

73

Karlsruher Schriftenreihe
Fahrzeugsystemtechnik

Michael Kerber

**Analyse dynamischer
Reifeneigenschaften und
deren Auswirkung auf
den Schwingungskomfort**



Scientific
Publishing

Michael Kerber

**Analyse dynamischer Reifeneigenschaften und deren
Auswirkung auf den Schwingungskomfort**

**Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik
Band 73**

Herausgeber

FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Prof. Dr.-Ing. Peter Gratzfeld

Prof. Dr.-Ing. Frank Henning

Das Institut für Fahrzeugsystemtechnik besteht aus den Teilinstituten Bahnsystemtechnik, Fahrzeugtechnik, Leichtbautechnologie und Mobile Arbeitsmaschinen.

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

Analyse dynamischer Reifeneigenschaften und deren Auswirkung auf den Schwingungskomfort

von
Michael Kerber

Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie
KIT-Fakultät für Maschinenbau

Tag der mündlichen Prüfung: 29. Mai 2019
Referent: Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin
Korreferenten: Prof. Dr.-Ing. Dieter Ammon
Prof. Dr. Andreas Wagner

Impressum



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

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

www.ksp.kit.edu



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



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

Print on Demand 2019 – Gedruckt auf FSC-zertifiziertem Papier

ISSN 1869-6058
ISBN 978-3-7315-0944-8
DOI 10.5445/KSP/1000095753

Vorwort des Herausgebers

Die Fahrzeugtechnik ist kontinuierlich Veränderungen unterworfen. Klimawandel, die Verknappung einiger für Fahrzeugbau und –betrieb benötigter Rohstoffe, globaler Wettbewerb, gesellschaftlicher Wandel und das rapide Wachstum großer Städte erfordern neue Mobilitätslösungen, die vielfach eine Neudefinition des Fahrzeugs erforderlich machen. Die Forderungen nach Steigerung der Energieeffizienz, Emissionsreduktion, erhöhter Fahr- und Arbeitssicherheit, Benutzerfreundlichkeit und angemessenen Kosten finden ihre Antworten nicht aus der singulären Verbesserung einzelner technischer Elemente, sondern benötigen Systemverständnis und eine domänenübergreifende Optimierung der Lösungen. Hierzu will die Karlsruher Schriftenreihe für Fahrzeugsystemtechnik einen Beitrag leisten. Für die Fahrzeuggattungen Pkw, Nfz, Mobile Arbeitsmaschinen und Bahnfahrzeuge werden Forschungsarbeiten vorgestellt, die Fahrzeugsystemtechnik auf vier Ebenen beleuchten: das Fahrzeug als komplexes mechatronisches System, die Fahrer-Fahrzeug-Interaktion, das Fahrzeug in Verkehr und Infrastruktur sowie das Fahrzeug in Gesellschaft und Umwelt. Der Schwingungskomfort eines Kraftfahrzeugs ist ein wichtiges Qualitätsmerkmal und trägt daher erheblich zu seiner Akzeptanz bei. Für seine gezielte Gestaltung bedarf es stets einer Betrachtung des gesamten Fahrzeugs, da sich globale Schwingungsmoden ausbilden, auf die im Normalfall mehrere Fahrzeugkomponenten Einfluss haben. Speziell der Reifen hat eine große Bedeutung für den Abrollkomfort. Zur Anregung von Schwingungen kommt es dabei vorrangig durch Ungleichförmigkeiten des Reifens und Unebenheiten der Fahrbahn. Während es zur Beschreibung der Qualitätsmerkmale von Reifen seit langem Zielgrößen für deren Rundlauf gibt, fehlen entsprechende,

allgemein akzeptierte Größen für den fahrbahnerregten Schwingungskomfort. Hier setzt die Arbeit von Herrn Kerber ein, in der er Zusammenhänge zwischen Größen, die den Reifen charakterisieren und dem Komfortempfinden von Insassen aufzeigt. Er geht dabei in mehreren Stufen vor und untersucht zunächst an Reifenprüfständen schwingungsrelevante Reifeneigenschaften und deren Einflussfaktoren. Dabei misst er die in der Radmitte auftretenden Kräfte als Reaktion auf eine Reifendeformation durch Fahrbahnunebenheiten sowohl für stehende als auch rollende Reifen und bestimmt daraus Steifigkeit und Dämpfung. Im nächsten Schritt betrachtet er in Berechnung und Simulation sowie im realen Fahrversuch das Schwingungsverhalten des Fahrwerks einschließlich des Reifens und des Fahrzeugaufbaus sowie die Auswirkung von Parametervariationen der Fahrwerkskomponenten und insbesondere des Reifens. Dies liefert einerseits Reifenkenngrößen mit deutlichem Einfluss auf die Fahrzeugaufbauswingungen, die als Komfortzielgrößen für den Reifen verwendet werden können, und andererseits die Schwingungsbelastung der Fahrzeuginsassen. Im letzten Schritt ermittelt er in Probandenversuchen statistische Zusammenhänge zwischen der Schwingungsbelastung und der Empfindung des Schwingungskomforts, woraus sich Zielgrößen und –werte auf Fahrzeugebene festlegen lassen. Schließlich erschließt Herr Kerber die Nutzung seiner Methodik für die Praxis, indem er zur Erfassung der komfortrelevanten Kenn- und Zielgrößen des Reifens ein einfach durchzuführendes Versuchsverfahren vorschlägt.

Frank Gauterin

Karlsruhe, 13.9.2019

Analyse dynamischer Reifeneigenschaften und deren Auswirkung auf den Schwingungskomfort

Zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der Ingenieurwissenschaften

der KIT-Fakultät für Maschinenbau

Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

genehmigte

Dissertation

von

Dipl.-Ing. Michael Kerber

Tag der mündlichen Prüfung: 29. Mai 2019

Referent: Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Dieter Ammon

Prof. Dr. Andreas Wagner

Kurzfassung

In dieser Arbeit soll, auf dem Stand der Forschung und aktuellen Technik aufbauend, der fahrbahnerregte Schwingungskomfort mit dem Fokus auf der Komponente Reifen untersucht werden. Hierzu werden relevante Mess- und Untersuchungsmethoden für Reifencharakteristiken und Schwingungswahrnehmung vorgestellt, auf die Problemstellung angewandt und erweitert.

Zu Beginn wird der Reifen eingehend hinsichtlich der für fahrbahnerregten Schwingungskomfort wichtigen Eigenschaften untersucht. Dazu werden die Einfederwege des Reifens bei verschiedenen Fahrbahnoberflächen ausgewertet. Außerdem werden die Reifenvertikalsteifigkeit und der Verlustwinkel unter wesentlichen Randbedingungen analysiert und eingeordnet.

Anhand der gewonnenen Erkenntnisse wird eine neue Methode erarbeitet, welche die Möglichkeit bietet Messungen am drehenden Reifen anhand von Messungen am stehenden Reifen zu simulieren, womit für den Fahrkomfort wichtige Reifenkennwerte einfacher bestimmt werden können.

Im Anschluss wird die Wechselwirkung anderer Fahrwerkskomponenten mit dem Reifen bezüglich des Schwingungskomforts mittels Mehrkörpersimulation dargestellt und anhand vereinfachter analytischer Modelle werden die Zusammenhänge erklärt. Außerdem wird herausgestellt, welche am Fahrzeug objektiv erfassbare Kenngrößen mit dem subjektiven Urteil korrelieren und es wird untersucht, welche Reifeneigenschaften diese objektiven Fahrzeugkenngrößen beeinflussen und wie man diese Reifeneigenschaften messen kann.

Abschließend erfolgt die Objektivierung der subjektiven Schwingungsbeurteilung anhand einer physikalischen Fahrzeuggröße, die im relevanten Frequenzbereich mit dem quantifizierten subjektiven Urteil statistisch korreliert.

Abstract

Effect of dynamic tire characteristics on the ride comfort of road vehicles

In this paper the focus will be on the evaluation of the component tire and its influence on ride comfort based on the current state of research. First the tire is examined in terms of relevant tire characteristics for road induced vibrations. For different road surfaces the deflection of the tire will be explored and the stiffness as well as the loss angle are analysed for the essential boundary conditions. Based on the findings, a method is developed which allows to determine the characteristics of a rotating tire by a measurement of the non-rotating tire. Subsequently the interaction of the tire with the other components of the suspension is analysed with a full-vehicle multi body simulation model and the interdependencies are explained with the help of smaller analytical models. In the end the objectification of the subjective feeling for road induced vibrations is derived for a physical vehicle quantity, which statistically correlates with the quantified subjective judgement in the relevant frequency range.

Danksagung

Diese Arbeit ist im Rahmen meiner Tätigkeit als Doktorand am Institut für Fahrzeugsystemtechnik am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) bei der Daimler AG in Sindelfingen entstanden.

Zunächst möchte ich Herrn Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin für die Betreuung und das entgegenbrachte Interesse meinen besonderen Dank aussprechen. Seine wertvollen Anmerkungen haben wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen.

Für die Übernahme des Koreferats und dem Interesse an dieser wissenschaftlichen Arbeit bin ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Dieter Ammon, Leiter "Motion Control, Platform Integration & Vehicle Testing" bei der Daimler AG, zu besonderem Dank verpflichtet.

Herr Prof. Dr.-Ing. Andreas Wagner am Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen danke ich ebenfalls herzlich für das Koreferat.

Desweiteren möchte ich mich beim gesamten Team "Ride Versuch und Analyse" für die schöne Zeit und die Unterstützung meiner Arbeit bedanken. Hier haben Herrn Prof. Ludger Dragon und Herr Dipl.-Ing. Johannes Colditz die Durchführung dieser Arbeit erst ermöglicht.

Mein ganz besonderer Dank geht an Dr. rer. nat. Sergej Subkow für die firmeninterne Betreuung und die immer sehr wertvollen Diskussionen.

Herr Dipl.-Ing. Karl-Heinz Kolb danke ich für die vielen interessanten und angenehmen Stunden am Reifenprüfstand.

Ganz besonders danke ich meinen Eltern, auf deren Rückhalt ich zu jeder Zeit, schon während der Schule und des Studiums, immer vertrauen konnte und natürlich immer noch kann. Ohne sie wäre diese Arbeit niemals machbar gewesen.

Augsburg, im Monat August 2019

Michael Kerber

Inhaltsverzeichnis

Symbolverzeichnis	xi
Lateinische Symbole	xi
Griechische Symbole	xiii
Abkürzungsverzeichnis	xv
1 Einleitung	1
1.1 Fahrkomfort in der Automobilentwicklung	1
1.2 Hauptziel und Vorgehensweise der Arbeit	4
2 Grundlagen komfortrelevanter Reifeneigenschaften	7
2.1 Reifenaufbau- und -materialien	7
2.1.1 Reifenaufbau	7
2.1.2 Viskoelastische Eigenschaften	10
2.1.3 Temperaturabhängigkeit	13
2.1.4 Entfestigungseffekte	14
2.1.5 Kriech- und Relaxationsverhalten	22
3 Schwingungsanregung des Reifens	27
3.1 Schwingungsanregung durch die Fahrbahn	27
3.2 Reifenerregte Schwingungen	30
3.2.1 Steifigkeitsschwankung	30
3.2.2 Massenungleichförmigkeit	32
3.2.3 Höhenschlag	33
3.2.4 Radialkraftschwankungen	33

3.2.5	Tangentialkraftschwankungen	34
3.2.6	Lateralkraftschwankungen	36
4	Mess- und Simulationsmethoden für den Fahrkomfort . . .	39
4.1	Reifenprüfmethode	39
4.1.1	Flachbahn-Reifen-Prüfstand	39
4.1.2	Federpresse	48
4.1.3	Zwei-Komponenten-Prüfstand	50
4.2	Mobile Messung	51
4.2.1	Bewegung der Radträger	54
4.2.2	Aufbaubewegungen	55
4.3	Anregungsprofile	57
4.4	Ridesimulator	58
4.5	Simulationsumgebung	59
4.6	Reifenmodell	60
5	Schwingungswahrnehmung	63
5.1	Sinnesphysiologische und psychophysikalische Grundlagen . .	64
5.2	Bewertungsansätze	69
6	Zielsetzung der Arbeit	73
7	Betriebsbedingungen und dynamische	
	Reifeneigenschaften	79
7.1	Einfederwege	79
7.2	Einflüsse auf Reifensteifigkeit und -verlustwinkel	87
7.2.1	Vertikalsteifigkeit	88
7.2.2	Verlustwinkel	92
7.3	Relaxationsverhalten des Reifens	94

8 Vereinfachte Methode zur Messung dynamischer Reifeneigenschaften	101
8.1 Korrelation Reifensteifigkeit und Fahrersitzbeschleunigung . .	102
8.2 Zusammenhang der Steifigkeit von stehendem und drehendem Reifen	103
8.3 Methode zur Simulation der Steifigkeit des drehenden Rades .	113
9 Übertragungspfad Fahrwerk	115
9.1 Dämpfer	117
9.2 Ersatzsystem	118
9.2.1 Dämpfer mit Kopflager	118
9.2.2 Viertelfahrzeugmodell	122
9.2.3 Halbfahrzeugmodell	134
9.3 Kopflager	138
9.4 Aufbaufeder	141
9.5 Zusammenfassung	143
10 Subjektive Wahrnehmung komfortrelevanter Reifeneigenschaften	149
10.1 Statistische Methoden	149
10.2 Probandenversuch	153
10.2.1 Versuchsaufbau	153
10.2.2 Auswertung und Ergebnisse	157
11 Zusammenfassung und Ausblick	175
11.1 Zusammenfassung	175
11.2 Ausblick	177

A	Versuchsplanung zum Übertragungspfad Fahrwerk	179
B	Ersatzsystem	181
C	Fragebogen	183
	Literaturverzeichnis	185

Symbolverzeichnis

Lateinische Symbole

a	$[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}]$	Beschleunigung
a_T	$[-]$	Verschiebungsfaktor
a_w	$[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}]$	frequenzbewertete Beschleunigung
c	$[\frac{\text{N}}{\text{m}}]$	Steifigkeit
c_1, c_2	$[-]$	Parameter zur Berechnung des Temperatureinflusses
d	$[\text{m}]$	Durchmesser
E	$[\text{GPa}]$	E-Modul
e	$[\text{m}]$	lateraler Abstand freier Kräfte in radialer Richtung
f	$[\text{Hz}]$	Frequenz
F	$[\text{N}]$	Kraft
f_R	$[\text{Hz}]$	Raddrehfrequenz
G'	$[\text{N}/\text{m}^2]$	Speichermodul
G''	$[\text{N}/\text{m}^2]$	Verlustmodul
G^*	$[\text{N}/\text{m}^2]$	komplexer Modul

$G'_{hf,0}$	[N/m ²]	Speichermodul abhängig von hochfrequenter Mode
$G''_{hf,0}$	[N/m ²]	Verlustmodul abhängig von hochfrequenter Mode
$G'_{hf,A}$	[N/m ²]	Speichermodul unabhängig von hochfrequenter Mode
$G''_{hf,A}$	[N/m ²]	Verlustmodul unabhängig von hochfrequenter Mode
G'_0	[N/m ²]	Speichermodul bei kleinen Amplituden
G''_m	[N/m ²]	Maximum des Verlustmoduls
h	[m]	Abstand Radnabe zu Rotationsachse des Reifens
I	[$\frac{m}{s^2}$ Hz]	Reiz
J	[kgm ²]	Trägheitsmoment Fahrzeugaufbau
k_x, k_y, k_z	[—]	Faktoren zur Beurteilung des Wohlbefindens
L	[m]	Kontaktlänge zwischen Reifen und Fahrbahn
l, l_v, l_h	[m]	Radstand
m	[kg]	Masse
M	[Nm]	Drehmoment
N	[—]	Anzahl Kombinationen
p	[bar]	Druck
\bar{s}_x	[—]	empirische Varianz
T	[°C]	Temperatur
T_G	[°C]	Glastemperatur
t_t	[s]	Zeitunterschied zw. Anregung Vorder- und Hinterachse

v	$[\frac{\text{m}}{\text{s}}]$	Geschwindigkeit
V	$[\text{m}^3]$	deformiertes Volumen
W	$[\text{J}]$	Arbeit
w	$[\text{m}]$	Breite Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn
z	$[\text{m}]$	Anregungsamplitude in z-Richtung
z_{dyn}	$[\text{m}]$	dynamische Anregungsamplitude in z-Richtung
z_{stat}	$[\text{m}]$	statische Einfederung des Reifens durch Radlast
t	$[\text{s}]$	Zeit

Griechische Symbole

δ	$[^\circ]$	Phasenwinkel
ε	$[-]$	elastische/plastische Dehnung
η	$[\frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}]$	Viskosität
η_ϕ	$[\frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}]$	Gesamtviskosität
γ	$[-]$	Dehnungsamplitude
γ_{hf}	$[-]$	Dehnung für hochfrequenten Anteil
γ_{tf}	$[-]$	Dehnung für tieffrequenten Anteil
\Im	$[-]$	Imaginärteil einer komplexen Zahl
μ	$[-]$	Mittelwert
ω	$[\frac{\text{rad}}{\text{s}}]$	Winkelgeschwindigkeit

ω_{hf}	$[\frac{\text{rad}}{\text{s}}]$	Winkelgeschwindigkeit für hochfrequenten Anteil
ω_{tf}	$[\frac{\text{rad}}{\text{s}}]$	Winkelgeschwindigkeit für tieffrequenten Anteil
ω_P	$[\frac{\text{rad}}{\text{s}}]$	Winkelgeschwindigkeit Pulsanregung
ω_R	$[\frac{\text{rad}}{\text{s}}]$	Winkelgeschwindigkeit des Reifens
ϕ	$[-]$	Volumenanteil Füllstoff
\Re	$[-]$	Realteil einer komplexen Zahl
σ	$[\frac{\text{N}}{\text{m}}]$	Spannungsamplitude
τ	$[\text{s}]$	Zeitkonstante
θ_1, θ_2	$[\text{kg}]$	Drehmassen des Reifens
$\Delta\gamma_c$	$[-]$	Dehnung bei maximalen Verlustmodul
ξ_n	$[-]$	Verschiebungsfaktor subjektives Empfinden

Abkürzungsverzeichnis

<i>FB</i>	Federbein
<i>FRP</i>	Flachbahnreifenprüfstand
<i>g</i>	gleichseitig
<i>HL</i>	hinten links
<i>HP</i>	Hydropulser
<i>HR</i>	hinten rechts
<i>MO</i>	Reifen ohne Notlaufeigenschaften
<i>MOE</i>	Reifen mit Notlaufeigenschaften
<i>RKS</i>	Radialkraftschwankung
<i>RP</i>	Referenzpunkt
<i>VL</i>	vorne links
<i>VR</i>	vorne rechts
<i>w</i>	wechselseitig
<i>ZKP</i>	Zweikomponenten-Prüfstand

1 Einleitung

1.1 Fahrkomfort in der Automobilentwicklung

In der heutigen Automobilentwicklung setzt der Kunde neben Fahrsicherheit und Fahrdynamik zunehmend hohe Erwartungen in den Fahrkomfort. Fahrdynamik und -komfort stehen hierbei in einem Zielkonflikt (Abbildung 1.1). Mit der Verbesserung des Komforts geht in der Regel ein Agilitätsverlust einher und stellt die Fahrwerksabstimmung immer wieder vor neue Herausforderungen. Dabei nimmt der Schwingungskomfort in der Komfortpyramide nach [Bubb, 2003], in Anlehnung an die Maslowsche Pyramide, einen hohen Stellenwert ein (siehe Kapitel 5).

Im Automobilbereich werden die Schwingungsphänomene unter der englischen Begriffsdefinition *Noise, Vibration, Harshness* (im Deutschen: Geräusch, Vibration und Rauigkeit) zusammengefasst. Dabei kennzeichnet Vibration die fühlbaren Schwingungen im Frequenzbereich 0 – 20 Hz, die Schwingungen von 20 – 100 Hz werden dem Bereich der Rauigkeit zugeordnet, welche in die hörbaren Schwingungsphänomene übergehen [Heißing und Ersoy, 2008]. Die Übergänge sind fließend und es können sich fühlbare und hörbare Schwingungen überlagern. Diese Arbeit bezieht sich ausschließlich auf spürbare Schwingungen und lässt die Akustik außen vor.

Fahrzeugschwingungen sind auf verschiedene Erreger zurückzuführen. Beispielsweise unterteilt [Mitschke, 1997] Anregung nach ihrer Ursache in folgende Kategorien: *Unebenheiten, Verbrennungsmotor* und *Rad/Reifen*. In dieser

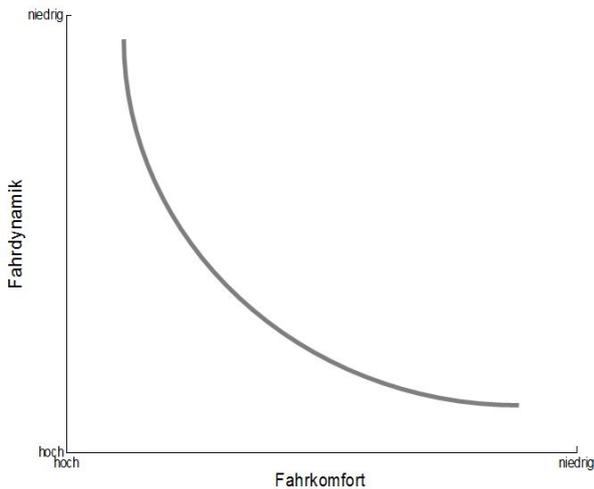


Abbildung 1.1: Zielkonflikt zwischen Fahrkomfort- und dynamik

Arbeit werden dafür die Begrifflichkeiten fahrbahn-, antriebsstrang- und reifen-erregte Schwingungen verwendet.

Eine zielgerichtete Dynamikabstimmung des Fahrzeugs setzt die objektive Beschreibung relevanter Phänomene voraus. Hierzu muss das komplexe subjektive Empfinden des Menschen mit messbaren Fahrzeugkennwerten in Beziehung gesetzt werden, um geeignete Maßnahmen treffen zu können. Dazu wird in der Regel der Einfluss einer Komponente auf den physikalischen Reiz an der Mensch-Maschine Schnittstelle untersucht und dieser Reiz dann in statistische Korrelation mit dem Empfinden gesetzt. Gelingt diese sogenannte "Objektivierung" mit hoher Korrelationsgüte, kann bereits in der frühen, virtuellen Fahrzeugphase eine fundierte Aussage über die Auswirkung einzelner Fahrzeugkomponenten auf eine physikalische Fahrzeuggröße getroffen und zu dieser Fahrzeugkenngröße das Schwingungsempfinden eingeordnet werden. Maßnahmen, die erst in einer späten Entwicklungs- oder Produktionsphase getroffen werden, sind meist kosten- und zeitaufwendig und daher zu vermeiden. Der

Großteil der sogenannten Fahrzeugabstimmung, bei der durch Parametervariationen an den Komponenten ein für das Fahrzeug angestrebtes Komfortniveau eingestellt wird, erfolgt durch Experten, die an den Komfortschnittstellen Sitz, Lenkrad, Pedalen und Fahrzeugboden Schwingungen subjektiv beurteilen. Entsprechend [DIN 1311, 2000] können fahrbahnerregte Schwingungen in deterministische und stochastische Schwingungen unterteilt werden. Stochastische Signale liegen bei Überfahrt von Straßen ungleichmäßiger Beschaffenheit vor. Deterministische Schwingungen unterteilen sich in periodische und nicht-periodisch deterministische Schwingungen (bspw.: transient). Die periodischen Schwingungen entstehen durch regelmäßig wiederholte Einzelhindernisse. Vibrationen, verursacht durch den Antriebsstrang oder das Rad/Reifen-System, sind meist deterministisch. Scannt man ein Straßenprofil ab und gibt es unter Laborbedingungen wieder, wird aus einer stochastischen Anregung ein nicht-periodisches deterministisches Signal.

Dabei kommt dem Reifen bei der Betrachtung des Fahrkomforts eine besondere Bedeutung zu, da er den ersten und einzigen Kontakt zwischen Straße und Fahrzeug darstellt. Anregungsenergien, welche bereits im Reifen abgebaut werden können, müssen im System Fahrwerk nicht erst aufwendig reduziert werden, um die Schwingungen in der Fahrgastzelle möglichst klein zu halten. Indem der Reifen bereits für geringe induzierte Kräfte durch die Fahrbahn sorgt (beispielweise durch niedrige Reifensteifigkeit), kann die initial über die Straße eingetragene Energie reduziert werden. Neben den fahrbahninduzierten Anregungen gibt es die durch den Reifen selbstinduzierten Schwingungen. Dies können beispielhaft Unwuchten oder Radialkraftschwankungen sein und werden im späteren Verlauf noch detaillierter beschrieben. Sollte in dieser Arbeit im Weiteren die Rede von Energien am Reifen sein, ohne besondere Herausstellung der Art der Energie, so ist immer die Anregungsenergie durch Straßenunebenheiten oder durch eine Deformation in Form eines Prüfstandstempels gemeint.

Darüber hinaus treten mit gesetzlichen Auflagen zum CO_2 -Ausstoß und vor allem durch die E-Mobilität Reifeneigenschaften wie der Rollwiderstand in den

Vordergrund. Außerdem sollen Reifen mit Notlaufeigenschaften die Mobilität über eine bestimmte Reichweite bei totalem Druckverlust aufrechterhalten und weisen deshalb oft eine Verstärkung der Seitenwand auf. Dies führt in der Regel zu einer Zunahme der Reifensteifigkeit. Deswegen ist für eine weitere Verbesserung des Fahrkomforts von PKWs ein besseres Verständnis des Reifens essentiell.

1.2 Hauptziel und Vorgehensweise der Arbeit

In dieser Arbeit soll, auf dem Stand der Forschung und aktuellen Technik aufbauend, der fahrbahnerregte Schwingungskomfort mit dem Fokus auf der Komponente Reifen untersucht werden. Neben den vielfach untersuchten Auswirkungen der raderregten Schwingungen auf die Subjektivbeurteilung sollen hier die fahrbahnerregten Schwingungen betrachtet werden. Es gibt etliche Ausarbeitungen zur Objektivierung des Schwingungskomforts, jedoch beschränkt man sich meist auf die physikalische Fahrzeuggröße ohne genauer zu betrachten welchen Wechselwirkungen sie unterliegt. In dieser Arbeit sollen die Reifeneigenschaften und deren Auswirkungen auf die für die Objektivierung entscheidende Fahrzeugkenngröße untersucht werden.

Hierzu werden ausschlaggebende Mess- und Untersuchungsmethoden hinsichtlich Reifencharakteristiken und Schwingungswahrnehmung vorgestellt, diese auf die Problemstellung angewandt und erweitert. So werden an das Thema heranführend Untersuchungen zu Einfederwegen, Steifigkeit und Verlustwinkel des Reifens gezeigt. Im Anschluss wird die Wechselwirkung anderer Fahrwerkskomponenten mit dem Reifen bezüglich des Schwingungskomforts mittels Mehrkörpersimulation dargestellt und anhand vereinfachter analytischer Modelle anschaulich nachvollzogen. Damit die gewonnenen Erkenntnisse, welche die Reifensteifigkeit betreffen, wirtschaftlich überprüft werden

können, wird eine Messmethode am stehenden Reifen zur Simulation einer Messung am drehenden Reifen erarbeitet, um dann die Arbeit im letzten Kapitel mit der Objektivierung der subjektiven Wahrnehmung zum fahrbahnerregten Schwingungskomfort im relevanten Frequenzbereich abzuschließen.

2 Grundlagen komfortrelevanter Reifeneigenschaften

In diesem Kapitel soll der Reifen eingehend beschrieben und Untersuchungsmöglichkeiten zur Beurteilung von wichtigen Eigenschaften dargestellt und verglichen werden.

2.1 Reifenaufbau- und -materialien

2.1.1 Reifenaufbau

Das erste Patent für Luftreifen geht auf das Jahr 1845 zurück und wurde von Robert William Thomson angemeldet [Zeller, 2009]. Jedoch ließ die Luftdichtigkeit zu wünschen übrig und den ersten brauchbaren Ansatz lieferte Dunlop 1888 für Fahrradreifen. Im Automobil lösten sie den hohlen Massivgummireifen nach Einführung des Patents von William Bartlett ab. Er hatte als Erster einen sinnvollen Ansatz zur Befestigung des Reifens auf der Felge präsentiert. Weiterentwicklungen, wie Rußzugabe durch die Firma Goodyear, sowie den ersten Niederdruckreifen von Michelin, bis zum Radialgürtelreifen 1949, sorgten für den Durchbruch des Luftreifens [Heißing und Ersoy, 2008]. Die heutigen PKW-Reifen werden meist als Radialgürtelreifen aufgebaut. Ihre Cord-

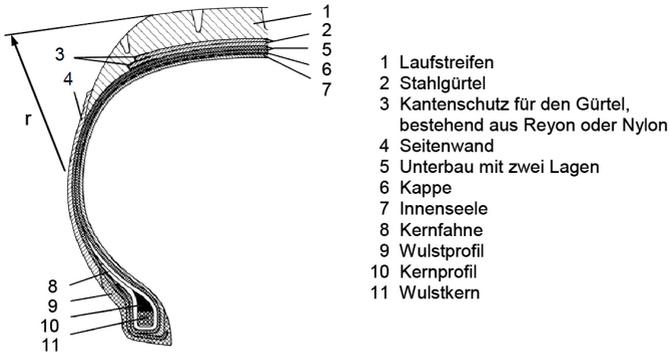


Abbildung 2.1: Radialreifenaufbau [Reimpell u. a., 1999]

fäden weisen einen Winkel von ca. 88° - 90° im Unterbau und im Gürtel 15° - 20° zur Reifenlängsrichtung auf [Lindemuth, 2006]. Die Vorteile gegenüber den Diagonalgürtelreifen sind ein geringer Rollwiderstand und weniger Verschleiß, bedingt durch den steiferen Gürtelaufbau [Gauterin, 2011b].

Der Kern sorgt für den festen Sitz auf der Felge und ist bestimmend für komfort- und fahrdynamisches Verhalten. Die Seitenwand schützt die Karkasse gegen äußere Einflüsse, wohingegen die Innenseele den Reifen zusätzlich abdichtet.

Nach [Reimpell u. a., 1999] werden die Hauptanforderungen an den Reifen in folgende Gruppen eingeteilt:

- Fahrsicherheit
- Fahrverhalten
- Komfort
- Effizienz
- Umweltverträglichkeit

Der Kontakt zur Straße wird durch die Lauffläche hergestellt (siehe Abbildung 2.1) und der Kraftschluss wird, aufgrund von Haft- und Gleitreibung, über eine etwa 150 cm^2 große Fläche zwischen Fahrbahn und Reifen gewährleistet [Ammon u. a., 2004b]. Die Gürtellage legt wesentliche Eigenschaften des Fahrverhaltens fest und besteht aus einer Elastomermischung, welche mit verschiedenen Füllstoffen versetzt ist. Ungefüllte Reifen sind nach ca. 8000 km abgefahren, wohingegen gefüllte Elastomere nach heutigem Standard dem Reifen eine Lebensdauer von 64000 km bis 130000 km verleihen [Lebel, 1999]. Als Ausgangsmaterial sorgt Naturkautschuk, der aus dem Saft des Gummibaumes gewonnen wird, für eine geringe Wärmebildung. Synthetischer Kautschuk weist bessere Abrieb- und Rutschfestigkeit auf [Leister, 2009]. Der am häufigsten eingesetzte Füllstoff ist Ruß, der durch die Bindung mit den Kautschukmolekülen zu einer höheren Festigkeit beiträgt. In den 1960ern legte die Chemieindustrie den Fokus auf Verbesserung des Herstellprozesses von Ruß. Dadurch konnte der Speichermodul gesenkt und die maximale Dehnung erhöht werden. Die 1970er Jahre sind in Nordamerika durch die *Corporate Average Fuel Economy* geprägt. Darunter versteht man den nach Marktanteilen gewichteten Flottenverbrauch, der die Automobilhersteller zwang die Reichweite pro Liter Treibstoff zu erhöhen. Dies führte unter anderem zu Bestrebungen den Rollwiderstand des Reifens weiter zu reduzieren. Der große Durchbruch gelang hierzu in den 90er Jahren durch die Zugabe des Füllstoffs Silika in Verbindung mit SBR. SBR ist die englische Abkürzung für *Styrene Butadiene Rubber* und beschreibt einen Synthesekautschuk mit üblicherweise 23,5% Styrol und 76,5% Butadien. Der Vorteil dieser Mischung besteht darin, dass er sowohl die Hysteresenverluste reduziert als auch den Nassgrip erhöht [Lebel, 1999].

2.1.2 Viskoelastische Eigenschaften

Die Viskoelastizität des Elastomers sorgt dafür, dass ein Teil der Deformationsenergie im Reifen elastisch gespeichert wird. Der andere Teil wird in Wärme umgewandelt und geht irreversibel, ähnlich dem aerodynamischen Widerstand und der Reibung im Latsch, verloren. Dieses viskoelastische Verhalten wird meist durch eine periodische, sinusförmige Belastung abgeprüft. Das Aufbringen einer oszillierenden Dehnung γ mit der Kreisfrequenz ω resultiert bei einem linear elastischen Material in einer sinusförmigen Spannung σ , die der Dehnung um δ vorausseilt.

$$\omega = 2\pi f \quad (2.1)$$

$$\gamma(t) = \gamma_0 \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (2.2)$$

$$\sigma(t) = \sigma_0 \cdot \sin(\omega \cdot t + \delta) \quad (2.3)$$

Hier beschreibt γ_0 die Dehnungsamplitude, f die Frequenz, σ_0 die Spannungsamplitude und δ den Phasenwinkel.

Bei einem Phasenwinkel von 0° wird die gesamte dehnungsinduzierte Deformation, wie bei einer idealen Feder, elastisch gespeichert. Eine Phasenverschiebung von 90° bedeutet eine komplette Dissipation der Energie, einem idealen Dämpferelement gleichend (viskoses Verhalten). Da der Phasenwinkel von Elastomeren zwischen 0° und 90° liegt, spricht man von viskoelastischem Verhalten. Der komplexe Modul G^* wurde hierfür als Beschreibungsgröße eingeführt.

$$\begin{aligned} G^* &= \Re(G) + \Im(G) \\ &= G' + i \cdot G'' \\ &= \frac{\sigma_0}{\gamma_0} \cdot \cos(\delta) + i \cdot \frac{\sigma_0}{\gamma_0} \sin(\delta) \end{aligned} \quad (2.4)$$

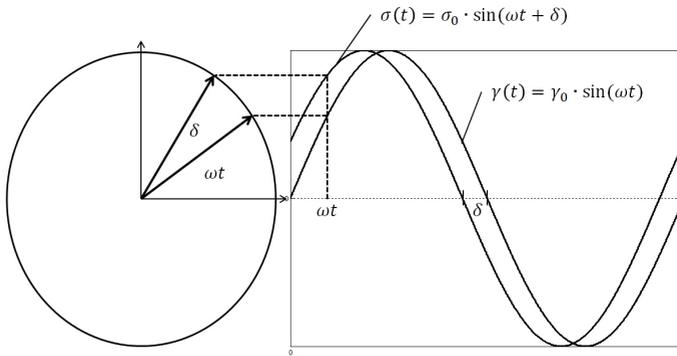


Abbildung 2.2: Phasenbeziehung zwischen Dehnung und Spannung

Der Realteil beschreibt den elastischen Anteil und wird als Speichermodul bezeichnet. Der Imaginärteil bezieht sich auf den rein viskosen Beitrag und findet sich in der Literatur als Verlustmodul [Eyerer u. a., 2008]. Abbildung 2.3 stellt die Zusammenhänge grafisch dar. Bei rein elastischem Verhalten, ist die Hysterese eine Gerade (strenggenommen müsste man statt von Hysterese von dissipativen Kreisprozessen sprechen). Bei viskoelastischem Verhalten ist die Fläche innerhalb der Hysterese ein Maß dafür, wieviel Energie W_{Diss} irreversibel in Wärme umgewandelt wurde und nach der Deformation nicht mehr zur Verfügung steht. Nach Wegnahme der Deformation ist die vorhandene Energie im System rein elastisch gespeichert. Mit V als dem deformierten Volumen ergeben sich die elastisch gespeicherte Energie W_{el} und die dissipierte Energie W_{Diss} zu:

$$W_{el} = V \cdot G' \cdot \gamma_0^2 \quad (2.5)$$

$$W_{Diss} = V \cdot \pi \cdot G'' \cdot \gamma_0^2 \quad (2.6)$$

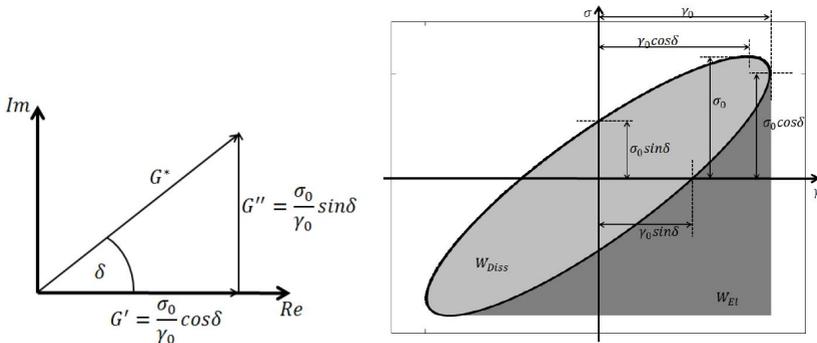


Abbildung 2.3: komplexer Modul und Hysteresenzusammenhänge nach [Wrana, 2014]

Der Tangens des Verlustwinkels gibt das Verhältnis von Verlust- zu Speichermodul wieder und beschreibt viele wichtige Eigenschaften des Reifens [Nord-siek, 1985].

$$\tan(\delta) = \frac{G''}{G'} \quad (2.7)$$

Die Hysterese der Reifenlauffläche ist in erster Näherung proportional zu $\tan(\delta)$ [Brinke, 2002]. Folglich kann anhand der $\tan(\delta)$ -Kurven eine Aussage über den Einfluss der Temperatur für den Füllstoff SBR 1500 getroffen werden (siehe Abbildung 2.4).

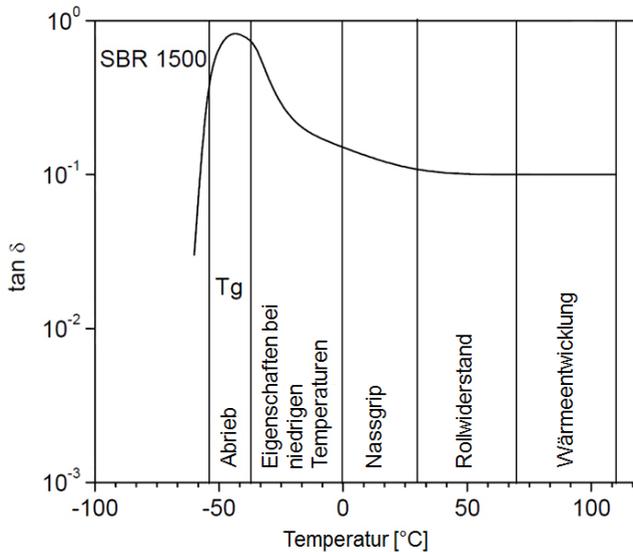


Abbildung 2.4: Reifeneigenschaften, $\tan(\delta)$ in Abhängigkeit der Temperatur [Nordsiek, 1985]

2.1.3 Temperaturabhängigkeit

Für reifentypische Elastomere liegt das Maximum der $\tan(\delta)$ -Kurve im Bereich der Glastemperatur T_G . Unterhalb dieser Temperaturschwelle sind Polymerketten unbeweglich und die C-C-Bindungen können nur schwer deformiert werden. Als Thermoplaste werden jene Polymere bezeichnet deren Glastemperatur über der Raumtemperatur liegt. Bei Elastomeren befindet sich diese unterhalb [Wrana, 2014]. Zur Erklärung des Glasprozesses gibt es mehrere Beschreibungsansätze. Eine ist die des freien Volumens. Platzwechselvorgänge können hier nur ablaufen, wenn genug freies Volumen vorhanden ist. Das freie Volumen ist abhängig von der Temperatur. Ist die Temperatur hoch, steht ausreichend freies Volumen zur Verfügung damit Platzwechselvorgänge ungehindert ablaufen können. Dies führt zu dem beobachtbaren viskosen Materialverhalten.

Temperatur- und Frequenzabhängigkeit verhalten sich bei Elastomeren gegenläufig. Dieser Effekt wurde sich von William, Landel und Ferry [William u. a., 1995] zunutze gemacht, indem der Temperatureinfluss aus der Frequenzskala abgeleitet wird:

$$\log a_T = -\frac{c_1 \cdot (T - T_G)}{c_2 + (T - T_G)} \quad (2.8)$$

Dabei ist a_T ein Verschiebungsfaktor gegenüber der Frequenzskala. Damit können Aussagen zum viskoelastischen Verhalten bei Temperaturänderung getroffen werden. T_G ist die Glastemperatur, c_1 und c_2 sind empirische Parameter, mit den universellen Werten 9 und 100. Die Temperatureinflüsse sind in dieser Arbeit nicht Gegenstand der Untersuchung.

In Abbildung 2.5 ist exemplarisch der Unterschied zwischen einem ausschließlich mit Rußzusätzen versehenen Elastomer gegenüber einem mit Silika angereicherten Elastomer zu sehen. Die Zugabe von Silika führt zu einer Reduktion von $\tan(\delta)$ bei höheren Temperaturen, unter anderem in dem Bereich der für den Rollwiderstand entscheidend ist. Der Nassgrip wird hingegen nur minimal verbessert. Rußzugabe führt zu einer Änderung des Speicher- und Verlustmoduls (G' und G'') und einer Zunahme der Hysteresenausprägung. Der Grund für das differenzierbare Verhalten von Ruß gegenüber Silika liegt in den Energieverlusten, verursacht durch die Zerstörung und Rekombination des Füllstoffnetzwerks bei zunehmender Temperatur.

2.1.4 Entfestigungseffekte

Führt man dynamische Versuche (Unterabschnitt 2.1.2) an einem gefüllten Elastomer mit zunehmender Anregungsamplitude (γ_0) durch, kann man eine Abnahme des Speichermoduls G' beobachten (siehe Abbildung 2.6). Dieser Effekt ist nach seinem Entdecker A. Payne benannt, der diesen bereits in den 1960ern erstmals beschrieben hat [Payne, 1960]. Die physikalische Erklärung hierfür ist das zunehmende Aufbrechen von van-der-Waals Wechselwirkun-

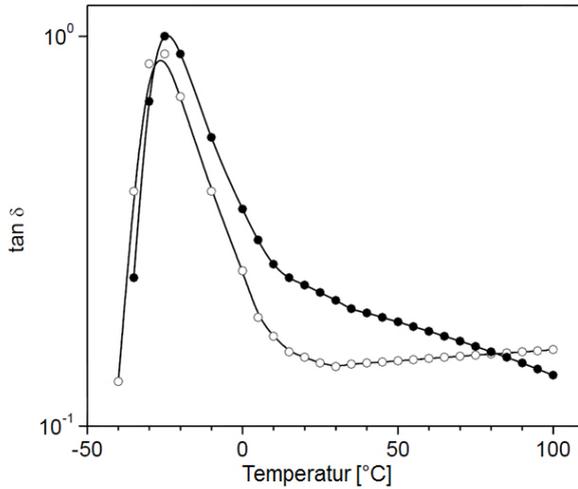


Abbildung 2.5: Exemplarische Temperaturabhängigkeit von $\tan(\delta)$ für ein mit Silika(o) und Ruß(●) gefülltes Elastomer [Lebel, 1999]

gen innerhalb des Füllstoffnetzwerks mit steigender Deformationsamplitude [Payne, 1960; Lion und Kardelky, 2004; Böhm, 2001; Wrana, 2014]. Der Verlauf des Verlustmoduls verzeichnet erst einen Anstieg durch zunehmende Zerstörung des Netzwerks. Am Maximum der Kurve laufen Zerstörungs- und Rekombinationsvorgänge gleichzeitig ab und sind im Gleichgewicht. Die darauf folgende Abnahme von G'' lässt sich anhand deutlich verringerter Cluster durch zunehmende Dehnung erklären [Lion, 2006].

Das Kraus-Modell bietet hierfür einen Ansatz [Lion und Kardelky, 2004]:

$$G'(\Delta\gamma) = G'_\infty + \frac{G'_0 - G'_\infty}{1 + (\Delta\gamma/\Delta\gamma_c)^{2m}} \quad (2.9)$$

$$G''(\Delta\gamma) = G''_\infty + \frac{2(G''_m - G''_\infty)(\Delta\gamma/\Delta\gamma_c)^m}{1 + (\Delta\gamma/\Delta\gamma_c)^{2m}} \quad (2.10)$$

$\Delta\gamma_c$ ist die Dehnung bei der das Maximum des Verlustmoduls G''_m erreicht wird.

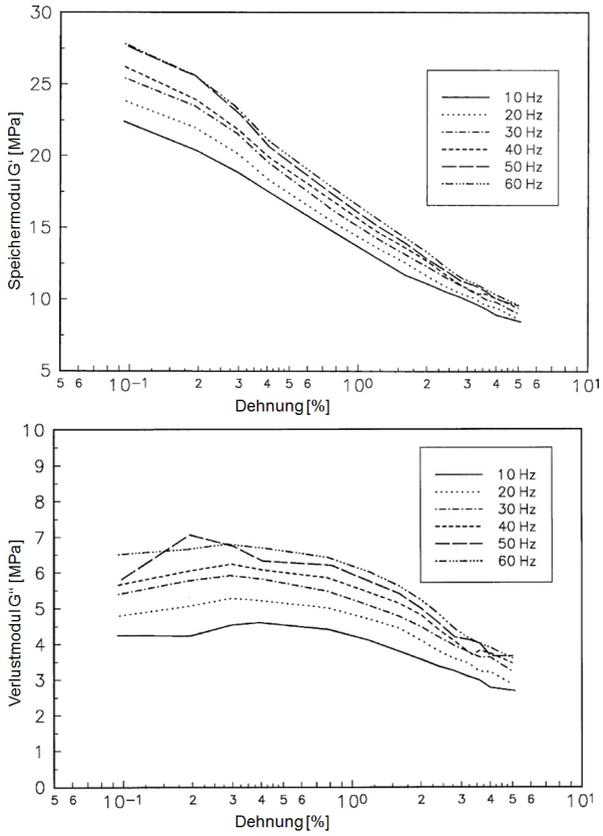


Abbildung 2.6: Speicher- und Verlustmodul über der Dehnung für verschiedene Frequenzen [Lion und Kardelky, 2004]

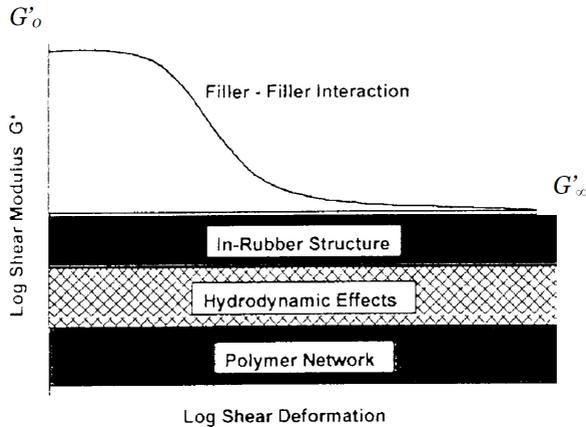


Abbildung 2.7: Darstellung des Einflusses des Füllstoff-Füllstoff-Netzwerkes auf den Speichermodul [Payne, 1961]

G'_0 beschreibt den Speichermodul bei kleinen Dehnungen, der bei zunehmender Deformation $\Delta\gamma$ gegen G'_∞ läuft. Gleiches gilt für den Verlustmodul G''_m , der für große Amplituden asymptotisch auf G''_∞ zuläuft. m ist ein empirischer Exponent, der aus Versuchsdaten gewonnen wird und von der fraktalen Dimension der Füllstoffcluster abhängt [Lion und Kadelky, 2004]. Die Füllstoffe bilden demnach ein Netzwerk aus Molekülen und Agglomeraten, die durch Van-der-Waals-Kräfte verbunden sind. Durch eine äußere Kraft kann dieses Netzwerk nach und nach aufgebrochen werden bis alle Füllstoff-Füllstoff-Bindungen gelöst sind [Böhm, 2001].

In Abbildung 2.7 sind die einzelnen Beiträge zum Speichermodul schematisch illustriert. Die Amplitudenabhängigkeit wird in dieser Betrachtung allein von dem Füllstoff-Füllstoff-Netzwerk beeinflusst. Das In-Rubber-Netzwerk beschreibt die Wechselwirkung des Füllstoffs mit dem Kautschuk. Die hydrodynamische Verstärkung resultiert aus der Zunahme der Viskosität einer Flüssigkeit durch Zugabe von starren, kugelförmigen Füllstoffen [Einstein,

1911] (Formel 2.11). Die Polymermatrix beinhaltet die molekularen Zusammenhänge des reinen Polymers. In-Rubber-Netzwerk, hydrodynamische Verstärkung und Polymermatrix spielen im Kraus-Modell eine untergeordnete Rolle zur Klärung der Amplitudenabhängigkeit.

$$\eta_{\Phi} = \eta \cdot (1 + 2,5 \cdot \Phi) \quad (2.11)$$

Hierbei steht η_{Φ} für die Gesamtviskosität, Φ für den Volumenanteil des Füllstoffs und η für die Viskosität der Flüssigkeit.

Neuere Untersuchungen zeigen, dass bei Ruß-öl-Mischungen die beobachteten Ergebnisse mit diesem Modell nicht mehr ausreichend beschrieben werden. Deswegen wurde das Modell der variablen Netzbogendichte erarbeitet. Dieses betrachtet ausschließlich die Wechselwirkung zwischen Füllstoff und Polymermatrix [Maier, 1996].

Eine dem Payne-Effekt ähnliche Beobachtung zeigt der Mullins-Effekt, der bei großen Dehnungen von 10% bis 100% auftritt. Bei anhaltender, zyklischer Deformation ist ein Abfallen der Spannung zu sehen. Dies ist abermals durch das Brechen physikalischer Molekülbindungen zu erklären. Ist das Netzwerk nach wenigen Zyklen aufgebrochen, bleibt das Spannungsniveau erhalten, da kein weiteres Lösen von Bindungen möglich ist. Erhöht man jedoch die Dehnung, ist der Vorgang von neuem festzustellen. Bei Dehnungsreduktion tritt der Effekt nicht mehr auf. Folglich hängt der Mullins-Effekt von der maximalen Amplitude während der Belastungsgeschichte ab [Lion, 2006].

Im Fahrzeug wirken auf die Fahrwerkskomponenten und den Aufbau unterschiedliche Anregungen mit unterschiedlichen Frequenzen. Die Fahrbahn beispielsweise verursacht eine stochastische Anregung. Das Fahrzeug als ein Mehrkörpersystem weist im betrachteten Frequenzbereich mehrere Resonanzen auf, die in [Heißing und Ersoy, 2008] nachgelesen werden können. Das führt zu multimodalen Beanspruchungen der Komponenten im Fahrzeug. Die Auswirkungen von mono- und bimodaler Belastung an Elastomeren werden ausgiebig von V. Härtel und C. Wrana dargelegt [Wrana u. a., 2003, 2008]. In

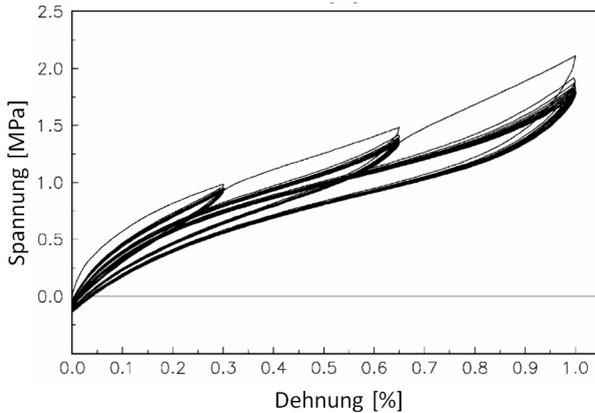


Abbildung 2.8: Darstellung des Mullinseffekt für verschiedene Dehnungen [Lion, 2006]

den Untersuchungen werden handtellerförmige, rußgefüllte SBR-Proben herangezogen. Diese werden mit monomodaler und bimodaler sinusförmiger Deformation angeregt. Die bimodale Messung setzt sich aus einer tieffrequenten (tf) und einer hochfrequenten (hf) Sinusschwingung zusammen:

$$\gamma(t) = \gamma_{tf} \cdot \sin(\omega_{tf} \cdot t) + \gamma_{hf} \cdot \sin(\omega_{hf} \cdot t) \quad (2.12)$$

Die tieffrequente Schwingung wird konstant (10%; 0,1 und 1Hz) gehalten und die hochfrequente analog zur monomodalen Messungen variiert von 0,1% bis 10% Dehnung. Die Frequenzen werden für die hochfrequente Anregung von 10Hz, 20Hz, 50Hz auf 100Hz erhöht. Für die Auswertung fouriertransformiert man Weg- und Antwortsignal und innerhalb bestimmter Frequenzbereiche werden die komplexen Moduli ausgewertet. Die Analyse zeigt, dass bei gefüllten Elastomeren eine Abhängigkeit der hochfrequenten Moduli von den tieffrequenten Deformationen festzustellen ist. Diese sind umso ausgeprägter, je kleiner die Dehnung des hochfrequenten Signals ist.

$$G'_{hf} = G'_{hf,0} - G'_{hf,A} \cdot \cos(2 \cdot \omega_{tf} \cdot t) \quad (2.13)$$

$$G''_{hf} = G''_{hf,0} - G''_{hf,A} \cdot \cos(2 \cdot \omega_{tf} \cdot t + \pi) \quad (2.14)$$

$G'_{hf,0}$ bzw. $G''_{hf,0}$ sind die von der tieffrequenten Mode unabhängigen Anteile und $G'_{hf,A}$ bzw. $G''_{hf,A}$ die davon abhängigen. Der Einfluss der überlagerten, tiefrequenten Schwingung nimmt mit zunehmender Frequenz der hochfrequenten Schwingung und steigendem Grad der Füllstoffanteile zu. Der Speichermodul G'_{hf} und der Verlustmodul G''_{hf} nehmen gegenüber monomodaler Anregung ab. Für große Dehnungen γ_{hf} nähern sich die Werte von mono- und bimodalen Versuchen einander an. In [Wrana u. a., 2003] schließen die Autoren aufgrund der höheren Abhängigkeit bei aktiven Füllstoffen auf den Aufbau des Füllstoffnetzwerks als Ursache. Die starke Frequenzabhängigkeit kann aber nicht allein damit erklärt werden. "Mit der Annahme, dass zusätzlich Füllstoff-Polymer-Füllstoff-Kontakte zur Stabilität beitragen, kann die überproportional starke Frequenzabhängigkeit des Moduls bei der hochfrequenten Schwingung bei kleinen Deformationen qualitativ aus dem Vergleich zur übrigen Polymermatrix veränderten viskoelastischen Eigenschaften der immobilisierten polymeren Zwischenschicht hergeleitet werden" [Wrana u. a., 2003].

Bei dem Konzept der immobilisierten Polymerschicht geht man, ähnlich dem Ansatz der variablen Netzbogendichte, von nicht vernachlässigbaren Füllstoff-Polymerkontakten aus (Abbildung 2.10).

Demnach können die Füllstoffcluster durch Aufbrechen der Füllstoff-Füllstoff-Bindungen oder Desorption von Polymerketten in kleinere Cluster zerbrechen und durch Dehnung der immobilisierten Polymerschicht können die Cluster selbst gedehnt werden.

Der Speichermodul der immobilisierten Schicht ist deutlich höher als der der Polymerschicht. Dehnt man das System, steigt der Abstand zwischen den Füllstoffoberflächen und führt zu einer Verringerung des Speichermoduls der Zwischenschicht und damit zu einem weicheren Gesamtsystem. Eine Erhöhung der Frequenz oder eine überlagerte Schwingung führen zur Reduktion des Moduls der Zwischenschicht und folglich auch des Gesamtsystems [Wrana, 2014].

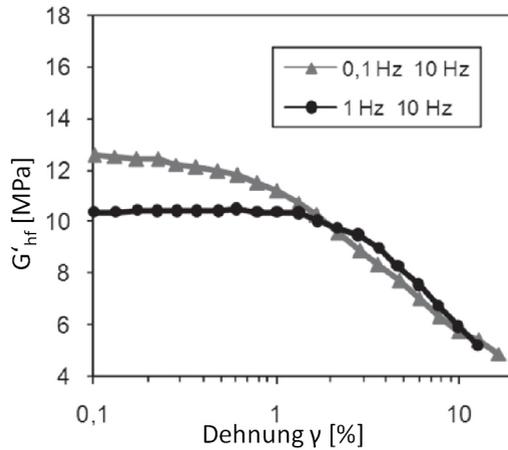


Abbildung 2.9: Speichermodul hochfrequenter Dehnung bei Überlagerung einer tieffrequenten Dehnung (0,1Hz und 10Hz) [Grollius, 2013] nach [Wrana u. a., 2003]

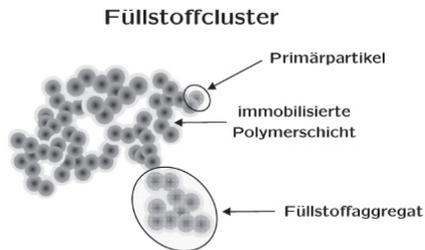


Abbildung 2.10: Schematische Darstellung des immobilisierten Konzepts [Wrana, 2014]

2.1.5 Kriech- und Relaxationsverhalten

Kriech- und Relaxationsversuche stellen beide Prüfmethode dar, mit denen das zeitabhängige Verhalten von Materialien untersucht wird. Um viskoelastische Vorgänge zu verstehen, ist es sinnvoll sich vorab rein elastische im direkten Vergleich zu rein viskosen Materialien anzusehen. Elastische Körper lassen sich nach dem Hook'schen Gesetz beschreiben:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (2.15)$$

$$\tau = G \cdot \gamma \quad (2.16)$$

Die Spannung ist linear abhängig von der Dehnung $\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0}$ und dem E-Modul bzw. der Scherung γ und dem Schubmodul G . Ein viskoses Material hingegen verhält sich wie eine newtonsche Flüssigkeit [Gottstein, 2014]:

$$\sigma = \mu \cdot \dot{\varepsilon} \quad (2.17)$$

$$\tau = \eta \cdot \dot{\gamma} \quad (2.18)$$

Danach ist die Scherspannung τ proportional zur Schergeschwindigkeit $\dot{\gamma}$ multipliziert mit der Viskosität η .

Beim Kriechversuch wird schlagartig die Spannung (beim Relaxationsversuch die Deformation) geändert und anschließend gehalten. Dabei wird der Deformationsverlauf (beim Relaxationsversuch der Spannungsverlauf) über der Zeit aufgezeichnet. In Abbildung 2.11 sind die Zusammenhänge für beide Versuche aufgezeigt.

Beim Kriechversuch folgt mit der Spannungsänderung τ eine sofortige Dehnungsänderung nach Hook auf das Niveau γ_1 . Für lange Zeiten verhält sich das Material viskos wie ein newtonsches Fluid und im Übergangsbereich ist

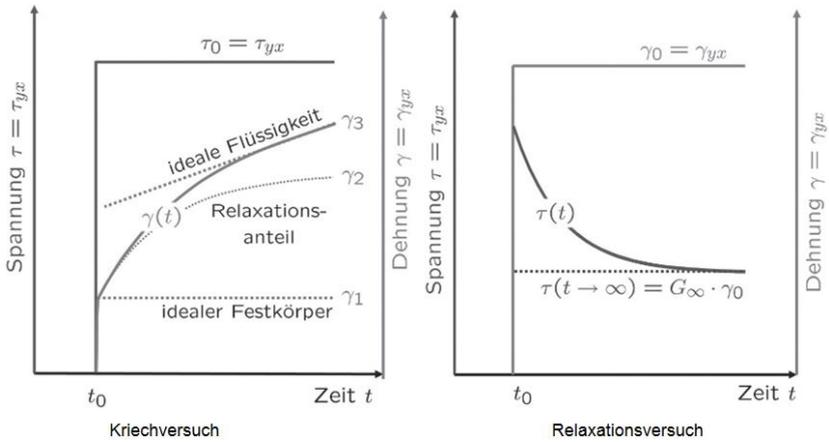


Abbildung 2.11: Kriech- und Relaxationsversuch viskoelastischer Materialien [Wrana, 2014]

ein exponentieller Zusammenhang zwischen Spannung und Deformation zu erkennen und lässt sich nach [Wrana, 2014] wie folgt beschreiben:

$$\gamma(t) = \frac{1}{G(t)} \cdot \tau_0 \cdot e_0(t) + \left(\frac{1}{\eta}\right) \cdot t \cdot \tau_0 \cdot e_0(t) + \left(\int_{-\infty}^{\infty} l(\tau_\gamma) (1 - e^{-\frac{t}{\tau_\gamma}}) d\tau_\gamma\right) \cdot \tau_0 \cdot e_0(t) \quad (2.19)$$

mit der Sprungfunktion:

$$e_0 = \left\{ \begin{array}{l} 0; t < 0 \\ 1; t > 0 \end{array} \right\} \quad (2.20)$$

$l(\tau_\gamma)$ (beim Relaxationsprozess $h(\tau_\sigma)$) berücksichtigt den Umstand, dass in Realität Kriechprozesse nicht mit einer einzigen Zeitkonstanten abfallen, sondern sich aus der Überlagerung vieler einzelner zusammensetzen.

Der Relaxationsversuch zeigt auf eine Deformation γ_0 eine sofortige Spannungsänderung, entsprechend einem ideal-elastischen Material, mit anschließender exponentieller Abnahme. Für lange Zeiten ergibt sich eine konstante

Spannung, die für den Relaxationsversuch folgendermaßen formuliert werden kann:

$$\tau(t) = G_0 \cdot \delta(t) + \int_{-\infty}^{\infty} h(\tau_{\sigma}) \cdot e^{-\left(\frac{t}{\tau_{\sigma}}\right)} d\tau_{\sigma} + G_{\infty} \quad (2.21)$$

Dabei beschreibt G_0 den Modul für $t=0$, $\delta(t)$ steht für die Dirac-Funktion, τ_{σ} für die Relaxationsstärke und G_{∞} für den Modul bei $t \gg 0$.

Die einfachste modellhafte Beschreibung der Relaxation lässt sich durch ein Maxwell-Element realisieren [Grambow, 2002]. Dabei werden ein Feder- und ein Dämpferelement in Reihe geschaltet (Abbildung 2.12). Die zeitliche Änderung der Deformation lässt sich für den Kriechversuch nach den Formeln 2.16 und 2.18 wie folgt formulieren:

$$\dot{\gamma}_{ges}(t) = \dot{\gamma}_{elast}(t) + \dot{\gamma}_{viskos}(t) \quad (2.22)$$

$$\dot{\gamma}_{ges}(t) = \frac{\dot{\tau}(t)}{G} + \frac{\tau(t)}{\eta} \quad (2.23)$$

Für das Relaxationsexperiment ist die Deformation von Beginn des Experiments an konstant ($\dot{\gamma}_{ges} = 0$) und es ergibt sich folgende Differentialgleichung mit entsprechender Lösung:

$$\tau(t) = -\frac{\eta}{G} \cdot \dot{\tau}(t) \quad (2.24)$$

$$\tau(t) = \tau_0 \cdot e^{-t/\frac{\eta}{G}} \quad (2.25)$$

$\frac{\eta}{G}$ kann als Zeitkonstante τ_R aufgefasst werden. Hier ist Vorsicht geboten, da in der Literatur τ sowohl zur Spannungsbezeichnung als auch zur Beschreibung der Zeitkonstante verwendet wird. In dieser Arbeit bezeichnet τ_R im Folgenden die Zeitkonstante.

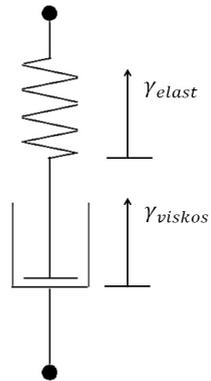


Abbildung 2.12: Maxwell-Element

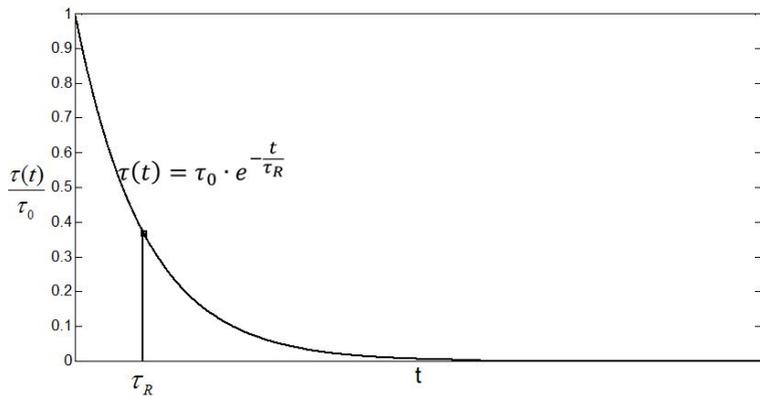


Abbildung 2.13: Zeitkonstante des Relaxationsversuchs

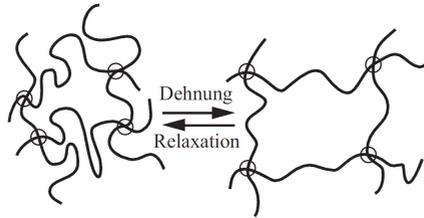


Abbildung 2.14: Schematische Darstellung von Deformation und Relaxation eines Elastomers [Popov, 2009]

Bei Aufbringen einer Deformation werden die verknäulten Molekülketten des Elastomers aus dem Gleichgewichtszustand entflochten (siehe Abbildung 2.14). Überlässt man das System danach sich selbst, streben die Molekülketten wieder zurück in den Ausgangszustand maximaler Entropie [Popov, 2009]. Genauere phänomenologische Beschreibungen lassen sich in [Wrana, 2014; Popov, 2009] nachlesen.

3 Schwingungsanregung des Reifens

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich vorrangig mit fahrbahnerregten und darüber hinaus teilweise mit reifenenerregten Schwingungen. Deshalb werden in diesem Kapitel auch kurz reifenenerregte Schwingungen vorgestellt, die in einem späteren Kapitel von Bedeutung sein werden. Für tiefer gehende Zusammenhänge bezüglich physikalischer Schwingungen sei auf [Gauterin, 2011a; Magnus u. a., 2013; Mitschke, 1997; Jazar, 2014] verwiesen.

3.1 Schwingungsanregung durch die Fahrbahn

Die fahrbahnerregten Schwingungen ergeben sich durch Unebenheiten der Fahrbahnoberfläche unterschiedlicher Ausprägung und werden über den Übertragungspfad Fahrwerk für den Fahrer und die Insassen spürbar. Es kann bei der Fahrbahnanregung zwischen stochastischen (Einzelhindernisse) und periodischen Signalen unterschieden werden. Wird die Straßenoberfläche abgescannt, wird aus dem stochastischen ein deterministisches Signal, wenn es im Labor oder in der Simulation mehrfach als Anregung verwendet wird. Im Verlauf dieser Arbeit werden verschiedene abgescannte Straßenoberflächen als Anregung in der Simulation und Fahrzeugmessung dienen. Die Schwingungen durch Unebenheiten werden über die Räder an die Radaufhängung geleitet, gelangen über die Fahrwerksanbindungen zur Karosserie und von dort zu

Tabelle 3.1: Fahrbahnerregte Schwingphänomene

Phänomen	Frequenzbereich [Hz]
Nicken, Wanken, Heben	1 - 4
Motorstuckern	6 - 15
Stuckern, Mikrostickern	10 - 20

den Schnittstellen mit dem Menschen: Lenkrad, Fußraum und Fahrersitz. Der Reifen kann dabei bereits im höherfrequenten Bereich einen Großteil dieser Schwingungen durch seine Nachgiebigkeit wegfedern [Ammon u. a., 2004a]. Bei Betrachtung von akustischen Phänomenen muss außerdem auch die Luft als Schnittstelle zum Menschen einbezogen werden.

Durch die Resonanzen des Fahrzeugs treten die induzierten Schwingungen an der Schnittstelle zum Menschen unterschiedlich stark hervor. Hub-, Nick- und Wankschwingungen kennzeichnen die Schwingphänomene des Aufbaus im Frequenzbereich 1Hz bis 4Hz . Durch den Phasenversatz der Fahrbahnanregung von Hinter- zu Vorderachse ergeben sich die Nickbewegungen. Analog dazu führt eine Phasenverschiebung entsprechend der Spurweite zu Wankbewegungen. Anregungen im Bereich 6Hz bis 15Hz werden geprägt durch die ungefederte Masse sowie die Motormasse [Jörissen, 2012]. Die Achsschwingungen werden als das Phänomen *Stuckern* und bei kleinen Anregungen, durch beispielsweise rauen Asphalt, als *Mikrostickern* bezeichnet.

[Iliev, 2011] zeigt in seiner Arbeit einen Systemansatz zur Beurteilung des Fahrzeugs unabhängig von der Fahrbahn. Erarbeitet werden Messmethoden zur Charakterisierung des Schwingungskomforts. Hieraus werden Übertragungsfunktionen zur Bewertung von Schwingungsphänomenen abgeleitet. Die subjektive Betrachtung des Schwingungskomforts erfolgt hier nach VDI2057 und dient in erster Linie dazu, abzuschätzen, ob Abweichungen in der Simulationmethodik subjektiv auflösbar sind. Die Fahrbahnanregung und deren Auswir-

kung auf Schwingungen des Fahrzeugs wurden weiterhin von [Fülbier, 2001] untersucht. Hierbei liegt der Fokus auf der Luft- und Körperschallbetrachtung bei der Überfahrt von Einzelhindernissen, einer transienten Anregung im Frequenzbereich $10\text{Hz} - 150\text{Hz}$. Auch [Einsle, 2010] widmet sich in seiner Arbeit dem Reifenverhalten bei transienten und extremen Fahrbahnmanövern. Als ein Fazit zeigt er auf, dass beim Seitenkraftverhalten ein Verzögerungsansatz 1. Ordnung durch die Einlauflänge nicht ausreichend ist und erweitert auf ein Modell zweiter Ordnung. Außerdem wird beschrieben, dass die Schätzung der Einlauflänge bei großen Radlasten zu gering ausfällt. Die Reifenvertikalsteifigkeit für das Reifenmodell wird statisch gemessen. Den Einfluss von Straßenschäden und der Fahrbahnbeschaffenheit auf das Abrollgeräusch wird in [Masino u. a., 2017] untersucht, mit dem Ergebnis, dass es bei Straßenschäden gegenüber einer Straße in gutem Zustand zu einer Erhöhung von mindestens 4 dB kommt. Einen Zusammenhang von Reifeneigenschaften und dem Fahrkomfort untersuchte bereits [Peckelsen, 2017], indem er den Zielkonflikt zwischen den Disziplinen Rollwiderstand, Querdynamik, Vertikaldynamik und Innengeräusch aufzeigt. Als wichtigen Reifenparameter weist er die Vertikalsteifigkeit aus. In [Röski, 2012] wird der Einfluss der Fahrbahnanregung auf die Vertikaldynamik durch die Ableitung synthetischer Ersatzanregungen aus Einzelhindernissen dargestellt. Ein ähnliches Vorgehen zeigt [Knauer, 2010], er filtert die für die Bewertung des subjektiven Empfindens relevanten Fahrbahnmerkmale und bringt diese an einem Gesamtfahrzeug-Hydropulsprüfstand in Korrelation mit den subjektiven Eindrücken. Dabei geht er nicht genauer auf den Übertragungspfad im Fahrzeug ein. Ein Reifenmodell, welches die Schwingungsanregung des Reifens durch Straßenebenheiten abbildet, wurde von [Grollius, 2013] aufgestellt. Hier wurden die Schwingformen des stehenden Systems bis 300Hz vermessen und anschließend der Einfluss des Rollzustandes auf diese Schwingformen analysiert. Dabei zeigte sich, dass die Eigenfrequenzen des Systems gegenüber dem stehenden Reifen zu niedrigeren Werten verschoben sind, was auf Materialentfestigungseffekte zurückzuführen ist.

3.2 Reifenerregte Schwingungen

Der Hauptanteil der durch den Reifen induzierten Schwingungen im Fahrzeug, lässt sich bei ebener Fahrbahn auf die erste Radordnung zurückführen [Pies, 2011]. Reifenkraftschwankungen können drei Ursachen haben, geometrische Ungleichförmigkeit, Steifigkeitsungleichförmigkeit und Massenungleichförmigkeit. Diese wirken in Kombination an der Radmitte und werden hier im Einzelnen erläutert.

Reifenkraftschwankungen werden nach ihrer Wirkungsrichtung in Radial- (z -Richtung), Tangential- (x -Richtung) und Lateralkraftschwankung (y -Richtung) unterschieden und äußern sich als über den Reifenumlauf veränderliche Kraft gemessen in der Radmitte [Neureder, 2002].

3.2.1 Steifigkeitsschwankung

über den Radumfang treten im Reifengummi fertigungsbedingte Inhomogenitäten auf, die in Kombination mit den Überlappungen verschiedener Gürtelschichten zu messbaren Schwankungen in Radial-, Tangential- und Lateralkraft führen. Im Englischen werden diese als Tire Non Uniformity (TNU) bezeichnet. Eine modellhafte Beschreibung für die Steifigkeitsungleichförmigkeit lässt sich durch einen Ansatz mit Elementarfedern zwischen Felge und der Lauffläche des Reifens realisieren [Mitschke, 1997].

Geht man von einer gleichmäßigen, statischen Steifigkeit \bar{c} über dem Umfang des Reifens aus, lässt sich die resultierende Kraft F bei einer Deformation z wie folgt bestimmen:

$$F = \bar{c} \cdot z \tag{3.1}$$

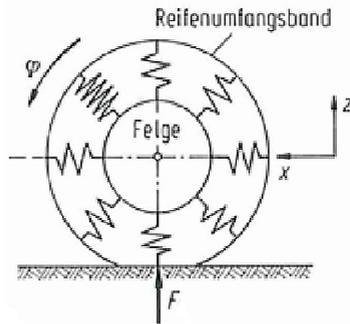


Abbildung 3.1: Steifigkeitsungleichförmigkeitsmodell nach [Mitschke, 1997]

Beginnt das Rad mit der Winkelgeschwindigkeit ω_R zu rotieren, bleibt die Kraft konstant, solange sich die Steifigkeit als Funktion des Drehwinkels φ nicht ändert. Weist die Steifigkeit Anisotropien über den Umfang auf und nimmt man an, dass die Steifigkeiten um den Wert c_n schwanken und mit der Funktion $f(\varphi)$ verteilt sind, beobachtet man eine zeitliche Änderung der Kraft.

$$F = [\bar{c} + c_1 \cdot f(\varphi)] \cdot z \quad (3.2)$$

Bei einer sinusförmigen Steifigkeitsverteilung $f(\varphi) = \sin(\varphi)$ lässt sich die Kraft wie folgt darstellen:

$$F_c = [\bar{c} + c_1 \cdot \sin(\varphi)] \cdot z \quad (3.3)$$

Erweitert man diesen Ansatz um höhere Ordnungen n und verallgemeinert mit Hilfe der Fourierschen Reihe, ergibt sich:

$$F_c = \left[\bar{c} + \sum_{k=1}^n c_k \cdot \sin(k \cdot \omega_R \cdot t + \alpha_k) \right] \cdot [z_{stat}(R_0) + z_{dyn} \cdot \sin(i \cdot \omega_R \cdot t)] \quad (3.4)$$

Dabei ist $z_{stat}(R_0)$ der Einfederweg in Abhängigkeit der Radlast R_0 , z_{dyn} die sinusförmige Anregung durch den Stempel in Vielfachen i der Raddrehfrequenz ω_R und α_k der Phasenwinkel zwischen den einzelnen Ordnungen und dem Anregungssignal.

3.2.2 Massenungleichförmigkeit

Es gibt zwei Arten von Massenunwuchten. Auf der einen Seite die statischen Unwuchten, die in radialer Richtung wirken. Sie entstehen durch Fliehkräfte im Abstand r , die nicht im Gleichgewicht stehen.

$$F_{m,stat} = m \cdot r \cdot \omega_R^2 \quad (3.5)$$

Zum anderen können Momente durch Kräfte auftreten, die im lateralen Abstand e zur Radnabe in radialer Richtung aufgebracht werden und versuchen den Reifen gegen die Äquatorialebene des Reifens zu verdrehen[Neureder, 2002].

$$M_{m,dyn} = m \cdot r \cdot \omega_R^2 \cdot e \quad (3.6)$$

Für Messungen in dieser Arbeit werden Massenungleichförmigkeiten in einer Auswuchtmaschine so weit als möglich reduziert.

3.2.3 Höhenschlag

Höhenschlag tritt auf, wenn der Reifen nicht exakt um den Mittelpunkt eines idealen Kreises, sondern im Abstand h exzentrisch um einen anderen Punkt rotiert.

$$F_{h,exz} = c \cdot \sum_{k=1}^n h_k \cdot \sin(k \cdot \omega_R \cdot t + \beta_k) \quad (3.7)$$

Desweiteren können Ungleichförmigkeiten im Kraftverlauf durch eine Ovalität im Reifen entstehen. Sie unterscheiden sich zur Exzentrizität in ihrer Ausprägung durch doppelte oder mehrfache Erregerfrequenz, je nach Form der Abweichungen [Mitschke, 1997].

3.2.4 Radialkraftschwankungen

Oben aufgeführte Kraftschwankungen treten kombiniert auf und sind auf den ersten Blick im Kraftverlauf nicht differenzierbar. Weil die radialen Kraftschwankungen aufgrund von Steifigkeitsungleichförmigkeiten nur in geringem Maße von der Abrollgeschwindigkeit abhängen, können diese mit Low Speed Tire Uniformity-Prüfmaschinen gemessen werden. Der Reifen rollt dazu mit kleiner Drehfrequenz von 1 Hz (7 km/h) auf einer Rolle ab und die Kraftschwankungen werden erfasst [Lindemuth, 2006]. Diesen Low-Speed-Untersuchungen stehen die High-Speed-Untersuchungen gegenüber, welche unter anderem am Flachbahn-Reifen-Prüfstand (Abschnitt 4.1) durchgeführt werden können. Dazu wird der Reifen bei geringer Radlast (200 N) durch die Bandeinheit auf 240 km/h beschleunigt und anschließend wird das Rad mit dem Zustellblock (siehe Abbildung 4.1) abgesenkt, so dass der Reifen bei definierter Radlast ausrollen kann. Mittels einer Ordnungsanalyse werden für jedes Rad eines Satzes die Kraft- und Momentenschwankungen mit der 1.- 5. Ordnung über der Geschwindigkeit dargestellt [Grimm u. a., 2012]. In Abbildung 3.2 sind die Radialkraftschwankungen der ersten fünf Ordnungen einmal über

der Geschwindigkeit und einmal über der Raddrehfrequenz zu sehen. Die erste radiale Eigenfrequenz ist für die erste Ordnung nicht direkt zu erkennen, da der Prüfstand lediglich Rollgeschwindigkeiten bis 240km/h erreicht. Dennoch lässt sich aus dieser Messung die erste radiale Eigenfrequenz ableiten, die bei ca. $75\text{ Hz} - 80\text{ Hz}$ liegt. Beispielsweise ist für die 5. Ordnung ein Maximum bei 16Hz zu erkennen. Multipliziert man diese Frequenz mit fünf, ergibt sich die erste radiale Eigenfrequenz bei 80Hz .

3.2.5 Tangentialkraftschwankungen

Die Tangentialkraftschwankungen hängen stark von der Geschwindigkeit ab [Neureder, 2002]. Die Geschwindigkeitsabhängigkeit ergibt sich laut [Barz, 1988] aus der niedrigsten Eigenfrequenz des Reifens auf der Felge ($35\text{ Hz} - 45\text{ Hz}$) (siehe Abbildung 3.4), die sich aus dem Ersatzmodell in Abbildung 3.3 mit zwei Drehmassen θ_1 und θ_2 ergibt. Für die niedrige Eigenfrequenz ist maßgeblich die Drehmasse θ_1 verantwortlich, die dem Reifenlaufstreifen entspricht. θ_2 vereint in sich alle Massen, welche drehfest mit Rad verbunden sind. [Barz, 1988].

Eine weitere Ursache für Geschwindigkeitsabhängigkeit der Tangentialkraftschwankungen ist die Drehimpulserhaltung, die zu tangentialen Wechselkräften führt, die mit der Geschwindigkeit ansteigen. Außerdem führen auch Massenungleichförmigkeiten zu Tangentialkraftschwankungen, da der Zentrifugalkraftvektor mit dem Reifen um dessen Mitte umläuft.

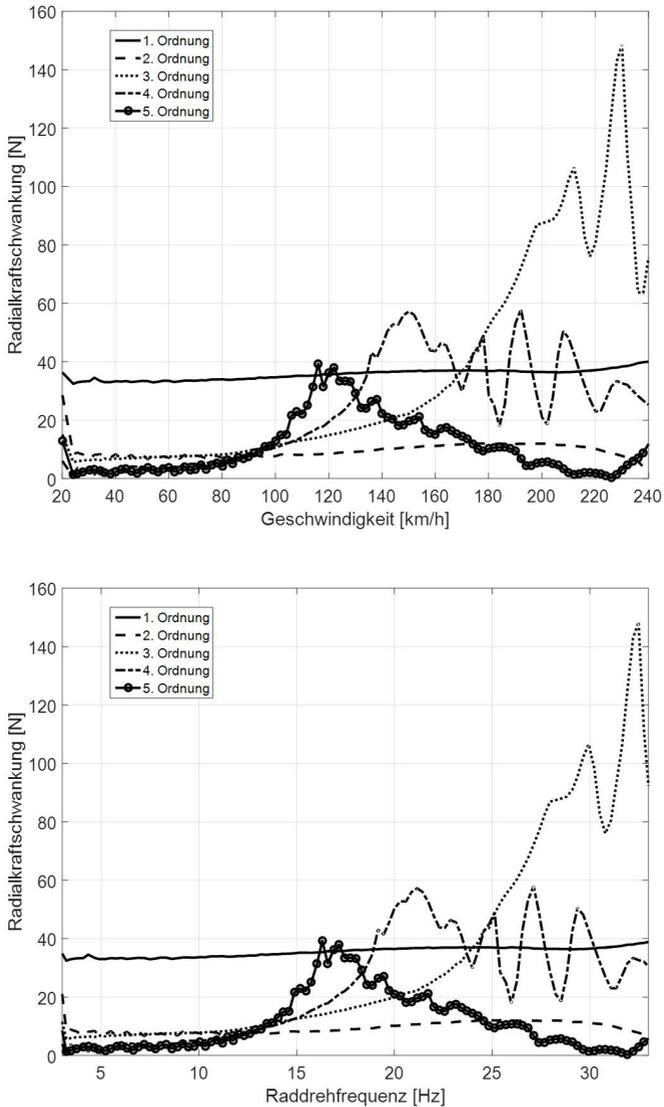


Abbildung 3.2: High-Speed-Untersuchung der 1.- 5.Ordnung der Radialkraftschwankung

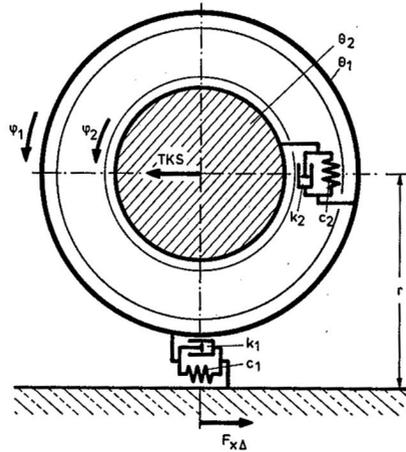


Abbildung 3.3: Ersatzmodell für die Tangentialkraftschwankungen nach [Barz, 1988]

3.2.6 Lateralkraftschwankungen

Die Lateralkraftschwankungen sind wiederum nur in geringem Maße geschwindigkeitsabhängig [Neureder, 2002]. Sie sind das Resultat aus Querbewegungen des Latsches während des Abrollens, deren hauptsächliche Ursache in geometrischen Ungleichmäßigkeiten liegt [Michelin, 2005; Barz, 1988]. Die erste laterale Eigenmode befindet sich für den gemessenen Reifen bei ca. 50 Hz (Abbildung 3.5).

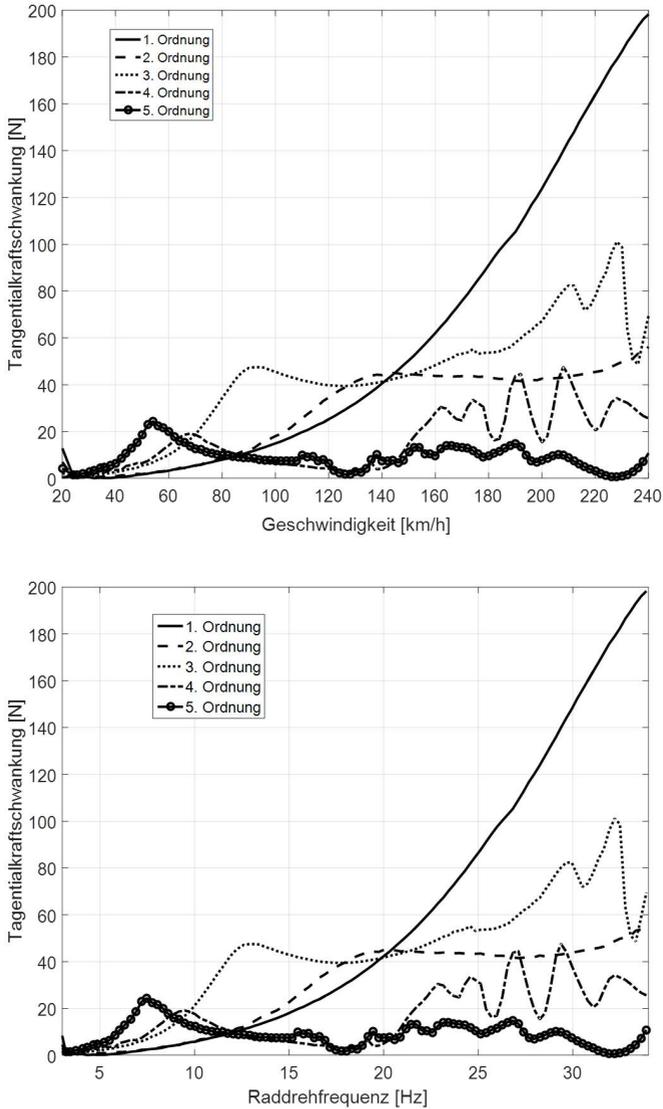


Abbildung 3.4: High-Speed-Untersuchung der 1.- 5.Ordnung der Tangentialkraftschwankung

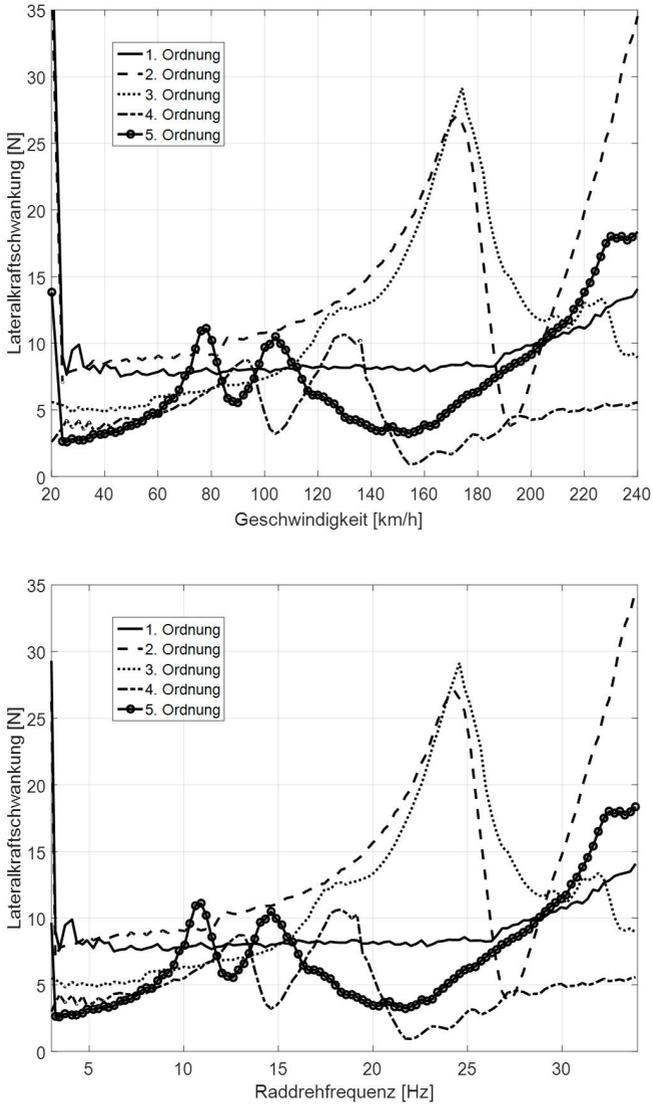


Abbildung 3.5: High-Speed-Untersuchung der 1.- 5.Ordnung der Lateralkraftschwankung

4 Mess- und Simulationsmethoden für den Fahrkomfort

In diesem Kapitel werden die eingesetzten Messeinrichtungen und Analysemethoden für diese Arbeit erläutert. Beginnend mit den Reifenprüfständen, über Gesamtfahrzeuguntersuchungen, bis hin zu einem Ride-Simulator für subjektive Untersuchungen werden Aufbau und Auswertemethoden dargestellt. Zusätzlich werden die verwendeten Simulationsmöglichkeiten beschrieben.

4.1 Reifenprüfmethoden

Der Reifen wird überwiegend hinsichtlich der Größen Steifigkeit und Verlustwinkel untersucht. Hierfür wird er als Einzelkomponente auf zwei Messeinrichtungen analysiert, die im Folgenden beschrieben werden.

4.1.1 Flachbahn-Reifen-Prüfstand

Der Flachbahn-Reifen-Prüfstand (FRP) wird eingesetzt, um dynamische Messungen mit Geschwindigkeiten von 0 km/h bis 250 km/h durchzuführen. Er besteht aus den drei Grundbausteinen:

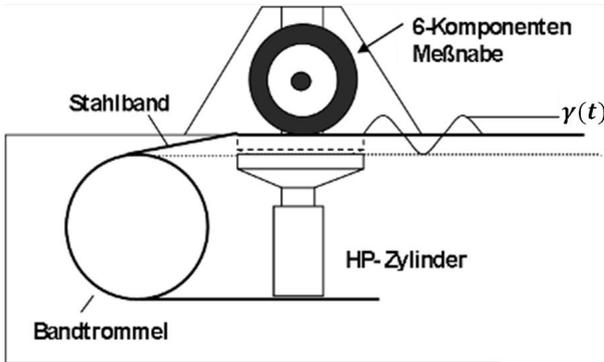


Abbildung 4.1: Aufbau Flachbahn-Reifen-Prüfstand

- hydraulisch angetriebene Flachbahneinheit
- Zustellblock mit 6-Komponentenmessnabe
- Schwingfundament (310t) zur Gebäudeabkopplung

Der Aufbau ist in Abbildung 4.1 skizziert. Ein massives Schwingfundament gewährleistet störfreie Messungen. Die Bandtrommeln treiben das Stahlband an, welches wiederum den Reifen in Rotation versetzt. Der Hydropulser (HP) kann verschiedene Anregungssignale wie Sägezahn, Rechteck oder Sinus mit einer maximalen vertikalen Verschiebungsamplitude von 20 mm generieren. Jedoch kann für große Amplituden nicht mehr die maximale Frequenz von ca. 120 Hz angefahren werden. In Tabelle 4.1 sind die relevanten Amplituden mit den jeweils realisierbaren Frequenzbereichen aufgelistet.

Mit dem vertikalen Zustellblock kann der Einfederweg variiert und dadurch verschiedene Radlasten eingestellt werden. Die Radlast kann über einen Regelkreis mit der 6-Komponenten-Kraftmessnabe als Messglied (siehe Abbildung 4.3) konstant gehalten werden. Zusätzlich lässt die dynamische Kraftmessnabe Steifigkeitsmessungen des Reifens zu. Hierzu wird eine Sinusanregung auf den Reifen aufgebracht, bei der die Frequenz $f = 2\pi\omega_p$ kontinuierlich (Tabelle

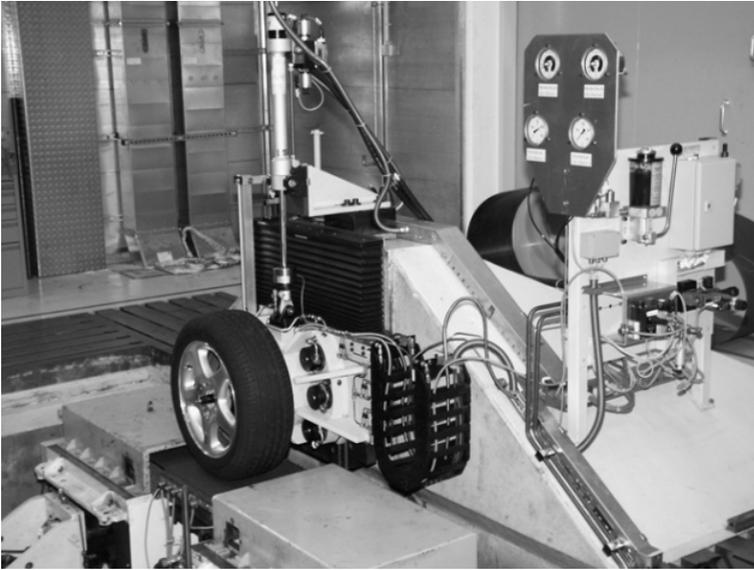


Abbildung 4.2: Foto Flachbahn-Reifen-Prüfstand

Tabelle 4.1: Pulsamplituden und entsprechende Frequenzbereiche

Amplitude [mm]	Frequenzbereich [Hz]
1	4-30
2	4-25
3	4-20
4	4-15
5	4-12
6	4-10
7	4-8
8	4-6

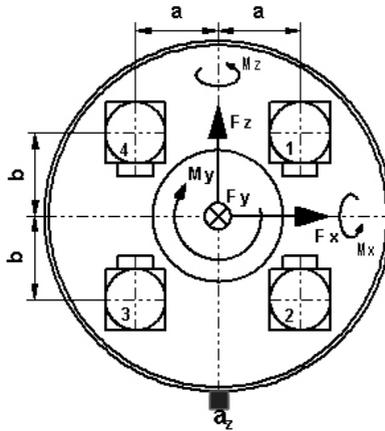


Abbildung 4.3: 6-Komponenten-Kraftmessnabe

4.1) erhöht wird. Die Verschiebungsamplitude γ_0 und die mittlere Radlast R_0 bleiben dabei konstant.

$$\gamma(t) = \gamma_0 \cdot \sin(\omega_P \cdot t) \quad (4.1)$$

Die Vertikalkraft ist entsprechend Unterkapitel 2.1.2 und Abbildung 2.2 um den Phasenwinkel δ gegenüber der Anregung verschoben:

$$F(t) = F_0 \cdot \sin(\omega_P \cdot t + \delta) \quad (4.2)$$

Zur weiteren Auswertung werden die aufgezeichneten Weg- und Kraftsignale, um die Pulsfrequenz ($f_P = 2\pi\omega_P$), mit einem Trackingfilter (Bandpass) aufbereitet. Dies dient in erster Linie dazu, die Signale von den Radialkraftschwankungen (RKS) des Rad-Reifen-Systems zu bereinigen, die in Abschnitt 3.2.4 beschrieben werden. Anschließend wird eine Sinusanpassung (Formel 4.3) für jede Frequenz vollzogen, indem die Parameter A und B durch eine nichtlineare Optimierung auf die entsprechende Sinusschwingung angepasst werden. Ausgehend davon kann der Betrag der Amplitude und der Phasenwinkel berechnet

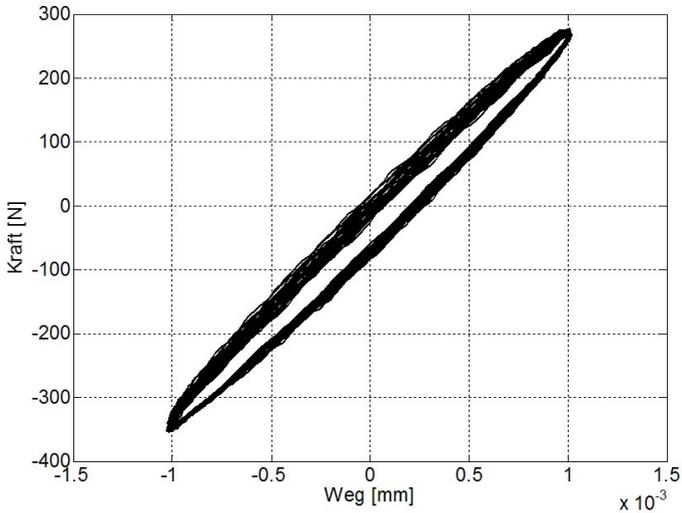


Abbildung 4.4: Hysterese des stehenden Reifens

werden. Eine Sinusanpassung ist hier zulässig, da die Hysterese der Rohdaten das klassische Verhalten eines viskoelastischen Materials zeigt (Abbildung 4.4). In Abbildung 4.5 ist die Fourier-Transformation eines ungefilterten Kraftsignals im Zeitbereich zu sehen.

$$C(t) = A_C \cdot \sin(\omega_P \cdot t) + B_C \cdot \cos(\omega_P \cdot t) \quad (4.3)$$

$$|C| = \sqrt{A_C^2 + B_C^2} \quad (4.4)$$

$$\tan(\delta_C) = \frac{A_C}{-B_C} \quad (4.5)$$

C ist in den Formeln ein Platzhalter für γ oder F . Berechnet man die Phasenwinkel für $C = F$ und $C = \gamma$, kann aus der Differenz beider Phasen der Verlustwinkel abgeleitet werden.

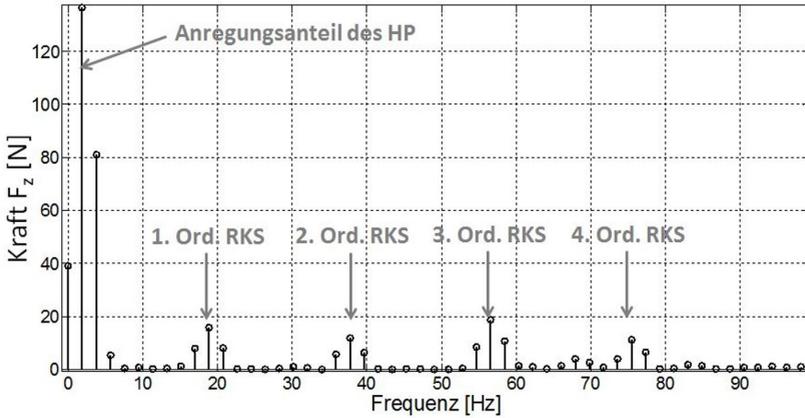


Abbildung 4.5: Fourier-Transformation eines Messsignals bei 2,4 bar, 1mm-Anregung, 140 km/h, 2,2 Hz Anregungsfrequenz

Es sind die Anregungsfrequenz des Stempels bei 2,2 Hz und die verschiedenen Ordnungen der Radialkraftschwankungen zu erkennen. Die erste Ordnung liegt für die Geschwindigkeit von 140 km/h und einem Reifen der Dimension 245/45R17 bei $f_R = 19 \text{ Hz}$.

$$f_R = \frac{v}{2\pi r} \quad (4.6)$$

In Abbildung 4.6 ist das unbearbeitete Messsignal sowie die Sinusanpassung auf die Pulsfrequenz des Stempels dargestellt. Zusätzlich ist das Signal der Sinusanpassung überlagert mit der 1. Ordnung der Radialkraftschwankung zu sehen.

Ausgehend von den berechneten Beträgen des Kraft- und Wegsignals kann die dynamische Steifigkeit des Reifens bei stehendem und drehendem Rad über der Frequenz abgeleitet werden. Dies ist in Abbildung 4.7 für einen Reifen mit der Dimension 245/45R18 gezeigt.

$$c = \frac{|F|}{|\gamma|} \quad (4.7)$$

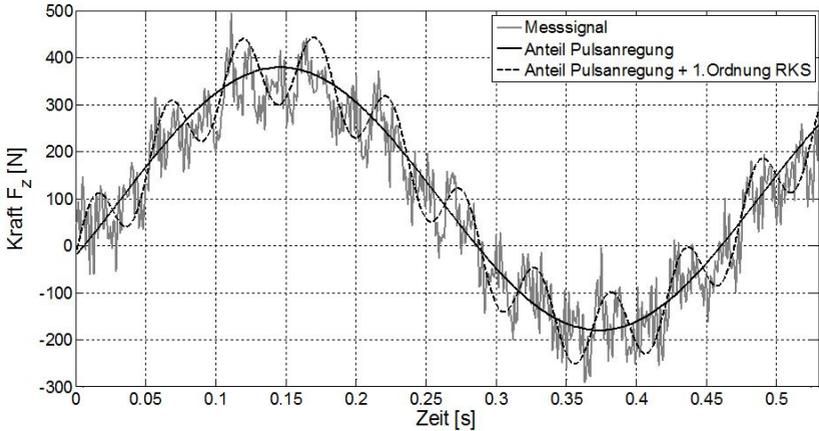


Abbildung 4.6: Kraftmesssignal 2,4bar, 1mm-Anregung, 140km/h, 2,2Hz

Die Messung am stehenden Reifen weist eine deutlich höhere Steifigkeit auf als die am rotierenden. Die genaue Ursache dazu wird in Kapitel 8 analysiert. Weiterhin ist zu beobachten, dass die Steifigkeit mit der Frequenz zunimmt. Die Gradienten sind hierfür für das stehende und das rotierende Rad ähnlich. Dies folgt aus den viskoelastischen Eigenschaften des Reifens und tritt auch bei ungefüllten Elastomeren auf [Lion, 2006]. Des Weiteren ist beim rotierenden Reifen gut die Radialkraftschwankung bei der Raddrehfrequenz $f_R = 19 \text{ Hz}$ zu erkennen. Hier fallen Bandpassfilterbereich (um die Pulsfrequenz f_P) und die erste Ordnung der Radialkraftschwankung zusammen, so dass die RKS in diesem Bereich nicht herausgefiltert werden. An der Ausprägung dieser Schwankungen lässt sich erkennen wie gleichförmig der Reifen in Bezug auf Kraftschwankungen gefertigt ist.

Abbildung 4.8 zeigt die Verlustwinkel, welcher aus der Differenz der absoluten Phasen der Weganregung und Kraftantwort nach Formel 4.5 gebildet wird, für das stehende und das drehende Rad. Wie die Steifigkeit ist der Verlustwinkel des rotierenden Reifens ebenfalls kleiner als der des Stehenden, worauf später genauer eingegangen wird.

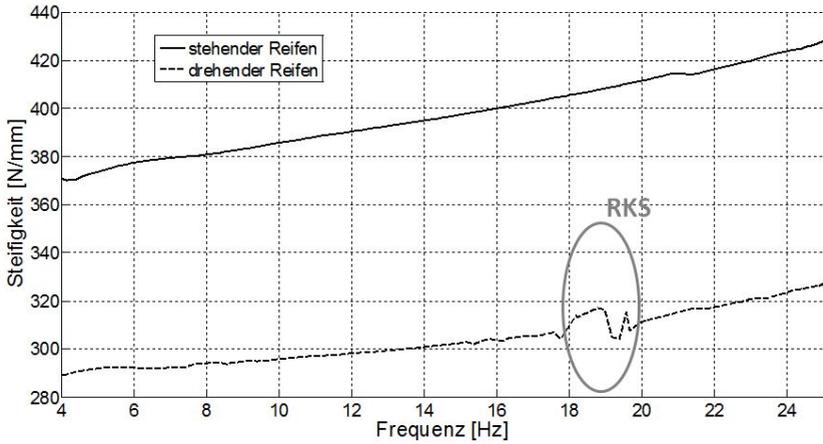


Abbildung 4.7: Reifensteifigkeitsmessung über Frequenz bei 0 km/h und 140 km/h (Anregungsamplitude 1 mm)

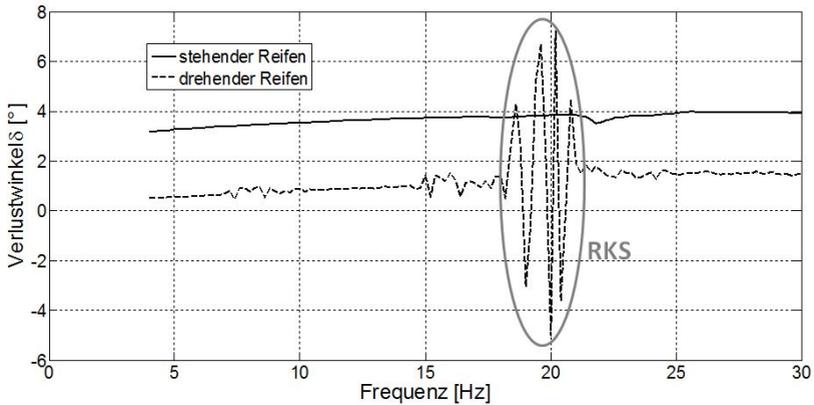


Abbildung 4.8: Reifenverlustwinkelmessung über Frequenz bei 0 km/h und 140 km/h (Anregungsamplitude 1 mm)

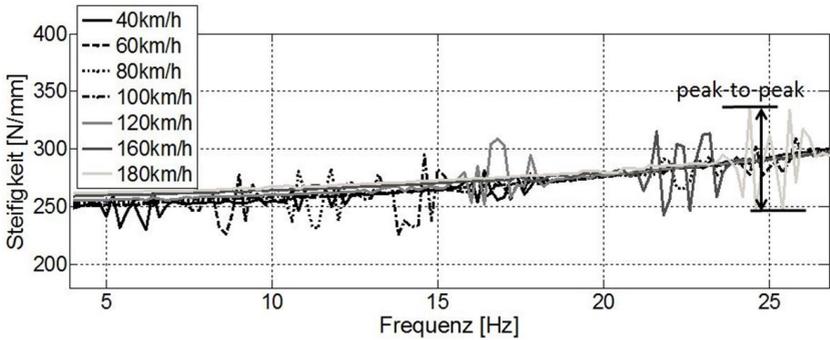


Abbildung 4.9: Radialsteifigkeit bei verschiedenen Rollgeschwindigkeiten. Die Radialkraftschwankungen sind als Ausschläge erkennbar und treten mit zunehmender Rotationsgeschwindigkeit bei entsprechend höheren Frequenzen auf.

Die in Kapitel 3.2.4 erläuterten Radialkraftschwankungen können auf dem Flachbahn-Reifen-Prüfstand beobachtet werden. Abbildung 4.9 zeigt die Radialsteifigkeiten über der Frequenz für verschiedene Geschwindigkeiten mit den sichtbaren Kraftschwankungen zu den jeweiligen Drehfrequenzen (siehe Tabelle 4.2) für einen Reifen der Dimension 245/45R17. Die peak-to-peak-Werte (siehe Abbildung 4.9) nehmen mit zunehmender Geschwindigkeit (Raddrehfrequenz) leicht zu. Eine Erklärung hierfür könnte sein, dass der Reifen eine Steifigkeits- oder Geometrieungleichförmigkeit bei vergleichsweise kleiner Massenungleichförmigkeit aufweist. Dies würde mit zunehmender Abrollgeschwindigkeit zu einer Erhöhung der Materialsteifigkeit bei steigender Walkfrequenz führen. Eine weitere Erhöhung der Wechselkräfte ergäbe sich aus der über der Rollgeschwindigkeit quadratisch ansteigenden kleinen Massenungleichförmigkeit.

Tabelle 4.2: Drehfrequenzen für Reifen der Dimension 245/45R17

Geschwindigkeit [km/h]	Drehfrequenz [Hz]
40	5.5
60	8
80	11
100	14
120	16.5
160	22
180	25

Betrachtet man bei rotierendem Rad die Steifigkeit mit zunehmender Anregungsamplitude z_{dyn} , ist eine Abnahme der Peak-to-Peak-Werte der Radialkraftschwankungen (RKS) zu erkennen (Abbildung 4.10).

4.1.2 Federpresse

Bei dieser Messmethode wird der Reifen über einen Linearantrieb auf eine Waage gedrückt. Aus der resultierenden Hysterese von Kraft über Einfederweg kann wiederum die Steifigkeit abgeleitet werden [Leister, 2009]. Dieser Versuch wird meist bei sehr kleinen Geschwindigkeiten vollzogen, weswegen man auch von quasi-statischer Messung spricht. In Abbildung 4.11 sind die Hysteresen für die quasi-statische Messung und die dynamische Messung bei stehendem und drehendem Reifen auf dem FRP zu sehen. Bei der quasi-statischen Messung wird der Reifen vom unbelasteten Ausgangszustand bis zu einer bestimmten Radlast eingefedert und anschließend wieder ausgefedert bis der Reifen wieder komplett entlastet ist. Der Einfederpfad ist der obere Teil

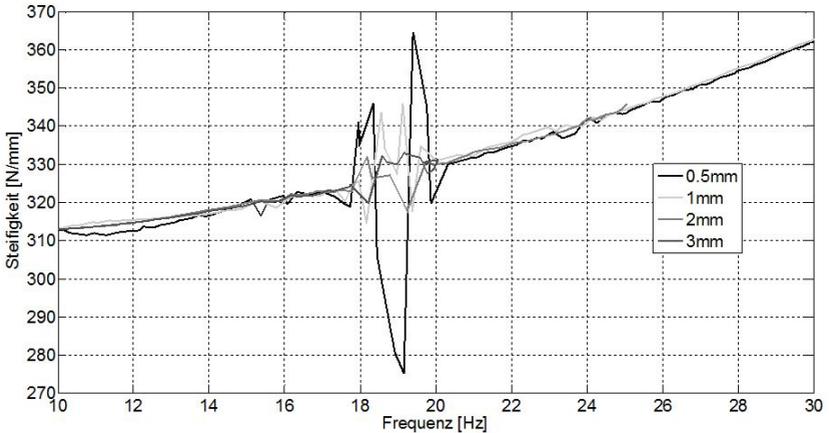


Abbildung 4.10: Radialsteifigkeit bei verschiedenen Anregungsamplituden (Rollgeschwindigkeit 140 km/h).

der Hysterese. Die Hysterese entsteht aufgrund irreversibler Prozesse der Materialdämpfung, die beim Einfedern aufgrund der zusätzlichen Dämpfungskraft zu einer höheren und beim Ausfedern zu einer niedrigeren Gesamtkraft führt.

Für die dynamische Messung wird der Reifen erst auf eine bestimmte Radlast eingefedert. In diesem Fall liegt diese bei $R_0 = 4500\text{ N}$, was für das untersuchte Rad der Dimension 255/45R17 einen Einfederweg von 22 mm bedeutet. Ausgehend von diesem Ausgangszustand wird der Reifen dann durch den Stempel mit der Amplitude 2 mm bei $2,2\text{ Hz}$ angeregt. Die Steigung der Hysterese ist hier entsprechend Abbildung 4.7 beim stehendem Rad am FRP steiler als für das rotierende Rad. Die dissipierte Energie W_{Diss} , die sich aus der Fläche innerhalb der Hysterese ableiten lässt (siehe Unterkapitel 2.1.2), ist beim drehenden Rad geringer als beim Stehenden, was in Übereinstimmung mit den Messungen aus Abbildung 4.8 ist.

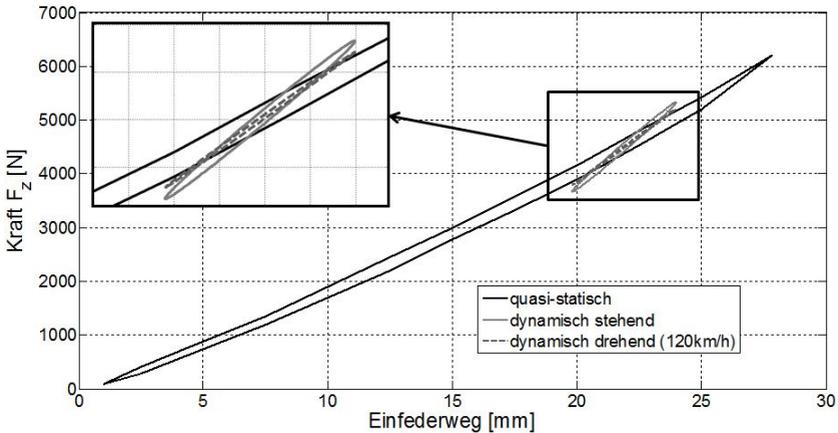


Abbildung 4.11: Hysteresen für quasi-statische und dynamische Messung bei stehendem und drehendem Rad für den gleichen Reifen

4.1.3 Zwei-Komponenten-Prüfstand

Mit dem Zwei-Komponenten-Prüfstand (ZKP) können Dämpfer, Dämpfer mit Kopflager, gesamte Federbeine, einzelne Gummilager sowie hydraulische Motorlager hinsichtlich ihrer dynamischen und statischen Eigenschaften untersucht werden. Dazu wird der Prüfling vertikal zwischen einem dynamischen Erreger und einer Kraftmessdose montiert. Horizontal besteht die Möglichkeit eine zweite Kraftanregung aufzubringen, woraus sich der Prüfstandsname ableitet. Die statische Einstellung und der dynamische Erreger werden jeweils hydraulisch betrieben.

In dieser Arbeit wird der Prüfstand zur Ermittlung von Steifigkeit und Dämpfungsgrad der Komponenten Dämpfer, Kopflager und Federbein herangezogen, entsprechend den in Kapitel 2 vorgestellten Definitionen.

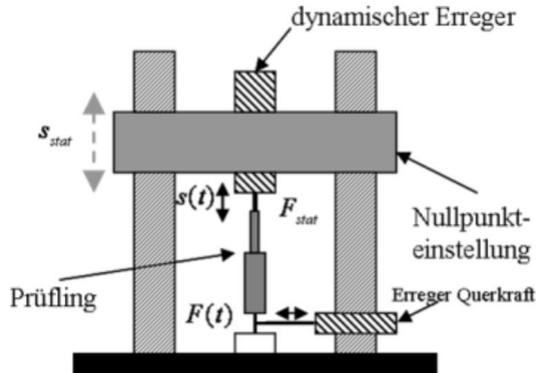


Abbildung 4.12: Schema des Zwei-Komponenten-Prüfstands (ZKP) [Grimm u. a., 2012]

Zur dynamischen Steifigkeits- und Dämpfungsgradbestimmung wird die Frequenz bei konstanter Dämpfergeschwindigkeit variiert. Dazu wird die maximale Geschwindigkeit beim Durchfahren einer Schwingungsperiode im Nullpunkt gewählt (Abbildung 4.13). Die Frequenz kann von $0,5\text{ Hz}$ bis 50 Hz durchfahren werden.

4.2 Mobile Messung

Um Fahrkomfortuntersuchungen und die Auswirkung verschiedener Fahrwerkskomponenten zu untersuchen sind Messungen am Gesamtfahrzeug notwendig [Becker, 2005]. Zur Evaluierung der Schwingungen werden in dieser Arbeit Beschleunigungssensoren der Firma PCB Piezotronics am Radträger, Sitz, Motor und am Lenkrad angebracht. Darüber hinaus werden weitere relevante Stellen nach Bedarf mit Aufnehmern bestückt. Die Sensoren werden in den Koordinaten nach DIN 70020 ausgerichtet. Der Ursprung des kartesischen Koordinatensystems befindet sich in der Mitte des Fahrzeugs auf Höhe der Vorderachse (VA), wie in Abbildung 4.14 gezeigt wird.

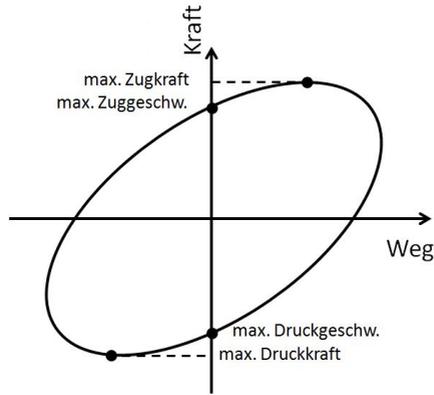


Abbildung 4.13: Kraft-Weg-Hysterese

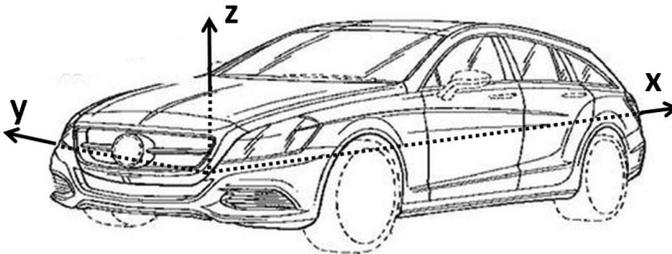


Abbildung 4.14: Koordinatensystem für das Gesamtfahrzeug nach DIN 70020

Triaxiale Beschleunigungssensoren (PCB Model 354C03) werden an der Sitzschiene, nahe den Befestigungselementen des Sitzes, an der Karosserie platziert, um dort die eingeleiteten Schwingungen zu erfassen. Am Radträger dienen die Sensoren zur Identifikation der induzierten Vibrationen über den Reifen (Abbildung 4.15). Die Messdatenerfassung erfolgt mit einem Messsystem der Firma Müller-BBM VibroAkustik Systeme GmbH, welches die Rohdaten aller Sensoren in den drei Raumrichtungen separat erfasst.

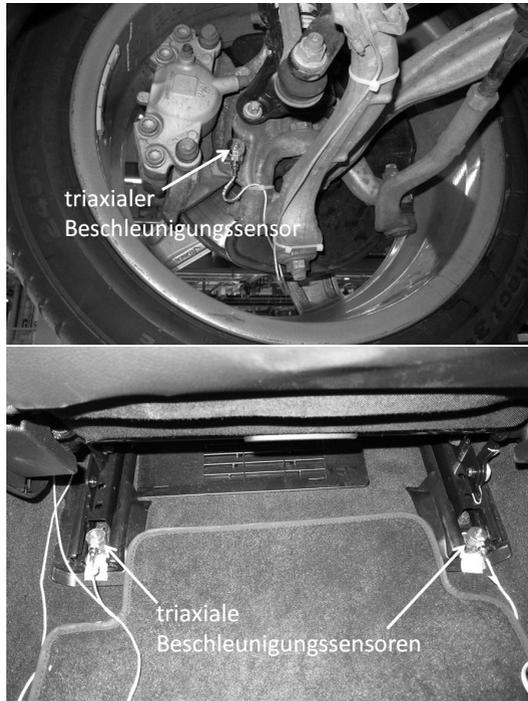


Abbildung 4.15: Beschleunigungssensoren am Radträger und an der Sitzschiene

Ausgehend von den Zeitrohdaten der Aufnehmer an den vier Positionen der Sitzschiene vorne links (VL), vorne rechts (VR), hinten links (HL) und hinten rechts (HR) können die Wank-, Nick-, Gier- und Hubbewegungen [Klosfelder, 2001] berechnet werden. Weiterhin wird ein Fahrersitzkonsolenreferenzpunkt (RP) gebildet, der aktuell in den Fachabteilungen als Standardwert zur Komfortbeurteilung eingesetzt wird. Dieser befindet sich auf Höhe der Brust (siehe Abbildung 4.16) und bildet die translatorischen (x -, y - und z -Richtung) und rotatorischen (Wanken, Nicken, Gieren) Beschleunigungen in ihren jeweiligen Kennwerten ab (Formeln 4.16, 4.17, 4.18, 4.12, 4.13, 4.15).

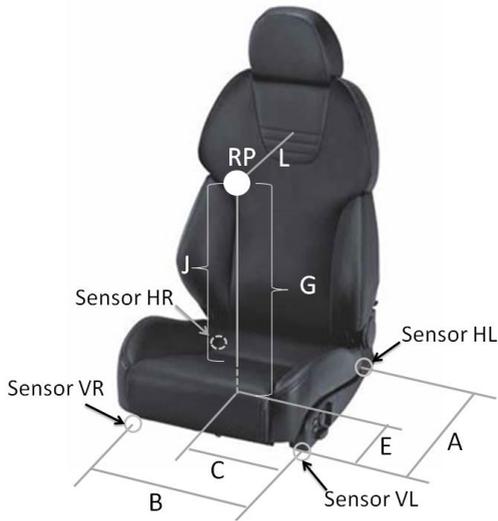


Abbildung 4.16: Erforderliche Sitzmaße und Fahrersitzreferenzpunkt (RP)

4.2.1 Bewegung der Radträger

Mit den Zeitschrieben der Beschleunigungssensoren in allen drei Raumrichtungen an den vier Radträgern können die gleich(g)- und wechselseitigen(w) Achsbeschleunigungen ermittelt werden (Formeln 4.8, 4.9, 4.10, 4.11).

$$a_{VA_{x/zg}}(t) = \frac{a_{RadVL_{x/z}}(t) + a_{RadVR_{x/z}}(t)}{2} \quad (4.8)$$

$$a_{VA_{x/zw}}(t) = \frac{a_{RadVL_{x/z}}(t) - a_{RadVR_{x/z}}(t)}{2} \quad (4.9)$$

$$a_{HA_{x/zg}}(t) = \frac{a_{RadHL_{x/z}}(t) + a_{RadHR_{x/z}}(t)}{2} \quad (4.10)$$

$$a_{HA_{x/zw}}(t) = \frac{a_{RadHL_{x/z}}(t) - a_{RadHR_{x/z}}(t)}{2} \quad (4.11)$$

4.2.2 Aufbaubewegungen

Die rotatorischen Aufbaubewegungen werden erst in der Konsolenebene berechnet, um sie dann anschließend auf den Referenzpunkt umzurechnen. Dazu sind die in Abbildung 4.16 gezeigten Abstände A (Abstand Sensoren vorne zu hinten) und B (Abstand Sensoren links zu rechts) zu ermitteln.

Wanken:

$$a_{Wanken}(t) = \frac{a_{VR_z}(t) - a_{VL_z}(t)}{2B} + \frac{a_{HR_z}(t) - a_{HL_z}(t)}{2B} \quad (4.12)$$

Nicken:

$$a_{Nicken}(t) = \frac{a_{VL_z}(t) - a_{HL_z}(t)}{2A} + \frac{a_{VR_z}(t) - a_{HR_z}(t)}{2A} \quad (4.13)$$

Gieren:

$$a_{Gieren}(t) = \frac{a_{HL_y}(t) - a_{VL_y}(t)}{2A} + \frac{a_{HR_y}(t) - a_{VR_y}(t)}{2A} \quad (4.14)$$

Die Sitzanbindung lässt sich nur bis etwa 10Hz als Starrkörper annähern, weswegen zusätzlich die torsionale Bewegung der Konsole berechnet wird [Grimm u. a., 2012]:

Torsion:

$$a_{Torsion}(t) = \frac{a_{HR_z}(t) - a_{HL_z}(t)}{AB} - \frac{a_{VR_z}(t) - a_{VL_z}(t)}{AB} \quad (4.15)$$

Durch Hinzunahme der torsionalen Beschleunigung wird bei der Berechnung des Referenzpunktes, unter Annahme eines Starrkörperansatzes, der Fehler in Bezug auf die flexible Sitzanbindung minimiert. Der Referenzpunkt lässt sich als Vektor aus den folgenden Einzelrichtungen berechnen:

$$\begin{aligned}
 a_{RP_x}(t) = & \left[a_{VL_x}(t) \cdot \left(1 - \frac{C}{B}\right) + a_{VR_x}(t) \cdot \left(\frac{C}{B}\right) \right] \cdot \left(1 - \frac{E}{A}\right) + \\
 & + \left[a_{HL_x}(t) \cdot \left(1 - \frac{C}{B}\right) + a_{HR_x}(t) \cdot \left(\frac{C}{B}\right) \right] \cdot \left(\frac{E}{A}\right) + \\
 & + \left[\frac{a_{VL_z}(t) - a_{HL_z}(t)}{A} \cdot \left(1 - \frac{C}{B}\right) + \right. \\
 & \left. + \frac{a_{VR_z}(t) - a_{HR_z}(t)}{A} \cdot \left(\frac{C}{B}\right) \right] \cdot G
 \end{aligned} \tag{4.16}$$

$$\begin{aligned}
 a_{RP_y}(t) = & \left[a_{VL_y}(t) \cdot \left(1 - \frac{C}{B}\right) + a_{VR_y}(t) \cdot \left(\frac{C}{B}\right) \right] \cdot \left(1 - \frac{E}{A}\right) + \\
 & + \left[a_{HL_y}(t) \cdot \left(1 - \frac{C}{B}\right) + a_{HR_y}(t) \cdot \left(\frac{C}{B}\right) \right] \cdot \left(\frac{E}{A}\right) + \\
 & + \left[\frac{a_{VR_z}(t) - a_{VL_z}(t)}{B} \cdot \left(1 - \frac{E}{A}\right) + \right. \\
 & \left. + \frac{a_{HR_z}(t) - a_{HL_z}(t)}{B} \cdot \left(\frac{E}{A}\right) \right] \cdot G
 \end{aligned} \tag{4.17}$$

$$\begin{aligned}
 a_{RP_z}(t) = & \left[a_{VL_z}(t) \cdot \left(1 - \frac{C}{B}\right) + a_{VR_z}(t) \cdot \left(\frac{C}{B}\right) \right] \cdot \left(1 - \frac{E}{A}\right) + \\
 & + \left[a_{HL_z}(t) \cdot \left(1 - \frac{C}{B}\right) + a_{HR_z}(t) \cdot \left(\frac{C}{B}\right) \right] \cdot \left(\frac{E}{A}\right)
 \end{aligned} \tag{4.18}$$

Mit der Fast-Fourier-Transformation (FFT) (Tabelle 4.3) erfolgt die Vektorbildung für jeden Block. Damit wird die Phasenlage immer innerhalb eines Blockes gebildet und damit der korrekte Vektorbetrag ermittelt.

Tabelle 4.3: FFT-Parameter

Fensterfunktion	Hanning
Amplitude	root mean square
Frequenzauflösung	0,25Hz
Fensterüberlappung	80%

Die Vektoren werden für die Fahrgeschwindigkeiten 50km/h, 60km/h, 70km/h, 80km/h und 90km/h gemittelt, um einen Informationsverlust durch den Kammfilter-Effekt zu minimieren [Schickedanz, 2012]. Dieser kommt durch den Phasenversatz δ von Vorder- zu Hinterachse zustande und ist abhängig vom Radstand l und der Fahrtgeschwindigkeit v .

$$\delta = \frac{2\pi l f}{v} \quad (4.19)$$

4.3 Anregungsprofile

Oben geschilderte, mobile Messungen am Gesamtfahrzeug lassen sich sowohl am Prüfstand (z.B. einer Vier-Stempel-Anlage) mit synthetischen Signalen, als auch direkt auf der Straße durchführen. Hier werden ausschließlich Straßenmessungen betrachtet, denn so besteht die Möglichkeit Schwingungen im kundenrelevanten Versuchsumfeld zu untersuchen. Die Fahrbahn soll zum einen eine geeignete Aufbauanregung, zum anderen eine sinnvolle Anregung im Achs- und Motoreigenfrequenzbereich bieten. Zusätzlich sind verschiedene Anregungsniveaus der Straße darzustellen, um alle Betriebspunkte der Fahrwerkskomponenten abzudecken. Zur Beschreibung der Straßenoberfläche hat sich die *Spektrale Dichte der Unebenheiten* ϕ durchgesetzt [Steinauer, 1992] (Abbildung 4.17). *Strecke 1*, mit der geringsten Anregung, befindet sich auf

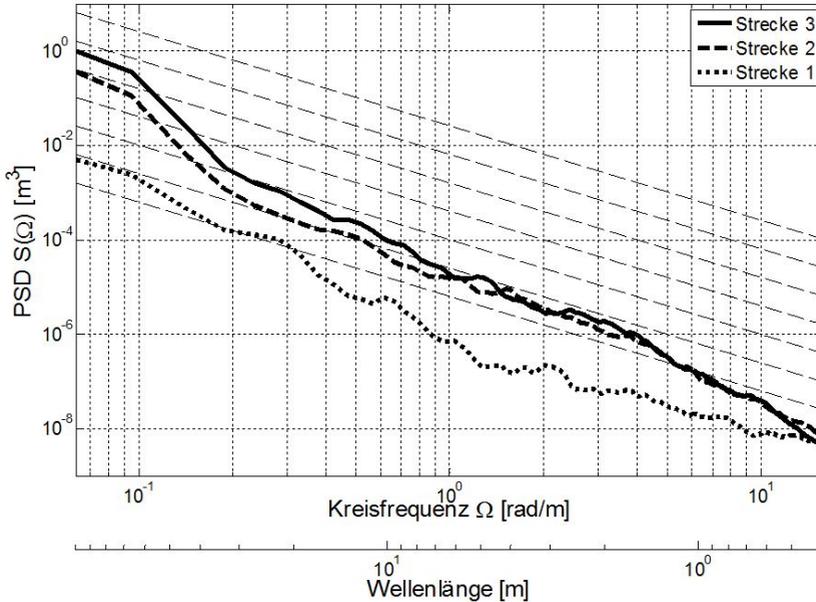


Abbildung 4.17: PSD-Signale der angewendeten Anregungsprofile

dem internen Daimler-Prüfgelände in Sindelfingen. Sie beinhaltet eine geringe tieffrequente Anregung und ist zur Anregung des Phänomens Mikrostrukern geeignet. *Strecke 2* und *Strecke 3* sind Straßen in schlechtem Zustand mit deutlich höherem Energieeintrag im Aufbaueigenfrequenzbereich. Dabei weist *Strecke 2* im Aufbaueigenfrequenzbereich geringere Amplituden auf als dies bei *Strecke 3* der Fall ist. Die drei Anregungsprofile wurden zusätzlich digitalisiert, um sie als Anregungssignale in der Simulation nutzen zu können.

4.4 Ridesimulator

Der Ridesimulator der Daimler AG ist ein Schwingungsprüfstand in Hexapod-Bauweise (siehe Abbildung 4.18). Um Bewegungen in allen Raumrichtungen

zu gewährleisten, ist die Plattform auf sechs elektrischen Linearantrieben montiert. Gegenüber hydraulischen Antrieben bieten sich hier die Vorteile einer geringeren Peripherie und eines einfacheren Regelsystems [Dragon u. a., 2007]. Um die von den bereits dargestellten Straßenprofilen erregten Aufbaubewegungen zu simulieren, kann vom Simulator ein Frequenzbereich von $0,7 \text{ Hz}$ bis 50 Hz resonanzfrei abgedeckt werden. In vertikaler Richtung werden Wege bis $\pm 200 \text{ mm}$ und in lateraler und longitudinaler Richtung bis zu $\pm 220 \text{ mm}$ angefahren. Abspielbare Signale können sowohl aus Versuchsdaten mobiler Messungen als auch aus Mehrkörpersimulationen generiert werden. Die Beschleunigungen an der Sitzkonsole (siehe Abschnitt 4.2), gewonnen aus Versuch oder Simulation, werden dabei unter Berücksichtigung der geometrischen Beziehungen aufgespielt. Der große Vorteil der Evaluierung von Schwingungsphänomen am Ridesimulator liegt darin, dass zu vergleichende Varianten direkt aufeinanderfolgend bewertet werden. Bei einem realen Fahrzeug entstehen durch Umbaumaßnahmen und den damit verbundenen größeren Pausen zwischen den Varianten, sowie den Aufmerksamkeitsdefiziten durch Konzentration auf die Fahrmanöver selbst, Einbußen in der Qualität der Subjektivbeurteilung. Zudem bleiben dem Probanden die Fahrzeugmarke wie auch -aufbau verborgen und es wird sichergestellt, dass hierdurch keine unbewusste Vorkonditionierung stattfindet [Jörissen, 2012]. Als nachteilig erweisen sich die fehlenden Fahrgeräusche und das nicht vorhandene Lenkrad.

4.5 Simulationsumgebung

Die Simulationsmodelle der folgenden Untersuchungen sind aus ca. 100 starren Körpern und einer flexibel abgebildeten Karosserie aufgebaut (siehe Abbildung 4.19). Die Flexibilität der Karosserie stellt sicher, dass Biege- und Torsionseigenmoden genau beschrieben werden können.

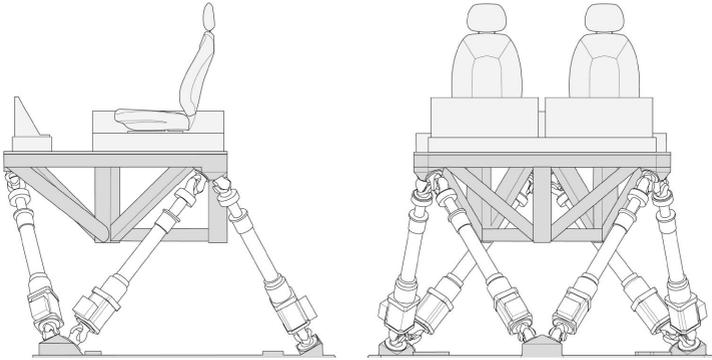


Abbildung 4.18: Der Ride-Simulator der Daimler AG [Jörissen, 2012]

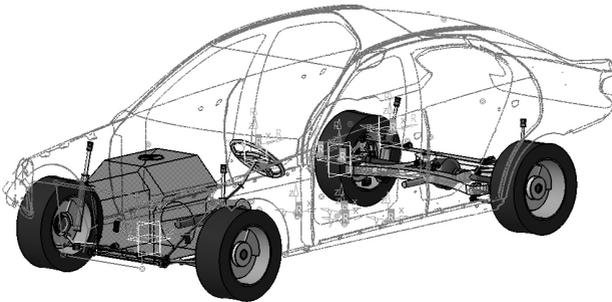


Abbildung 4.19: Visualisierung des MKS-Modells

4.6 Reifenmodell

Für die Straßenüberfahrten wird das Reifenmodell RMODK-7 verwendet. Dieses besteht aus zwei Modellgruppen, um verschiedenen Ansprüchen der Modellierung gerecht zu werden. Die erste Modellgruppe findet ihre Anwendung, wenn keine kurzweiligen Fahrbahnebenheiten vorhanden sind. Dann wird

der Gürtel als elastische Basis auf der Felge modelliert und mit den Kontaktkräften beladen. Zur Fahrkomfortanalyse, mit kurzweiliger Fahrbahnanregung, wird der Gürtel des Reifens diskretisiert und die Lagrange-Formulierung angewendet. Die Kontaktflächenform und die Druckverteilung ergeben sich aus der Strukturmechanik und hierzu werden die transienten Kontaktkräfte errechnet. Die Bewegungsgleichungen werden mit dem Prinzip der minimalen virtuellen Arbeit abgeleitet und der Punkt \vec{r}_i berechnet sich mit der Beladung der Strukturkraft \vec{F}_{ij} , aus Dämpfung und Steifigkeit sowie der Kraft \vec{F}_i , die sich aus Kontakt und Fülldruck ergibt [Oertel und Fandre, 2001, 1999; Oertel, 2014].

$$\delta A = 0 = \sum_i \left(\sum_j \vec{F}_{ij} + \vec{F}_i - m_i \ddot{\vec{r}}_i \right) \delta \vec{r}_i \quad (4.20)$$

Gleichung 4.20 ist ein Differentialgleichungssystem 3.Ordnung, das es zu lösen gilt. Das Gürtelmodell beinhaltet die Stahl- und Reyon/Nylon-Lagen zur Abbildung der Struktur und deren Eigenschaften als Funktion der Lagendichte und -orientierung [Oertel und Fandre, 1999].

Aktuelle Modellerweiterungen beziehen sich auf die Werkstoffmodellierung. Das Material zwischen der Tragschicht aus Gürtel und Karkasse und den Kontaktpunkten an der äußeren Oberfläche besitzt nun innere Freiheitsgrade, die die Formulierung von dynamischen Werkstoffeffekten erlauben. Diese Modifikation wurde eingeführt, um Abhängigkeiten der Anregungsfrequenz und -amplitude hinsichtlich dynamischer Reifensteifigkeit aufzunehmen, die im Rahmen dieser Arbeit erarbeitet und zur Verfügung gestellt wurden. Auf der Lauffläche sind virtuelle Sensoren (Abbildung 4.20) angebracht, damit der Konflikt zwischen der Wellenlänge des Hindernisses und der höchsten abbildbaren Eigenfrequenz des Reifens, mit wenig Rechenaufwand gelöst werden kann [Oertel, 2014].

Zur Validierung der dynamischen Reifensteifigkeit von RMODK-7 wird der Falchbahnreifenprüfstand aus dem Unterabschnitt 4.1.1 in der MKS-Umgebung

nachgebildet. Dazu wird ein Reifen ausgewählt, der sowohl am Prüfstand vermessen, als auch für die Simulation parametrisiert wird. Anschließend werden die beiden Steifigkeiten aufeinander abgestimmt (Abbildung 4.21). Der Frequenzverlauf kann entsprechend der Realität mit dem Modell quantitativ und qualitativ realisiert werden.

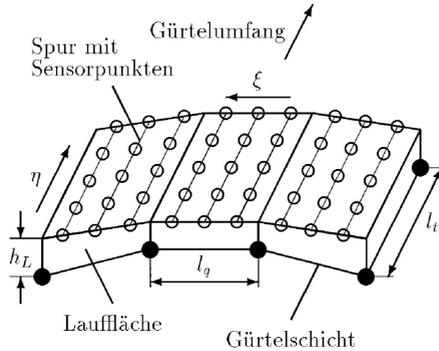


Abbildung 4.20: Der Querschnitt des RMODK-7 Modells von Gürtel und Lauffläche [Oertel, 2014]

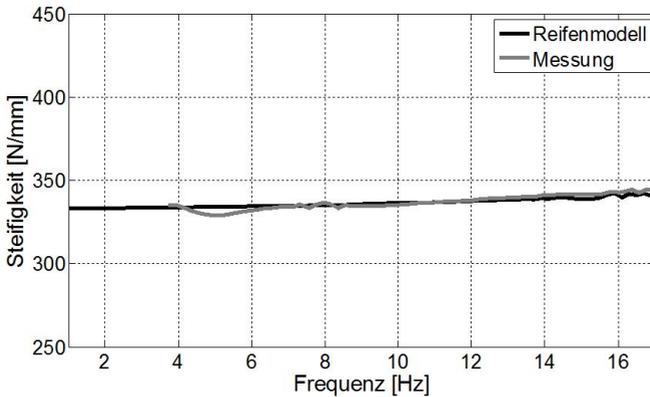


Abbildung 4.21: Validierung des Reifenmodells mit Messungen über der Frequenz

5 Schwingungswahrnehmung

Mehr und mehr rückt neben Qualität und Design, bei technisch zunehmend ausgereifteren Automobilen, der Komfort in den Vordergrund. Das Sicherstellen qualitativ hochwertiger und zuverlässiger Produkte allein ist nicht mehr ausreichend. Der Kunde erwartet darüber hinaus ein positives Fahrerlebnis von seinem Fahrzeug.

Im deutschen Duden wird der Begriff *Komfort* wie folgt beschrieben [Duden, 1996]: *auf technisch ausgereiften Einrichtungen beruhende Bequemlichkeiten, Annehmlichkeiten; einen bestimmten Luxus bietende Ausstattung*. Das wissenschaftliche Umfeld gibt keine einheitliche Definition und es lassen sich unterschiedliche Ansätze zur Eingrenzung finden. Hertzberg [Hertzberg, 1958, 1972] definiert 1958 den Komfort schlicht als das Ausbleiben von Diskomfort, welcher sich aus dem Erleiden von Müdigkeit, Schmerz und Beanspruchung zusammensetzt. Diskomfort lässt sich in biomechanische Einflüsse einordnen, wohingegen Komfort mit Gefühlen und Wohlbefinden erklärt wird [Zhang u. a., 1996]. Die Wahrnehmung des Komforts muss dennoch immer erst indirekt durch Sinnesorgane erfolgen und dann hinsichtlich der Erwartungen eingeordnet werden. Auge, Ohr aber auch das Vestibularorgan (Wahrnehmung von Eigenbewegung) und die sog. Mechanorezeptoren (Vibration, Schwingungen) sind dabei die wesentlichen Bestandteile [Bubb, 2003]. Diskomfort ist getrennt von Komfort zu betrachten und es gilt den Diskomfort, bei gleichzeitiger Steigerung des Komforts, zu reduzieren. Die Komfortpyramide nach [Bubb, 2003], dem Ansatz von [Maslow, 1997] folgend zeigt eine Hierarchie, nach der höhere Empfindungen erst als komfortmindernd wahrgenommen werden, wenn untere Ebenen in der Pyramide befriedigt sind. Komfort ist in der

Wissenschaft nicht eindeutig definiert und könnte für die Automobilindustrie unterschieden werden in das unmittelbar physiologisch wahrnehmbare Sinnesempfinden anhand physikalischer Reize und der damit erweiterten Ebene, in der durch Verknüpfung mit einer Erwartungshaltung eine Wahrnehmung generiert wird. Die Erwartungen und Erfahrungen, welche die Wahrnehmung beeinflussen werden in der Psychophysik untersucht und im nächsten Abschnitt genauer beschrieben.

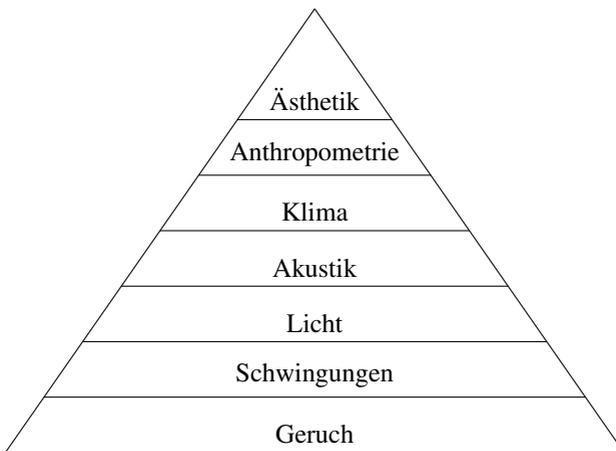


Abbildung 5.1: Komfortpyramide nach Bubb [Braess und Seiffert, 2013]

5.1 Sinnesphysiologische und psychophysikalische Grundlagen

Die Physiologie ist die Wissenschaft, welche sich mit den funktionellen Vorgängen des menschlichen Organismus befasst. Die Wechselbeziehungen des Physischen mit dem Psychischem, also zwischen Reiz und der Empfindung, wird durch den Bereich der Psychophysik abgedeckt [Duden, 1996].

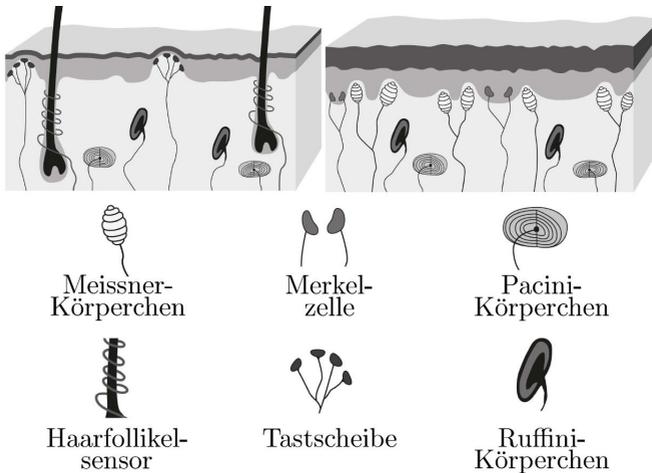


Abbildung 5.2: Schnitt durch die behaarte und unbehaarte Haut [Jörissen, 2012]

Die Sinnesphysiologie umfasst Umwelteinflüsse, die unsere Sinnesorgane anhand von Reizen beeinflussen. Die Reize verursachen Erregungen von Nervenfasern durch Potentialänderungen an Zellmembranen, die wiederum in sensorischen Gehirnzentren verarbeitet werden. In der Wahrnehmungspsychologie wird zwischen Empfindung und Wahrnehmung unterschieden. Empfinden ist das Umsetzen von Reizen in Information und die Wahrnehmung charakterisiert die erfahrungsgeprägte Interpretation des Reizes [Schmidt u. a., 2005].

Vibrationen und Schwingungen werden hauptsächlich von den Mechanorezeptoren in der Haut detektiert [Lang und Lang, 2007]. Es wird zwischen langsam und schnell adaptierenden Mechanosensoren unterschieden. Erstere reagieren auf lang anhaltende Reize wie das Körpergewicht, das auf die Fußsohle wirkt. Letztere antworten nur auf bewegte mechanische Hautreize. Weiterhin ist nach dem zeitlichen Verlauf des Reizes zu differenzieren. Die langsam adaptierenden Sensoren reagieren auf konstante Reize in Abhängigkeit von deren

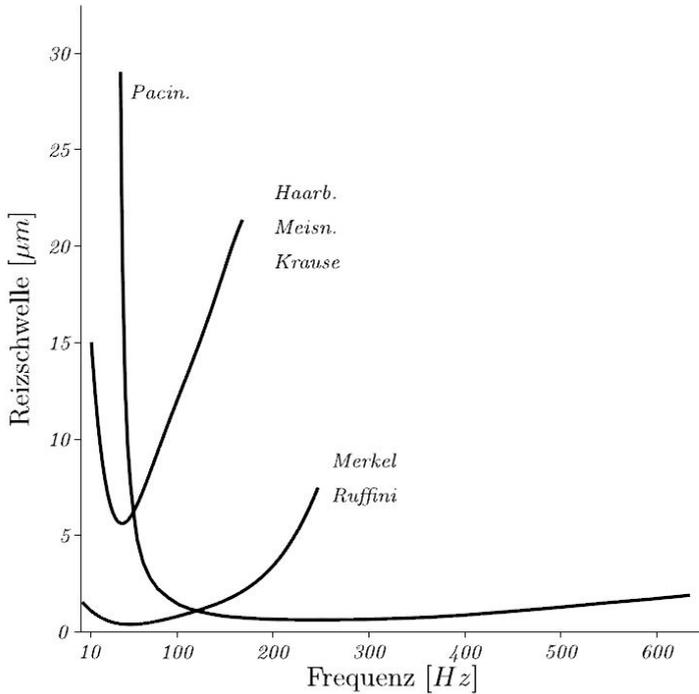


Abbildung 5.3: Reizschwellen verschiedener Rezeptoren über der Frequenz [Jörissen, 2012] nach [Campenhausen, 1993]

Intensität. Schnell adaptierende Mechanorezeptoren wie die Haarfollikel reagieren auf Druckänderungen und das Vater-Pacini-Körperchen auf die Änderungen der Geschwindigkeit (Beschleunigungen) und somit auf Vibrationen. Das Vater-Pacini-Körperchen wird deshalb auch als Beschleunigungssensor des Körpers bezeichnet. Es besteht aus einem marklosen Ende einer markhaltigen Nervenfasern. Bei sinusförmiger Anregung werden mit jeder Sinusperiode Aktionspotentiale ausgelöst, wobei die minimale Amplitude mit ansteigender Frequenz abnimmt [Schmidt u. a., 2005; Schmidt und Schaible, 2006].

Tabelle 5.1: Resonanzen des menschlichen Körpers [Rasmussen, 1983]

Amplitude [mm]	Frequenz [Hz]
Kopf (axiale Mode)	25
Augapfel	30-80
Schultergürtel	4-5
Brust	60
Unterarm	16-30
Unterleibsmasse	4-8
Wirbelsäule	10-12
Hand	50-200
Beine	2-20

Die Sensorpotentiale werden in den Nervenenden selbst erzeugt und nicht in den Zellen, die diese umgeben. Wird eine bestimmte Schwelle überschritten, lösen diese Sensorpotentiale Aktionspotentiale aus, die an das Gehirn weitergeleitet werden (Abbildung 5.3).

Der menschliche Körper selbst ist biologisch und physikalisch ein äußerst komplexes Gebilde und kann für niedrige Frequenzen als lineares mechanisches System aufgefasst werden. Die Resonanzen verschiedener Körperteile führen dazu, dass verschiedene Intensitäten und Frequenzen unterschiedlich wahrgenommen werden [Rasmussen, 1983] (Tabelle 5.1).

Die Psychophysik untersucht die Zusammenhänge zwischen der Reizstärke und dem daraus resultierenden Empfinden unter anderem mit dem Ansatz des Schwellenkonzepts. Der unter bestimmten Randbedingungen niedrigste Reiz, der zu einem ersten Empfinden führt, wird als Reizschwelle bezeichnet. Der wiederum unter allen Randbedingungen minimale Reizwert legt die Absolutschwelle fest. So kann der Schwellenreiz beispielsweise über der Frequenz variieren und als Absolutschwelle gilt in diesem Fall der niedrigste Schwellenreiz

bei entsprechender Frequenz. Der Begriff Unterschiedsschwelle kennzeichnet bei überschwelligen Reizen jenes Delta, das in Bezug auf einen Referenzreiz aufgebracht werden muss, um einen Unterschied zwischen beiden Signalen zu spüren [Schmidt u. a., 2005].

Populäre Ansätze zur Beschreibung liefern der Physiologe Ernst Heinrich Weber, der Physiker Gustav Theodor Fechner (dem Begründer der Psychophysik) und der Psychologe Stanley Smith Stevens [Lennert, 2009]. Das Weber-Gesetz besagt, dass ausgehend von einem objektiven Reiz I_0 ein Reizdelta ΔI , einem konstanten Verhältnis k folgend, initiiert werden muss, um es vom Ausgangssignal um den Wert ΔE unterscheiden zu können.

$$\Delta E = k \frac{\Delta I}{I_0} \quad (5.1)$$

G.T. Fechner erweitert diesen Ansatz indem er ihn differentiell formuliert und anschließend integriert [Fechner, 1860]:

$$dE = k \frac{dI}{I_0} \quad (5.2)$$

$$E = k \cdot \ln(I) + C \quad (5.3)$$

C ist die Integrationskonstante und mit $I = I_0$ bei $E = 0$ wird $C = -k \cdot \ln(I_0)$ und es ergibt sich als Weber-Fechner-Gesetz:

$$E = k \cdot \ln\left(\frac{I}{I_0}\right) \quad (5.4)$$

Ausgehend von der Absolutschwelle I_0 führt eine logarithmische Steigerung des Reizes zu einer linearen Zunahme der Empfindungsstärke [Takagi u. a., 2012].

S. Stevens folgerte aus direkter Skalierung, dass die Beziehung zwischen Empfindungsstärke E und dem Reiz I in einer Potenzfunktion abgebildet werden kann.

$$E = k(I - I_0)^n \quad (5.5)$$

Der Exponent n gibt Auskunft über die Form der Kurve und unterscheidet sich für verschiedene Sinnesmodalitäten.

5.2 Bewertungsansätze

Als Objektivierung wird im Allgemeinen "die Überführung eines Subjektiven, also die individuelle Wahrnehmung eines Individuums, in das Objektive, eine Zustandsbeschreibung durch von einem Individuum unabhängige Gesetzmäßigkeiten und Parameter" verstanden. „In der Fahrzeugtechnik bedeutet Objektivierung die Ermittlung von Zusammenhängen zwischen dem subjektiven Empfinden der Fahrzeuginsassen bezüglich verschiedenster Kriterien mit physikalischen Parametern, die das Fahrzeug bzw. den Fahrzustand beschreiben." [Bitter, 2005] Die Objektivierung des Schwingungskomforts erfolgt meist durch die Quantifizierung der physikalischen Messgrößen Kraft oder Beschleunigung. Diese wirken in den drei translatorischen und drei rotatorischen Raumrichtungen und werden über die Kontaktstellen Hände, Gesäß/Rücken und Füße wahrgenommen. Grundsätzlich können die Schwingungen nach ihrem zeitlichen Verlauf im Fahrzeug unterschieden werden:

- transient
- stationär
- periodisch
- stochastisch

Die *VDI 2057* [VDI 2057, 2002] und *ISO 2613* [ISO 2631-1, 1997] stellen jeweils ein Bewertungsverfahren für den stehenden und sitzenden Menschen bei harmonischer Anregung bis 80Hz vor. [VDI 2057, 2002] ist eine überar-

beite Version auf Basis von [ISO 2631-1, 1997]. Die Richtlinie fasst unter Belastung äußere Randbedingungen zusammen, wie die Schwingung selbst oder deren Einwirkdauer. Aus der Belastung folgt die Beanspruchung, welche in die Bereiche Wohlbefinden, Leistungsfähigkeit, Gesundheit und Komfort unterteilt werden kann. Die Bewertung von Ganzkörperschwingungen wird nach dem Prinzip gleicher Empfindung gebildet, die von Amplitude und Frequenz abhängt. Hierfür wird ein frequenzabhängiger Faktor eingeführt (siehe Abbildung 5.4), der die Schwingungen auf den Menschen in Abhängigkeit der Frequenz berücksichtigt und gewichtet [Dupius, 1993; Griffin, 1993]. Das Maximum für die Gewichtung in z-Richtung liegt im Bereich zwischen 4 Hz und 16 Hz (in den im Fahrzeug beispielsweise das Phänomen *Stuckern* fällt). Für die verschiedenen Einleitungsstellen in den Körper [Klinger, 1996; Hennecke, 1994] werden Gewichtungsfaktoren bereitgestellt. Zusätzlich ist zu erwähnen, dass nach Aussagen von [Cucuz, 1992; Bitter, 2005; Lennert, 2009] stochastische Schwingungen gegenüber harmonischen um 10 % bis 45 % höher in der Bewertung ausfallen.

[VDI 2057, 2002] legt nahe aus den gemessenen Beschleunigungen nach Einleitungsstelle und Frequenz zu gewichten und den Effektivwert zu bilden.

$$a_{wT} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a_w^2(t) dt} \quad (5.6)$$

Dabei ist T die Dauer der Messung und a_w die frequenzbewertete Beschleunigung.

Ein energieäquivalenter Mittelwert wird gebildet, wenn sich an den Einleitungsstellen verschiedene Richtungen überlagern.

$$a_{wv} = \sqrt{k_x^2 a_{wx}^2 + k_y^2 a_{wy}^2 + k_z^2 a_{wz}^2} \quad (5.7)$$

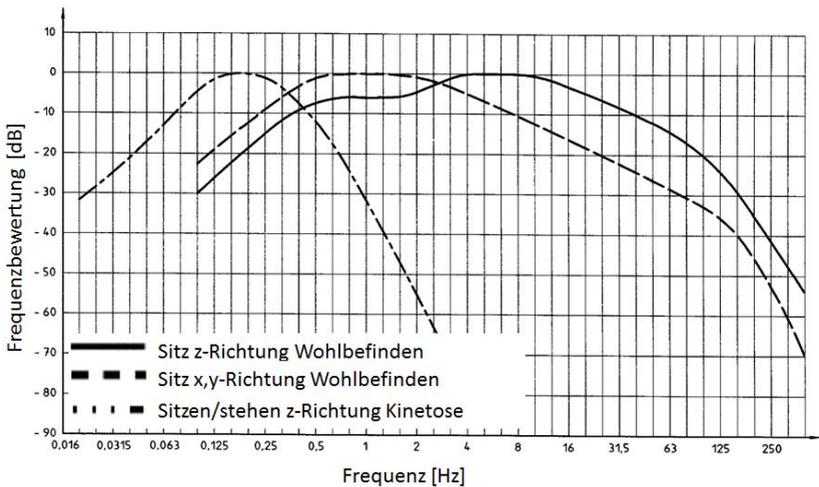


Abbildung 5.4: Frequenzbewertung nach [VDI 2057, 2002]

Zur Beurteilung des Wohlbefindens sind die Faktoren $k_x = k_y = k_z = 1$ zu setzen und zur Bewertung der Gesundheit $k_x = 1,6$, $k_y = 1,4$, $k_z = 1$.

Mit Tabelle 5.2 lassen sich die gemessenen Schwingungen bezüglich des subjektiven Empfindens einordnen.

[Mitschke und Klinger, 1998] stellt aufbauend auf [VDI 2057, 2002] eine Methode zur Ableitung des fahrbahnerregten Schwingungskomforts für Fahrzeuge mit einer bewerteten Schwingstärke vor. Weiter wird darauf hingewiesen, dass die wesentlichen Beanspruchungen die vertikalen Beschleunigungen an den Füßen und am Sitz sind. Das Fehlen des Lenkrads bei der Bewertung des Schwingungskomforts auf dem Ride-Simualtor spielt somit eine untergeordnete Rolle. Zu einer ähnlichen Aussage bezüglich der erwähnten Dominanz der Vertikalrichtung kommt [Griffin und Morioka, 2006].

Tabelle 5.2: Subjektive Kategorisierung der Schwingungen nach [VDI 2057, 2002]

$a_{wT} \left[\frac{m}{s^2} \right]$	Wahrnehmung
$\leq 0,01$	nicht spürbar
0,015	Wahrnehmungsschwelle
- 0,02	gerade spürbar
- 0,08	gut spürbar
- 0,315	stark spürbar
$\geq 0,315$	sehr stark spürbar

6 Zielsetzung der Arbeit

In dieser Arbeit werden Reifeneigenschaften untersucht und erläutert, die zu einer fundierteren Bewertung des fahrbahnerregten Schwingungskomforts beitragen sollen. Es gibt viele wissenschaftliche Arbeiten, die sich mit der Komponente Reifen oder dem Schwingungskomfort eingehend beschäftigen. Wurde die Schwingungswahrnehmung mit Augenmerk auf dem Reifen untersucht, handelt es sich größtenteils um raderregte Schwingungen. Beispielsweise gibt es einige Ausarbeitungen zu raderregtem Schwingungskomfort, welche eingehender die dafür notwendigen Reifenkenngrößen untersuchen [Pies, 2011] [Barz, 1988]. Das Phänomen Motorstuckern, welches sich in einem ähnlichen Frequenzbereich wie das fahrbahnerregte Achsstuckern abspielt, wurde ausgiebig in [Klinger, 1996] analysiert. Auch die Untersuchung des Empfindens von Gesamtfahrzeugschwingungen war bereits oft Bestandteil bestehender Forschungsarbeiten [Mitschke und Klinger, 1998] [Wallentowitz u. a., 2018] [Schickedanz, 2012] [Steinauer, 1992]. Jedoch war hier der Reifen nur eines von vielen Übertragungsgliedern in der Kette der Anregungsübertragung und der Fokus lag maßgeblich auf der Objektivierung des subjektiven Empfindens. Meist wird bei der Objektivierung der Übertragungspfad nicht untersucht, sondern man beschränkt sich auf den physikalischen Fahrzeugkennwert, der zur Objektivierung herangezogen wird [Jörissen, 2012]. In dieser Arbeit soll der Zusammenhang beider Bereiche, Reifeneigenschaften mit deren Auswirkung auf einen physikalischen Fahrzeugkennwert und die damit verbundene Schwingungswahrnehmung und deren wechselseitige Beziehung hinsichtlich fahrbahnerregter Schwingungen im Fokus stehen und wo nötig, das jeweilige Feld um

neue Erkenntnisse erweitert werden. Der Reifen spielt für den fahrbahnerregten Fahrkomfort, neben den eingehend untersuchten Komponenten Dämpfer und Aufbaufeder [Stretz, 2011], eine dominante Rolle, da er durch seine physikalischen Eigenschaften maßgeblich bestimmt, wie Fahrbahnanregungen ins Fahrzeug gelangen. Dies soll in der vorliegenden Arbeit genauer untersucht werden.

Wie in Kapitel 3 dargestellt, setzte sich bereits [Fülbier, 2001] mit dem Schwingungskomfort, in jenem Fall dem Luft- und Körperschall, bei Fahrbahnanregung auseinander. Hier wurden ausschließlich Einzelhindernisse wie beispielsweise Dehnfugen betrachtet und das Augenmerk auf die Vorderachse gelegt. Der Reifen wird für die Körper- und Luftschallbewertung hinsichtlich seiner Eigenfrequenzen vermessen und für eine dynamische Messung der Reifenkräfte wird auf die Überfahrt einer Schlagleiste in einem Innentrommelprüfstand gesetzt. Daraus wird abgeleitet, welche Frequenzanteile des Reifens durch die Schlagleiste angeregt werden. Hauptsächlich werden die Wechselwirkungen im Fahrwerk für die Komponente Dämpfer und diverse Fahrwerkslager untersucht, teilweise erst ab 30 Hz. "Körperschallpfade über die Komfortlager der Vorderachse lassen sich hierbei als besonders dominant für den Abrollkomfort identifizieren" [Fülbier, 2001]. Weiter wird zu den hör- und spürbaren Eindrücken eine Objektivierung für wechselnd starke Einzelhindernisse mit unterschiedlichen Fahrzeugen durchgeführt. Ein Fazit hieraus ist, dass bei verschiedenen dominanten Hindernissen die Fahrwerksvariationen weniger oder gar nicht wahrgenommen werden. Außerdem werden transiente Störeinflüsse hauptsächlich über die Vorderachse als differenzierbar empfunden. Deswegen soll zur Ergänzung dieser Ergebnisse in der vorliegenden Arbeit der Reifen für die Betrachtung des Übertragungspfades im spürbaren Frequenzbereich 0 Hz – 30 Hz im Vordergrund stehen. Die Anregungen werden für die Objektivierung nicht stark modifiziert, um die Unterschiede im Übertragungspfad in den Vordergrund zu stellen. Es werden Eigenschaften des Reifens variiert und die Auswirkungen auf das subjektive Empfinden wird auf dem, in Kapitel 4 beschriebenen, Ride-Simulator durchgeführt. Damit wird

gewährleistet, dass sich die Ergebnisse auf die rein spürbaren Schwingungen beschränken und zu vergleichende Varianten, ohne Pause, direkt aufeinanderfolgend und ohne akustische Maskierungen bewertet werden können.

Die Analyse von Reifeneigenschaften bezüglich der Gesamtfahrzeugdynamik in [Einsle, 2010] beschränkt sich hauptsächlich auf die Querdynamik und den hierfür relevanten Reifenkenngrößen (Schräglauf, Seitenkraft etc.). [Peckelsen, 2017] untersucht in seiner Arbeit den Reifen hinsichtlich des Zielkonflikts zwischen Rollwiderstand, Querdynamik, Vertikaldynamik und Innengeräusch. Dabei geht er bei Betrachtung des Fahrkomforts auf den Einfluss der Reifenvertikalsteifigkeit ein. Für die modellhafte Betrachtung des Zielkonflikts der vier Domänen weist er die Vertikalsteifigkeit bei 0 Hz und deren Steigung bei 14 Hz als wichtige Größen für seine Untersuchungen aus. Hier beschreibt er, dass es einen Unterschied zwischen der Messung am stehenden und drehenden Reifen gibt, geht jedoch nicht weiter auf die Ursache hierfür ein. "Messungen zeigen, dass die dynamische Steifigkeit des rotierenden Reifens fast unabhängig ist von der Anregungsamplitude"[Peckelsen, 2017]. Dies ist ein weiterer Punkt auf den diese Arbeit aufsetzt. Es werden physikalische Unterschiede zwischen rotierendem und stehenden Reifen analysiert und gezeigt, dass es eine Amplitudenabhängigkeit bei drehendem Reifen unter bestimmten Betriebsbedingungen gibt. Weiter sollen unterschiedliche Messverfahren der Reifenvertikalsteifigkeit betrachtet werden und jene mit der höchsten Korrelationsgüte in Bezug auf den fahrbahnerregten Schwingungskomfort abgeleitet werden. Einflussgrößen auf die Vertikalsteifigkeit des Reifens im fahrbahnerregten Frequenzbereich sollen dargestellt werden und zum besseren Verständnis der Komponente Reifen in Bezug auf den Fahrkomfort beitragen. [Ameunxen, 2013] erarbeitet in seinen Ausführungen ein Echtzeit-Dynamikmodell, welches neben den Bereichen Handling und Akustik auch den Fahrkomfort in der Steuergeräteentwicklung darstellt. Hierbei greift er für die Vertikaldynamik auf das vorhandene Reifenmodell *FTire* zurück. Der Kern der Arbeit besteht darin die Fahrdynamik und den Schwingungskomfort in einem echtzeitfähigen

Modell zu vereinen. Ähnlich verhält es sich mit [Röske, 2012], der ein Simulationsmodell des Gesamtfahrzeugs zur Bewertung des Optimums zwischen Fahrdynamik und Schwingungskomfort erstellt. Der Reifen wird hier als lineares Federelement abgebildet und nicht eingehender untersucht. Wie in [Amelunxen, 2013] erfolgt keine Objektivierung des subjektiven Schwingungsempfindens. In [Knauer, 2010] wird zwar jene Objektivierung des Schwingungskomforts durch Filterung der Fahrbananregung vorgenommen. Hier wird jedoch der Übertragungspfad Fahrwerk nicht weiter betrachtet und es wird auch keine Objektivierung abgeleitet für den Bereich, in dem der Reifen prägend für den Schwingungskomfort ist. Kürzlich zeigte [Angrick, 2017] einen Ansatz zur Auslegung des Fahrkomforts anhand einer Submodellmethodik, bei der objektive Eigenschaften anhand von Subsystemeigenschaften abgebildet werden. Das Fahrwerk wird von einer konzeptunabhängigen Kinematik und Elastokinematik dargestellt, Aggregat-, Hilfsrahmen- und Differenziallagerung werden mit einer allgemeingültigen Methode zur Abbildung elastisch gelagerter Subsysteme beschrieben. Die Wechselwirkung des Reifens mit den Subsystemen wird explizit außer Acht gelassen: „Es gilt zu erwähnen, dass der Reifen als Übertragungsglied zwischen Straße und reifengefederter Masse zwar wesentlichen Einfluss auf das komfortrelevante Gesamtfahrzeugverhalten hat, jedoch im Weiteren der Fokus auf den übrigen Subsystemen liegt“ [Angrick, 2017]. Aus diesem Stand der wissenschaftlichen Forschung ergeben sich die Bereiche, die durch diese Arbeit ergänzt werden sollen. Der Reifen soll eingehender hinsichtlich komfortrelevanter Kenngrößen untersucht, Messmethoden gegenübergestellt und die Wechselwirkung mit anderen Fahrwerkskomponenten hinsichtlich relevanter Fahrzeuggrößen herausgestellt werden. Anschließend wird eine Objektivierung vorgenommen, die einen statistischen Zusammenhang zwischen physikalischen Fahrzeuggrößen und der subjektiven Schwingungswahrnehmung, im für den Reifen relevanten Frequenzbereich, wiedergibt.

Zunächst werden bestehende Messmethoden, über den aktuellen Stand der Forschung hinaus, angewandt oder erweitert, um entscheidende Kenngrößen (Steifigkeit und Dämpfung) für den Reifen eingehender zu untersuchen. Dazu werden die vorherrschenden Randbedingungen für den Reifen im Gesamtfahrzeug herausgearbeitet und anschließend wichtige Einflüsse auf die Kenngrößen Steifigkeit und Verlustwinkel betrachtet.

Um bereits während der Entwicklung und Herstellung des Reifens beim Zulieferer wichtige Stellhebel für eine erfolgreiche Auslegung des Fahrkomforts berücksichtigen zu können, werden neue Messmethoden abgeleitet. Der Aufwand von Messungen und die Verfügbarkeit von Messeinrichtungen beim Komponentenzulieferer sollen dabei berücksichtigt werden. Um relevante Reifengrenzwerte einzuhalten, müssen die Größen, für welche die Grenzwerte vorgegeben werden, aufgezeichnet und verfolgt werden. Ein Teilziel der Arbeit ist deshalb die Entwicklung einer auf physikalischen Zusammenhängen basierenden vereinfachten Messmethode für wichtige Kenngrößen des Reifens. Phänomene, die bei den Reifenmessungen beobachtet werden und bis dato nicht explizit erklärt wurden, wie beispielsweise der Unterschied in der Steifigkeit zwischen stehenden und drehendem Rad wird in die bereits bestehenden Erklärungsmodelle eingeordnet.

Der Reifen ist Bestandteil des Fahrwerks und interagiert mit den anderen Fahrwerkskomponenten. Dabei können bestimmte Kombinationen von Fahrwerkskenngrößen die reifen- und fahrbahninduzierten Schwingungen kompensieren oder verstärken. Eine Analyse der Wechselwirkung des Reifens mit wichtigen Fahrwerkskomponenten trägt wesentlich zum Verständnis bei und wird in Kapitel 9 dargestellt. Außerdem wird die Reifenkenngröße und die dazugehörige Messmethode erarbeitet, welche am besten für das komfortrelevante Phänomen Achsstuckern mit Fahrzeugkenngrößen korreliert.

Abschließend soll der Einfluss des Reifens auf die subjektive Wahrnehmung im relevanten Frequenzbereich aufgezeigt und die Korrelation zwischen einer objektiv messbaren Größe und dem Empfinden beschrieben werden.

7 Betriebsbedingungen und dynamische Reifeneigenschaften

Zur Beurteilung der Komponente Reifen und deren Auswirkungen auf den Schwingungskomfort des Gesamtfahrzeugs sind die gewählten Betriebspunkte während der Fahrt von essentieller Bedeutung. Dieses Kapitel unterteilt sich in das Unterkapitel *Einfederwege*, die simulativ ermittelt werden, und das Unterkapitel *Reifensteifigkeit und Verlustwinkel*, die experimentell bestimmt werden.

7.1 Einfederwege

Da die Nutzung von Wegaufnehmern oder anderer Wegmessverfahren zur Bestimmung der Einfederwege des Reifens während einer Straßenüberfahrt äußerst aufwendig ist, werden diese in der Simulation mit dem Reifenmodell RMODK-7 bestimmt. Mit dem Modellansatz für kurzwellige Fahrbahnanregung (siehe Abschnitt 4.6) und der damit einhergehenden Diskretisierung des Gürtels lassen sich zuverlässig die Einfederwege (siehe Abbildung 7.1) für verschiedene Straßenprofile berechnen. Als Nullniveau wird der eingefederte Zustand des Reifens im Gesamtfahrzeug bei entsprechender Geschwindigkeit auf einer ideal ebenen Fläche mit der jeweiligen Vertikalsteifigkeit definiert (Abbildung 7.1). Zur Berechnung des Einfederwegs wird zunächst der Abstand des

arithmetischen Mittels der äquidistanten Knotenpunkte der Bodenaufstandsfläche des Reifenmodells zur Radmitte in der Nulllage bestimmt. Anschließend wird hiervon der Abstand der Radmitte zum arithmetischen Mittelwert der Bodenaufstandsfläche bei Straßenüberfahrt abgezogen. Als Ein- bzw. Ausfederweg wird also die Reifendeformation gegenüber der Nulllage für die jeweilige Strecke definiert. Die Vernetzung der Reifenlauffläche zur Bestimmung der Einfederung fällt aufgrund des kurzwelligen Ansatzes des Reifenmodells sehr fein aus (Abbildung 4.6). Es werden die in Abschnitt 4.3 eingeführten Straßenprofile mit den Geschwindigkeiten 50 km/h und 90 km/h überfahren, während die Reifenradialsteifigkeiten variiert werden (250 N/mm , 350 N/mm und 450 N/mm). Positive Einfederung bedeutet, dass der Abstand zwischen Radmitte und Fahrbahnoberfläche kleiner wird, bei negativer Einfederung wird dieser größer (Abbildung 7.1).

Zur Interpretation der Ergebnisse ist es wichtig zu erwähnen, dass das Nullniveau der Einfederung auf einer synthetischen, ebenen Strecke ermittelt wird, welche dem abgescannten Profil vorgeschaltet ist. Die Straßenprofile werden direkt so abgefahren wie sie aufgenommen wurden. Das bedeutet, dass eine Strecke den Charakter einer Ebene haben kann aus welcher einzelne Spitzen herausragen. Diese Spitzen dringen bei Straßenüberfahrt in den Reifen ein und der Abstand von Radmitte zur Bodenaufstandsfläche wird im Mittel kleiner. Eine andere Strecke wiederum kann Schluchten gegenüber der Ebene aufweisen, weshalb der Reifen bei Überspannen dieser Schluchten durchhängt und der Abstand von Radmitte zu Reifenlatsch im Mittel größer wird.

In Abbildung 7.1 ist schematisch angedeutet, dass Strecke 1 einzelne Schluchten aufweist, also negatives Einfedern (dunkelgraue Bereiche), wohingegen Strecke 2 und Strecke 3 Spitzen zeigen (hellgraue Bereiche) und deshalb mehr positiv Einfedern. Ein weicher Reifen federt mehr ein als ein harter. Dies führt dazu, dass der Mittelwert des Reifenfederweges gegenüber der Einfederung ausschließlich unter Radlast beispielsweise bei Strecke 2 und 3 im positivem Bereich liegt. Federt der Reifen weniger ein, durch erhöhte Vertikalsteifigkeit, sind die Mittelwerte des Einfederweges immer zum Nullpunkt hin verschoben.

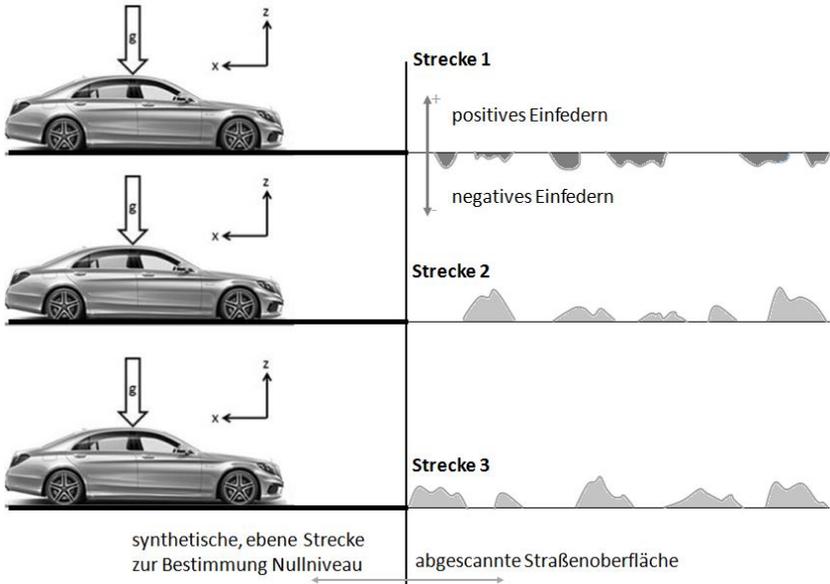


Abbildung 7.1: Definition Nullniveau des Reifenfederweges

Durch Betrachtung des Mittelwertes lässt sich anhand dessen Verschiebung erkennen, ob der Reifen innerhalb einer Strecke mehr oder weniger deformiert wird in Relation zur Nulllage unter Radlast auf ebener Fahrbahn.

Um die Ergebnisse einordnen zu können, werden die Einfederwege zunächst fouriertransformiert und im Frequenzraum betrachtet. Dazu wird in dieser Arbeit die *Fast Fourier Transformation* verwendet, welche eine Erweiterung der *Diskreten Fourier Transformation* darstellt [Werner, 2006; Angermann u. a., 2009]. Dieser liegt zugrunde, dass periodische Signale $x(t)$ mit Hilfe der Fourier-Reihenentwicklung beschrieben werden können:

$$x(t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} x_n \cdot e^{-i\omega n t} \quad (7.1)$$

Zur Verringerung von Leakage-Effekten wird eine Fensterung des Datensatzes mit einem Hanningfenster vorgenommen, welches sich besonders dazu eignet das stochastische Signal hinsichtlich Eigenfrequenzen und Dämpfung zu untersuchen [Lang, 2011]. Es wird eine Abtastrate von 250 Hz und ein Tiefpassfilter zur Auswertung eingesetzt, um nach dem Abtasttheorem von Shannon [Meyer, 2000] Alias-Effekte bei einer Auswertung bis 40 Hz möglichst klein zu halten. Zur statistischen Analyse der Federwege wird die Häufigkeitsverteilung herangezogen und durch die Normalverteilung nach Formel 7.2 angenähert [Fahrmeir u. a., 1999; Kohn, 2005].

$$f(x|\mu, \sigma) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{x-\mu}{\sigma}\right)^2} \quad (7.2)$$

Die Normalverteilungsdichte für $x \in \mathbb{R}$ ist demnach definiert mit dem Mittelwert μ und der Standardabweichung σ , die sich aus der empirischen Varianz \bar{s}^2 ergibt.

$$\bar{s}_x = \frac{1}{n} \sum_n^{i=1} (x_i - \mu)^2 \quad (7.3)$$

$$\sigma = \sqrt{\bar{s}_x} \quad (7.4)$$

In Abbildung 7.2 sind exemplarisch die Rohdaten bei 50 km/h , für die in Abschnitt 4.3 beschriebenen Strecken, dargestellt.

Bei der Mikrostuckerstrecke (Strecke 1) ist in Abbildung 7.3, mit zunehmender Reifenvertikalsteifigkeit, ein Drift des Mittelwertes zum Nullpunkt hin zu beobachten. Der Mittelwert liegt im Negativen, da für diese Strecke bezogen auf die Nulllage mehr Unebenheiten im Ausfederbereich liegen. Mit zunehmender Reifensteifigkeit wandert der Mittelwert gegen Null, da die Ausfeder- und Einfederwege kleiner werden. Dabei liegen $68,3 \%$ der Reifeneinfederwege innerhalb $\sigma \approx \pm 0,0004 \text{ m}$ (Abbildung 7.3). Für Stuckern (Strecke 2 und 3) beträgt die Standardabweichung $\sigma \approx \pm 0,0015 \text{ m}$ (Abbildungen 7.5, 7.4).

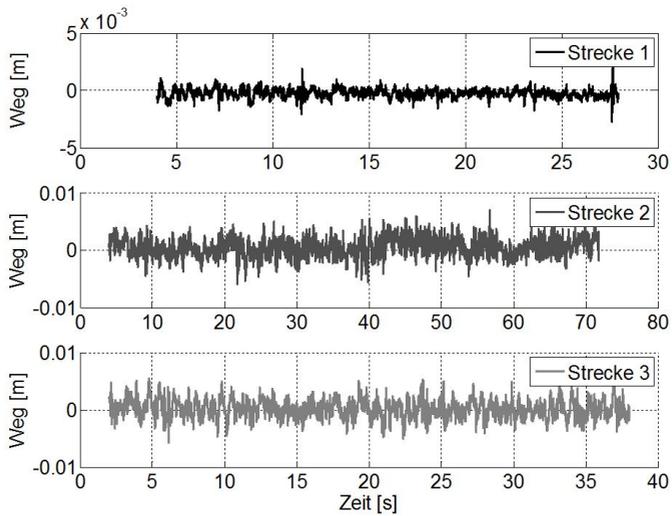


Abbildung 7.2: Federweg bezogen auf die Nulllage (statische Einfederung auf ebener Oberfläche) des Reifens bei einer Radialsteifigkeit von 250N/mm und bei 50km/h

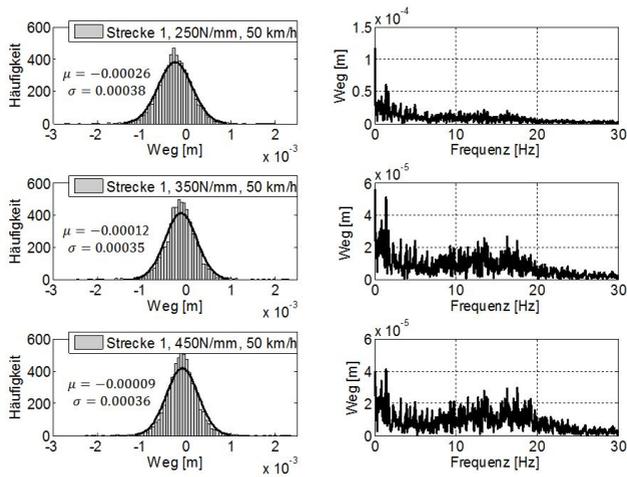


Abbildung 7.3: Auswertung Strecke 1 bei 50 km/h

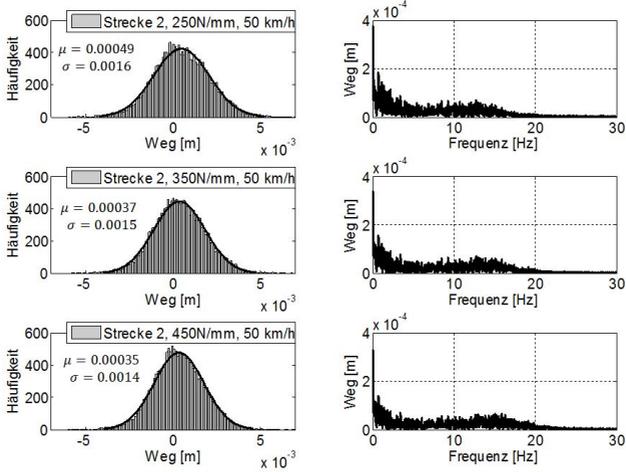


Abbildung 7.4: Auswertung Strecke 2 bei 50 km/h

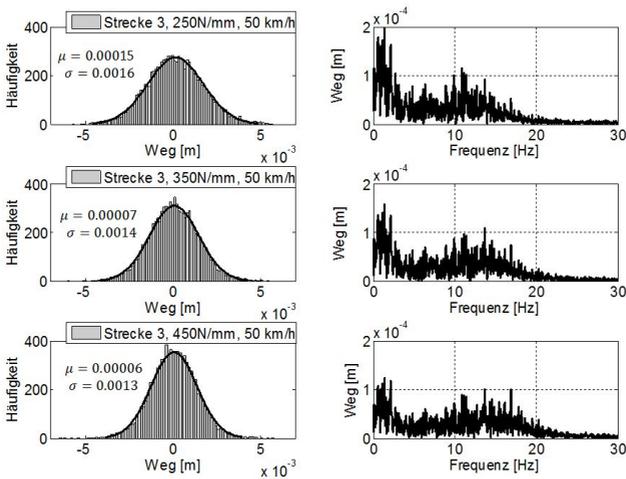


Abbildung 7.5: Auswertung Strecke 3 bei 50 km/h

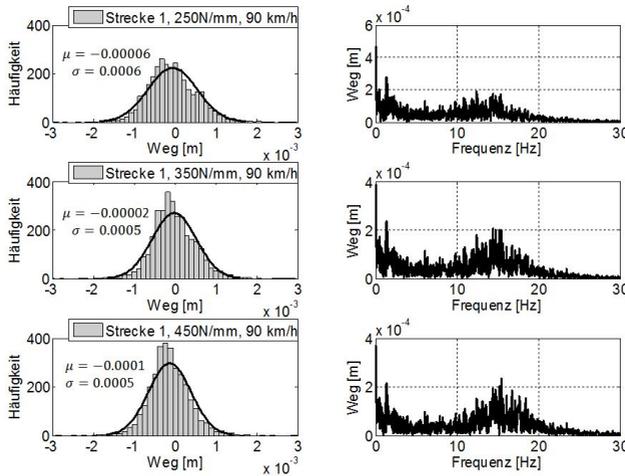


Abbildung 7.6: Auswertung Strecke 1 bei 90 km/h

Bei Fahrgeschwindigkeiten von 90 km/h liegen die Einfederwege für kleine Fahrbahnanregung (Strecke 1) im Bereich von $\sigma \approx \pm 0,0006$ m und für große Fahrbahnanregung (Strecke 2 und 3) bei $\sigma \approx \pm 0,0022$ m bis $\pm 0,0028$ m (Abbildungen 7.6, 7.7, 7.8).

Zusammenfassend ist eine Standardabweichung des Einfederwegs von maximal $\sigma = \pm 0,0004$ m bei kleiner Anregung und geringer Geschwindigkeit, sowie maximal $\sigma = \pm 0,0028$ m bei großer Fahrbahnanregung und hoher Geschwindigkeit zu beobachten. Im Aufbaufrequenzbereich treten größere Wege als im Achsfrequenzbereich auf, können aber bei hohen Reifensteifigkeiten ein ähnliches Niveau erreichen.

Die absoluten Werte der maximalen Ein- oder Ausfederwege sind in Tabelle 7.1 aufgelistet.

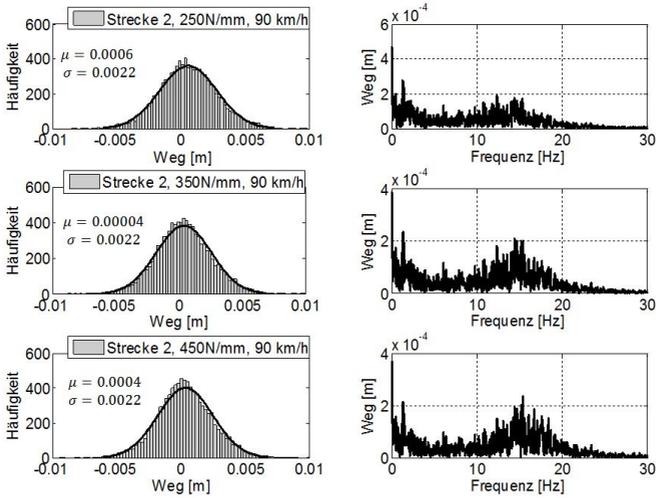


Abbildung 7.7: Auswertung Strecke 2 bei 90 km/h

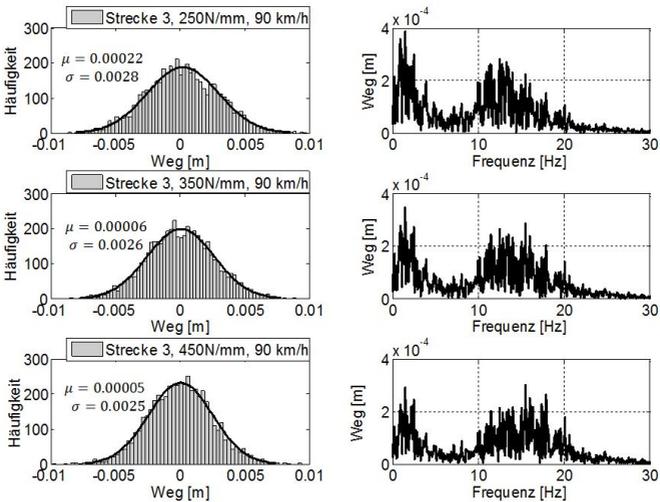


Abbildung 7.8: Auswertung Strecke 3 bei 90 km/h

Tabelle 7.1: Maximale Werte der absoluten Ein- oder Ausfederwege des Reifens

	max. Ein- oder Ausfederwege [mm]		
	Strecke 1	Strecke 2	Strecke 3
250N/mm, 50km/h	-2,7mm	+7mm	+5,7mm
250N/mm, 90km/h	-3,1mm	+12,5mm	+9,8mm
350N/mm, 50km/h	-2,5mm	+6,8mm	-6mm
350N/mm, 90km/h	+3,5mm	+13mm	-9,3mm
450N/mm, 50km/h	+2,6mm	+7,1mm	-6,5mm
450N/mm, 90km/h	+3,7mm	+13,1mm	-11mm

7.2 Einflüsse auf Reifensteifigkeit und -verlustwinkel

Es werden nun die Auswirkungen verschiedener Randbedingungen zu Messungen auf dem Flachbahn-Reifen-Prüfstand hinsichtlich Reifensteifigkeit und Verlustwinkel aufgezeigt (siehe Unterkapitel 4.1.1). Gegenstand der Untersuchung sind die Parameter *Radlast*, *Fülldruck*, *Rotationsgeschwindigkeit* und *Anregungsamplitude*.

In den letzten Jahren wurde verstärkt, bedingt durch den Verzicht auf das Reserverad, auf Reifen mit Notlaufeigenschaften gesetzt (im Weiteren Verlauf mit *MOE* bezeichnet). Es gibt momentan verschiedene Systeme auf dem Markt, um auch bei komplettem Druckverlust eine ausreichende Tragfähigkeit des Reifens bis zur nächsten Werkstatt zu gewährleisten [Jeschor, 2005]. Folgend wird, im Vergleich zu den Standardreifen (*MO*) ohne Notlaufeigenschaften, das zur Zeit gängigste System mit Notlaufeigenschaften untersucht, welches eine Verstärkung der Karkasse aufweist (Abbildung 7.9). Für beide Reifentypen wird jeweils eine Messung der Radialsteifigkeit bei stehendem und eine bei rotierendem Reifen (sofern nicht anders angegeben bei 140 km/h) durchgeführt.

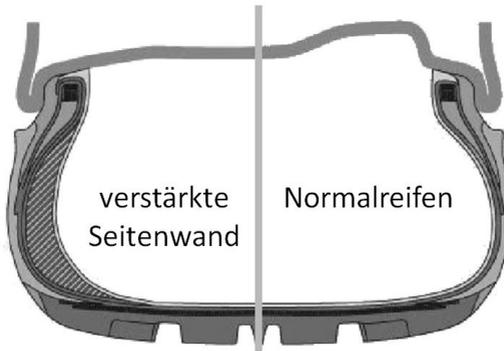


Abbildung 7.9: Vergleich Reifen mit und ohne verstärkter Karkasse [Jeschor, 2005]

Die Standardradlast beträgt 5000 N , die Anregungsamplitude 1 mm . Für das rotierende Rad wird, bei vorgegebener Radlast und Geschwindigkeit, der Reifen 30 Minuten warmgefahren, bis die Reifentemperatur einen konstanten Wert erreicht hat.

7.2.1 Vertikalsteifigkeit

Fülldruck

Erhöhung des Fülldrucks führt bei MO-Reifen, für das stehende und das drehende Rad, in gleichem Maße zur linearen Zunahme der Steifigkeit. Bei MOE-Reifen ist die Struktur, wie beabsichtigt, auch noch bei 0 bar tragfähig. Die Steifigkeit des Systems nimmt, für abnehmenden Fülldruck, ab einem Minimum bei $1,3\text{ bar}$ für 0 km/h wieder zu. Ab diesem Punkt wird mit abnehmender Luftfedersteifigkeit die gesamte Kraft zunehmend von der Seitenwand getragen. Im Umkehrpunkt kommt die Seitenwand auf sich selbst zu liegen und versteift das System. Bei drehendem Reifen wirkt die Zentripetalkraft, weshalb sich die Struktur bei Geradeausfahrt auch ohne Notlaufsystem selbst tragen würde.

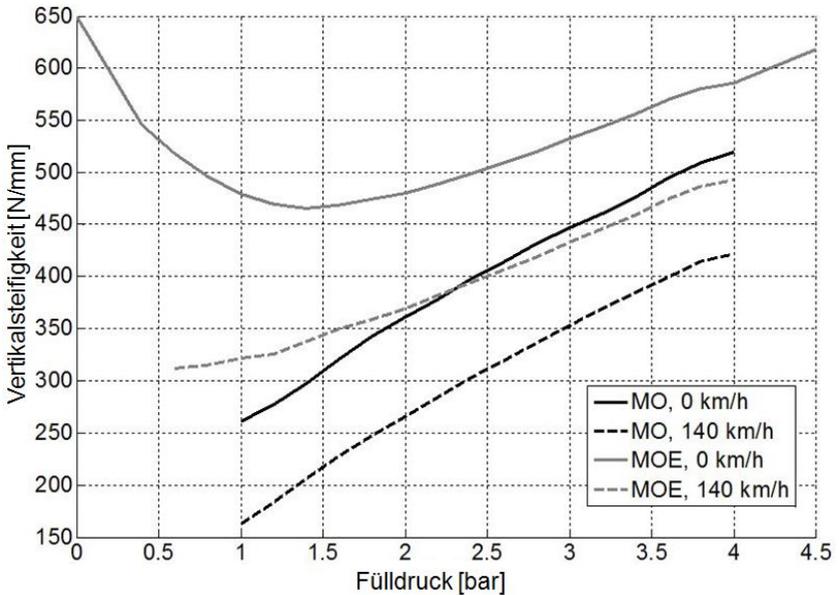


Abbildung 7.10: Fülldruckeinfluss (Radlast: 5000 N)

Radlast

Am Flachbahnreifenprüfstand kann durch den Schlitten eine beliebige Radlast als Ausgangszustand eingestellt werden. Messungen mit zunehmender Radlast zeigen steigende Steifigkeit sowohl für das stehende als auch das drehende Rad. Im Bereich von 500 N – 1000 N ist ein deutlich steilerer Gradient zu verzeichnen als ab einer Radlast von 1000 N. Eine mögliche Erklärung hierfür ist, dass aufgrund der Balligkeit des Reifens zunächst die Latschfläche in Längs- und Querrichtung mit steigender Einfederung des Reifens zunimmt. Mit fortschreitender Einfederung wächst die Aufstandsfläche und somit die abstützbare Radlast, was zu einer Zunahme der Reifensteifigkeit führt. Ab Radlasten von ca. 1000 N erstreckt sich die Aufstandsfläche über die Breite des Reifens und nimmt mit zunehmender Radlast weniger stark zu, was zu einem geringeren Anstieg der Radialsteifigkeit führt.

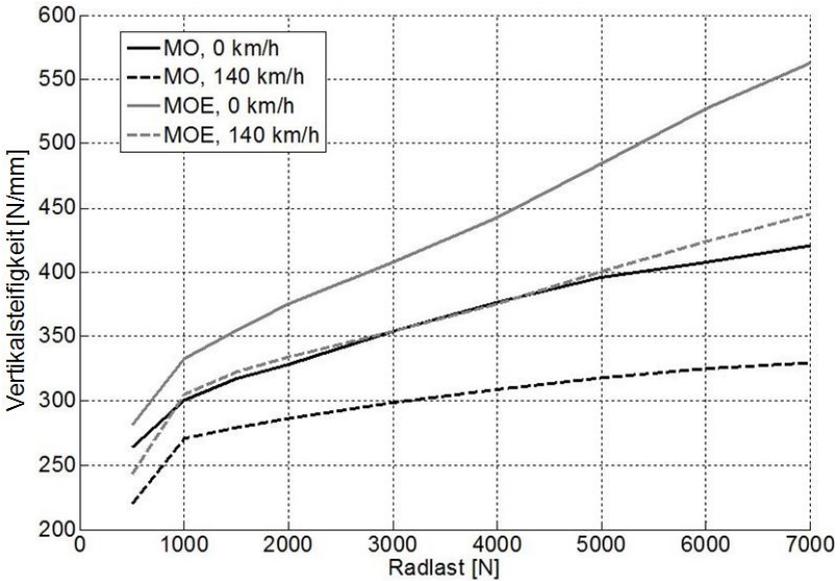


Abbildung 7.11: Radlasteinfluss (Fülldruck 2,4 bar)

Mit zunehmender Radlast und damit Deformation ändert sich der Fülldruck im Reifen in vernachlässigbarer Weise. Die Seitenwände bauchen bei Belastung aus und dabei ändert sich das Volumen im Reifen nur marginal (Abbildung 7.12).

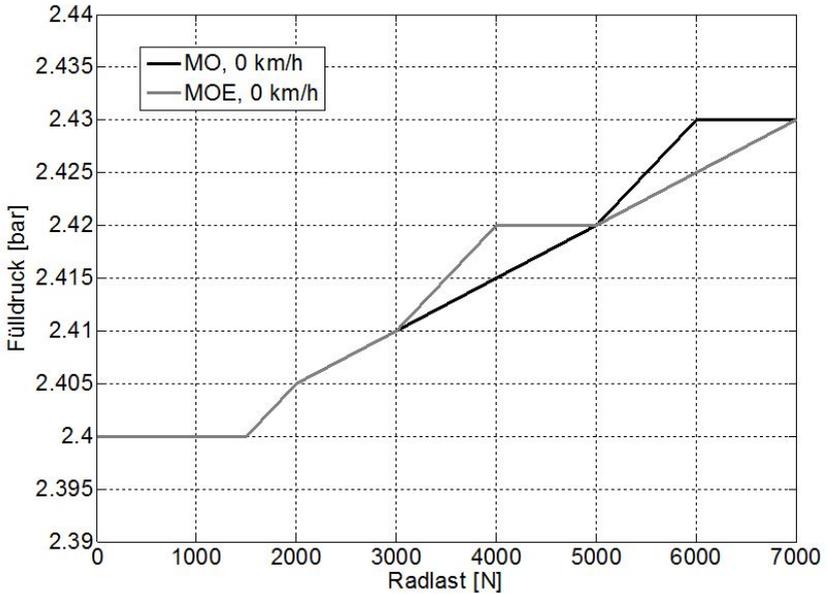


Abbildung 7.12: Fülldruckänderung durch Reifendeformation

Deformationsamplitude

Das amplitudenabhängige Verhalten des Reifens ist auf dessen Elastomereigenschaften zurückzuführen. Für das stehende Rad nimmt die Steifigkeit mit zunehmender Anregungsamplitude ab. Bei drehendem Rad beobachtet man keinen Einfluss unter den Randbedingungen gezeigter Messungen (5000 N Radlast und max. Amplitude 5 mm). Auf die genauen Ursachen und eine detaillierte Erklärung wird in Kapitel 8 eingegangen. Beim stehenden Rad werden durch die Deformation Füllstoff-Füllstoff- und Füllstoff-Polymermatrix-Bindungen aufgebrochen, was zur beobachteten Abnahme des Speichermoduls führt (Unterabschnitt 2.1.4). Mit Erhöhung der Anregungsamplitude werden mehr und mehr solcher Bindungen zerstört und es folgt die Abnahme der Steifigkeit.

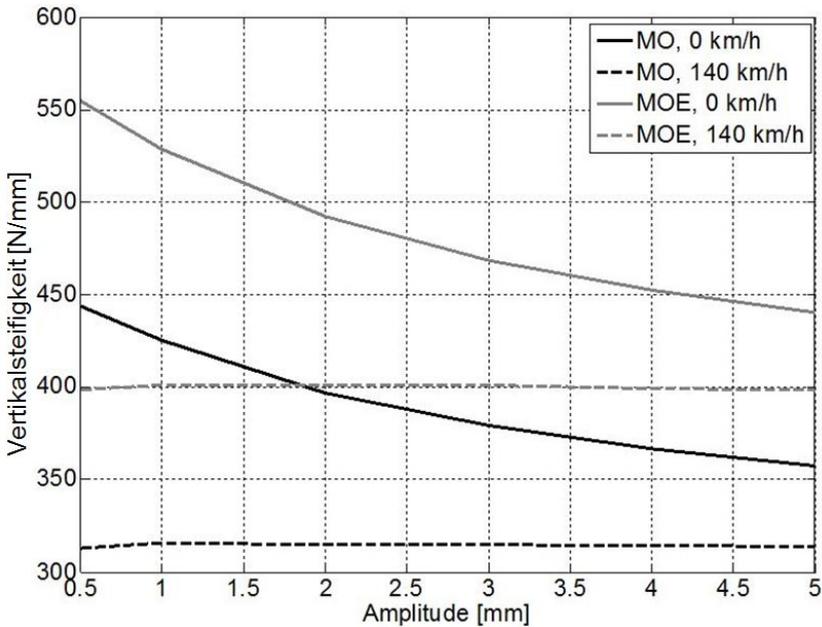


Abbildung 7.13: Amplitudeneinfluss

7.2.2 Verlustwinkel

Fülldruck

Der Verlustwinkel bei vertikaler Deformation nimmt für das stehende Rad bei gleichbleibender Belastung mit steigendem Fülldruck deutlich ab, da der Reifengummi mit zunehmender Luftfedersteifigkeit weniger deformiert wird. Dadurch wird weniger dissipierte Energie im System erzeugt, die durch Reibung der Molekülketten entsteht (Abschnitt 2.1.2). Beim schnell drehenden Rad kann die Zentripetalkraft den Verlust der Luftfedersteifigkeit großteils kompensieren und der Verlustwinkelabfall zeigt vergleichbar kleine Gradienten.

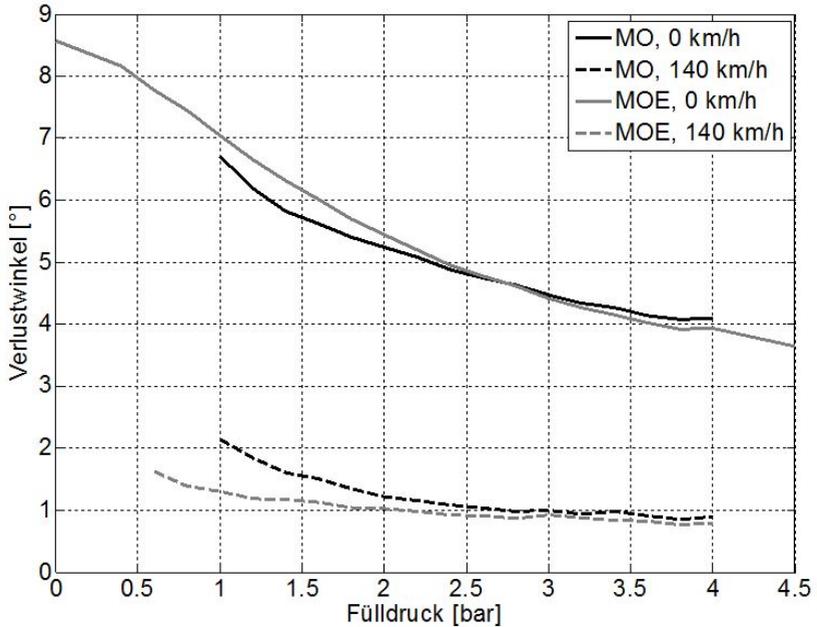


Abbildung 7.14: Fülldruckeinfluss auf Verlustwinkel (Radlast 5000 N)

Radlast

Bei stehendem Rad nimmt der Verlustwinkel mit der Radlast zu. Höhere Radlast resultiert in einer größeren Einfederung des Reifens und damit entsteht ein größerer Bereich, in dem durch Deformation/Walken Energie in Wärme gewandelt wird.

Deformationsamplitude

Da es sich bei den betrachteten Amplituden um sehr kleine Deformationen handelt, die sich laut Abschnitt 2.1.2 und Abbildung 2.6 im Bereich von 1 % – 5 % abspielen, verläuft der Verlustwinkel nahezu konstant.

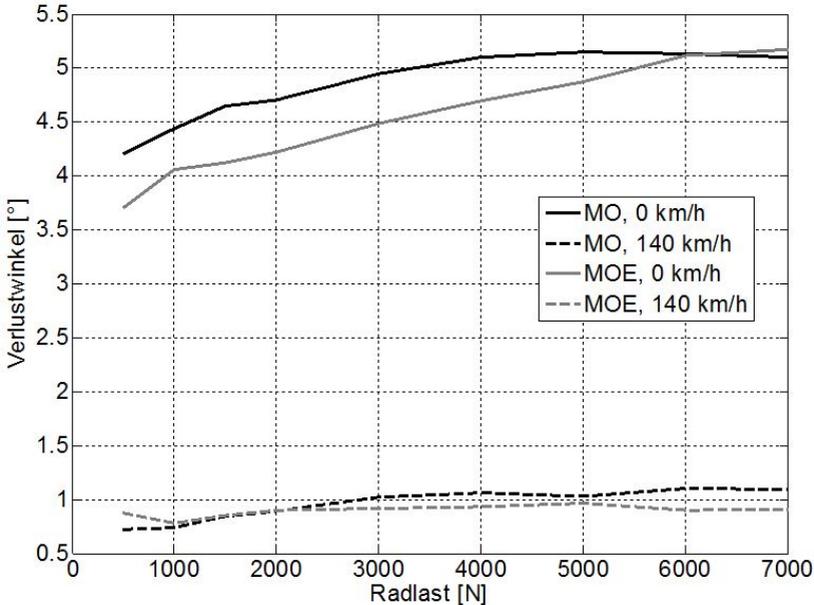


Abbildung 7.15: Radlasteinfluss auf Verlustwinkel (Fülldruck 2,4 bar)

7.3 Relaxationsverhalten des Reifens

In diesem Abschnitt wird kurz auf das Relaxationsverhalten des Reifens eingegangen. Hierzu wird der beschriebene Relaxationsversuch aus Unterabschnitt 2.1.5 herangezogen, indem auf dem Flachbahn-Reifen-Prüfstand der Reifen impulsartig deformiert wird und das Ausklingen der Kraft auf diesem neuen Niveau aufgezeichnet wird (Abbildung 7.17).

Eine exemplarische Messung am stehenden Rad ist in Abbildung 7.18 gezeigt. Das Abklingverhalten ist hierbei für das Ein- und Ausfedern ähnlich.

Nach Unterabschnitt 2.1.5 ist oben gezeigt Verhalten mit dem viskoelastischen Verhalten des Elastomers zu erklären. Bei Deformation entwinden sich die Molekülketten und streben danach wieder in den Zustand maximaler Entropie.

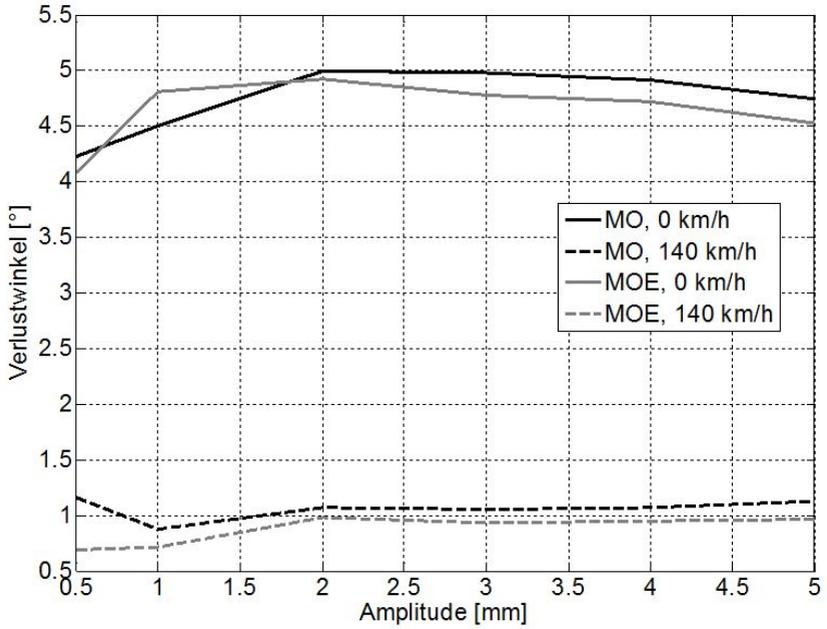


Abbildung 7.16: Amplitudeneinfluss auf Verlustwinkel

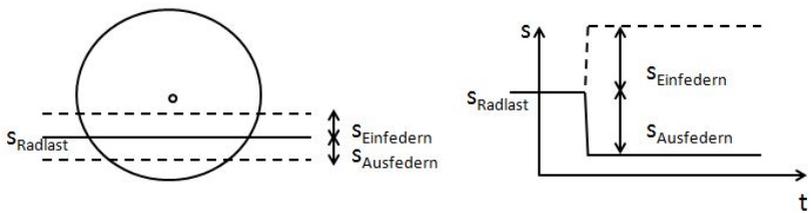


Abbildung 7.17: Methode zur Relaxationsmessung am Reifen

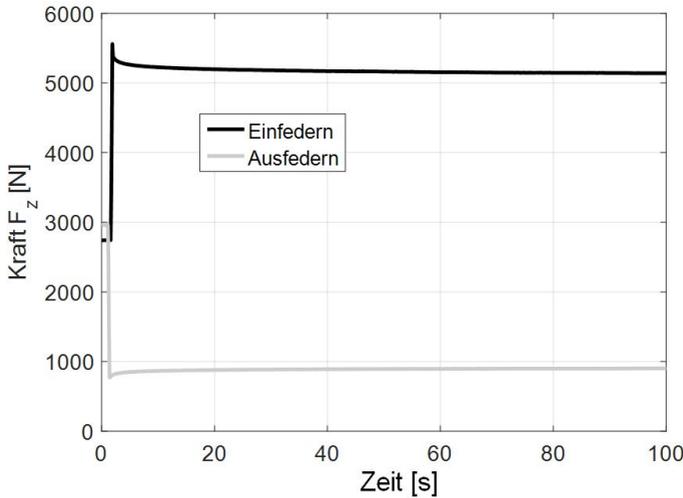


Abbildung 7.18: Relaxationsversuch für Ein- und Ausfedern bei 3000N und 7mm Deformation

Zur Quantifizierung des Relaxationsverhaltens wird die Zeitkonstante τ_R nach folgendem Zusammenhang bestimmt:

$$A(t) = A_0 \cdot e^{-\frac{t}{\tau_R}} \quad (7.5)$$

Die Zeitkonstante legt den Zeitpunkt fest, bei dem von der Ausgangsamplitude A_0 noch $e^{-1} = 37\%$ vorhanden sind.

Es werden die in Tabelle 7.2 aufgeführten Parameter abgeprüft und die Abklingkurven sind für einige Messungen in Abbildung 7.19 zu sehen. Wichtig für spätere Ausführungen ist die Größenordnung in der sich die Zeitkonstante des Reifens abspielt. Sie nimmt tendenziell mit steigender Radlast und Deformation zu und liegt zwischen minimal 0,5 s bis maximal 3,5 s für die betrachteten Randbedingungen.

Tabelle 7.2: Prüfprogramm Relaxationsverhalten

Radlast [N]	Einfedern [mm]	Ausfedern [mm]
1000	1 – 14	1 – 5
3000	1 – 9	1 – 10
5000	1 – 3	1 – 21

Äquivalent zum stehenden Reifen werden nun die Zeitkonstanten für das drehende Rad betrachtet. Auffallend ist, dass bei Einfedern ein ähnliches Abklingen der Kraft zu beobachten ist wie bei stehendem Reifen (Abbildung 7.20). Jedoch ist für das Ausfedern keine Relaxation in den Messdaten zu sehen. Beim Ausfedern bewegt man sich in einem Bereich, in welchem durch den Latschdurchlauf bereits alle Bindungen aufgebrochen sind und somit keine zusätzlichen Änderungen im Elastomer hervorgerufen werden können.

Standplatten

Ein weiteres durch Reifendeformation verursachtes Phänomen ist der Standplatten/Flatspot. Wenn ein Fahrzeug längere Zeit abgestellt wird, wirkt auf den Reifen eine Radlast durch das Eigengewicht des Fahrzeugs, welche eine Deformation des Reifens erzeugt. Bewegt man dieses Fahrzeug anschließend, ist der Standplatten in der ersten und den höheren Ordnungen des Reifens messbar und subjektiv wahrnehmbar. Auf dem Flachbahnreifenprüfstand wurde dies gemessen, indem man dem stehenden Reifen für 18 h eine Radlast von 6000 N aufprägt. In Abbildung 7.21 ist die erste Ordnung der Radialkraftschwankung für unterschiedliche Zeitpunkte im Anschluss an die Deformation aufgeführt. Vor der Deformation wurde der Reifen auf eine Restunwucht von kleiner 1 g gewuchtet. Dieser Ausgangszustand kann in dem gegebenen Zeitraum der Messung nicht mehr erreicht werden. Das Reifenelastomer hat sich in diesem Fall sogar lokal plastisch verformt.

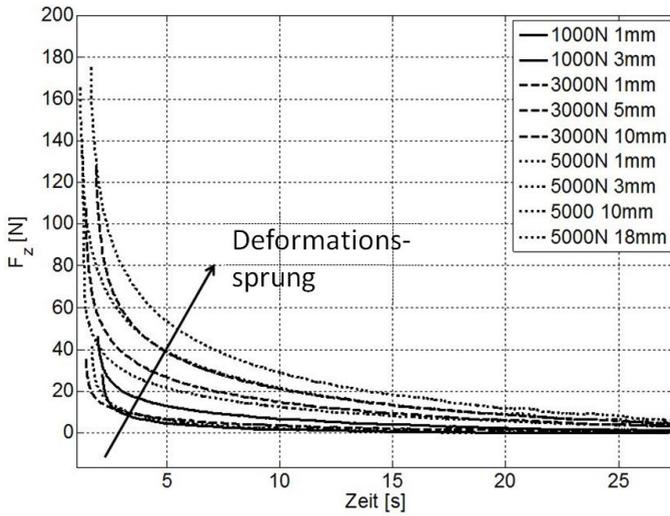


Abbildung 7.19: Messergebnisse Relaxationsverhalten für das stehende Rad

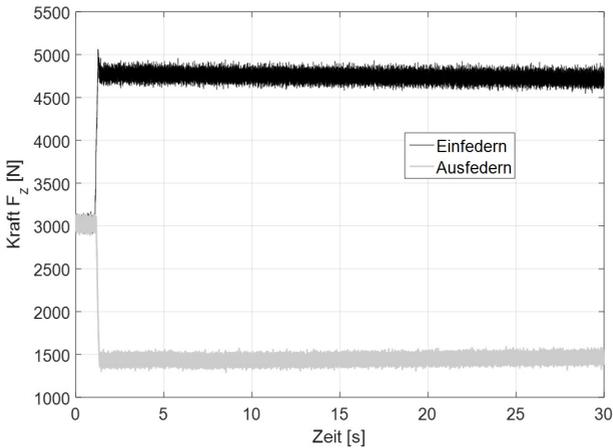


Abbildung 7.20: Ein- Ausfedern bei drehendem Rad für 3000N, ±5mm

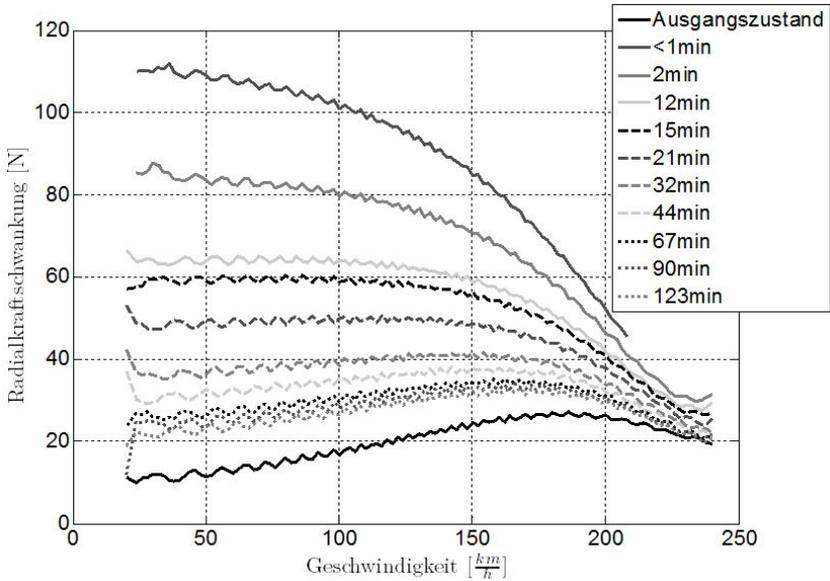


Abbildung 7.21: Radialkraftschwankung verursacht durch Standplatten/Flatspot. Zeiten beziehen sich auf den Startpunkt der jeweiligen Hochläufe (20 km/h auf 240 km/h) nach Entlasten des stehenden Reifens. Zwischen den Läufen wurde der Reifen von der Fahrbahn angehoben und war ohne Radlast. Die unterste Kurve stellt den gewuchteten Ausgangszustand vor dem Standplatten dar, alle anderen Kurven wurden nach dem Standplatten gemessen.

8 Vereinfachte Methode zur Messung dynamischer Reifeneigenschaften

In Kapitel 4 werden drei Methoden zur Steifigkeitsmessung vorgestellt und in Kapitel 10 wird ausgeführt werden, dass anhand eines objektiven Beschleunigungswertes an der Fahrersitzkonsole, die subjektive Wahrnehmung bei Reifensteifigkeitsänderung beschrieben werden kann.

Es werden nun die Messmethoden zur Reifensteifigkeit hinsichtlich ihrer Korrelation mit der Fahrersitzbeschleunigung untersucht. Dazu werden acht unterschiedliche Reifen nach allen drei Methoden (Kapitel 4) vermessen (Tabelle 8.1, Abbildungen 8.1, 8.2). Zwischen den dynamischen Messungen bei stehendem und bei drehendem Rad fällt auf, dass die Steifigkeiten bei stehendem Reifen generell höher sind. Jedoch sind die Werte teilweise auch qualitativ deutlich unterschiedlich. So weisen beispielsweise Reifen 4 und Reifen 7 bei der stehenden Messung fast identische Werte auf. Die Steifigkeiten sind bei der Messung mit rotierendem Reifen jedoch deutlich differenzierbar.

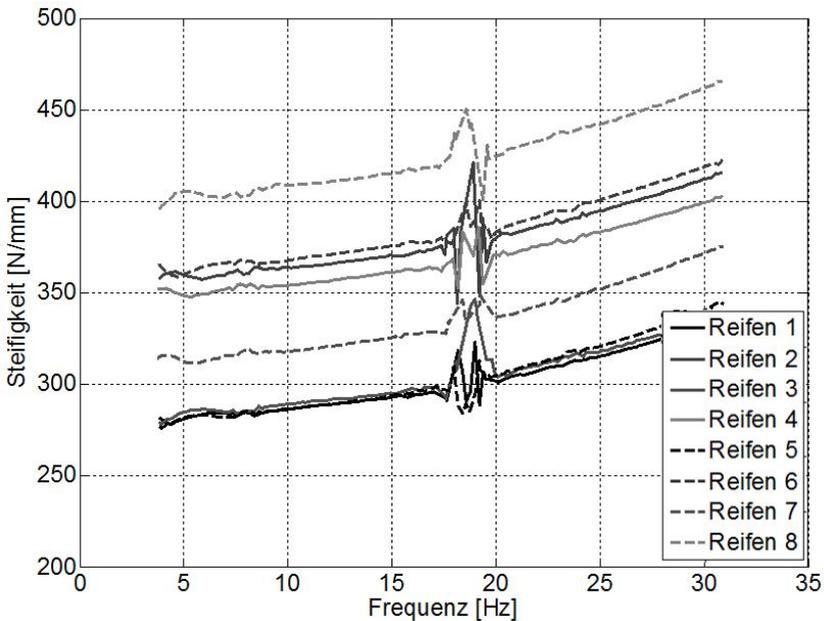


Abbildung 8.1: Flachbahn-Reifen-Prüfstand drehendes Rad

8.1 Korrelation Reifensteifigkeit und Fahrersitzbeschleunigung

Es ist entscheidend zu wissen, wodurch die Unterschiede in den Steifigkeiten durch die verschiedenen Messmethoden zustande kommen und welche herangezogen werden müssen, um Aussagen in Bezug auf den Fahrkomfort treffen zu können. Hierzu werden die acht Reifen mit einem mittelschweren Fahrzeug auf den drei Bewertungsstrecken aus Abschnitt 4.3 vermessen und die Korrelation zwischen Reifensteifigkeit und Fahrersitzbeschleunigung gebildet.

Die Korrelation von Reifenvertikalsteifigkeit und der Fahrersitzbeschleunigung ist in den Abbildungen 8.3, 8.4, 8.5 dargestellt. Für alle drei Strecken weist die

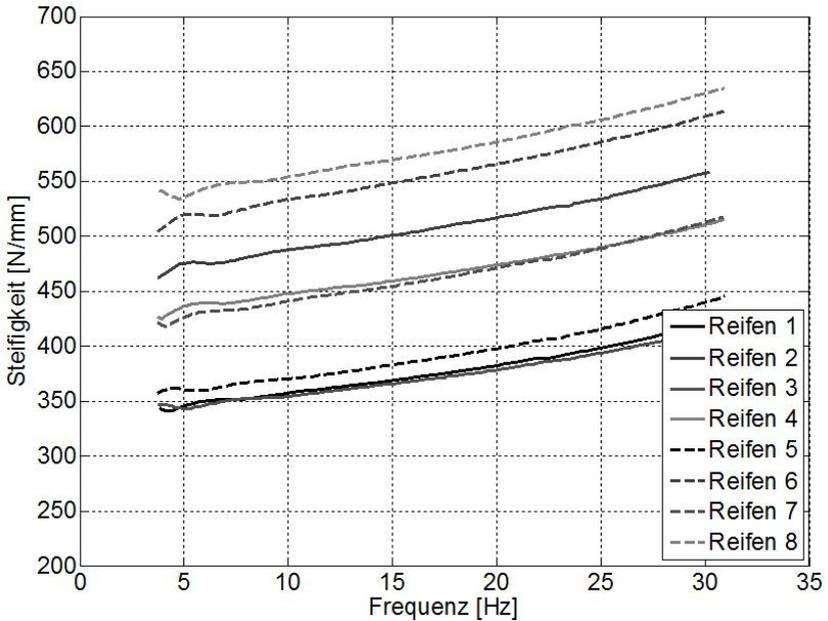


Abbildung 8.2: Flachbahn-Reifen-Prüfstand stehendes Rad

dynamische Messung bei drehendem Rad das größte Bestimmtheitsmaß auf und eignet sich folglich am Besten zur Komfortbewertung.

8.2 Zusammenhang der Steifigkeit von stehendem und drehendem Reifen

Die Steifigkeit des Reifens setzt sich hauptsächlich aus den Anteilen der Luftfeder und der Reifenstruktur zusammen. [Yamazaki und Akasaka, 1988] beschreibt die Steifigkeit über die deformierte Kontur des Reifens mit verschiedenen Parametern. Der Anteil der Struktur wird hierbei durch die gespeicherte Dehnungsenergie zur Luftfedersteifigkeit addiert. Den Unterschied zwischen

Tabelle 8.1: Quasistatische Werte

Reifen 1	273 N/mm
Reifen 2	341 N/mm
Reifen 3	272 N/mm
Reifen 4	334 N/mm
Reifen 5	306 N/mm
Reifen 6	380 N/mm
Reifen 7	291 N/mm
Reifen 8	396 N/mm

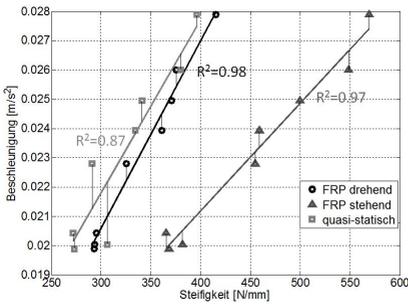


Abbildung 8.3: Strecke 1

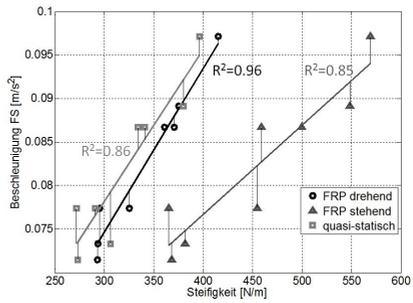


Abbildung 8.4: Strecke 2

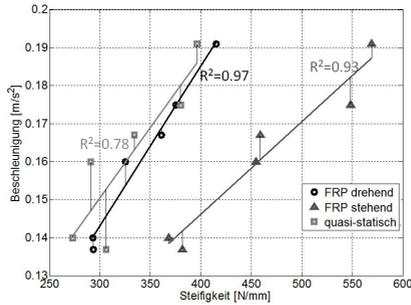


Abbildung 8.5: Strecke 3

rotierendem und stehendem Rad sieht [Jianmin u. a., 2001] in der sich ändernden Reibungskraft, welche von der tangentialen Deformation im Kontaktbereich charakterisiert ist. Die Idee hinter diesem Ansatz ist, dass die Horizontalverspannung bei drehendem Rad deutlich geringer ist als bei stehendem Reifen. Bei Messungen auf dem FRP, für unterschiedliche Reibbeläge des Stempels, konnte unter den gegebenen Prüfbedingungen jedoch kein Unterschied in der Steifigkeit detektiert werden. So wurde auf einer sehr glatten Stempeloberfläche zusätzlich Schmierseife aufgebracht, um die Reibung zwischen Fahrbahn und Reifen zu minimieren. Es könnten hierzu weitere Untersuchungen durchgeführt werden, bei denen der Reibwert zwischen Fahrbahn und Reifen noch weiter reduziert wird. Möglicherweise ist der Reibwert, ab dem die Horizontalverspannung verschwindet, so klein dass er nicht erfasst werden kann. Vieles spricht jedoch dafür, dass der Beitrag dieses Ansatzes zur Erklärung der Steifigkeitsunterschiede sehr gering ist und die Hauptursache aus den im Folgenden hier geschilderten Erklärungen besteht.

Ein weiterer Ansatz zur Erfassung der Reifensteifigkeit wird von [Koutny, 1981] vorgestellt. Der Reifen wird in Luftfeder, die elastische Lauffläche und die verstärkende Karkasse mit Gürtellagen aufgeteilt. Aus der Deformationsenergie lassen sich Steifigkeitskoeffizienten ableiten. [Rhyne, 2005] erweitert dieses Modell und bezieht sich ausschließlich auf die Analyse der Vertikalsteifigkeit. Die vertikale Last ergibt sich hiernach aus der Aufstandsfläche des Reifens multipliziert mit dem Fülldruck. Um die Steifigkeit abzuleiten, liegt der Fokus in der Beschreibung der Kontaktlänge unter verschiedenen Randbedingungen. Mithilfe eines Ringmodells und den Input-Parametern Fülldruck, Reifendurchmesser und der Breite der Kontaktfläche wird nach Umformung der geometrischen Parameter (Abbildung 8.6) die Steifigkeit bestimmt zu [Rhyne, 2005]:

$$c_R = 0,0274 \cdot p_i \sqrt{w} \sqrt{d} + 33,8 \quad (8.1)$$

mit

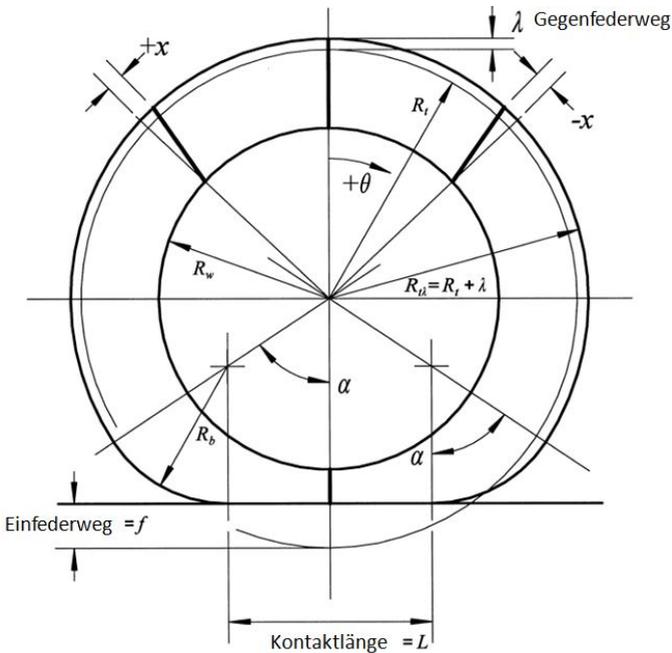


Abbildung 8.6: Skizze des Ringmodells zur Ableitung der Vertikalsteifigkeit [Rhyne, 2005]

- p_i Fülldruck [bar]
- d Reifenaußendurchmesser [mm]
- w Breite der Kontaktfläche [mm]

Der konstante Wert in Formel 8.1 von $33,8 \text{ N/mm}$ ist der Anteil der Struktursteifigkeit bei 0 bar . Die aufgeführten Modelle beziehen sich alle auf das stehende Rad und eine quasi-statische Messung und erklären den Übergang zum drehenden Rad nicht.

A. Lion zeigt in [Lion, 2006], wie bei stehendem Rad durch den Payne-Effekt und die Entfestigungseffekte ein amplitudenabhängiges Verhalten und eine

Verschiebung von Resonanzmaxima hin zu kleineren Frequenzen zu beobachten ist.

Dieses Verhalten ist in Abschnitt 7.2.1 für den stehenden Reifen bereits beschrieben. Im Vergleich dazu tritt bei rotierendem Rad dieser Effekt bei einer Radlast von 5000 N nicht auf (Abbildung 7.13). Die Deformationen, welche bei der dynamischen Messung auf dem Flachbahn-Reifen-Prüfstand auftreten, sind in Abbildung 8.7 bildlich dargestellt.

P_1 ist bei stehendem Rad ein fest angebundener Punkt im Aufstandsbereich zwischen Anregungsstempel und Lauffläche. Bei drehendem Rad wird ein fester Punkt P_2 auf dem Reifenumfang veranschaulicht, der mit dem Reifen rotiert. Rechts von der Skizze ist die Deformation des Punktes P_1 in festen kartesischen Koordinaten über der Zeit zu sehen. Darunter ist Punkt P_2 in mitrotierenden Koordinaten über dem Umfangswinkel φ gezeigt. Der Reifen wird bei beiden Messverfahren mit einer bestimmten Radlast R beaufschlagt, wodurch der Reifen von seinem ursprünglichen Radius R_f um den Einfederweg f im Latschbereich eingedrückt wird. Ist die Radlast aufgebracht, wird der Reifen bei stehendem Rad durch die Sinusanregung des Stempels mit der Amplitude $s/2$ gepulst. Bei rotierendem Reifen laufen alle Punkte auf dessen Umfang mit der Raddrehwinkelgeschwindigkeit ω mit. Dadurch wird jeder Punkt beim Latschdurchlauf erst durch die Radlast um den Einfederweg f deformiert, bevor zusätzlich die Stempelanregung überlagert wird.

Zwei Messungen des Einfederwegs über der Radlast sind in Abbildung 8.8 zu sehen. Der deutlich steifere MOE-Reifen weist erwartungsgemäß, bei gleicher Radlast eine geringe Deformation auf. Das bedeutet der Einfederweg f kann von Reifen zu Reifen deutlich variieren, abhängig von seinen Dimensionen und seiner Materialauslegung.

In Abschnitt 7.2.1 ist der Amplitudeneinfluss bei stehendem und drehendem Rad bereits für eine Radlast von $R = 5000\text{ N}$ und einer maximalen Anregungsamplitude von 5 mm gezeigt. Dort konnte bei rotierendem Reifen kein Amplitudeneinfluss festgestellt werden. Die Steifigkeit bleibt hier für alle untersuchten Amplituden bei gleicher Geschwindigkeit konstant. Die gleiche Untersuchung

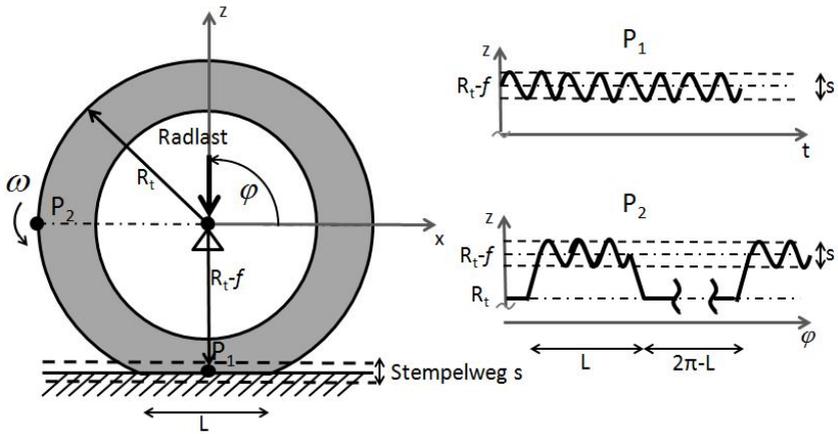


Abbildung 8.7: Auftretende Deformationen bei stehendem und drehendem Reifen

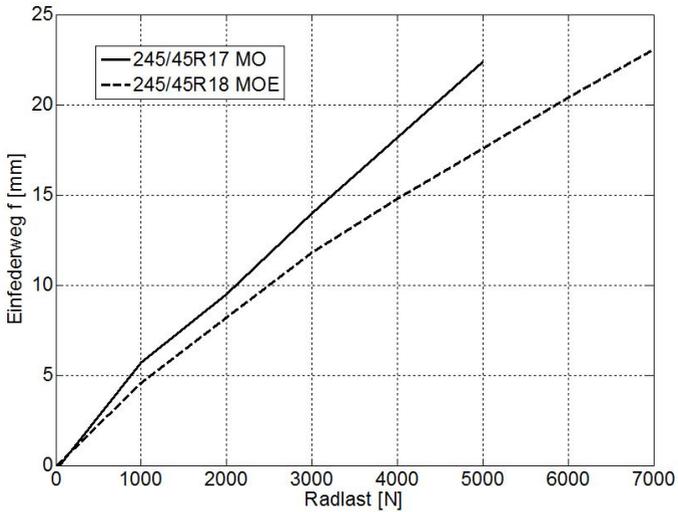


Abbildung 8.8: Einfederweg über Radlast

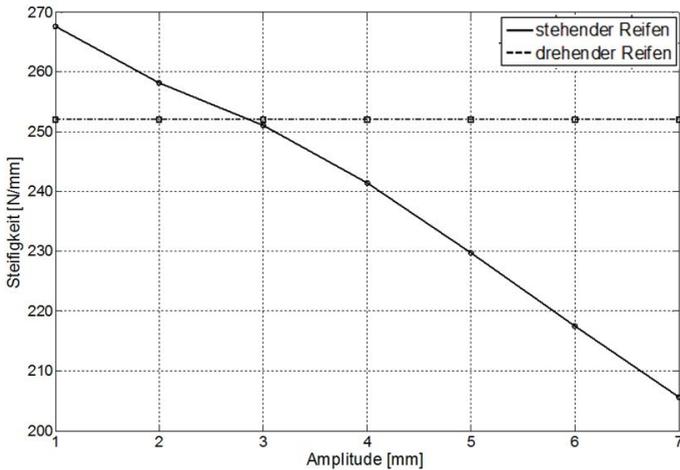


Abbildung 8.9: Steifigkeit über Amplitude für eine Radlast von 1000 N ; Die waagerechte Kurve für den drehenden Reifen ist eine reine Annahme für das Gedankenexperiment

für den MO-Reifen aus Abbildung 8.8 ist in Abbildung 8.9 bei einer Radlast von $R = 1000\text{ N}$ zu sehen. Dabei wurde angenommen, dass die Steifigkeit bei drehendem Reifen über der Amplitude weiterhin konstant ist (der tatsächliche Verlauf wird anschließend gezeigt). Die beiden Kurven schneiden sich bei einer Amplitude von $\pm 3\text{ mm}$, was einer Gesamtdeformation von 6 mm entspricht. Aus Abbildung 8.8 wird bei diesem Reifen, für eine Radlast von 1000 N , ein Einfederweg von 6 mm abgelesen. Daraus kann man schlussfolgern, dass bei drehender Untersuchung bis zu Anregungsamplituden die dem Einfederweg entsprechen, die Deformation durch den Latschdurchlauf dominierend ist für die Steifigkeit. Die Deformation, welche durch den Latschdurchlauf verursacht wird, bricht durch Walken bereits Bindungen im Elastomer und deshalb weist die Steifigkeit bei rotierendem Reifen immer geringere Werte auf. Pulst man das stehende Rad, ist die Deformation des Stempels nötig, um die gleiche Steifigkeit zu erlangen wie bei drehendem Reifen und kleinen Amplituden.

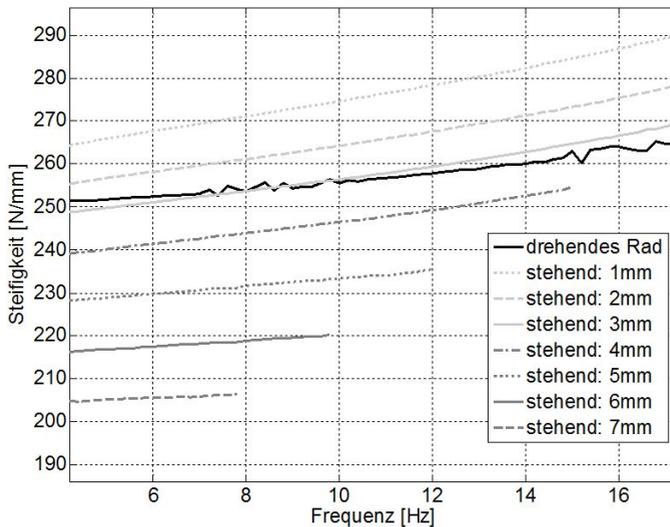


Abbildung 8.10: Steifigkeit drehendes Rad bei einer Deformationsamplitude von 1 mm und des stehenden bei verschiedenen Amplituden

Um die Steifigkeit des drehenden Reifens zu simulieren, wäre bei 1000 N Radlast eine Amplitude von ± 3 mm nötig. Untersuchungen mit mehreren Amplituden im kalten Zustand sind in Abbildung 8.10 aufgeführt, in der die Steifigkeitskurven für ± 3 mm gut mit der des drehenden Rades übereinstimmen.

Dies wird einmal für den Reifen im kalten und einmal im warmgefahrenen Zustand betrachtet. Der Unterschied zwischen kalt und warm ist auf die reine Erwärmung des Elastomers zurückzuführen, da für die Messung ein Fülldruckregler verwendet wurde und somit die Fülldruckzunahme durch Temperaturerhöhung ausgeglichen wird (Abbildung 8.11).

Die gerade abgeleiteten Zusammenhänge zwischen dem stehendem und drehendem Rad ziehen eine weitere Schlussfolgerung nach sich. Wenn bei rotierendem Reifen eine größere Anregung aufgebracht würde, als jene die durch

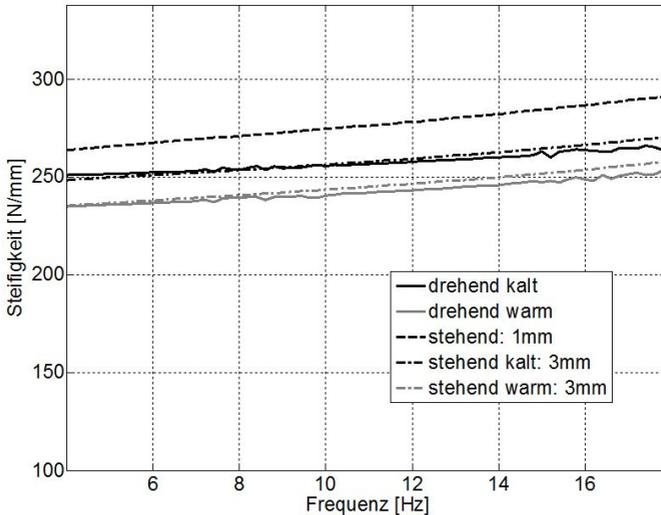


Abbildung 8.11: Steifigkeit drehendes Rad und stehendes im kalten und warmen Zustand

den Einfederweg unter Radlast auftritt, müsste auch bei drehendem Reifen eine Amplitudenabhängigkeit zu beobachten sein. Demnach müsste sich in einem Amplituden-Radlast-Diagramm eine Trennkurve einzeichnen lassen, die aus den Einfederwegen bei jeweiliger Radlast gebildet wird (Abbildung 8.12). Unterhalb der Kurve ist der rotierende Reifen amplitudenunabhängig und überhalb müsste eine Abnahme der Steifigkeit mit zunehmender Amplitude nachweisbar sein.

Wie in Abbildung 8.12 eingezeichnet ist, müsste für den vorher beschriebenen Reifen bei einer Radlast von 1000 N , ab einer Deformation von größer 6 mm auch bei drehendem Reifen eine Amplitudenabhängigkeit zu beobachten sein. In Abbildung 8.13 wird dies für den rotierenden Reifen mit einer Messung bestätigt. Es ist genau ab einer Anregung von $\pm 3\text{ mm}$ eine Abnahme der Steifigkeit über der Amplitude zu erkennen.

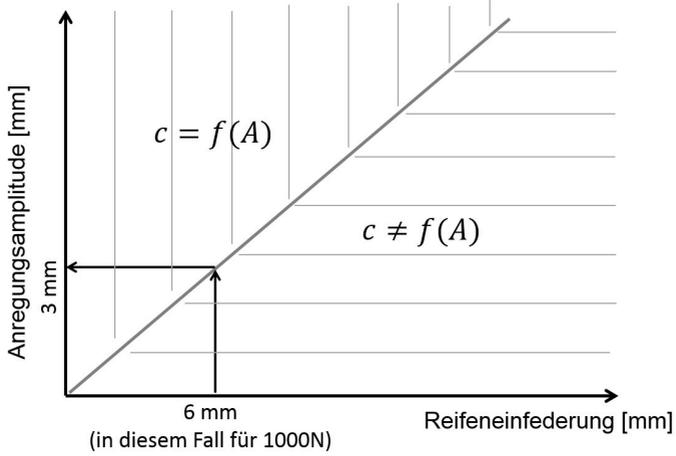


Abbildung 8.12: Bereiche der Amplitudenabhängigkeit und -unabhängigkeit des rotierenden Reifens

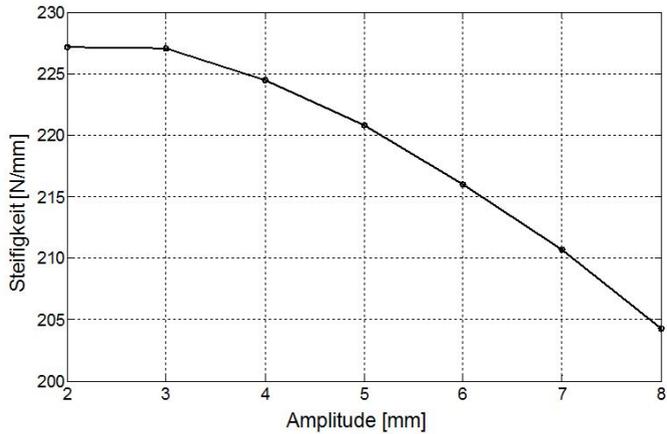


Abbildung 8.13: Messung zu Amplitudenabhängigkeit bei drehendem Rad

8.3 Methode zur Simulation der Steifigkeit des drehenden Rades

Das Verständnis, der im vorherigen Abschnitt abgeleiteten Zusammenhänge, lässt eine einfache Methode zu, bei der die Steifigkeit des drehenden am stehenden Rad simuliert werden kann. Aufwendige und komplizierte Prüfstände, die das Rad antreiben müssen und dynamisch vermessen, können so eingespart werden. Zur alternativen Messmethode ist lediglich ein Anregungsstempel mit gewünschtem Amplituden- und Frequenzbereich sowie ein verfahrbarer Schlitten zum Aufbringen der Radlast nötig. Des Weiteren muss die Kraft in der Radnabe und der Weg des Stempels gemessen werden.

Zunächst wird die charakteristische Einfederweg-Radlast-Kennlinie für den zu untersuchenden Reifen bestimmt. Daraus wird für die jeweils zu analysierende Radlast der zugehörige Einfederweg abgelesen. Anschließend muss dieser Einfederweg als Deformation auf den stehenden Reifen aufgebracht werden, um den Latschdurchlauf bei Rotation zu simulieren.

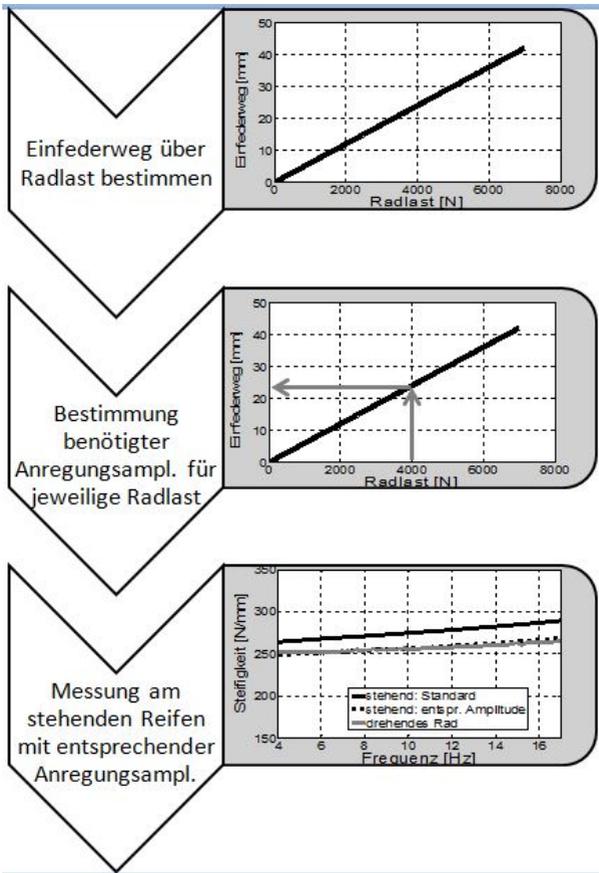


Abbildung 8.14: Methode zur Simulation der Steifigkeit des drehenden am stehenden Rad

9 Übertragungspfad Fahrwerk

Um Reifenuntersuchungen und deren Auswirkungen auf den Fahrkomfort besser einordnen und bewerten zu können, ist es wichtig die Wechselwirkung des Reifens mit einzelnen Fahrwerkskomponenten zu kennen. Dazu werden die Komponenten Dämpfer, Kopflager und Aufbaufeder hinsichtlich ihres Zusammenspiels mit dem Reifen in einer Parameterstudie analysiert. Diese Sensitivitätsanalyse wird simulativ durchgeführt, um zu gewährleisten, dass Parameter wie Fahrspur, Geschwindigkeit und Außentemperatur die Ergebnisse nicht beeinträchtigen. Des Weiteren sind mit Hilfe der Simulation in kurzer Zeit viele Varianten generierbar, ohne dabei große Rüstzeiten einplanen zu müssen, die sich für mobile Versuche mit Komponentenaustausch ergeben würden.

Als variable Faktoren x_n werden Kennlinien der Komponenten eingesetzt und die Auswirkung auf den Fahrersitzreferenzpunkt (Abschnitt 4.2) im Frequenzbereich betrachtet. Jeder Faktor besitzt drei Level L , welche den realistischen Einsatzbereich der jeweiligen Komponente abdecken und für eine aussagekräftige Beschreibungsgröße der jeweiligen Komponente stehen. Mit den betrachteten Komponenten Reifen, Dämpfer, Kopflager und Aufbaufeder werden vier Faktoren untersucht. Bei einem vollfaktoriellen Versuchsplan würde demnach die Anzahl durchzuführender Kombinationen $N = 81$ betragen (Formel 9.1) [Siebertz u. a., 2010], was rechentechnisch bei heutigen Rechnerleistungen kein Problem darstellt, jedoch seitens der Auswertung sehr aufwendig ist.

$$N = L^n \tag{9.1}$$

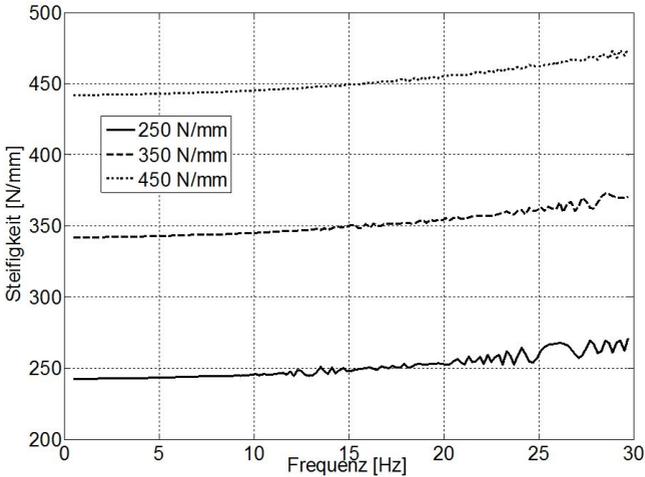


Abbildung 9.1: Simulierte Reifenvertikalsteifigkeiten

Deshalb wird ein teilfaktorieller Versuchsplan aufgestellt, bei dem auf einige Kombinationen verzichtet wird. Um die Wechselwirkung mit dem Reifen aufzuzeigen, wird für jede Komponente die Interaktion mit allen Reifensteifigkeiten x_1 untersucht. Bei den übrigen Wechselwirkungen zwischen den Komponenten werden die Kombinationen reduziert betrachtet (Anhang A.1). Für die Analyse anhand des MKS-Modells wird Strecke 3 als Anregung verwendet. Als Reifenvertikalsteifigkeiten wurden Kennlinien gewählt, die im Achsfrequenzbereich ($\approx 15 \text{ Hz}$) die Werte 250 N/mm , 350 N/mm und 450 N/mm aufweisen (Abbildung 9.1).

Weitere Fahrwerkskomponenten wie Motorlager, Drehstab, Fahrschemellager, Getriebelager etc., die den Fahrkomfort beeinflussen können, werden in dieser Arbeit nicht weiter untersucht. Der Einfluss des Motorlagers und der Motorstickerbereich an sich werden ausführlich in [Klinger, 1996] beschrieben.

9.1 Dämpfer

Beim Dämpfer, als Faktor x_2 , werden die Kraft-Geschwindigkeit-Kennlinien variiert. Zur Dämpferabbildung wird ein physikalisches Modell verwendet, welches die Dämpferphysik inkl. der Eigenschaften des Öls und des Gases wiedergibt. Des Weiteren wird die Reibung zwischen Kolbenstange und Führungsdichtepaket, Kolben und Rohrwand sowie am Trennkolben beschrieben. Das Modell gilt in dem zu untersuchenden Bereich von $0 - 30 \text{ Hz}$ und darüber hinaus. Als Level werden, ausgehend von dem bereits sehr weichen Originalzustand, jeweils die Dämpfkraft in Zug- und Druckrichtung an der Hinter- (HA) und Vorderachse (VA) um den Faktor 2 und 4 erhöht (Abbildung 9.2). Es sei darauf verwiesen, dass in dieser Arbeit ein konventioneller Dämpfer untersucht wird. Darüber hinaus gibt es amplitudenselektive und adaptive Dämpfersysteme. Erstere weisen unterschiedliche Zug- und Druckkennlinien für geringe und große Wegamplituden auf. Adaptive Dämpfer können, meist über einen Bypass, aktiv geschaltet und die Zug- und Druckkräfte können innerhalb eines vorgegebenen Rahmens stufenlos eingestellt werden. In den folgenden Betrachtungen wird der Einfluss unterschiedlich starker Dämpferkräfte und die Wechselwirkung mit dem Reifen untersucht und ist in den jeweiligen Betriebspunkten übertragbar auf die beiden anderen Systeme.

In den Ergebnissen (Abbildung 9.3) ist zu erkennen, dass mit zunehmender Dämpfkraft eine Frequenzverschiebung um ca. 1 Hz im Aufbaubereich zu verzeichnen ist. Bei dem Phänomen Heben nimmt zusätzlich die Beschleunigungsamplitude mit größerer Dämpfung ab, wohingegen sie beim Nicken zunimmt. Bei hohen Dämpferkräften errechnet sich mit Zunahme der Reifensteifigkeit eine Abnahme in der Amplitude. Weiterhin ist im Achseigenfrequenzbereich, mit zunehmender Reifensteifigkeit und Dämpfkraft, eine Frequenzverschiebung mit gleichzeitiger Zunahme der Beschleunigungsamplitude zu beobachten.

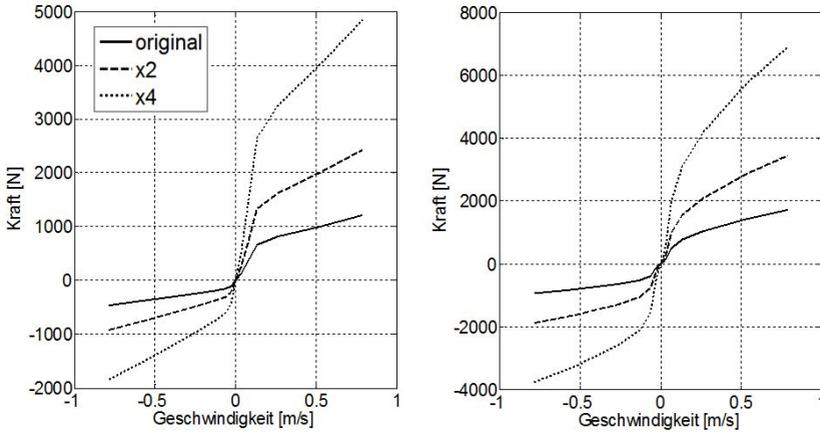


Abbildung 9.2: Level Dämpferkennlinien für Vorder- und Hinterachse

9.2 Ersatzsystem

Zur Klärung des beschriebenen Verhaltens des Dämpfers und der nachfolgenden Komponenten wird ein reduziertes Ersatzsystem aus Reifen, Dämpfer, Aufbaufeder und Kopflager im Sinne eines Viertelfahrzeugmodells betrachtet (Abbildung 9.12).

9.2.1 Dämpfer mit Kopflager

Das Kopflager, welches als Elastomerlager ausgeführt ist, verbindet den Dämpfer über die Kolbenstange mit der Karosserie. Hier gilt es den klassischen Zielkonflikt zwischen Fahrdynamik und Fahrkomfort zu lösen. Eine geringe Dämpfung koppelt den Aufbau besser ab, eine hohe Dämpfung sorgt für mehr Fahrstabilität [Reimpell u. a., 1999],[Kaldas u. a., 2014]. [Stretz, 2011] hat in ihrer Arbeit ausführlich das Verhalten des Kopflagers untersucht. Darin wird der Dämpfer zunächst vereinfacht als viskoses Dämpferelement über die Kolbenstangenmasse mit der Kopflagersteifigkeit verbunden (Abbildung 9.4):

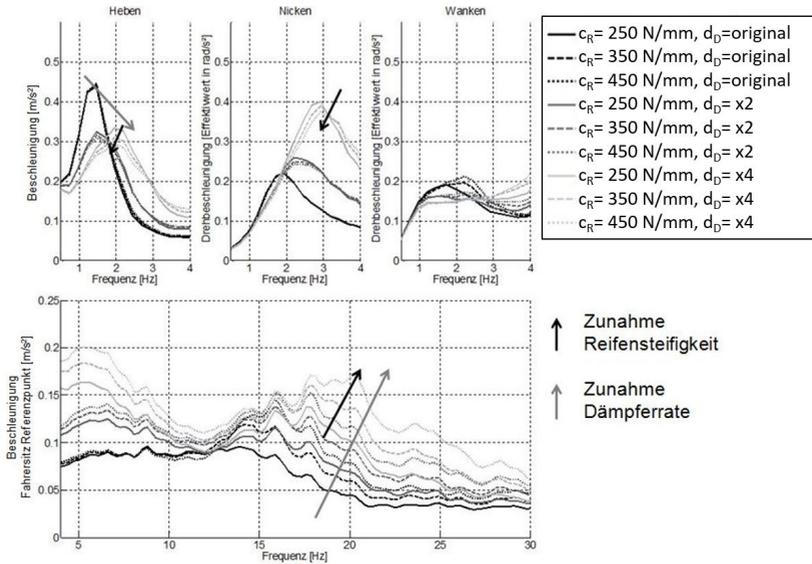


Abbildung 9.3: Beschleunigung am Fahrersitz Referenzpunkt (siehe Unterkapitel 4.2) für die Wechselwirkung zwischen Reifen und Dämpfer

Damit lässt sich die dynamische Steifigkeit von Dämpfer mit Kopflager, unter der Annahme, dass sich der Aufbau nicht bewegt, wie folgt bestimmen [Stretz, 2011]:

$$m_{Kolbst} \ddot{z}_K + c_{Kl} \dot{z}_K + d_D (\dot{z}_K - \dot{z}_D) = 0 \quad (9.2)$$

Mit $z_D = \tilde{z}_D e^{i\omega t}$, $z_K = \tilde{z}_K e^{i\omega t}$, wobei \tilde{z}_D und \tilde{z}_K komplex sind, ergibt sich mit $\omega_{0,Kolbst.} = \sqrt{\frac{c_{Kl}}{m_{Kolbst.}}}$:

$$\tilde{z}_K = \frac{(i\omega d_D) \tilde{z}_D}{c_{Kl} \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{0,Kolbst.}^2}\right) + i\omega d_D} \quad (9.3)$$

Die komplexe Gesamtsteifigkeit c_{DmK} für Dämpfer mit Kopflager lautet dann wie folgt [Stretz, 2011]:

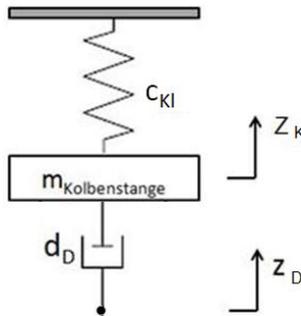


Abbildung 9.4: Dämpfer- Kopflager-Ersatzsystem nach [Stretz, 2011]

$$\tilde{c}_{DmK} = \frac{\tilde{F}}{\tilde{z}_D} = \frac{c_{KI} \cdot \tilde{z}_K}{\tilde{z}_D} = \frac{c_{KI}(i\omega d_D)}{c_{KI}(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{0,Kolbst}^2}) + i\omega d_D} \quad (9.4)$$

Soll die Dämpfersteifigkeit berücksichtigt werden, die sich aus der Steifigkeit des Öls und der des Dämpferbehälters zusammensetzt, wird ein lineares Dämpferelement in Reihe zu einer Federkraft in Form eines Maxwell-Elementes modelliert und mit der Kolbenstangenmasse verbunden (Abbildung 9.5) [Stretz, 2011]. Im weiteren Verlauf wird eine Dämpfersteifigkeit von 5 kN/mm angenommen. Der Einfluss der Dämpfersteifigkeit auf das Schwingungssystem, des im Nachfolgenden beschriebenen Viertelfahrzeugs, ist im Anhang B zu sehen. Aufgrund der hohen Dämpfersteifigkeit gegenüber den anderen betrachteten Komponenten, wirkt sich eine Erhöhung der Steifigkeit im relevanten Bereich kaum auf die Aufbaubeschleunigung aus.

$$F_{elast} = c_D(z_1 - z_D) \quad (9.5)$$

$$F_{viskos} = d_D(\dot{z}_D - \dot{z}_K) \quad (9.6)$$

$$F_{ges} = F_{elast} = F_{viskos} \quad (9.7)$$

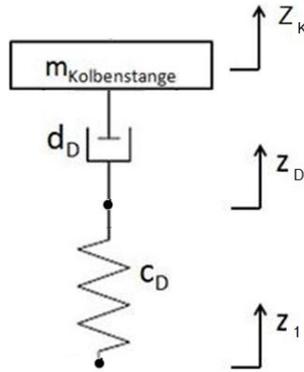


Abbildung 9.5: Dämpfer-Ersatzsystem nach [Stretz, 2011]

Durch Vernachlässigung der Kolbenstangenmasse kann die komplexe Steifigkeit des Dämpfers beschrieben werden durch [Stretz, 2011]:

$$\tilde{c}_D = \frac{c_D i \omega d_D}{c_D + i \omega d_D} \quad (9.8)$$

Damit setzt sich die komplexe Dämpfer- Kopflagersteifigkeit \tilde{c}_{DmK} folgendermaßen zusammen:

$$\tilde{c}_{DmK} = \frac{\tilde{c}_D c_{Kl}}{\tilde{c}_D + c_{Kl}} \quad (9.9)$$

$$\tilde{c}_{DmK} = \frac{\frac{c_D i \omega d_D}{c_D + i \omega d_D} c_{Kl}}{\frac{c_D i \omega d_D}{c_D + i \omega d_D} + c_{Kl}} \quad (9.10)$$

Konjugiert komplex erweitert kann die Gesamtsteifigkeit \tilde{c}_{DmK} in elastischen und viskosen Anteil separiert werden (Formeln 9.11 und 9.12)

$$\Re(\tilde{c}_{DmK}) = \frac{c_{Kl} c_D^2 \omega^2 d_D^2 + c_{Kl}^2 c_D \omega^2 d_D^2}{c_{Kl}^2 c_D^2 + c_D^2 \omega^2 d_D^2 + 2 c_D c_{Kl} \omega^2 d_D^2 + c_{Kl}^2 \omega^2 d_D^2} \quad (9.11)$$

$$\mathfrak{S}(\tilde{c}_{DmK}) = \frac{c_{K1}^2 c_a^2 \omega d_D}{c_{K1}^2 c_D^2 + c_D^2 \omega^2 d_D^2 + 2c_{DC} c_{K1} \omega^2 d_D^2 + c_{K1}^2 \omega^2 d_D^2} \quad (9.12)$$

In Abbildung 9.6 sind Messungen am Zwei-Komponenten-Prüfstand siehe Abschnitt 4.1.3) eines Dämpfers ohne Kopflager (DoK) und zwei Messungen mit Kopflager (DmK) unterschiedlicher Steifigkeiten (900 N/mm und 1900 N/mm) zu sehen. Das beschriebene Ersatzmodell kann die Zusammenhänge qualitativ und quantitativ sehr gut darstellen.

Für einen weichen Dämpfer oder bei kleinen Dämpfergeschwindigkeiten, wie sie auch in Abbildung 9.6 gefahren wurden, ist der rein elastische Anteil des Dämpfer-Kopflagerverbunds deutlich geringer als bei hoher Dämpferrate (siehe Abbildung 9.7). Der viskose Teil ist bei hoher Dämpferrate deutlich stärker vom Kopflager abhängig. Bei geringen Dämpferraten beginnt eine sichtbare Kopflagerabhängigkeit ab 15 Hz .

Bei hoher und niedriger Dämpferrate nehmen die reellen Steifigkeiten anfangs deutlich mit der Frequenz zu und weisen mit hoher Kopflagersteifigkeit geringere Werte auf. Für den viskosen Anteil der Steifigkeit nimmt diese mit steiferem Kopflager zu. In Abbildung 9.8 ist die Gesamtsteifigkeit, die sich aus dem Real- und Imaginärteil zusammensetzt, dargestellt. Man kann für das Ersatzsystem von Dämpfer mit Kopflager das Verhalten wie in den Messungen aus Abbildung 9.6 beobachten.

9.2.2 Viertelfahrzeugmodell

Das Ersatzsystem wird nun mit der ungederten Masse, der Aufbaumasse, der Tragfeder und dem Reifen ergänzt. Mit der komplexen Reifensteifigkeit \tilde{c}_R

$$\tilde{c}_R = c_r + i\omega d_R \quad (9.13)$$

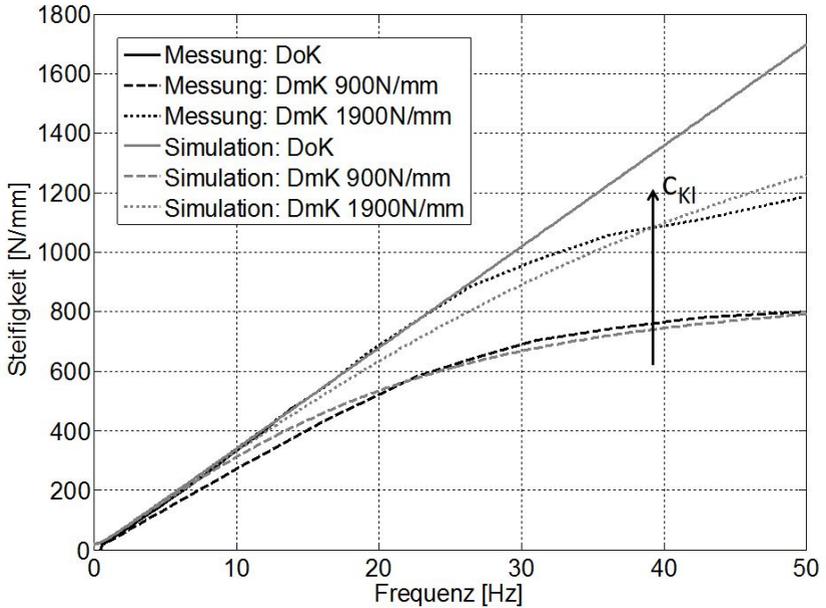
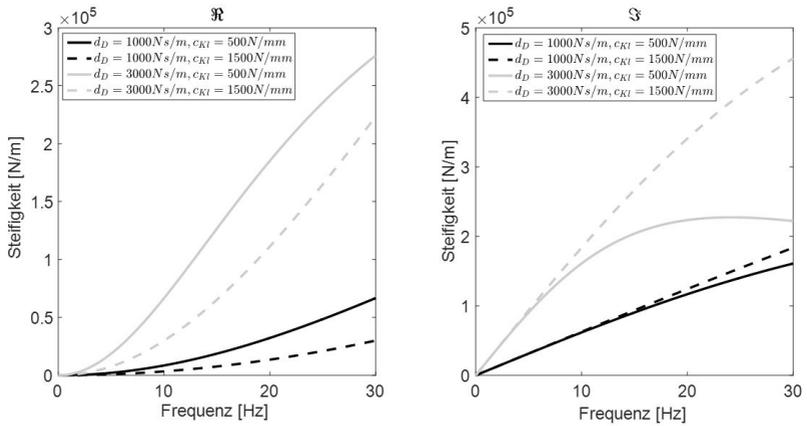


Abbildung 9.6: Messungsabweichung Ersatzsystem

Abbildung 9.7: Real- und Imaginärteil der Steifigkeit von Dämpfer mit Kopflager mit $c_D = 5 \text{ kN/mm}$ bei konstanter Verschiebungsamplitude

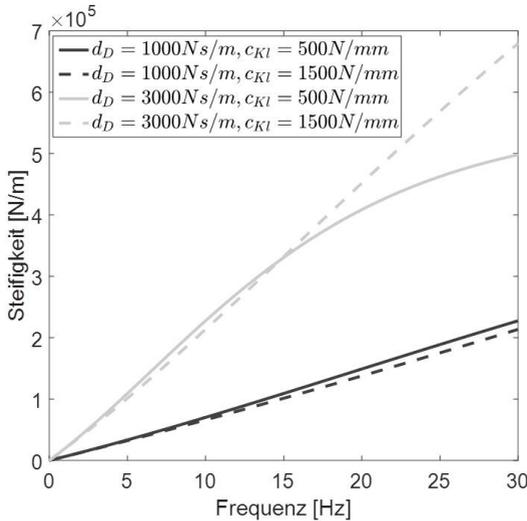


Abbildung 9.8: Gesamtsteifigkeit für Dämpfer mit Kopflager für große und kleine Dämpferrate

sowie der Ersatzsteifigkeit \tilde{c}_{FB} für Dämpfer mit Kopflager in Parallelschaltung mit der Tragfedersteifigkeit c_F ergibt sich die Gesamtsteifigkeit des Viertelfahrzeugs. Der Dämpfungsanteil $i\omega d_F$ der Tragfeder ist dabei vernachlässigbar klein. Es ist zu beachten, dass sich die relevanten Gesamtsteifigkeiten bei der Anregung durch Fahrbahnnunebenheit für die Aufbaubewegung und für die Bewegung der ungefederten Masse unterscheiden. Bei Betrachtung der Aufbaubewegung ist zwischen Dämpfer und Reifen eine Reihenschaltung anzunehmen. Für die Bewegung der ungefederten Masse, in welcher der Reifen vereinfacht gegen eine unbewegliche Aufbaumasse schwingt, ist eine Parallelschaltung vorzusehen (Abbildung 9.9).

Die Berücksichtigung der Tragfeder als Parallelschaltung zum Dämpfer stellt sich folgendermaßen dar:

$$\tilde{c}_{FB} = \frac{\left(\frac{c_D i\omega d_D}{c_D + i\omega d_D}\right)c_{Kl}}{\frac{c_D i\omega d_D}{c_D + i\omega d_D} + c_{Kl}} + c_F \tag{9.14}$$

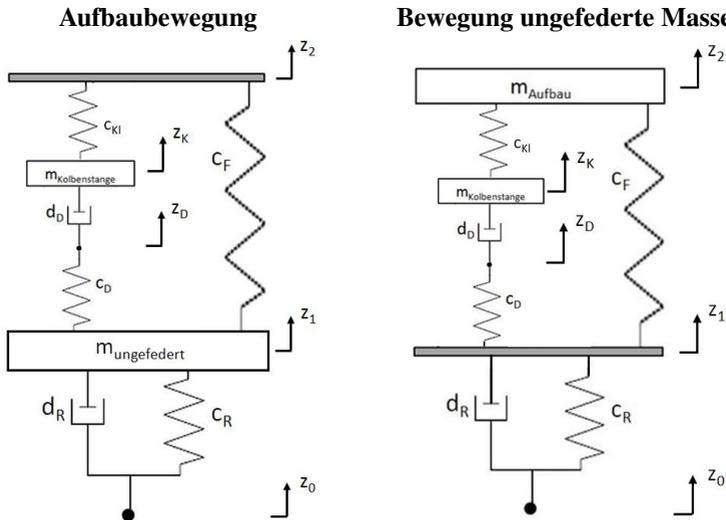


Abbildung 9.9: Ersatzschaltbild für die relevanten Gesamtsteifigkeiten der Bewegungen des Aufbaus und der ungefederten Masse

Die Verläufe zur Federbeinsteifigkeit werden in den Abbildungen 9.10 und 9.11 gezeigt. Die Ergebnisse können die Effekte aus den Messungen am ZKP (Abbildung 9.25) nachbilden. So bedingt eine Parallelschaltung der Feder zu Dämpfer und Kopflager eine Erhöhung der Gesamtsteifigkeit, was für verschiedene Dämpfungskräfte ähnlich ist. Die Imaginärteile sind für die gegebenen Randbedingungen identisch zu jenen in Abbildung 9.7. Bei sehr hohen Aufbaufedersteifigkeiten könnte sich der Dämpferweg verringern und so auch die viskosen Eigenschaften des Systems beeinflussen.

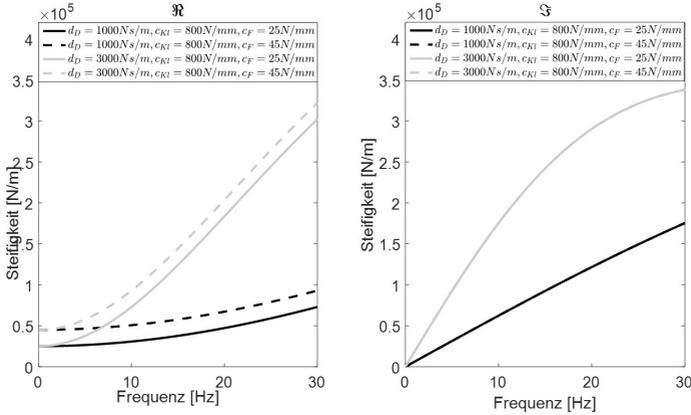


Abbildung 9.10: Real- und Imaginärteil für das Ersatzmodell des Federbeins nach Formel 9.14

Für die Reihenschaltung zur Beschreibung der Aufbauabewegung unter Berücksichtigung der ungefederten Masse $m_{ungef.}$ und den komplexen Ansätzen $z_0 = \tilde{z}_0 e^{i\omega t}$, $z_1 = \tilde{z}_1 e^{i\omega t}$ kann die Ersatzschaltung abgeleitet werden:

$$\tilde{z}_1 = \frac{(i\omega d_R + c_R)\tilde{z}_0}{-m_{ungef.} \omega^2 + \tilde{c}_{FB} + i\omega d_R + c_R} \quad (9.15)$$

$$\tilde{c}_{ges} = \frac{\tilde{F}}{\tilde{z}_0} = \frac{\tilde{c}_{FB}\tilde{z}_1}{\tilde{z}_0} \quad (9.16)$$

Reihenschaltung

$$\tilde{c}_{ges} = \frac{\left[\frac{c_D i\omega d_D}{c_D + i\omega d_D} c_{Kl} + c_F \right] (c_R + i\omega d_R)}{-m_{ungef.} \omega^2 + \frac{c_D i\omega d_D}{c_D + i\omega d_D} c_{Kl} + c_F + c_R + i\omega d_R} \quad (9.17)$$

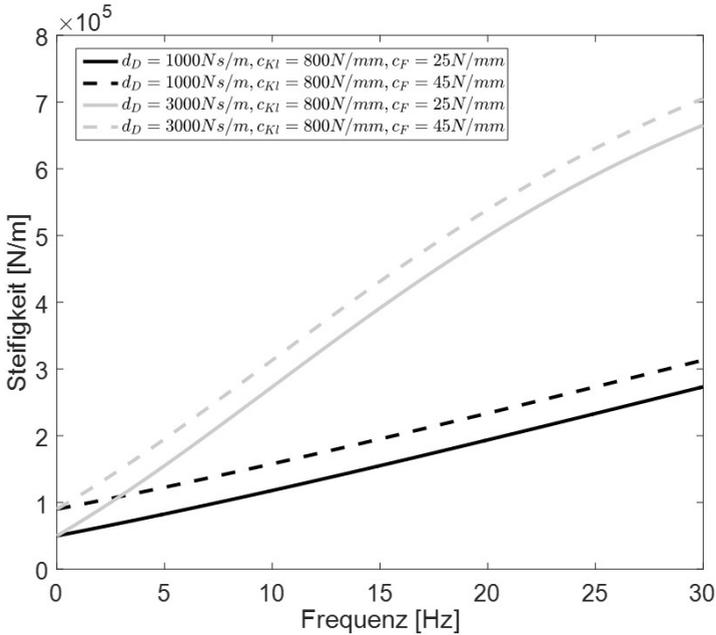


Abbildung 9.11: Gesamtsteifigkeit für das Ersatzmodell des Federbeins nach Formel 9.14

Parallelschaltung

$$\tilde{c}_{ges} = \frac{\frac{c_D i \omega d_D}{c_D + i \omega d_D} c_{Kl}}{\frac{c_D i \omega d_D}{c_D + i \omega d_D} + c_{Kl}} + c_F + c_R + i \omega d_R \quad (9.18)$$

Aufbauend auf das System der Ersatzsteifigkeiten wird ein Modell mit drei Freiheitsgraden abgeleitet (Abbildung 9.12). Damit lassen sich die auftretenden Effekte in vertikaler Richtung analysieren und erklären.

Nach den Formeln 9.5, 9.6 und 9.7 besteht folgender Zusammenhang:

$$\dot{z}_D = \frac{c_d}{d_D} (z_1 - z_D) + \dot{z}_K \quad (9.19)$$

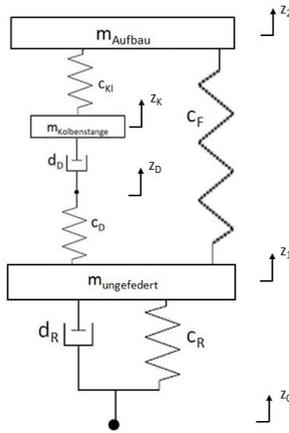


Abbildung 9.12: 3-Freiheitsgrad Bewegungsmodell für Vertikalbeschleunigung

Und es können die Bewegungsgleichungen für das Viertelfahrzeug abgeleitet werden:

$$\ddot{z}_2 = -\frac{c_{Kl}}{m_A} (z_2 - z_K) - \frac{c_F}{m_A} (z_2 - z_1) \quad (9.20)$$

$$\ddot{z}_K = \frac{c_{Kl}}{m_{Kolbst.}} (z_2 - z_K) - \frac{d_D}{m_{Kolbst.}} (\dot{z}_K - \dot{z}_D) \quad (9.21)$$

$$\begin{aligned} \ddot{z}_1 = & -\frac{c_R}{m_{ungef.}} (z_1 - z_0) - \frac{d_R}{m_{ungef.}} (\dot{z}_1 - \dot{z}_0) + \\ & + \frac{c_D}{m_{ungef.}} (z_D - z_1) + \frac{c_F}{m_{ungef.}} (z_2 - z_1) \end{aligned} \quad (9.22)$$

Daraus wird folgendes Eigenwertproblem formuliert:

$$[M]\ddot{\vec{z}} + [C]\dot{\vec{z}} + [D]\vec{z} = \vec{0} \quad (9.23)$$

mit:

$$\begin{aligned}
 [M] &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{ungef.} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{Kolbst.} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_A \end{bmatrix} \\
 [C] &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_R & c_D + c_F + c_R & -c_D & 0 & -c_F \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_{KI} & -c_{KI} \\ 0 & -c_F & 0 & -c_{KI} & c_{KI} + c_F \end{bmatrix} \\
 [D] &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -d_R & d_R & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -d_D & d_D & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \\
 \vec{z} &= \begin{bmatrix} z_0 \\ z_1 \\ z_D \\ z_K \\ z_2 \end{bmatrix}
 \end{aligned}$$

Die Eigenfrequenzen der einzelnen Komponenten in Tabelle 9.1 können aus obigen Gleichungen für die vorgegeben Steifigkeiten und Massen berechnet werden, stellen aber ohne Berücksichtigung der übrigen Systemparameter nur eine Näherung dar. Formuliert man die Weganregung z_0 als Sinusfunktion mit

steigender Frequenz und konstanter Amplitude, können die errechneten Beschleunigungen des Aufbaus und der ungefederten Masse zum Verständnis und Plausibilisierung herangezogen werden.

In Abbildung 9.13 und 9.15 sind die zu beobachtenden Frequenz- und Beschleunigungszunahmen durch Erhöhung der Reifensteifigkeit und -dämpfung mit dem Viertelfahrzeugmodell nachgerechnet.

Die vereinfachten analytischen Modelle werden verwendet, um herauszustellen welche Phänomene und Einflüsse, die aus dem Fahrversuch oder vom MKS-Modell bekannt sind, damit bereits erklärt werden können. Mit dem MKS-Modell mit seinen 100 Freiheitsgraden ist es deutlich schwieriger sich die Wechselwirkungen vor Augen zu führen.

Die Reifensteifigkeit wirkt sich hauptsächlich auf den Bereich der Achseigenfrequenz aus, da die steigende Reifensteifigkeit bei Überfahrt eines Hindernisses zu einem größeren Weg und größeren Beschleunigung der ungefederten Masse führt (Abbildung 9.13). Im Achseigenfrequenzbereich führt das zu einem größeren Relativweg zwischen Kolbenstange und ungefederter Maße mit höheren Dämpfergeschwindigkeiten und einer Zunahme des Relativweges der Aufbaufeder und resultiert so in höheren Aufbaubeschleunigungen (siehe Abbildung 9.13). Im Aufbaueigenfrequenzbereich nimmt die Aufbaubeschleunigung minimal ab, da die Wege der ungefederten Masse mit steigender Vertikalsteifigkeit geringfügig kleiner werden (Abbildung 9.14).

Eine höhere Reifendämpfung hat geringen Einfluss auf die Aufbaubeschleunigung im Achseigenfrequenzbereich. Durch die höheren Dämpfkkräfte erfolgt eine Dämpfung der Eigenschwingung und folglich entstehen geringere Beschleunigungsamplituden im Eigenfrequenzbereich (Abbildung 9.15).

Höhere Dämpferraten führen zu einer besseren Bedämpfung der Aufbauschwingung im Aufbaueigenfrequenzbereich und ziehen kleinere Relativwege des Dämpfers nach sich. Die hohen Dämpferkräfte sorgen auch im Achseigenfrequenzbereich dafür, dass der Reifen weniger zur Fahrbahn ausgelenkt wird und die Beschleunigung der ungefederten Masse nimmt ebenfalls ab (siehe Abbildungen 9.16).

Tabelle 9.1: Näherungswerte für die Eigenfrequenzen des 3-Massensatzsystems

Bauteil	Kreisfrequenz
Aufbau	$\omega_A = \sqrt{\frac{c_{KI} + c_F}{m_A}}$
Kolbenstange	$\omega_{Kolbst.} = \sqrt{\frac{c_{KI} + c_D}{m_{Kolbst.}}}$
ungefederte Masse	$\omega_R = \sqrt{\frac{c_D + c_F + c_R}{m_{ungef.}}}$

Tabelle 9.2: Ausgangsparameter für das 3-Massensatzsystem

Parameter	Ausgangswert
ungefederte Masse $m_{ungef.}$	50 kg
Aufbaumasse m_A	350 kg
Masse Kolbenstange $m_{Kolbst.}$	0.7 kg
c_{KI}	$500 \frac{N}{mm}$
c_F	$45 \frac{N}{mm}$
c_D	$5 \frac{kN}{mm}$
c_R	$250 \frac{N}{mm}$
d_D	$1000 \frac{Ns}{m}$
d_R	$100 \frac{Ns}{m}$

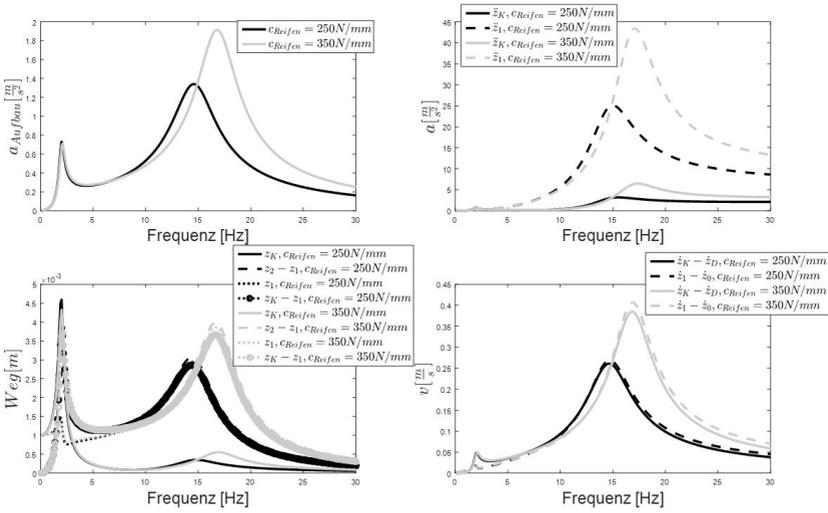


Abbildung 9.13: Viertelfahrzeugmodell für verschiedene Reifensteifigkeiten nach Gleichungen 9.20, 9.21, 9.22 (aufgetragen sind die Beträge der Größen).

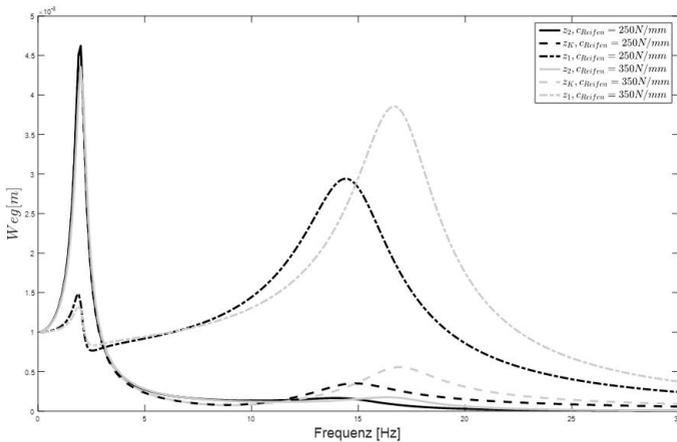


Abbildung 9.14: Viertelfahrzeugmodell zu den Wegen des Aufbaus, der Kolbenstange und der ungefederten Masse bei unterschiedlichen Reifensteifigkeiten nach Gleichungen 9.20, 9.21, 9.22

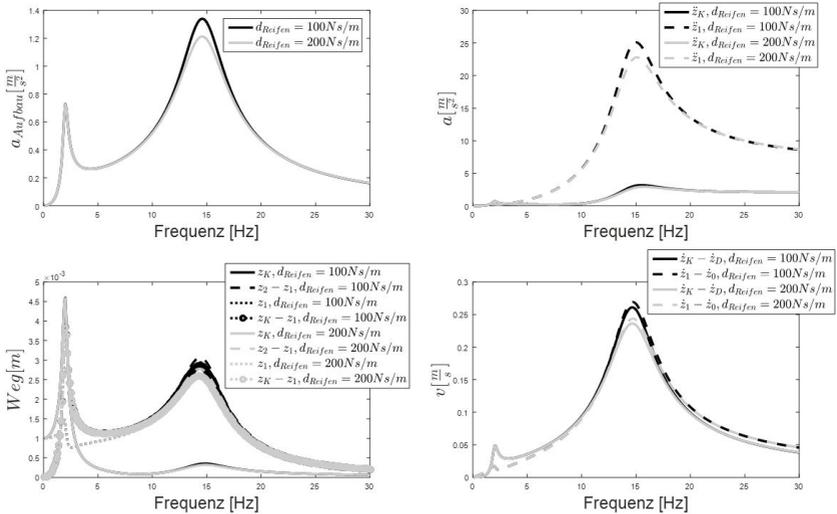


Abbildung 9.15: Viertelfahrzeugmodell zu unterschiedlichen Reifendämpfraten nach Gleichungen 9.20,9.21,9.22 (aufgetragen sind die Beträge der Größen).

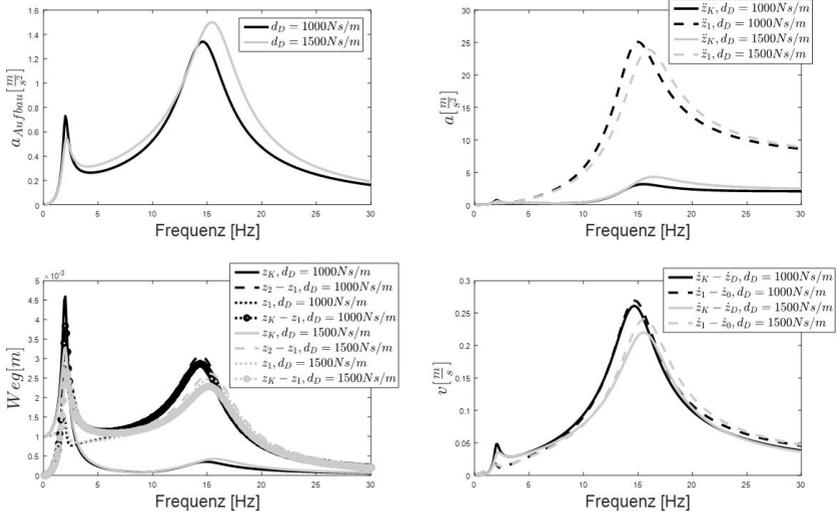


Abbildung 9.16: Viertelfahrzeugmodell für verschiedene Dämpfraten nach Gleichungen 9.20,9.21,9.22 (aufgetragen sind die Beträge der Größen).

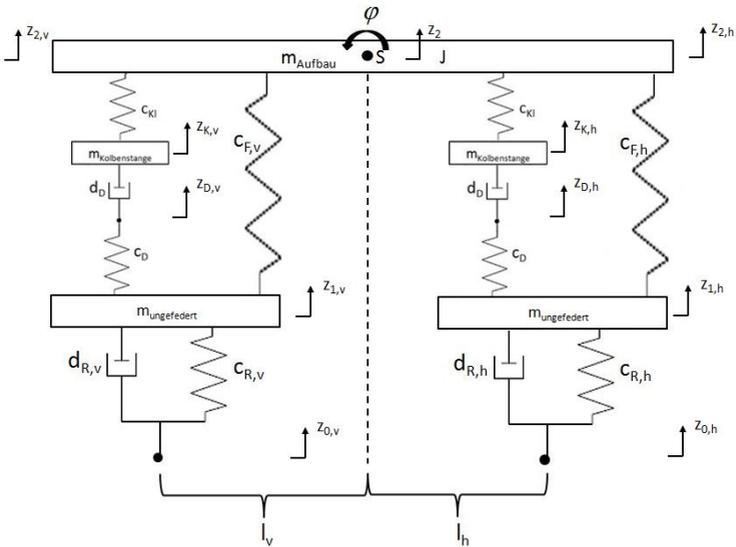


Abbildung 9.17: Halffahrzeugmodell zur Beschreibung des Nickverhaltens

9.2.3 Halffahrzeugmodell

Zur Beschreibung des Nick- bzw. Wankverhaltens muss das Viertelfahrzeugmodell über einen starren Aufbaukörper mit dem Trägheitsmoment J bzw. θ zu einem Halffahrzeugmodell erweitert werden. Die vielfach beschriebenen Kopfschwingungen [Magnus u. a., 2013] werden lediglich mit dem Kopflager- und Maxwellansatz für den Dämpfer erweitert. Die erweiterten Bewegungsgleichungen für das Nickverhalten nach Abbildung 9.17 lauten wie folgt:

$$\begin{aligned} z_{2,v} &= z_2 - l_v \varphi \\ z_{2,h} &= z_2 + l_h \varphi \end{aligned} \tag{9.24}$$

$$\begin{aligned}\ddot{\varphi} = & -\frac{c_{Kl,h}l_h}{J}(z_2 - z_{K,h}) - \frac{c_{F,h}l_h}{J}(z_2 - z_{1,h}) + \frac{c_{Kl,v}l_v}{J}(z_2 - z_{K,v}) + \\ & + \frac{c_{F,v}l_v}{J}(z_2 - z_{1,v}) - \frac{c_{Kl,h}l_h^2}{J}\varphi - \frac{c_{F,h}l_h^2}{J}\varphi - \frac{c_{Kl,v}l_v^2}{J}\varphi - \frac{c_{f,h}l_v^2}{J}\varphi\end{aligned}\quad (9.25)$$

$$\begin{aligned}\ddot{z}_2 = & -\frac{c_{Kl,v}}{m_a}(z_2 - z_{K,v}) - \frac{c_{F,v}}{m_a}(z_2 - z_{1,v}) - \frac{c_{Kl,h}}{m_a}(z_2 - z_{K,h}) - \\ & - \frac{c_{F,h}}{m_a}(z_2 - z_{1,h}) - \frac{c_{Kl,h}}{m_a}l_h\varphi - \frac{c_{F,h}}{m_a}l_h\varphi + \frac{c_{Kl,v}}{m_a}l_v\varphi + \frac{c_{F,v}}{m_a}l_v\varphi\end{aligned}\quad (9.26)$$

$$\begin{aligned}\ddot{z}_{K,v} = & -\frac{d_{D,v}}{m_{Kolbst.,v}}(\dot{z}_{K,v} - \dot{z}_{D,v}) + \\ & + \frac{c_{Kl,v}}{m_{Kolbst.,v}}(z_2 - z_{K,v}) - \frac{c_{Kl,v}}{m_{Kolbst.,v}}l_v\varphi\end{aligned}\quad (9.27)$$

$$\begin{aligned}\ddot{z}_{K,h} = & -\frac{d_{D,v}}{m_{Kolbst.,h}}(\dot{z}_{K,h} - \dot{z}_{D,h}) + \\ & + \frac{c_{Kl,h}}{m_{Kolbst.,h}}(z_2 - z_{K,h}) + \frac{c_{Kl,h}}{m_{Kolbst.,h}}l_h\varphi\end{aligned}\quad (9.28)$$

$$\begin{aligned}\ddot{z}_{1,v} = & -\frac{c_{R,v}}{m_{ungef.,v}}(z_{1,v} - z_{0,v}) - \frac{d_{R,v}}{m_{ungef.,v}}(\dot{z}_{1,v} - \dot{z}_{0,v}) + \\ & + \frac{c_{D,v}}{m_{ungef.,v}}(z_{D,v} - z_{1,v}) + \frac{c_{F,v}}{m_{ungef.,v}}(z_2 - z_{1,v}) - \frac{c_{F,v}}{m_{ungef.,v}}l_v\varphi\end{aligned}\quad (9.29)$$

$$\begin{aligned}\ddot{z}_{1,h} = & -\frac{c_{R,h}}{m_{ungef.,h}}(z_{1,h} - z_{0,v}) - \frac{d_{R,h}}{m_{ungef.,h}}(\dot{z}_{1,h} - \dot{z}_{0,h}) + \\ & + \frac{c_{D,h}}{m_{ungef.,h}}(z_{D,h} - z_{1,h}) + \frac{c_{F,h}}{m_{ungef.,h}}(z_2 - z_{1,h}) + \frac{c_{F,h}}{m_{ungef.,h}}l_h\varphi\end{aligned}\quad (9.30)$$

Die Fahrgeschwindigkeit v definiert den Zeitversatz t_t der Anregung zwischen Hinter- und Vorderachse.

$$t_t = \frac{l_v + l_h}{v} \quad (9.31)$$

Um einen Informationsverlust durch den in Kapitel 4.2 beschriebenen Kammfilter-Effekt zu minimieren, werden wie in der mobilen Messung die Ergebnisse für die Geschwindigkeiten 50km/h, 60km/h, 70km/h, 80km/h und 90km/h gemittelt. In Abbildung 9.18 ist der Kammfilter-Effekt, der sich durch den Phasenversatz der Anregung von Vorder- und Hinterachse nach Formel 4.19 ergibt, für die einzelnen Geschwindigkeiten und der sich daraus ergebende Mittelwert dargestellt.

Die Parameter für das Halbfahrzeugmodell werden wie folgt angesetzt:

Das in den Abbildungen 9.3, 9.22, 9.24 gezeigte Wankverhalten lässt sich ebenfalls mit einem Halbfahrzeugmodell beschreiben. Hierzu muss der Radstand $l_R = l_v + l_h$ in Abbildung 9.17 durch die Spurweite $l_s = l_l + l_r$, der Nickwinkel φ durch den Wankwinkel ϑ und das Trägheitsmoment J durch θ ersetzt und der Wankstabilisator hinzugefügt werden. Dieser koppelt die Räder einer Achse und führt bei unterschiedlicher Auslenkung der Räder zu einem Rückstellmoment, welches dem Wanken entgegenwirkt. Beim Überfahren eines Hindernisses beispielsweise des rechten Rades, während das linke auf ebener Fahrbahn abrollt, kann es dennoch zu einer Kraft am linken durch die Kopplung aufgrund des Stabilisators kommen. In dieser Arbeit wird der Wankstabilisator nicht betrachtet, da das Fahrzeugverhalten, welches abgebildet wird, dem Fahrzeugtyp einer Limousine entspricht. Bei einem SUV mit hohem Schwerpunkt und großer Masse wäre der Stabilisatoreinfluss deutlich ausgeprägter und das Ersatzsystem würde die möglicherweise auftretende gegenseitige Beeinflussung der Räder einer Achse nicht berücksichtigen.

Tabelle 9.3: Ausgangsparameter für das Halbfahrzeugmodell

Parameter	Ausgangswert
ungefederte Masse $m_{ungef.}$	50 kg
Aufbaumasse m_A	700 kg
Masse Kolbenstange $m_{Kolbst.}$	0.5 kg
$c_{Kl,VA} / c_{Kl,HA}$	$500 \frac{N}{mm}$
$c_{F,VA}$	$35 \frac{N}{mm}$
$c_{F,HA}$	$40 \frac{N}{mm}$
$c_{D,VA} / c_{D,HA}$	$5 \frac{kN}{mm}$
$c_{R,VA} / c_{R,HA}$	$250 \frac{N}{mm}$
$d_{D,VA}$	$500 \frac{Ns}{m}$
$d_{D,HA}$	$800 \frac{Ns}{m}$
$d_{R,VA} / d_{R,HA}$	$100 \frac{Ns}{m}$
J_{Aufbau}	1300 kgm^2
l_v	1.3 m
l_h	1.3 m

In Abbildung 9.19 ist der Einfluss der Dämpfungsrates und der Reifensteifigkeit anhand des Halbfahrzeugmodells exemplarisch für Heben und Nicken modelliert. Wie bei dem MKS-Modell nimmt die Beschleunigungsamplitude im Aufbaueigenfrequenzbereich ab, wohingegen sie für die Drehbeschleunigung des Aufbaus bei steigender Eigenfrequenz zunimmt. In Abbildung 9.20 ist zu sehen, dass im Aufbaufrequenzbereich durch eine höhere Dämpfungsrates mehr Energie dissipiert und die Aufbaubeschleunigung gedämpft wird.

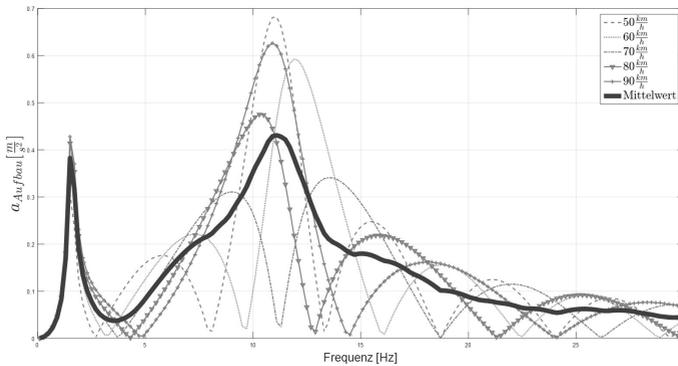


Abbildung 9.18: Kammfilter-Effekt bei einzelnen Geschwindigkeiten und der berechnete Mittelwert

9.3 Kopflager

In diesem Unterabschnitt wird nun das Kopflager und dessen Wechselwirkung mit dem Reifen anhand des MKS-Modells betrachtet und mit dem Ersatzsystem erklärt. Weil der Einfluss des Kopflagers stark von der Dämpfungsrate abhängt, werden außerdem die Kennlinien des Dämpfers im Originalzustand und mit 4-facher Dämpfungsrate (3000 Ns/m) in die Variation mit eingebunden. Die Kraft-Weg-Kennlinien der Kopflager, wie sie im MKS-Modell hinterlegt werden, sind für die Vorder- und Hinterachse identisch (Abbildung 9.21).

Die Ergebnisse der Simulation in Abbildung 9.22 zeigen im Bereich der Aufbaueigenfrequenz bei Zunahme der Kopflagersteifigkeit eine Abnahme in der Aufbaubeschleunigung, die bei harter Dämpferkennung deutlich ausgeprägter ist als bei weicher Dämpferabstimmung. Die Reifensteifigkeit beeinflusst nicht die Auswirkungen des Kopflagers auf das Gesamtfahrzeug. Im Stuckerfrequenzbereich führt eine Erhöhung der Kopflagersteifigkeit zu einer verminderten Achsschwingung. Wie bereits bei der Dämpferuntersuchung zu sehen war, wirkt die Erhöhung der Reifensteifigkeit im Aufbaueigenfrequenzbereich schwingungsreduzierend und im Achseigenfrequenzbereich verstärkend.

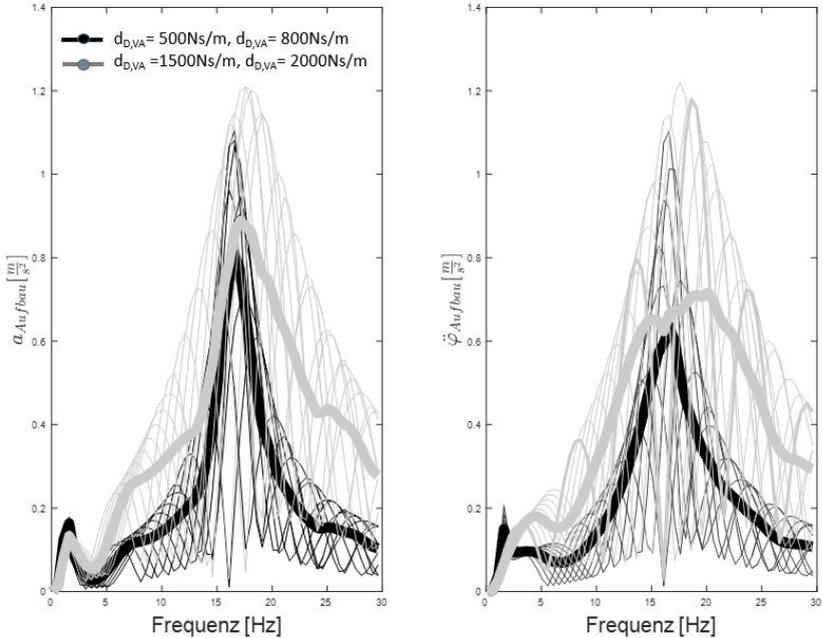


Abbildung 9.19: Dämpfersteifigkeit einfluss anhand des Halbfahrzeugmodells für Heben und Nicken (aufgetragen sind die Beträge der Größen). Die feinen Linien im Hintergrund zeigen die Beschleunigungen bei den entsprechenden Geschwindigkeiten. Die markanten Linien bilden den gemittelten Wert.

Kopflagervariationen mit dem Ansatz nach Abbildung 9.12, in der eine lineare Lagerkennlinie verwendet wird, sind in Abbildung 9.23 zu sehen. Die Auswirkungen des Kopflagers auf die Beschleunigungen des Gesamtfahrzeugs lassen sich damit erklären, dass bei weichem Dämpferlager die Kolbenstange mehr nach oben ausweicht und folglich die Relativgeschwindigkeiten ($\dot{z}_K - \dot{z}_D$) im Dämpfer kleiner sind, was geringe Dämpferkräfte nach sich zieht. Bei hoher Kopflagersteifigkeit kann die Kolbenstange weniger nach oben ausweichen und die Dämpfergeschwindigkeiten und Dämpferkräfte sind hoch (Abbildung 9.23). Deswegen werden die Schwingungen im Achsigenfrequenzbereich bei zunehmender Kopflagersteifigkeit besser gedämpft.

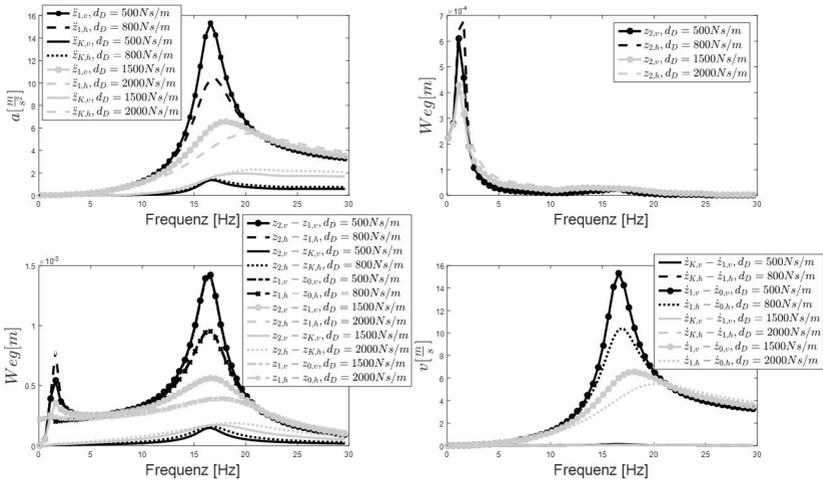


Abbildung 9.20: Dämpferarteneinfluss anhand des Halbfahrzeugmodells für Heben und Nicken (aufgetragen sind die Beträge der Größen). Die Kurven für $(z_{2,v} - z_{1,v}), (z_{2,h} - z_{1,h})$ sowie $(z_{2,h} - z_{0,h}), (z_{1,h} - z_{0,h})$ liegen nahe beieinander und sind in dieser Skalierung nicht visuell auflösbar. Gleiches gilt für $(\dot{z}_{K,v} - \dot{z}_{1,v})$ und $(\dot{z}_{K,h} - \dot{z}_{1,h})$.

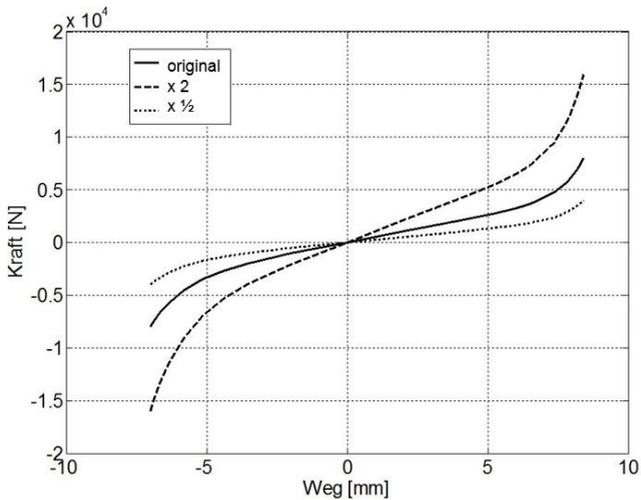


Abbildung 9.21: Kopflagerkennlinien für Parametervariation

9.4 Aufbaufeder

Mit einer Aufbaufedersteifigkeit von 21 N/mm an der Vorder- und 102 N/mm an der Hinterachse werden diese Steifigkeiten als Varianten mit den Faktoren $1/2$ und 2 multipliziert. Das Kopflager befindet sich bei den Berechnungen im Originalzustand und für Dämpfer- sowie Reifensteifigkeit werden die gleichen Werten wie in vorigem Abschnitt verwendet. Hier sei ebenfalls darauf verwiesen, dass neben einer Stahlfeder ein weiteres verbreitetes System eingesetzt wird, die Luftfeder. Dabei wird die Energie nicht durch elastische Verformungsenergie sondern eine adiabate Druckänderung zwischengespeichert. Der große Vorteil der Luftfeder liegt in der einfachen Niveauregulierung bei unterschiedlichen Radlasten durch Druckanpassung. Die Druckanpassung kann auch während der Fahrt erfolgen, um auf gewisse Fahrsituationen (Bsp.: Autobahnfahrt) zu reagieren. Grundsätzlich könnte in das Ersatzsystem eine Luftfeder als Steifigkeit anstelle der Stahlfeder integriert werden. Lediglich die Dämpfung, welche bei der Stahlfeder vernachlässigbar klein ist, kann bei der Auslegung einer Luftfeder größer ausfallen und müsste ergänzt werden.

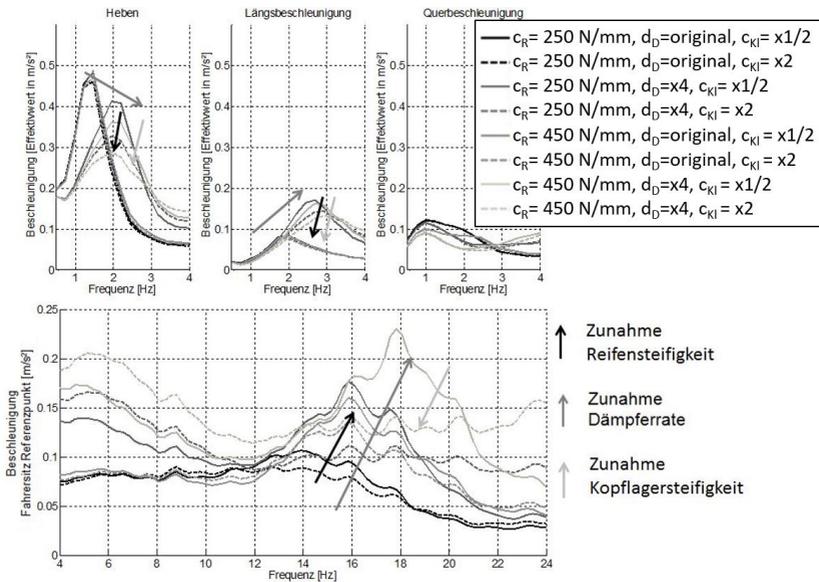


Abbildung 9.22: Fahrersitzbeschleunigung für die Wechselwirkung zwischen Reifen, Dämpfer und Kopflager

Die MKS-Berechnung nach Abbildung 9.24 zeigt, dass der Federeinfluss bei wenig Dämpfung im Aufbau eine dominantere Rolle spielt als bei harter Dämpferabstimmung. Für die Achsschwingungen sind die Einflüsse insgesamt gering und von der Dämpfung abhängig. Die höhere Federsteifigkeit bedingt geringere Wege der ungedeferten Masse im Achseigenfrequenzbereich, da sie gegen die steifere Aufbaufeder kleinere Wege realisieren kann. Die Beschleunigung der ungedeferten Masse steigt, weil sich die Achseigenfrequenz erhöht hat und mit ω^2 ansteigt (Abbildung 9.26). Im Bereich der Aufbaueigenfrequenz führt die ungedeferte Masse, welche bei größerer Aufbaufedersteifigkeit der Fahrbahnebenheit folgt, zu einer größeren Kraft, die sich am Aufbau abstützt (Abbildung 9.27).

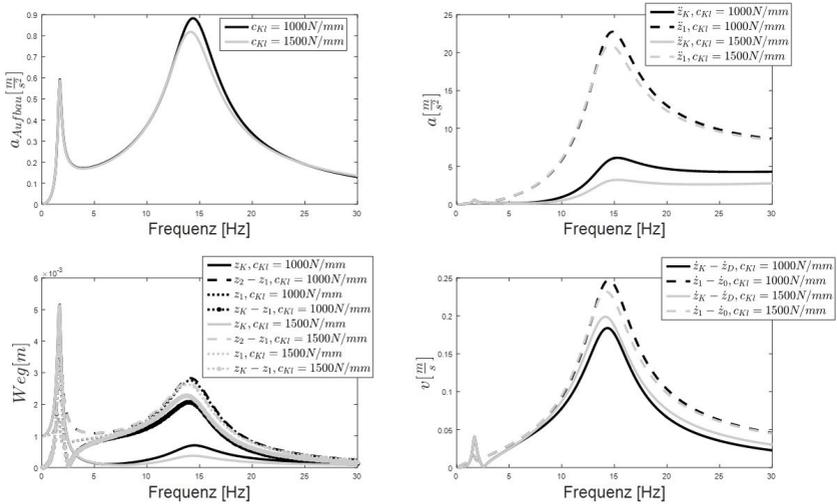


Abbildung 9.23: Kopflagersteifigkeitseinfluss anhand Viertelfahrzeugmodell nach den Gleichungen 9.20, 9.21, 9.22 (aufgetragen sind die Beträge der Größen).

9.5 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wird der Übertragungspfad von fahrbahnerregten Schwingungen analysiert. Dabei wird die Reifenradialsteifigkeit in Kombination mit den Fahrwerkskomponenten Dämpfer, Kopflager und Aufbaufeder auf deren Auswirkungen hinsichtlich der Fahrersitzbeschleunigung untersucht. Erhöhung der Reifensteifigkeit führt erwartungsgemäß zu einer Beschleunigungs- und Frequenzzunahme im Achseigenfrequenzbereich. Im Aufbaueigenfrequenzbereich hingegen sind die Änderungspotentiale durch den Reifen abhängig von der Dämpferabstimmung und insgesamt geringer als im Bereich der Achseigenfrequenz. Kopflager-, Aufbaufeder- und Reifensteifigkeit beeinflussen sich gegenseitig dagegen in vernachlässigbarer Weise. Die Beziehungen werden qualitativ in Tabelle 9.4 dargestellt. Die Pfeile zeigen die Tendenzen, bei Zunahme der Steifigkeit der beschriebenen Komponente, hinsichtlich der Beschleunigung an der Fahrersitzkonsole. Die untersuchten Reifeneigenschaften

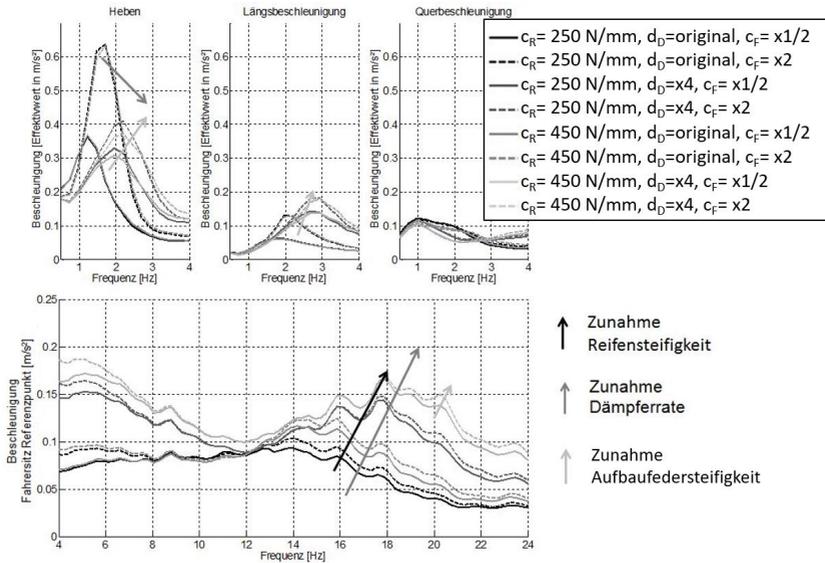


Abbildung 9.24: Fahrersitzbeschleunigung für die Wechselwirkung zwischen Reifen, Dämpfer und Aufbaufeder

haben unterschiedliche Auswirkungen auf die Aufbaubeschleunigungen im Aufbau- und Achseigenfrequenzbereich. Eine Objektivierung des Fahrkomforts muss folglich immer mit Beschleunigungen am Fahrersitz erfolgen, um relevante Aussagen ableiten zu können.

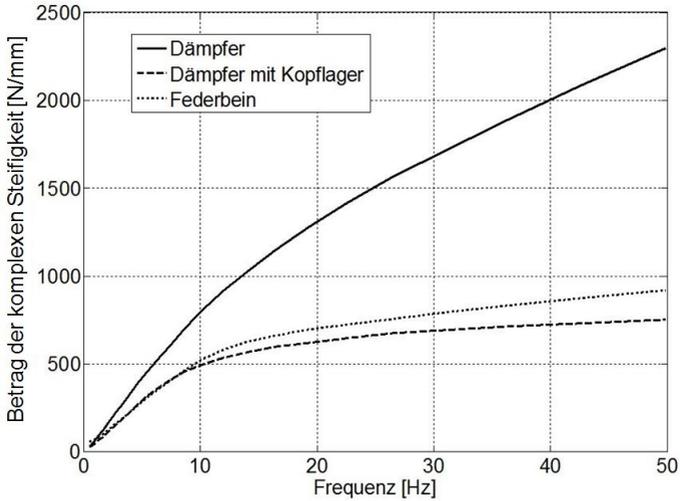


Abbildung 9.25: Steifigkeitsmessungen von Dämpfer, Dämpfer mit Kopflager und gesamtes Federbein

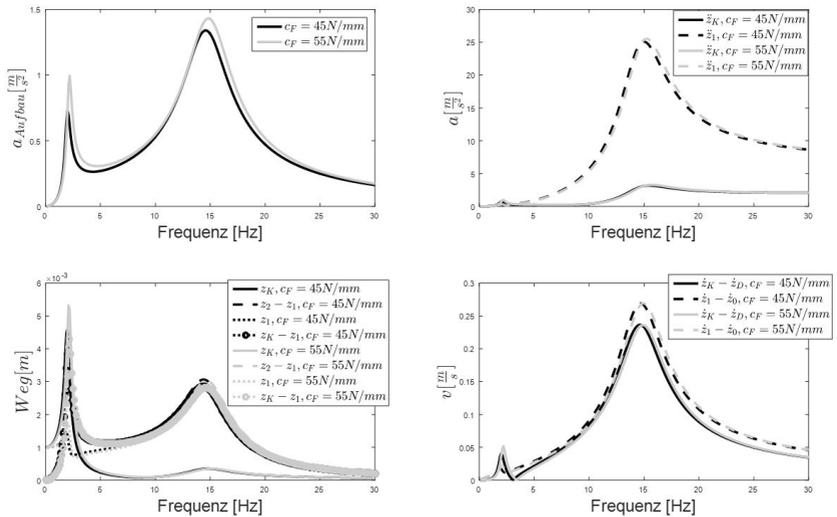


Abbildung 9.26: Aufbaufedersteifigkeitseinfluss anhand Viertelfahrzeugmodell nach den Gleichungen 9.20, 9.21, 9.22 (aufgetragen sind die Beträge der Größen).

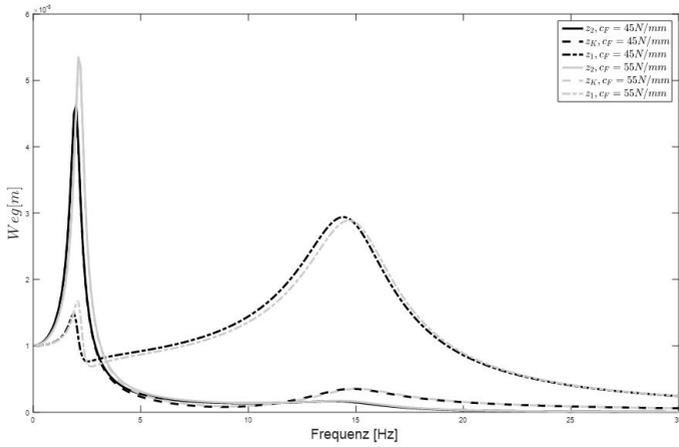


Abbildung 9.27: Viertelfahrzeugmodell zu den Wegen des Aufbaus, der Kolbenstange und der ungedeferten Masse bei unterschiedlichen Aufbaufedersteifigkeiten nach den Gleichungen 9.20, 9.21, 9.22 (aufgetragen sind die Beträge der Größen).

Tabelle 9.4: Einflusstabelle Fahrwerkseigenschaften (die Pfeile zeigen die Richtung an in welche sich die Beschleunigungsampl. des Aufbaus bei Zunahme der jeweiligen Komponentensteifigkeit ändert)

Federrate Komponente	Beschleunigungs- amplitude Aufbaueigenfrequenz	Beschleunigungs- amplitude Achseigenfrequenz
	harte Dämpferabstimmung	
Reifen ↑	↘	↑
Kopflager ↑	↘	↓
Aufbaufeder ↑	↗	↗
	weiche Dämpferabstimmung	
Reifen ↑	—	↑
Kopflager ↑	↘	↘
Aufbaufeder ↑	↑	↗

10 Subjektive Wahrnehmung komfortrelevanter Reifeneigenschaften

Die Reifensteifigkeit in radialer Richtung kann von Reifen zu Reifen deutliche Unterschiede aufweisen. So kann für einen Reifen des gleichen Herstellers und der gleichen Dimension derjenige welcher Notlauf Eigenschaften aufweist um bis zu 100 N/mm steifer sein. Auch führen bereits kleine Fülldruckschwankungen von $0,2\text{ bar}$, die wetterbedingt immer auftreten können, zu Steifigkeitsänderungen von ca. 10 N/mm (siehe Abschnitt 7.2). Um Aussagen über die Auswirkungen des Reifens auf den Fahrkomfort treffen zu können, wird eine ausführliche Probandenstudie am Ride Simulator durchgeführt. Ziel ist es eine globale Aussage zum subjektiven Empfinden durch einfache, am Fahrzeug objektiv bestimmbare Werte im Achseigenfrequenzbereich ($10 - 20\text{ Hz}$) abzuleiten und hierfür die Absolutschwelle sowie Unterschiedschwelle anzugeben. Der Achseigenfrequenzbereich wird untersucht, da wie in Kapitel 9 herausgearbeitet wird, der Reifen dort die größten Auswirkungen zeigt.

10.1 Statistische Methoden

Da es sich bei dem Probandenversuch um die Erhebung einer größeren Stichprobe handelt, werden im Folgenden kurz die Methoden zur Aufarbeitung der Ergebnisse beschrieben.

Normalverteilung und Signifikanzanalyse

In Kapitel 7 wird bereits die Normalverteilung (Formel 7.2) erläutert, die Schwankungen um den Mittelwert μ der Zufallsvariablen abbildet [Kohn, 2005]. Dies setzt jedoch voraus, dass der Stichprobenumfang nachweislich normalverteilt ist. Um Entsprechendes zu überprüfen, werden in der Statistik unterschiedliche Signifikanztests eingesetzt. Diese werden auch angewendet, um zu untersuchen ob ein vorhandener Mittelwert aus den empirischen Versuchsdaten gebildet werden kann oder ob die Mittelwerte zweier unabhängiger Stichproben von einander signifikant unterschiedlich sind [Kohn, 2005]. In der Testtheorie werden zwei Hypothesen formuliert, die auf Vermutungen über ein Merkmal beruhen. Zum einen gibt es die Annahme, welche Nullhypothese H_0 genannt wird und davon ausgeht, dass kein Zusammenhang besteht. Zum anderen ist die Alternative H_1 definiert, welche als gegeben angenommen wird sobald H_0 abgelehnt wird [Weigand, 2006]. Zusammenfassend gibt es zwei Möglichkeiten:

- H_0 annehmen und H_1 ablehnen
- H_0 ablehnen und H_1 annehmen

Damit können zwei Arten von Fehlern auftreten:

Fehler 1. Art oder α -Fehler bei dem die Nullhypothese abgelehnt wird, obwohl sie zutreffend ist und fälschlicherweise die Alternative als richtig angenommen wird.

Fehler 2. Art oder β -Fehler der die Nullhypothese annimmt, obwohl sie abgelehnt werden müsste.

Verschiedene Signifikanztests überprüfen, ob die Wahrscheinlichkeit den α -Fehler zu begehen unter einer bestimmten Grenze α liegt, dem Signifikanzniveau.

Shapiro-Wilk-Test

Zur Überprüfung einer Grundgesamtheit auf deren Normalverteilung gibt es vielfältige Testverfahren von denen die gängigsten mit ihren Vor- und Nachteilen in Tabelle 10.1 aufgeführt sind [Agostino und Stephens, 1986; Precht u. a., 2005]. Aufgrund der höchsten Güte und dem Einsatz bei univariaten Stichproben von 3-5000 Merkmalen werden für diesen Anwendungsfall die Bewertungen mit dem Shapiro-Wilk-Test vorgenommen. Dabei wird die Varianz zum einen durch einen Quantile-Quantile-Plot und zum anderen durch die Stichprobenvarianz geschätzt. Für eine normalverteilte Menge liegen beide Schätzungen nahe beieinander und deren Quotient bei 1 [Shapiro und Wilk, 1965]. Als Nullhypothese H_0 wird angenommen, dass die Grundgesamtheit nicht normalverteilt ist. Das Signifikanzniveau wird in dieser Arbeit zu $\alpha = 5\%$ gewählt und die Stichproben der Größe nach sortiert ($y_1 < y_2 < \dots < y_n$). Anschließend wird die Summe mit $k = n/2$ für gerade und $k = (n - 1)/2$ für ungerade Stichprobenumfänge mit den Werten a_{n-i+1} aus den Tabellen in [Shapiro und Wilk, 1965] berechnet:

$$b = \sum_{i=1}^k a_{n-i+1} (y_{n-i+1} - y_i) \quad (10.1)$$

Damit kann die Testgröße W mit der Varianz s^2 (Formel 7.3) bestimmt und gegen die kritische Grenze W_α , die vom Stichprobenumfang und dem Signifikanzniveau abhängt, verglichen werden:

$$W = \frac{b^2}{s^2} \quad (10.2)$$

Alle weiteren Signifikanztests setzen eine Normalverteilung voraus.

Tabelle 10.1: Gängige Signifikanztests auf Normalverteilung

Testverfahren	Vorteile	Nachteile
Shapiro-Wilk-Test	höchste Güte	rechenaufwendig
Anderson-Darling-Test	hohe Güte	quadratische Testgröße
Komologrov-Smirnov-Test	für kleine Stichproben	geringe Güte wenn Voraussetzungen falsch
Cremer-von-Mises-Test	höhere Güte als Komologrov-Test	quadratische Testgröße
Chi-Quadrat-Test	für skalierte Variablen	ungeeignet für kleine Stichproben

t-Test

Beim Einstichproben-t-Test wird geprüft, ob der abgeleitete Mittelwert sich vom Sollwert μ_0 unterscheidet.

$$T = \sqrt{n} \frac{\mu - \mu_0}{\sigma} \quad (10.3)$$

Mit dem Zweistichproben-t-Test werden die Unterschiede zweier Mittelwerte von unterschiedlichen Stichproben analysiert. Der Welch-Test bezieht sich auf normalverteilte Grundgesamtheiten mit unbekanntem Varianzen zweier unabhängiger Stichproben. Damit kann geprüft werden, ob die Mittelwerte (μ_1, μ_2) der Größen n und m zweier Signalkpaare, mit ω_0 als Voragbe der Differenz beider Mittelwerte, signifikant unterschiedlich sind.

$$T = \frac{\mu_1 - \mu_2 - \omega_0}{\sqrt{\frac{s_1^2}{n} + \frac{s_2^2}{m}}} \quad (10.4)$$

10.2 Probandenversuch

Im Folgenden wird der Versuchsaufbau und dessen Durchführung beschrieben, der zur Einordnung des Reifens in den Fahrkomfort und zur Ableitung der Absolut- und Unterschiedsschwelle herangezogen wird. Dazu werden die Auswertemethoden erläutert, um im Anschluss die Ergebnisse zu präsentieren und die daraus gewonnen Erkenntnisse vorzustellen.

10.2.1 Versuchsaufbau

Für die Strecken 1 und 3 werden in der Simulation Signale mit verschiedenen Reifenradialsteifigkeiten nach Tabelle 10.2 generiert. Um zuverlässige Aussagen treffen zu können, muss die Probandenanzahl ausreichend groß sein, ohne dabei die zeitlichen Kapazitäten des Simulators zu überschreiten. Deshalb werden pro Studie mindestens 30 Probanden herangezogen, die in Bewertungsfenstern von 30 - 45 Minuten entsprechende subjektive Eindrücke einordnen werden. In der ersten Studie werden Geschwindigkeiten von 50 *km/h* und in der zweiten von 90 *km/h* mit jeweils den gleichen Steifigkeitspaarungen gefahren, ohne dass Probanden, die an beiden Versuchen teilnehmen, davon in Kenntnis gesetzt werden. Der Teilnehmerkreis besteht aus Personen, die mit den Phänomenen in der Fahrkomfortentwicklung vertraut sind.

Es wird stets ein Signal (*Variante*) im Vergleich zu einem Ausgangssignal (*Basis*) gefahren und bewertet. Hierbei können die Paarungen beliebig oft wiederholt werden und für jede Studie werden drei Blöcke mit unterschiedlicher Basis verwendet. Innerhalb der Blöcke bleibt die Basis konstant. Ausgehend von Untersuchungen Webers und Griffins [Griffin, 1993] ist auch bei Schwingungswahrnehmung im Achseigenfrequenzbereich für stochastische Signale davon auszugehen, dass die Wahrnehmung vom ausgehenden Reizniveau abhängt. In den Abbildungen 10.1, 10.2 ist zu sehen, dass das Anregungsniveau der Basen

Tabelle 10.2: Übersicht Reifensteifigkeiten für Probandenversuch

Mikrostuckern Strecke 1	Stuckern Strecke 3
200 N/mm	200 N/mm
225 N/mm	250 N/mm
250 N/mm	300 N/mm
275 N/mm	350 N/mm
300 N/mm	450 N/mm
325 N/mm	
350 N/mm	
375 N/mm	
400 N/mm	
425 N/mm	
450 N/mm	
475 N/mm	

(durchgezogene Linien) im Achsenfrequenzbereich unterschiedlich gestaffelt ist. Die Werte sind in den Tabellen 10.3, 10.4 aufgeführt. Zu den verschiedenen Basen werden jeweils unterschiedliche Varianten (gestrichelte Linien) eingespielt, die zur Basis differenzierte Reifensteifigkeiten aufweisen (siehe Abbildung 10.1). Der Proband bewertet das Paar direkt nachdem er es gefahren ist, indem er die Variante in Bezug auf die Basis hinsichtlich empfundener Unterschiede nach Tabelle 10.5 einordnet. Der entsprechende Fragebogen ist dem Anhang C.1 zu entnehmen.

Tabelle 10.3: Zahlenwerte des objektiven Beschleunigungsspektrum bei 50 km/h

Signal	Beschleunigungsspektrum $[\frac{m}{s^2} \cdot Hz]$
Basis 1	0,45
Variante 1	0,474
Variante 2	0,493
Variante 3	0,518
Variante 4	0,54
Variante 5	0,56
Basis2	0,58
Variante 6	0,6
Variante 7	0,616
Variante 8	0,633
Variante 9	0,649
Variante 10	0,664
Variante 11	0,678
Basis 3	1,571
Variante 12	1,6641
Variante 13	1,767
Variante 14	1,86
Variante 15	1,936
Variante 16	2

Tabelle 10.4: Zahlenwerte des objektiven Beschleunigungsspektrum bei 90 km/h

Signal	Beschleunigungsspektrum [$\frac{m}{s^2} \cdot Hz$]
Basis 4	0,686
Variante 17	0,702
Variante 18	0,718
Variante 19	0,74
Variante 20	0,767
Variante 21	0,794
Basis 5	0,815
Variante 22	0,841
Variante 23	0,868
Variante 24	0,89
Variante 25	0,913
Variante 26	0,932
Variante 27	0,956
Basis 6	2,857
Variante 28	2,978
Variante 29	3,13
Variante 30	3,292
Variante 31	3,451
Variante 32	3,061

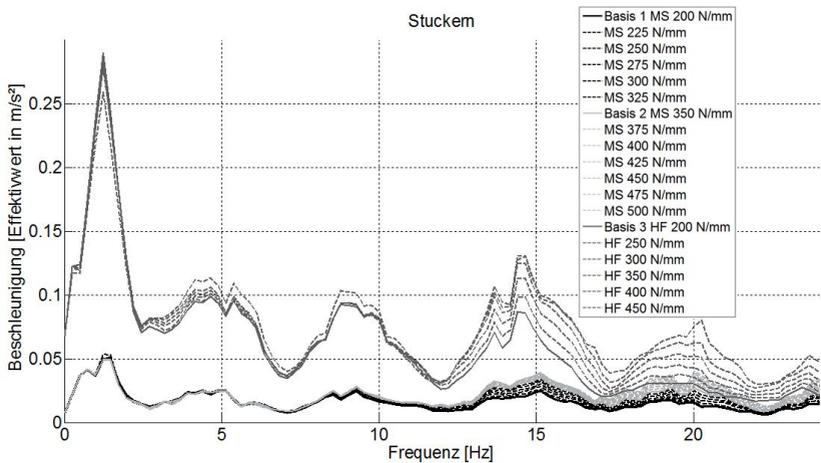


Abbildung 10.1: Varianten für den Probandenversuch bei 50 km/h

Tabelle 10.5: Bewertungsskala Subjektivempfinden

Attribut	Skalenwert
nicht spürbar	0
gerade spürbar	1
spürbar	2
deutlich spürbar	3

10.2.2 Auswertung und Ergebnisse

Die Objektivierung ist laut [Duden, 1996] „das Befreien von subjektiven, emotionalen Einflüssen und das in eine bestimmte, der objektiven Betrachtung zugängliche Form bringen“. Das setzt voraus, dass ein objektiver Kennwert gefunden wird, der aus den Schwingungsreizen am Fahrzeug abgeleitet werden kann und der mit bestimmten Merkmalen der subjektiven Beschreibung gut

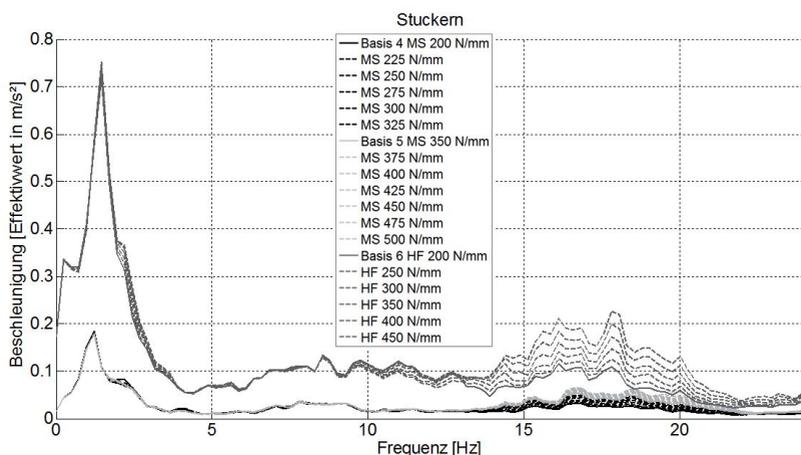


Abbildung 10.2: Varianten für den Probandenversuch bei 90 km/h

korreliert. Für die folgenden Betrachtungen hat sich die integrierte Beschleunigung des Fahrersitzreferenzpunktes (Abschnitt 4.2) im Frequenzbereich von $0\text{ Hz} - 30\text{ Hz}$ als besonders geeignet herausgestellt (Abbildung 10.3). Auf eine Gewichtung der Signale nach *ISO 2631* [ISO 2631-1, 1997] kann hier verzichtet werden, da sich die zu beurteilenden Signaländerungen hauptsächlich in einem Frequenzbereich ($15\text{ Hz} - 20\text{ Hz}$) abspielen und das Phänomen Stuckern durch Beschleunigungen in z-Richtung dominiert wird. Nach [VDI 2057, 2002] kann der Beitrag der x- und y-Richtung ebenfalls vernachlässigt werden (siehe Abbildung 5.4). Dies gewährleistet einen schnellen, handlichen Umgang mit hoher Korrelationsgüte für den objektiven Wert zur Beurteilung der subjektiven Wahrnehmung im Achseigenfrequenzbereich.

Die subjektiven Bewertungen werden nicht mit den Reifensteifigkeiten direkt korreliert, da nach Kapitel 9 die Reifensteifigkeiten in Kombination mit verschiedenen Fahrwerkskomponenten zu unterschiedlichen Auswirkungen an der Fahrersitzkonsole führen können. Eine allgemeingültige Aussage erhält

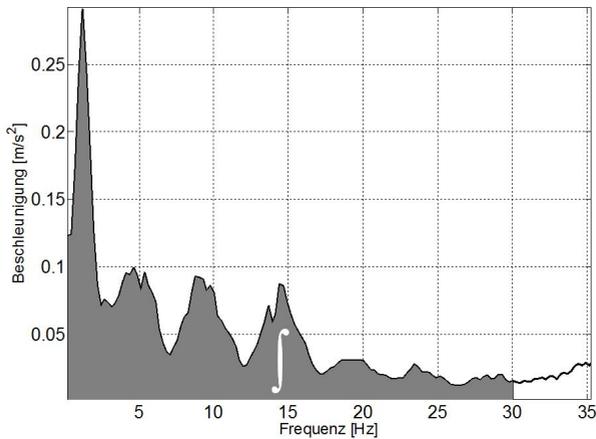


Abbildung 10.3: Objektiver Kennwert am Fahrersitzreferenzpunkt zur Objektivierung

man durch direkte Betrachtung der Beschleunigungen an der Fahrersitzkonsole. Für die numerische Integration wird die Fläche der Beschleunigungssignale, im zu berechnenden Intervall von a nach b , durch Trapeze zwischen den $N + 1$ Stützpunkten angenähert [Isenhardt, 2009].

$$\text{Reiz} = \int_a^b f(x)dx = \frac{b-a}{2N} \sum_{n=1}^N (f(x_n) + f(x_{n+1})) \quad (10.5)$$

Auswertung Subjektivbewertung

In der ersten Studie werden die Signale bei Geschwindigkeiten von 50 km/h untersucht. In Abbildung 10.4 sind die Ergebnisse der subjektiven Bewertung für die Basis 1 in aufsteigender Reihenfolge der Differenzreize zwischen Basis und Variante aufgelistet. Dies entspricht nicht der Reihenfolge in der diese vom Probanden gefahren werden. In den Abbildungen 10.5 und 10.6 sind die Bewertungen für Basis 2 und Basis 3 bei 50 km/h zu sehen. Abbildungen 10.7,

10.8 und 10.9 zeigen die äquivalenten Untersuchungen für Geschwindigkeiten bei 90 km/h.

Es ist festzustellen, dass mit zunehmendem Reizdelta auch die Mittelwerte der Bewertungen innerhalb einer Basis linear zunehmen. Bei steigenden Basisreizen ist das benötigte Reizdelta größer, um die gleiche Differenz im Subjektivempfinden zu erreichen wie bei kleineren Ausgangsreizen. Dies legt einen logarithmischen Zusammenhang über die verschiedenen Basen nahe. Für die Paare 12 in Abbildung 10.6 sowie Paare 14 und 15 in Abbildung 10.9 wird eine schlechte Anpassung nach dem Shapiro-Wilk Verfahren signalisiert. Dies sind Paare mit deutlich unterschiedlichen Signalstärken der Aufbaubeschleunigung. Eine mögliche Lösung wäre eine Bewertungsskala mit feinerer Abstufung. Hier wurde jedoch ein guter Kompromiss für eine ausreichende Bewertungsabstufung gefunden, ohne den Probanden mit zu vielen Auswahlmöglichkeiten zu überfordern, wie sich in den späteren Auswertungen bestätigen wird.

Ableitung absoluter Zusammenhang Subjektivempfinden

Im Folgenden wird angenommen, dass ein logarithmischer Zusammenhang besteht und dass das Weber-Fechner-Gesetz im Achseigenfrequenzbereich für stochastische Schwingungen seine Gültigkeit behält, was es im Weiteren zu verifizieren gilt. Damit ergibt sich die Möglichkeit mittels Optimierungsalgorithmen die Reiz-Empfindungs-Beziehung in einen absoluten Zusammenhang zu bringen, welcher streckenunabhängig ist. Dazu wird der Trust-Region-Algorithmus eingesetzt, der sich besonders für Probleme mit vielen Variablen eignet [Littger, 1992]. Die Zielfunktion ergibt sich mit Formel 5.4, der Modellbeschreibung F_i sowie der Minimierung der Summe der Fehlerquadrate in den Messpunkten E_i zu:

$$\min f(x) = \min \sum_i \left(F_i(a, \text{Reiz}_i) - E_i \right)^2 \quad (10.6)$$

$$E_{ij} = c \cdot \ln \frac{\text{Reiz}}{R_0} - \xi_j \quad (10.7)$$

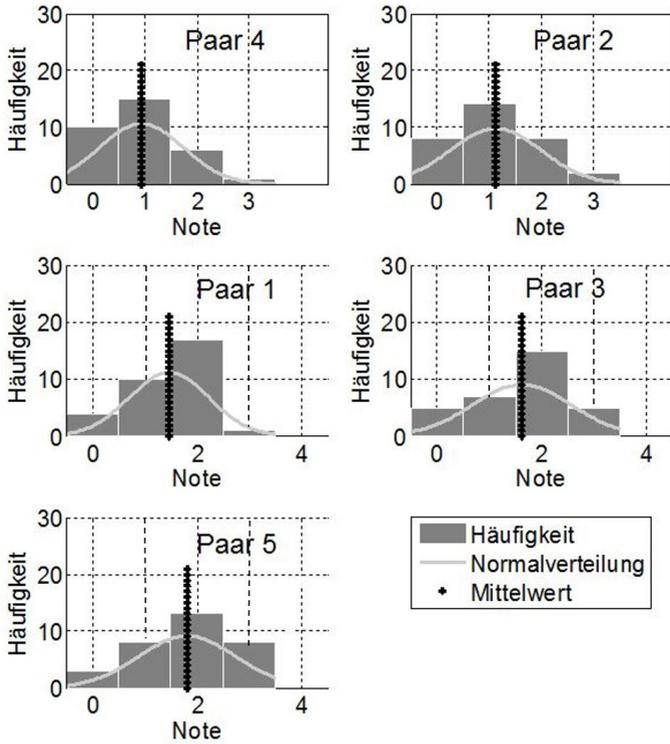


Abbildung 10.4: Subjektive Bewertung des Probandenkollektivs bei 50km/h für Basis 1

mit

$$a = \begin{bmatrix} c \\ R_0 \\ \xi_1 \\ \cdot \\ \cdot \\ \xi_k \end{bmatrix}$$

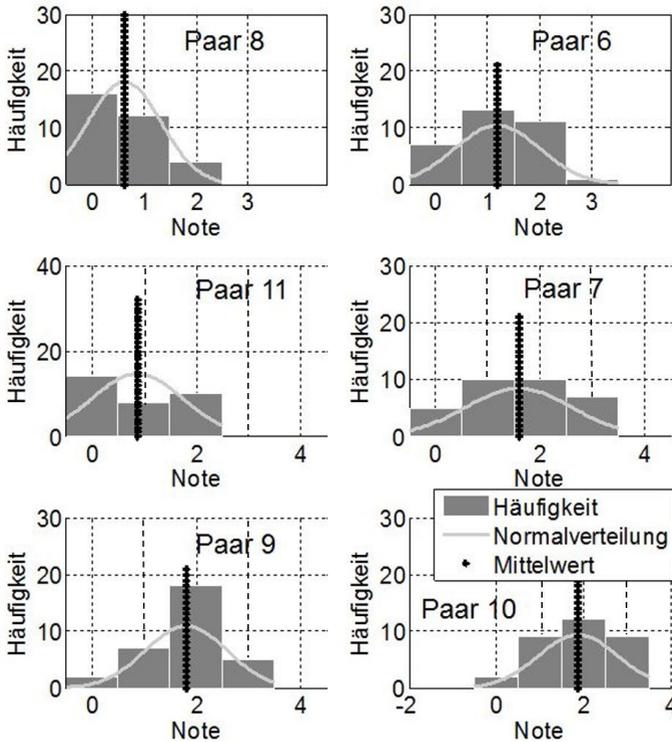


Abbildung 10.5: Subjektive Bewertung des Probandenkollektivs bei 50 km/h für Basis 2

Dabei stehen im Vektor \vec{a} die Optimierungsgrößen, wobei ξ_k der Verschiebungsbetrag für die einzelnen Basen von $k = 1$ bis $k = 6$ ist, der die Bewertungen in einen Absolutzusammenhang bringt. Bei der Optimierung werden für die einzelnen ξ_k nur die entsprechenden Basen berücksichtigt. Die Güte der Korrelation lässt sich durch das Bestimmtheitsmaß R^2 ausdrücken [Benesch, 2013].

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_i \tilde{\epsilon}^2}{\sum_i (y_i - \mu)^2} \quad (10.8)$$

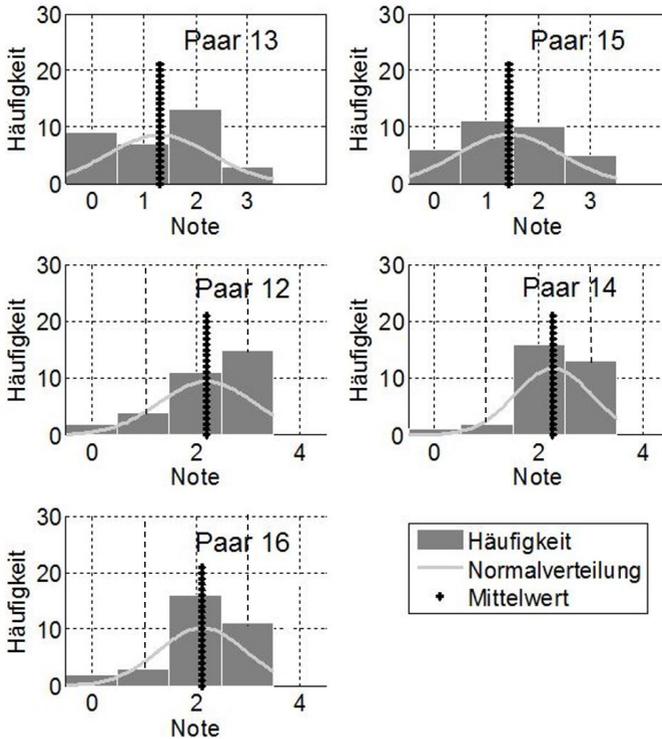


Abbildung 10.6: Subjektive Bewertung des Probandenkollektivs bei 50 km/h für Basis 3

Hier ist μ der statistische Mittelwert, y_i die Werte der Regressionsgeraden und $\tilde{\epsilon}^2$ die Residuenquadrate.

Differenziert man die Basen nicht und optimiert beispielsweise für die Geschwindigkeiten bei 50 km/h nur mit einem Verschiebungsvektor für Basis 3, erhält man das Resultat wie es in Abbildung 10.10 visualisiert ist. In Abbildung 10.11 ist das Ergebnis zur Ergänzung über eine logarithmische Abszisse aufgetragen. Das Bestimmtheitsmaß weist einen niedrigen Wert von $R^2 = 0,38$ auf und zeigt damit, dass die Zusammenhänge nur ungenügend beschrieben werden.

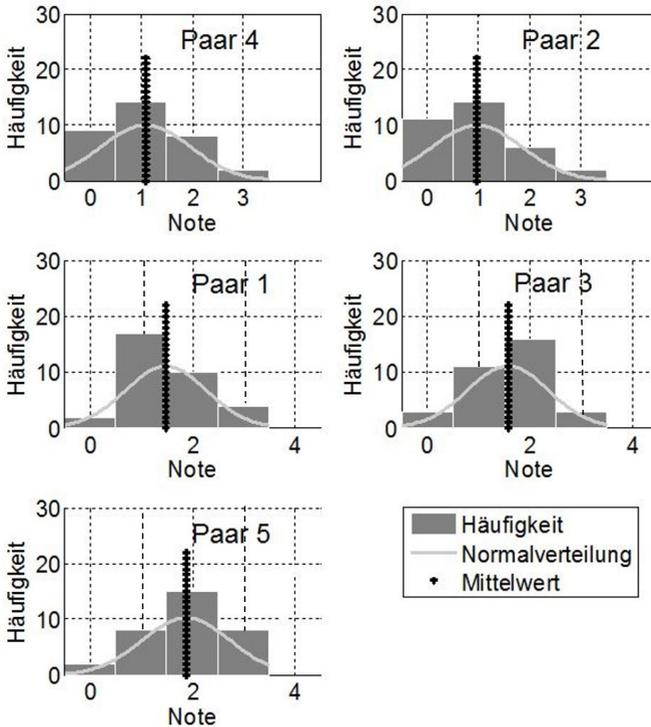


Abbildung 10.7: Subjektive Bewertung des Probandenkollektivs bei 90 km/h für Basis 4

Im nächsten Schritt wird Basis 2 aus der Betrachtung ausgeschlossen und nur Basis 3 mit der Möglichkeit einer Verschiebung ξ_3 versehen (Abbildung 10.12). Besonders bei logarithmischer Auftragung (Abbildung 10.13) ist die deutlich höhere Korrelation ersichtlich und wird durch $R^2 = 0,9$ bestätigt.

Ersetzt man nun Basis 3 durch Basis 2 und rechnet im Anschluss mit beiden Basen und den Verschiebungen ξ_2 und ξ_3 , erhält man ähnlich gute Korrelationen (Abbildungen 10.14, 10.15) wie in Abbildung 10.12. Weiterhin fällt auf, dass bei differenzierter Betrachtung der Basen ähnliche Optimierungswerte für den Vektor \vec{a} errechnet werden. Dies zeigt die Robustheit des Ansatzes.

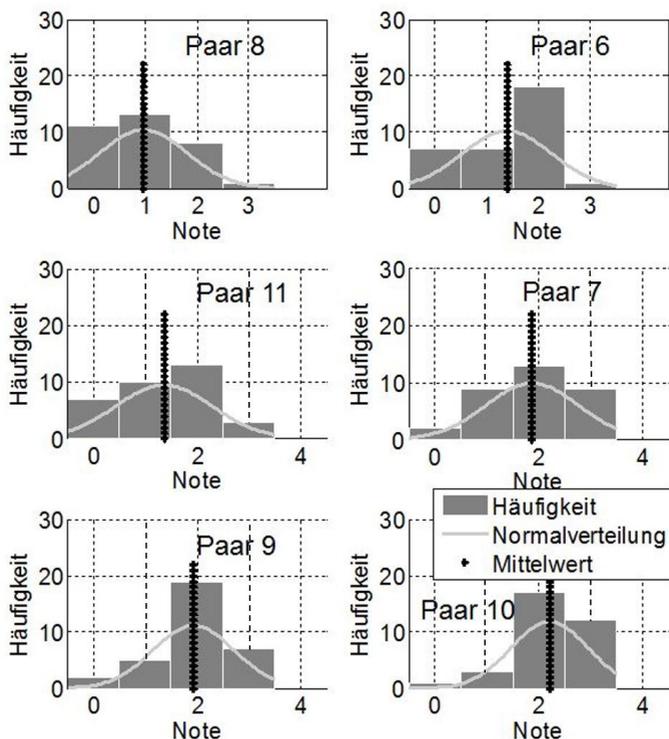


Abbildung 10.8: Subjektive Bewertung des Probandenkollektivs bei 90 km/h für Basis 5

Studie 2 wird mit einer Geschwindigkeit von 90 km/h durchgeführt, um Reize zu generieren, die bei den vorausgehend beschriebenen Untersuchungen zwischen den vorhandenen Reizwerten liegen. Außerdem soll die Gültigkeit auch für ein deutlich anderes Verhältnis der Beschleunigungsamplituden in den Eigenfrequenzbereichen des Aufbaus und der Achse bestätigt werden (siehe Abbildungen 10.1, 10.2).

Es wird nun auf die einzelne Darstellung der Basen 5 und 6 verzichtet, da die Ergebnisse äquivalent zu denen in den Abbildungen 10.12 und 10.14 sind. In Abbildung 10.16 sind die Ergebnisse für alle Basen von 1 bis 6 illustriert. Der

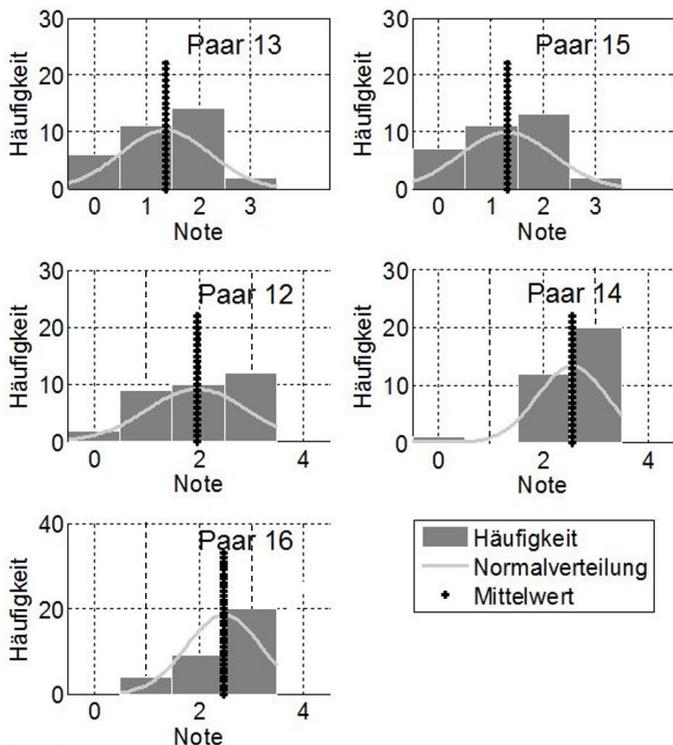


Abbildung 10.9: Subjektive Bewertung des Probandenkollektivs bei 90 km/h für Basis 6

Vektor \vec{a} ist wieder ähnlich zu den vorher berechneten Werten und das Bestimmtheitsmaß mit $R^2 = 0,87$ sehr hoch. Aus Abbildung 10.16 lässt sich nun ablesen wie sich Änderungen des objektiven Wertes auswirken, die durch Modifikationen am Fahrzeug entstehen, die den Achsigenfrequenzbereich beeinflussen. Bei einem hohen Reizniveau, wie beispielsweise $2 \frac{m}{s^2} Hz$, ist ein Delta von $0,25 \frac{m}{s^2} Hz$ nötig, um den zweiten Reiz eine Unterschiedsklasse schlechter zu empfinden. Bei kleinen Anregungen, sprich kleinen Ausgangsreizen wie $0,5 \frac{m}{s^2} Hz$, muss nur ein Delta von $0,125 \frac{m}{s^2} Hz$ aufgebracht werden. Aus der Optimierung lässt sich damit folgender mathematischer Zusammenhang ableiten:

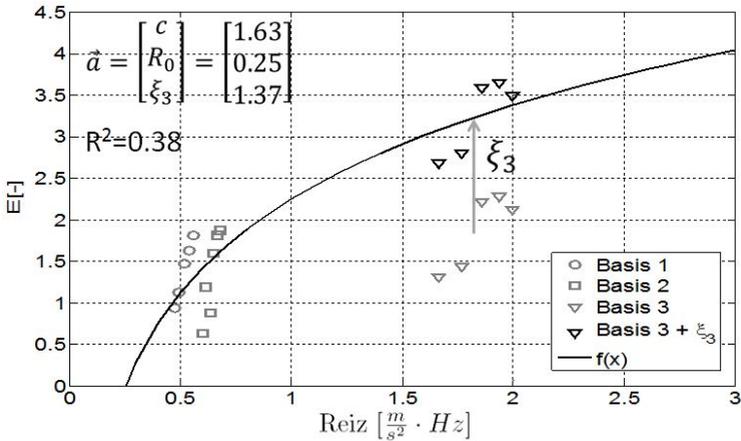


Abbildung 10.10: Optimierung und Regression für Verschiebungsvektor der Basis 3

$$E = 7,1 \cdot \ln \frac{Reiz}{0,43} \quad (10.9)$$

Aufgrund der streckenunabhängigen Formulierung des Gesamtzusammenhangs in Formel 10.9 kann jedoch noch keine Aussage über die Unterschiedsschwelle getroffen werden. Dazu wird Diagramm 10.18 herangezogen. Hier sind auf der Abszisse die Basisreize und auf der Ordinate die entsprechenden Reizdifferenzen abgebildet. Die Reizdifferenzen werden unterschieden in diejenigen, die vom Probanden differenziert (\square) und jene, welche nicht differenziert (\circ) werden können. Legt man eine Regressionsgerade durch die Punkte die gerade nicht unterschieden werden können, ergibt sich die Unterschiedsschwelle für den Achsfrequenzbereich. Das bedeutet, dass der zu vergleichende Reiz um ca. 3% größer sein muss als der Ausgangsreiz, um beide Reize als unterschiedlich wahrzunehmen.

$$k = \frac{\Delta Reiz}{Reiz_{basis}} \approx 0,03 \quad (10.10)$$

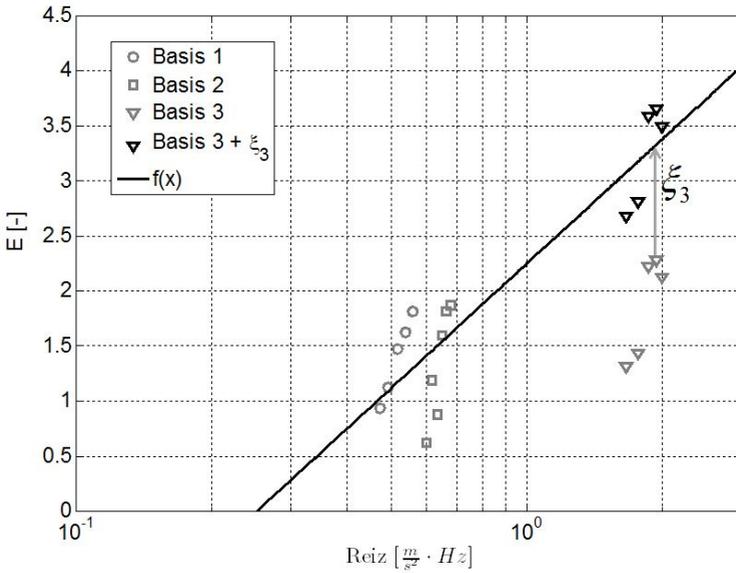


Abbildung 10.11: Optimierung und Regression für Verschiebungsvektor der Basis 3 mit logarithmischer Abszisse

In Abbildung 10.19 sind die Diagramme aus Abbildung 10.16 und 10.17 mit der Unterschiedsschwelle kombiniert. Dabei werden die Unterschiedsschwellen in diskreten Schritten aneinandergereiht und zeigen im oberen Diagramm mit linearer Abszisse die lineare Zunahme, die sich aus Formel 10.10 ergibt. Bei logarithmischer Abszisse sind die Reizdeltas ΔR konstante Intervalle. In Wirklichkeit sind die Reizdeltas kontinuierlich und können in jedem beliebigen Punkt berechnet werden.

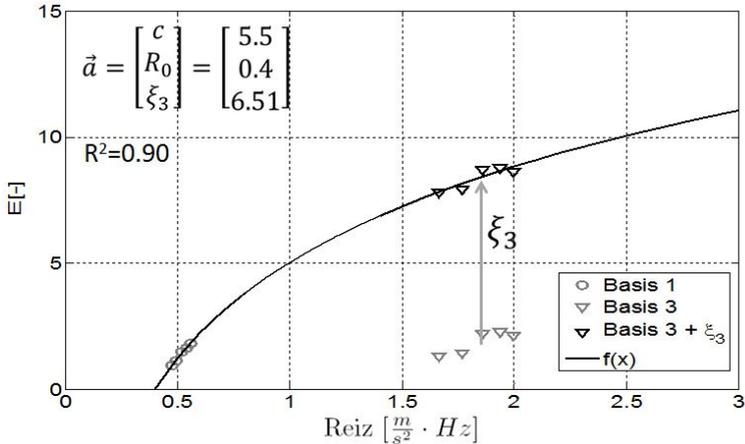


Abbildung 10.12: Optimierung und Regression für Verschiebungsvektor der Basis 3 ohne Berücksichtigung von Basis 2

Zusammenfassend konnte in diesem Kapitel eine globale, streckenunabhängige subjektive Bewertungskurve abgeleitet werden. Diese gilt für Änderungen am Fahrzeug, die sich auf den Achsfrequenzbereich beziehen. Weiterhin konnte die Unterschiedsschwelle hergeleitet werden, welche beschreibt ab wann zwei Reize als unterschiedlich wahrgenommen werden. Mit beiden Zusammenhängen lässt sich nun beschreiben, ob und in welchem Ausmaß objektive Kennwerte sich auf den Fahrkomfort auswirken.

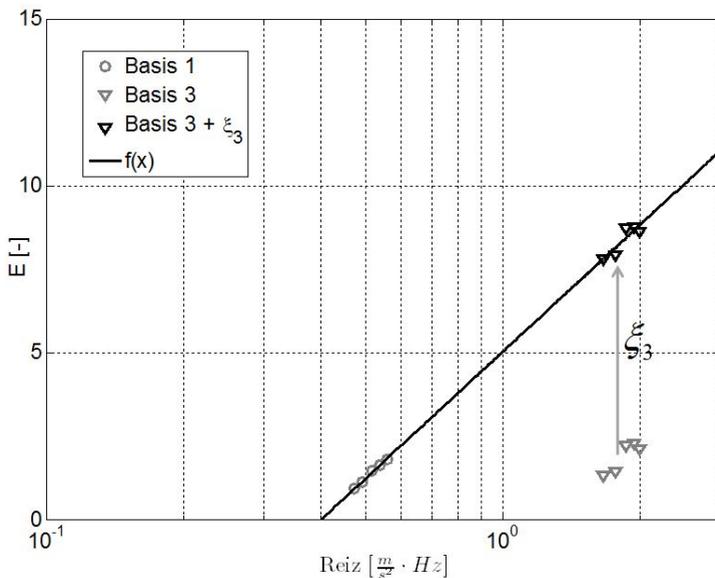


Abbildung 10.13: Optimierung und Regression für Verschiebungsvektor der Basis 3 ohne Berücksichtigung von Basis 2 mit logarithmischer Abszisse

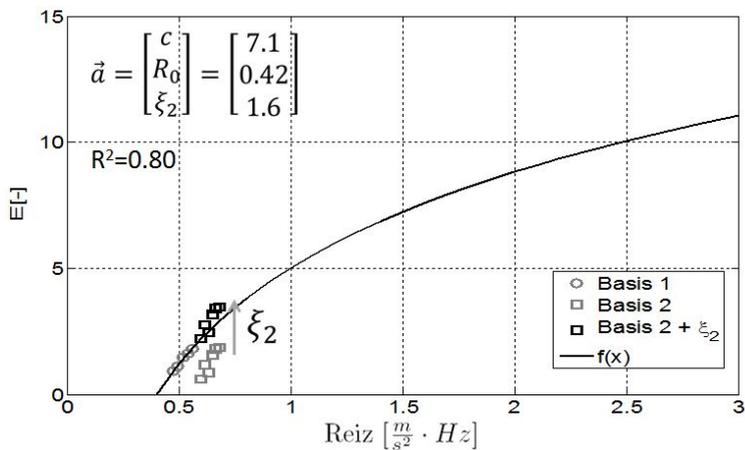


Abbildung 10.14: Optimierung und Regression für Verschiebungsvektor der Basis 2 ohne Berücksichtigung von Basis 3

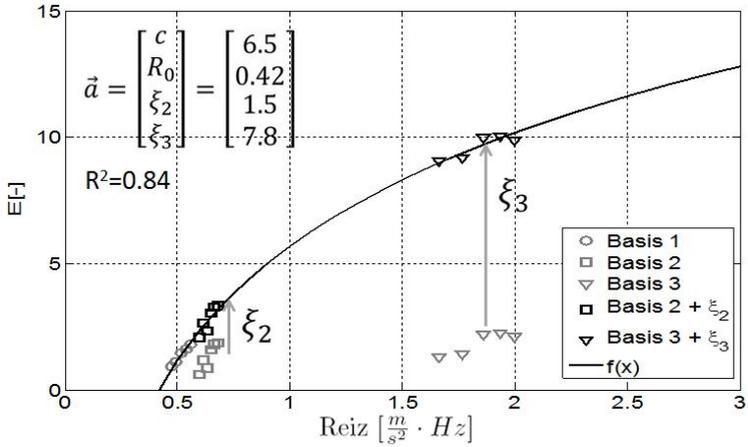


Abbildung 10.15: Optimierung und Regression für Verschiebungsvektor der Basis 2 und Basis 3

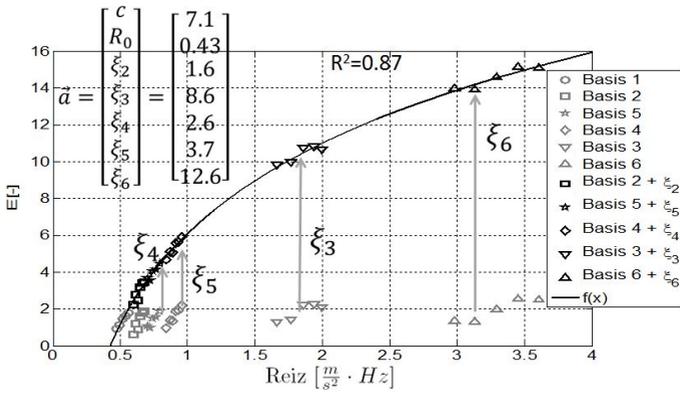


Abbildung 10.16: Optimierung und Regression für alle Basen

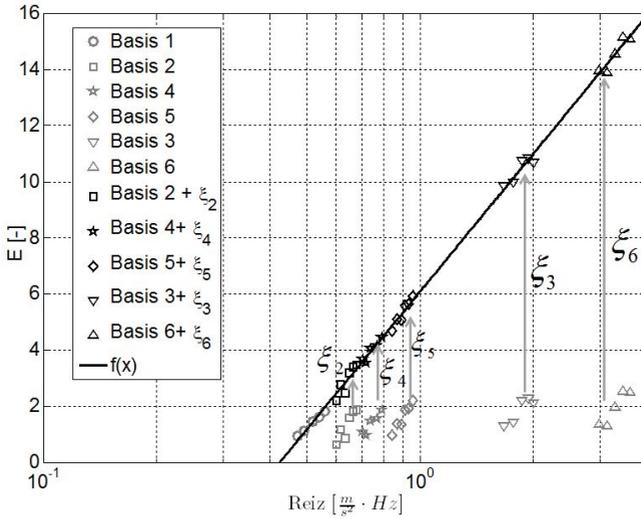


Abbildung 10.17: Optimierung und Regression für alle Basen mit logarithmischer Abszisse

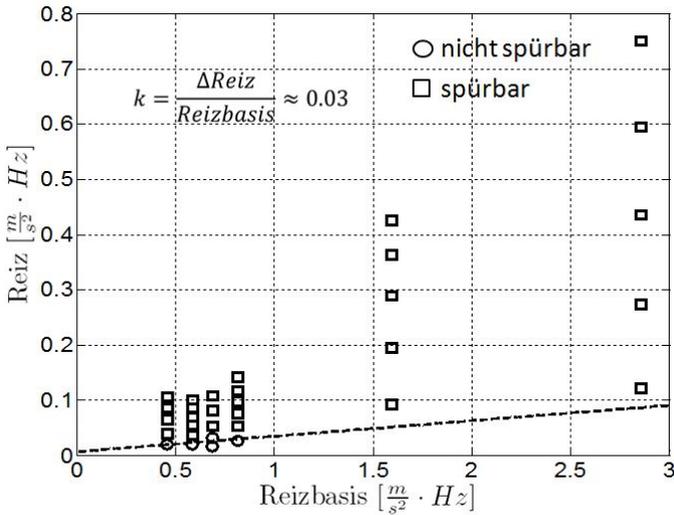


Abbildung 10.18: Unterschiedsschwelle

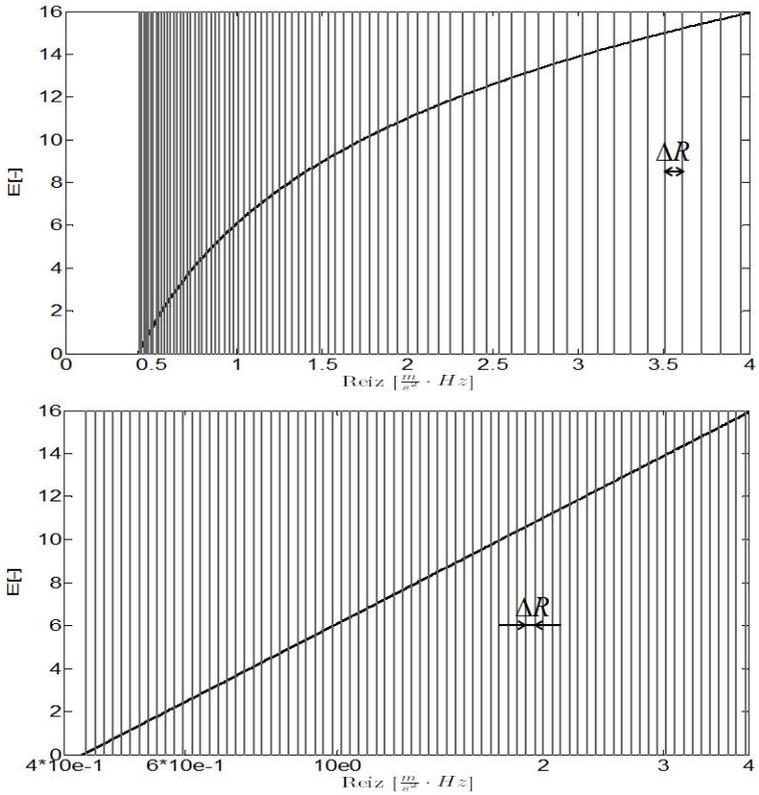


Abbildung 10.19: Diskrete Unterschiedsschwellen über abgeleiteten Zusammenhang von Reiz und Empfinden

11 Zusammenfassung und Ausblick

11.1 Zusammenfassung

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird der Reifen hinsichtlich seiner Eigenschaften und Auswirkungen auf den fahrbahnerregten Fahrkomfort untersucht. Mittels Simulation werden die Einfeldwege statistisch bei ausgewählten Schlechtwegstrecken analysiert um zu gewährleisten, dass nachfolgende Untersuchungen unter realitätsnahen Randbedingungen durchgeführt werden. Zunächst werden wichtige Kenngrößen, wie Radialsteifigkeit und Verlustwinkel, an verschiedenen Prüfständen untersucht und der Zusammenhang zwischen einer quasi-statischen und dynamischen Messung beschrieben. Als Randbedingungen werden der Fülldruck, die Radlast und die Weganregungsamplitude variiert und der Unterschied zwischen stehendem und rotierendem Reifen herausgestellt. Weiterer Gegenstand der Betrachtung ist der Unterschied von Reifen mit Notlaufeigenschaften in Form einer verstärkten Seitenwand und Standardreifen ohne Notlaufeigenschaften.

Die Schwingungen, die über den Reifen in das Fahrzeug eingeleitet oder direkt durch den Reifen induziert werden, nimmt der Fahrer über verschiedene Schnittstellen in der Fahrgastzelle wahr. Zwischen dem Reifen und dem Fahrer können die Schwingungen, durch gezielte Abstimmung der Fahrwerkskomponenten, entweder verstärkt oder reduziert werden. Deshalb wird ein objektiver Kennwert zur Subjektivbeurteilung an der Fahrersitzkonsole bestimmt.

Um jedoch zu verstehen, wie der Reifen den Fahrkomfort beeinflussen kann, wird in groben Zügen die Wechselwirkung des Reifens mit den wichtigsten Stellhebeln im Fahrwerk herausgearbeitet. Dazu werden die Einflüsse und die Wechselwirkungen der Reifenradialsteifigkeit und der grundlegenden physikalischen Größen der Fahrwerkskomponenten Dämpfer, Kopflager und Aufbaufeder in einer teilfaktoriellen Parameterstudie analysiert und mit Ersatzmodellen erklärt.

Es wird gezeigt, dass bei geringen Dämpferkräften im Aufbaueigenfrequenzbereich die Reifensteifigkeit eine untergeordnete Rolle spielt und mit hohen Dämpferkräften eine Zunahme der Reifensteifigkeit in einer niedrigeren Aufbaubeschleunigung resultiert. Im Achseigenfrequenzbereich wirkt die Erhöhung der radialen Reifensteifigkeit bei allen Dämpfereinstellungen in vergleichbarem Maße verstärkend auf die Beschleunigungsamplitude.

Ähnlich verhält es sich mit dem Kopflager, das im Aufbaueigenfrequenzbereich mit steigender Steifigkeit die Beschleunigungsamplitude reduziert. Es ist keine Wechselwirkung mit der Reifensteifigkeit zu beobachten. Im Achseigenfrequenzbereich verringert eine hohe Kopflagersteifigkeit die maximalen Beschleunigungswerte für das Phänomen Stuckern, wiederum ohne signifikante Wechselwirkung mit dem Reifen. Eine Erhöhung der Aufbaufedersteifigkeit sorgt, sowohl im Aufbaueigenfrequenzbereich als auch im Achsfrequenzbereich, für erhöhte Beschleunigungen unabhängig von der Reifensteifigkeit.

Weiterhin wird in der Arbeit die Radialsteifigkeit bei drehendem Rad als diejenige mit der höchsten Korrelationsgüte hinsichtlich fahrbahnerregtem Fahrkomfort herausgestellt. Um den Unterschied zwischen Messungen am stehenden und drehendem Rad nachzuvollziehen, wird die Auswirkung des Payne-Effekts als bestimmender Faktor herausgearbeitet.

Durch eine übergeordnete Materialdeformation, die durch den Latschdurchlauf verursacht wird und gegenüber der Stempelanregung bis zu einer bestimmten Einfederung des Reifens dominiert, ist das Verhalten zu erklären. Anhand des Elastomerverhaltens kann zudem das amplitudenabhängige Verhalten des stehenden und drehenden Rades beschrieben werden.

Die abgeleiteten Zusammenhänge müssen, wenn sie in einem breiten Umfeld angewendet werden sollen, leicht und unkompliziert messbar sein. Ein teurer Prüfstand, der am rollenden Rad die Steifigkeit erfassen kann, steht nur wenigen Einrichtungen zur Verfügung. Um eine aufwendige und teure Messung am drehenden Rad zu ersetzen, wird eine Methode für eine alternative Messung am stehenden Rad beschrieben, um die Steifigkeit des drehenden Reifens zu simulieren.

Am Ende wird die differenzierte Schwingungswahrnehmung am Fahrersitz durch Variation der Reifensteifigkeit in einer Probandenstudie untersucht. An einem Ride-Simulator, auf welchem Straßensignale nachgefahren und im direkten Vergleich bewertet werden können, wird das Subjektivurteil mit einem Objektivwert korreliert. Weiterhin werden die Unterschiedsschwellen abgeleitet, welche die Reizdeltas quantifizieren, die von einem Ausgangsreiz aufgebracht werden müssen, um zwei Signale subjektiv unterscheiden zu können.

11.2 Ausblick

Um einen ersten Überblick über die Wechselwirkung zwischen Reifensteifigkeit und dem Übertragungspfad Fahrwerk zu bekommen, wird hier das Zusammenspiel mit den wichtigen Kenngrößen der Komponenten Dämpfer, Aufbaufeder und Kopflager beschrieben. Weiterführend sollte dies auf weitere Komponenten ausgeweitet werden und die Kenngrößen der einzelnen Komponenten sollten erweitert werden, um ein noch detaillierteres Bild zu erhalten.

Die Beschreibung der Subjektivwahrnehmung erfolgt in dieser Arbeit ausschließlich für den Frequenzbereich der mit *Stuckern* bezeichneten Achseigen-schwingung, auf den Reifensteifigkeit und -dämpfung einen besonders deutlichen Einfluss haben. Gleiches sollte für die Frequenzbereiche der Aufbau- und der Motoreigen-schwingungen (*Motorstuckern*) durchgeführt werden. Dabei sollten gegenseitige Maskierungseffekte untersucht werden.

Ein weiterer entscheidender Punkt, welcher hier nicht genauer untersucht wird, ist der Einfluss des Reibungsverhaltens im Kontakt zwischen Fahrbahn und Reifen auf die Reifensteifigkeit. Dabei gilt es zu klären, welche Reibwerte vorherrschen und wie groß deren Beitrag ist.

In Kapitel 8 wurde eine Methode hergeleitet, welche es erlaubt, anhand von den physikalischen Zusammenhängen des stehenden und drehenden Reifens, die Steifigkeit des drehenden durch eine Messung am stehenden Reifen durchzuführen. Was nun noch aussteht, ist diese so bestimmten Steifigkeitswerte ebenfalls in Korrelation mit der Fahrersitzbeschleunigung zu setzen (Abbildungen 8.3, 8.4, 8.5).

Dies war für die aufgeführten Reifen im Rahmen dieser Arbeit leider nicht mehr möglich. Es ist jedoch davon auszugehen, dass die Werte, da sie mit den Steifigkeitsmessungen am drehenden Rad hervorragend korrelieren, ebenfalls sehr hohe Korrelationen mit der Fahrersitzbeschleunigung aufweisen.

A **Versuchsplanung zum Übertragungspfad Fahrwerk**

- x_1 : Reifensteifigkeit
- x_2 : Dämpfungskraft über Geschwindigkeit
- x_3 : Kopflagersteifigkeit
- x_4 : Aufbaufedersteifigkeit

Tabelle A.1: Matrix Parametervariation

x_1	x_2	x_3	x_4
1	1	1	1
2	1	1	1
3	1	1	1
1	2	1	1
1	3	1	1
2	1	1	1
2	2	1	1
2	3	1	1
3	1	1	1
3	2	1	1
3	3	1	1

x_1	x_2	x_3	x_4
1	1	2	1
1	1	3	1
2	1	2	1
2	1	3	1
3	1	2	1
3	1	3	1
1	2	2	1
1	2	3	1
2	2	2	1
2	2	3	1
3	2	2	1
3	2	3	1
1	3	2	1
1	3	3	1
2	3	2	1
2	3	3	1
3	3	2	1
3	3	3	1

x_1	x_2	x_3	x_4
1	1	1	2
1	1	1	3
2	1	1	2
2	1	1	3
3	1	1	2
3	1	1	3
1	2	1	2
1	2	1	3
2	2	1	2
2	2	1	3
3	2	1	2
3	2	1	3
1	3	1	2
1	3	1	3
2	3	1	2
2	3	1	3
3	3	1	2
3	3	1	3

B Ersatzsystem

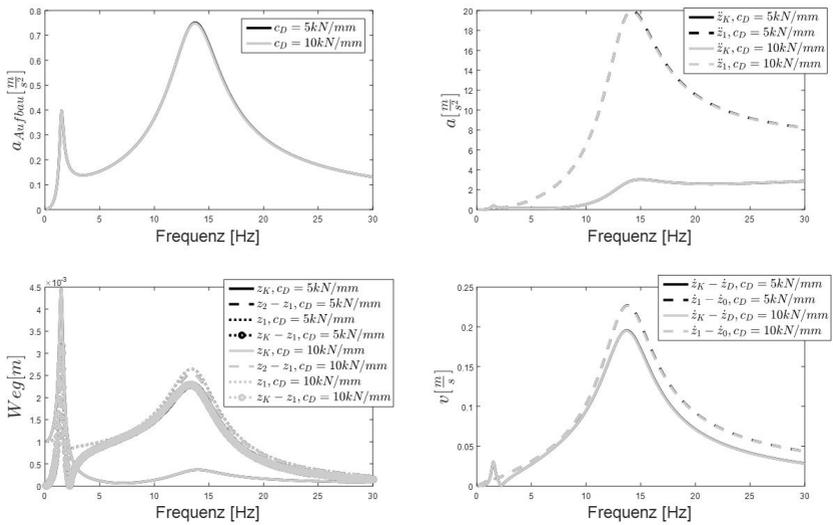


Abbildung B.1: Viertelfahrzeugmodell für verschiedene Dämpfersteifigkeiten nach Gleichungen 9.20,9.21,9.22

C Fragebogen

Fragebogen zu Probandenversuch: Fühlschwelle

KW13 2014

	nicht spürbar	gerade spürbar	spürbar	deutlich spürbar
	0	1	2	3
Paar 1	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Paar 2	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Paar 3	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Paar 4	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Paar 5	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Paar 6	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Paar 7	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Paar 8	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Paar 9	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Paar 10	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Paar 11	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Paar 12	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Paar 13	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Paar 14	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Paar 15	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Paar 16	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

Abbildung C.1: Fragebogen zu Probandenversuch am Ride Simulator

Literaturverzeichnis

- [Agostino und Stephens 1986] AGOSTINO, R. ; STEPHENS, M.:
Goodness-of-Fit-Techniques. Marcel Dekker, Inc., New York, 1986
- [Amelunxen 2013] AMELUNXEN, H.: *Fahrdynamikmodelle für Echtzeitsimulationen im komfortrelevanten Frequenzbereich*. Dissertation an der Universität Paderborn, Paderborn, 2013
- [Ammon u. a. 2004a] AMMON, D. ; FRANK, P. ; GIMMLER, H. ; HILF, K-D. ; RAUH, J. ; SCHEIBLE, G. ; STIESS, P.: *Fahrzeugschwingungen – von der Fahrbahnanregung bis zum Komfortempfinden*. VDI-Tagung Humanschwingungen, Nr. 182, S. 139-158, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2004
- [Ammon u. a. 2004b] AMMON, D. ; GNADLER, R. ; MÄCKLE, G. ; UNRAU, H.-J.: *Ermittlung der Reibwerte von Gummistollen zur genauen Parametrierung von Reifenmodellen*. ATZ, 106. Jahrgang, Nr. 7-8, S. 694-701, 2004
- [Angermann u. a. 2009] ANGERMANN, A. ; BEUSCHE, M. ; RAU, M. ; WOHLFARTH, U.: *Matlab - Simulink- Stateflow*. Oldenbourg Verlag, München, 2009
- [Angrick 2017] ANGRICK, C.: *Subsystemmethodik für die Auslegung des niederfrequenten Schwingungskomforts von PKW*. Dissertation an der Technischen Universität Dresden, Dresden, 2017

- [Barz 1988] BARZ, D.: *Der Einfluss von Reifenungleichförmigkeiten auf Schwingungen am Rad und Fahrkomfort*. Dissertation an der Universität Hannover, Hannover, 1988
- [Becker 2005] BECKER, K.: *Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen*. expert Verlag, Tübingen, 2005
- [Benesch 2013] BENESCH, T.: *Schlüsselkonzepte zur Statistik*. Springer-Verlag, Heidelberg, 2013
- [Bitter 2005] BITTER, T.: *Objektivierung des dynamischen Sitzkomforts*. Dissertation der Universität Braunschweig, Braunschweig, 2005
- [Böhm 2001] BÖHM, J.: *Der Payneeffekt: Interpretation und Anwendung in einem neuen Materialgesetz für Elastomere*. Dissertation an der Fakultät Physik der Universität Regensburg, Regensburg, 2001
- [Braess und Seiffert 2013] BRAESS, H. ; SEIFFERT, U.: *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. 7. Auflage, Springer Vieweg, Heidelberg, 2013
- [Brinke 2002] BRINKE, A.: *Silica Reinforced Tyre Rubbers*. Dissertation an der Twente University, Enschede, 2002
- [Bubb 2003] BUBB, H.: *Komfort und Diskomfort - Definition und Überblick*. Publikation in: Ergonomie aktuell, Zeitschrift des Lehrstuhls für Ergonomie, Ausgabe 004, S. 1-24, Garching, 2003
- [Campenhausen 1993] CAMPENHAUSEN, C.: *Die Sinne des Menschen*. Thieme Verlag, Stuttgart, New York, 1993
- [Cucuz 1992] CUCUZ, S.: *Auswirkung von stochastischen Unebenheiten und Einzelhindernissen der realen Fahrbahn*. Dissertation der Universität Braunschweig, Braunschweig, 1992
- [Dragon u. a. 2007] DRAGON, L. ; FAUL, R. ; GROSSMANN, T. ; COLDITZ, J.: *Objektive und subjektive Abstimmung der Fahrkultur mittels Prototypen*

- und Einbeziehung von Simulatoren. 3. Nationale Tagung Humanschwingungen.*, VDI-Berichte Nr. 2002, S. 181-197, VDI-Verlag, Dresden, 2007
- [Duden 1996] DUDEN: *Der Duden, Bd.1: Duden Die deutsche Rechtschreibung*, S. 523, Dudenverlag. Mannheim, 1996
- [Dupius 1993] DUPIUS, H.: *Mechanische Schwingungen und Stöße*. Schmidtke, H. (Hrsg.), Arbeitswissenschaft, Carl Hanser Verlag Lehrbuch der Ergonomie, München, 1993
- [Einsle 2010] EINSLE, S.: *Analyse und Modellierung des Reifenübertragungsverhaltens bei transienten und extremen Fahrmanövern*. Dissertation an der Technischen Universität Dresden, Dresden, 2010
- [Einstein 1911] EINSTEIN, A.: *Annalen der Physik*. 34. Jahrgang, Nr. 591, S. 591-592, 1911
- [Eyerer u. a. 2008] EYERER, P. ; HIRTH, T. ; ELSNER, P.: *Polymer Engineering*. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, 2008
- [Fahrmeir u. a. 1999] FAHRMEIR, L. ; KÜNSTLER, R. ; PIGEOT, I. ; TUTZ, G.: *Statistik - Der Weg zur Datenanalyse*. Springer Verlag, Heidelberg, 1999
- [Fechner 1860] FECHNER, G.T.: *Elemente der Psychophysik*. Druck und Verlag von Breitkopf und Härtel, Leipzig, 1860
- [Fülbier 2001] FÜLBIER, K.: *Systemansatz zur Untersuchung und Beurteilung des Abrollkomforts von Kraftfahrzeugen bei Überfahrt von Einzelhindernissen*. Dissertation an der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen, Aachen, 2001
- [Gauterin 2011a] GAUTERIN, F.: *Vorlesungsfolien zu Fahrzeugkomfort- und akustik I*. Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Karlsruhe, 2011

- [Gauterin 2011b] GAUTERIN, F.: *Vorlesungsfolien zu Grundlagen der Fahrzeugtechnik II*. Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Karlsruhe, 2011
- [Gottstein 2014] GOTTSTEIN, G.: *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik*. Springer Vieweg, Aachen, 2014
- [Grambow 2002] GRAMBOW, A.: *Bestimmung der Materialparameter gefüllter Elastomere in Abhängigkeit von Zeit, Temperatur und Beanspruchungszustand*. Dissertation an der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen, Aachen, 2002
- [Griffin 1993] GRIFFIN, M.: *Handbook of Human Vibration*. Academic Press, München, 1993
- [Griffin und Morioka 2006] GRIFFIN, M. ; MORIOKA, M.: *Magnitude dependence of equivalent comfort contours for vertical hand-transmitted vibration*. Journal of Sound and Vibration, 298. Jahrgang, Nr. 3, S. 755-772, 2006
- [Grimm u. a. 2012] GRIMM, K. ; HUPFELD, J. ; KOLB, K.-H. ; MAIER, P. ; PIES, D. ; POLIFKE, N. ; ZAUNER, M.: *Schwingungshandbuch, Interne Dokumentation der Messverfahren*. Daimler AG, Sindelfingen, 2012
- [Grollius 2013] GROLLIUS, S.: *Analyse des gekoppelten Systems Reifen-Hohlraum-Rad-Radführung im Rollzustand und Entwicklung eines Rollgeräuschmodells*. Dissertation am Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2013
- [Heißing und Ersoy 2008] HEISSING, B. ; ERSOY, M.: *Fahrwerkhandbuch*. Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2008
- [Hennecke 1994] HENNECKE, D.: *Zur Bewertung des Schwingungskomforts von PKW bei instationären Anregungen*. Fortschrittsberichte VDI, 12. Jahrgang, Nr. 237, 1994

- [Hertzberg 1958] HERTZBERG, H.: *Seat comfort*. Hansen, R. (Hrsg.), Annotated Bibliography of Applied Physical Anthropology in Human Engineering, Wright Air Development Center, Dayton, Ohio, 1958
- [Hertzberg 1972] HERTZBERG, H.: *The human buttocks in sitting: pressures, patterns and palliatives*. SAE International, 81. Jahrgang, Nr. 72, S. 39-47, 1972
- [Iliev 2011] ILIEV, V.: *Systemansatz zur anregungsunabhängigen Charakterisierung des Schwingungskomforts von Kraftfahrzeugen bei der Überfahrt von Einzelhindernissen*. Dissertation am Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2011
- [Isenhardt 2009] ISENHARDT, N.: *Numerische Integration*. Ruprecht-Karls-Universität Heidelberg, Ausarbeitung zum Vortrag im Proseminar Analysis, Heidelberg, 2009
- [ISO 2631-1 1997] ISO 2631-1: *Mechanical vibration and shock-Evaluation of human exposure to whole-body vibration*. International Organization for Standardization, Genf, 1997
- [Jazar 2014] JAZAR, R.: *Vehicle Dynamics*. Springer Verlag, New York, 2014
- [Jeschor 2005] JESCHOR, M.: *Ein neues Verfahren zur Bewertung von Runflat-Reifen*. Dissertation an der TU Dresden, Dresden, 2005
- [Jianmin u. a. 2001] JIANMIN, G. ; GALL, R. ; ZUOMIN, W.: *Dynamic Damping and Stiffness Characteristics of the Rolling Tire*. Tire Science and Technology, TSTCA, 29. Jahrgang, Nr. 4, S. 258-268, 2001
- [Jörissen 2012] JÖRISSSEN, B.: *Objektivierung der menschlichen Schwingungswahrnehmung unter Einfluss realer Fahrbahnanregung*. Dissertation an der Universität Duisburg-Essen, Essen, 2012

- [Kaldas u. a. 2014] KALDAS, M. ; CALISKAN, K. ; HENZE, R. ;
KÜCÜKAY, F.: *The Influence of Damper Top Mount Characteristics on
Vehicle Ride Comfort and Harshness: Parametric Study*. SAE International,
5. Jahrgang, Nr. 1, S. 1-21, 2014
- [Klinger 1996] KLINGER, B.: *Einfluss der Motorlagerung auf
Schwingungskomfort und Geräuschanregung im Kraftfahrzeug*.
Dissertation an der Technischen Universität Braunschweig, Braunschweig,
1996
- [Klosfelder 2001] KLOSFELDER, M.: *Bestimmung und Komfortrelevanz
der elastischen globalen Bewegungsformen von Kraftfahrzeugen im
Fahrbetrieb*. DAGA: Fortschritte der Akustik, 27. Jahrgang, Nr. 306,
S. 306-308, 2001
- [Knauer 2010] KNAUER, P.: *Objektivierung des Schwingungskomforts bei
instationärer Fahrbahnanregung*. Dissertation an der Technischen
Universität München, München, 2010
- [Kohn 2005] KOHN, W.: *Statistik und ihre Anwendung*. Springer Verlag,
Heidelberg, 2005
- [Koutny 1981] KOUTNY, F.: *Load-deflection curves for radial tyres*.
Research Institute of Rubber and Plastics Technology., 5. Jahrgang, Nr.6,
S. 422-427, 1981
- [Lang 2011] LANG, A.: *Einführung in Signalanalyse und digitale Signal-
verarbeitung*. Müller-BBM VibroAkustik Systems GmbH, München, 2011
- [Lang und Lang 2007] LANG, F. ; LANG, P.: *Basiswissen Physiologie*.
Springer Verlag, Heidelberg, 2007
- [Lebel 1999] LABEL, M.: *Multiple Applications, Multiple Roles: How
Carbon Black Technologies Help Tires Roll Better*. SAE Transactions,
108. Jahrgang, Nr.6, S. 1535-1539, 1999

- [Leister 2009] LEISTER, G.: *Fahrzeugreifen und Fahrwerkentwicklung*. Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2009
- [Lennert 2009] LENNERT, S.: *Zur Objektivierung von Schwingungskomfort in Personenkraftwagen-Untersuchung der Wahrnehmungsdimension*. Dissertation an der Technischen Universität Darmstadt, Düsseldorf, 2009
- [Lindemuth 2006] LINDEMUTH, B.: *An Overview of Tire Technology, The Pneumatic Tire*. National Highway Traffic Safety Administration, 2006
- [Lion 2006] LION, A.: *Dynamische Modellierung von elastomeren Bauteilen*. Forschungsbericht der Universität der Bundeswehr, München, 2006
- [Lion und Kardelky 2004] LION, A. ; KARDELKY, C.: *The Payne effect in finite viscoelasticity: constitutive modelling based on fractional derivatives and intrinsic time scales*. International Journal of Plasticity, 20. Jahrgang, Nr. 20, S. 1313-1345, Kassel, 2004
- [Littger 1992] LITGER, K.: *Optimierung*. Springer-Verlag, Heidelberg, 1992
- [Magnus u. a. 2013] MAGNUS, K. ; POPP, K. ; SEXTRO, W.: *Schwingungen*. Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2013
- [Maier 1996] MAIER, P.: *Molekulare Interpretation des Payneeffekts*. Dissertation an der Universität Regensburg, Regensburg, 1996
- [Masino u. a. 2017] MASINO, J. ; WOHNHAS, B. ; FREY, M. ; GAUTERIN, F.: *Identification and Prediction of Road Features and Their Contribution on Tire Road Noise*. EUROMECH COLLOQUIUM 578: Rolling Contact Mechanics for Multibody System Dynamics, 12. Jahrgang, S. 201-212, Funchal, Madeira, Portugal, 2017

- [Maslow 1997] MASLOW, A.: *Motivation und Persönlichkeit*. Walter Verlag, Olten und Freiburg im Breisgau, 1997
- [DIN 1311 2000] DIN 1311: *Schwingungen und schwingungsfähige Systeme*. 2000
- [Meyer 2000] MEYER, M.: *Signalverarbeitung - Analoge und digitale Signale, Systeme und Filter*. Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2000
- [Michelin 2005] MICHELIN: *Der Reifen. Komfort - mechanisch und akustisch*. Michelin Reifenwerke KgaA, Karlsruhe, 2005
- [Mitschke 1997] MITSCHKE, M.: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Springer, Braunschweig, 1997
- [Mitschke und Klinger 1998] MITSCHKE, M. ; KLINGER, B.: *Schwingungskomfort im Kraftfahrzeug*. ATZ, 100. Jahrgang, Nr. 1, S. 18-24, 1998
- [Neureder 2002] NEUREDER, U.: *Untersuchung zur Übertragung von Radkraftschwankungen auf die Lenkung von PKW mit Federbeinvorderachse und Zahnstangenlenkung*. Dissertation an der Technischen Universität Darmstadt, Darmstadt, 2002
- [Nordsiek 1985] NORDSIEK, K.H.: *The integral rubber concept*. Kautsch. Gummi Kunstst., 38. Jahrgang, Nr. 3, S. 178-185, 1985
- [Oertel 2014] OERTEL, C.: *Dynamische Vertikalsteifigkeiten*. Beschreibung zur Modellerweiterung, Fachhochschule Brandenburg, Berlin, 2014
- [Oertel und Fandre 1999] OERTEL, C. ; FANDRE, A.: *Ride Comfort Simulations and Steps Towards Life Time Calculations: RMOD-K and ADAMS*. Proceedings of the International ADAMS Users Conference, Berlin, 1999

- [Oertel und Fandre 2001] OERTEL, C. ; FANDRE, A.: *RMOD-K Tyre Model System-A Contribution to the Virtual Vehicle*. ATZ, 103. Jahrgang, Nr. 11, S. 23-25, 2001
- [Payne 1960] PAYNE, A.: *A note on the existance of a yield point on the dynamic modulus of loaded vulcanisates*. Journal of applleid Polymer Science, 3. Jahrgang, Nr. 7, S. 127-127, 1960
- [Payne 1961] PAYNE, A.: *Rubber Plast*. 42. Jahrgang, S. 963, 1961
- [Peckelsen 2017] PECKELSEN, U.: *Objective Tyre Development*. Dissertation am Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2017
- [Pies 2011] PIES, D.: *Reifenungleichförmigkeitserreger Schwingungskomofort*. Dissertation am Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2011
- [Popov 2009] POPOV, V.: *Kontaktmechanik und Reibungsphysik*. Verlag der polytechnischen Universität Tomsk, Tomsk, 2009
- [Precht u. a. 2005] PRECHT, M. ; KRAFT, R. ; BACHMAIER, M.: *Angewandte Statistik I*. Oldenbourg, München, 2005
- [Rasmussen 1983] RASMUSSEN, G.: *Human body vibration exposure and its measurments*. The Journal of the Acoustical Society of America, 73. Jahrgang, Nr. 6, S. 1-22, 1983
- [Reimpell u. a. 1999] REIMPELL, J. ; STOLL, H. ; BETZLER, W.: *The Automotive Chassis: Engineering Principles*. Vogel-Buchverlag, Würzburg, 1999
- [Rhyne 2005] RHYNE, T. B.: *Development of a Vertical Stiffness Relationship for Belted Radial Tires*. Tire Science and Technology, TSTCA, 33. Jahrgang, Nr 3, S. 136-155, 2005

- [Röskei 2012] RÖSKI, K.: *Eine Methode zur simulationsbasierten Grundauslegung von PKW-Fahrwerken mit Vertiefung der Betrachtungen zum Fahrkomfort*. Dissertation an der Technischen Universität München, München, 2012
- [Schickedanz 2012] SCHICKEDANZ, C.: *Zur Schätzung des Übertragungsverhaltens nichtlinearer MehreingangsfILTER und deren Anwendung zur simulationstechnischen Entwicklung des automobilen Fahrkomforts*. Shaker Verlag, Frankfurt, 2012
- [Schmidt und Schaible 2006] SCHMIDT, F. ; SCHAIBLE, H.-G.: *Neuro- und Sinnesphysiologie*. Springer Medizin Verlag, Heidelberg, 2006
- [Schmidt u. a. 2005] SCHMIDT, R. ; LANG, F. ; THEWS, G.: *Physiologie des Menschen*. Springer Verlag, Heidelberg, 2005
- [Shapiro und Wilk 1965] SHAPIRO, S. ; WILK, B.: *An Analysis of Variance Test for Normality (Complete Samples)*. Biometrika, 52. Jahrgang, Nr. 3, S. 591-611, 1965
- [Siebertz u. a. 2010] SIEBERTZ, K. ; BEBBER, D. ; HOCHKIRCHEN, T.: *Statistische Versuchsplanung*. Springer Verlag, Heidelberg, 2010
- [Steinauer 1992] STEINAUER, B.: *Vergleich stochastischer und periodischer Fahrbahnunebenheiten in Bezug auf Fahrkomfort*. Bitumen, München, 1992
- [Stretz 2011] STRETZ, A.: *Komfortrelevante Wechselwirkung von Fahrzeugschwingungsdämpfern und den elastischen Dämpferlagern*. Dissertation an der Technischen Universität Darmstadt, Darmstadt, 2011
- [Takagi u. a. 2012] TAKAGI, T. ; TANIGUCHI, M. ; SUZUKI, S.: *Weber-Fechner-Law in Road Traffic Flow*. SICE Annual Conference, S. 1056-1061, IEEE, Akita, Japan, 2012

- [VDI 2057 2002] VDI 2057: *Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen - Ganzkörper-Schwingungen*. Verein Deutscher Ingenieure, Düsseldorf, 2002
- [Wallentowitz u. a. 2018] WALLENTOWITZ, H. ; LOOS, S. ; KENNES, N.: *Komfortbewertung von Kraftfahrzeugen*. Institut für Kraftfahrwesen Aachen, Aachen, 2018
- [Weigand 2006] WEIGAND, C.: *Statistik mit und ohne Zufall*. Physiak-Verlag, Aachen, 2006
- [Werner 2006] WERNER, M.: *Digitale Signalverarbeitung mit MATLAB*. Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2006
- [William u. a. 1995] WILLIAM, M. ; LANDEL, R. ; FERRY, J.: *The temperature dependence of relaxation mechanisms in amorphous polymers and other glass-forming liquids*. Journal of the American Chemical Society, 77. Jahrgang, Nr. 14, S. 3701-3707, 1995
- [Wrana 2014] WRANA, C.: *Polymerphysik*. Berlin, Heidelberg, Springer Spektrum, 2014
- [Wrana u. a. 2003] WRANA, C. ; FISCHER, C. ; HÄRTEL, V.: *Dynamische Messungen an gefüllten Elastomersystemen mit mono- und bimodaler sinusförmiger Anregung*. KGK Kautschuk Gummi Kunststoffe, 56. Jahrgang, Nr. 9, S. 437-443, 2003
- [Wrana u. a. 2008] WRANA, C. ; FISCHER, C. ; HÄRTEL, V.: *Dynamic mechanical analysis of filled elastomers*. KGK Kautschuk Gummi Kunststoffe, 61. Jahrgang, Nr. 12, S. 647-655, 2008
- [Yamazaki und Akasaka 1988] YAMAZAKI, S. ; AKASAKA, T.: *Twisting Stiffness and Lateral Vibration of a Radial Tire Sidewall*. Tire Science and Technology, TSTCA, 16. Jahrgang, Nr. 4, S. 223-248, 1988

- [Zeller 2009] ZELLER, P.: *Handbuch Fahrzeugakustik*. Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2009
- [Zhang u. a. 1996] ZHANG, L. ; HELANDER, M. ; DRURY, C.: *Identifying Factors of Comfort and Discomfort in Sitting*. Human Factors: The Journal of the Human Factors and Ergonomics Society, 38. Jahrgang, Nr.3, S. 377-389, 1996

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 1** Urs Wiesel
Hybrides Lenksystem zur Kraftstoffeinsparung im schweren Nutzfahrzeug. 2010
ISBN 978-3-86644-456-0
- Band 2** Andreas Huber
Ermittlung von prozessabhängigen Lastkollektiven eines hydrostatischen Fahrtriebsstrangs am Beispiel eines Teleskopladers. 2010
ISBN 978-3-86644-564-2
- Band 3** Maurice Bliesener
Optimierung der Betriebsführung mobiler Arbeitsmaschinen. Ansatz für ein Gesamtmaschinenmanagement. 2010
ISBN 978-3-86644-536-9
- Band 4** Manuel Boog
Steigerung der Verfügbarkeit mobiler Arbeitsmaschinen durch Betriebslast erfassung und Fehleridentifikation an hydrostatischen Verdrängereinheiten. 2011
ISBN 978-3-86644-600-7
- Band 5** Christian Kraft
Gezielte Variation und Analyse des Fahrverhaltens von Kraftfahrzeugen mittels elektrischer Linearaktuatoren im Fahrwerksbereich. 2011
ISBN 978-3-86644-607-6
- Band 6** Lars Völker
Untersuchung des Kommunikationsintervalls bei der gekoppelten Simulation. 2011
ISBN 978-3-86644-611-3
- Band 7** 3. Fachtagung
Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 17. Februar 2011, Karlsruhe. 2011
ISBN 978-3-86644-599-4

- Band 8** Vladimir Iliev
Systemansatz zur anregungsunabhängigen Charakterisierung des Schwingungskomforts eines Fahrzeugs. 2011
ISBN 978-3-86644-681-6
- Band 9** Lars Lewandowitz
Markenspezifische Auswahl, Parametrierung und Gestaltung der Produktgruppe Fahrerassistenzsysteme. Ein methodisches Rahmenwerk. 2011
ISBN 978-3-86644-701-1
- Band 10** Phillip Thiebes
Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. Grundlegende Erkenntnisse und Zusammenhänge, Vorstellung einer Methodik zur Unterstützung des Entwicklungsprozesses und deren Validierung am Beispiel einer Forstmaschine. 2012
ISBN 978-3-86644-808-7
- Band 11** Martin Gießler
Mechanismen der Kraftübertragung des Reifens auf Schnee und Eis. 2012
ISBN 978-3-86644-806-3
- Band 12** Daniel Pies
Reifenungleichförmigkeitserregter Schwingungskomfort – Quantifizierung und Bewertung komfortrelevanter Fahrzeugschwingungen. 2012
ISBN 978-3-86644-825-4
- Band 13** Daniel Weber
Untersuchung des Potenzials einer Brems-Ausweich-Assistenz. 2012
ISBN 978-3-86644-864-3
- Band 14** **7. Kolloquium Mobilhydraulik. 27./28. September 2012 in Karlsruhe.** 2012
ISBN 978-3-86644-881-0
- Band 15** 4. Fachtagung
Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen 20. Februar 2013, Karlsruhe. 2013
ISBN 978-3-86644-970-1
- Band 16** Hans-Joachim Unrau
Der Einfluss der Fahrbahnoberflächenkrümmung auf den Rollwiderstand, die Cornering Stiffness und die Aligning Stiffness von Pkw-Reifen. 2013
ISBN 978-3-86644-983-1

- Band 17** Xi Zhang
Untersuchung und Entwicklung verschiedener Spurführungsansätze für Offroad-Fahrzeuge mit Deichselverbindung. Noch nicht erschienen
ISBN 978-3-7315-0005-6
- Band 18** Stefanie Grollius
Analyse des gekoppelten Systems Reifen-Hohlraum-Rad-Radführung im Rollzustand und Entwicklung eines Rollgeräuschmodells. 2013
ISBN 978-3-7315-0029-2
- Band 19** Tobias Radke
Energieoptimale Längsführung von Kraftfahrzeugen durch Einsatz vorausschauender Fahrstrategien. 2013
ISBN 978-3-7315-0069-8
- Band 20** David Gutjahr
Objektive Bewertung querdynamischer Reifeneigenschaften im Gesamtfahrzeugversuch. 2014
ISBN 978-3-7315-0153-4
- Band 21** Neli Ovcharova
Methodik zur Nutzenanalyse und Optimierung sicherheitsrelevanter Fahrerassistenzsysteme. 2014
ISBN 978-3-7315-0176-3
- Band 22** Marcus Geimer, Christian Pohlandt
Grundlagen mobiler Arbeitsmaschinen. 2014
ISBN 978-3-7315-0188-6
- Band 23** Timo Kautzmann
Die mobile Arbeitsmaschine als komplexes System. 2014
ISBN 978-3-7315-0187-9
- Band 24** Roman Weidemann
Analyse der mechanischen Randbedingungen zur Adaption der oszillierenden Hinterschneidtechnik an einen Mobilbagger. 2014
ISBN 978-3-7315-0193-0
- Band 25** Yunfan Wei
Spurführungsregelung eines aktiv gelenkten Radpaars für Straßenbahnen. 2014
ISBN 978-3-7315-0232-6

- Band 26** David Schmitz
Entwurf eines fehlertoleranten Lenkventils für Steer-by-Wire Anwendungen bei Traktoren. 2014
ISBN 978-3-7315-0264-7
- Band 27** Christian Schwab
Beitrag zu einer universellen Baggerschnittstelle zur Übertragung elektrischer und hydraulischer Leistung sowie elektronischer Signale für komplexe Anbaugeräte. 2014
ISBN 978-3-7315-0281-4
- Band 28** Peter Dengler
Untersuchung zum effizienten Betrieb von Hydraulikzylindern in Konstantdrucksystemen unter Verwendung einer Zwischendruckleitung. 2015
ISBN 978-3-7315-0295-1
- Band 29** Manuel Bös
Untersuchung und Optimierung der Fahrkomfort- und Fahrdynamikeigenschaften von Radladern unter Berücksichtigung der prozessspezifischen Randbedingungen. 2015
ISBN 978-3-7315-0310-1
- Band 30** 5. Fachtagung
Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 25. Februar 2015, Karlsruhe. 2015
ISBN 978-3-7315-0323-1
- Band 31** Michael Eckert
Energieoptimale Fahrdynamikregelung mehrmotoriger Elektrofahrzeuge. 2015
ISBN 978-3-7315-0332-3
- Band 32** Martin Scherer
Beitrag zur Effizienzsteigerung mobiler Arbeitsmaschinen. Entwicklung einer elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung mit aufgeprägtem Volumenstrom. 2015
ISBN 978-3-7315-0339-2
- Band 33** Rinaldo Arnold
Automatische Abstimmung der Sekundärseite eines dreiphasigen Systems zur berührungslosen induktiven Energieübertragung. 2015
ISBN 978-3-7315-0355-2
- Band 34** Johannes Gültlinger
Kraftübertragung und Fahrbahnverschleiß durch Spikereifen. 2015
ISBN 978-3-7315-0358-3

- Band 35** Thorsten Dreher
Energieeffizienz von Konstantdrucksystemen mit sekundärregelten Antrieben beim Einsatz in mobilen Arbeitsmaschinen. 2015
ISBN 978-3-7315-0377-4
- Band 36** Steffen Kölling
Konzeptionelle Untersuchung zur Neigekompensation von Stromabnehmern. 2015
ISBN 978-3-7315-0387-3
- Band 37** Michael Fritz
Entwicklungswerkzeuge für die Fahrzeugklimatisierung von Nutzfahrzeugen. 2015
ISBN 978-3-7315-0384-2
- Band 38** Ralf Oberfell
Stochastische Simulation von Energieflüssen im Nutzfahrzeug. Ein einsatzorientiertes Bewertungs- und Optimierungsverfahren. 2015
ISBN 978-3-7315-0403-0
- Band 39** Christoph Sturm
Bewertung der Energieeffizienz von Antriebssystemen mobiler Arbeitsmaschinen am Beispiel Bagger. 2015
ISBN 978-3-7315-0404-7
- Band 40** Florian Netter
Komplexitätsadaption integrierter Gesamtfahrzeugsimulationen. 2016
ISBN 978-3-7315-0414-6
- Band 41** Markus Springmann
Auslegung eines asynchronen Langstatorlinearmotors mit großem Luftspalt als Straßenbahnantrieb. 2015
ISBN 978-3-7315-0418-4
- Band 42** Alexander Basler
Eine modulare Funktionsarchitektur zur Umsetzung einer gesamtheitlichen Betriebsstrategie für Elektrofahrzeuge. 2015
ISBN 978-3-7315-0421-4
- Band 43** Hans-Georg Wahl
Optimale Regelung eines prädiktiven Energiemanagements von Hybridfahrzeugen. 2015
ISBN 978-3-7315-0422-1

- Band 44** Jennifer Heck
Zur Simulation des Rad-Schiene-Verschleißes bei Straßenbahnen. 2016
ISBN 978-3-7315-0443-6
- Band 45** Moritz Vaillant
Design Space Exploration zur multikriteriellen Optimierung elektrischer Sportwagenantriebsstränge: Variation von Topologie und Komponenteneigenschaften zur Steigerung von Fahrleistungen und Tank-to-Wheel Wirkungsgrad. 2016
ISBN 978-3-7315-0452-8
- Band 46** Philip Nagel
Entwicklung einer Betriebsstrategie zur Energierückgewinnung in hybriden Mehrverbrauchersystemen. 2016
ISBN 978-3-7315-0479-5
- Band 47** Matthias Pfriem
Analyse der Realnutzung von Elektrofahrzeugen in kommerziellen Flotten zur Definition einer bedarfsgerechten Fahrzeugauslegung. 2016
ISBN 978-3-7315-0489-4
- Band 48** Mohanad El-Haji
Ontologie-basierte Definition von Anforderungen an Validierungswerkzeuge in der Fahrzeugtechnik. 2016
ISBN 978-3-7315-0496-2
- Band 49** **9. Kolloquium Mobilhydraulik**
22./23. September 2016 in Karlsruhe. 2016
ISBN 978-3-7315-0573-0
- Band 50** 6. Fachtagung
Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 15. Februar 2017, Karlsruhe. 2017
ISBN 978-3-7315-0601-0
- Band 51** Fabian Schirmaier
Experimentelle Untersuchung und Simulation des Umformverhaltens nähgewirkter unidirektionaler Kohlenstofffasergelege. 2017
ISBN 978-3-7315-0620-1
- Band 52** Mathias Cabrera Cano
Neuronale Netze mit externen Laguerre-Filtern zur automatischen numerischen Vereinfachung von Getriebemodellen. 2017
ISBN 978-3-7315-0621-8

- Band 53** Arwed Schmidt
Flottenbetrieb von elektrischen und autonomen Serviceagenten im städtischen Personennahverkehr. 2017
ISBN 978-3-7315-0633-1
- Band 54** Katharina Knaisch
Untersuchung von Spulensystemen zur induktiven Energieübertragung von Elektrofahrzeugen. Vergleich von Topologien und Entwicklung einer Auslegungsmethodik. 2017
ISBN 978-3-7315-0630-0
- Band 55** Frank Christof Stalter
Ansätze zur akustischen Optimierung von Reifen und Fahrbahnen für Elektrofahrzeuge unter Antriebsmoment. 2017
ISBN 978-3-7315-0645-4
- Band 56** Steffen Rose
Modellbildung und Simulation von mobilen Arbeitsmaschinen. Untersuchungen zu systematischen Modellvereinfachungen in der Simulation von Antriebssystemen am Beispiel Bagger. 2017
ISBN 978-3-7315-0684-3
- Band 57** Ulrich Peckelsen
Objective Tyre Development. Definition and Analysis of Tyre Characteristics and Quantification of their Conflicts. 2017
ISBN 978-3-7315-0713-0
- Band 58** Stefan Haag
Sequentieller Versuch zur HiL-unterstützten Validierung hybrider Antriebssysteme mit gekoppelten Antriebseinheiten. 2018
ISBN 978-3-7315-0752-9
- Band 59** Dirk Hülsebusch
Fahrerassistenzsysteme zur energieeffizienten Längsregelung - Analyse und Optimierung der Fahrsicherheit. 2018
ISBN 978-3-7315-0755-0
- Band 60** Christian Pohlandt
Intelligentes Gesamtmaschinenmanagement für elektrische Antriebssysteme. 2018
ISBN 978-3-7315-0774-1
- Band 61** Oliver Maier
Modellbasierte Entwicklung eines aktiven Sicherheitssystems für elektrifizierte Fahrräder. 2018
ISBN 978-3-7315-0778-9

- Band 62** Stephan Rhode
Robust and Regularized Algorithms for Vehicle Tractive Force Prediction and Mass Estimation. 2018
ISBN 978-3-7315-0807-6
- Band 63** Péter Megyesi
Methode zur Einbindung realer Nutzerprofile in die ökologische und ökonomische Bewertung von Fahrzeugkonzepten. 2018
ISBN 978-3-7315-0808-3
- Band 64** Benedikt Reick
Methode zur Analyse und Bewertung von stufenlosen Traktorgetrieben mit mehreren Schnittstellen. 2018
ISBN 978-3-7315-0815-1
- Band 65** Matthias Graf
Entwicklung und Validierung einer neuen Methode zur Charakterisierung des Scherverhaltens von Carbonfasergewebe mit Binderauftrag unter Normalkraft und viskoser Reibung bei hohen Prozesstemperaturen. 2018
ISBN 978-3-7315-0838-0
- Band 66** Christoph Kühn
Simulation von Fahrspielen und Energieflüssen in Nahverkehrssystemen. 2018
ISBN 978-3-7315-0740-6
- Band 67** 7. Fachtagung
Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 20. Februar 2019, Karlsruhe. 2019
ISBN 978-3-7315-0873-1
- Band 68** Oliver Krauss
Experimentelle Untersuchungen zum Innengeräusch von Fahrzeugluftreifen. 2019
ISBN 978-3-7315-0867-0
- Band 69** Tristan Reich
Beurteilung der Prüfprozesseignung bei Fahrzeugversuchen mit mobilen Arbeitsmaschinen. 2019
ISBN 978-3-7315-0848-9
- Band 70** Matthias Bürckert
Realitätsnahe Bewertung des Einflusses der Oberflächenspannung flüssiger Zwischenmedien auf den maximalen Reibschluss zwischen Reifen und Fahrbahn. 2019
ISBN 978-3-7315-0891-5

- Band 71** Matthias Greiner
Verfahren zur Prädiktion des Rollwiderstands bei variablen Betriebsparametern auf Basis standardisierter Rollwiderstandsmessungen. 2019
ISBN 978-3-7315-0898-4
- Band 72** David Hummelberger
Hybride Werkstoffsysteme: Systematische Betrachtung und Bewertung der physikalischen Wirkmechanismen. 2019
ISBN 978-3-7315-0901-1
- Band 73** Michael Kerber
Analyse dynamischer Reifeneigenschaften und deren Auswirkung auf den Schwingungskomfort. 2019
ISBN 978-3-7315-0944-8

In dieser Arbeit wird der fahrbahnerregte Schwingungskomfort mit dem Fokus auf der Komponente Reifen untersucht. Hierzu werden relevante Mess- und Untersuchungsmethoden für Reifencharakteristiken und Schwingungswahrnehmung vorgestellt. Zu Beginn wird der Reifen eingehend hinsichtlich der für fahrbahnerregten Schwingungskomfort wichtigen Eigenschaften untersucht. Dazu werden die Einfederwege des Reifens bei verschiedenen Fahrbahnoberflächen ausgewertet. Außerdem werden die Reifenvertikalsteifigkeit und der Verlustwinkel unter wesentlichen Randbedingungen analysiert und eingeordnet. Anhand der gewonnen Erkenntnisse wird eine neue Methode erarbeitet, welche die Möglichkeit bietet, Messungen am drehenden Reifen anhand von Messungen am stehenden Reifen zu simulieren.

Die Wechselwirkung anderer Fahrwerkskomponenten mit dem Reifen bezüglich des Schwingungskomforts wird dargestellt. Außerdem wird herausgestellt, welche am Fahrzeug objektiv erfassbare Kenngrößen mit dem subjektiven Urteil korrelieren. Abschließend erfolgt die Objektivierung der subjektiven Schwingungsbeurteilung anhand einer physikalischen Fahrzeuggröße, die im relevanten Frequenzbereich mit dem quantifizierten subjektiven Urteil statistisch korreliert.

