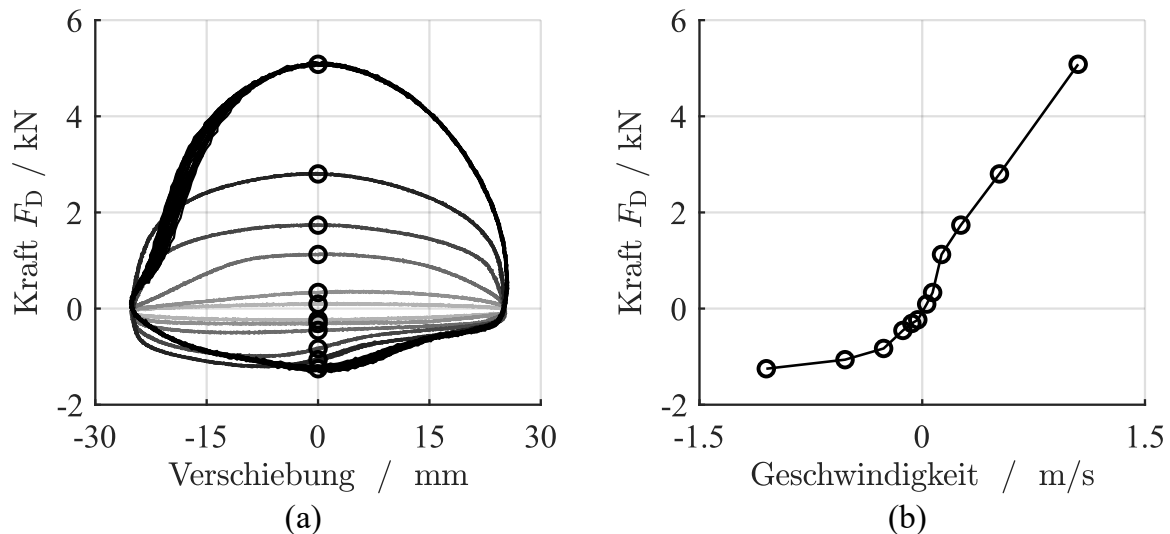


Abbildung 3.32: (a) Kraft-Verschiebungs-Kurven und (b) abgeleitete Kraft-Geschwindigkeits-Kennlinien nach VDA des Zweirohrdämpfers der vorderen Radaufhängung

Die Anbindung der Dämpfersysteme an die umgebenden Strukturen wird an der Hinterachse über Gummimetalllager realisiert. Das untere Dämpferrohr ist mit dem Radträger verbunden, während die Kolbenstange über ein Dämpferkopflager an der Aufbaustruktur befestigt ist. Die Gummimetalllager werden im Modell, entsprechend der in Kapitel 3.3.2 beschriebenen Modellierung, durch allgemeine Kraftelemente abgebildet. An der Vorderachse werden ideale Gelenke zur Kopplung mit dem Fahrzeugaufbau und dem unteren Traglenker genutzt.

Zusatzfedern und Zugbegrenzungen

Die Dämpfersysteme der vorderen und hinteren Radaufhängung umfassen, neben den bisher beschriebenen Komponenten, auch je eine Elastomer-Zusatzfeder und einen Zuganschlag. Die Zusatzfedern sind in Abbildung 3.28 dargestellt und sind in beiden Systemen konzentrisch zur Kolbenstange positioniert und am oberen Befestigungspunkt des Schwingungsdämpfers fixiert. Die Eigenschaften der Zusatzfeder werden in ADAMS mit einem etabliertes Modellierungskonzept aus [64] abgebildet. Die Reaktionskraft wirkt entlang der Dämpferlängsachse, zwischen dem oberen Anbindungspunkt des Stoßdämpfers an der Karosserie und der Oberseite des Dämpferrohrs. Der progressive Verlauf der Steifigkeit wird in ADAMS als nichtlineare Kraft-Verschiebungs-Kennlinie abgebildet. Die Modellintegration erfolgt mit einem eindimensionalen Kraftelement (*Single-Component Force*). Durch Interpolation nach AKIMA, zwischen den experimentell bestimmten Datenpunkten, wird im Kraftelement in ADAMS eine kontinuierliche Funktion $F_{ZF}(x)$ erzeugt. Die initiale Kontaktposition sowie die Kennlinie werden, ausgehend von einer Basis-Konfiguration,

iterativ über einen Vergleich von gemessener und berechneter Steifigkeit der beiden Radaufhängungen bestimmt.

Zur Vermeidung numerischer Instabilitäten beim Kontakt zwischen Zusatzfeder und Dämpferrohr wird in ADAMS eine STEP-Funktion, als kubische Approximation der HEAVISIDE-Funktion, anstelle einer Fallunterscheidung mit der IF-Funktion umgesetzt [64]. Diese gewährleistet einen stetigen Kraftaufbau im initialen Kontaktbereich und verhindert diskontinuierliche Lastwechsel, die bei binären Schaltfunktionen auftreten würden.

Die Zugbegrenzungen befinden sich innerhalb der Schwingungsdämpfer und sind daher in der Abbildung nicht zu sehen. Die Modellierung in ADAMS entspricht grundsätzlich der der Zusatzfeder, wobei die Kraft-Verformungs-Kennlinie einen deutlich progressiveren Verlauf bei geringer Verformung aufweist. Ein Zuganschlag ist für Fahrsimulationen in der Regel nicht notwendig, da er ausschließlich in Grenzsituationen, bei denen die Radaufhängung vollständig ausfedert, wirkt. Dennoch kann eine derartige Begrenzung des Federweges, zum Beispiel in der Einschwingphase eines Modells, zur numerischen Stabilität des Gesamtmodells beitragen. Deswegen werden in beiden Achsmodellen Zuganschläge integriert und die Eingriffspunkte in Abhängigkeit der Federbewegung über einen Vergleich von Mess- und Simulationsergebnissen iterativ bestimmt.

Stabilisatorsysteme

Stabilisatoren sind in ihrer Grundform U-förmig gebogene Voll- oder Rohrstäbe, die im Fahrzeug als Drehstabfedern verwendet werden. Die geometrische Gestaltung richtet sich nach dem zur Verfügung stehenden Bauraum [170]. Der Stabilisator ermöglicht die gezielte Beeinflussung der Wank-Federsteifigkeit, ohne dabei die Vertikalfedercharakteristik zu ändern. Die kinematische Anbindung erfolgt zwischen Radaufhängung und Achsträger. Bei gegensinniger Federbewegung (Wanken) der beiden Räder einer Achse erfährt der Stabilisator eine Torsionsbelastung, wodurch ein der Aufbauneigung entgegenwirkendes Rückstellmoment um die Fahrzeuglängsachse resultiert. Bei gleichsinniger Vertikalbewegung beider Räder (Hubbewegung) bleibt der Stabilisator nahezu kraftfrei. [12], [48], [68]

Im Referenzfahrzeug ist der Stabilisatorrücken quer zur Fahrzeuglängsachse ausgerichtet und in beiden Achssystemen über zwei Schulterlager aus Gummi mit dem Achsträger verbunden. Die zwei Stabilisatorschenkel sind in Fahrzeuglängsrichtung orientiert und über zwei Zweipunkt-Lenker (Pendelstützen) mit der Radaufhängung gekoppelt. Die kinematische Anbindung über Pendelstützen mit idealen Gelenken an der Vorderachse und Gummimetalllager an der Hinterachse ermöglicht eine definierte Kraftübertragung zwischen Stabilisator und Radführungselementen.

Bei der Modellierung eines Stabilisators in der MKS werden, je nach Simulationsziel, verschiedene Ansätze zur Abbildung der Stabilisator-Eigenschaften gewählt. Im einfachsten Fall wird die Torsionssteifigkeit des Stabilisators als Torsionsfeder zwischen zwei masse-

behafteten oder masselosen Starrkörpern in der longitudinalen Fahrzeugmittelebene abgebildet [65]. Verformungen des Stabilisators bleiben dabei unberücksichtigt. Eine weitere Möglichkeit ist die Integration als flexibler Körper, wie sie hier angewandt wird (vgl. Kapitel 3.3.1). Mit dem flexiblen Strukturkörpermodell sind sowohl die linearen Federeigenschaften als auch die Geometrie und Massenverteilung im Modell integriert [12]. Diese Herangehensweise ermöglicht eine detaillierte Abbildung der elastischen Verformungen des Stabilisators unter Torsionsbelastung.

Zur Integration in die Achsmodelle wird die Geometrie des hinteren Stabilisators, wie in Kapitel 3.3.1 beschrieben, in SOLIDWORKS nachkonstruiert. Die Geometrie des vorderen Stabilisators liegt als 3D-Scan von A2mac1 vor. Beide Stabilisatoren sind werkseitig als Rohrstabilisator ausgeführt und werden mit einer Wandstärke von 3 mm modelliert. Anschließend werden die Modelle nach ADAMS importiert, mit ADAMS/Flex vernetzt und nach CRAIG-BAMPTON reduziert. Bei der Erstellung der flexiblen Körper in ADAMS werden bei jedem Stabilisator vier Interface-Knoten mit der RBE3-Methode definiert, je zwei für die Schulterlager und zwei für die Kopplung mit den Pendelstützen. In Abbildung 3.33 sind die Eigenschaften der beiden Stabilisatormodelle zusammengefasst sowie die erste Eigenform dargestellt. Die Frequenzen der ersten Mode beider Stabilisatoren liegen in einem ähnlichen Bereich, und auch die Anzahl der im Gesamtmodell berücksichtigten Moden ist mit 19 identisch. Einzig die Anzahl der verwendeten Knoten und Flächen des FE-Netzes unterscheidet sich. Aufgrund der in Kapitel 3.3.1 beschriebenen Oberflächenstruktur des CAD-Modells vom Vorderachs-Stabilisator, musste eine deutlich kleine Netzgröße gewählt werden.

Vorderachse - Mode 1

$f = 85,58 \text{ Hz}$



Interface-Knoten: 4

Anbindungsmethode: RBE3

Knoten: 12204

Flächen: 169916

Moden $< f_c$: 19

Hinterachse Mode 1

$f = 80,75 \text{ Hz}$



Interface-Knoten: 4

Anbindungsmethode: RBE3

Knoten: 6071

Flächen: 10993

Moden $< f_c$: 19

Abbildung 3.33: Eigenschaften und erste Eigenform der beiden Stabilisatormodelle der Vorder- und Hinterachse in ADAMS

Die Schulterlager werden an Vorder- und Hinterachse durch allgemeine Kraftelemente mit je sechs Freiheitsgraden realisiert. Die Eigenschaften der Schulterlager an der Hinterachse werden mit KV-Modellen (vgl. Kapitel 3.3.2) mit nichtlinearer Steifigkeit und linearer Dämpfung mit Gleichung (3.18) abgebildet. Die Pendelstützen an beiden Achsen sind aus

Kunststoff gefertigt und werden nur an der Hinterachse als flexible Körper modelliert. In allen Pendelstützen sind zylinderförmige Gummimetalllager zur Kopplung mit dem Rohstabilisator und mit den Radführungselementen verbaut. Diese werden, genau wie die Schulterlager, in ADAMS mit allgemeinen Kraftelementen mit je sechs Freiheitsgraden und KV-Modellen mit nichtlinearer Federcharakteristik und linearen Dämpfungseigenschaften modelliert.

3.3.4 Lenksystem

Zur Vorgabe der Lenkbewegungen im Referenzfahrzeugmodell wird die Vorderachse um ein Starrkörper-Modell der Lenkung erweitert. Die primäre Funktion der Lenkung besteht in der kinematischen Wandlung des Lenkradwinkels in die Radlenkwinkel. Diese Transformation erfolgt im realen System über ein Lenkgetriebe, welches beispielsweise eine Zahnstangenverschiebung als Ausgangsgröße generiert [108]. Der Lenkradwinkel wird in der Simulation als zeitabhängige Funktion oder als konstanter Winkel vorgegeben.

Die Modellierung in ADAMS wird entsprechend der in [64] beschriebenen Vorgehensweise umgesetzt. Es wird, wie in Abbildung 3.34 dargestellt, die Lenksäule aus drei Starrkörperzylindern zusammengesetzt, die jeweils über Gleichlaufgelenke (*constant velocity joint*) gekoppelt sind.

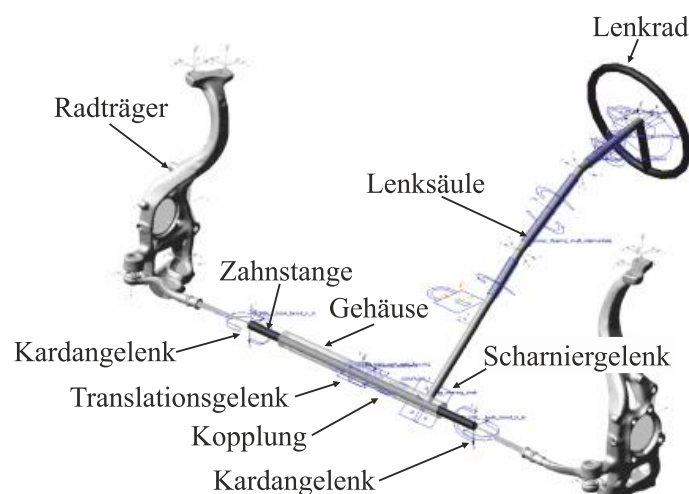


Abbildung 3.34: MKS-Modell des Lenksystems vom Referenzfahrzeug inkl. Radträgeranbindung in ADAMS

Die Lenksäule wird über ein Scharniergelenk mit dem Fahrzeugaufbau gekoppelt, wohingegen das Gehäuse des Lenksystems mit dem Achsträger verbunden ist. Die Zahnstange wird über ein Translationsgelenk mit dem Gehäuse verbunden und über Kardangelenke mit den Spurstangen gekoppelt. Die Translation der Zahnstange wird mit der Rotation der Lenksäule durch ein Kopplungselement verknüpft. Das Kopplungselement definiert das Übersetzungsverhältnis.

3.3.5 Seitenwellen und Achsdifferenzial

Das Referenzfahrzeug verfügt über einen Allradantrieb, bei dem die Antriebsmomente des Motors über Getriebe und Achsdifferenziale auf Vorder- und Hinterachse verteilt werden. Im Gegensatz dazu wird, entsprechend der fokussierten Modellierung quasistatischer und dynamischer Effekte in der Hinterachse, im MKS-Fahrzeugmodell der Antrieb ausschließlich über die Hinterachse realisiert. Auf diese Weise wird der Einfluss der drehmomentbelasteten Gelenkwelle auf die Spur- und Sturzwinkeländerung (vgl. [47]) im Modell der Hinterachse berücksichtigt.

Die Gelenkwellen übertragen das Antriebsmoment zwischen Achsdifferenzial und Radnabe mittels Gleichlaufgelenken (homokinetische Gelenke). Die Kraftübertragung erfolgt über Kugeln, deren Kontaktbahnen so ausgelegt sind, dass trotz Beugewinkeln bis zu 50° und axialen Längenausgleichen bis zu 50 mm keine Drehzahl- oder Momentdifferenzen zwischen An- und Abtriebsseite auftreten [12], [48]. In ADAMS wird diese homokinetische Eigenschaft durch *constant velocity joints* zwischen Radnabe und Seitenwelle sowie zwischen Differenzialausgangswelle und Seitenwelle abgebildet. Nach [12] sind radseitige Gelenke als feste Gelenke ohne axialen Längenausgleich ausgeführt, während differenzialseitige Gelenke den erforderlichen Längenausgleich bei Ein- und Ausfedervorgängen ermöglichen. Zur Abbildung dieser Kinematik wird in ADAMS ein Starrkörpermodell des Gleichlaufgelenks verwendet, wobei die Verbindung zwischen Differenzialausgangswelle und Gleichlaufgelenk durch ein Schubgelenk realisiert wird.

Der Antriebsstrang mit Achsdifferenzial wird im MKS-Modell vereinfacht als masselose, torsionssteife Antriebswelle modelliert, die über ein Kopplungselement (Getriebe mit Übersetzung 1:1 und Freilauf) mit den Differenzialausgangswellen verbunden ist. Das Starrkörpermodell des differenzialseitigen Gleichlaufgelenks ist über ein Scharniergelenk mit dem Achsträger gekoppelt, wobei ausschließlich die Rotation um die Gelenkachse freigegeben ist. Die Radnabe ist mittels eines Scharniergelenks im Radmittelpunkt am Radlager befestigt, um die Radrotation zu ermöglichen. Masse und Trägheitsmomente der Seitenwelle werden aus einem CAD-Modell ermittelt und dem Starrkörpermodell zugeordnet. Sämtliche Komponenten werden als homogene Starrkörper mit idealen Gelenkverbindungen modelliert.

Die Fahrgeschwindigkeit wird als Drehzahl oder Antriebsmoment an der Antriebswelle vorgegeben. Dieser Modellansatz gewährleistet eine realitätsnahe Einleitung der Antriebsmomente und ermöglicht unterschiedliche Raddrehzahlen, wie sie beispielsweise bei Kurvenfahrten auftreten.

3.4 Validierung der Achsmodelle

Im Kapitel 3.3 wurde die Erweiterung des kinematischen Vorder- und Hinterachsmodells erläutert. Im Modell der Hinterachse wurden die elastischen und dynamischen Eigenschaften der Strukturkomponenten sowie die viskoelastischen Eigenschaften der Lagerungselemente integriert. Durch diese Integration von Verformungseffekten wird eine deutliche Verbesserung der Abbildungsleistung hinsichtlich der Radstellungsänderungen bei paralleler, gleichsinniger Federbewegung erwartet. Durch die zusätzlichen Elastizitäten im Modell können darüber hinaus die Radstellungsänderungen bei wirkenden Längs- oder Querkräften im Radaufstandspunkt analysiert werden.

Zur Validierung der kinematischen und elastokinematischen Eigenschaften der beiden Achsmodelle stehen verschiedene Messdatensätze zur Verfügung. Zum einen K&C-Messungen vom Referenzfahrzeug, durchgeführt auf einem Gesamtfahrzeug-Prüfstand [125] und zum anderen K&C-Messungen der linken hinteren Radaufhängung, durchgeführt auf dem in [58] beschriebenen Halbachsprüfstand (vgl. Abbildung 2.2).

Es wird, wie in Kapitel 3.2, ein direkter Vergleich von Mess- und Simulationsergebnissen angestrebt. Beide Achsmodelle wurden bereits um einen einfachen Prüfstand zur Erregung in vertikaler Fahrzeugrichtung erweitert. Das Prüfstandsmodell der Hinterachse wird zur realitätsnahen Abbildung der experimentellen Randbedingungen erweitert. Explizit werden zwei verschiedene Modelle genutzt. Eines für die Kraftanregung in horizontaler Richtung und eines für die Weganregung in vertikaler Fahrzeugrichtung zur Simulation der Federbewegung. Der Hilfskörper, der in den Achsmodellen den Fahrzeugaufbau repräsentiert, wird für die K&C-Analysen über eine starre Verbindung mit der allgemeinen Umgebung gekoppelt. Darüber hinaus wird sichergestellt, dass auch auf der Fahrzeugseite alle Randbedingungen, wie beispielsweise der initiale Einfederungszustand und die initialen Radstellungswinkel, die bei der experimentellen Analyse des Fahrzeugs vorlagen, in beiden Achsmodellen abgebildet werden. Dazu wird vor jeder Simulation der K&C-Lastfälle eine mit MATLAB umgesetzte Initialisierung des Modells vorgenommen. In dieser Initialisierungsphase werden die Vorspannung der Aufbaufedern, die initialen Radstellungswinkel sowie der initiale Einfederungszustand des Modells an die Rahmenbedingungen der experimentellen Analysen angepasst. Weiterführende Details zur numerischen Umsetzung und Implementierung liefern Kapitel 4.1 und [171].

Zur Bewertung der Abbildungsleistung der MKS-Achsmodelle hinsichtlich der kinematischen und elastokinematischen Achseigenschaften des Referenzfahrzeugs werden die Räder im Radaufstandspunkt jeweils isoliert in x_v -, y_v - und z_v -Richtung angeregt und die Änderungen der Radstellung sowie die Verschiebungen des Radmittelpunktes vom realen System und den Modellen verglichen. Insgesamt werden elf Messkurven berücksichtigt, die in Tabelle 3.11 aufgeführt sind. Aufgrund nicht modellierter Elastizitäten im Modell der Vor-

derachse bildet das Modell keine Radstellungsänderungen oder Radbewegungen bei Erregung in horizontaler Richtung ab, sodass hier ausschließlich die Radstellungsänderungen bei Federbewegung betrachtet werden.

Tabelle 3.11: Zur Validierung des MKS-Hinterachsmodells berücksichtigte Messkurven des Referenzfahrzeugs

Messgröße	Anregungsrichtung		
	z_v	y_v	x_v
Spurwinkel ϑ	✓	✓	✓
Sturzwinkel γ	✓	✓	✓
Verschiebung Radmittelpunkt in x -Richtung	✓	✗	✓
Verschiebung Radmittelpunkt in y -Richtung	✓	✓	✗
Radlast F_z	✓	✗	✗

Validierung des viskoelastischen Hinterachsmodells

Wie bereits in Kapitel 3.3.2 erläutert ist die Reaktionskraft von MW-Elementen bei quasi-statischer Anregung gleich null. Zugunsten der Berechnungszeit werden daher die MW-Elemente bei den modellbasierten K&C-Tests deaktiviert. Bei den angestrebten Analysen der Wechselwirkungen und Optimierungspotenziale elastokinematischer Achseigenschaften hinsichtlich des Reifenverschleißes werden primär die Radstellungsänderungen betrachtet. Infolgedessen liegt auch nachfolgend der Fokus auf den Spur- und Sturzwinkeländerungen infolge von Federbewegung oder am Rad aufgeprägten Kräften.

Das MKS-Modell der Hinterachse ist aus validierten Komponentenmodellen zusammengesetzt, deren Eigenschaften ebenfalls auf Messdaten von Einzelkomponenten beruhen. Abbildung 3.35 und Abbildung 3.36 zeigen einen ersten Vergleich zwischen gemessenen Verläufen und Simulationsergebnissen des kinematischen Hinterachsmodells aus Kapitel 3.2.1 (vgl. Abbildung 3.5) sowie des um elastische Verformungseffekte erweiterten viskoelastischen Modells der Hinterachse. Alle Graphen in beiden Abbildungen zeigen jeweils die um die initialen Winkel bereinigte Spur- und Sturzwinkeländerung der linken Radaufhängung, ausgehend von der im Prüffeld definierten Ruhelage. Die Radstellungsänderungen der rechten Radaufhängung sind aufgrund der konsequent modellierten Symmetrie zur Fahrzeuglängsmittelsebene identisch. Aufgrund fehlender Elastizitäten resultieren beim kinematischen Modell keine Radstellungsänderungen infolge äußerer Kräfte in Längs- oder Querrichtung am Rad, sodass in Abbildung 3.35 (b) und (c) sowie Abbildung 3.36 (b) und (c) keine Simulationsergebnisse des kinematischen Modells dargestellt sind. Wie erwartet wird durch die Integration der Elastizitäten in das MKS-Modell eine deutliche Annäherung zwischen Mess- und Simulationsergebnissen, insbesondere bei der Spurwinkeländerung infolge Federbewegung (Abbildung 3.35 (a)), erzielt. Darüber hinaus zeigen die Simulationsergebnisse des viskoelastischen Modells bereits initial eine gute Übereinstimmung mit den

gemessenen Spur- und Sturzwinkeländerungen bei Anregung des Gesamtfahrzeugs mit Querkraft F_y bzw. Längskraft F_x am Radaufstandspunkt.

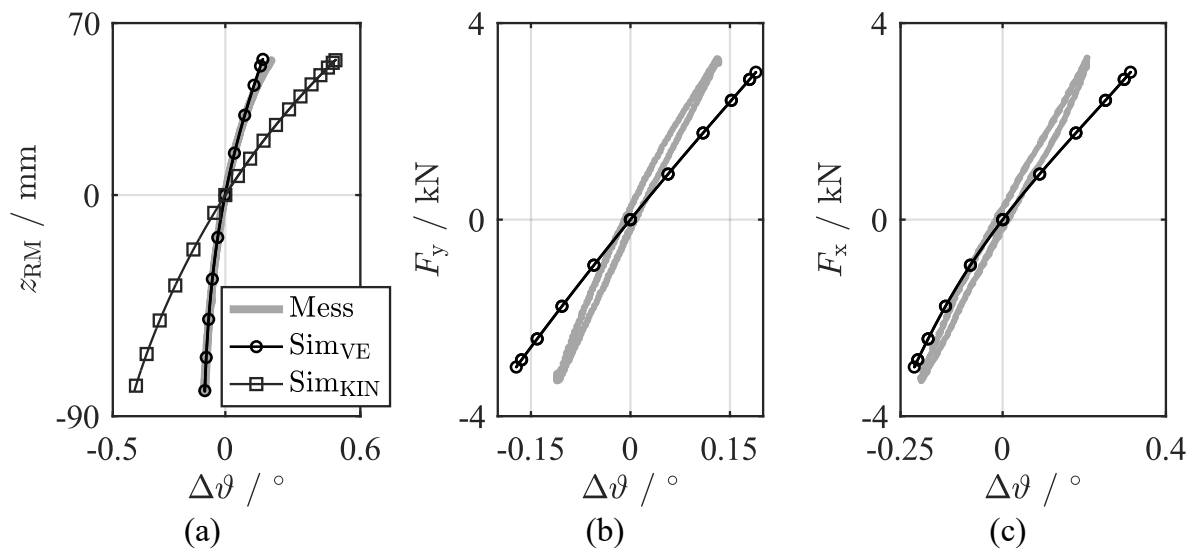


Abbildung 3.35: Vergleich zwischen Mess- und Simulationsergebnissen des viskoelastischen Hinterachsmodells (Sim_{VE}) und kinematischen Hinterachsmodell (Sim_{KIN}) für die Sturzwinkeländerung bei quasistatischer Anregung: (a) durch vertikale Radmittelpunktverschiebung z_{RM} , (b) durch Querkraft F_y und (c) durch Längskraft F_x ; Messdaten aus [125]

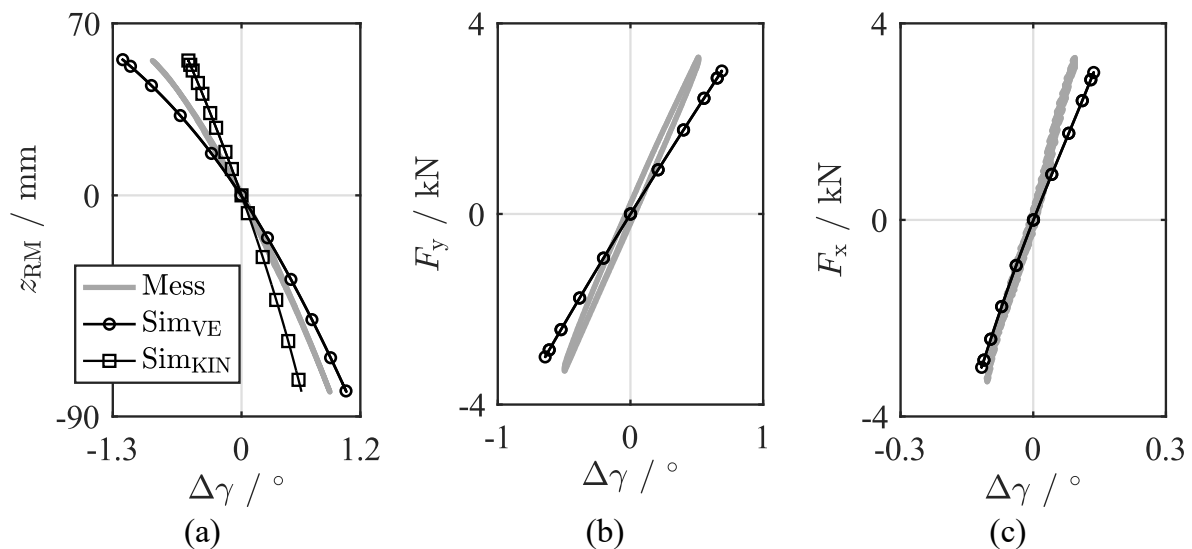


Abbildung 3.36: Vergleich zwischen Mess- und Simulationsergebnissen des viskoelastischen Hinterachsmodells (Sim_{VE}) und kinematischen Hinterachsmodell (Sim_{KIN}) für die Sturzwinkeländerung bei quasistatischer Anregung: (a) durch vertikale Radmittelpunktverschiebung z_{RM} , (b) durch Querkraft F_y und (c) durch Längskraft F_x ; Messdaten aus [125]

Die Unterschiede zwischen Mess- und Simulationsergebnissen in Abbildung 3.35 und Abbildung 3.36 resultieren aus dem komponenten- und modulbasierten Modellierungsansatz und lassen sich unter anderem auf systematische und stochastische Messungenauigkeiten

sowie fertigungsbedingte Streuungen der Bauteileigenschaften zurückführen. Beispielsweise wurden die den Komponentenmodellen zugrunde liegenden Eigenschaften der Gummimetalllager gemittelt, und es wurden neue Lager vermessen, deren Eigenschaften sich von den bereits im Referenzfahrzeug verbauten Gummimetalllagern unterscheiden können. Zudem wurden Lagersteifigkeiten in Nebenrichtung teilweise von ähnlichen Lagern übertragen. Daher wird eine abschließende Kalibrierung des Hinterachsmodells durchgeführt, um eine noch bessere Übereinstimmung der Modelleigenschaften mit den gemessenen Eigenschaften des Referenzfahrzeugs zu erzielen.

Kalibrierung des viskoelastischen Hinterachsmodells

Der Kalibrierungsprozess ist als numerische Optimierung gemäß Gleichung (3.31) in MATLAB umgesetzt. Die Auswahl der Modellparameter, die als Optimierungsparameter berücksichtigt werden, basiert auf den Ergebnissen einer Einflussanalyse, bei der alle parametrisierten Modelleigenschaften hinsichtlich ihres, möglichst isolierten, Einflusses auf die in Tabelle 3.11 aufgeführten Messkurven bewertet werden. Weitere Erläuterungen dazu folgen in Kapitel 4.1. Die Einflussanalyse und die Auswahlmethodik wurden in [163] erarbeitet und werden dort ausführlich beschrieben. Für die Kalibrierung werden insgesamt 20 Optimierungsparameter $p_{HA,i}$ verwendet, bestehend aus Positionen von Kinematikpunkten, Grundsteifigkeiten von Gummimetalllagern, Orientierungen von Gummimetalllagern bezüglich der Radführungselemente sowie der Steifigkeiten von Aufbau- und Zusatzfedern. Als Metrik zur Bewertung der Abweichung einzelner Messkurven, beispielsweise $\vartheta(z_{RM})$, wird der auf den Maximalwert der Messergebnisse normierte RMSE

$$nRMSE = \frac{RMSE}{y_{\max}} = \frac{1}{y_{\max}} \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2} \quad (3.42)$$

genutzt. Als y_i gehen die Messdaten und als $\hat{y}_i$ die Simulationsergebnisse in die Berechnung ein. Das n bezeichnet die Anzahl der Datenpunkte der jeweiligen Messung bzw. Simulation. Der nRMSE ist dimensionslos und ermöglicht den Vergleich von Abweichungen bei unterschiedlichen Messgrößen (z. B. Spur- und Sturzwinkel). Die Wahl dieser Metrik basiert auf einer umfassenden Analyse und Bewertung verschiedener Metriken hinsichtlich ihrer Aussagefähigkeit und Sensitivität bei der Kalibrierung und Validierung von MKS-Achsenmodellen. Die Analysen sind in [163] beschrieben.

Wird eine in Tabelle 3.11 berücksichtigte Messkurve als M_j bezeichnet und die Gesamtzahl dieser Kombinationen als N , lautet die gesamte Zielfunktion f_{HA} , die bei der numerischen Optimierung minimiert wird:

$$f_{HA}(\underline{p}_{HA}) = \sum_{j=1}^N nRMSE(M_j). \quad (3.43)$$

Konkret wurden $N = 11$ Messkurven in der Zielfunktion (3.43) verwendet. Die Optimierung erfolgte in MATLAB mit dem Algorithmus `surrogateopt` und reduzierte den Zielfunktionswert von 2,10 auf 0,85 (Reduktion um 59,8 %). Einen abschließenden Vergleich von Mess- und Simulationsergebnissen zeigen Abbildung 3.37 und Abbildung 3.38.

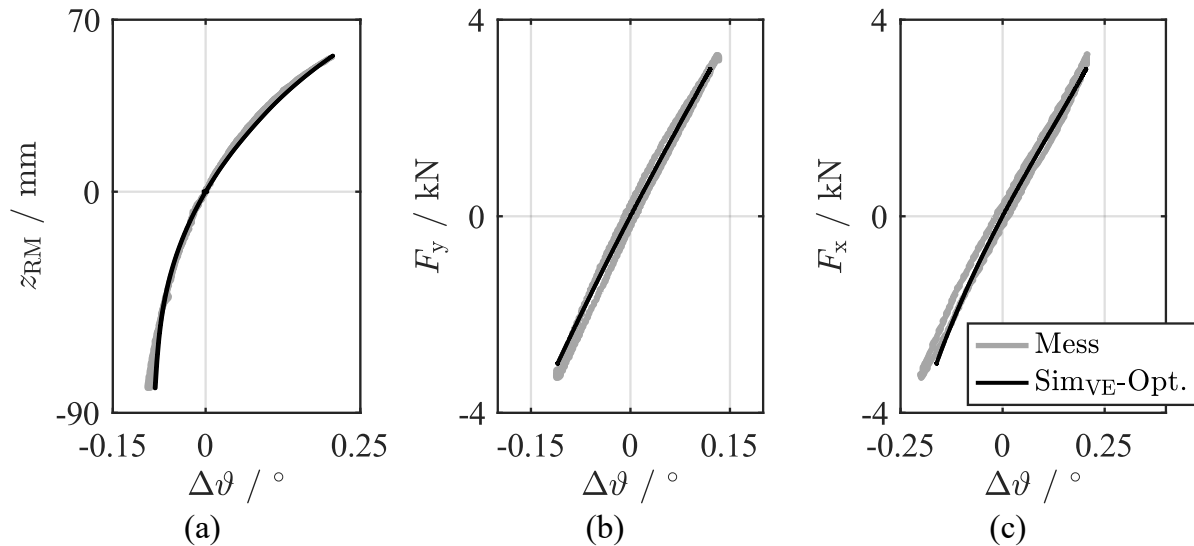


Abbildung 3.37: Vergleich zwischen Mess- und Simulationsergebnissen des kalibrierten Hinterachsmodells für die Spurwinkeländerung bei quasistatischer Anregung: (a) durch vertikale Radmittelpunktverschiebung z_{RM} , (b) durch Querkraft F_y und (c) durch Längskraft F_x ; Messdaten aus [125]

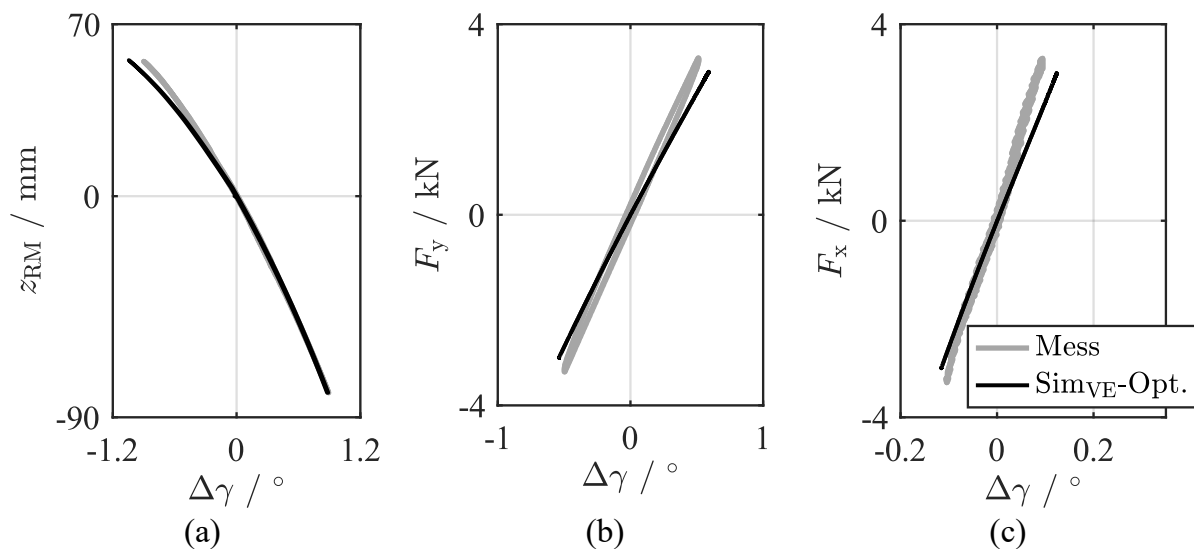


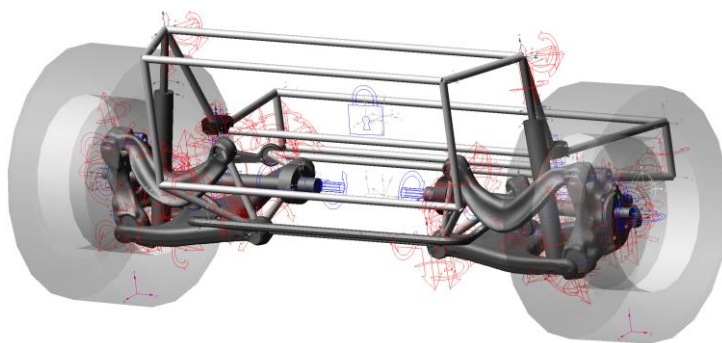
Abbildung 3.38: Vergleich zwischen Mess- und Simulationsergebnissen des kalibrierten Hinterachsmodells für die Sturzwinkeländerung bei quasistatischer Anregung: (a) durch vertikale Radmittelpunktverschiebung z_{RM} , (b) durch Querkraft F_y und (c) durch Längskraft F_x ; Messdaten aus [125]

Die drei Graphen in Abbildung 3.37 zeigen eine gute Übereinstimmung der Spurwinkeländerung sowohl bei vertikaler Verschiebung des Radmittelpunktes z_{RM} als auch unter Ein-

wirkung der Kräfte F_y und F_x . Im Vergleich zu den in Abbildung 3.35 (b) und (c) dargestellten Spurwinkelverläufen wird eine deutliche Verbesserung der Abbildungsleistung ersichtlich.

Die Sturzwinkeländerung unter Querkraft F_y am Radaufstandspunkt (Abbildung 3.38 (b)) ist insgesamt größer als die Änderung des Spurwinkels, was sich über den Kraftangriffspunkt und den damit verbundenen Hebelarm des Radradius erklären lässt. Bei Längskraft F_x ist der Hebelarm klein und die Änderung des Sturzwinkels entsprechend gering (Abbildung 3.38 (c)). Insgesamt liegen durch die Kalibrierung auch die Sturzwinkeländerungen näher an den realen Messergebnissen, wenngleich die Sturzwinkeländerung deutlich robuster gegenüber kleinen Änderungen der Modellparameter ist. Der Sturzwinkelverlauf bei Längskraft F_x zeigt für kleine Winkel bei positiver Kraft einen nichtlinearen Verlauf, der vom Modell nicht exakt abgebildet wird. Insgesamt zeigt das Hinterachsmodell eine für die angestrebten Untersuchungen hinreichend gute Abbildungsleistung der elastokinematischen Eigenschaften.

Das kalibrierte und validierte Hinterachsmodell des Referenzfahrzeugs sowie eine Übersicht der im Modell enthaltenen Komponenten sind in Abbildung 3.39 dargestellt. Das Modell setzt sich aus einer Vielzahl unterschiedlicher Komponenten zusammen, die jeweils angepasst an ihre funktionalen Eigenschaften im Submodell Hinterachse gewählt sind.



32 Starrkörper
 11 flexible Körper
 30 GML-Modelle mit je 6 FHG
 12 uniaxiale Kraftelemente
 4 Punktmassen
 40 ideale Gelenke
 $\rightarrow f_{GK,HA} = 266$

Abbildung 3.39: Finales MKS-Hinterachsmodell des Referenzfahrzeugs in ADAMS, Abbildung in Anlehnung an [118]

Kalibrierung und Validierung des kinematischen Vorderachsmodells

Bei der Kalibrierung des kinematischen Vorderachsmodells werden insgesamt zwölf Modellparameter in der numerischen Optimierung angepasst, diese umfassen Positionen von Kinematikpunkten sowie die Steifigkeiten von Aufbau- und Zusatzfedern. Die Zielfunktion dafür wird analog zu Gleichung (3.43) formuliert mit dem Unterschied, dass M_j ausschließlich die Messkurven aus der ersten Spalte der Tabelle 3.11 beschreibt. Es werden also $N = 5$ nRMSE-Werte identischer Gewichtung in der Zielfunktion aufsummiert.

Abbildung 3.40 zeigt einen Vergleich zwischen Mess- und Simulationsergebnissen vom initialen kinematischen Vorderachsmodell aus Kapitel 3.2.2 und dem durch numerische

Optimierung kalibrierten Vorderachsmodell. Durch Anpassung der Kinematikpunkt-Positionen wird eine deutliche Annäherung der Radstellungsänderungen bei Verschiebung des Radmittelpunktes in vertikaler Richtung erzielt.

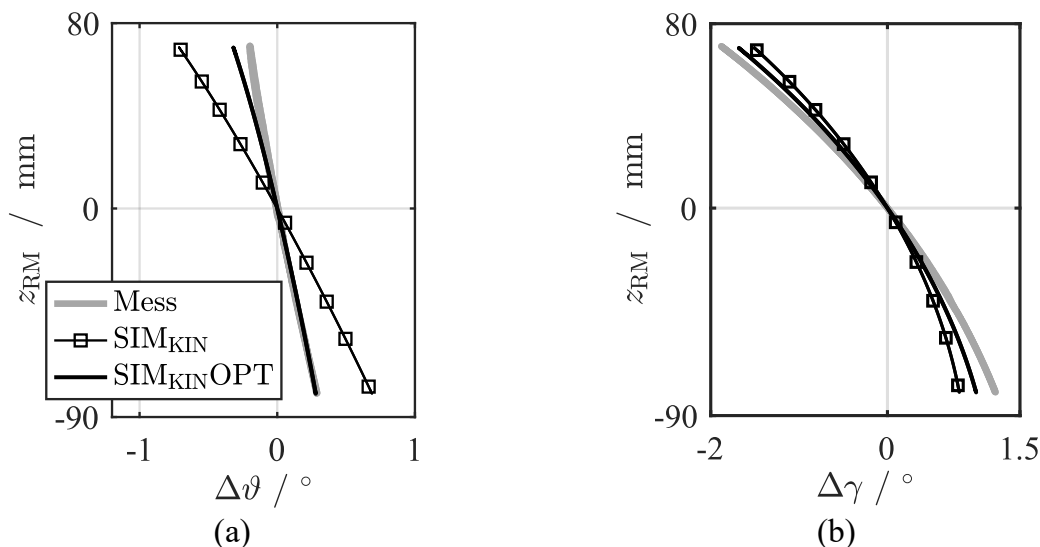


Abbildung 3.40: Vergleich zwischen Mess- und Simulationsergebnissen des initialen und kalibrierten Vorderachsmodells bei quasistatischer Anregung durch vertikale Radmittelpunktverschiebung z_{RM} : (a) Spurwinkeländerung, (b) Sturzwinkeländerung; Messdaten aus [125]

Nachfolgend werden das Zusammenführen der beiden Achsmodelle in einem Fahrzeugmodell sowie die Erweiterung um ein Modell des Fahrzeugaufbaus und der Reifen beschrieben.

3.5 Synthese zum Fahrzeugmodell

Die Integration der zuvor entwickelten Vorder- und Hinterachsmodelle zu einem vollständigen Fahrzeugmodell erfolgt in ADAMS über die Funktion *merge two models*. Diese ermöglicht die Zusammenführung der beiden separat erstellten Teilmodelle, wobei das erste Modell als Basis erhalten bleibt und das zweite hinzugefügt wird. Für die spätere Nachvollziehbarkeit im Gesamtfahrzeugmodell ist bereits während der Subsystemmodellierung auf eine systematische und eindeutige Bezeichnungsvergabe zu achten. Diese Modellierungsstrategie bietet den Vorteil, dass die einzelnen Subsysteme unabhängig voneinander entwickelt und validiert werden können, bevor ihre Integration erforderlich wird. Als Einschränkung ist anzuführen, dass nach der Zusammenführung die ursprünglichen Subsysteme nur noch als integrierte Bestandteile des Gesamtmodells bearbeitet werden können und keine separate Modifikation der Einzelmodelle mehr möglich ist.

Abbildung 3.41 veranschaulicht die physikalische Kopplung von Vorder- und Hinterachse über die Fahrzeugkarosserie, wie sie im realen Fahrzeug vorliegt und im Modell abgebildet wird.

Die realitätsnahe Abbildung des dynamischen Fahrzeugverhaltens in den geplanten Simulationen verschiedener Fahrmanöver erfordert eine präzise Berücksichtigung der gefederten und ungefederten Massen sowie deren Verteilung in den Achsmodellen. Diese Massen- und Trägheitseigenschaften bestimmen maßgeblich das Achsverhalten unter dynamischer Anregung durch Fahrbahnunebenheiten oder Lenkbewegungen und beeinflussen damit direkt die Charakteristik der Reifenaufstandsfläche. Die Massendefinition erfolgt durch systematische Kategorisierung in rotierende und translatorisch bewegte Komponenten. Die rotierenden Massen umfassen Reifen, Felge, Bremsscheibe, Radlager, Radnabe und Radschrauben, welche gemäß der Modellkonvention des verwendeten Reifenmodells direkt in diesem berücksichtigt werden. Die ebenfalls rotierenden Seitenwellen werden separat modelliert und nicht dem Reifenmodell zugeordnet. Die Massen- und Trägheitseigenschaften der Strukturkomponenten werden je nach Modellierungsansatz unterschiedlich implementiert: Bei flexiblen und starren Körpern basieren sie auf der realen Bauteilgeometrie und den entsprechenden Materialeigenschaften, während bei vereinfachten Starrkörpermodellen die Eigenschaften realer Bauteile direkt zugewiesen werden. Die Massen der Gummimetalllager werden über zusätzliche Hilfskörper im Modell berücksichtigt. Feder- und Bremssattelmassen sind als Punktmassen in den Achsmodellen implementiert.



Abbildung 3.41: Verbund aus Vorder- und Hinterachse eines Gesamtfahrzeugs [126]

Nach der Zusammenführung der Achsmodelle wird das Simulationsmodell um den Fahrzeugaufbau und die Reifenmodelle erweitert. Die Kopplung der beiden Achsmodelle erfolgt über einen masselosen Starrkörper, an den die Aufbau-Hilfskörper beider Achsmodelle starr angebunden sind. Der Fahrzeugaufbau (im Folgenden als *body* bezeichnet) bildet alle Fahrzeugkomponenten ab, die nicht bereits in den Achsmodellen enthalten sind, und wird ebenfalls starr mit dem masselosen Koppellement verbunden. Der Einfluss der Karosseriesteifigkeit auf die dynamischen Effekte im Reifenlatsch, insbesondere auf den Reifenverschleiß, sowie auf weitere Fahrzeugkenngrößen wurde als Voruntersuchung bereits in [172] analysiert. Dabei wurde die Karosseriesteifigkeit als Biege- und Torsionssteifigkeit im Fahrzeugschwerpunkt modelliert, wobei die verwendeten Steifigkeitswerte eines Honda

Accord aus [173] zur Sensitivitätsanalyse jeweils separat halbiert oder verdoppelt wurden. Die durchgeführten Simulationen umfassten Geradeausfahrten (Beschleunigung, Konstantfahrt, Bremsen) sowie Kreisfahrten mit konstantem Lenkradwinkel. Die Analyse betrachtete sowohl die Verteilung der Reibarbeit über die Breite des Reifenlatsches als auch die kumulierte Reibarbeit. Die Abweichungen gegenüber einer ideal starren Karosserie lagen über alle Fahrmanöver hinweg unter 1 %, daher wird auf eine Erweiterung des Modells um die globale Karosseriesteifigkeit verzichtet.

3.5.1 Modellierung des Fahrzeugaufbaus

Der Analyseschwerpunkt, in dem das Referenzfahrzeugmodell genutzt werden soll, ist die Untersuchung des Einflusses der elastokinematischen Eigenschaften des Hinterachsmodells auf die dynamischen Effekte im Reifen-Fahrbahn-Rollkontakt. Daher sind alle Fahrzeugkomponenten, die nicht zu den Achsen zählen, zum Beispiel der Motor oder die Innenausstattung, von untergeordnetem Interesse. Diese restlichen Fahrzeugkomponenten werden vereinfacht in einem kugelförmigen *body*-Starrkörper mit Lage in der Nähe des Gesamtfahrzeugschwerpunkts zusammengefasst. Er wird genutzt, um die Masse, die Lage des Massenschwerpunkts und die Trägheitseigenschaften des Gesamtfahrzeugmodells einzustellen.

Die genaue Lage des Schwerpunkts wird vom Fahrzeughersteller im Allgemeinen nicht veröffentlicht. Bei bekannter Achslastverteilung, Fahrzeugmasse und Radstand l wird in statischer Ruhelage, wie in Abbildung 3.42 dargestellt, mit der Gleichgewichtsbedingung

$$\sum M_V = 0 \rightarrow F_G l_v - F_{z,h} l = 0 \quad (3.44)$$

der Abstand l_v des Schwerpunkts S vom vorderen Radaufstandspunkt V bestimmt.

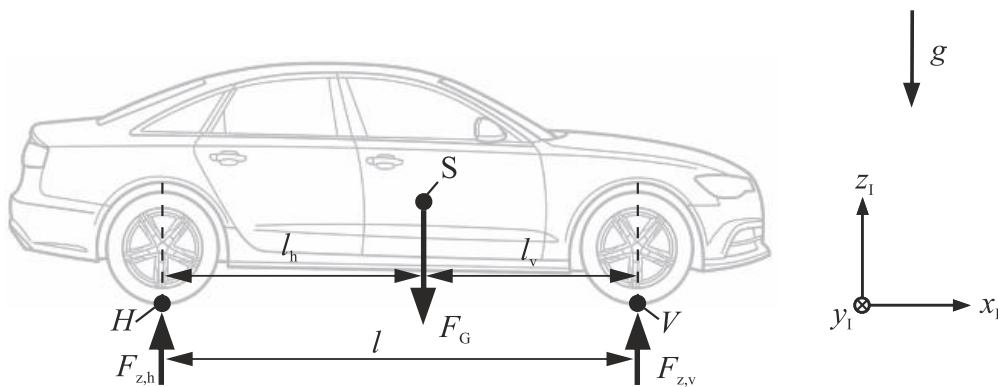


Abbildung 3.42: Statische Ruhelage zur Bestimmung der Schwerpunktlage des Referenzfahrzeugs

Für das betrachtete Referenzfahrzeug mit einer Achslastverteilung von 53,5 % an der Vorderachse und 46,5 % an der Hinterachse ergibt sich ein Schwerpunktabstand

$$l_v = \frac{F_{z,h} \cdot l}{F_G} = \frac{0,465 F_G \cdot l}{F_G} = 0,465 l \quad (3.45)$$

von der Vorderachse. In Querrichtung wird der Fahrzeugschwerpunkt vereinfacht als in der Fahrzeuglängsmittlebene liegend angenommen, sodass sich für die laterale Koordinate im Fahrzeugkoordinatensystem $y_S = 0$ ergibt.

Die Höhe des Fahrzeugschwerpunktes lässt sich nicht direkt bestimmen, sondern muss aufwendig messtechnisch ermittelt werden. Es gibt verschiedene quasistatische und dynamische Methoden wie den Tilt-Table-Test, den Pendelversuch, das Wiegen auf geneigter Ebene oder das Messen von Beschleunigungen und Radlasten am Fahrzeug. Aus den Messergebnissen kann auf die Höhe des Schwerpunkts geschlossen werden.

In der Unfallrekonstruktion werden häufig Näherungsformeln zur Bestimmung der Schwerpunkthöhe h_S über der Fahrbahn in Abhängigkeit bekannter Fahrzeugkennwerte. Beispielsweise wird in [174] für Pkw eine empirische Näherungsformel abhängig vom Radstand l in m und der Fahrzeugmasse m_F in kg angegeben:

$$h_S = l \cdot \left(0,26 - 0,04 \cdot \frac{m_F}{1000 \text{ kg}} \right). \quad (3.46)$$

Für das Referenzfahrzeug resultiert nach Gleichung (3.46) eine Schwerpunkthöhe von 540 mm. Bei Erhöhung des Fahrzeuggewichts reduziert sich die Höhe des Schwerpunkts entsprechend. Beim zulässigen Gesamtgewicht des Referenzfahrzeugs liegt der Schwerpunkt bei 478 mm. Darüber hinaus werden in [175] Schwerpunktlagen und Massenträgheitsmomente von insgesamt 496 Fahrzeugen bis Baujahr 1998 angegeben. Die Mehrheit der untersuchten Fahrzeugmodelle war für den amerikanischen Markt bestimmt, sodass viele Pickups, Vans und SUVs vertreten sind. Ein Honda Accord LX aus dem Jahr 1991 ist anhand der in Tabelle 3.12 aufgeführten Kenngrößen Radstand, Spurweite, Dachhöhe und Fahrzeugmasse ähnlich zum Referenzfahrzeug. Für dieses Fahrzeugmodell wird eine Schwerpunkthöhe von 504 mm angegeben.

Tabelle 3.12: Vergleich von Fahrzeugkenngrößen des Referenzfahrzeugs mit zwei unterschiedlichen Honda Accord Modellen

Fahrzeug	Spurweite			Höhe / mm	Masse / kg	h_S / mm
	Radstand / mm	vorne / mm	hinten / mm			
Referenzfahrzeug	2811	1552	1539	1406	1700	500
Honda Accord LX (1991) [175]	2718	1480	1480	1340	1730	504
Honda Accord (2011) [173], [178]	2800	1590	1590	1470	1459	537

Weiterhin wurde in [176] ein MKS-Gesamtfahrzeugmodell eines Honda Accord aus dem Jahr 2011 erstellt. Die notwendigen Daten des Fahrzeugs und ein explizites Crash-Modell im LS-DYNA-Format stammen von der NHTSA (*National Highway Traffic Safety Administration*). Das LS-DYNA-Modell wurde weiterverarbeitet und hinsichtlich Masse und

Massenverteilung korrigiert. Die genaue Vorgehensweise ist in [177], [178] beschrieben. Aus diesem Modell geht die in Tabelle 3.12 angegebene Schwerpunkthöhe von 537 mm für den Honda Accord (2011) hervor. Auch der Honda Accord (2011) ist hinsichtlich der anderen Kenngrößen aus der Tabelle ähnlich zum Referenzfahrzeug.

Nutzt man die in Tabelle 3.12 angegebenen Daten zur Berechnung der Schwerpunkthöhe nach Gleichung (3.46), resultiert für den Accord (1991) eine Höhe von 519 mm und für den Accord (2011) eine Höhe von 563 mm. Beide Höhen liegen über den Angaben aus [175]. Zusätzlich haben beide Fahrzeuge Frontantrieb, während das Referenzfahrzeug allradgetrieben ist und somit einen deutlich schwereren Antriebsstrang aufweist. Der Schwerpunkt sollte tiefer liegen als bei Fahrzeugen mit Frontantrieb, sodass für das Modell des Referenzfahrzeugs eine Schwerpunkthöhe $h_S = 500$ mm festgelegt wird.

Als Fahrzeugmasse m_F wird im Modell zunächst das in Tabelle 3.12 angegebene EG-Leergewicht (ohne Fahrer) eingestellt. Die *body*-Masse m_B ist somit das Fahrzeugleergewicht $m_{F, \text{leer}}$ abzüglich der Massen von Vorder- und Hinterachse inklusive Räder (m_{VA} , m_{HA}) nach

$$m_B = m_{F, \text{Leer}} - m_{VA} - m_{HA}. \quad (3.47)$$

Damit die Trägheitseigenschaften und damit auch die Dynamik des Fahrzeugmodells realitätsnah abgebildet werden, muss dem *body*-Starrkörper ein Massenträgheitstensor zugewiesen werden. Dieser muss, analog zur Masse, ebenfalls „den Rest“ der Gesamtfahrzeugträgheit abbilden, sodass in Summe ein realistischer Massenträgheitstensor des Gesamtfahrzeugs resultiert. Stehen keine Messungen der Trägheitsmomente des realen Fahrzeugs zur Verfügung, müssen alternative Methoden genutzt werden, um ein realistisches Gesamtfahrzeugverhalten im Modell zu erreichen.

Ebenfalls aus dem Bereich Unfallrekonstruktion sind für das Massenträgheitsmoment um die Hochachse eines Fahrzeugs Regressionsmodelle bekannt. In [179] wird ein Regressionsmodell, basierend auf 56 Fahrzeugen, genutzt, um das Massenträgheitsmoment um die Hochachse in Abhängigkeit von Fahrzeugmasse, Radstand und Gesamtlänge zu bestimmen. Die Massenträgheitsmomente um die Längs- und Querachse werden vereinfacht von diesem Ergebnis abgeleitet. Ein alternatives Modell, allein abhängig von der Fahrzeugmasse, dafür aber für alle drei Hauptträgheitsmomente, wird in [180] vorgestellt. Als Datengrundlage werden die in [175] veröffentlichten Fahrzeugdaten der NHTSA genannt.

Für das Referenzfahrzeugmodell wird eine alternative Vorgehensweise genutzt. Diese stützt sich zunächst auf die Ähnlichkeit von Referenzfahrzeug und einem Fahrzeug, dessen Massenträgheitstensor bekannt ist. Dazu sind in Tabelle 3.13 die drei Hauptträgheitsmomente der beiden Honda Accord Modelle angegeben. Diese beziehen sich jeweils auf die in Tabelle 3.12 angegebenen Schwerpunkthöhen, die Schwerpunkthöhe des Referenzfahrzeugs wurde auf 500 mm festgelegt.

Tabelle 3.13: Vergleich der Hauptträgheitsmomente von zwei Honda Accord Modellen

Fahrzeug	I_{xx} / kgm^2	I_{yy} / kgm^2	I_{zz} / kgm^2
Honda Accord LX (1991) [175]	476	2478	2618
Honda Accord (2011) [178]	453	2369	2600

Die Hauptträgheitsachsen des Honda Accord (2011) sind aus dem LS-DYNA-Modell bekannt, sodass dessen Hauptträgheitsmomente ${}^H\underline{\Theta}_{H0}^{(C_H)} = \text{diag}(I_{xx}; I_{yy}; I_{zz})$ weiterverwendet und an das Referenzmodell angepasst werden.

Die Orientierung der Fahrzeugmodelle aus LS-DYNA und ADAMS, relativ zum jeweiligen Inertialsystem, ist identisch. Daher beschreibt die Drehmatrix ${}^H\underline{A} = [\underline{v}_1, \underline{v}_2, \underline{v}_3]$ mit Hauptträgheitsachsen $\underline{v}_i$ die Verdrehung des Hauptachsensystems relativ zum Inertialsystem I. Eine Transformation des Massenträgheitstensors erfolgt entsprechend durch

$${}^I\underline{\Theta}_{H0}^{(C_H)} = {}^H\underline{A} {}^H\underline{\Theta}_{H0}^{(C_H)} {}^H\underline{A}^T. \quad (3.48)$$

Zusätzlich ist die Fahrzeugmasse $m_{F, \text{leer}}$ des Honda Accord (2011) mit 1459 kg deutlich geringer als die des Referenzfahrzeugs mit 1700 kg. Unter der Annahme einer gleichbleibenden Geometrie und Massenverteilung wird für den Massenträgheitstensor mit Schwerpunkt C_H als Bezugspunkt eine lineare Skalierung über die Fahrzeugmasse mit

$${}^I\underline{\Theta}_{RF}^{(C_H)} = \frac{m_{RF}}{m_{H0}} {}^I\underline{\Theta}_{H0}^{(C_H)} \quad (3.49)$$

vorgenommen. Dabei ist m_{RF} die Leermasse des Referenzfahrzeugs und m_{H0} die Leermasse des Honda Accord (2011).

Dieser neue Trägheitstensor ${}^I\underline{\Theta}_{RF}^{(C_H)}$ wird mit dem Index RF für Referenzfahrzeug bezeichnet und bezieht sich weiterhin auf den Schwerpunkt des Honda. Er wird mit dem Satz von Steiner auf die neue Schwerpunkthöhe des Referenzfahrzeugs angepasst. Die Verschiebung erfolgt in z-Richtung des Inertialsystems durch

$${}^I\underline{\Theta}_{RF}^{(C_R)} = {}^I\underline{\Theta}_{RF}^{(C_H)} + m_{RF} ({}^I\underline{r}_{RH} {}^I\underline{r}_{RH}^T \underline{E} - {}^I\underline{r}_{RH} {}^I\underline{r}_{RH}^T) \quad (3.50)$$

mit ${}^I\underline{r}_{RH} = [0 \ 0 \ -0,037]^T \text{ m}$.

Mit ${}^I\underline{r}_{RH}$ wird der Ortsvektor vom Schwerpunkt des Referenzfahrzeugs C_R zum Schwerpunkt des Hondas C_H bezeichnet. Die Einheitsmatrix ist $\underline{E}$. Abschließend liegt der adaptierte Massenträgheitstensor des Referenzfahrzeugs

$${}^H\underline{\Theta}_{RF}^{(C_R)} = \text{diag}(522,8; 2722,4; 2985,4) \text{ kgm}^2 \quad (3.51)$$

vor.

Die Trägheitsmomente aus ${}_{\text{H}}\underline{\Theta}_{\text{RF}}^{(\text{CR})}$ beziehen sich auf das gesamte Fahrzeug. Die Fahrzeugachsen sind allerdings bereits detailliert im Modell abgebildet. Die Trägheitsmomente müssen dementsprechend um die Trägheitsmomente der Achsen reduziert werden. Dazu wird mit der allgemeinen Gleichung

$$\underline{r}_C = \frac{\sum_i m_i \underline{r}_i}{\sum_i m_i} = \frac{m_B \underline{r}_{C_B} + m_A \underline{r}_{C_A}}{m_B + m_A} \quad (3.52)$$

zunächst der Ortsvektor zum Gesamtschwerpunkt $\underline{r}_C$ berechnet und anschließend der gemeinsame Trägheitstensor der Achsmodelle aus ADAMS bzgl. des Gesamtfahrzeugschwerpunkts aufgestellt. Anschließend wird mit

$$\underline{\Theta}_{\text{body}}^{(\text{CR})} = \underline{\Theta}_{\text{RF}}^{(\text{CR})} - \underline{\Theta}_{\text{Achsen}}^{(\text{CR})} \quad (3.53)$$

der noch fehlende Anteil des gesamten Massenträgheitstensors im ADAMS-Modell bestimmt, sodass mit einer abschließenden Änderung des Bezugspunkts auf den Schwerpunkt des *body*-Körpers der in ADAMS einzutragende Massenträgheitstensor als

$$\underline{\Theta}_{\text{body}}^{(\text{C}_{\text{body}})} = \underline{\Theta}_{\text{RF}}^{(\text{CR})} - m_{\text{RF}} (\underline{r}_{\text{bodyR}}^T \underline{r}_{\text{bodyR}} \underline{E} - \underline{r}_{\text{bodyR}} \underline{r}_{\text{bodyR}}^T) \quad (3.54)$$

vorliegt. In ADAMS muss für einen Massenträgheitstensor eines Starrkörpers, hier des *body*, ein Bezugspunkt und ein körperfestes Bezugskoordinatensystem angegeben werden. Als Referenzkoordinatensystem wird der Marker *body.cm* gewählt, dessen Ursprung gleichzeitig den Bezugspunkt definiert. Der Marker *body.cm* ist parallel zum *Ground*-Koordinatensystem ausgerichtet. Die berechneten Trägheitseigenschaften werden nach ADAMS übertragen und für eine bessere Übereinstimmung mit den Zielwerten teilweise iterativ nachjustiert. Dies ist notwendig, da infolge der gefederten Massen mit einer Änderung von Masse und Trägheit auch eine Verschiebung der Schwerpunktlage einhergeht. Der in Tabelle 3.14 aufgeführte Vergleich der Soll- und Ist-Werte zeigt eine gute Übereinstimmung der Hauptträgheitsmomente des Referenzfahrzeugmodells mit den in Gleichung (3.51) angegebenen Zielvorgaben.

Tabelle 3.14: Vergleich der Soll- und Ist-Trägheitsmomente im Hauptachsensystem

Hauptträgheitsmoment	Soll / kgm ²	Ist / kgm ²	Δ absolut	Δ relativ
I_{xx}	522,77	522,78	−0,07	−0,013 %
I_{yy}	2722,4	2722,8	+0,34	+0,012 %
I_{zz}	2985,4	2982,2	−3,2	−0,11 %

3.5.2 Integration der FTire-Reifenmodelle

Für die anvisierten Untersuchungen wurde das etablierte FTire-Reifenmodell (Kapitel 2.5.3) verwendet. Das Modell wurde für einen Sommerreifen des Referenzfahrzeugs vom Typ Michelin Pilot Sport 3 in der Dimension 245/40 R 18 97Y bei einem Reifeninnendruck von 2,7 bar parametrisiert. Die Parametrierung und Validierung des FTire-Modells wurde extern von der fka mbH Aachen durchgeführt. Die Validierungsergebnisse sind in [181] zusammengefasst.

Die Abbildung 3.43 zeigt die für den Parametrierungs- und Validierungsprozess verwendeten Prüfstände am ika/fka in Aachen. Das verwendete FTire-Reifenmodell umfasst insgesamt 3872 Kontaktelemente, die gleichmäßig auf 44 Gürtелеlemente verteilt sind. Die Kontaktelemente sind in insgesamt 22 Streifen auf dem Reifengürtel angeordnet.



Abbildung 3.43: Zur Parametrierung und Validierung verwendete Reifenprüfstände am fka Aachen [181]

Abbildung 3.44 zeigt einen Vergleich der gemessenen und der von FTire berechneten statischen Reifenaufstandsfläche bei konstantem Reifeninnendruck $p_R = 2,7$ bar für vier unterschiedliche Kombinationen aus Radlast F_z (3,58 kN und 10,74 kN) und initialem Sturzwinkel γ_0 (0° und 6°) dargestellt.

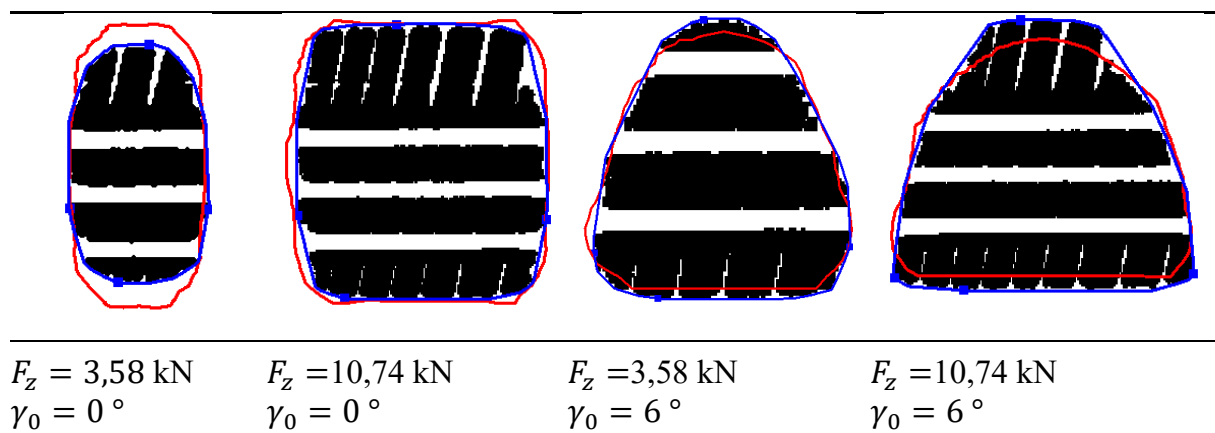


Abbildung 3.44: Gemessene (schwarz/blau) und berechnete (rot) Fläche des Reifenlat-sches bei statischer Belastung mit zwei unterschiedlichen Radlasten F_z , zwei unterschiedlichen initialen Sturzwinkeln γ_0 und konstantem Reifeninnendruck $p_R = 2,7$ bar; Daten und Abbildungen aus [181]

Es ist zu erkennen, dass FTire bei geringer Radlast und 0° Sturz die Ausdehnung des Reifenlatsches überschätzt, bei einem Sturzwinkel von 6° und für die beiden betrachteten Radlasten allerdings leicht unterschätzt.

Insgesamt werden vier FTire-Reifenmodelle im Referenzfahrzeugmodell in ADAMS verwendet, die, angepasst auf die zugrundeliegende Fragestellung, an der Vorderachse keine Berechnungsergebnisse in separaten Ergebnisdateien ausgeben. An der Hinterachse werden stets die Ergebnisse des linken Rades ausgewertet.

4 Wechselwirkungen im System Fahrwerk-Reifen-Fahrbahn

Das zusammengesetzte Mehrkörpermodell des Referenzfahrzeugs ist in Abbildung 4.1 dargestellt. Es besteht aus den zwei Achsmodellen, einem Modell des Fahrzeugaufbaus und vier FTire-Reifenmodellen. Die detaillierte Modellierung des Hinterachssystems ist fokussiert auf die Abbildung der dynamischen Wechselwirkungen zwischen Fahrbahn, Reifen und Fahrwerk. Diese Wechselwirkungen beeinflussen maßgeblich die Fahrdynamik und damit die aktive Fahrzeugsicherheit durch die Beherrschbarkeit des Fahrzeugs in kritischen Situationen sowie die verfügbare Sicherheitsreserve im Grenzbereich. Gleichzeitig wirken sich Fahrwerkparameter auf den Fahrkomfort durch die Filterung von Fahrbahnunebenheiten sowie auf den Reifenverschleiß durch die Radstellungsänderungen im Fahrbetrieb aus.



Abbildung 4.1: MKS-Gesamtfahrzeugmodell in ADAMS zur Analyse der Wechselwirkungen zwischen Fahrwerkeigenschaften und Reifenverschleiß [120]

Der Fahrkomfort wird primär über die Fähigkeit des Fahrwerks bestimmt, den Fahrzeugaufbau von fahrbahninduzierten Schwingungen zu isolieren. Große Anregungen werden über Aufbaufeder und Schwingungsdämpfer aufgenommen, während höherfrequente Anregungen durch die schwingungsisolierenden Eigenschaften der Gummimetalllager gedämpft werden. Die hier adressierten elastokinematischen Radstellungen bei Federbewegung haben darauf einen untergeordneten Einfluss. In [182] wurde dazu eine Vorstudie mit einem vereinfachten Gesamtfahrzeugmodell des Referenzfahrzeugs durchgeführt. Es wurde getrennt voneinander die Spur- und die Sturzwinkeländerung bei Federbewegung variiert und der Einfluss auf die Beschleunigung am Sitz bei einer Schlagloch-Überfahrt bewertet. Das Ergebnis zeigte, dass beim Durchfahren des Schlaglochs zwar ein Unterschied in den

Vertikalbeschleunigungen am Fahrersitz festzustellen ist, dieser jedoch nicht direkt den Radstellungsänderung, sondern vielmehr einer geänderten Übersetzung der Feder- und Dämpferwege zugeordnet werden konnte. Die nachfolgenden Analysen beschränken sich daher auf die Bewertung des Reifenverschleißes und der Fahrdynamik. Ausgehend von der Serienkonfiguration des Hinterachssystems werden Achseigenschaften angepasst und der Einfluss auf den Reifenverschleiß analysiert. Ergänzend zur Verschleißanalyse wird der Einfluss der Fahrwerkparameter auf die fahrdynamischen Eigenschaften bewertet.

Zur systematischen Untersuchung wird zunächst in Kapitel 4.1 die Automatisierung der Simulationsprozesse beschrieben, die eine effiziente Variation von Modellparametern ermöglicht. Kapitel 4.2 stellt die verwendeten Fahrmanöver und Bewertungskriterien vor, wobei sowohl Normalfahrtszenarien als auch Kriterien zur Beurteilung von Reifenverschleiß und Fahrdynamik definiert werden. Die anschließenden Kapitel analysieren den Einfluss verschiedener Faktoren: Fahrbahnrauigkeit (4.3), Fahrzeugbeladung (4.4), statische Radstellungswinkel (4.5) und Radhub-Elastokinematik (4.6).

4.1 Parametrisierung, Kopplung und Automatisierung der Simulationsumgebung

Die modellbasierten Analysen und Optimierungen auf Komponenten-, Subsystem- und Gesamtsystemebene bedingen eine hohe Anzahl an Simulationsaufrufen, verbunden mit der Anpassung einer Vielzahl von Modellparametern. Eine Automatisierung der Prozesse bietet Vorteile hinsichtlich Fehleranfälligkeit, Zeitaufwand, strukturierter Vorgehensweise und wiederholbarer Ergebnishüte. Die Grundlage einer Automatisierung ist ein parametrisches Modell, dessen Parameter angepasst werden können, ohne die Modellkonsistenz zu gefährden. Die Auswertung, Bewertung und Anpassung von Modellparametern kann anschließend mit geeigneter Software durchgeführt werden.

Für die vorliegenden Analysen wird eine Kopplung zwischen ADAMS und MATLAB genutzt. Erste Ergebnisse im Kontext der Automatisierung wurden am Hinterachsmodell in [163], [171] erarbeitet.

Parametrisierung der MKS-Modelle mit Designvariablen

ADAMS stellt zur Parametrisierung von Modellen drei wesentliche Modellkomponenten bereit. Kinematikpunkte (*Points*) definieren räumliche Positionen im Modell, Designvariablen (*Design Variables*, DV) ermöglichen die parametrisierte Steuerung von Modellgrößen, und *Expressions* verknüpfen diese Parameter durch mathematische Beziehungen. Eine Parametrisierung der Lagebeziehungen auf Grundlage von Kinematikpunkten ermöglicht eine effiziente Modellanpassung bei gleichzeitiger Gewährleistung der MKS-Konsistenz. Das zugrunde liegende Prinzip basiert auf der hierarchischen Abhängigkeitsstruktur zwi-

schen Kinematikpunkten als Master-Parametern und den davon abgeleiteten Modellelementen. Diese Methodik gewährleistet, dass bei Änderungen der Koordinaten alle abhängigen Elemente automatisch konsistent repositioniert werden.

Die translatorische Verschiebung von Kinematikpunkten der Radaufhängungen erfolgt über DV, die jeweils eine relative Verschiebung der initialen Kinematikpunkt-Position $\underline{K}_{0,i}$ repräsentieren. Die aktuelle Position eines Kinematikpunktes $\underline{K}_i$ lautet demnach

$$\underline{K}_i = [x \ y \ z]_i^T = [x_0 \ y_0 \ z_0]_i^T + [DV_x \ DV_y \ DV_z]_i^T. \quad (4.1)$$

Damit auch die Lage der Elemente (Gelenke, Kraftelemente, Bewegungen, Starrkörper usw.) im MKS-Modell angepasst wird, wird ein Bezug zwischen den Markern und den Kinematikpunkten hergestellt. Hierzu wird folgende Konvention festgelegt: Die Points definieren stets die Lage eines Kinematikpunktes. Die Lage des i-Markers bei idealen Gelenken und des Referenz-Markers bei Kraftelementen wird mit LOC_RELATIVE_TO auf dem Kinematikpunkt positioniert. Der j-Marker der Gelenke wird auf den i-Marker bezogen, der i-Marker der Kraftelemente auf den Referenz-Marker. Bei Verschiebung eines Kinematikpunktes werden die damit verknüpften Objekte automatisch aktualisiert.

Darüber hinaus werden bei den Gummimetalllagern über DV die Kennlinien der Federn zur Abbildung der Grundsteifigkeit $F_{NLF,i}$ und $M_{NLF,i}$ je Verformungsrichtung $i \in \{x, y, z\}$ aus Gleichung (3.18) und (3.22) skaliert, sodass die Kraftgleichung für eine translatorische Verformungsrichtung für ein KELVIN-VOIGT-Modell zu

$$F_{GML,KV,i} = DV_{NLF,T,i} \cdot F_{NLF,i} + F_{D,i} \quad (4.2)$$

erweitert wird. Für das komplexere viskoelastische Ersatzmodell wird die Erweiterung mit

$$F_{GML,VE,i} = DV_{NLF,T,i} \cdot F_{NLF} + F_{WF} + \sum_{i=1}^{n_{MW}} F_{MW,i} \quad (4.3)$$

analog umgesetzt. Diese Vorgehensweise ermöglicht die gezielte Anpassung der Gummimetalllagersteifigkeit, ohne im viskoelastischen Ersatzmodell die frequenz- und amplitudenabhängigen Eigenschaften zu verändern.

Auch die räumliche Orientierung der Gummimetalllager wird mit DV parametrisiert, denn aufgrund der unterschiedlichen Eigenschaften in den jeweiligen Verformungsrichtungen hat auch die Orientierung einen entscheidenden Einfluss auf die Eigenschaften des Gesamtsystems. Die initiale Ausrichtung der Gummimetalllager im Modell wird mit $\underline{Q}_{0,i}$ beschrieben und ist im Referenz-Marker der Kraftelemente festgelegt. Über die DV wird, vergleichbar mit der Lage, eine Änderung der Orientierung mit

$$\underline{Q}_i = [\varphi_x \ \varphi_y \ \varphi_z]_i^T = [\varphi_{x,0} \ \varphi_{y,0} \ \varphi_{z,0}]_i^T + [DV_{\varphi_x} \ DV_{\varphi_y} \ DV_{\varphi_z}]_i^T. \quad (4.4)$$

vorgegeben. Insgesamt werden im Fahrzeugmodell 213 Designvariablen verwendet, die eine effiziente Anpassung von Modelleigenschaften ermöglichen. Diese parametrische Modellstruktur erfordert eine fortlaufende Validierung der internen Abhängigkeiten im Modell, damit die Konsistenz im Modell gewährleistet ist. Es muss sichergestellt werden, dass die Marker von Gelenkpartnern bei allen Gelenkdefinitionen koinzident sind und die kinematischen Bewegungsmöglichkeiten über den gesamten Parameterraum sichergestellt sind.

Kopplung von ADAMS und MATLAB

ADAMS bietet die Möglichkeit, Modelle als S-Function in Simulink einzubinden. Eine S-Function ist eine Programmschnittstelle in MATLAB/Simulink, die es ermöglicht, externe Modelle als benutzerdefinierten Block zu integrieren. Hierbei werden Ein- und Ausgänge des Modells in ADAMS definiert, die anschließend über Simulink angepasst werden können. Darüber hinaus sind Simulationen im Batch-Modus auf zwei verschiedene Arten möglich: Entweder wird eine Kombination aus Modelldatensatz (*.adm) und Solver-Datei (*.acf) genutzt, oder ein *Command-File* (*.cmd) verwendet. Für die vorliegende Arbeit wird die *Command-File*-Methode gewählt, da diese einen direkten Zugriff auf Designvariablen, Kinematikpunkte und alle parametrischen Beziehungen ermöglicht. Das *ADAMS-View-Command-File* enthält alle ADAMS-Befehle, um ein Modell in der MKS-Umgebung aufzubauen, und kann um einen Simulationsaufruf ergänzt werden. Das *Command-File* wird mit MATLAB eingelesen, bearbeitet und anschließend als neues Modell gespeichert.

Automatisiertes Verfahren zur Anpassung von Modelleigenschaften

Das Verfahren gliedert sich grundsätzlich in die vier Schritte

- 1) Parameterextraktion,
- 2) Einflussanalyse,
- 3) Parameterwahl,
- 4) Optimierung.

Bei der Parameterextraktion werden die im Modell definierten DV aus den Modellen extrahiert. Mit der anschließenden Einflussanalyse wird die Relevanz der DV für die angestrebten Anpassungen bewertet. Jede DV wird, ausgehend vom Initialwert, halbiert und verdoppelt, wobei für jede Änderung ein separater Simulationsdurchlauf durchgeführt wird. Kombinationen von DV-Änderungen werden nicht betrachtet. Im Anschluss an die Einflussanalyse wird eine festgelegte Anzahl an DV (drei je Messkurve M_j aus Tabelle 3.11) mit einem schwellwertbasierten Algorithmus ausgewählt. Diese Auswahl dient einer Reduktion der für die Optimierung verfügbaren Modellparameter (im Gesamtfahrzeugmodell bspw. 213) auf eine akzeptable Anzahl. Der Algorithmus bewertet, wie stark eine DV eine Messkurve aus Tabelle 3.11 beeinflusst und wie isoliert dieser Einfluss ist. Eine stärkere und isoliertere Beeinflussung wird dabei höher bewertet. Sind die DV für die Optimierung festgelegt (z. B.

20 für die Kalibrierung des Hinterachsmodells oder 12 für die Kalibrierung des Vorderachsmodells; Kapitel 3.4), startet die Optimierung in MATLAB mittels des Optimierungsalgorithmus `surrogateopt`.

Die Bewertung der Modellanpassung erfolgt über Gleichung (3.43) mit dem nRMSE aus Gleichung (3.42). Für jeden Verlauf M_j wird der Fehler durch folgende Schritte berechnet: (1) Simulation des Lastfalls, (2) Verschiebung des Kurvenverlaufs, sodass beide Kurven im gleichen Koordinatenursprung beginnen und ausschließlich die relativen Änderungen verglichen werden (beispielsweise Radmittelpunktverschiebung und Spurwinkeländerung), (3) Interpolation mittels Polynom fünften Grades und Auswertung des Polynoms an äquidistanten Punkten, (4) Berechnung der Abweichung zur, ebenfalls interpolierten, Referenzkurve, (5) Bestimmung des maximalen absoluten Referenzwerts für die Normierung des RMSE, (6) Berechnung des nRMSE.

Jeder Funktionsaufruf umfasst eine vierstufige Initialisierung zur Herstellung des Ausgangszustands, der bei den K&C-Messungen bestand: (1) Anpassung der Federvorspannung in Konstruktionslage, (2) Anpassung von initialem Spur- und Sturzwinkel für den initialen Beladungszustand, (3) Berechnung der initialen Radmittelpunktverschiebung bei Prüfstandskonfiguration, (4) dynamische Simulationen der drei Lastfälle aus Tabelle 3.11. Die Initialisierungsrechnungen erfolgen lokal auf einer Workstation, während die dynamischen Simulationen unter Verwendung der HPC-Systeme Noctua 1 und Noctua 2 des *Paderborn Center for Parallel Computing* (PC2) auf mehreren CPU-Kernen parallel durchgeführt werden.

Auf Basis dieser Automatisierung werden alle nachfolgend beschriebenen Analysen durchgeführt, wobei Anpassungen an den jeweiligen Analysezweck vorgenommen werden.

4.2 Fahrmanöver und Bewertungskriterien

Zur Bewertung fahrdynamischer Eigenschaften, des Grenzverhaltens und des Fahrkomforts haben sich in der Automobilindustrie verschiedene Fahrmanöver etabliert. Genormte Fahrmanöver nach ISO- oder SAE-Standards gewährleisten eine herstellerübergreifende Vergleichbarkeit während herstellerspezifische Testprozeduren dem Abgleich mit internen Auslegungszielen dienen und in der Regel nicht öffentlich zugänglich sind. [12], [68]

Die Charakterisierung der Fahrdynamik erfolgt in den Bereichen Handling, Lenkverhalten, Fahrkomfort und Bremsverhalten. Für das Handling werden häufig drei Stabilitätskategorien definiert: Geradeausfahrt, Kurvenfahrt und Spurwechsel [62], [69]. Zu den getesteten Fahreigenschaften zählen beispielsweise Agilität, Eigenlenkverhalten, Fahrstabilität, Komfort, Traktion, Bremsverhalten, Gierdynamik, Lastwechselreaktionen, Antriebsverhalten und das Abrollverhalten [12]. Eine Übersicht etablierter und genormter Fahrmanöver ist in Tabelle 4.1 gegeben.

Eine Bewertung von Reifenverschleiß anhand dieser überwiegend kritischen Fahrmanöver ist nicht zielführend, da diese primär Grenzsituationen zur Bewertung der Fahrzeugreaktion abbilden. Diese Grenzsituationen stellen in aller Regel Ausnahmesituationen im Hinblick auf die Nutzung eines Pkw dar und sind daher für die Bewertung von Emissionen ungeeignet. Vielmehr muss auch der Reifenabrieb in Anlehnung an die Bewertung von Abgas-Emissionen für den normalen Fahrbetrieb erfolgen, sodass sich die hier relevanten Fahrmanöver deutlich von klassisch genormten Fahrmanövern unterscheiden.

Tabelle 4.1: Fahrmanöver zur Bewertung fahrdynamischer Eigenschaften nach [183]

Fahrmanöver	Norm
Stationäre Kreisfahrt	ISO 4138
Spurwechsel und doppelter Spurwechsel	ISO 3888-1 / ISO 3888-2
Frequenzgang	ISO 7401
Lenkwinkelsprung	ISO 7401
Bremsen aus stationärer Kreisfahrt	ISO 7975
Bremsen in der Kurve	ISO 7975
Lastwechsel aus stationärer Kreisfahrt	ISO 9816
Vorbeifahrt am Seitenwindgebläse	ISO 12021-1
Sinustest	ISO 13674
Weave-Test	ISO 13674-1
Bremsen auf mu-split	ISO 14512
Lenkungspendeln	ISO 17288

4.2.1 Reifenverschleiß bei Normalfahrt

Im Kontext von Reifenabrieb-Emissionen, Reifenverschleiß oder im Allgemeinen verkehrsbedingten Emissionen kann die Bezeichnung „relevantes Fahrmanöver“ auf verschiedene Weise ausgelegt werden. Ein Fahrmanöver beschreibt in diesem Zusammenhang zum Beispiel einen Abbiegevorgang, eine Kurvenfahrt, ein Anfahren an der Kreuzung oder eine Geradeausfahrt. Zum einen können Fahrmanöver als relevant angesehen werden, wenn die Emissionsrate besonders hoch ist [184]. Zum anderen werden Fahrmanöver relevant, wenn sie besonders häufig auftreten, auch wenn die Emissionsrate deutlich geringer ist [185].

Bei den nachfolgenden Analysen zur Identifikation der Wechselwirkungen von Achseigenschaften und Reifenverschleiß (Kapitel 4.3 bis 4.6) werden insgesamt die fünf Fahrmanöver

- 1) Beschleunigen aus dem Stand (Beschleunigen),
- 2) Konstantfahrt auf gerader Strecke (Konstantfahrt),
- 3) Bremsen bis zum Stillstand (Bremsen),
- 4) Kurvenfahrt mit konstanter Geschwindigkeit und moderater Querbeschleunigung (RDE1) und
- 5) Kurvenfahrt mit konstanter Geschwindigkeit und mittlerer Querbeschleunigung (RDE2)

betrachtet, die nachfolgend detailliert erläutert werden.

Beschleunigen, Konstantfahrt und Bremsen

Die drei Fahrmanöver auf gerader Strecke (Beschleunigen, Konstantfahrt und Bremsen) werden in ADAMS zu einem zusammengesetzten Fahrzyklus kombiniert. Nach einer Einschwingphase von 5 s wird das Fahrzeugmodell mit der in [186] angegebenen durchschnittlichen Anfahrbeschleunigung $a_x \approx 1,5 \text{ m/s}^2$ auf 100 km/h beschleunigt. Anschließend folgt eine Konstantfahrt bei 100 km/h über eine Dauer von 10 s. Abschließend wird das Fahrzeugmodell mit $a_x \approx -2 \text{ m/s}^2$ bis zum Stillstand abgebremst. Die Verläufe von Geschwindigkeit $v(t)$ und zurückgelegtem Weg $s(t)$ sind in Abbildung 4.2 dargestellt.

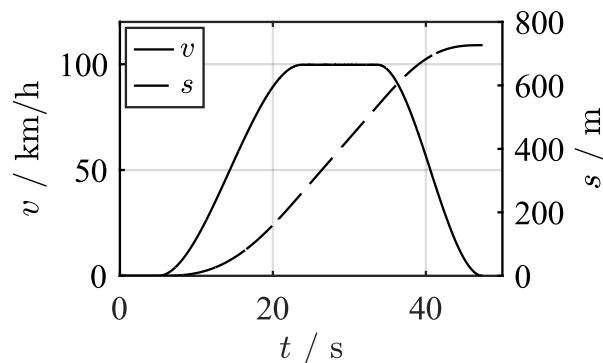


Abbildung 4.2: Geschwindigkeit v und zurückgelegter Weg s über der Simulationszeit t für einen kombinierten Fahrzyklus aus den Manövern Beschleunigen, Konstantfahrt bei 100 km/h und Bremsen

Die Geschwindigkeitsvorgabe erfolgt im Modell vereinfacht über die Drehgeschwindigkeit ω_{HA} an der Eingangswelle des Hinterachsdifferenzials. Einer Beschleunigung entspricht dabei eine Erhöhung von ω_{HA} , einer Bremsung eine Verringerung von ω_{HA} . Durch diese vereinfachte Steuerung werden Lastwechselreaktionen aus dem Antriebsstrang, Drehmomentunterschiede zwischen den Rädern sowie die detaillierte Bremssystemdynamik vernachlässigt.

RDE-Fahrmanöver (RDE1, RDE2)

Das RDE-Verfahren (*Real Driving Emissions*) ist ein europäisches Messverfahren zur Erfassung von Abgas-Emissionen unter realen Betriebsbedingungen eines Fahrzeugs. Im Gegensatz zu Labortests auf Rollenprüfständen werden RDE-Messungen im öffentlichen Straßenverkehr durchgeführt, um das tatsächliche Emissionsverhalten von Fahrzeugen im Alltagsbetrieb zu erfassen. Der RDE-Fahrzyklus soll das normale Nutzerverhalten abbilden und sicherstellen, dass Abgas-Emissionen auch im realen Fahrbetrieb den gesetzlichen Bestimmungen entsprechen. Ein RDE-Fahrzyklus setzt sich grundsätzlich aus drei Fahrabschnitten mit zugehörigen Geschwindigkeitsbereichen zusammen, wie in Tabelle 4.2 dargestellt. [187]

Für die nachfolgenden Analysen wird der veröffentlichte Datensatz „EMROAD Golden Data GD1-LDV“ verwendet, welcher als Gold Standard für das Analysetool EU-EMROAD des Joint Research Center (JRC) der Europäischen Kommission dient. Dieser Datensatz

umfasst Messdaten zur Fahrdynamik eines Fahrzeugs bei einer nach RDE-Vorgabe durchgeführten Testfahrt.

Tabelle 4.2: Grundsätzliche Zusammensetzung eines RDE-Fahrzyklus nach [187]

Straßenklasse	Anteil / %	$v_{\min}$	$v_{\max}$
Stadtstraße	34	0	60
Landstraße	33	60	90
Autobahn	33	90	145

Die Rohdaten sind unter [188] veröffentlicht. Der Fahrzyklus umfasst eine Fahrt von etwa 105 Minuten bei einer Messfrequenz von 1 Hz. In Abbildung 4.3 sind alle in [185] genutzten Längs- und Querbeschleunigungen des Testfahrzeugs sowie deren Häufigkeitsverteilung im Vergleich mit einer Normalverteilung dargestellt. Die Längsbeschleunigung des Fahrzeugs liegt stets unter 2 m/s^2 , die Bremsmanöver erreichen maximal $-3,39 \text{ m/s}^2$ und liegen damit im in [69] angegebenen normalen Bereich. Sowohl die Längs- als auch die Querbeschleunigung konzentrieren sich um Null, was die Relevanz von Fahrmanövern mit geringen Beschleunigungen für die Bewertung des normalen Fahrbetriebs unterstreicht.

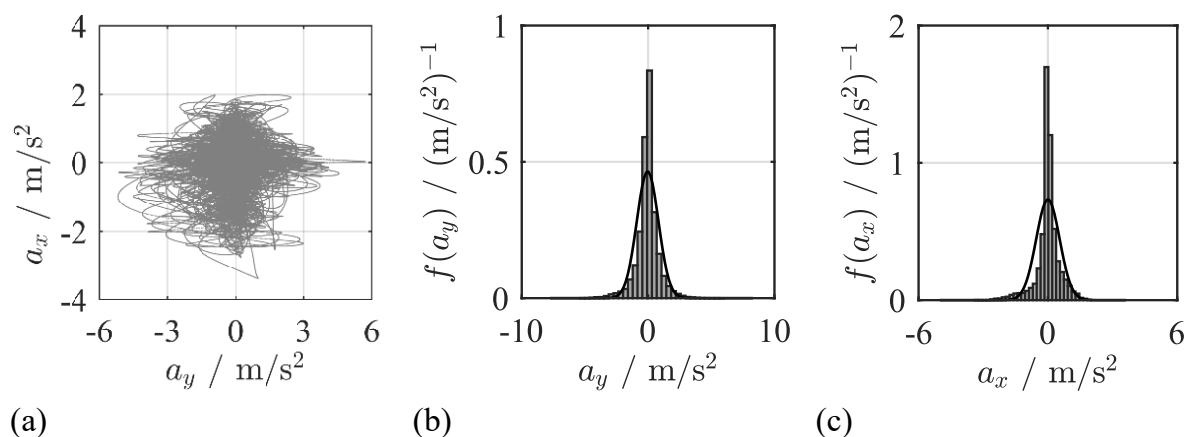


Abbildung 4.3: (a) Längs- und Querbeschleunigung sowie die Häufigkeitsverteilung (b) der Querbeschleunigung und (c) der Längsbeschleunigung der RDE-Testfahrt EMROAD Golden Data GD1-LDV, Daten aus [185]

In [185] wurde der vollständige RDE-Datensatz mittels Clustering analysiert, um die Berechnungszeiten bei der Bewertung von Reifenverschleiß mit einem Fahrzeugmodell in ADAMS/Car zu reduzieren. Die Analyse identifizierte zwei Fahrmanöver (Tabelle 4.3), die einen großen Anteil am gesamten Reifenverschleiß des RDE-Testzyklus repräsentieren. Diese beiden Fahrmanöver werden für die nachfolgenden Analysen genutzt.

Tabelle 4.3: Relevante Fahrmanöver zur Bewertung von Reifenverschleiß nach [185]

Bezeichnung	$v_F / \text{m/s}$	$v_F / \text{km/h}$	$a_x / \text{m/s}^2$	$a_y / \text{m/s}^2$
RDE1	32,41	116,68	0,031	0,542
RDE2	28,26	101,74	0,035	1,251

Der Verlauf der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Querbeschleunigung für das in ADAMS implementierte Fahrmanöver RDE1 ist exemplarisch für beide Manöver in Abbildung 4.4 dargestellt. Nach Erreichen der Zielgeschwindigkeit wird durch eine Kombination aus Vorsteuerung und PI-Regler die Querbeschleunigung über den Lenkradwinkel eingestellt. Die geringen Längsbeschleunigungen (vgl. Tabelle 4.3) werden vernachlässigt. Die Auswertung des Fahrmanövers erfolgt für die letzten fünf Sekunden der Simulationszeit.

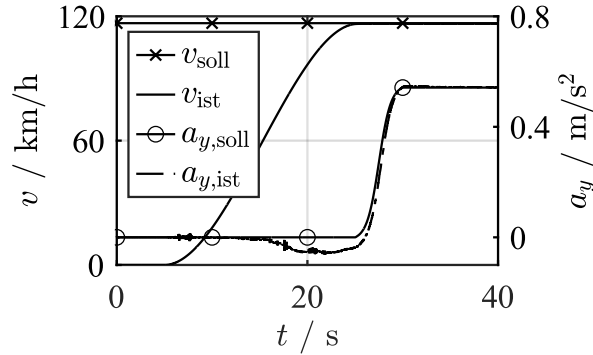


Abbildung 4.4: Soll-/ Ist-Geschwindigkeit v und Querbeschleunigung a_y des Fahrzeugmodells bei der Simulation des Fahrmanövers RDE1 aus Tabelle 4.3 in ADAMS

Bewertung von Reifenverschleiß

Wie in Kapitel 2.4 beschrieben liefert die energiebasierte Betrachtung der Verschleißvorgänge im Reifenlatsch eine gute Möglichkeit der Bewertung von Reifenverschleiß. Daher wird zur Bewertung die verrichtete Reibarbeit im Reifen-Fahrbahn-Kontakt verwendet.

In der Ausgabedatei des FTire-Kontaktmodells werden in diskreten Zeitschrittweiten Δt zu jedem Ausgabe-Zeitschritt n für jedes Kontaktelement k , welches sich im Kontakt mit der Fahrbahn befindet, unter anderem die momentanen Reibkräfte $F_{Rx,k,n}$, $F_{Ry,k,n}$ und Gleitgeschwindigkeiten $v_{gx,k,n}$, $v_{gy,k,n}$ bereitgestellt. Mit diesen Größen wird die momentane Reibleistung $P_{R,k,n}$ für jedes einzelne Kontaktelement k mit

$$P_{R,k,n} = F_{Rx,k,n} v_{gx,k,n} + F_{Ry,k,n} v_{gy,k,n} \quad (4.5)$$

berechnet.

Darüber hinaus wird die Aufteilung der Reifenlaufläche in sogenannte (*tread strips*) zur Berechnung der lateralen Verteilung herangezogen. Die Reibleistung eines Lauflächenstreifens s berechnet sich über

$$P_{R,s,n} = \sum_{k \in K_s} P_{R,k,n}, \quad (4.6)$$

wobei K_s die Menge der Kontaktelemente bezeichnet, die zu einem Lauflächenstreifen s gehören. Die gesamte momentane Reibleistung im Reifenlatsch zum Zeitschritt n berechnet sich dann über die Summe der Reibleistungen aller Lauflächenstreifen s mit

$$P_{R,n} = \sum_{s=1}^S P_{R,s,n} . \quad (4.7)$$

Die Gesamtanzahl der Laufflächenstreifen s wird mit S bezeichnet. Die verrichtete Reibarbeit pro Laufflächenstreifen und Schrittweite Δt wird mit

$$W_{R,s,n} = P_{R,s,n} \Delta t \quad (4.8)$$

berechnet. Über die gesamte Simulationszeit oder die Simulationszeit eines Fahrmanövers T wird die Reibarbeit jedes Laufflächenstreifens s mit $t \in [t_0, t_N]$ numerisch mit

$$W_{R,s} = \sum_{n=1}^N P_{R,s,n} \Delta t \quad (4.9)$$

integriert. Die gesamte verrichtete Reibarbeit in der Kontaktfläche zwischen Fahrbahn- und Reifenmodell ist dann die Summe über alle Laufflächenstreifen

$$W_R = \sum_{s=1}^S W_{R,s} . \quad (4.10)$$

Über die mittlere Breite der Kontaktstreifen $\bar{b}_s$ wird die spezifische Reibarbeit eines Laufflächenstreifens pro Einheit Reifenbreite mit

$$\tilde{W}_{R,s} = W_{R,s} / \bar{b}_s \quad (4.11)$$

berechnet. Zur Darstellung des Einflusses von Fahrzeug oder Fahrbahneigenschaften auf die berechneten Ergebnisse wird die berechnete Reibarbeit auf den Maximalwert der zugrundeliegenden Daten skaliert. Die skalierten Größen werden mit $W_{R,s}^*$, $\tilde{W}_{R,s}^*$ oder W_R^* bezeichnet.

Die laterale Verteilung der Reibarbeit über die Laufflächenstreifen s kann als Indikator für gleichmäßigen Verschleiß des Laufflächenmaterials herangezogen werden. Die Kontaktelemente des verwendeten FTire-Modells sind in 22 Umfangslinien auf den Gürtелеlementen angeordnet. Je nach Fahrsituation und Fahrwerkconfiguration sind in einem Zeitschritt n nicht in jedem Laufflächenstreifen Kontaktelemente im Kontakt mit der Fahrbahn, sodass die Anzahl aktiver Laufflächenstreifen s von einem zum nächsten Zeitschritt variieren kann. Darüber hinaus können einzelne Kontaktelemente k über die Simulationszeit nicht verfolgt werden, da jeweils nur die Kontaktelemente ausgewertet werden, die im Zeitschritt n tatsächlich im Kontakt mit dem Fahrbahnmodell sind. Eine eindeutige Zuordnung jedes Kontaktelementes k zu einem Laufflächenstreifen s ist somit nicht möglich.

Eine Zuordnung erfolgt anhand der lateralen Position jedes Kontaktelementes k im TYDEX-W Koordinatensystem. Da sich sowohl die Reifenstruktur als auch die einzelnen Kontaktelemente infolge der wirkenden Kräfte im Reifenlatsch verformen, ist eine dynamische

Berechnung der Laufflächenstreifen-Grenzen essenziell für eine korrekte Zuordnung der Kontaktelemente. Bei einer statischen Definition der Grenzen, beispielsweise anhand der Kontaktelementpositionen aus einem Zeitschritt n in Ruhelage oder bei stationärer Geradeausfahrt, kommt es schon bei geringen Querbeschleunigungen am Fahrzeug zu einer Verformung des Reifens in lateraler Richtung. Diese Verformung bedingt eine Verschiebung der Kontaktelemente bzgl. ihrer initialen Lage. Diese Verschiebung in lateraler Reifenrichtung kann bei statischen Grenzen für Fehlzusordnungen sorgen, weil Kontaktelemente von einem Laufflächenstreifen zum nächsten wandern. Die Folge ist eine überhöhte oder zu geringe berechnete Reibarbeit in den betroffenen Laufflächenstreifen.

In Abbildung 4.5 (a) sind exemplarisch die Positionen der Kontaktelemente und die Laufflächenstreifengrenzen für einen Zeitschritt n bei einer Geradeausfahrt mit konstanter Geschwindigkeit dargestellt. Abbildung 4.5 (b) zeigt die Kontaktelementpositionen und Grenzen bei einer Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit und rund $0,542 \text{ m/s}^2$ Querbeschleunigung. Die zusätzliche Querbeschleunigung führt zu einer Verformung der Kontaktelemente im Reifenlatsch, sodass nur durch eine dynamische Anpassung der Laufflächenstreifengrenzen eine korrekte Zuordnung erreicht wird.

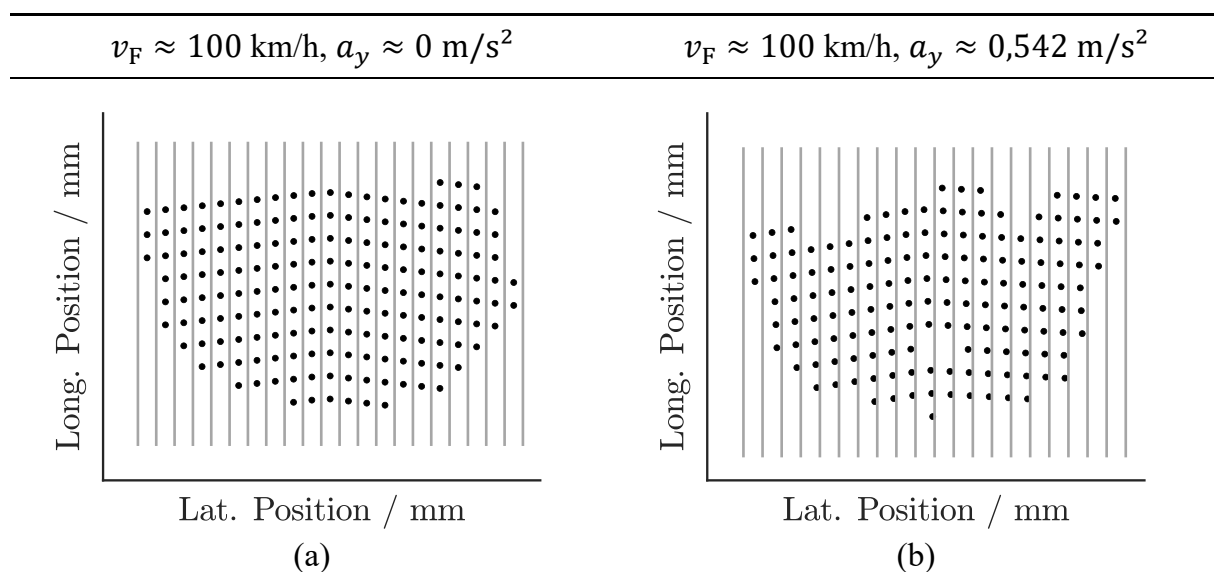


Abbildung 4.5: Einteilung des Reifenlatsches in Laufflächenstreifen s und Zuordnung der Kontaktelemente k für zwei Fahrten mit 100 km/h : (a) Geradeausfahrt und (b) Kurvenfahrt

Anstelle der in Abbildung 4.5 dargestellten linearen Grenzen sind bei größeren Latschverformungen andere Ansätze zur Bestimmung der Laufflächenstreifengrenzen zu wählen. Zum Beispiel sind eine Rotation der Grenzen um die Hochachse um den Radaufstandspunkt oder eine *spline*-Definition unter Verwendung der lateralen und longitudinalen Kontaktelement-Position denkbar.

4.2.2 Fahrdynamik bei stationärer Kreisfahrt

Zur Bewertung der fahrdynamischen Eigenschaften wird die stationäre Kreisfahrt nach ISO 4138 [189] als exemplarisches Manöver zur Charakterisierung der Querdynamik gewählt. Die Umsetzung in ADAMS erfolgt als Open-Loop-Manöver, um bei der Bewertung der Fahreigenschaften den Einfluss eines Regler- bzw. Fahrermodells auszuschließen. Die ISO 4138 definiert drei verschiedene Methoden zur Durchführung des Fahrmanövers, die sich jeweils in zwei Varianten umsetzen lassen: konstanter Kurvenradius, konstanter Lenkradwinkel und konstante Geschwindigkeit. Diese Methoden unterscheiden sich hinsichtlich ihrer Eignung für eine Open-Loop-Umsetzung in der Mehrkörpersimulation grundlegend.

Der Kurvenradius stellt keine fahrzeugeigene Größe bzw. keinen Parameter des Fahrzeugmodells dar und muss daher entweder über eine Zwangsbedingung vorgegeben oder durch einen Regler eingestellt werden. Folglich handelt es sich um ein Closed-Loop-Manöver, bei dem eine vom Regler isolierte Bewertung der Fahrzeugeigenschaften nicht möglich ist. Die beiden anderen Methoden lassen sich hingegen als Open-Loop-Manöver umsetzen, da im Fahrzeugmodell grundsätzlich sowohl eine konstante Geschwindigkeit als auch ein konstanter Lenkwinkel ohne Regelung vorgegeben werden können. Allerdings hängt bei der Methode mit konstanter Geschwindigkeit die absolute Fahrzeuggeschwindigkeit von der Art der Geschwindigkeitsvorgabe ab. Wird die Hinterachse, wie vorgesehen, über das Differenzial durch Vorgabe der Drehgeschwindigkeit angetrieben, ist die resultierende Fahrzeuggeschwindigkeit vom Kraftschluss zwischen Reifen und Fahrbahn abhängig. Insbesondere in Grenzsituationen kann dies zu einer unerwünschten Beeinflussung der beobachteten Messgrößen führen, weshalb diese Variante keine Anwendung findet. Daher wird die Methode mit konstantem Lenkradwinkel gewählt: Ausgehend vom Fahrzeugmodell in statischer Gleichgewichtslage wird der Lenkradwinkel konstant gehalten und die Geschwindigkeit kontinuierlich bis 150 km/h erhöht. Diese Vorgehensweise ermöglicht eine isolierte Bewertung der Fahrzeugeigenschaften ohne den Einfluss von Reglern und gewährleistet zugleich eine stabile Geschwindigkeitsvorgabe über den gesamten Manöverbereich.

Bewertung der Fahrdynamik

Bei der Berechnung von Bewertungsgrößen am Gesamtfahrzeug ist die Wahl des Bezugs- oder Referenzpunktes von entscheidender Bedeutung, da dessen Lage die resultierenden Messgrößen maßgeblich beeinflusst. In [190] wird in Anlehnung an die ISO 15037-1 [191] für experimentelle Untersuchungen ein Referenzpunkt bei halbem Radstand in der longitudinalen Symmetrieebene des Fahrzeugs in Höhe der halben Gesamtfahrzeughöhe in Konstruktionslage gewählt.

Die ISO 15037-1 empfiehlt, den Ursprung des in DIN ISO 8855 definierten Fahrzeugkoordinatensystems als Referenzpunkt zu verwenden. Die Lage des Ursprungs soll unabhängig

vom Beladungszustand sein, in der longitudinalen Symmetrieebene liegen und in Fahrzeuglängsrichtung bei halbem Radstand positioniert werden. Als Höhe wird die Lage des Schwerpunkts bei Fahrzeugleermasse nach ISO 1176 [192] angegeben.

Die Messgrößen werden nach ISO 15037-1 im zur Fahrbahnebene parallelen Zwischensystem (X, Y, Z) nach DIN ISO 8855 bestimmt. Das bedeutet, dass es sich beim Bezugssystem grundsätzlich um ein mitbewegtes Koordinatensystem handelt. Die xy -Ebene dieses Koordinatensystems ist senkrecht zur Schwerkraft ausgerichtet. In ADAMS entspricht dies einer parallelen Ausrichtung zum *Ground*-Koordinatensystem. Das Messkoordinatensystem ist somit parallel zur Fahrbahnebene, wobei der Abstand zwischen Fahrbahnebene und Ursprung des Messkoordinatensystems konstant bleibt. Die x -Achse zeigt in Fahrzeuglängsrichtung, womit die y -Achse in Fahrtrichtung nach links zeigt. Entsprechend einem Rechtssystem zeigt die z -Achse nach oben. Das Messkoordinatensystem rotiert beim Gieren mit, folgt jedoch den Roll- oder Nickbewegungen des Fahrzeugs nicht.

Das Fahrzeugmodell wird um die beiden genannten Bezugskoordinatensysteme erweitert. Die Bewertung des Querführungspotenzials des Fahrzeugs erfolgt vereinfacht anhand der maximal erreichten Querbeschleunigung im Referenzpunkt $a_{\text{Ref},y}$ während der Simulation der stationären Kreisfahrt. Die maximale Querbeschleunigung stellt eine geeignete Kenngröße dar, da sie über das Kräftegleichgewicht in der Fahrzeugebene unmittelbar mit den Seitenführungskräften der Reifen und damit mit der Grenze des nutzbaren Querführungspotenzials verknüpft ist. Mit zunehmender Querbeschleunigung steigen die erforderlichen Seitenführungskräfte, bis der durch Reibwert, Radlastverteilung und Reifencharakteristik bestimmte Grenzbereich erreicht wird. Gerade die elastokinematischen Achseigenschaften, die den zentralen Untersuchungsgegenstand dieser Arbeit bilden, beeinflussen über die resultierende Radlastverteilung, die Schräglaufwinkel und die Sturzcharakteristik die Reifenausnutzung im Grenzbereich maßgeblich. Die maximal erreichbare Querbeschleunigung bildet somit eine geeignete integrale Kenngröße, die das fahrdynamische Potenzial unterschiedlicher Achskonfigurationen kompakt abbildet und einen unmittelbaren Vergleich innerhalb der Optimierung ermöglicht. Zudem ist die Querbeschleunigung eine direkt im Referenzpunkt messbare Größe, die keine zusätzliche Berechnung abgeleiteter Bewertungskennwerte in der Simulation erfordert.

4.3 Einfluss der Fahrbahnrauigkeit

ADAMS ermöglicht die Verwendung verschiedener Fahrbahnmodelle, die sich in ihrer Komplexität und Anwendung unterscheiden. Zweidimensionale Fahrbahnmodelle ermöglichen die Modellierung zweidimensionaler Anregungen aus der Fahrbahn, zum Beispiel Einzelhindernisse oder die Fahrbahnrauigkeit. Zur Abbildung der Fahrbahnrauigkeit werden synthetisch erzeugte, unregelmäßige Profile der Fahrbahnoberfläche, die den gemessenen stochastischen Eigenschaften typischer Straßen entsprechen, genutzt. Die Texturprofile der linken und rechten Spur werden dabei unabhängig voneinander erzeugt, nach ISO 8608-

Klassifikation [193] gefiltert und entsprechend der spektralen Leistungsdichte in die Klassen A bis H eingeteilt.

Dreidimensionale Modelle (3D Spline Road, 3D Shell Road) ermöglichen die Abbildung komplexer dreidimensionaler Fahrbahnverläufe, wie Kurven, Steigungen oder variierende Querneigungen. Bei 3D Spline Roads wird eine ebene Fahrbahn über Mittellinie, Fahrbahnbreite und Querneigung definiert. Unebenheiten oder Einzelhindernisse werden im Anschluss überlagert. Eine zweidimensionale Fahrbahnrauigkeit mit stochastischem Unebenheitsprofil nach Sayers [194] ermöglicht das Abbilden von Fahrbahnrauigkeiten, verwendet jedoch einen anderen Ansatz als die ISO-Fahrbahnmodelle. Wie in [47] gezeigt, ist es jedoch möglich, ISO-ähnliche Unebenheitsprofile zu generieren. Die 3D Shell Road Modelle hingegen repräsentieren die gesamte Straßenoberfläche als dreidimensionales Netz, wobei Unebenheiten direkt in der 3D-Geometrie enthalten sind und zumeist zur Abbildung von gemessenen Fahrbahnprofilen verwendet werden, ebenso die OpenCRG oder Regular Grid Road Modelle.

Für die vorliegende Analyse wird das zweidimensionale Fahrbahnmodell *2d_stochastic_uneven* nach ISO 8608 verwendet. Die mathematische Grundlage des Modells basiert auf einem Filterungsprozess, bei dem diskrete Signale von weißem Rauschen wegababhängig integriert werden, um realistische Straßenprofile mit einer Welligkeit $w_F = 2$ zu erzeugen. In [195] werden gemessene Welligkeit realer Fahrbahnen mit $w_F \approx 1,5$ bis 2,9 angegeben. Lässt man die periodischen Anteile aus der Fahrbahn unberücksichtigt, können die spektralen Unebenheitsdichten mit

$$\Phi_h(\Omega) = \Omega_h(\Omega_0) \cdot \left[\frac{\Omega}{\Omega_0} \right]^{-w_F} \quad (4.12)$$

beschrieben werden. Dabei ist $\Omega_0 = 2\pi/L_0 = 1 \text{ m}^{-1}$ die Bezugswegkreisfrequenz mit der Bezugswellenlänge L_0 und $\Omega_h(\Omega_0)$ das Unebenheitsmaß, welches die Güte der Fahrbahn bestimmt [69]. Zur Klassifizierung der Fahrbahnunebenheiten wird in der DIN ISO 8608 eine Einteilung wie in Tabelle 4.4 dargestellt vorgenommen. Angefangen mit einer sehr guten Fahrbahn der Klasse A reicht die Klassifizierung bis zu einer sehr schlechten Fahrbahn der Klasse E.

Tabelle 4.4: Ausschnitt der Fahrbahnrauigkeiten nach DIN ISO 8608 [69]

Klasse	Unebenheitsmaß $\Phi_h(\Omega_0)$ in cm^3		
	Minimum	Mittelwert	Maximum
A	-	1	2
B	2	4	8
C	8	16	32
D	32	64	128

Zur Parametrierung des verwendeten Fahrbahnmodells werden die ISO-Fahrbahnklasse, ein μ -Korrekturfaktor und Korrelationsfaktor zur Festlegung der Abhängigkeit zwischen

dem linken und rechten Fahrbahnstreifen angegeben. Über die μ -Korrektur können Reibwertänderungen durch Zwischenmedien auf der Fahrbahn simuliert werden. Für die nachfolgenden Analysen wurde der Reibwert nicht korrigiert und eine vollständige Korrelation von linkem und rechtem Fahrstreifen festgelegt.

Für die Bewertung des Einflusses der Fahrbahnrauigkeit auf die berechnete Reibarbeit im Reifenlatsch wird das Referenzfahrzeugmodell in Serienkonfiguration des Fahrwerksystems ohne Beladung betrachtet. Die Masse des Gesamtfahrzeugs wird entsprechend dem Leergewicht inkl. Fahrer eingestellt. Es werden Simulationen mit den in Kapitel 4.2.1 beschriebenen Fahrmanövern Beschleunigen, Konstantfahrt und Bremsen durchgeführt und jeweils die fahrmanöverspezifischen Ergebnisse der Reibarbeit pro Laufflächenstreifenbreite und der gesamten Reibarbeit betrachtet.

Es werden Fahrbahnmodelle mit fünf unterschiedlichen Oberflächenprofilen betrachtet. Das ebene Fahrbahnmodell (flat) repräsentiert eine ideal ebene Fahrbahn ohne stochastisches Unebenheitsprofil. Die Fahrbahnmodelle der Klasse A bis D bilden die ISO-Fahrbahnklassen aus Tabelle 4.4 ab. In Abbildung 4.6 sind die Spur- und Sturzwinkeländerungen infolge der fahrbahninduzierten Anregungen aus den Modellen bei Konstantfahrt dargestellt.

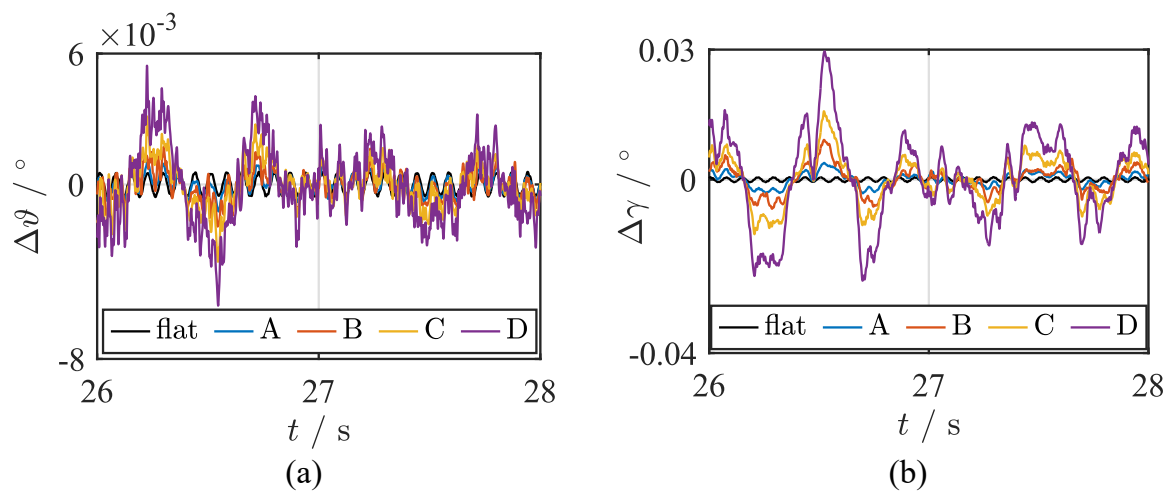


Abbildung 4.6: (a) Spurwinkeländerung $\Delta\vartheta$ und (b) Sturzwinkeländerung $\Delta\gamma$ für einen Zeitausschnitt bei Konstantfahrt mit 100 km/h auf Fahrbahnmodellen: flat und ISO A bis D

Die Spurwinkeländerung bei Anregungen aus der Klasse D Fahrbahn ist insgesamt etwa doppelt so groß wie bei Fahrbahnklasse A, wobei die Winkeländerungen insgesamt in einem sehr kleinen Bereich von $\pm 6 \cdot 10^{-3}^\circ$ liegen. Die Sturzwinkeländerungen liegen in einem Bereich von $\pm 0,03^\circ$ und zeigen in Abhängigkeit der Fahrbahnanregung eine Steigerung von Fahrbahnklasse A zu Fahrbahnklasse D um etwa den Faktor 10.

Abbildung 4.7 (b) zeigt, dass mit steigender Unebenheit der Fahrbahn auch eine steigende Reibarbeit bei Geradeausfahrt mit konstanter Geschwindigkeit von 100 km/h einhergeht. Die Verteilung über die Reifenlauffläche zeigt, dass vor allem an der Reifeninnenschulter

des linken Hinterrades die Reibarbeit zunimmt. Der Unterschied der gesamten Reibarbeit von Fahrbahnklasse A zu D liegt bei etwa 25 % und ist auf die deutlich ausgeprägten Radstellungsänderungen infolge der induzierten Anregungen zurückzuführen. Die Grafiken in Abbildung 4.7 (a) und (c) zeigen darüber hinaus, dass unter Beachtung der gesetzten Randbedingungen bei der Simulation der Einfluss der Fahrbahnrauigkeit von den beim Bremsen und Beschleunigen entstehenden Schlupf im Reifenlatsch überlagert wird, wie auch in [47] herausgestellt wird. Dabei ist ebenfalls festzustellen, dass mit steigender Unebenheitsdichte die verrichtete Reibarbeit im Reifenlatsch bei den Manövern Beschleunigen und Bremsen geringfügig abnimmt. Die Unterschiede zwischen der berechneten absoluten und manöver-spezifischen Reibarbeit bei Überfahrt einer ISO-Fahrbahn Klasse A im Vergleich zu Klasse D liegen sowohl beim Beschleunigen als auch beim Bremsen bei 1,8 %.

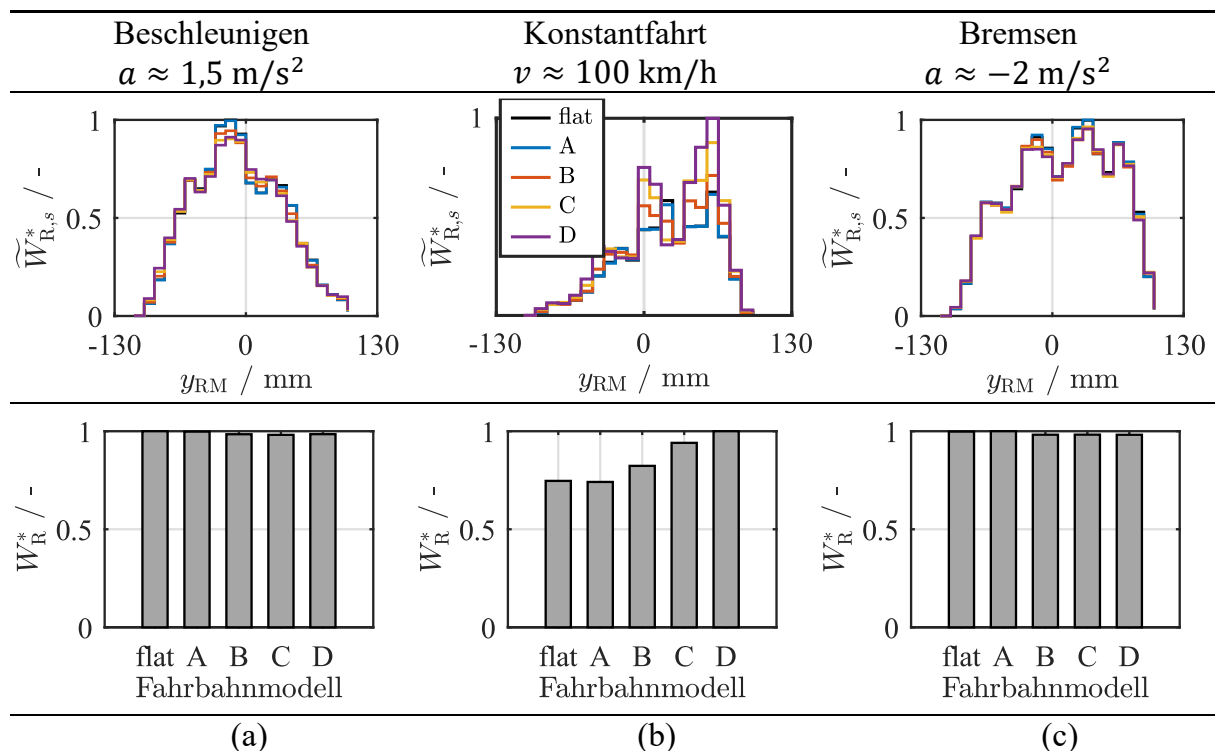


Abbildung 4.7: Verteilung der auf den Maximalwert normierten spezifischen Reibarbeit über die Reifenbreite (oben) und die gesamte auf den Maximalwert normierte Reibarbeit für die fünf Fahrbahnmodelle: flat, A-D (oben) der Manöver (a) Beschleunigen, (b) Konstantfahrt und (c) Bremsen

Zusammenfassend bedingt das Oberflächenprofil der Fahrbahnmodelle mit steigender ISO-Fahrbahnklasse vor allem bei einer Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit eine Erhöhung der Reibarbeit im Reifenlatsch. Deutliche Änderungen in der Verteilung der spezifischen Reibarbeit über die Reifenbreite sind allerdings nicht festzustellen, sodass in der Berücksichtigung der Oberflächentextur kein Mehrwert für die folgenden Analysen gesehen wird.

Darüber hinaus bilden die zweidimensionalen Modelle in ADAMS die Oberflächentextur ausschließlich in negative x -Richtung des *Ground*-Koordinatensystems ab. Das hat zur Folge, dass der Reifen bei Kurvenfahrt zunehmend auf den in y -Richtung identisch hohen

Spitzen des Oberflächenprofils abrollt. Ein Zusammenhang zwischen ISO-Fahrbahnklasse und resultierender Reibarbeit kann bei derartigen Simulationen daher nicht hergestellt werden. Ebenso führt beispielsweise die Regelung der Querschleunigung bei den RDE-Fahrzyklen bei verschiedenen Achskonzepten zu unterschiedlichen Fahrwegen, wodurch die Vergleichbarkeit ebenfalls beeinflusst wird. Alle nachfolgenden Analysen werden deshalb mit dem Fahrbahnmodell ohne Oberflächentextur durchgeführt.

4.4 Einfluss der Beladung

Ein Standard-Pkw besitzt fünf Sitzplätze und einen Kofferraum zum Transport von Gegenständen. Das Fahrzeug-Leergewicht nach EG wird häufig für ein Fahrzeug mit und ohne Fahrer bei vollem Tank angegeben (vgl. Kapitel 2.1.2). Der Fahrer wird mit einem Gewicht von 75 kg berücksichtigt. Geht man von vier zusätzlichen 75 kg-Personen mit je 25 kg Gepäck aus, steigt die Gesamtmasse des Fahrzeugs um weitere 400 kg. Mit der Beladung eines Fahrzeugs, also einer Erhöhung der gefederten Massen, geht immer eine Federbewegung einher. Damit ändern sich die statischen Radstellungswinkel, wie zum Beispiel Spur- und Sturzwinkel, entsprechend der elastokinematischen Auslegung des Fahrzeugs.

Das betrachtete Referenzfahrzeug hat, ausgehend vom Leergewicht ohne Fahrer $m_{F,0}$, eine maximale Zuladung von 550 kg bis zur maximal zulässigen Gesamtmasse $m_{F,0,max}$. Der Einfluss der Zuladung auf die Reibarbeit im Reifenlatsch wird durch stufenweise Erhöhung der gefederten Aufbaumasse des Fahrzeugmodells um je 110 kg untersucht. In der Mehrkörpersimulation wird dazu die Masse des *body*-Körpers angepasst. Damit eine Vergleichbarkeit mit einer realen Fahrzeugnutzung sichergestellt ist, werden keine weiteren Anpassungen am Fahrzeugmodell vorgenommen. Als Fahrbahnmodell wird eine ebene Fahrbahn ohne überlagertes stochastisches Oberflächenprofil genutzt und es werden die drei Fahrmanöver Beschleunigen, Konstantfahrt und Bremsen durchgeführt.

Die zuladungsabhängige Änderung der Radstellung infolge der elastokinematischen Fahrwerkeigenschaften der Radaufhängung hinten links zeigt Abbildung 4.8 (a) exemplarisch anhand des Sturzwinkels. Zur Verdeutlichung der Änderung wird die Differenz der Sturzwinkelverläufe zum mittleren Sturzwinkel der Konstantfahrt des Fahrzeugmodells ohne Zuladung ($\gamma - \bar{\gamma}_{0kg,kF}$) dargestellt. Deutlich zu erkennen ist die zuladungsabhängige Änderung des Sturzwinkels infolge des negativen Sturzwinkelgradienten vom Referenzfahrzeug (Abbildung 3.38 (a)).

Darüber hinaus zeigt sich, dass infolge der elastokinematischen Fahrwerkcharakteristik die Unterschiede des momentanen Sturzwinkels bei verschiedenen Zuladungen beim Beschleunigen und bei konstanter Fahrt insgesamt ausgeprägter sind als beim Bremsen. In der Abbildung 4.8 (b) sind, ausgehend vom Fahrzeugmodell ohne Zuladung ($m_{F,0}$) die Änderungen der mittleren Spur- und Sturzwinkel für die Geradeausfahrt mit konstant 100 km/h dargestellt. Die Änderungen des Spurwinkels sind insgesamt geringer als die des Sturzwinkels,

was sich auch aus den Raderhebungskurven bzw. den Spur- und Sturzwinkelgradienten für die parallele gleichsinnige Federbewegung, ableiten lässt.

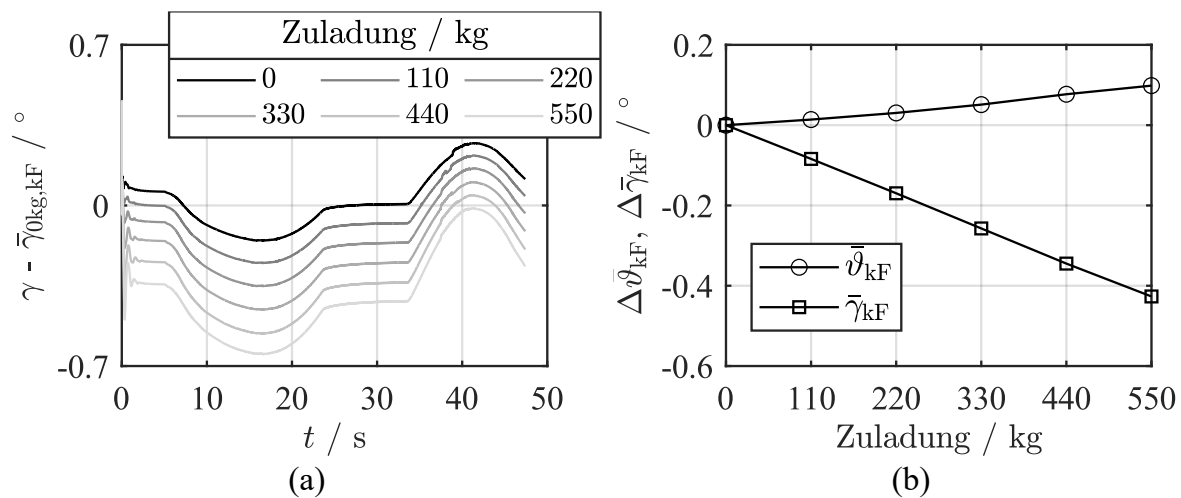


Abbildung 4.8: (a) Differenz der Sturzwinkelverläufe zum mittleren Sturzwinkel der Konstantfahrt des Fahrzeugmodells ohne Zuladung über der Simulationszeit t und (b) Änderung des mittleren Spur- und Sturzwinkels in Abhängigkeit der Zuladung bei Konstantfahrt mit 100 km/h

Abbildung 4.9 zeigt den Einfluss der Beladung auf die im Reifenlatsch verrichtete Arbeit.

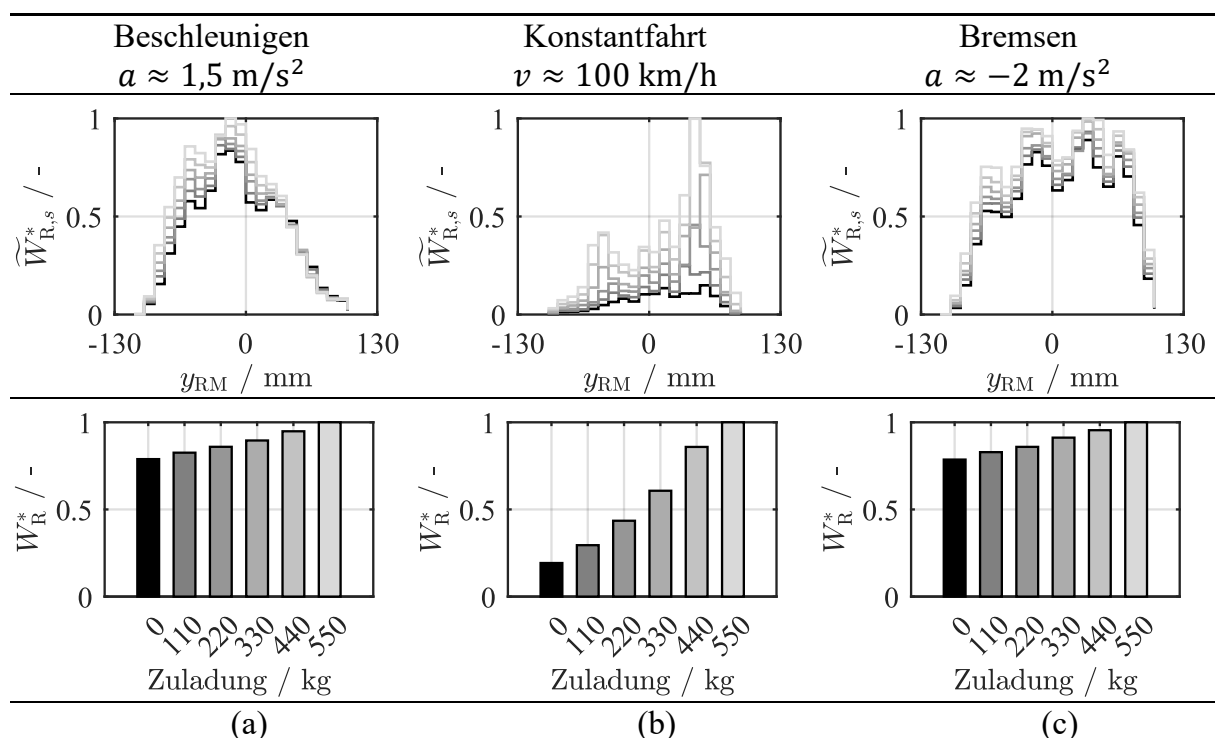


Abbildung 4.9: Verteilung der auf den Maximalwert normierten spezifischen Reibarbeit über die Reifenbreite (oben) und die gesamte auf den Maximalwert normierte Reibarbeit (unten) für sechs Zuladungen von 0 bis 550 kg der Manöver (a) Beschleunigen, (b) Konstantfahrt und (c) Bremsen

Die Darstellungen zeigen, jeweils für die drei Fahrmanöver, die auf den Maximalwert der Reibarbeit bzw. den Maximalwert der spezifischen Reibarbeit skalierte Arbeit. Insgesamt

ist eine Erhöhung der Reibarbeit mit der Beladung festzustellen, die insbesondere bei einer Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit deutlich ausgeprägt ist. Die laufflächenstreifenspezifische Verteilung der Reibarbeit zeigt bei Geradeausfahrt mit konstanter Geschwindigkeit eine deutliche Überhöhung an der Reifeninnenschulter des linken Hinterrades infolge des erhöhten negativen Sturzwinkels, was auch durch die Angaben in [67] bestätigt wird. Beim Beschleunigen und Bremsen ändert sich die Verteilung der verrichteten Reibarbeit über die Laufflächenstreifen nur geringfügig. Bei diesen Manövern überlagern sich die höheren Radlasten und die resultierenden Radstellungsänderungen sowie deren Einfluss auf die dynamischen Effekte im Reifenlatsch derart, dass eine isolierte ursachenspezifische Bestimmung der Einzeleinflüsse nicht möglich ist.

4.5 Einfluss der initialen Radstellungswinkel

Die Räder eines Fahrzeugs werden initial leicht schräg zur Fahrbahn gestellt. Diese initialen Winkel werden vom Fahrzeughersteller entsprechend der fahrdynamischen Auslegung des Fahrzeugs vorgegeben und beziehen sich im Allgemeinen auf einen initialen Beladungszustand, der im besten Fall der Konstruktionslage entspricht. Wie in Abbildung 2.9 dargestellt ist, unterscheiden sich die initialen Spur- und Sturzwinkel unterschiedlicher Fahrzeuge teilweise deutlich. Es ist bekannt, dass „verstellte“ Achsen einen deutlich höheren und häufig auch unsymmetrischen Reifenverschleiß verursachen [54], [67].

Um den Einfluss dieser initialen Winkel auf die Reibarbeit im Reifenlatsch des linken Hinterrades darzustellen, wird sowohl der initiale Spur- als auch der initiale Sturzwinkel (ϑ_0 , γ_0) jeweils in neun Schritten mit $k \in [-2, 2]$ skaliert. Die initialen Radstellungswinkel der Serienkonfiguration des Referenzfahrzeugs werden nachfolgend mit $\vartheta_{0,\text{Ref}}$ und $\gamma_{0,\text{Ref}}$ bezeichnet. Die Variation wird getrennt durchgeführt um den Effekt der beiden Radstellungswinkel isoliert zu betrachten. Bei der Variation eines initialen Radstellungswinkels wird der andere näherungsweise auf die Serienkonfiguration eingestellt. Als Fahrmanöver wird der Fahrzyklus bei Geradeausfahrt mit den Manövern Beschleunigen, Konstantfahrt und Bremsen gewählt. Als Fahrbahnmodell dient eine ebene Fahrbahn ohne überlagerte Oberflächenstruktur. Die Auswertung erfolgt getrennt für die zugrundeliegenden Fahrmanöver.

Wie schon zuvor, sind die dargestellten Ergebnisse der absoluten Reibarbeit jeweils auf den fahrmanöverspezifischen Maximalwert der absoluten Reibarbeit skaliert. Abbildung 4.10 (a) zeigt die fahrmanöverspezifischen Änderungen der mittleren Spur- und Sturzwinkels bezogen auf den initialen Spur- bzw. Sturzwinkel des Referenzfahrzeugs. In der Legende wird Beschleunigen mit $+a$, Konstantfahrt mit v und Bremsen mit $-a$ bezeichnet.

Dadurch, dass sich die initialen Winkel auf einen festgelegten Beladungszustand in Ruhelage beziehen (Konstruktionslage, Kapitel 2.1.2), unterscheiden sich die Radstellungswinkel im Betrieb. Bei Variation des initialen Spurwinkels ändert sich infolge der elastokinetischen Eigenschaften der Radaufhängung der Sturzwinkel im Betrieb geringfügig. Die

Änderung des mittleren Spurwinkels zeigt deutlich den Einfluss der initialen Winkel auf die resultierenden Winkel im Betrieb.

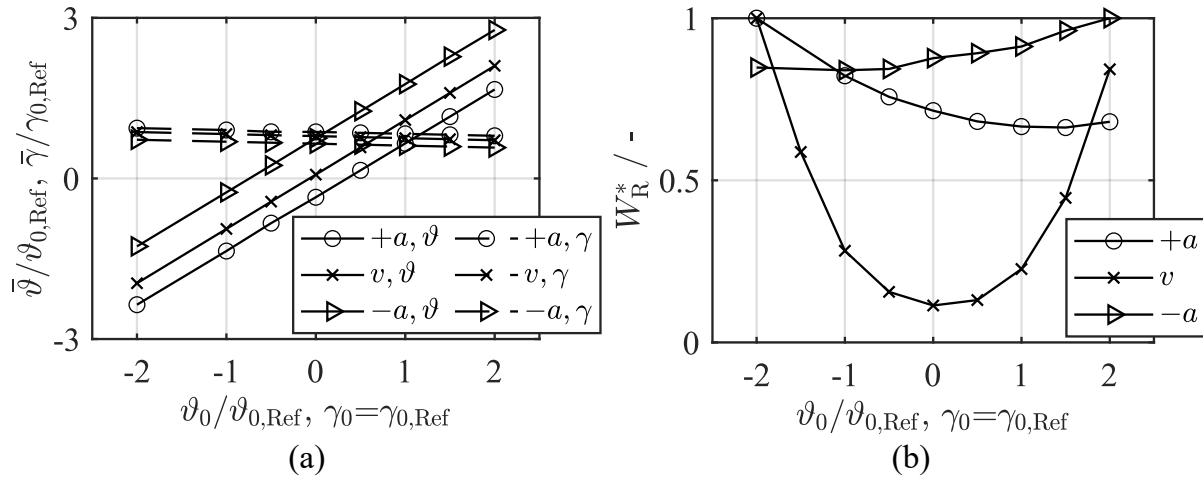


Abbildung 4.10: (a) Mittlere Spur- und Sturzwinkel bezogen auf die initialen Winkel der Serienkonfiguration aufgetragen über das Verhältnis zwischen initialem Spurwinkel und initialem Sturzwinkel der Serienkonfiguration der Hinterachse und (b) fahrmanöverspezifische, maximalwert-skalierte absolute Reibarbeit im Reifenlatsch am linken Hinterrad

Abbildung 4.10 (b) zeigt, dass für jedes Fahrmanöver eine andere Kombination aus initialem Sturzwinkel des Referenzfahrzeugs und initialem Spurwinkel zu geringer Reibarbeit im Reifenlatsch führt. Ein ausgeprägtes Minimum der berechneten Reibarbeit ist bei Geradeausfahrt festzustellen, wobei sich hier ein initialer Spurwinkel $\vartheta_0 = 0^\circ$ in Kombination mit dem negativen initialen Sturzwinkel $\gamma_{0,Ref}$ des Referenzfahrzeugs als vorteilhaft erweist. Beim Beschleunigen des Fahrzeugmodells führt eine Erhöhung des initialen Spurwinkels zu geringerer Reibarbeit im Reifenlatsch, beim Bremsen ist ein negativer initialer Spurwinkel vorteilhaft hinsichtlich geringer Reibarbeit. Dabei ist stets zu berücksichtigen, dass sich die tatsächlichen Spur- oder Sturzwinkel immer als Kombination aus initialen Winkeln und elastokinematischen Radstellungsänderungen darstellen, wie auch Abbildung 4.10 (a) verdeutlicht.

Durch die Änderung des initialen Sturzwinkels unter Beibehaltung des positiven initialen Spurwinkels vom Referenzfahrzeug ändert sich der mittlere Spurwinkel im Betrieb, wie Abbildung 4.11 (a) darstellt. Die mittleren Sturzwinkel zeigen eine geringere Abhängigkeit von den zugrundeliegenden Fahrmanövern als der Spurwinkel. Für die beiden Manöver Beschleunigen und Konstantfahrt zeigen die Simulationsergebnisse aus Abbildung 4.11 (b) ein Minimum der berechneten Reibarbeit im Reifenlatsch für einen initialen Sturzwinkel um 0° bei gleichzeitig initialer Vorspur des Referenzfahrzeugs. Beim Bremsen führt ein positiver Sturzwinkel zu geringerer Reibarbeit im Reifenlatsch.

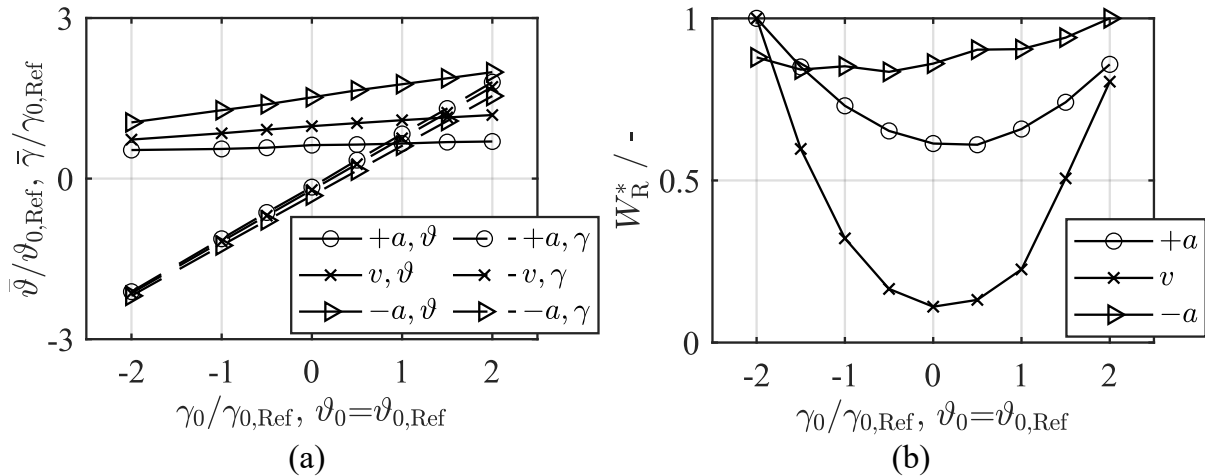


Abbildung 4.11: (a) Mittlere Spur- und Sturzwinkel bezogen auf die initialen Winkel der Serienkonfiguration aufgetragen über das Verhältnis zwischen initialem Sturzwinkel und initialem Sturzwinkel der Serienkonfiguration der Hinterachse und (b) fahrmanöverspezifische, maximalwert-skalierte absolute Reibarbeit im Reifenlatsch am linken Hinterrad

Zur Verdeutlichung des Einflusses der Radstellungswinkel auf die Verteilung der Reibarbeit über die laterale Ausdehnung des Reifenlatsches sind in Abbildung 4.12 exemplarisch jeweils drei Berechnungsergebnisse dargestellt. In (a) zeigt sich, dass eine initiale Nachspur mit identischem Absolutwert wie die serienmäßige Vorspur zu einer Erhöhung der Reibarbeit an der Reifeninnenschulter führt. Dieses Verhalten wird auch durch die Angaben in [67], dass sowohl negativer Sturz als auch Nachspur zu einer Erhöhung des Reifenverschleißes an der Reifeninnenschulter führen, bestätigt.

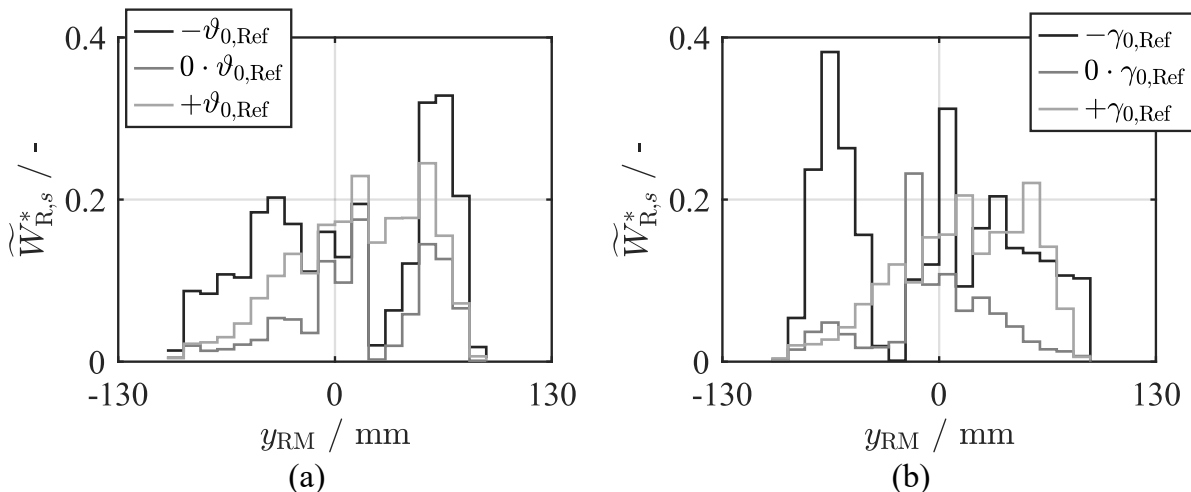


Abbildung 4.12: Verteilung der auf den Maximalwert normierten spezifischen Reibarbeit über der Reifenbreite für das Fahrmanöver Konstantfahrt bei 100 km/h für die (a) Variation des initialen Spurwinkels und (b) des initialen Sturzwinkels

Die Serienkonfiguration ($+\vartheta_{0,Ref}$) zeigt insgesamt geringere Werte für die Reibarbeit, wobei die über den initial negativen Sturzwinkel geprägte Überhöhung an der Reifeninnenschulter erkennbar bleibt. Insgesamt wird auch in der aufgelösten Darstellung ersichtlich,

dass bei Geradeausfahrt mit konstanter Geschwindigkeit, ohne fahrbahninduzierte Anregungen, ein initialer Spurwinkel ϑ_0 um 0° vorteilhaft für einen geringen Reifenabrieb ist. Der Einfluss des initialen Sturzwinkels ist in der rechten Grafik illustriert. Es zeigt sich, dass ein positiver initialer Sturzwinkel ($-\gamma_{0,\text{Ref}}$) zu einer Überhöhung der Reibarbeit an der Reifenaußenschulter führt, die primär vom Sturzwinkel geprägt, aber zusätzlich vom Einfluss des serienmäßigen Vorspurwinkels überlagert ist, wie auch in [67] beschrieben wird.

Die Analysen haben gezeigt, dass die initialen Radstellungswinkel einen deutlichen Einfluss auf die Reibarbeit im Reifenlatsch haben, wobei die optimale Einstellung manöverabhängig variiert. Diese initialen Winkel definieren jedoch nur die statische Radstellung in Ruhelage des Fahrzeugs. Im Fahrbetrieb ändern sich die Radstellungswinkel kontinuierlich durch Federbewegungen und Verformung der Radaufhängung. Im folgenden Kapitel wird daher der Einfluss der dynamischen Radstellungsänderungen bei Federbewegung auf die Reibarbeit untersucht.

4.6 Einfluss der Radhub-Elastokinematik

Insgesamt können durch die elastokinematische Auslegung von Radaufhängungen bei festgelegter Topologie (z. B. Doppelquerlenker-, Trapezlenker- oder Fünflenker-Radaufhängung) übergeordnete Eigenschaften variiert werden, zum Beispiel die Radstellungsänderung bei Federbewegung oder die Verschiebung des Radmittelpunktes beim Beschleunigen oder Bremsen. Als Stellgrößen dienen dabei die Lage der Kinematikpunkte sowie die Lagersteifigkeiten. Dabei ist stets zu beurteilen, inwieweit eine Änderung die gesamte Radaufhängungscharakteristik beeinflusst. Darüber hinaus ist der Zusammenhang, etwa zwischen der Verschiebung eines Kinematikpunktes und der Spurwinkeländerung infolge der Federbewegung, im Allgemeinen nichtlinear.

4.6.1 Variation der Spur- und Sturzwinkelgradienten

Basierend auf der Serienkonfiguration der Hinterachse des Referenzfahrzeugmodells wird die Spur- und Sturzwinkeländerung bei paralleler, gleichsinniger Federbewegung variiert. Analog zu [118] und [120] werden für eine Auswahl an elastokinematischen Raderhebungskurven Verläufe mit unterschiedlichen Änderungsraten definiert. Das Modell wird anschließend mittels numerischer Optimierung in MATLAB durch Variation mehrerer Kinematikpunkte an die gewünschten Verläufe angepasst, entsprechend der in Kapitel 3.4 und Kapitel 4.1 beschriebenen Methodik.

Die Variation der Kinematikpunkte ändert die Positionen von Gelenken und Gummimetalllagern, während Position und Orientierung der flexiblen oder starren Körper unverändert bleiben. Zur Sicherstellung der Modellkonsistenz werden masselose Verbindungskörper zwischen Lagermodell und flexiblen Strukturen eingefügt, die auch bei Abweichungen zwischen Kinematikpunkt und Krafteinleitungsstellen die Kraftübertragung ermöglichen. Die

resultierenden Momente aus den geänderten Hebelarmen sind aufgrund der hohen Steifigkeit der Kopplungselemente und der kleinen Hebelarme vernachlässigbar. Ein verschobenes Gummimetalllager bewirkt somit eine Änderung der elastokinematischen Achseigenschaften, die der Wirkung einer konstruktiven Anpassung von Lagerstelle und Anbindungsgeometrie des Strukturkörpers entspricht.

In bisherigen Vorveröffentlichungen ([118], [119], [120]) und in [47] wurde nahezu ausschließlich der isolierte Einfluss einer Variation von Spur- oder Sturzwinkelgradient auf die Reibarbeit oder den Reifenverschleiß im Reifenlatsch untersucht. Lediglich in [118] wurden zwei verschleißarme Raderhebungskurven für Spur- und Sturzwinkel kombiniert, um eine geringere Reibarbeit bei Geradeausfahrt mit konstanter Geschwindigkeit zu erzielen. In den folgenden Analysen werden Spur- und Sturzwinkeländerungen systematisch variiert und miteinander kombiniert. Abbildung 4.13 zeigt die definierten Raderhebungskurven: sieben Verläufe für die Spurwinkeländerung (a) und neun Verläufe für die Sturzwinkeländerung (b) bei paralleler, gleichsinniger Federbewegung, aufgetragen über die vertikale Verschiebung des Radmittelpunktes z_{RM} .

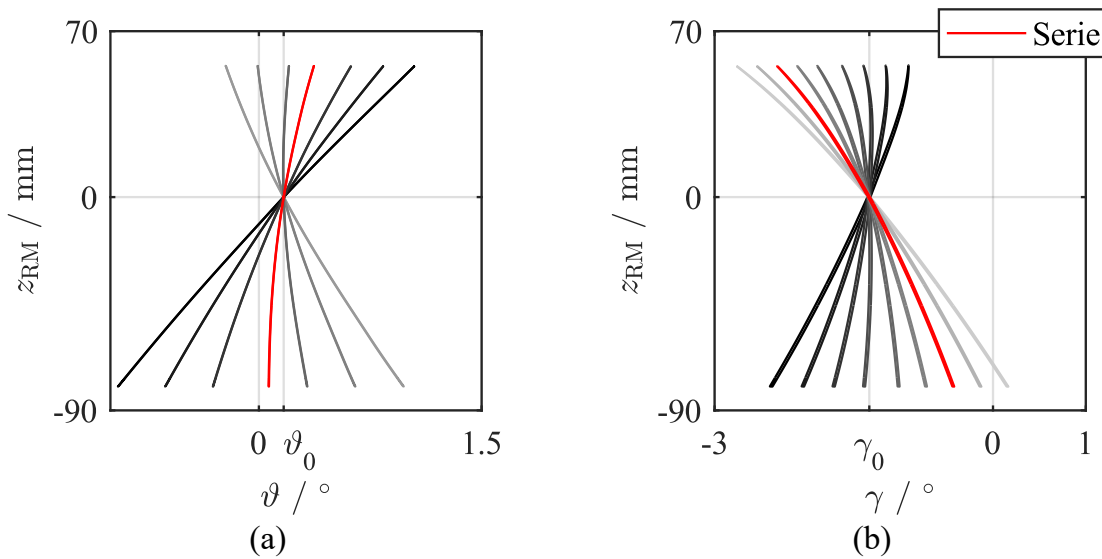


Abbildung 4.13: Variation der Spur- und Sturzwinkeländerung bei paralleler, gleichsinniger Federbewegung (Radmittelpunktverschiebung z_{RM}) des Hinterachsmodells: (a) Sieben Kurven der Spurwinkeländerung $\vartheta(z_{RM})$, (b) Neun Kurven der Sturzwinkeländerung $\gamma(z_{RM})$; Serienkonfiguration (rot)

Die Serienkonfiguration ist jeweils rot hervorgehoben. Alle Kurven wurden so definiert, dass sie bei $z_{RM} = 0$ mm durch den gleichen Punkt verlaufen und sich ausschließlich in ihrer Steigung unterscheiden. Zur quantitativen Charakterisierung der Kurven wurden die in Tabelle 4.5 aufgeführten Gradienten $k_{\vartheta} = d\vartheta/dz_{RM}$ und $k_{\gamma} = d\gamma/dz_{RM}$ im Bereich $z_{RM} \in [-30, 30]$ mm mittels linearer Regression bestimmt. Die Spurwinkelgradienten k_{ϑ} variieren von $-0,811^{\circ}/100$ mm (Nachspurverhalten beim Einfedern) bis $1,595^{\circ}/100$ mm (Vorspurverhalten beim Einfedern), während die Sturzwinkelgradienten k_{γ} von

$-2,18^\circ/100\text{ mm}$ (zunehmend negativer Sturz beim Einfedern) bis $1,08^\circ/100\text{ mm}$ (zunehmend positiver Sturz beim Einfedern) reichen. Die Kombination dieser sieben Spur- mit den neun Sturzwinkelvarianten resultiert in insgesamt 63 Fahrwerksetups.

Tabelle 4.5: Berechnete Spur- und Sturzwinkelgradienten (k_ϑ , k_γ) der in Abbildung 4.13 dargestellten Raderhebungskurven für $z_{\text{RM}} \in [-30, 30]\text{ mm}$

Spurwinkelgradient k_ϑ / $^\circ / 100\text{ mm}$	Sturzwinkelgradient k_γ / $^\circ / 100\text{ mm}$	
-0,811	-2,18	
-0,404	-1,80	
0,013	-1,42	(Serie)
0,313 (Serie)	-1,04	
0,784	-0,66	
1,190	-0,19	
1,595	0,22	
	0,64	
	1,08	

4.6.2 Einfluss auf Reifenverschleiß und Fahrdynamik

Zur Analyse der Wechselwirkungen und des Einflusses der elastokinematischen Spur- und Sturzwinkeländerung bei vertikaler Radmittelpunktverschiebung auf den Reifenverschleiß und die Fahrdynamik werden die in Kapitel 4.2 beschriebenen Fahrsimulationen Beschleunigen, Konstantfahrt, Bremsen, RDE1, RDE2 und stationäre Kreisfahrt durchgeführt. Grundlage ist jeweils das Fahrzeugmodell aus Kapitel 3.5 mit einer angepassten Radhub-Elastokinematik der Hinterachse. Darüber hinaus werden die beiden Beladungszustände Leergewicht inkl. Fahrer und Teilbeladen betrachtet.

Einfluss auf den Reifenverschleiß

Zur Darstellung der Berechnungsergebnisse wird fahrmanöverspezifisch die gesamte Reibarbeit im Reifenlatsch W_R auf den jeweiligen Maximalwert $W_{R,\text{max}}$ eines Fahrmanövers normiert. Die so normierte Reibarbeit W_R^* wird über den Spur- und Sturzwinkelgradienten (k_ϑ , k_γ) aufgetragen. Die Serienkonfiguration ist als roter Punkt gekennzeichnet. Die schwarzen Punkte stellen die Berechnungsergebnisse dar, über die die Flächendarstellungen erzeugt werden.

Beschleunigen, Konstantfahrt und Bremsen bei Leergewicht inkl. Fahrer

Die Simulationsergebnisse der drei Fahrmanöver Beschleunigen, Konstantfahrt und Bremsen im Beladungszustand Leergewicht inkl. Fahrer sind in Abbildung 4.14 dargestellt. Für die Geradeausfahrt mit konstant 100 km/h zeigt sich ein ausgeprägter Einfluss der Radhubkinematik auf die verrichtete Reibarbeit im Reifenlatsch. Die Reibarbeit variiert über alle 63 Fahrwerksetups um einen Faktor von etwa 30. Das verschleißgünstigste Fahrwerksetup weist eine Kombination aus positivem Spurwinkelgradienten ($k_\vartheta \approx 1,190^\circ / 100\text{ mm}$)

und negativem Sturzwinkelgradienten ($k_\gamma \approx -2,18^\circ / 100 \text{ mm}$) auf und verursacht eine um 96,6 % geringere Reibarbeit gegenüber dem verschleißungünstigsten Fahrwerksetup. Die Serienkonfiguration erzeugt eine um den Faktor 2,7 höhere Reibarbeit als das günstigste Fahrwerksetup, was einer Steigerung um 170 % entspricht. Die ungünstigste Konfiguration weist einen negativen Spur- und positiven Sturzwinkelgradienten auf.

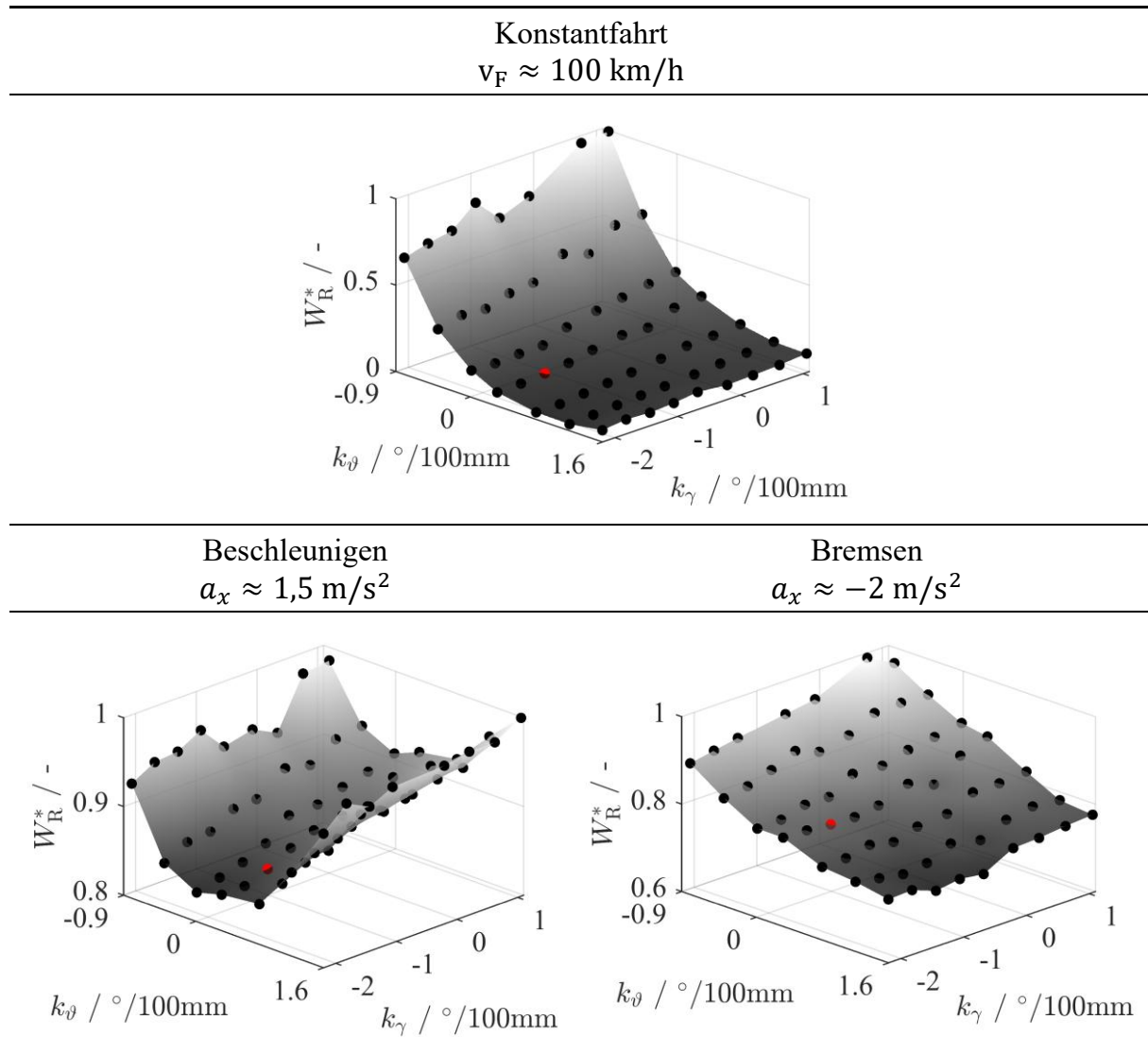


Abbildung 4.14: Fahrmanöverspezifisch auf den Maximalwert normierte Reibarbeit im Reifenlatsch W_R^* mit Beladungszustand Leergewicht inkl. Fahrer für die drei Fahrmanöver: Konstantfahrt bei 100 km/h, Beschleunigen und Bremsen in Abhängigkeit von den Spur- und Sturzwinkelgradienten (k_θ, k_γ)

Während des Beschleunigungsvorgangs ist der Einfluss der Radhubkinematik deutlich geringer ausgeprägt. Die Spannweite zwischen Minimum und Maximum der berechneten normierten Reibarbeit liegt bei 0,168. Das Fahrwerksetup mit der geringsten verrichteten Reibarbeit ist durch einen sehr geringen Spurwinkelgradienten ($k_\theta \approx 0,013^\circ / 100 \text{ mm}$) in Kombination mit deutlich negativem Sturzwinkelgradienten ($k_\gamma \approx -2,18^\circ / 100 \text{ mm}$) ge-

kennzeichnet. Es führt beim Beschleunigen zu einer 17 % geringeren Reibarbeit im Reifenlatsch, verglichen mit dem ungünstigsten Fahrwerksetup. Die Serienkonfiguration liegt mit 2,1 % bei diesem Fahrmanöver nur geringfügig über dem Minimum.

Beim Bremsvorgang erweist sich insgesamt ein stark positiver Spurwinkelgradient, im Gegensatz zum negativen Gradienten beim Beschleunigen, und ein negativer Sturzwinkelgradient als vorteilhaft hinsichtlich geringer Reibarbeit im Reifenlatsch. Dies lässt sich durch die entgegengesetzten Radlastverlagerungen erklären: Beim Bremsen federt die Hinterachse aus, beim Beschleunigen ein. Entsprechend sind jeweils unterschiedliche Bereiche der Raderhebungskurve relevant. Die Reibarbeit bei Serienkonfiguration der Hinterachse liegt rund 9,5 % über dem Minimum.

Aus den drei Darstellungen der Abbildung 4.14 lässt sich ableiten, dass vor allem der Spurwinkelgradient k_θ einen deutlichen Einfluss auf die Reibarbeit im Reifenlatsch zeigt, wenngleich auch eine Änderung des Sturzwinkelgradienten k_γ die Reibarbeit beeinflusst.

Beschleunigen, Konstantfahrt und Bremsen im teilbeladenen Zustand

Zur Bewertung des Einflusses bei verschiedenen Beladungszuständen des Fahrzeugs werden identische Simulationen mit einem teilbeladenen Fahrzeugmodell durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Abbildung 4.15 dargestellt. Ein Vergleich mit Abbildung 4.14 zeigt, dass das Potenzial zur Reduktion der Reibarbeit grundsätzlich vom Beladungszustand abhängt.

Im teilbeladenen Zustand reduziert sich die Spannweite der Ergebnisse bei Konstantfahrt mit 100 km/h auf einen Faktor von etwa 5,6 zwischen Minimum und Maximum, was einer deutlichen Abschwächung gegenüber den Ergebnissen aus den Simulationen mit Leergewicht inkl. Fahrer entspricht. Das Fahrwerksetup mit der geringsten verrichteten Reibarbeit weist einen stark positiven Spurgradienten ($k_\theta \approx 1,595^\circ / 100 \text{ mm}$) und einen stark negativen Sturzwinkelgradienten ($k_\gamma \approx -2,18^\circ / 100 \text{ mm}$) auf. Die Serienkonfiguration liegt mit einer 2,1-fachen Reibarbeit des Minimums näher am Minimum als bei der Simulation mit Leergewicht inkl. Fahrer.

Beim Beschleunigungsvorgang vereint die Konfiguration mit der geringsten verrichteten Reibarbeit einen negativen Spurwinkelgradienten ($k_\theta \approx -0,404^\circ / 100 \text{ mm}$) und einen negativen Sturzwinkelgradienten ($k_\gamma \approx -2,18^\circ / 100 \text{ mm}$). Die Serienkonfiguration liegt mit einem um etwa 2 % höheren Wert nah am Minimum. Die ungünstigste Kombination von Spur- und Sturzwinkelgradient führt zu einer rund 15 % höheren Reibarbeit bezogen auf das Minimum.

Beim Bremsvorgang im teilbeladenen Zustand führen ein stark positiver Spurwinkelgradient ($k_\theta \approx 1,595^\circ / 100 \text{ mm}$) in Kombination mit einem stark negativen Sturzwinkelgradienten ($k_\gamma \approx -2,18^\circ / 100 \text{ mm}$) zu der geringsten Reibarbeit im Reifenlatsch. Die Serien-

konfiguration weist eine um 8 % höhere Reibarbeit auf als das Fahrwerksetup mit der minimalen verrichteten Reibarbeit. Die ungünstigste Konfiguration liegt etwa 20 % über dem Minimum.

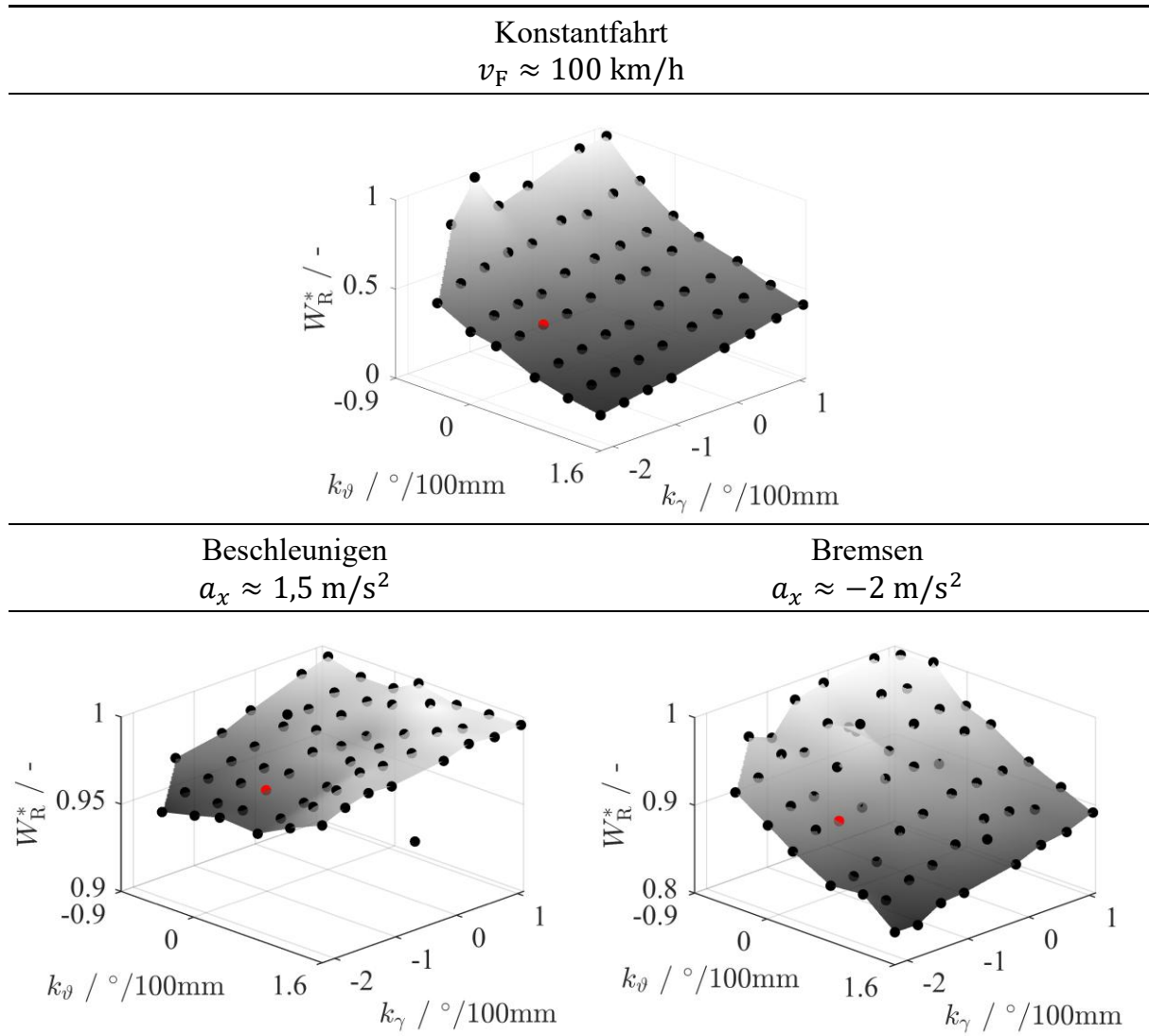


Abbildung 4.15 Fahrmanöverspezifisch auf den Maximalwert normierte Reibarbeit im Reifenlatsch W_R^* mit Beladungszustand Teilbeladen für die drei Fahrmanöver: Konstantfahrt bei 100 km/h, Beschleunigen und Bremsen in Abhängigkeit von den Spur- und Sturzwinkelgradienten (k_θ , k_γ)

RDE-Fahrmanöver (RDE1, RDE2)

Zur Validierung der Erkenntnisse unter realitätsnahen Fahrbedingungen werden zusätzlich zwei als relevant hervorgehobene Fahrmanöver aus einem Clustering eines RDE-Fahrzyklus simuliert (vgl. Kapitel 4.2.1). Diese kombinieren unterschiedliche Geschwindigkeiten ($v_F \approx 117 \text{ km/h}$ und $v_F \approx 102 \text{ km/h}$) mit zwei verschiedenen Querbeseleunigungen ($a_y \approx 0,542 \text{ m/s}^2$ und $1,251 \text{ m/s}^2$) und repräsentieren typische Fahrsituationen im realen Fahrbetrieb mit gleichzeitiger Längs- und Querdynamik. Beide Fahrmanöver werden, wie zuvor, für je 63 Fahrwerksetups mit den zwei Beladungszuständen Leergewicht inkl. Fahrer

und teilbeladen durchgeführt. Die Ergebnisse dieser vier Simulationen sind in Abbildung 4.16 dargestellt.

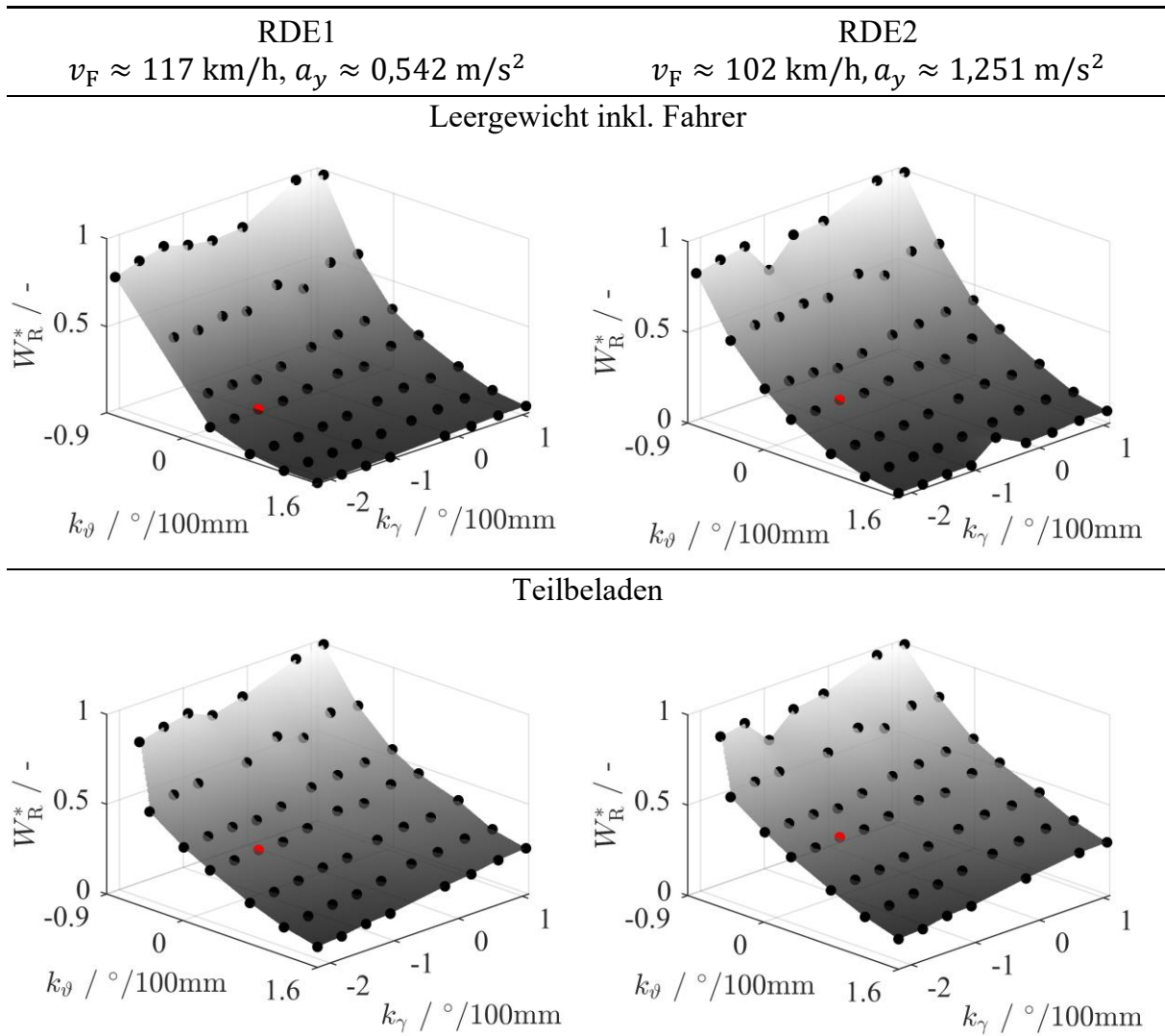


Abbildung 4.16: Fahrmanöverspezifisch auf den Maximalwert normierte Reibarbeit im Reifenlatsch W_R^* für die zwei Beladungszustände: Leergewicht inkl. Fahrer und die zwei Fahrmanöver RDE1 und RDE2 in Abhängigkeit von den Spur- und Sturzwinkelgradienten (k_ϑ, k_γ)

Beim Manöver RDE1 zeigt sich im Beladungszustand Leergewicht inkl. Fahrer eine ausgeprägte Abhängigkeit der berechneten Reibarbeit von den Fahrwerksetups. Das Setup mit der geringsten Reibarbeit im Reifenlatsch weist eine Kombination aus stark positivem Spurwinkelgradienten ($k_\vartheta \approx 1,595^\circ / 100 \text{ mm}$) und stark negativem Sturzwinkelgradienten ($k_\gamma \approx -2,18^\circ / 100 \text{ mm}$) auf. Die verrichtete Reibarbeit liegt bei etwa 1,1 % des Maximalwerts. Die Serienkonfiguration erzeugt eine um den Faktor 4,1 höhere Reibarbeit als das Minimum, entsprechend rund 4,9 % des Maximums. Im teilbeladenen Zustand reduziert sich die Spannweite deutlich; die Abhängigkeit vom Fahrwerksetup bleibt jedoch ähnlich. Zusätzlich weist das Fahrwerksetup mit der geringsten Reibarbeit die gleichen Gradienten wie im Beladungszustand Leergewicht inkl. Fahrer auf ($k_\vartheta \approx 1,595^\circ / 100 \text{ mm}$, $k_\gamma \approx$

$-2,18^\circ / 100 \text{ mm}$). Die Serienkonfiguration liegt hier bei etwa dem 2,2-fachen des Minimums.

Die Ergebnisse aus dem Fahrmanöver RDE2, mit höherer Querb beschleunigung, zeigen ein vergleichbares Bild. Im Beladungszustand Leergewicht inkl. Fahrer variiert die Reibarbeit deutlich. Das Fahrwerksetup mit der geringsten Reibarbeit zeichnet sich erneut durch die gleichen Gradienten wie bei den übrigen Manövervarianten aus ($k_\vartheta \approx 1,595^\circ / 100 \text{ mm}$, $k_\gamma \approx -2,18^\circ / 100 \text{ mm}$). Die Serienkonfiguration weist hier eine etwa 13,9-fach höhere Reibarbeit auf als das Minimum und liegt damit bei 22 % des Maximalwerts. Im teilbeladenen Zustand reduziert sich die Spannweite wieder; das verschleißgünstigste Fahrwerksetup bleibt dabei unverändert. Die Serienkonfiguration liegt bei rund 42 % vom Maximalwert und damit etwa 2,6-mal höher als das Minimum.

Die Analyse der beiden RDE-Fahrmanöver bestätigt die bereits bei den Geradeausfahrmanövern beobachteten Trends. Die Beladungsabhängigkeit ist konsistent ausgeprägt, wobei der leichtere Beladungszustand deutlich größere Optimierungspotenziale aufweist. Auffällig ist, dass beide RDE-Manöver mit ihrer kombinierten Längs- und Querdynamik ähnlich hohe Sensitivitäten wie die Konstantfahrt mit 100 km/h zeigen, was darauf hindeutet, dass bei moderaten Querb beschleunigungen die Radstellung weiterhin einen dominanten Einfluss auf die Reibarbeit behält. Die optimalen Gradienten-Kombinationen unterscheiden sich jedoch von denen der reinen Längsdynamikmanöver (Beschleunigen, Bremsen), was die Komplexität der Gesamtoptimierung unterstreicht.

Einfluss auf die Fahrdynamik bei stationärer Kreisfahrt

Die Ergebnisse zur Bewertung der Fahrdynamik bei stationärer Kreisfahrt zeigen ein deutlich anderes Bild als die Reifenverschleißanalyse. Für den Vergleich der Simulationsergebnisse wird die maximal erzielte Querb beschleunigung $a_{y,\max}$ eines Fahrwerksetups auf den Maximalwert aus allen Fahrsimulationen mit identischem Beladungszustand normiert. Die so normierte Querb beschleunigung $a_{y,\max}^*$ wird über den Spur- und Sturzwinkelgradienten (k_ϑ , k_γ) aufgetragen. Anders als bei der Reibarbeit zeigt hier eine Erhöhung von $a_{y,\max}^*$ eine Verbesserung an. Die Serienkonfiguration ist weiterhin als roter Punkt gekennzeichnet und die schwarzen Punkte stellen die Berechnungsergebnisse dar, über die die Flächendarstellungen erzeugt wurden.

Abbildung 4.17 zeigt die Simulationsergebnisse für beide Beladungszustände. Über alle 63 Fahrwerksetups hinweg variiert die maximale Querb beschleunigung im Beladungszustand Leergewicht inkl. Fahrer lediglich um 2,3 % (8,86 bis 9,06 m/s²). Im teilbeladenen Zustand ist die Spannweite mit 4,9 % (8,72 bis 9,15 m/s²) etwas ausgeprägter, bleibt aber in beiden Fällen auf einem niedrigen Niveau. Es wird deutlich, dass die untersuchten Variationen der Radhubkinematik zwar erheblichen Einfluss auf die Reibarbeit im Reifenlatsch haben, das gewählte Bewertungskriterium für die Fahrdynamik des Fahrzeugmodells aller-

dings deutlich weniger beeinflussen. Die maximal erzielbare Querschleunigung wird primär durch die Reifeneigenschaften, die Radlasten und das Gesamtfahrzeugverhalten bestimmt, während die kinematischen Radstellungsänderungen bei Federbewegung, wie sie beim Wanken in Kurven auftreten, im untersuchten Fall einen weniger ausgeprägten Beitrag leisten. Die Serienkonfiguration weist mit $8,92 \text{ m/s}^2$ (Leergewicht inkl. Fahrer) bzw. $8,85 \text{ m/s}^2$ (Teilbeladen) eine mittlere Fahrdynamik im Vergleich mit den untersuchten Fahrwerksetups auf. Das Fahrwerksetup mit der höchsten Querschleunigung bei Leergewicht ($k_\vartheta \approx 1,19^\circ/100 \text{ mm}$, $k_\gamma \approx -2,18^\circ/100 \text{ mm}$) ist, verglichen mit dem verschleißgünstigsten Fahrwerksetup der Fahrmanöver RDE1 und RDE2, entgegengesetzt ausgelegt. Dieser Unterschied verdeutlicht den Zielkonflikt zwischen Fahrdynamik und Reifenverschleiß und legt die Notwendigkeit einer Mehrzieloptimierung für die Fahrwerkauslegung nahe.

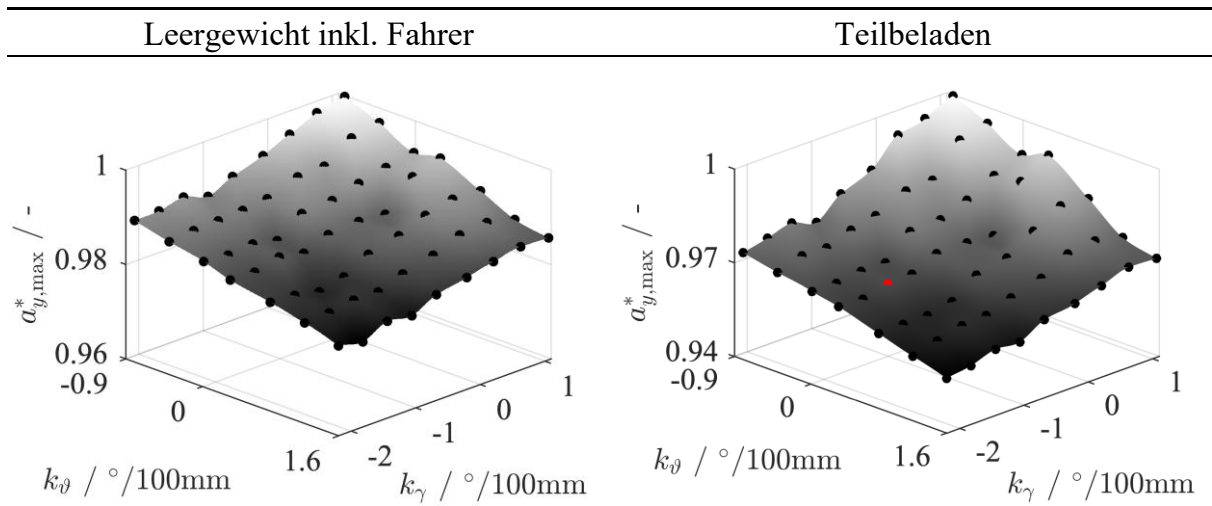


Abbildung 4.17: Auf den Maximalwert normierte maximal erzielte Querschleunigung $a_{y,\max}^*$ bei stationärer Kreisfahrt für die Beladungszustände Leergewicht inkl. Fahrer und Teilbeladen in Abhängigkeit von den Spur- und Sturzwinkelgradienten (k_ϑ , k_γ)

Fazit aus den Einzelergebnissen

Der Vergleich beider Beladungszustände zeigt eine ausgeprägte Beladungsabhängigkeit sowohl des Optimierungspotenzials als auch der optimalen elastokinematischen Auslegung der hinteren Radaufhängung, was durch die Ergebnisse aus Kapitel 4.4 bestätigt wird. Bei Konstantfahrt mit 100 km/h ändert sich das Verhältnis zwischen Serienkonfiguration und Minimum von Faktor 2,7 (Leergewicht) auf Faktor 2,1 (teilbeladen), wobei die relative Position der Serienkonfiguration ähnlich bleibt. Dies resultiert daraus, dass bei quasistationären Manövern die Kombination aus initialem Vorspurwinkel ϑ_0 , initialem Sturzwinkel γ_0 und den elastokinematischen Radstellungsänderungen bei Federbewegung zu unterschiedlichen momentanen Radstellungswinkeln führt, abhängig vom Einfederungszustand und damit der Position auf den Raderhebungskurven (Abbildung 4.13). Im teilbeladenen Zu-

stand ist das Fahrzeug ca. 20 mm weiter eingefedert und weist daher eine andere momentane Radstellung auf als bei Leergewicht. Ein momentan negativer Sturzwinkel vergrößert den Reifenlatsch an der Innenschulter (inhomogene Belastungsverteilung, erhöhte Reibarbeit); ein positiver Spurwinkel belastet analog die Außenschulter. Eine optimierte Kombination kann zu homogenerer Latschbelastung und reduzierter Reibarbeit führen. Beim Bremsen liegt die Reibarbeit der Serienkonfiguration für beide Beladungszustände bei 8-9,5 % über dem Minimum. Beim Beschleunigen unterscheidet sich die verrichtete Reibarbeit des Fahrwerksetups in Serienkonfiguration nur wenig vom Minimum.

Die Fahrmanöverabhängigkeit ist über beide Beladungszustände konsistent. Bei quasistationären Fahrmanövern bestehen erhebliche Unterschiede zwischen den Setups, da die Reibarbeit nahezu ausschließlich durch die Radstellung geprägt wird. Die RDE-Fahrmanöver zeigen ähnlich hohe Sensitivitäten wie die Geradeausfahrt mit konstant 100 km/h (Konstantfahrt), was unterstreicht, dass bei moderaten Querbewegungen die Radstellung dominant bleibt. Bei Brems- und Beschleunigungsvorgängen ist der Einfluss der Beladung deutlich geringer, da die kinematischen Effekte von Antriebs- und Bremsmomenten überlagert werden. Die deutlichen Unterschiede der optimalen Konfigurationen zeigen darüber hinaus die Komplexität einer ganzheitlichen Verschleißoptimierung. Eine universell günstige kinematische Auslegung existiert nicht. Es müssen Kompromisse gefunden werden, die beispielsweise auf einer Gewichtung der Betriebszustände nach deren Häufigkeit im realen Fahrbetrieb basieren. Nachfolgend wird eine exemplarische Gesamtbewertung unter Berücksichtigung von Fahrdynamik und Reifenverschleiß als Mehrzieloptimierungsproblem beschrieben, welches durch eine entsprechende Gewichtung auf ein Einzieloptimierungsproblem kondensiert werden kann.

4.6.3 Gesamtbewertung und Optimierungsstrategie

Für eine abschließende Bewertung der Fahrwerksetups hinsichtlich ihres Einflusses auf die betrachteten Zielgrößen wird ein Ansatz vorgeschlagen, der anhand der beschriebenen Fahrmanöver exemplarisch vorgestellt wird. Die Herausforderung besteht darin, die gegenläufigen Ziele einer minimalen Reibarbeit im Reifenlatsch bei verschiedenen Fahrmanövern einerseits und einer maximalen fahrdynamischen Leistungsfähigkeit andererseits in einer Gesamtbewertung zu vereinen. Insgesamt werden zehn Fahrmanöver-Beladungskombinationen aus fünf Fahrmanövern (Beschleunigen, Konstantfahrt, Bremsen, RDE1 und RDE2) bei jeweils zwei Beladungszuständen (Leergewicht inkl. Fahrer und Teilbeladen) zur Bewertung der Reibarbeit im Reifenlatsch betrachtet. Für die Fahrdynamik wird die maximale Querbewegung bei stationärer Kreisfahrt bei den zwei genannten Beladungszuständen genutzt.

Zunächst werden die Bewertungskriterien jedes Fahrmanövers i auf einen einheitlichen Wertebereich zwischen 0 und 1 skaliert:

$$a_{y,i,n}^{**} = \frac{a_{y,i,n} - a_{y,i,\min}}{a_{y,i,\max} - a_{y,i,\min}} \quad (4.13)$$

$$W_{R,i,n}^{**} = \frac{W_{R,i,n} - W_{R,i,\min}}{W_{R,i,\max} - W_{R,i,\min}}. \quad (4.14)$$

Die skalierte maximale Querbeschleunigung wird mit $a_{y,i,n}^{**} \in [0, 1]$ und die skalierte Reibarbeit mit $W_{R,i,n}^{**} \in [0, 1]$ bezeichnet, i gibt die Fahrmanöver-Beladungs-Kombination an und n mit $n \in \{1, 2, \dots, 63\}$ das Fahrwerksetup als individuelle Kombination der in Abbildung 4.13 dargestellten Spur- und Sturzwinkeländerungen. Die minimale bzw. maximale Querbeschleunigung und minimale bzw. maximale Reibarbeit über alle Fahrwerksetups für ein Manöver i werden mit $a_{y,i,\min}$ bzw. $a_{y,i,\max}$ und $W_{R,i,\min}$ bzw. $W_{R,i,\max}$ bezeichnet.

Zur Bewertung der Fahrdynamik werden die skalierten Querbeschleunigungen aus Simulationen mit beiden Beladungszuständen mit

$$f_{FD,n} = 0,5 \cdot a_{y,Leer,n}^{**} + 0,5 \cdot a_{y,Teilb,n}^{**} \quad (4.15)$$

bei gleicher Gewichtung der Beladungszustände als Zielfunktion $f_{FD,n}$ zusammengefasst.

Für die Bewertung des Reifenverschleißes anhand der verrichteten Reibarbeit bei den verschiedenen Fahrmanövern i ist die Vorgehensweise grundsätzlich analog, wobei hier individuelle Gewichtungsfaktoren $w_{RV,i}$ je Fahrmanöver-Beladungs-Kombinationen aus Tabelle 4.6 genutzt werden.

$$f_{RV,n} = \sum_{i=1}^{10} w_{RV,i} W_{R,i,n}^{**} \text{ mit } \sum_{i=1}^{10} w_{RV,i} = 1 \quad (4.16)$$

Tabelle 4.6: Exemplarische Gewichtung der Einzel-Fahrmanöver für die Reifenverschleißbewertung

i	Manöver	Beladung	$w_{RV,i}$
1	Beschleunigen	Leer inkl. Fahrer	0,025
2	($a \approx 1,5 \text{ m/s}^2$)	Teilbeladen	0,025
3	Konstantfahrt	Leer inkl. Fahrer	0,150
4	($v \approx 100 \text{ km/h}$)	Teilbeladen	0,150
5	Bremsen	Leer inkl. Fahrer	0,025
6	($a \approx -2 \text{ m/s}^2$)	Teilbeladen	0,025
7	RDE1 ($v \approx 117 \text{ km/h}$,	Leer inkl. Fahrer	0,150
8	$a_y \approx 0,542 \text{ m/s}^2$)	Teilbeladen	0,150
9	RDE2($v \approx 102 \text{ km/h}$,	Leer inkl. Fahrer	0,150
10	$a_y \approx 1,251 \text{ m/s}^2$)	Teilbeladen	0,150

Die Gewichtung aus Tabelle 4.6 ist exemplarisch und orientiert sich an einer durchschnittlichen Normalfahrt mit einem Pkw, die primär durch quasistationäre Zustände charakterisiert ist (vgl. Kapitel 4.2.1). Längsbeschleunigungen (Beschleunigen und Bremsen) treten im realen Fahrbetrieb, bezogen auf die zurückgelegte Strecke, seltener auf und erhalten daher insgesamt 10 %. Die verbleibenden 90 % verteilen sich auf die Konstantfahrt mit $v \approx 100 \text{ km/h}$ (30 %) und die beiden RDE-Manöver (60 %). Beide Beladungszustände werden innerhalb jeder Manöverkategorie gleich gewichtet.

Aufgrund fehlender numerischer Konvergenz in einzelnen Simulationen konnten nicht für alle 63 Fahrwerksetups vollständige Ergebnisse über alle zwölf betrachteten Manöver-Beladungs-Kombinationen erzielt werden. Die Gesamtbewertung basiert daher auf 55 Fahrwerksetups mit vollständigen Datensätzen.

Die Abbildung 4.18 visualisiert die Pareto-Front der Berechnungsergebnisse, wobei jedes Kreuz eine der 55 betrachteten Fahrwerkkonfigurationen repräsentiert. Die als Pareto-Optima gekennzeichneten Konfigurationen (schwarze Punkte auf der Front) zeichnen sich dadurch aus, dass keine andere Konfiguration in beiden Bewertungskriterien mindestens gleich gut und in mindestens einem Kriterium besser abschneidet.

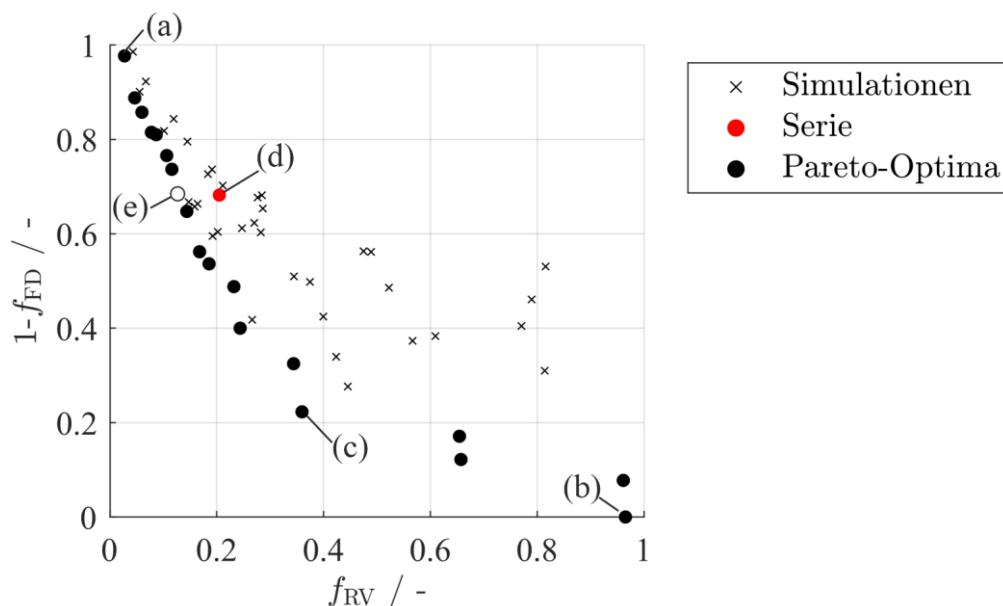


Abbildung 4.18: Zielraumdarstellung der Zielfunktionen f_{RV} und f_{FD} mit allen untersuchten Lösungen (Kreuze); Pareto-Front der nicht-dominierten Lösungen (schwarze Punkte); Serienlösung (rot)

Die Form der Pareto-Front zeigt den Zielkonflikt zwischen den beiden Zielgrößen deutlich. Fahrwerksetups, die hinsichtlich minimaler Reibarbeit optimal sind, weisen schlechtere fahrdynamische Eigenschaften auf. Umgekehrt erreichen Konfigurationen mit guter Fahrdynamik nicht die minimal mögliche Reibarbeit. In der Tabelle 4.7 sind die in Abbildung 4.18 markierten Pareto-Optima sowie die Serienkonfiguration und ein möglicher Punkt auf der Pareto-Front (e) mit ihren Zielfunktionswerten und zugehörigen Spur- und Sturzgradienten zusammengefasst. Das Pareto-Optimum (a) stellt das Fahrwerksetup mit der besten

Fahrdynamik dar, während das Pareto-Optimum (b) das Fahrwerksetup mit der geringsten verrichteten Reibarbeit kennzeichnet. Die fast ausschließliche Gewichtung einer Zielgröße an beiden Punkten spiegelt sich auch in den deutlichen Unterschieden der Spur- und Sturzwinkelgradienten wider. Der Punkt (c) beschreibt das Pareto-Optimum mit dem insgesamt geringsten Zielfunktionswert $f_{RV} + (1 - f_{FD})$. Die Serienkonfiguration (d) liegt nicht auf der Pareto-Front, was, unter Berücksichtigung der Rahmenbedingungen und Bewertungskriterien, auf ungenutztes Optimierungspotenzial hindeutet. Unter Beibehaltung der fahrdynamischen Eigenschaften $f_{FD,serie}$ kann $f_{RV,serie}$ theoretisch durch gezielte Anpassung des Referenzfahrzeugs bis zum Punkt (e) entlang der f_{RV} -Achse auf die Pareto-Front verschoben werden, wodurch sich $f_{RV} \approx 0,13$ ergibt. Die Serienkonfiguration weist somit ein Optimierungspotenzial von 0,08 bzw. ein relatives Optimierungspotenzial von 38 % auf, ohne dabei die fahrdynamischen Eigenschaften des Referenzfahrzeugs zu verschlechtern.

Insgesamt ergibt sich unter Berücksichtigung aller in Tabelle 4.6 aufgeführten Fahrmanöver-Beladungs-Kombinationen (Längs- und Querdynamik) mit entsprechender Gewichtung und unter gleichzeitiger Bewertung der fahrdynamischen Eigenschaften anhand der stationären Kreisfahrt mit zwei Beladungszuständen ein erhebliches Verbesserungspotenzial hinsichtlich des Reifenverschleißes. Bezogen auf die Serienkonfiguration beträgt dieses Potenzial 38 %.

Tabelle 4.7: Zusammenstellung ausgewählter Fahrwerksetups aus der Pareto-Front (Abbildung 4.18)

Bezeichnung	Zielfunktionswert	Spur-/Sturzgradienten (°/100 mm)	Pareto-Optimal	$\frac{\Delta f_{RV}}{f_{RV,serie}}$
(a)	$f_{RV} = 0,02$ $1 - f_{FD} = 0,98$	$k_{\vartheta} = 1,595$ $k_{\gamma} = -2,18$	ja	-90 %
(b)	$f_{RV} = 0,97$ $1 - f_{FD} = 0$	$k_{\vartheta} = -0,811$ $k_{\gamma} = 1,08$	ja	+362 %
(c)	$f_{RV} = 0,36$ $1 - f_{FD} = 0,22$	$k_{\vartheta} = 0,313$ $k_{\gamma} = 1,08$	ja	+71 %
(d)	$f_{RV} = 0,21$ $1 - f_{FD} = 0,68$	$k_{\vartheta} = 0,313$ $k_{\gamma} = -1,42$	nein	0 %
(e)	$f_{RV} \approx 0,13$ $1 - f_{FD} = 0,68$		ja	-38 %

Die exemplarisch durchgeführte Mehrzieloptimierung zeigt eine Methodik auf, um neben klassischen Auslegungszielen auch den Reifenabrieb in der Fahrwerkentwicklung zu berücksichtigen. Die Analyse verdeutlicht, dass eine isolierte Optimierung einzelner Zielgrößen zu suboptimalen Gesamtergebnissen führt. Erst die parallele Berücksichtigung mehrerer Zielgrößen ermöglicht es, Betriebszustände und Zielkonflikte methodisch abzuwägen und einen sinnvollen Kompromiss zu identifizieren.

Hinsichtlich der Optimierungsparameter erweist sich eine Reduktion auf wesentliche elastokinematische Achseigenschaften als vorteilhaft gegenüber einer direkten Variation aller Kinematikpunkte und Eigenschaften von Gummimetalllagern. Sie schafft einen direkten Bezug zum Achsverhalten, reduziert Berechnungszeiten erheblich und ermöglicht die Übertragbarkeit auf andere Achstopologien.

4.7 Fazit

Fahrwerkeigenschaften haben einen erheblichen Einfluss auf den Reifenverschleiß, der gezielt zur Optimierung genutzt werden kann. Die Analysen zu Fahrbahnrauigkeit (Kapitel 4.3), Beladung (Kapitel 4.4) und statischer Radstellung (Kapitel 4.5) zeigen, dass diese Parameter die Reibarbeit im Reifenlatsch signifikant beeinflussen, wobei ihre Wirkung stets mit der Radhub-Elastokinematik interagiert. Besonders die ausgeprägte Beladungsabhängigkeit zeigt, dass eine robuste Auslegung mehrere Beladungszustände berücksichtigen muss.

Die Ergebnisse der Radhub-Elastokinematik-Variation (Kapitel 4.6) zeigen eine ausgeprägte Manöverabhängigkeit. Bei quasistationären Manövern wie der Geradeausfahrt mit konstanter Geschwindigkeit und den RDE-Fahrmanövern variiert die berechnete Reibarbeit erheblich, während bei Längsdynamikmanövern (Beschleunigen, Bremsen) der Einfluss vergleichsweise gering ist, da Antriebs- und Bremsmomente dominieren. Die betrachteten Varianten der Radhub-Elastokinematik beeinflussen die Reibarbeit deutlich, jedoch die maximal erzielbare Querbefleunigung bei stationärer Kreisfahrt unter den definierten Randbedingungen nur wenig.

Ohne Berücksichtigung der Fahrdynamik führt das Fahrwerksetup (a) aus Abbildung 4.18 zu einer Reduktion des Zielfunktionswertes f_{RV} zur Bewertung des Reifenverschleißes um 90 % über alle zehn Fahrmanöver-Beladungs-Kombinationen, bezogen auf die Serienkonfiguration. Das konstruierte Pareto-Optimum (e) ermöglicht, ausgehend von der Serienkonfiguration, eine Reduktion des Zielfunktionswertes f_{RV} um 38 % ohne Verschlechterung der fahrdynamischen Eigenschaften ($1-f_{FD}$). Verglichen mit den Ergebnissen der Einflussanalyse einzelner elastokinematischer Achseigenschaften an einem Hinterachsmodell [118] und einem Fahrzeugmodell mit weniger komplexen Gummimetalllager-Modellen [120] zeigt sich durch die Berücksichtigung der querdynamischen Eigenschaften erwartungsgemäß ein geringeres Optimierungspotenzial. Dies ist erwartungsgemäß, da die Auslegung hinsichtlich zweier gegenläufiger Ziele zwangsläufig einen Kompromiss darstellt.

Eine verschleißoptimierte Achsauslegung muss primär die häufigsten Betriebszustände berücksichtigen. Die gewählte Vorgehensweise mit gewichteten Fahrmanöver-Beladungskombinationen stellt eine Möglichkeit dar, normales Fahren mit moderaten Beschleunigungen effizient in der Simulation abzubilden. Einen weiteren Ansatz beschreibt [185] mit einem umfassenden Clustering von Fahrmanövern und anschließender Gewichtung, womit

eine realitätsnahe Abbildung des gesamten Fahrzyklus erzielt werden kann. In Kombination mit der vorgestellten diskreten Änderung von Fahrwerkeigenschaften ermöglicht dies eine effiziente Berücksichtigung im Fahrwerkentwicklungsprozess. Die verwendeten Fahrmanöver und Bewertungskriterien dienen in den durchgeführten Analysen primär der Darstellung der Methodik; für eine realitätsnahe Bewertung der Fahrzeugeigenschaften gilt es, weitere Fahrmanöver zu integrieren.

5 Zusammenfassung und Ausblick

5.1 Zusammenfassung

Durch das steigende Verkehrsaufkommen weltweit werden Lebewesen und die Umwelt zunehmend belastet. Während Abgas-Emissionen durch strengere Regularien in den vergangenen Jahren deutlich reduziert wurden, gewinnen Nicht-Abgas-Emissionen zunehmend an Bedeutung. Der Reifenabrieb stellt die größte Quelle für Mikroplastik in der Umwelt dar und trägt erheblich zu den Feinstaub-Emissionen des Straßenverkehrs bei. Mit der Euro-7-Norm wird erstmals eine Regulierung von Reifen- und Bremsenabrieb auf Komponentenebene vorgenommen, jedoch bleibt das Zusammenspiel der Komponenten im System Fahrwerk-Reifen-Fahrbahn dabei unberücksichtigt. Hier setzt diese Arbeit an, indem der Reifenabrieb aus fahrwerktechnischer Perspektive im Gesamtfahrzeug-Kontext betrachtet wird.

Ziel ist es, den Einfluss elastokinematischer Achseigenschaften auf den Reifenverschleiß zu analysieren und der fahrdynamischen Charakteristik gegenüberzustellen. Dazu wurde ein geeignetes Simulationsmodell erstellt und eine Bewertungsmethodik eingeführt, die geeignete Fahrmanöver, Fahrzeugkonfigurationen und Zielfunktionen umfasst und als Grundlage für die abgeleitete Optimierungsstrategie dient.

Grundlage der Analysen ist ein Mehrkörpermodell eines Serienfahrzeugs, das in ADAMS/View erstellt wurde. Das Simulationsmodell bildet die Fahrwerkeigenschaften mit besonderem Fokus auf die Hinterachse ab, die den Schwerpunkt der Untersuchungen darstellt. Der Modellierungsprozess umfasste zunächst die Abbildung der Achskinematik, gefolgt von einer schrittweisen Erweiterung um Systeme wie Federung, Dämpfung, Stabilisator, Lenkung, Seitenwellen und Differenzial sowie um Trägheitseigenschaften, viskoelastische Verformungseffekte und strukturdynamische Eigenschaften. Die Achsmodelle wurden anhand von K&C-Messungen des Referenzfahrzeugs validiert und kalibriert. Das Referenzfahrzeugmodell wurde durch die Synthese der beiden Achsmodelle mit einem Aufbaumodell sowie vier validierten FTire-Reifenmodellen erstellt. Eine Kopplung zwischen ADAMS und MATLAB ermöglichte die automatisierte Durchführung umfangreicher Simulationen und numerischer Optimierungen auf Komponenten-, Subsystem- und Gesamtsystemebene.

Für die Bewertung von Reifenverschleiß und Fahrdynamik wurden geeignete Fahrmanöver definiert. Während zur Bewertung fahrdynamischer Eigenschaften eine Vielzahl genormter Fahrmanöver etabliert ist, existierte für Reifenverschleiß keine entsprechende Bewertungsgrundlage. Reifenverschleiß entsteht überwiegend im normalen Fahrbetrieb; Grenzsituationen stellen eine Ausnahme dar. Daher wurden repräsentative Einzelmanöver aus dem alltäglichen Fahrbetrieb abgeleitet. Für die Bewertung des Reifenverschleißes wird die Reibarbeit in der Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn herangezogen, die aus dem FTire-Kontaktmodell berechnet wird. Die Reibarbeit stellt ein vom Lauflflächenmaterial unabhängiges Bewertungskriterium dar, das bei Kenntnis der spezifischen Verschleißigenschaften in eine Abriebmenge umgerechnet werden kann. Die Fahrdynamik wird über die stationäre Kreisfahrt bewertet, wobei die maximal erreichte Querbeschleunigung als Bewertungskriterium dient.

Die Einflussanalyse wurde ausgehend von diskreten Eigenschaften hin zu kontinuierlichen Fahrwerkeigenschaften strukturiert. Zunächst wurde der Einfluss der Fahrbahnrauigkeit auf den Reifenverschleiß untersucht. Dabei zeigte sich, dass mit steigendem Unebenheitsprofil sowohl die dynamischen Radstellungsänderungen als auch die Reibarbeit im Reifenlatsch zunehmen. Die eindimensionalen Rauigkeitsprofile der verfügbaren Fahrbahnmodelle gewährleisten bei Kurvenfahrt keine vergleichbaren Kontaktverhältnisse. Für die nachfolgenden Analysen wurden daher ausschließlich ebene Fahrbahnmodelle ohne Oberflächentextur verwendet.

Der Einfluss der Beladung auf den Reifenverschleiß ergibt sich aus zwei Effekten: Zum einen ändern sich mit dem Einfederungszustand die Radstellungswinkel entsprechend der Radhub-Elastokinematik, zum anderen steigt die Radlast und damit die Reibkräfte im Reifenlatsch. Beide Effekte führen zu einer Zunahme der Reibarbeit bei höherer Beladung. Die isolierte Variation der initialen Spur- und Sturzwinkel zeigt manöverabhängige Minima der Reibarbeit bei unterschiedlichen Kombinationen. Dies ergibt sich aus der Überlagerung von initialer Radstellung und elastokinematischer Radstellungsänderung, wobei momentane Radstellungswinkel nahe 0° für den Reifenverschleiß optimal sind. Steigende absolute Spur- und Sturzwinkel führen zu einem Anstieg der Reibarbeit, da der Reifen zunehmend schräg zur Fahrbahn orientiert ist. Der Einfluss des Spurwinkels ist wesentlich größer als der des Sturzwinkels. Zusätzlich kann durch eine günstige Kombination der initialen Radstellungswinkel eine Homogenisierung im Reifenlatsch erzielt und damit eine ungleichmäßige Reibarbeit zwischen Innen- und Außenseite des Reifens vermieden werden.

Für die Analyse des Einflusses der Radhub-Elastokinematik wurden die initialen Radstellungswinkel der Serienkonfiguration beibehalten und die elastokinematischen Radstellungsänderungen bei Federbewegung variiert. Aus der Kombination von sieben Spurwinkelverläufen und neun Sturzwinkelverläufen ergaben sich 63 Fahrwerksetups. Diese wur-

den mit zwei Beladungszuständen und sechs Fahrmanövern simuliert, woraus zehn Fahrmanöver-Beladungs-Kombinationen zur Verschleißbewertung sowie die stationäre Kreisfahrt zur Fahrdynamikbewertung resultierten. Die Ergebnisse zeigen, dass die Unterschiede in der Reibarbeit zwischen den Fahrwerksetups bei Konstantfahrt und moderaten Kurvenfahrten am größten sind und mit zunehmender Beladung abnehmen. Es zeigt sich ein deutlicher Zielkonflikt: Fahrwerksetups mit minimalem Verschleiß weisen eine geringere maximal erreichbare Querschleunigung auf.

Für die Gesamtbewertung wurden zwei Zielfunktionen definiert, die unter Berücksichtigung aller Fahrmanöver-Beladungs-Kombinationen den Reifenverschleiß bzw. die Fahrdynamik beschreiben. Die Auswertung der gegenläufigen Zielfunktionswerte für alle definierten Fahrwerksetups ermöglicht eine Bewertung hinsichtlich Pareto-Optimalität. Die resultierende Pareto-Front enthält ausschließlich Fahrwerksetups, bei denen eine Verbesserung in einem Ziel zwangsläufig eine Verschlechterung im anderen Ziel bedeutet. Die Serienkonfiguration liegt nicht auf der Pareto-Front, was auf ungenutztes Optimierungspotenzial hindeutet. Bei unveränderter Fahrdynamik ist eine deutliche Reduktion gegenüber der Serienkonfiguration möglich.

Die Ergebnisse verdeutlichen, dass das Fahrwerk durch die Radführung maßgeblich den Reifen-Fahrbahn-Kontakt und damit das Verschleißverhalten beeinflusst. Unter den betrachteten Randbedingungen und mit den definierten Bewertungskriterien zeigen die Ergebnisse, dass bereits durch eine angepasste elastokinematische Auslegung eine Reduktion des Reifenverschleißes um 38 % möglich ist, ohne die fahrdynamischen Eigenschaften zu verschlechtern. Eine ganzheitliche Betrachtung des Systems Fahrwerk-Reifen bietet somit erhebliches Optimierungspotenzial hinsichtlich Reifenverschleiß, sofern dieser bereits in der Frühphase der Fahrwerkentwicklung als Auslegungsziel berücksichtigt wird.

5.2 Ausblick

Die realitätsnahe Abbildung der Fahrzeugnutzung ist ein entscheidender Faktor bei der Bewertung des Fahrwerksystems hinsichtlich Reifenverschleiß. Allein die Fahrweise verschiedener Personen unterscheidet sich teilweise deutlich. Die Berücksichtigung weiterer Fahrmanöver oder Fahrertypen kann hier zusätzlichen Einblick hinsichtlich der Wechselwirkung von Fahrwerksauslegung und Reifenverschleiß liefern. Auch längere repräsentative Fahrzyklen können zu einer realitätsnäheren Bewertung beitragen, wobei die Rechenzeiten komplexer Mehrkörpermodelle dabei aktuell einen begrenzenden Faktor darstellen. Vor allem, wenn eine numerische Mehrzieloptimierung mit vielen Zielfunktionsauswertungen angestrebt wird, sind Methoden zur Beschleunigung der numerischen Berechnung oder zur Reduktion der Simulationszeiten erforderlich. Hybride Modellierungsansätze könnten hier einen vielversprechenden Ansatz darstellen, bei denen physikalische Modelle mit datenge-

triebenen Modellen kombiniert werden, um beispielsweise komplexe Komponentenmodelle von Gummimetalllagern rechenzeiteffizient abzubilden, ohne die Abbildungsgenauigkeit wesentlich zu beeinträchtigen.

Weiteres Potenzial für eine umfassendere Gesamtbewertung bietet die Erweiterung der Fahrdynamikbewertung über die stationäre Kreisfahrt hinaus, etwa durch instationäre Manöver oder die Bewertung des Lenkverhaltens. Darüber hinaus können zusätzliche Auslegungsziele wie der Fahrkomfort in die Bewertung integriert oder weitere Fahrwerkkomponenten wie Aufbaufeder- und Schwingungsdämpfereigenschaften variiert werden, um ihren Einfluss auf den Reifenverschleiß im Kontext der Gesamtbewertung zu berücksichtigen.

Literaturverzeichnis

- [1] Umweltbundesamt, „Grafik: Weltweiter Autobestand (ohne Nutzfahrzeuge); Daten entnommen und aufbereitet aus den jährlichen Berichten ‚Tatsachen und Zahlen‘ des Verband Deutscher Automobilindustrie (VDA)“, *Marktdaten Bereich Mobil.*, Apr. 2025. Abgerufen: Juni 2025. Verfügbar unter: <https://www.umweltbundesamt.de/bild/weltweiter-autobestand>
- [2] Kraftfahrt-Bundesamt, „Der Fahrzeugbestand im Überblick – Jahre 2016 bis 2025 – Zentrales Fahrzeugregister (ZFZR)“, *Fahrzeugstatistik, Fahrzeugbestand*, 2025. Abgerufen: August 2025. Verfügbar unter: <https://www.kba.de/DE/Statistik/Fahrzeuge>
- [3] H. Ritchie, „Cars, planes, trains: where do CO₂ emissions from transport come from?“, *Our World in Data*, 2020. Abgerufen: Mai 2025. Verfügbar unter: <https://archive.ourworldindata.org/20251125-173858/co2-emissions-from-transport.html>
- [4] S. Kessinger, A. Minkos und S. Feigenspan, „Luftqualität 2024 (vorläufige Auswertung)“, *Hintergrund*, Dessau-Roßlau, Feb. 2025. Abgerufen: August 2025. Verfügbar unter: <https://www.umweltbundesamt.de/publikationen>
- [5] F. Amato, A. Dimitropoulos, K. Farrow, und W. Oueslati, *Non-exhaust Particulate Emissions from Road Transport: An Ignored Environmental Policy Challenge*. Paris, Frankreich: OECD Publishing, 2020. doi: 10.1787/4a4dc6ca-en
- [6] R. Gieré, J. Edwards, V. Dietrich, R. Stoček, und G. Heinrich, *Vehicle tyre particles in the environment – Foresight Brief 034*. United Nations Environment Programme, 2024. doi: 10.59117/20.500.11822/46239
- [7] S. S. Ravi, S. Osipov, und J. W. G. Turner, „Impact of Modern Vehicular Technologies and Emission Regulations on Improving Global Air Quality“, *Atmosphere*, Bd. 14, Nr. 7, S. 1164, Juli 2023, doi: 10.3390/atmos14071164.
- [8] X. Li, T. R. Dallmann, A. A. May, und A. A. Presto, „Seasonal and Long-Term Trend of on-Road Gasoline and Diesel Vehicle Emission Factors Measured in Traffic Tunnels“, *Appl. Sci.*, Bd. 10, Nr. 7, S. 2458, Apr. 2020, doi: 10.3390/app10072458.
- [9] Umweltbundesamt, „Grafik: Spezifische Emissionen Pkw (direkte Emissionen / Fahrleistung; g/km); Daten- und Rechenmodell TREMOD – Transport Emission Model, Version 6.61d“, *Marktdaten Bereich Mobil.*, Apr. 2025. Abgerufen: August 2025. Verfügbar unter: https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/384/bilder/5_abb_spezifische-emissionen-pkw_2025-05-13.png
- [10] Umweltbundesamt, „Rolle des Verkehrs bei den Treibhausgasemissionen in Deutschland“, März 2025. Abgerufen: Juni 2025. Verfügbar unter: <https://www.umweltbundesamt.de/themen/verkehr/klimaschutz-im-verkehr#rolle>

- [11] V. R. J. H. Timmers und P. A. J. Achten, „Non-exhaust PM emissions from electric vehicles“, *Atmos. Environ.*, Bd. 134, S. 10–17, Juni 2016, doi: 10.1016/j.atmosenv.2016.03.017.
- [12] M. Ersoy und S. Gies, Hrsg., *Fahrwerkhandbuch*, 5. Aufl. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017. doi: 10.1007/978-3-658-15468-4.
- [13] R. Pohrt, „Tire Wear Particle Hot Spots – Review of Influencing Factors“, *Facta Univ. Ser. Mech. Eng.*, Bd. 17, Nr. 1, S. 17, März 2019, doi: 10.22190/FUME190104013P.
- [14] P. G. Boulter, „A Review of Emission Factors and Models for Road Vehicle Non-Exhaust Particulate Matter“, TRL, Wokingham, UK, Published Project Report PPR065, 2005.
- [15] J. W. Neupert, D. Venghaus, und M. Barjenbruch, „Measures to Reduce the Discharge of Tire Wear into the Environment“, *Microplastics*, Bd. 3, Nr. 2, S. 305–321, Juni 2024, doi: 10.3390/microplastics3020019.
- [16] S. Wagner, P. Klöckner und T. Reemtsma, „Aging of tire and road wear particles in terrestrial and freshwater environments – A review on processes, testing, analysis and impact“, *Chemosphere*, Bd. 288, S. 132467, Feb. 2022, doi: 10.1016/j.chemosphere.2021.132467.
- [17] B. Baensch-Baltruschat, B. Kocher, F. Stock und G. Reifferscheid, „Tyre and road wear particles (TRWP) - A review of generation, properties, emissions, human health risk, ecotoxicity, and fate in the environment“, *Sci. Total Environ.*, Bd. 733, S. 137823, Sep. 2020, doi: 10.1016/j.scitotenv.2020.137823.
- [18] B. Baensch-Baltruschat, B. Kocher, C. Kochleus, F. Stock und G. Reifferscheid, „Tyre and road wear particles - A calculation of generation, transport and release to water and soil with special regard to German roads“, *Sci. Total Environ.*, Bd. 752, S. 141939, Jan. 2021, doi: 10.1016/j.scitotenv.2020.141939.
- [19] L. Bondorf u. a., „Airborne Brake Wear Emissions from a Battery Electric Vehicle“, *Atmosphere*, Bd. 14, Nr. 3, S. 488, März 2023, doi: 10.3390/atmos14030488.
- [20] Europäisches Parlament und Rat der Europäischen Union, „Verordnung (EU) 2024/1257 über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen und Motoren sowie von Systemen, Bauteilen und selbstständigen technischen Einheiten für diese Fahrzeuge hinsichtlich ihrer Emissionen und der Dauerhaltbarkeit von Batterien (Euro 7)“, *Amtsbl. Eur. Union*, Mai 2024.
- [21] Europäische Kommission, „Impact Assessment Report Accompanying the document Proposal for a Regulation of the European Parliament and of the Council on type-approval of motor vehicles and of engines and of systems, components and separate technical units intended for such vehicles, with respect to their emissions and battery durability (Euro 7)“, Brüssel, SWD(2022) 359 final, Nov. 2022.

- [22] UNECE, „Update to GRPE on submission of a new UN Regulation on tyre abrasion performance of C1 tyres”, gehalten auf der Task Force on Tyre Abrasion, Genf, Schweiz, 26. Juni 2025. Abgerufen: Sep. 2025. Verfügbar unter: <https://wiki.un-ece.org/>
- [23] I. Gehrke, „TyreWearMapping – Einfluss von Reifenabrieb auf die Umwelt”, gehalten auf der 4. mFUND-Begleitkonferenz, Bad Langensalza, 08. Nov. 2018.
- [24] L. Busse und B. Rechenberg, „Kunststoffe in der Umwelt”, Umweltbundesamt, Dessau-Roßlau, Apr. 2019. Abgerufen: Mai 2025. Verfügbar unter: <https://www.umweltbundesamt.de/publikationen>
- [25] J. Kang u. a., „Tyre Wear Particles in the Environment: Sources, Toxicity, and Remediation Approaches”, *Sustainability*, Bd. 17, Nr. 12, S. 5433, Juni 2025, doi: 10.3390/su17125433.
- [26] Umweltbundesamt, „Gesunde Luft: Das Magazin des Umweltbundesamtes”, Dessau-Roßlau, Nr. 1/2019, 2019. Verfügbar unter: <https://www.umweltbundesamt.de/publikationen>
- [27] J. Bertling, K. Dau, U. Selig und S. Werner, „Mikroplastikeinträge in die marine Umwelt – Stand des Wissens und Handlungsoptionen”, UBA, Dessau-Roßlau, 2021, doi: 10.24406/umsicht-n-643812.
- [28] M. L. Kreider, J. M. Panko, B. L. McAtee, L. I. Sweet und B. L. Finley, „Physical and chemical characterization of tire-related particles: Comparison of particles generated using different methodologies”, *Sci. Total Environ.*, Bd. 408, Nr. 3, S. 652–659, Jan. 2010, doi: 10.1016/j.scitotenv.2009.10.016.
- [29] E. Smolders und F. Degryse, „Fate and Effect of Zinc from Tire Debris in Soil”, *Environ. Sci. Technol.*, Bd. 36, Nr. 17, S. 3706–3710, Sep. 2002, doi: 10.1021/es025567p.
- [30] C. Vogelsang u. a., „Microplastics in road dust – characteristics, pathways and measures”, Norwegian Institute for Water Research (NIVA), Oslo, Norwegen, Techn. Ber. Nr. 7526-2020, Sep. 2020.
- [31] S. H. Cadle und R. L. Williams, „Gas and Particle Emissions from Automobile Tires in Laboratory and Field Studies”, *J. Air Pollut. Control Assoc.*, Bd. 28, Nr. 5, S. 502–507, Mai 1978, doi: 10.1080/00022470.1978.10470623.
- [32] Air Quality Expert Group, „Non-Exhaust Emissions from Road Traffic”, Department for Environment, Food and Rural Affairs; Scottish Government; Welsh Government; Department of the Environment in Northern Ireland, United Kingdom, Report, Juli 2019. Verfügbar unter: https://uk-air.defra.gov.uk/assets/documents/reports/cat09/1907101151_20190709_Non_Exhaust_Emissions_typeset_Final.pdf
- [33] S. Saladin, A. Boies und C. Giorio, „Airborne Tire Wear Particles: A Critical Reanalysis of the Literature Reveals Emission Factors Lower than Expected”, *Environ. Sci. Technol. Lett.*, Bd. 11, Nr. 12, S. 1296–1307, Dez. 2024, doi: 10.1021/acs.est-lett.4c00792.

- [34] I. Gehrke, S. Schläfle, R. Bertling, M. Öz und K. Gregory, „Review: Mitigation measures to reduce tire and road wear particles”, *Sci. Total Environ.*, Bd. 904, S. 166537, Dez. 2023, doi: 10.1016/j.scitotenv.2023.166537.
- [35] Umweltbundesamt, „Feinstaub”, *Themen: Luft – Luftschadstoffe*, o. D. Abgerufen: Mai 2025. Verfügbar unter: <https://www.umweltbundesamt.de/themen/luft/luftschadstoffe/feinstaub>
- [36] UNECE, „Particulate Matter Emissions by Tyres”, Genf, Schweiz, Dokument GRPE-65-20, Jan. 2013. Verfügbar unter: <https://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/doc/2013/wp29grpe/GRPE-65-20e.pdf>
- [37] J. Bertling, R. Bertling und L. Hamann, „Kunststoffe in der Umwelt: Mikro- und Makroplastik. Ursachen, Mengen, Umweltschicksale, Wirkungen, Lösungsansätze, Empfehlungen. Kurzfassung der Konsortialstudie”, Fraunhofer UMSICHT, Oberhausen, 2018, doi: 10.24406/umsicht-n-497117.
- [38] N. Feldwisch, H. Friege, W. König und J. Mathews, „Kunststoffe in der Umwelt – Ein Problem für unsere Böden oder nur falscher Alarm?”, Ergebnispapier der Fachtagung der KBU zum Weltbodentag 2020, Jan. 2021. Verfügbar unter: https://www.umweltbundesamt.de/system/files/medien/2875/dokumente/ergebnispapier_-_kunststoffe_in_der_umwelt_final_02.docx.pdf
- [39] M. Carus, „(Mikro-)Plastik: Vom Werkstoff der unbegrenzten Möglichkeiten zum umweltgefährdenden Schadstoff?”, Pressemitteilung, nova-Institut GmbH, Hürth, Dez. 2015. Abgerufen: Mai 2025. Verfügbar unter: <https://renewable-carbon.eu/news/wp-content/uploads/2015/12/15-12-16-PM-Mikroplastik-in-der-Umwelt-Resultate-nova.pdf>
- [40] J. Boucher und D. Friot, *Primary Microplastics in the Oceans: A Global Evaluation of Sources*. Gland, Schweiz: IUCN, 2017, doi: 10.2305/IUCN.CH.2017.01.en.
- [41] M. W. Ryberg, M. Z. Hauschild, F. Wang, S. Averous-Monnery und A. Laurent, „Global environmental losses of plastics across their value chains”, *Resour. Conserv. Recycl.*, Bd. 151, S. 104459, Dez. 2019, doi: 10.1016/j.resconrec.2019.104459.
- [42] B. Giechaskiel u. a., „Contribution of Road Vehicle Tyre Wear to Microplastics and Ambient Air Pollution”, *Sustainability*, Bd. 16, Nr. 2, S. 522, Jan. 2024, doi: 10.3390/su16020522.
- [43] M. G. Pottinger, „Contact Patch (Footprint) Phenomena”, in *The Pneumatic Tire*, National Highway Traffic Safety Administration NHTSA, Hrsg., Akron, 2006, S. 231–285.
- [44] C. Wright, G. L. Pritchett, R. J. Kuster und J. D. Avouris, „Laboratory Tire Wear Simulation Derived from Computer Modeling of Suspension Dynamics”, *Tire Sci. Technol.*, Bd. 19, Nr. 3, S. 122–141, Jan. 1991, doi: 10.2346/1.2141712.
- [45] I. Albers, *Auslegungs- und Optimierungswerkzeuge für die effiziente Fahrwerkentwicklung*. Aachen: fka – Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen mbH Aachen, 2009.

- [46] S. Kohl, W. Sextro und A. Zuber, „Benteler Vehicle Dynamics – Fahrdynamikentwicklung basierend auf einer neuen Auslegungstheorie“, in *8. Tag des Fahrwerks*, Aachen, 2012, S. 38–60.
- [47] S. Kohl, *Analyse der Reibleistungsverteilung im Reifenlatsch unter Berücksichtigung der Fahrwerkodynamik eines Mehrlenkerachssystems zur Bewertung des Reifenverschleißes*, in Schriften des Lehrstuhls für Dynamik und Mechatronik, Nr. 8. Aachen: Shaker Verlag, 2019.
- [48] H.-H. Braess und U. Seiffert, Hrsg., *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*, 7. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013.
- [49] M. Nolte, „Neues aktives Audi-A8-Fahrwerk soll Zielkonflikt zwischen Agilität und Stabilität lösen“, *Automotive-Technology*, 2017. Abgerufen: Mai 2025. Verfügbar unter: <https://automotive-technology.de/neues-aktives-audi-a8-fahrwerk-soll-zielkonflikt-zwischen-agilitaet-und-stabilitaet-loesen/>
- [50] D. Arnold, „Hinterachse“, *Audi Technology Portal*, Abgerufen: Mai 2025. Verfügbar unter: <https://www.audi-technology-portal.de/de/fahrwerk/radaufhaengungen-lenkung/hinterachse>
- [51] H. Huppertz, „Radaufhängung Porsche“, *kfz-tech.de*, Abgerufen: Mai 2025. Verfügbar unter: <https://www.kfz-tech.de/Bilder/Kfz-Technik/Radaufhaengung/PorscheH02.jpg>
- [52] DIN Deutsches Institut für Normung, „DIN ISO 8855:2013-11, Straßenfahrzeuge - Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten - Begriffe“, DIN ISO 8855:2013-11, Nov. 2013.
- [53] L. Frömmig, *Grundkurs Rennwagenteknik: Einführung in das Zusammenwirken von Reifen, Fahrwerk, Aerodynamik, Differenzialsperren und Rahmen*, in Handbuch Rennwagenteknik, Bd. 1. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2019, doi: 10.1007/978-3-658-25044-7.
- [54] M. Trzesniowski, *Rennwagenteknik: Grundlagen, Konstruktion, Komponenten, Systeme*, 3. Aufl. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2012, doi: 10.1007/978-3-8348-2209-3.
- [55] AB Dynamics, „AB Dynamics SPM Plus – The next generation of kinematics and compliance test machine“. Verfügbar unter: <https://www.abdynamics.com/app/uploads/2024/02/AB-Dynamics-SPMM-Solution-Brochure-ROW.pdf>
- [56] P. Friesen und S. Kohl (Betreuer), „Ausarbeitung und Auslegung eines hydraulischen Schwingungsanalysesystems zur Untersuchung der Fahrwerk- und Reifendynamik“, unveröffentlichte Masterarbeit, Universität Paderborn, Lehrstuhl für Dynamik und Mechatronik, Paderborn, 2014.
- [57] L. Bathelt und J. Schütte (Betreuer), „Erweiterung eines Viertelfahrzeugprüfstands um ein 3D-Kameramesssystem“, unveröffentlichte Studienarbeit, Universität Paderborn, Lehrstuhl für Dynamik und Mechatronik, Paderborn, 2017.
- [58] J. Schütte, W. Sextro und S. Kohl, „Halbachsprüfstand zur kinematischen, elastokinematischen und dynamischen Charakterisierung von Radaufhängungen“, in Fachtagung Mechatronik 2019, Universitätsbibliothek Paderborn, Paderborn, 2019, doi: 10.17619/UNIPB/1-777.

- [59] B. Geringer, „KFZ-Technik Grundzüge“, Skriptum zur Vorlesung, Technische Universität Wien, Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik, Wien, Feb. 2010.
- [60] DIN Deutsches Institut für Normung, „DIN ISO 2416:1993-09, Lastverteilung in Personenkraftwagen“, Sep. 1993.
- [61] T. D. Gillespie, *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1992.
- [62] J. Reimpell, H. Stoll und J. W. Betzler, *The Automotive Chassis: Engineering Principles*, 2. Aufl. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2001.
- [63] H.-J. Unrau und J. Zamow, „TYDEX-Format: Description and Reference Manual, Release 1.3“, TYDEX Working Group, Jan. 1997.
- [64] M. Blundell und D. Harty, *The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics*, in *Automotive Engineering Series*. Amsterdam: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004.
- [65] D. Schramm, M. Hiller und R. Bardini, *Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen*. Berlin, Heidelberg: Springer, 2018. doi: 10.1007/978-3-662-54481-5.
- [66] DIN Deutsches Institut für Normung, „DIN 4895:1977-11, Orthogonale Koordinatensysteme“, Nov. 1977.
- [67] G. Leister, *Fahrzeugreifen und Fahrwerkentwicklung: Strategie, Methoden, Tools*, 1. Aufl., in *ATZ/MTZ-Fachbuch*. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2009.
- [68] Robert Bosch GmbH, Hrsg., *Kraftfahrtechnisches Taschenbuch*, 29., überarb. und erw. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2018.
- [69] M. Mitschke und H. Wallentowitz, *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014. doi: 10.1007/978-3-658-05068-9.
- [70] W. Matschinsky, *Radführungen der Straßenfahrzeuge: Kinematik, Elasto-Kinematik und Konstruktion*, 2. Aufl. Berlin: Springer, 1998.
- [71] C. Scheidemann und J. Schütte (Betreuer), „Benchmark aktueller Achs- und Radaufhängungskonzepte“, unveröffentlichte Studienarbeit, Universität Paderborn, Lehrstuhl für Dynamik und Mechatronik, Paderborn, 2019.
- [72] Europäische Kommission, „Verordnung (EG) Nr. 1400/2002 der Kommission vom 31. Juli 2002 über die Anwendung von Artikel 81 Absatz 3 des Vertrags auf Gruppen von vertikalen Vereinbarungen und aufeinander abgestimmten Verhaltensweisen im Kraftfahrzeugsektor“, *Amtsbl. Eur. Gem.*, Reihe L, Nr. 203, S. 30–41, Aug. 2002.
- [73] Hella Gutmann Solutions GmbH, *HGS Data*, Fahrzeugdiagnose- und Reparaturinformationsdatenbank, Abgerufen: Dez. 2018.
- [74] H. Glaser, T. Rossié, J. Rüger, T. Conrad und R. Wagner, „Das Fahrwerk des Audi A1“, *ATZextra*, Bd. 15, Nr. 5, S. 32–37, Juni 2010, doi: 10.1365/s35778-010-0396-y.
- [75] R. Hudler, W. Leitner, H. Krome, A. Steigerwald und S. Fischer, „Die Achsen des neuen Audi A4“, *ATZextra*, Bd. 12, Nr. 1, S. 104–113, Sep. 2007, doi: 10.1365/s35778-007-0021-x.

- [76] H.-J. Rudolph, Hrsg., *Audi Q3: Entwicklung und Technik*, in *ATZ/MTZ-Typenbuch*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013. doi: 10.1007/978-3-658-00853-6.
- [77] J. Hoffmann, *Potentiale einer aktiven Achskinematik zur Optimierung des Fahrverhaltens*, in *Schriftenreihe des Instituts für Fahrzeugtechnik, TU Braunschweig*, Nr. 46. Aachen: Shaker Verlag, 2016.
- [78] U. Hackenberg, M. Dick und D. Isgen, „Der Audi R8“, *ATZ Automobiltech. Z.*, Bd. 109, Nr. 2, S. 98–113, 2007.
- [79] BMW Group, Hrsg., *Der neue BMW 7er: Entwicklung und Technik*, 1. Aufl., in *ATZ/MTZ-Typenbuch*. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2009.
- [80] E. Pape, E.-P. Otto und G. Heiser, „Der neue Volkswagen Multivan“, *ATZ*, Bd. 105, Nr. 12, S. 1144–1158, 2003.
- [81] A. N. Gent und C. T. R. Pulford, „Mechanisms of rubber abrasion“, *J. Appl. Polym. Sci.*, Bd. 28, Nr. 3, S. 943–960, März 1983, doi: 10.1002/app.1983.070280304.
- [82] H. Liang, Y. Fukahori, A. G. Thomas, und J. J. C. Busfield, „Rubber abrasion at steady state“, *Wear*, Bd. 266, Nr. 1–2, S. 288–296, Jan. 2009, doi: 10.1016/j.wear.2008.07.006.
- [83] H. Liang, Y. Fukahori, A. G. Thomas, und J. J. C. Busfield, „The steady state abrasion of rubber: Why are the weakest rubber compounds so good in abrasion?“, *Wear*, Bd. 268, Nr. 5–6, S. 756–762, Feb. 2010, doi: 10.1016/j.wear.2009.11.015.
- [84] K. A. Grosch, „Rubber Abrasion and Tire Wear“, in *The Pneumatic Tire*, National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA), Hrsg., Akron, 2006, S. 285–306.
- [85] U. Jung und S.-S. Choi, „Classification and Characterization of Tire-Road Wear Particles in Road Dust by Density“, *Polymers*, Bd. 14, Nr. 5, S. 1005, März 2022, doi: 10.3390/polym14051005.
- [86] F. Biesse, J. Mahé, und N. Lévy, „Average Worn Profile of Tires in Europe“, *Tire Sci. Technol.*, Bd. 42, Nr. 3, S. 166–184, Juli 2014, doi: 10.2346/tire.14.420303.
- [87] J. Buschmeier und B. Oelze, „Einfluss von Reifengröße und Fahrzeuggewicht auf Abriebrate und Laufleistung von PKW-Reifen“, in *Reifen – Fahrwerk – Fahrbahn*. Düsseldorf: VDI Verlag, 2022, S. 1–14. doi: 10.51202/9783181023983-1.
- [88] R. K. Das, Md. A. M. Hossain, Md. T. Islam, S. C. Banik und Md. G. Hafez, „Effects of Front Total Toe-In Angle on Tire Wear and Emissions for a Light-Duty Vehicle“, *J. Eng.*, Bd. 2024, Nr. 1, S. 5723254, Jan. 2024, doi: 10.1155/2024/5723254.
- [89] D. Venghaus u. a., „Reifenabrieb in der Umwelt (RAU)“, Abschlussbericht, BMBF-Vorhaben, Förderkennzeichen 13NKE011A, Berlin, Juli 2021.
- [90] O. Alexandrova, K. E. Kaloush und J. O. Allen, „Impact of Asphalt Rubber Friction Course Overlays on Tire Wear Emissions and Air Quality Models for Phoenix, Arizona Airshed“, *Transp. Res. Rec.*, Nr. 2011, S. 98–106, Jan. 2007, doi: 10.3141/2011-11.

- [91] T. Wilkinson u. a., „Shades of grey—tire characteristics and road surface influence tire and road wear particle (TRWP) abundance and physicochemical properties”, *Front. Environ. Sci.*, Bd. 11, S. 1258922, Nov. 2023, doi: 10.3389/fenvs.2023.1258922.
- [92] ADAC e.V., „Tyre Abrasion in the Environment: Results from the ADAC Tyre Test and Future Legislation”. Verfügbar unter: https://assets.adac.de/image/upload/v1749035559/ADAC-eV/KOR/Text/PDF/33478_dppcxx.pdf.
- [93] S. Knisley, „A Correlation Between Rolling Tire Contact Friction Energy and Indoor Tread Wear“, *Tire Sci. Technol.*, Bd. 30, Nr. 2, S. 83–99, Apr. 2002, doi: 10.2346/1.2135251.
- [94] H. Sakai, „Friction and Wear of Tire Tread Rubber”, *Tire Sci. Technol.*, Bd. 24, Nr. 3, S. 252–275, 1996.
- [95] D. Stalnaker und J. Turner, „Vehicle and Course Characterization Process for Indoor Tire Wear Simulation“, *Tire Sci. Technol.*, Bd. 30, S. 100–121, 2002.
- [96] G. Papaioannou, J. Jerrelind und L. Drugge, „Optimisation of Suspension and Tyre Parameters for Minimum Tyre Wear, Enhanced Comfort and Improved Vehicle Handling”, in *Advances in Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks II*, A. Orlova und D. Cole, Hrsg., in *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Cham: Springer International Publishing, 2022, S. 935–943. doi: 10.1007/978-3-031-07305-2_86.
- [97] A. G. Veith, „The Driving Severity Number (DSN) — A Step Toward Quantifying Treadwear Test Conditions”, *Tire Sci. Technol.*, Bd. 14, Nr. 3, S. 139–159, 1986, doi: 10.2346/1.2148771.
- [98] H. W. Kummer, *Unified Theory of Rubber and Tire Friction*, in *Engineering Research Bulletin*, Nr. B-94. University Park, PA: Pennsylvania State Univ., 1966.
- [99] T. Bachmann, *Literaturrecherche zum Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn*, in *Berichte aus dem Fachgebiet Fahrzeugtechnik der TH Darmstadt*, Nr. 286. Düsseldorf: VDI-Verl., 1996.
- [100] P. Moldenhauer, *Modellierung und Simulation der Dynamik und des Kontakts von Reifenprofilblöcken*, in *Fortschritt-Berichte VDI*, Reihe 12, Nr. 720. Düsseldorf: VDI-Verl., 2010.
- [101] H. Lupker, F. Cheli, F. Braghin, E. Gelosa und A. Keckman, „Numerical Prediction of Car Tire Wear”, *Tire Sci. Technol.*, Bd. 32, Nr. 3, S. 164–186, Juli 2004, doi: 10.2346/1.2186780.
- [102] F. Braghin, F. Cheli, S. Melzi und F. Resta, „Tyre Wear Model: Validation and Sensitivity Analysis”, *Meccanica*, Bd. 41, Nr. 2, S. 143–156, Jan. 2006, doi: 10.1007/s11012-005-1058-9.
- [103] Hexagon AB, *MSC ADAMS* [Software]. Newport Beach, CA, USA: Hexagon AB. Verfügbar unter: <https://hexagon.com/de/products/product-groups/computer-aided-engineering-software/adams>

- [104] Dassault Systèmes, *SIMPACK* [Software]. Gilching, Deutschland: Dassault Systèmes. Verfügbar unter: <https://www.3ds.com/products/simulia/simpack>
- [105] Fraunhofer ITWM, „CDTire: Scalable Tire Model for Full Vehicle Simulations”, Fraunhofer ITWM, 2016. Verfügbar unter: https://www.itwm.fraunhofer.de/content/dam/itwm/de/documents/MDF_Infomaterial/mdf_flyer_CD_Tire-EN.pdf
- [106] M. Gipser und G. Hofmann, „FTire – The Market-Leading Physics-Based Tire Model”, cosin scientific software AG, 2021. Verfügbar unter: https://www.cosin.eu/wp-content/uploads/2021_cosin_FTire_Brochure.pdf
- [107] J. Schütte und S. Kohl (Betreuer), „Untersuchung und Charakterisierung von Reifenmodellen für die Simulation der Reifenlatschdynamik in ADAMS”, unveröffentlichte Studienarbeit, Universität Paderborn, Lehrstuhl für Dynamik und Mechatronik, Paderborn, 2015.
- [108] D. Adamski, *Simulation in der Fahrwerktechnik: Einführung in die Erstellung von Komponenten- und Gesamtfahrzeugmodellen*, in *ATZ/MTZ-Fachbuch*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014. doi: 10.1007/978-3-658-06536-2.
- [109] Hexagon AB, *MSC Adams Documentation* [Software-Dokumentation], Version 2019.2, 2019.
- [110] M. Gipser, „FTire and puzzling tyre physics: teacher, not student”, *Veh. Syst. Dyn.*, Bd. 54, Nr. 4, S. 448–462, Apr. 2016, doi: 10.1080/00423114.2015.1117116.
- [111] S. Uhlar, F. Heyder und T. König, „Assessment of two physical tyre models in relation to their NVH performance up to 300 Hz”, *Veh. Syst. Dyn.*, Bd. 59, Nr. 3, S. 331–351, März 2021, doi: 10.1080/00423114.2019.1681475.
- [112] A. Riepl, W. Reinalter und M. Schmid, „Application of the tyre model FTire in the vehicle development process at MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik”, *Veh. Syst. Dyn.*, Bd. 43, Nr. sup1, S. 370–383, Jan. 2005, doi: 10.1080/00423110500141060.
- [113] C. Wei, O. A. Olatunbosun und X. Yang, „A finite-element-based approach to characterising FTire model for extended range of operation conditions”, *Veh. Syst. Dyn.*, Bd. 55, Nr. 3, S. 295–312, Jan. 2016, doi: 10.1080/00423114.2016.1264613.
- [114] H.-R. B. Bosch, H. A. Hamersma und P. S. Els, „Parameterisation, validation and implementation of an all-terrain SUV FTire tyre model”, *J. Terramechanics*, Bd. 67, S. 11–23, Okt. 2016, doi: 10.1016/j.jterra.2016.06.001.
- [115] J. Rekem u. a., „Multi-Body Model of Agricultural Tractor for Vibration Transmission Investigation”, *Appl. Sci.*, Bd. 14, Nr. 18, S. 8451, Sep. 2024, doi: 10.3390/app14188451.
- [116] P. Kindt u. a., „Tire Model to Feature Multi Body Simulation Based NVH Assessment of a Car Including Air Cavity Effects”, in *12th International Munich Chassis Symposium 2021*, P. Pfeffer, Hrsg., in *Proceedings*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2022, S. 583–602. doi: 10.1007/978-3-662-64550-5_33.

- [117] S. Venturini, C. Rosso und M. Velardocchia, „An automotive steel wheel digital twin for failure identification under accelerated fatigue tests”, *Eng. Fail. Anal.*, Bd. 158, S. 107979, Apr. 2024, doi: 10.1016/j.engfailanal.2024.107979.
- [118] J. Schütte und W. Sextro, „Tire Wear Reduction Based on an Extended Multibody Rear Axle Model”, *Vehicles*, Bd. 3, Nr. 2, S. 233–256, Mai 2021, doi: 10.3390/vehicles3020015.
- [119] J. Schütte und W. Sextro, „Model-Based Investigation of the Influence of Wheel Suspension Characteristics on Tire Wear”, in *Advances in Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks*, M. Klomp, F. Bruzelius, J. Nielsen und A. Hillemyr, Hrsg., Cham: Springer International Publishing, 2020, S. 1760–1770. doi: 10.1007/978-3-030-38077-9_201.
- [120] J. Schütte und W. Sextro, „Einfluss der Radhubkinematik auf den Reifenverschleiß”, in *20. VDI-Fachtagung Reifen – Fahrwerk – Fahrbahn im Spannungsfeld von Sicherheit und Umwelt*, VDI Wissensforum GmbH, Hrsg., Düsseldorf: VDI Verlag GmbH, 2023.
- [121] S. Kohl, W. Sextro und S. Schulze, „Aspects of Flexible Viscoelastic Suspension Modeling for Frictional Rolling Contact Analysis using ADAMS”, in *2nd International Conference on Automotive Innovation and Green Energy Vehicle (AiGEV 2016)*, Cyberjaya, Malaysia, 2016.
- [122] M. Gipser, „FTire – the tire simulation model for all applications related to vehicle dynamics”, *Veh. Syst. Dyn.*, Bd. 45, Nr. sup1, S. 139–151, Jan. 2007, doi: 10.1080/00423110801899960.
- [123] cosin scientific software AG, „FTire - Flexible Structure Tire Model: Modelization and Parameter Specification”, 2021. Verfügbar unter: https://www.cosin.eu/wp-content/uploads/ftire_model.pdf
- [124] Audi AG, „Fahrwerk – Radaufhängungen/Lenkung”, *Audi Technology Portal*, Abgerufen: Sep. 2025. Verfügbar unter: <https://www.audi-technology-portal.de/de/fahrwerk/radaufhaengungen-lenkung/>
- [125] Ford Lommel Proving Ground, „Kinematics and Compliances Vehicle Dynamics Testing – Bericht und Messdatensammlung für BENTELER Automobiltechnik GmbH”, 2013.
- [126] A2mac1, „Chassis Analysis Audi A4 1.4 TFSi Base 2016”, Vervins, Frankreich, 2016.
- [127] C. Wuttke-Ziller und J. Schütte (Betreuer), „Simulation und Analyse der Fahrdynamik eines PKW in Adams/Car”, unveröffentlichte Studienarbeit, Universität Paderborn, Lehrstuhl für Dynamik und Mechatronik, Paderborn, 2019.
- [128] M. Ott und J. Schütte (Betreuer), „3D-Scan von Fahrwerkskomponenten und Import nach ADAMS/View”, unveröffentlichte Projektarbeit, Universität Paderborn, Paderborn, 2017.

- [129] Salzgitter Flachstahl GmbH, *Materialinformationsblatt (MIB) 26MnB5*, Abgerufen: Juli 2025. Verfügbar unter: https://www.salzgitter-flachstahl.de/fileadmin/footage/MEDIA/gesellschaften/szfg/informationmaterial/produktinformationen/warmgewalzte_produkte/deu/26mnB5.pdf
- [130] Salzgitter Flachstahl GmbH, *Materialinformationsblatt (MIB) 30MnB5*, Abgerufen: Juli 2025. Verfügbar unter: https://www.salzgitter-flachstahl.de/fileadmin/footage/MEDIA/gesellschaften/szfg/informationmaterial/produktinformationen/warmgewalzte_produkte/deu/30mnB5.pdf
- [131] Mubea Präzisionsstahlrohr AG, *Produktinformation Stabilisator*, Abgerufen: Dez. 2024. Verfügbar unter: https://www.mubea.com/sites/default/files/2024-07/MPST_Produktflyer_2024_Stabilisator_de.pdf
- [132] W. C. Hurty, „Dynamic analysis of structural systems using component modes”, *AIAA J.*, Bd. 3, Nr. 4, S. 678–685, Apr. 1965, doi: 10.2514/3.2947.
- [133] R. J. Guyan, „Reduction of stiffness and mass matrices”, *AIAA J.*, Bd. 3, Nr. 2, S. 380–380, Feb. 1965, doi: 10.2514/3.2874.
- [134] R. R. Craig und M. C. C. Bampton, „Coupling of substructures for dynamic analyses.”, *AIAA J.*, Bd. 6, Nr. 7, S. 1313–1319, Juli 1968, doi: 10.2514/3.4741.
- [135] Hexagon AB, *MSC Adams 2019.2 Documentation – Theory of Flexible Bodies* [Software-Dokumentation], Version 2019.2, 2019.
- [136] M. Werner und J. Schütte (Betreuer), „Validierung von reduzierten FE-Modellen für die Fahrwerksimulation”, unveröffentlichte Bachelorarbeit, Universität Paderborn, Lehrstuhl für Dynamik und Mechatronik, Paderborn, 2020.
- [137] C. Scheidemann und J. Schütte (Betreuer), „Experimentelle Modalanalyse eines Trapezlenkers der Radaufhängung”, unveröffentlichte Projektarbeit, Universität Paderborn, Lehrstuhl für Dynamik und Mechatronik, Paderborn, 2019.
- [138] ZF Friedrichshafen AG, „WebCat – Online-Katalog”, Abgerufen: Jan. 2021. Verfügbar unter: <https://webcat.zf.com>
- [139] Z. A. S. Abdul Salim, A. Hassan und H. Ismail, „A Review on Hybrid Fillers in Rubber Composites”, *Polym.-Plast. Technol. Eng.*, Bd. 57, Nr. 6, S. 523–539, Apr. 2018, doi: 10.1080/03602559.2017.1329432.
- [140] A. R. Payne und R. E. Whittaker, „Reinforcement of rubber with carbon black”, *Composites*, Bd. 1, Nr. 4, S. 203–214, Juni 1970, doi: 10.1016/0010-4361(70)90005-4.
- [141] E. Guth, „Theory of Filler Reinforcement“, *J. Appl. Phys.*, Bd. 16, Nr. 1, S. 20–25, Jan. 1945, doi: 10.1063/1.1707495.
- [142] A. R. Payne, „The dynamic properties of carbon black-loaded natural rubber vulcanizates. Part I“, *J. Appl. Polym. Sci.*, Bd. 6, Nr. 19, S. 57–63, Jan. 1962, doi: 10.1002/app.1962.070061906.
- [143] M. Wohlleben, J. Schütte, M. Berkemeier, W. Sextro und S. Peitz, „Evaluating physics-based, hybrid, and data-driven models for rubber-metal bushings”, *Multibody Syst. Dyn.*, 2026, doi: 10.1007/s11044-026-10146-9.

- [144] A. Scholz, „Ein Beitrag zur Optimierung des Schwingungsverhaltens komplexer Rotorsysteme mit viskoelastischen Dämpfungselementen“, Technische Universität Berlin, Berlin, 2011, doi: 10.14279/DEPOSITONCE-3040.
- [145] F. Bueche, „Mullins effect and rubber–filler interaction“, *J. Appl. Polym. Sci.*, Bd. 5, Nr. 15, S. 271–281, Mai 1961, doi: 10.1002/app.1961.070051504.
- [146] DIN Deutsches Institut für Normung, „DIN53513:1990-03 - Bestimmung der viskoelastischen Eigenschaften von Elastomeren“, März 1990.
- [147] E. Ogier, *Hysteresis characterization* [Software]. MATLAB Central File Exchange, 30. März 2016. Abgerufen: 14. Juni 2023. Verfügbar unter: <https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/56231-hysteresis-characterization>
- [148] J. Schütte, *Experimental Dataset: Force and Displacement Measurements of Four Rubber-Metal Bushing Types from a Passenger Car under Harmonic Displacement Excitation*. Zenodo, 10. Juli 2025, doi: 10.5281/ZENODO.14851317.
- [149] Hexagon AB, *MSC Adams 2019.2 Documentation – Forces* [Software-Dokumentation], Version 2019.2, 2019.
- [150] R. Adduci u. a., „A review of bushing modelling approaches for MultiBody simulations“, *Mech. Mach. Theory*, Bd. 191, S. 105496, Jan. 2024, doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2023.105496.
- [151] K. Sedlaczek, S. Dronka und J. Rauh, „Advanced modular modelling of rubber bushings for vehicle simulations“, *Veh. Syst. Dyn.*, Bd. 49, Nr. 5, S. 741–759, Mai 2011, doi: 10.1080/00423111003739806.
- [152] F. Riedel, „Charakterisierung und Modellbildung des Elastomerlagerverhaltens bei Betriebs- und Sonderlasten“, Dissertation, Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, 2021, doi: 10.26083/tuprints-00017764.
- [153] T. S. Rapp, „Prognose der dynamischen Eigenschaften von Elastomerbauteilen in stoßbelasteten Antriebssträngen“, Dissertation, RWTH Aachen University, Aachen, 2024, doi: 10.18154/RWTH-2024-04750.
- [154] M. Waltz, „Dynamisches Verhalten von gummigefederten Eisenbahnrädern“, Dissertation, RWTH Aachen, Aachen, 2005. Verfügbar unter: <https://publications.rwth-aachen.de/record/61767>
- [155] F. Schulte und S. Kohl (Betreuer), „Aufbau und Identifikation von viskoelastischen Gummilager-Modellen in Adams“, unveröffentlichte Studienarbeit, Universität Paderborn, Paderborn, 2014.
- [156] C. Scheiblegger, „Modelling of Bushes and Hydro Mounts in Vehicles Using a Multi Body Simulation Environment“, Dissertation, University of Bath, Bath, 2019.
- [157] M. Berg, „A Non-Linear Rubber Spring Model for Rail Vehicle Dynamics Analysis“, *Veh. Syst. Dyn.*, Bd. 30, Nr. 3–4, S. 197–212, Sep. 1998, doi: 10.1080/00423119808969447.
- [158] W. Hu und N. M. Wereley, „Anelastic Behavior in Filled Elastomers Under Harmonic Loading Using Distributed Rate-Dependent Elasto-Slide Elements“, in *Advanced*

- Elastomers – Technology, Properties and Applications*, A. Boczkowska, Hrsg., InTech, 2012, doi: 10.5772/51529.
- [159] H. Akima, „A New Method of Interpolation and Smooth Curve Fitting Based on Local Procedures“, *J. ACM*, Bd. 17, Nr. 4, S. 589–602, Okt. 1970, doi: 10.1145/321607.321609.
- [160] K. Popp und W. Schiehlen, *Fahrzeugdynamik – Eine Einführung in die Dynamik des Systems Fahrzeug – Fahrweg*, in *Leitfäden der angewandten Mathematik und Mechanik*, Bd. 70. Stuttgart: B. G. Teubner, 1993. Verfügbar unter: <http://dx.doi.org/10.18419/opus-8466>
- [161] L. F. Shampine und M. W. Reichelt, „The MATLAB ODE Suite“, *SIAM J. Sci. Comput.*, Bd. 18, Nr. 1, S. 1–22, Jan. 1997, doi: 10.1137/S1064827594276424.
- [162] J. R. Dormand und P. J. Prince, „A family of embedded Runge-Kutta formulae“, *J. Comput. Appl. Math.*, Bd. 6, Nr. 1, S. 19–26, März 1980, doi: 10.1016/0771-050X(80)90013-3.
- [163] A. Löwen und J. Schütte (Betreuer), „Automatisierte Parameteridentifikation und Anpassung von MKS-Fahrwerkmodellen auf dem Rechencluster OCuLUS auf Basis von KnC-Messungen“, unveröffentlichte Studienarbeit, Universität Paderborn, Lehrstuhl für Dynamik und Mechatronik, Paderborn, 2020.
- [164] The MathWorks Inc., *MATLAB Documentation – surrogateopt*, Natick, Massachusetts. Abgerufen: Aug. 2025. Verfügbar unter: <https://www.mathworks.com/help/gads/surrogateopt.html>
- [165] The MathWorks Inc., *MATLAB Documentation – Surrogate Optimization*, Natick, Massachusetts. Abgerufen: Aug. 2025. Verfügbar unter: <https://www.mathworks.com/help/gads/surrogate-optimization.html>
- [166] A2mac1, „Suspension Analysis - AUDI A7 2.8FSi Quattro (2010)“, Vervins, Frankreich, 2010.
- [167] A. Stretz, „Komfortrelevante Wechselwirkung von Fahrzeugschwingungsdämpfern und den elastischen Dämpferlagern“, Dissertation, TU Darmstadt, Darmstadt, 2012.
- [168] D. B. Wegener, „Prüfverfahren für Schwingungsdämpfer im Fahrzeug“, Dissertation, RWTH Aachen, Aachen, 2020, doi: 10.18154/RWTH-2020-11304.
- [169] J. Reimpell, *Fahrwerktechnik. Stoß- und Schwingungsdämpfer: Stoßdämpfer, Feder- und Dämpferbeine, Motorschwingungsdämpfer, Konstruktion und Einbau*, 2., völlig überarb. u. erw. Aufl. Würzburg: Vogel, 1989.
- [170] D. C. Barton und J. D. Fieldhouse, *Automotive Chassis Engineering*. Cham: Springer International Publishing, 2018, doi: 10.1007/978-3-319-72437-9.
- [171] O. Hagedorn und J. Schütte (Betreuer), „Vorgehenssystematik zur automatisierten Validierung von MKS-Fahrwerkmodellen“, unveröffentlichte Studienarbeit, Universität Paderborn, Lehrstuhl für Dynamik und Mechatronik, Paderborn, 2018.

- [172] Y. Wulfdeit und J. Schütte (Betreuer), „Analyse des Einflusses der Karosseriesteifigkeit auf den Reifenverschleiß in der Simulation“, unveröffentlichte Bachelorarbeit, Universität Paderborn, Lehrstuhl für Dynamik und Mechatronik, Paderborn, 2021.
- [173] National Traffic Safety Administration (NHTSA), „Mass Reduction for Light-Duty Vehicles for Model Years 2017-2015“, Washington, DC, Final Report DOT HS 811 666, 2012.
- [174] M. Burckhardt und H. Burg, *Berechnung und Rekonstruktion des Bremsverhaltens von PKW*. Kippenheim: Verl. Information Ambs GmbH, 1988.
- [175] G. J. Heydinger, R. A. Bixel, W. R. Garrott, M. Pyne, J. G. Howe und D. A. Guenther, „Measured Vehicle Inertial Parameters – NHTSA's Data Through November 1998“, in *SAE Technical Paper*, Nr. 1999-01-1336, März 1999, doi: 10.4271/1999-01-1336.
- [176] C. Bäuml, J. Schütte (Betreuer) und S. Martin (Betreuer), „Modellierung eines Gesamtfahrzeugs und Berechnung der Karosserie-Betriebslasten in Adams/Car“, unveröffentlichte Studienarbeit, Universität Paderborn, Lehrstuhl für Dynamik und Mechatronik, Paderborn, 2019.
- [177] S. Martin, „Holistische Methode zur elastischen Auslegung von geclinchten Bauteilen“, Dissertation, Universität Paderborn, Paderborn, 2024. doi: 10.17619/UNIPB/1-2120.
- [178] S. Martin, J. Schütte, C. Bäuml, W. Sextro, und T. Tröster, „Identification of joints for a load-adapted shape in a body in white using steady state vehicle simulations“, *Forces Mech.*, Bd. 6, S. 100065, Feb. 2022, doi: 10.1016/j.finmec.2021.100065.
- [179] H. Burg, „Approximation von Trägheitsmomenten bei Personenkraftwagen“, *Verkehrsunfall*, Bd. 20, Nr. 3, 1982.
- [180] K. Tse, „Estimating vehicle inertia and centre-of-gravity height using the NHTSA light vehicle inertial parameter database“, 2020. Abgerufen: Aug. 2025. Verfügbar unter: <https://kktse.github.io/jekyll/update/2020/10/25/estimating-vehicle-inertia-properties-with-nhtsa-database.html>
- [181] fka mbH Aachen, „FTire Modeling and Validation Report“, fka mbH Aachen, 2018.
- [182] Y. Wulfdeit und J. Schütte (Betreuer), „Entwicklung einer Simulationsroutine zur Bewertung von Fahrdynamik, Fahrsicherheit, Fahrkomfort und Reifenverschleiß eines Mehrkörperfahrzeugmodells“, unveröffentlichte Studienarbeit, Universität Paderborn, Lehrstuhl für Dynamik und Mechatronik, Paderborn, 2024.
- [183] C. Kraft, *Gezielte Variation und Analyse des Fahrverhaltens von Kraftfahrzeugen mittels elektrischer Linearaktuatoren im Fahrwerksbereich*, in *Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik*, Bd. 5. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing, 2011.
- [184] I. Gehrke, B. Dresen, J. Blömer u. a., *TyreWearMapping: Digitales Planungs- und Entscheidungsinstrument zur Verteilung, Ausbreitung und Quantifizierung von Reifenabrieb in Deutschland – Schlussbericht*, Nr. 19F2050A-C. Oberhausen: Fraunhofer UMSICHT, 2021, doi: 10.24406/publica-fhg-301286.

- [185] L. Muth, C. Noll und W. Sextro, „Generation of a Reduced, Representative, Virtual Test Drive for Fast Evaluation of Tire Wear by Clustering of Driving Data”, in *Advances in Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks II – Proceedings of the 27th Symposium of the International Association of Vehicle System Dynamics, IAVSD 2021*, A. Orlova und D. Cole, Hrsg., in *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Cham: Springer, 2022, S. 992–1004, doi: 10.1007/978-3-031-07305-2_92.
- [186] Institut für Unfallanalysen Hamburg (IfU), „Beschleunigung”, Abgerufen: Sep. 2025. Verfügbar unter: https://unfallanalyse.hamburg/?page_id=235
- [187] Europäische Kommission, „Verordnung (EU) 2017/1154 der Kommission vom 7. Juni 2017 zur Änderung der Verordnung (EU) 2017/1151 der Kommission zur Ergänzung der Verordnung (EG) Nr. 715/2007 des Europäischen Parlaments und des Rates über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen hinsichtlich der Emissionen von leichten Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen (Euro 5 und Euro 6) und über den Zugang zu Reparatur- und Wartungsinformationen für Fahrzeuge, zur Änderung der Richtlinie 2007/46/EG des Europäischen Parlaments und des Rates, der Verordnung (EG) Nr. 692/2008 der Kommission und der Verordnung (EU) Nr. 1230/2012 der Kommission sowie zur Aufhebung der Verordnung (EG) Nr. 692/2008 und der Richtlinie 2007/46/EG des Europäischen Parlaments und des Rates in Bezug auf Emissionen leichter Personenkraftwagen und Nutzfahrzeuge im praktischen Fahrbetrieb (Euro 6)“, *Amtsbl. Eur. Union*, 2017.
- [188] CIRCABC, „EMROAD Golden Data”, Abgerufen: Juni 2024. Verfügbar unter: <https://circabc.europa.eu/ui/group/f4243c55-615c-4b70-a4c8-1254b5eebf61/library/d98c22dc-3a1b-42c7-bda9-f3e106b2f520>
- [189] ISO International Organization for Standardization, „ISO 4138:2012-06 – Passenger cars – Steady-state circular driving behaviour – Open-loop test methods”, Juni 2012.
- [190] P. E. Pfeffer, M. Harrer, und J. Lin, „Vehicle dynamics measurements“, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J. Automob. Eng.*, Bd. 222, Nr. 5, S. 801–813, Mai 2008, doi: 10.1243/09544070JAUTO413.
- [191] ISO International Organization for Standardization, „ISO 15037-1:2019-01 – Straßenfahrzeuge – Testverfahren für das Fahrzeugverhalten – Teil 1: Allgemeine Versuchsbedingungen für Personenkraftwagen”, 2019.
- [192] ISO International Organization for Standardization, „ISO 1176:1990 – Road vehicles – Masses – Vocabulary and codes”, 1990.
- [193] ISO International Organization for Standardization, „ISO 8608:2016-11 – Mechanical vibration – Road surface profiles – Reporting of measured data”, 2016.
- [194] M. W. Sayers, „Dynamic Terrain Inputs to Predict Structural Integrity of Ground Vehicles”, University of Michigan Transportation Research Institute, Ann Arbor, MI, Technischer Bericht, Apr. 1988.
- [195] H. Braun und T. Hellenbroich, „Messergebnisse von Straßenunebenheiten“, *VDI-Berichte*, Bd. 877, S. 47–80, 1991.

Erklärung zur Zitation von Inhalten aus studentischen Arbeiten

In Ergänzung zu meinem Antrag auf Zulassung zur Promotion in der Fakultät für Maschinenbau der Universität Paderborn erkläre ich gemäß §11 der Promotionsordnung und unter Beachtung der Regelung zur Zitation studentischer Arbeiten:

Die von mir vorgelegte Dissertation habe ich selbstständig verfasst, und ich habe keine anderen als die dort angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt. Es sind Inhalte studentischen Ursprungs (studentische Arbeiten) in dieser Dissertation enthalten.

Ich habe die verwendeten Arbeiten entsprechend der Regelung „Zitation aus studentischen Arbeiten in Dissertationen“ zitiert.

Paderborn, März 2026

Jan Karl Schütte