

Komfortrelevante Wechselwirkung von Fahrzeugschwingungsdämpfern und den elastischen Dämpferlagern

Dem Fachbereich Maschinenbau der
Technischen Universität Darmstadt
zur Erlangung des Grades eines
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte

Dissertation

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Anja Stretz
aus Haßfurt

Erstreferent: Prof. Dr. rer. nat. Hermann Winner
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Peter Pelz

Tag der Einreichung: 01.12.2011
Tag der mündlichen Prüfung: 31.01.2012

Darmstadt, 2011

D17

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Ingenieurin bei der ZF Friedrichshafen AG im Bereich Advanced Chassis System am Standort Schweinfurt. Die Inhalte der Dissertation wurden in einem von mir geleiteten und ca. 4 Jahre dauernden Projekt erarbeitet. Während dieser Zeit war ich externe Doktorandin des Fachgebietes für Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater und Referent dieser Arbeit Herrn Prof. Dr. rer. nat. Hermann Winner für die wissenschaftliche Betreuung dieser Arbeit. Die Diskussionen mit ihm waren für mich eine Herausforderung und haben immer neue Anregungen für meine Arbeit an der Promotion gebracht. Durch die kritischen Hinterfragungen konnte ich meine fachlichen Kenntnisse stark erweitern und eine wissenschaftliche Arbeitsweise anwenden. Ich möchte mich für die Annahme als Doktorandin und die Unterstützung in der gesamten Zeit vielmals bedanken.

Ebenfalls danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Peter Pelz, dem Leiter des Instituts für Fluidsystemtechnik der TU-Darmstadt, für die Übernahme des Korreferats und die positive Einstellung zu diesem Promotionsthema. Seine Befürwortung dieser Arbeit und die wertvollen Anregungen waren für mich sehr hilfreich.

Weiterhin möchte ich mich bei meinen Vorgesetzten den Herren Werner Balandat, Heinrich Schürr, Thomas Kutsche und Stefan Schiffler und bei Herrn Dr. Mathias Eickhoff dafür bedanken, dass sie mir die Möglichkeit gegeben haben, dieses Projekt neben meinen Aufgaben im Tagesgeschäft bearbeiten zu dürfen. Meinem Kollegen und Freund Dr. Reinhard Sonnenburg möchte ich für seine Begeisterungsfähigkeit und die vielen Diskussionen ganz herzlich danken. Durch seine Aufgeschlossenheit war ein reger fachlicher Austausch, der mich sehr gefördert hat, möglich. Ich möchte mich bei allen Kollegen bedanken, die mir durch kleine und große Zuarbeiten geholfen haben. Ich danke auch den Kollegen in der Werkstatt, für die Hilfe bei der praktischen Umsetzung meiner Versuche. Meinen Studenten, die ich bei ihrem Praktikum oder ihrer Abschlussarbeit betreut habe, möchte ich für ihre engagierten Einsatz, der mich in meiner Arbeit unterstützt hat, danken.

Ich möchte mich weiterhin bei der AUDI AG und im Speziellen bei Herrn Jürgen Rüger für die Unterstützung mit dem Versuchsträger bedanken.

Mein weiterer Dank gilt allen, die mich auf meinem bisherigen Weg begleitet und gefördert haben. Durch meine zahlreichen Praktika konnte ich bereits früh wertvolle Berufserfahrungen sammeln. Ganz besonders möchte ich mich bei meiner Familie für die Hilfe und den Zuspruch bedanken. Durch die bedingungslose Unterstützung, nicht nur der letzten Jahre, hatte ich immer die Möglichkeit und den Freiraum meine Interessen und Wünsche zu verwirklichen.

Anja Stretz

Haßfurt, im Februar 2012

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen und Indizes	VIII
Abkürzungsverzeichnis	XI
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Aufgabenstellung	2
1.3 Methodik	2
2 Stand der Technik: Fahrkomfort auf Dämpfermodul-Ebene	4
2.1 Gesamtfahrzeugschwingung	5
2.1.1 Handling	5
2.1.2 Ride	6
2.2 Erfassung des Fahrkomforts	8
2.2.1 Subjektive Bewertung	8
2.2.2 Objektive Bewertung	10
2.3 Subsystem Dämpfer-Lager	14
2.3.1 Dämpfermodul als Übertragungsglied von Schwingungen	14
2.3.2 Dämpfer als Quelle von Schwingungen	16
2.4 Fazit	19
3 Fahrwerkskomponenten: Dämpfer und Topmount	20
3.1 Schwingungsdämpfer	20
3.1.1 Aufgabe des Schwingungsdämpfers	20
3.1.2 Funktion und Eigenschaften des Schwingungsdämpfers	22
3.1.3 Schwingungsdämpfer-Prüfung	26
3.1.4 Simulationsmodelle für Schwingungsdämpfer	28
3.2 Topmount	31
3.2.1 Aufgabe des Topmounts	31
3.2.2 Funktion und Eigenschaften des Topmounts	32
3.2.3 Messung von Gummitmetall-Lagern	36
3.2.4 Simulationsmodelle für Gummimetall-Lager	37

3.3	Fazit	38
4	Dämpfermodul als Übertragungsglied von fahrbahninduzierten Schwingungen	40
4.1	Übertragungsverhalten des Dämpfermoduls	41
4.1.1	Dämpfer und Topmount	42
4.1.2	Dynamische Steifigkeit des Schwingungsdämpfers	43
4.2	Charakterisierung des Schwingungsdämpfers	50
4.2.1	Ermittlung der Federsteifigkeit	50
4.2.2	Einführung neuer Dämpferkenngrößen	52
4.2.3	Messung der neuen Dämpferkenngrößen	54
4.3	Auswirkung der Federeigenschaften der Schwingungsdämpfer	57
4.3.1	Randbedingungen der praktischen Versuche	57
4.3.2	Messung Fahrzeug	59
4.3.3	Messung Viertelfahrzeug	62
4.3.4	Simulation Viertelfahrzeug	64
4.4	Fazit	71
5	Dämpfermodul als Quelle von Schwingungen	73
5.1	Modellbildung	75
5.1.1	Einzelkomponente: Dämpferlager	76
5.1.2	Einzelkomponente: Dämpfer	77
5.1.3	Dämpfermodul: Dämpfer + Lager	80
5.2	Vergleich von Messung und Simulation	81
5.2.1	Simulation modulerregter Schwingungen	81
5.2.2	Validierung des Simulationsmodells	84
5.3	Modulerregte Schwingungen	95
5.3.1	Ursache modulerregter Schwingungen	95
5.3.2	Einfluss des Schwingungsdämpfers	100
5.3.3	Einfluss des Topmounts	105
5.4	Fazit	107
6	Auslegungskriterien zur gegenseitigen Abstimmung von Schwingungsdämpfer und Topmount	108
6.1	Auslegung der statischen Kennlinien	109
6.1.1	Topmount	109
6.1.2	Schwingungsdämpfer	110
6.1.3	Dämpfung des Moduls	111

6.2	Auslegung der dynamischen Kennlinien	112
6.2.1	Topmount	112
6.2.2	Schwingungsdämpfer	113
6.2.3	Dämpfung des Moduls	115
7	Zusammenfassung und Ausblick	116
8	Anhang	118
8.1	Versuchsfahrzeug	118
8.2	Berechnung Frequenzspektrum	119
8.3	Abweichung der Messungen	120
8.4	Parameter Simulationsmodell Viertelfahrzeug	122
8.5	Parameter p-Q-Modell	129
	Literaturverzeichnis	131

Formelzeichen und Indizes

Symbol	Einheit	Beschreibung
a	m/s^2	Beschleunigung
A	m^2	Fläche
c	N/m	Federsteifigkeit
c_{dyn}^*	N/m	Komplexe Steifigkeit
c_{dyn}	N/m	Dynamische Steifigkeit (=Betrag der komplexen Steifigkeit)
c_D	N/m	Federsteifigkeit Dämpfer
c_{TM}	N/m	Federsteifigkeit Topmount
d	Ns/m	Dämpfungskonstante
d_D	Ns/m	Dämpfungskonstante Dämpfer
d_{TM}	Ns/m	Dämpfungskonstante Topmount
D	m	Durchmesser
E	N/m^2	E-Modul
f	Hz	Frequenz
F	N	Kraft
F^*	m	Komplexe Kraft
$\hat{F}$	N	Amplitude der Kraft
F_c	N	Federkraft
F_d	N	Dämpfkraft
Im	-	Imaginärteil
K	N/m^2	Kompressionsmodul
K'	N/m	Realteil der dynamischen Steifigkeit
K''	N/m	Imaginärteil der dynamischen Steifigkeit
L	m	Länge
m_{Kst}	kg	Masse Kolbenstange
p	N/m^2	Druck
P_F	W	Federleistung
Q	ml/s	Volumenstrom
Re	-	Realteil
s	m	Wandstärke

Symbol	Einheit	Beschreibung
T	s	Periodendauer
T_1	s	Zeitkonstante des Verzögerungsgliedes
T_2	s	Zeitkonstante des Verzögerungsgliedes
v	m/s	Geschwindigkeit
V	m ³	Volumen
W_D	Nm	Dämpfarbeit
x	m	Weg
x^*	m	Komplexer Weg
$\dot{x}$	m/s	Erste Ableitung des Weges nach der Zeit
$\ddot{x}$	m/s ²	Zweite Ableitung des Weges nach der Zeit
$\hat{x}$	m	Wegamplitude
x_0	m	Weganregung
α	°	umlaufender Winkel der Weganregung
δ	1/s	Dämpfungsgrad
ϵ	-	Dehnung
φ	°	Phasenwinkel zwischen Weganregung und Kraftantwort
Γ	%	Gütwert
η	-	Verhältnis von Anregungskreisfrequenz zu Eigenkreisfrequenz
σ	N/m ²	Spannung
$\tau_{D,eff}$	s	effektives Dämpfersteifigkeitsverhältnis = Quotient aus d_D zu c_D
τ_{Modul}	s	Modulsteifigkeitsverhältnis = Quotient aus d_D zu c_{TM}
ω	rad/s	Anregungskreisfrequenz
ω_0	rad/s	Eigenkreisfrequenz
ω_e	rad/s	Eckkreisfrequenz

Index	Beschreibung
<i>a</i>	außen
<i>c</i>	Federelement betreffend
<i>d</i>	Dämpfelement betreffend
<i>D</i>	Dämpfer
<i>dyn</i>	dynamisch
<i>eff</i>	effektiv
<i>el</i>	elastisch
<i>i</i>	innen
<i>K</i>	Kolben
<i>Kst</i>	Kolbenstange des Schwingungsdämpfers
<i>Modul</i>	Dämpfermodul bestehend aus Schwingungsdämpfer und Topmount
<i>Öl</i>	die Ölsäule im Dämpfer betreffend
<i>rel</i>	relativ
<i>TM</i>	Topmount
<i>Zylinder</i>	Arbeitszylinder des Schwingungsdämpfers

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Beschreibung
CAE	Computer Aided Engineering
CDC	Continous Damping Control
CTR	Corner Test Rig
MRF	Magnetoreologische Flüssigkeiten

1 Einleitung

1.1 Motivation

Das subjektive Fahrgefühl eines Fahrzeuginsassen wird in hohem Maße durch verschiedene, während der Fahrt auftretende Störungen, wie beispielsweise Lärmentwicklung im Fahrgastraum, Vibrationen, Stöße und Bewegungen des Fahrzeugaufbaus, bestimmt. Gelangen Schwingungen in den Fahrzeuginnenraum, können sie dort hörbar oder spürbar wahrgenommen werden. Dabei haben insbesondere Schwingungen des Fahrzeugs, welche auf den Fahrzeuginsassen einwirken, negative Auswirkungen auf dessen Komfortempfinden. Je stärker die Fahrzeuginsassen infolge dessen belastet werden, umso schlechter wird der Komforteindruck bewertet.

Um Schwingungen des Aufbaus und der Räder in deren Resonanzfrequenzen zu reduzieren, werden Schwingungsdämpfer in Fahrwerken verbaut. Schwingungsdämpfer für Pkw-Radaufhängungen werden bei ZF Friedrichshafen AG entsprechend der Vorgaben der Fahrzeughersteller für jedes Fahrzeugmodell derart ausgelegt, dass die Dämpfung den gewünschten Beitrag zum Fahrereindruck leistet. Zu diesem Zweck werden die Dämpfer auf das jeweilige Fahrzeugmodell abgestimmt, indem die gewünschten Dämpfungseigenschaften im Fahrversuch ermittelt und im Dämpfer eingestellt werden. Die spezifischen Dämpfungseigenschaften werden in hydraulischen Dämpfern durch die Konstruktion der Hydraulikventile realisiert, aus deren Strömungswiderständen die Dämpferkennlinie folgt. Diese Art der Abstimmung von Schwingungsdämpfern erfordert zahlreiche praktische Versuche im Laufe einer Fahrzeugentwicklung und ist entsprechend aufwendig und kostspielig.

Die Anbindung des Dämpfers an die Karosserie wird bei konventionellen Pkws mittels Elastomerlager umgesetzt. Die Elastizität dieser Lager dient u.a. der Schwingungs- isolation und damit dem Fahrkomfort. Wird ein Dämpfer standardmäßig senkrecht in der Fahrzeugachse verbaut, so ist das obere Elastomerlager (das in dieser Arbeit mit dem Begriff „Topmount“ bezeichnet wird) über die Kolbenstange mit dem Schwingungsdämpfer verbunden.

In diesem Schwingungssystem weist sowohl der Dämpfer als auch das Dämpferlager federnde und dämpfende Eigenschaften auf, die sich auf die Schwingungsübertragung von Rad zu Fahrzeugaufbau auswirken. Der translatorische Freiheitsgrad der Kol-

benstange ermöglicht dieser Masse zwischen Dämpfer und Topmount zu schwingen. Mit der Kombination dieser Bauteile folgen neue Schwingungseigenschaften der Rad-aufhängung. Diese Wechselwirkung zwischen Dämpfer und Dämpferlager erschwert bei getrennter Bauteilentwicklung das Erreichen der gewünschten Dämpfungs- und Federungseigenschaften des Gesamtfahrzeugs.

1.2 Aufgabenstellung

Vor diesem Hintergrund stellt sich die Aufgabe, die Wechselwirkung von Schwingungsdämpfer und Dämpferlager zu untersuchen und zu beschreiben, um die versuchstechnische Ermittlung der Übertragungseigenschaften dieses Subsystems zum Erreichen eines gewünschten Komforteindrucks zu erleichtern.

Die Festlegung einer speziellen Hydraulikeinstellung des Dämpfers im Fahrversuch impliziert, dass es sich um einen Vorgang handelt, in dem der Dämpfer eine Anregung erfährt, die zu einer Relativbewegung zwischen Kolbenstange und Arbeitszylinder führt. Hinsichtlich dieses Anregungsbereichs wird der Dämpfer durch seine Kraft-Geschwindigkeits-Kennlinie charakterisiert.

Da die Dämpferkennlinie ausschließlich in der Dämpferachse wirkt, ist die Wechselwirkung von Dämpfer und Topmount in dieser Achse zu untersuchen. Entsprechend können die Lagereigenschaften in anderen Raumachsen vernachlässigt werden.

Folglich werden zur Charakterisierung der beiden Bauteile im Rahmen dieser Untersuchung deren Kennlinien herangezogen. Hierfür werden sowohl die statischen als auch die dynamischen Kennlinien bzw. Bauteileigenschaften berücksichtigt.

Auf dieser Basis sind Auslegungsvorschriften zu entwickeln, mit denen die Kennlinien von Dämpfer und Topmount derart aufeinander abgestimmt werden, dass Schwingungen, die einen negativen Einfluss auf den Fahrkomfort ausüben, vermieden werden. Des Weiteren sind die Übertragungseigenschaften des beschriebenen Schwingungssystems auf Basis der Bauteileigenschaften zu quantifizieren.

1.3 Methodik

Um Auslegungskriterien für eine kombinierte Kennlinienabstimmung von Dämpfer und Topmount hinsichtlich des Fahrkomforts aufstellen zu können, wird im ersten Schritt die Bedeutung von Fahrkomfort sowie dessen subjektive und objektive Erfassung geklärt. Im Weiteren werden bisher vorhandene charakteristische Größen des Dämpfermoduls erläutert.

Aus dem Stand der Technik werden zur Erforschung der Wechselwirkung von Dämpfer

und Topmount zwei Untersuchungsschwerpunkte abgeleitet.

Erstens wird das Dämpfermodul als Übertragungsglied von fahrbahninduzierten Schwingungen untersucht, um zu erklären, wie diese unvermeidlichen Schwingungen in Abhängigkeit von den Bauteileigenschaften über den Dämpfer und das Dämpferlager an den Fahrzeugaufbau weitergeleitet werden. Die Übertragungseigenschaften der Bauteile werden sowohl in einer analytischen Betrachtung als auch anhand von Messungen untersucht. Ein einfaches Simulationsmodell dient der weiteren Analyse des Übertragungsverhaltens des Dämpfermoduls. Zweitens werden Schwingungen analysiert, die nicht in der Weganregung des Dämpfers enthalten sind und daher als „modul-erregte Schwingungen“ bezeichnet werden. Mit dem Ziel, den Entstehungsmechanismus dieser modulerregten Schwingungen zu erklären, wird ein teilphysikalisches Simulationsmodell des Dämpfermoduls verwendet. Weiterhin werden praktische Versuche sowie analytische Berechnungen zur Erklärung herangezogen.

Auf Basis der aus den Untersuchungsschwerpunkten gewonnenen Erkenntnisse werden Vorgaben zur Kennliniengestaltung von Dämpfer und Dämpferlager hinsichtlich des Fahrkomforts erstellt.

2 Stand der Technik: Fahrkomfort auf Dämpfermodul-Ebene

Werden die Fahreigenschaften eines Fahrzeugs unter dem Oberbegriff „Fahrdynamik“ nach den translatorischen Freiheitsgraden getrennt, so beschreibt die Fahrzeuglängsdynamik das Antreiben und Bremsen des Fahrzeugs, die Querdynamik die Fahrstabilität sowie das Kurvenverhalten und die Vertikaldynamik das Federungs- und Dämpfungsverhalten, welches als Zielgrößen den Fahrkomfort und die Fahrsicherheit hat¹.

Da die Verwendung des Begriffs „Fahrdynamik“ in der Literatur nicht konsequent eingehalten wird, bietet es sich an, die englischen Bezeichnungen „Ride“ und „Handling“ zu verwenden. Dabei versteht man unter Ride, die auf den Menschen einwirkenden Fahrzeugschwingungen und Handling beschreibt die Fahrzeugreaktionen auf Lenkeingriffe oder Lenkmanöver².

Zur Bewertung der Fahrbarkeit von Pkws wurden seit 1970 objektive Kriterien angewendet, um damit messbar die Fahrsicherheit zu erfassen und zu verbessern. Heutzutage kann neben ausgefeilten Handlingeigenschaften ebenso der Fahrkomfort die Verkehrssicherheit erhöhen, indem die Konzentrationsfähigkeit des Fahrers durch hohen Fahrkomfort wenig beeinträchtigt wird^{3,4}.

Entsprechend der gewählten Aufgabenstellung, Dämpfer und Dämpferlager hinsichtlich des Fahrkomforts anzupassen, wird in diesem Kapitel zunächst der Begriff Fahrkomfort erläutert. Neben der subjektiven Bewertung der Fahrzeugeigenschaften müssen diese auch objektiv erfasst werden, um relevante Fahrzeugschwingungen auf die Bauteileebene des Dämpfermoduls herunterbrechen zu können.

¹HeiBing/Ersoy (2007): Fahrwerkhandbuch S.35

²Dragon et al. (2007): Objektive und subjektive Abstimmung der Fahrkultur mittels digitaler Prototypen unter Einbeziehung von Simulatoren S.182

³Mitschke/Klingner (1998): Schwingungskomfort im Kraftfahrzeug S.18

⁴Stumpf (2005): Evaluation and Measurement of Driving Comfort S.92

2.1 Gesamtfahrzeugschwingung

Im Folgenden werden die Begriffe „Ride“ und „Handling“ näher erläutert, um Fahrkomfort von Fahrdynamik abzugrenzen. Unter diesen Aspekten werden unterschiedliche Anforderungen an ein Fahrzeug gestellt und dieses damit auf verschiedene Weise bewertet.

2.1.1 Handling

Die Kriterien zur Bewertung des Fahrverhaltens wurden in den Anfängen der Objektivierung von Fahrversuchen zunächst für Handling-Eigenschaften definiert. Da in der Anfangsphase der Automobilentwicklung das Schleudern des Fahrzeugs bei schnellen Lenkbewegungen und beim Bremsen ein großes Problem war, wurde dieses Fahrverhalten zunächst durch forcierte Schleuderversuche getestet⁵. Ab den 1960er Jahren konnten die Versuche durch den Einsatz mobiler Messtechnik ergänzt werden, um damit objektive Werte für die Fahrdynamik zu ermitteln.

Verfahren und Kriterien zur Bewertung des Fahrverhaltens konzentrierten sich seit 1970 auf die Hauptfahrsituationen „Geradeausfahrverhalten“, „Kurvenverhalten“, „Wechselkurvenverhalten“ und „Übergangsverhalten“. Jeder Hauptfahrsituation werden fahrdynamische Testverfahren und daraus abgeleitet mögliche Bewertungskriterien zugeordnet⁶. Beispielsweise ist ein wichtiges objektives Bewertungsverfahren die „stationäre Kreisfahrt“. Die Beurteilung erfolgt hierbei mittels der maximalen Querbeschleunigung sowie über der Querbeschleunigung aufgetragene Funktionen des Lenkradwinkels, Schwimmwinkels, Wankwinkels und Lenkradmomentes⁷.

Neben den messtechnisch erfassbaren Größen der Querdynamik wird das Handling ebenfalls subjektiv bewertet. In⁸ werden hierfür u.a. die Begriffe „Lenkung“, „Fahrbahnkontakt“ und „Stabilität“ zur Beschreibung des Fahrverhaltens verwendet. Bei der Zusammenfassung⁹ der signifikanten Zusammenhänge zwischen objektiven Kennwerten und Subjektivurteilen, die durchgängig und nicht nur bei einzelnen Manövern auftreten, ist zu sehen, dass zur Beschreibung der Stabilität neben dem Schwimmwinkel der Zeitverzug zwischen Lenkradwinkel und Giergeschwindigkeit, Schwimmwinkel sowie Querbeschleunigung herangezogen werden.

⁵Zomotor (2000): Historische Entwicklung der Beurteilungsmethoden für das Fahrverhalten S.1

⁶Zomotor/Braess/Rönitz (1997): Verfahren und Kriterien zur Bewertung des Fahrverhaltens von Personwagen - Ein Rückblick auf die letzten 20 Jahre S.781

⁷Zomotor (2002): Online-Identifikation der Fahrdynamik zur Bewertung des Fahrverhaltens von Pkw S.17

⁸Riedel (2000): Subjektive und objektive Beurteilung des Handling von Pkw S.32

⁹Riedel (2000): Subjektive und objektive Beurteilung des Handling von Pkw S.41

Fahrtests dienen neben der Erfassung der physikalischen Messgrößen auch der Ermittlung von Korrelationen zwischen subjektiven und objektiven Daten. In den Bereichen der Quer- und Längsdynamik ist hierfür die Verwendung von closed loop tests notwendig¹⁰. „Bei diesem Verfahren wird das Gesamtsystem zusammen mit dem Fahrer geprüft“¹¹. Es ist zu berücksichtigen, dass fahrdynamische Eigenschaften erst durch die individuelle Interaktion zwischen Fahrzeug und Fahrer hervortreten, weshalb nicht Fahrzeugeigenschaften, sondern Anforderungen aus dem Fahren beurteilt werden¹².

Zur Objektivierung von Handling-Eigenschaften werden in der internationalen Normung beispielsweise folgende Fahrmanöver „Stationäre Kreisfahrt“ (DIN ISO 4138¹³), „Bremsen in der Kurve“ (DIN ISO 7975¹⁴) oder ISO-Spurwechsel (ISO 3888¹⁵) vorgeschrieben.

2.1.2 Ride

Die Beurteilung von Fahrkomfort (Ride) ist die Bewertung störender Schwingungen. „Die Wahrnehmung der Fahrzeugschwingungen erfolgt dabei recht unterschiedlich. So nimmt der Fahrer die langsame Bewegung des Fahrzeugaufbaus (1-2 Hz) sowohl physisch als Schwingung, wie auch als optisch wahr.“¹⁶ Abbildung 2.1 verdeutlicht die Frequenzbereiche, welche fühlbar oder hörbar erfasst werden und den fließenden Übergang dieser Bereiche zwischen 10Hz und 100Hz.

Bekannt ist, dass Fahrzeuginsassen bei der Einschätzung der Geräuschqualität durch die vorhandene Schwingungssituation beeinflusst werden. Das Ergebnis ist, dass bei Überschreiten eines bestimmten Schwingdepots die subjektive Beurteilung negativ beeinflusst wird. „Andererseits wird bei Überschreiten einer bestimmten, nicht näher definierten Lautheitsschwelle dieser Parameter als Beurteilungskriterium herangezogen, ohne die Schwingbelastung weiter zu berücksichtigen.“¹⁷

¹⁰Kudritzki (2000): Möglichkeiten der Objektivierung subjektiver Beurteilungen des Fahrzeugverhaltens S.12

¹¹Zomotor (1991): Fahrverhalten S.220

¹²Neukum/Krüger/Schuller (2001): Der Fahrer als Meßinstrument für fahrdynamische Eigenschaften?

¹³DIN ISO 4138: Stationäre Kreisfahrt

¹⁴DIN ISO 7975: Bremsen in der Kurve

¹⁵ISO 3888: ISO Spurwechsel

¹⁶Dragon et al. (2007): Objektive und subjektive Abstimmung der Fahrkultur mittels digitaler Prototypen unter Einbeziehung von Simulatoren S.188

¹⁷Genuit/Poggenburg/Zimmer (2000): Die Wiedergabe von binauraler Akustik und Schwingungen im Fahrzeuginnenraum als Verfahren zur Ermittlung des subjektiven Komfortempfindens S.159

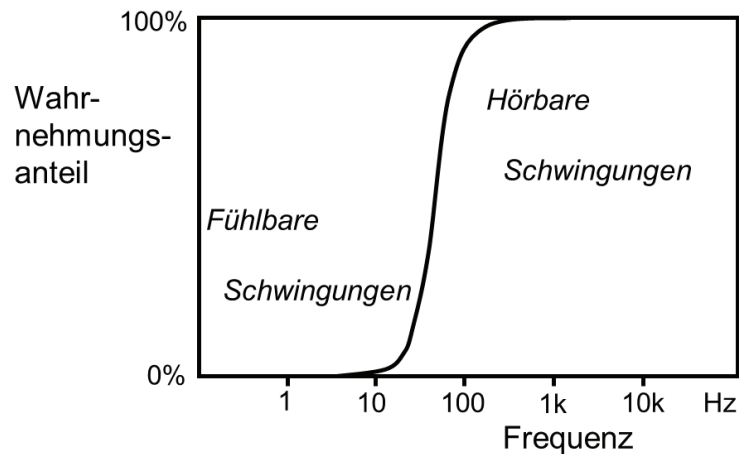


Abbildung 2.1: Wahrnehmung von Schwingungen (nach¹⁸⁾)

Aus der bekannten Abkürzung NVH (Noise, Vibration, Harshness) stellt Harshness (im Deutschen als „Rauheit“ übersetzt) den Übergangsbereich zwischen dem Bereich mit überwiegendem Schwingungsanteil (Vibration) und dem mit überwiegendem Geräuschanteil (Noise) dar, womit das Abrollverhalten von Reifen und Radaufhängung bezeichnet wird¹⁹.

Die beschriebenen Schwingungen, die den Fahrkomfort beeinträchtigen, können sowohl über das Fahrwerk als auch über den Antriebsstrang an den Fahrer gelangen. „So kann in Abhängigkeit von Fahrgeschwindigkeit und Unebenheitsfolge eine Erregerfrequenz auftreten, die genau die Eigenfrequenz der Aggregatelagerung trifft.“²⁰ Die aus den Schwingungen des Motors resultierenden Fahrzeugschwingungen werden als „Stuckern“ bezeichnet. Dieses Motorstuckern liegt üblicherweise im Frequenzbereich von etwa 5 bis 15 Hz und ist aus diesem Grund an Händen, Füßen und Oberkörper der Insassen spürbar²¹.

Ebenso gibt es Schwingungsübertragungswege von der Fahrbahn über das Fahrwerk zum Fahrer. Fahrbahninduzierte Schwingungen werden durch die Reifen und Räder auf die Radaufhängungen und von dort über die Fahrwerksanbindungspunkte auf die Karosserie übertragen²². „Von dort werden sie über das Lenkrad, den Fußboden, den Sitz und über den von der Karosserie verursachten Luftschall im Innenraum auf den

¹⁸Hieronimus (1992): Anforderungen an Schwingungs- und Akustikberechnungen aus Sicht der Fahrzeugentwicklung S.52

¹⁹Hazelaar (1994): Fahrwerkschwingungen und Komfortbeurteilung bei kurzweiliger Anregung (Achsrauhigkeit) S.1

²⁰Barnstorf (2003): Objektivierung des subjektiven Fahrkomfortempfindens S.145

²¹Barnstorf (2003): Objektivierung des subjektiven Fahrkomfortempfindens S.145,146

²²Barnstorf (2003): Objektivierung des subjektiven Fahrkomfortempfindens S.144

Insassen übertragen, der die auf ihn einwirkenden Schwingungen beurteilt und eine mehr oder weniger große Komfortminderung empfindet.“²³

Das Fahrwerk beinhaltet Schwingungsübertragungswege über die Lenkung, den Hilfsrahmen und die Radaufhängung. Zu komfortrelevanten Eigenschaften der Radaufhängung zählt unter anderem das Vermögen, Vertikalbeschleunigungen des Reifens vom Fahrzeugaufbau zu isolieren. Es wird unterschieden in wie weit der Reifen durch verschiedene Fahrbahnoberflächen ausgelenkt wird. Beispielsweise wird der Abrollkomfort über Flickasphalt oder Rauasphalt ermittelt, wohingegen die Beschreibung der Kantenempfindlichkeit über Querfugen und Stoßkanten erfolgt²⁴. In ²⁵ wird eine Vielzahl von Fahrzeugeigenschaften, wie beispielsweise

- Abrollkomfort
- Abrollgeräusch
- Schluckvermögen
- ...

beschrieben, die in die Bewertung des Fahrkomforts eingehen.

2.2 Erfassung des Fahrkomforts

Fahrzeugschwingungen werden unmittelbar von den Fahrzeuginsassen wahrgenommen und je nach Fahrsituation bewertet. Die Bewertung erfolgt in einem subjektiven Ausdruck auf Basis des Fahrempfindens. Um diesen Fahreindruck von persönlichen Einflüssen zu lösen, wird er mittels Objektivierungsmethoden durch messtechnisch erfasste Größen berechnet.

2.2.1 Subjektive Bewertung

Zur Ermittlung der subjektiven Fahrzeugbewertung werden Probanden im Fahrversuch Fragebögen zur Erfassung des Fahrempfindens vorgelegt. Experten verwenden hier spezielle Fachbegriffe zur Beschreibung des Fahrverhaltens, weshalb für Normalfahrer zur Dokumentation ein extra Fragebogen verwendet werden sollte²⁶. Abbildung 2.2 zeigt ein Beispiel für einen Bewertungsbogen, wie er im Fahrversuch ausgefüllt wird.

²³Hazelaar (1994): Fahrwerkschwingungen und Komfortbeurteilung bei kurzweiliger Anregung (Achsrauhigkeit) S.1

²⁴Heißing/Brandl (2002): Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens S.114 ff

²⁵Heißing/Brandl (2002): Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens S.114 ff

²⁶Riedel (2000): Subjektive und objektive Beurteilung des Handling von Pkw S.28

Die Randbedingungen der Fahrt sind schriftlich festzuhalten, um die Randbedingungen der Beurteilungen kontrollieren zu können. Die Aufbaubewegungen um die Fahrzeugachsen sind in diesem Bogen aufgenommen, ebenso wie spezielle komfortrelevante Eigenschaften. Die Beurteilung der Fahreigenschaften erfolgt mit Noten von 1 bis 10^{27,28}. Die Note 10 sagt aus, dass es keine störenden Vibrationen oder Geräusche gibt. Je kleiner der Notenwert ist, umso stärker sind Schwingungen vom Fahrer wahrnehmbar.

Fahrt										
Fahrer										
Datum										
Wetter / Temp.										
Abfahrt / Ankunft										
	Rating					Kommentar				
Nicken										
Gieren										
Wanken										
Kopieren										
Balance										
Abrollverhalten										
Abrollgeräusch										
Abtastverhalten										
Abtastgeräusch										
Schluckvermögen										
Stoßgeräusch										
Bewertungsindex	nicht annehmbar				Grenzfall	annehmbar				
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Vibrationen Geräusche	nicht annehmbar			Unangenehm	Verbesserung erforderlich	mäßig	leicht	Sehr leicht	Spuren	keine

Abbildung 2.2: Beispiel Bewertungsbogen²⁹

Versuchsfahrten zur Erprobung unterschiedlicher Fahrzeugeigenschaften werden entweder mit verschiedenen Fahrzeugen oder mit einem Fahrzeug in mehreren Modifikationen durchgeführt. Bei Testfahrten, die dem Vergleich von Fahrzeugeigen-

²⁷Heißing/Brandl (2002): Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens S.27

²⁸Kudritzki (2000): Möglichkeiten der Objektivierung subjektiver Beurteilungen des Fahrzeugverhaltens S.15

²⁹ZF Friedrichshafen AG: internes Dokument

schaften dienen, ist darauf zu achten, dass die oben genannten Randbedingungen während der Fahrt gleich sind. Das gilt sowohl für Wetter und Temperatur als auch für den Beladungszustand einschließlich des Tankfüllstandes und den Reifenluftdruck. Um die Reproduzierbarkeit der Subjektivurteile abzu prüfen, sind Blindversuche, in denen die Fahrer den Stand der zu beurteilenden Bauteile nicht kennen, durchzuführen.

Bei der Versuchsstruktur ist laut³⁰ auf folgendes zu achten:

- Die zu beurteilende Größe muss tatsächlich variiert werden.
- Ein Einführungsprogramm für die Probanden kann zu vergleichbaren Eingangsvoraussetzungen führen.
- Bei unterschiedlichen Startvoraussetzungen der Probanden ist eine gewollte Überprüfung der Eingewöhnung möglich.
- Den Versuchspersonen sollten sowohl die Fahrzeugvarianten als auch die Testreihenfolge nicht bekannt sein.
- Die Beurteilungen sollten direkt nach einem Test und in Relation zu einer Referenzfahrt festgehalten werden.

Ein subjektiver Fahreindruck muss nicht in Fahrversuchen entstehen, sondern kann ebenso mittels Fahrsimulatoren gegeben werden^{31,32}.

Ein weiterer Ansatz, neben der Bewertung der Fahrzeugeigenschaften durch den Fahrer, ist die Auswertung der Beanspruchung des Fahrers. Dieser Ansatz wurde aus der Tatsache entwickelt, dass der Fahrer neben der Erfüllung der Fahraufgabe beachten muss, sich selbst in einem energetischen Zustand zu halten, der ihm die Erfüllung der Fahraufgabe erlaubt. „Offensichtlich besteht ein negativer Zusammenhang zwischen Beanspruchung und Bewertung.“³³

2.2.2 Objektive Bewertung

Zur Bereitstellung eines Werkzeuges, das den subjektiven Komforteindruck berechnet, ist es zunächst wichtig, das Schwingungsverhalten des Menschen im Fahrzeug

³⁰Kudritzki (2000): Möglichkeiten der Objektivierung subjektiver Beurteilungen des Fahrzeugverhaltens S.14

³¹Lennert/Wölfel (2007): Ansatz zur Objektivierung von Schwingungskomfort und Erläuterung anhand eines Praxisbeispiels S.219

³²Dragon et al. (2007): Objektive und subjektive Abstimmung der Fahrkultur mittels digitaler Prototypen unter Einbeziehung von Simulatoren

³³Krüger/Neukum/Schuller (1999): Bewertung von Fahrzeugeigenschaften - vom Fahrgefühl zum Fahrergefühl S.15

zugänglich zu machen³⁴. Somit ist die Kenntnis der menschlichen Schwingungswahrnehmung erforderlich. „Sie ist eine Funktion der Anregungsintensität und der Frequenz.“³⁵ „Je nach Einleitungsstelle werden stochastische Schwingungen um 23 bis 26 % stärker empfunden als periodische.“³⁶ „Fahrgefühl beschreibt das komplexe subjektive Empfinden der beim Fahren auftretenden Wechselwirkungen zwischen Mensch und Fahrzeug.“³⁷ Die Abstraktion des menschlichen Schwingungsempfindens erfordert zur Objektivierung ein umfangreiches Menschmodell. Die wichtigste Größe zur Beschreibung des Ganzkörperschwingungsverhaltens des sitzenden Menschen ist die Eingangsimpedanz am Gesäß. Die Eingangsimpedanz ist das im Frequenzbereich gebildete Verhältnis von komplexer Kraftamplitude zu komplexer Geschwindigkeitsamplitude an der Schnittstelle Mensch - Sitz³⁸. Ganzkörperschwingungen werden u.a. über die Kopfübertragungsfunktion definiert, diese beschreibt das Verhältnis der Antwort am Kopf zu einer Bewegung an der Erregerstelle, beim sitzenden Menschen also am Gesäß. Die Eingangsimpedanz bzw. Kopfübertragungsfunktion zeigt eine Abhängigkeit von folgenden Einflussgrößen: Massenperzentil, Geschlecht (Unterschied auch bei gleichem Gewicht), Intensität der Anregung, Haltung³⁹.

Bereits in den Anfängen der Ermittlung des Schwingempfindens (1934) saßen Probanden auf einer schwingenden Vorrichtung, die mit steigender Frequenz angeregt wurde bis die Schwingung von den Passagieren als unangenehm bewertet wurde⁴⁰. Ergebnisse von Probandenversuchen zur Bewertung von Schwingungen am menschlichen Körper wurden in der Richtlinie VDI 2057, die im Jahre 1963 erstmalig herausgegeben wurde, systematisch zusammengefasst.

Zur Berechnung der darin beschriebenen Schwingstärke K müssen Hand-, Fuß- und Sitzschwingungen sowie zur Bestimmung des Gesamt-K-Wertes Hub- und Nickschwingungen gemessen werden⁴¹.

Auf internationaler Basis wurden neue Erkenntnisse sowie weitere Bewertungsmethoden diskutiert und eine Anpassung der ISO2631 vorgenommen⁴². Im Hinblick auf

³⁴Pankoke/Cullmann/Wölfel (2000): Darstellung des Schwingungsverhaltens von Pkw-Insassen - Symbiose aus experimenteller und numerischer Simulation S.161

³⁵Mitschke/Klingner (1998): Schwingungskomfort im Kraftfahrzeug S.19

³⁶Mitschke/Klingner (1998): Schwingungskomfort im Kraftfahrzeug S.19

³⁷Schöggel (2000): Objektivierung und Optimierung der Fahrbarkeit im Fahrzeug und im dynamischen Prüfstand S.123

³⁸DIN 45676: Mechanische Eingangsimpedanzen und Übertragungsfunktionen des menschlichen Körpers

³⁹Wölfel/Rützel/Pankoke (2003): Der Einsatz von Menschmodellen zur Schwingungsoptimierung des Systems Mensch-Sitz-Fahrzeug und zur Bewertung der Schwingungseinwirkung auf den Menschen

⁴⁰Best (1984): Vehicle Ride - Stages in Comprehension S.205

⁴¹Mitschke/Cucuz/Hennecke (1995): Bewertung und Summationsmechanismen von ungleichmäßig regellosen Schwingungen S.788 ff

⁴²VDI2057: Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen

die Anpassung an die internationale Normung und auf Grund der unterschiedlichen Anwenderkreise, die nicht alle die Bewertete Schwingstärke K verwenden, wird nun in dieser Richtlinie die frequenzbewertete Beschleunigung als Belastungsparameter verwendet und für Ganzkörper-Schwingungen und Hand-Arm-Schwingungen getrennt herausgegeben.

„Für den Vergleich von Versuchsvarianten ist eine absolute Beschreibung des Komfortzustandes nicht notwendig.“⁴³ Zur Komfortbewertung dient vereinfacht die Messung der Aufbaubeschleunigung, die ohne spezielle Objektivierungsmethoden mittels ihres Leistungsspektrums bewertet wird^{44,45,46}.

Zur Untersuchung des Luftschalls im Fahrzeug werden üblicherweise Fahrzeuginnengeräuschemessungen, Geräuschpfadanalysen, Betriebsschwingungsanalysen und experimentelle Modalanalysen durchgeführt⁴⁷. Mittels Mess- und Simulationsverfahren können Innengeräusche in einzelne Übertragungspfade aufgegliedert werden, wodurch dominant beteiligte Pfade erkannt und untersucht werden können⁴⁸. Der Innengeräuschkomfort eines Pkw wird in der Versuchspraxis u.a. durch den Schalldruckpegel beschrieben⁴⁹.

Messungen zur Erfassung objektiver Bewertungsgrößen finden am Fahrzeug oder an Fahrzeugkomponenten statt. Das Fahrverhalten des Gesamtfahrzeugs wird entweder im Fahrversuch^{50,51,52} oder auf Prüfständen^{53,54} erfasst. Tabelle 2.1 zeigt eine Liste der üblichen Messverfahren.

⁴³Vogel/Felbrich/Dohmen (1999): Methoden zur Entwicklung des Schwingungskomforts S.243

⁴⁴Besigner/Cebon/Cole (1995): Damper Models for Heavy Vehicle Ride Dynamics

⁴⁵Falkner/Reinalter (2005): Einfluss fahrbahnerregter Schwingungen auf Lastkollektiv, Bauraumbedarf und Fahrkomfort

⁴⁶El-Gawwad (2002): Vehicle Ride Characteristics With Different Types of Shock Absorbers

⁴⁷Käsler/Prinzler (2003): Vibroakustisches Benchmarking S.157

⁴⁸Eisele et al. (2008): Optimierung des Fahrwerksgeräusches S.260

⁴⁹Hieronimus (1992): Anforderungen an Schwingungs- und Akustikberechnungen aus Sicht der Fahrzeugentwicklung S.49

⁵⁰Kosfelder (2005): Die Objektivierung des Schwingungskomforts von Kraftfahrzeugen auf der Grundlage globaler Bewegungsformen

⁵¹Barnstorf (2003): Objektivierung des subjektiven Fahrkomfortempfindens

⁵²Hazelaar (1994): Fahrwerkschwingungen und Komfortbeurteilung bei kurzweiliger Anregung (Achsrauhigkeit)

⁵³Seemann (2001): Identifikation und Optimierung des Fahrzeugschwingungskomforts unter Berücksichtigung nichtlinearer Fahrwerkseigenschaften

⁵⁴Hazelaar (1994): Fahrwerkschwingungen und Komfortbeurteilung bei kurzweiliger Anregung (Achsrauhigkeit)

⁵⁴Bukovics et al. (1998): Direkte Messungen von Schwingungskräften - Ein Weg zu verbessertem Abrollkomfort S.533

Tabelle 2.1: Übliche Verfahren zur Analyse von Körperschallproblemen (nach⁵⁴)

Verfahren	Auswertung
Innengeräusch	Pegel, Spektren
Beschleunigungen an Komfortpunkten	Zeitsignale, Pegel, Spektren
Beschleunigungen Bauteile	Zeitsignale, Pegel, Spektren
Betriebsschwingungsformen	Betriebsschwingungsform (Zeit-/Frequenzbereich)
Kraftmessungen (direkt, indirekt)	Zeitsignale, Pegel, Spektren
Transfer-Pfad-Analyse	Übertragungswege
Modale Analyse	Übertragungsfunktionen, Eigenwerte, Eigenmoden

Grundvoraussetzungen für die Kompatibilität der fahrdynamischen Subjektivbeurteilung zu objektiven Testverfahren und der Simulation sind ⁵⁶:

- Definition von Teilmanövern mit Festlegung der Streckenverläufe, Geschwindigkeitsprofile und Umweltbedingungen
- Zuordnung der Teilmanöver zu fahrdynamischen (Teil-) Eigenschaften
- Definition der Begrifflichkeiten zur Beschreibung der Fahreigenschaften

Forschungsarbeiten zu dieser Thematik unterscheiden sich bei der Ermittlung der objektiven Werte in Anzahl und Ort der Messgrößen und deren Verarbeitung mittels Auswertelgorithmen, die verschiedene Verknüpfungsmethoden der subjektiven und objektiven Werte verwenden.

Eine Korrelation zwischen dem subjektiven Fahrempfinden und den objektiven Messwerten wird in den meisten Fällen durch einfache oder multiple Regression angestellt^{57, 58, 59, 60, 61, 62}.

Neben der Regressionsart haben ebenso der Fahrer, die Extremwerte und die Güte der Korrelation Einfluss auf das Ergebnis⁶³. „Regressions- und/oder Korrelations-Untersuchungen sind erschwert durch⁶⁴:

⁵⁶Kriegel/Spamm/Gies (2006): Von der objektiven Größe zur subjektiven Bewertung der Fahrdynamik S.4

⁵⁷Riedel (2000): Subjektive und objektive Beurteilung des Handling von Pkw

⁵⁸Kudritzki (2000): Möglichkeiten der Objektivierung subjektiver Beurteilungen des Fahrzeugverhaltens

⁵⁹Barnstorf (2003): Objektivierung des subjektiven Fahrkomfortempfindens

⁶⁰Dragon et al. (2007): Objektive und subjektive Abstimmung der Fahrkultur mittels digitaler Prototypen unter Einbeziehung von Simulatoren

⁶¹Hazelaar (1994): Fahrwerkschwingungen und Komfortbeurteilung bei kurzweiliger Anregung (Achsrauhigkeit)

⁶²Pischinger et al. (2006): MTZ Motortechnische Zeitschrift, Nr. 11, Bd. 67,

⁶³Kudritzki (2000): Möglichkeiten der Objektivierung subjektiver Beurteilungen des Fahrzeugverhaltens

⁶⁴Kriegel/Spamm/Gies (2006): Von der objektiven Größe zur subjektiven Bewertung der Fahrdynamik S.3

- oft nicht klare Differenzierbarkeit von abhängigen und unabhängigen Größen
- Notwendigkeit einer hohen Anzahl von Versuchsergebnissen
- Sicherstellung von hinreichend geringen Toleranzen und Fehlern bei Messungen
- Sicherstellung von einheitlichen, vergleichbaren subjektiven Bewertungen“

2.3 Subsystem Dämpfer-Lager

Bei der Erfassung und Beurteilung des Fahrkomforts werden mechanische Schwingungen, die als Körperschall an den Fahrer weitergeleitet werden, und akustische Schwingungen in Form von Geräuschen im Fahrzeuginnenraum bewertet. „Die Anforderungen an das Schwingungsverhalten des Fahrwerks lautet: Kein Geräusch und keine Schwingungen im Fahrzeuginnenraum.“⁶⁵ Die Radaufhängung bzw. das Dämpfermodul leitet fahrbahninduzierte Schwingungen weiter und kann zusätzlich Schwingungen erzeugen. Im Rahmen dieser Arbeit wird das Dämpfermodul auf das Subsystem von Schwingungsdämpfer und Topmount reduziert.

Dabei ist zu unterscheiden:

- Dämpfermodul als Übertragungsglied von fahrbahnerregten Schwingungen
- Dämpfer als Quelle von Schwingungen

2.3.1 Dämpfermodul als Übertragungsglied von Schwingungen

Die Kolbenstange des Dämpfers ist über das Topmount (oberes Elastomerlager des Dämpfers) mit dem Fahrzeugaufbau verbunden. Die Weiterleitung von Schwingungen durch das Dämpfermodul wird durch die Übertragungseigenschaften von Schwingungsdämpfer und Topmount bestimmt.

Topmounts mit hoher Steifigkeit führen zu einer guten Fahrdynamik, wohingegen weiche Lager Schwingungen besser isolieren⁶⁶. Da eine wichtige Aufgabe der elastischen Anbindung die Verminderung der Körperschallübertragung vom Fahrwerk in die Aufbaustruktur ist⁶⁷, muss zur Auslegung der Steifigkeit eines Lagers dieser Zielkonflikt gelöst werden.

Bei der Festlegung der Dämpferkennlinie muss ebenso ein Kompromiss zwischen

⁶⁵Kudritzki (1997): Integrierte Analyse des Fahrkomforts durch Betrachtung des Systems Fahrwerk in Versuch und Simulation S.411

⁶⁶Böcking/Heidrich/Rudolph (1999): Hydraulische Fahrwerkager S.270

⁶⁷Kolm/Kudritzki/Wachinger (1997): Optimierung des Fahrkomforts durch Betrachtung der Dämpfungseigenschaften der Radaufhängung S.104

Fahrkomfort und Fahrdynamik gefunden werden. Eine relativ hohe Dämpfung verbessert die Stabilisierung des Fahrzeugs, geringe Dämpfkkräfte dienen der Isolierung des Aufbaus⁶⁸.

Mit steigender Anregungsfrequenz ändern sich die Eigenschaften von Dämpfer und Dämpferlager.

Topmounts, die in den meisten Fällen als Gummimetall-Teile ausgeführt sind, werden durch ihre dynamische Steifigkeit, die mit steigender Frequenz zunimmt, charakterisiert. Um die dynamischen Eigenschaften des Dämpfers bzw. des Subsystems aus Dämpfer und Lager von den statischen zu unterscheiden, wird hierfür bisher ebenfalls die dynamische Steifigkeit des Systems herangezogen^{69,70,71,72,73,74,75}. Als dynamische Steifigkeit wird das frequenzabhängige Verhältnis der komplexen Dämpfkraft zur eingangsseitigen komplexen Auslenkung während einfacher harmonischer Schwingungen bezeichnet⁷⁶. Sie dient in vielen Fällen zur Parameteridentifikation für Simulationsmodelle u.a. bei^{77,78}.

Wie bei Dämpferlagern wird auch bei Schwingungsdämpfern ein Anstieg der dynamischen Steifigkeit verzeichnet. Folgende Ursachen werden u.a. in der Literatur für die „Versteifung“ genannt^{79,80,81}:

- Kompressibilität des Öls
- Elastizität des Arbeitszylinders

⁶⁸Causemann (2001): Kraftfahrzeugstoßdämpfer S.54

⁶⁹Shaw/Darling (1998): Development of hydro-elastic strut mountings for vehicle secondary ride enhancement: from concept to prototype evaluation S.129

⁷⁰Kolm/Kudritzki/Wachinger (1997): Optimierung des Fahrkomforts durch Betrachtung der Dämpfungseigenschaften der Radaufhängung S.111

⁷¹Lasai et al. (2000): Schwingungsanalyse von Subsystemen mit Hilfe der Simulation S.268

⁷²Seemann (2001): Identifikation und Optimierung des Fahrzeugschwingungskomforts unter Berücksichtigung nichtlinearer Fahrwerkseigenschaften S.35 ff

⁷³Eickhoff et al. (2009): Dynamische Eigenschaften eines Stoßdämpfermoduls S.360

⁷⁴Füllbier (2001): Systemansatz zur Untersuchung und Beurteilung des Abrollkomforts von Kraftfahrzeugen bei der Überfahrt von Einzelhindernissen S.42 ff

⁷⁵Troulis (2002): Übertragungsverhalten von Radaufhängungen für Personenwagen im komfortrelevanten Frequenzbereich S.39

⁷⁶Eickhoff et al. (2009): Dynamische Eigenschaften eines Stoßdämpfermoduls S.360

⁷⁷Troulis (2002): Übertragungsverhalten von Radaufhängungen für Personenwagen im komfortrelevanten Frequenzbereich S.39

⁷⁸Seemann (2001): Identifikation und Optimierung des Fahrzeugschwingungskomforts unter Berücksichtigung nichtlinearer Fahrwerkseigenschaften S.56

⁷⁹Meljnikov/Ammon (2000): Praxisgerechte Stoßdämpfermodelle für die Ride- & Handling-Simulation S.1097

⁸⁰Eickhoff et al. (2009): Dynamische Eigenschaften eines Stoßdämpfermoduls S.360

⁸¹Ammon (1997): Was macht der Stoßdämpfer mit dem Abrollkomfort? S.130

Die Versteifung der Radaufhängung führt laut⁸² zu längeren, schwächer gedämpften Abklingphasen und bewirkt, dass sich im Zusammenspiel mit anderen schwingungsfähigen Fahrwerkskomponenten komfortbeeinträchtigende Sekundär-Resonanzen einstellen können, die zu spürbaren und ggf. hörbaren Komfortbeeinträchtigungen führen. Die dynamische Steifigkeit sollte möglichst verringert werden, um die aus den Weganregungen des Systems resultierenden dynamischen Kräfte, die in die Karosseriestruktur eingeleitet werden, zu minimieren⁸³. Zur Reduzierung der dynamischen Steifigkeit des Dämpfermoduls werden Schwingungsdämpfer normalerweise über Gummimetall-Gelenke an der Karosserie gelagert⁸⁴. Durch geeignete Manipulation der dynamischen Eigenschaften von Dämpfer und Dämpferlager kann die dynamische Steifigkeit des Gesamtsystems herabgesetzt werden⁸⁵. Eine Verringerung der dynamischen Steifigkeit bei gleichzeitiger Erhöhung der relativen Dämpfung des Subsystems aus Dämpfer und Lager kann allerdings bei unveränderten Dämpfereigenschaften nicht erreicht werden⁸⁶. Als relative Dämpfung wird hier die Fläche der Hystereseschleife im Kraft-Weg-Diagramm bezogen auf die einschließende Rechteckfläche um die Hystereseschleife.

2.3.2 Dämpfer als Quelle von Schwingungen

Wirkt der Dämpfer als Schwingungsquelle, so entstehen dort Schwingungen, die nicht in der Weganregung enthalten sind. Diese Schwingungen erreichen die Fahrzeuginsassen in Form von Körperschall, wodurch ein bestimmtes Geräusch auftritt, das als „Poltergeräusch“ beschrieben wird⁸⁷. Das Geräuschniveau im Fahrzeug korreliert mit gemessenen Beschleunigungswerten an der Kolbenstange⁸⁸.

Diese Schwingungen der Kolbenstange werden von⁸⁹ in einem Simulationsmodell, das Feder- und Dämpfelemente sowie Massen des Schwingungsdämpfers berücksichtigt,

⁸²Ammon (1997): Was macht der Stoßdämpfer mit dem Abrollkomfort? S.132

⁸³Lasai et al. (2000): Schwingungsanalyse von Subsystemen mit Hilfe der Simulation S.268

⁸⁴Shaw/Darling (1998): Development of hydro-elastic strut mountings for vehicle secondary ride enhancement: from concept to prototype evaluation S.129

⁸⁵Kolm/Kudritzki/Wachinger (1997): Optimierung des Fahrkomforts durch Betrachtung der Dämpfungseigenschaften der Radaufhängung S.117

⁸⁶Lasai et al. (2000): Schwingungsanalyse von Subsystemen mit Hilfe der Simulation S.269

⁸⁷Haver (1994): Practical Techniques for Evaluation of Structure-borne and Air-borne noise of shock absorbers S.66

⁸⁸Amman/Greenberg (1999): Subjective evaluation and objective quantification of automobile Strut noise S.17

⁸⁹Zhang/Liu (2003): Research on Simulation and Test of the Nonlinear Responses for the Hydraulic Shock Absorber

registriert. In diesem Artikel, wie auch in⁹⁰, wird der Entstehungsmechanismus dieser Schwingungen nicht untersucht. Beide Quellen liefern diesbezüglich nur das Ergebnis, dass die Simulation der Kolbenstangenbeschleunigung im Zeit- und Frequenzbereich durch Berücksichtigung der Dämpfungshysterese besser mit der Messung übereinstimmt.

Folgende Entstehungsmechanismen für diese Kolbenstangenschwingungen werden in der Literatur genannt:

- Asymmetrische Verteilung der Zug- und Druckdämpfkkräfte
- Ventildynamik + Speichereffekt
- Reibung

Eine Ursache für Poltergeräusche ist die asymmetrische Verteilung der Zug- und Druckdämpfkkräfte^{91,92,93}. Durch diesen Kennlinienverlauf werden spektrale Komponenten erzeugt, die anregungsseitig nicht vorhanden sind. Hieraus entstehen impulsartige Anregungen, die während eines Richtungswechsels der Kolbenstangenbewegung auftreten. Diese Einträge können Resonanzen in der Karosserie anregen und zu hörbaren Geräuschen führen⁹⁴. Wobei bisher die konkrete Entstehung der relevanten Schwingungen nicht erklärt wird.

Das Öffnungs- und Schließverhalten der Ventile wird ebenso als Grund für die Schwingungen der Kolbenstange genannt^{95,96,97,98}. Der Entstehungsmechanismus, der aus den dynamischen Vorgängen im Dämpfer resultiert, wird in⁹⁹ wie folgt erklärt. Wenn der Dämpfer nach der Zugrichtung in die Druckrichtung wechselt, wird der vorher

⁹⁰Liu et al. (2002): Test and Simulation of Nonlinear Dynamic Response for Twin-Tube Hydraulic Shock Absorber

⁹¹Amman/Greenberg (1999): Subjective evaluation and objective quantification of automobile Strut noise S.17

⁹²Haver (1994): Practical Techniques for Evaluation of Structure-borne and Air-borne noise of shock absorbers S.69

⁹³Haver (1995): Structure-Borne Shock Absorber Noise: Non-Linear Noise Source Characterization in a Laboratory Environment S.157

⁹⁴Amman/Greenberg (1999): Subjective evaluation and objective quantification of automobile Strut noise S.17

⁹⁵Sacramento/Biera (2007): Simulation tool for shock absorber noise prediction in time and frequency domains S.217

⁹⁶Haver (1994): Practical Techniques for Evaluation of Structure-borne and Air-borne noise of shock absorbers S.65

⁹⁷Haver (1995): Structure-Borne Shock Absorber Noise: Non-Linear Noise Source Characterization in a Laboratory Environment S.157

⁹⁸Alberdi/Carnicero/Biera (2002): Shock absorber's knocking noise S.1898

⁹⁹Kruse/Schreiber (2007): Einfluss des dynamischen Druckaufbaus im Stoßdämpfer auf Fahrwerksgeräusche

aufgebaute Druck im oberen Arbeitsraum nicht mehr vollständig abgebaut. „Dieser „Speichereffekt“ hängt mit den strukturellen Elastizitäten und der Kompressibilität des hydraulischen Mediums zusammen.“¹⁰⁰ Damit ist der Volumenstrom an den Ventilen nicht stetig während eines Hubs, wodurch es zum Überspringen der Ventile kommen kann. Durch impulsartige Druckverläufe werden die Ölsäule und die Ventile in Schwingungen versetzt. In Folge sind diese Schwingungen „in den Signalen der Kraft und der Kolbenbeschleunigung zu erkennen“¹⁰¹. Unstetigkeiten im Kraftverlauf erzeugen hochfrequente Dämpfkraftanteile, die die Kolbenstange zu hochfrequenten Schwingungen anregen¹⁰². Die Kolbenstange leitet die Schwingungen weiter, die dann den Fahrzeugaufbau zum Schwingen anregen, wodurch im Fahrzeug ein Geräusch hörbar ist¹⁰³.

Des Weiteren führt Reibung am Dämpfer während des Richtungswechsels des Hubes zu Beschleunigungen der Kolbenstange^{104,105}. Die Reibung entsteht an der Kontaktfläche von Kolben zu Zylinderrohr und zwischen Kolbenstange und Führungs-Dichtungseinheit, und wird beeinflusst durch die Querkraft und den Dämpferinnendruck¹⁰⁶. Die daraus resultierenden Schwingungen sind bei beispielsweise sinusförmigen Weganregungen von 10Hz und 1mm zu beobachten. Die Simulation dieser Kolbenstangenbeschleunigungen, die Amplituden von ca. 3m/s^2 aufweisen, sind ausschließlich durch die Modellierung mit Coulombscher Reibung zu realisieren¹⁰⁷.

Ein weiteres Geräusch, das vom Dämpfer kommen kann, wird als Zischen bezeichnet. Dieses entsteht durch Kavitation auf Grund der Druckunterschiede am Ventil, weshalb es durch das Ventildesign vermieden werden kann¹⁰⁸. Gemessen wird Zischen als Luftschall in einem Frequenzbereich über 1000Hz¹⁰⁹.

¹⁰⁰Kruse/Schreiber (2007): Einfluss des dynamischen Druckaufbaus im Stoßdämpfer auf Fahrwerksgeräusche S.439

¹⁰¹Kruse/Schreiber (2007): Einfluss des dynamischen Druckaufbaus im Stoßdämpfer auf Fahrwerksgeräusche S.443

¹⁰²Kruse/Zimmermann (2002): Einfluss der Reibung auf das hochfrequente Schwingungsverhalten von Stoßdämpfern S.48

¹⁰³Alberdi/Carnicero/Biera (2002): Shock absorber's knocking noise S.1898

¹⁰⁴Sacramento/Biera (2007): Simulation tool for shock absorber noise prediction in time and frequency domains S.217

¹⁰⁵Alberdi/Carnicero/Biera (2002): Shock absorber's knocking noise S.1898

¹⁰⁶Kruse/Zimmermann (2002): Einfluss der Reibung auf das hochfrequente Schwingungsverhalten von Stoßdämpfern S.49

¹⁰⁷Manger (1995): Untersuchung des Schwingungsverhaltens von Kraftfahrzeugen bei kleinen Erregeramplituden unter besonderer Berücksichtigung der Coulombschen Reibung S.111

¹⁰⁸Haver (1994): Practical Techniques for Evaluation of Structure-borne and Air-borne noise of shock absorbers S.68

¹⁰⁹Haver (1994): Practical Techniques for Evaluation of Structure-borne and Air-borne noise of shock absorbers S.66

Laut¹¹⁰ entsteht ein Zischgeräusch im Frequenzbereich über 2000Hz, da beim Durchströmen der Ventilöffnungen Scherkräfte durch die Viskosität des Öls auftreten.

Zusätzlich erzeugen mechanische Vibrationen Geräusche. Diese können aus Resonanzen der Ventilbauteile oder aus dem mechanischen Anschlagen von Bauteilen resultieren¹¹¹.

2.4 Fazit

Störende Schwingungen können über unterschiedliche Übertragungspfade an den Fahrzeugaufbau und damit weiter an die Fahrzeuginsassen gelangen. Ein Schwingungspfad ist durch das Fahrwerk bzw. die Radaufhängung und im speziellen durch das Dämpfermodul gegeben. Es stellt sich die Frage, wie komfortrelevante Schwingungen durch das Dämpfermodul beeinflusst werden und welche Eigenschaften des Dämpfermoduls aus der Wechselwirkung von Dämpfer und Topmount resultieren.

Die Eigenschaften des Dämpfermoduls wirken auf den Fahrzeugaufbau auf unterschiedliche Weise.

Die Radaufhängung bzw. das Dämpfermodul leitet Schwingungen von der Fahrbahn in den Fahrzeugaufbau. Hierbei wird eine hohe dynamische Steifigkeit des Dämpfers und des Topmounts als schlecht angesehen. Die dynamischen Dämpfereigenschaften werden in der Literatur bisher nicht analytisch erklärt. Des Weiteren werden die dynamischen Bauteileigenschaften von Dämpfer und Dämpferlager bisher ausschließlich separat erwähnt.

Zusätzlich zu den fahrbahninduzierte Schwingungen, welche durch das Dämpfermodul geleitet werden, können dort ebenfalls Schwingungen entstehen. Bisher gibt es keine ausreichende Erklärung des Entstehungsmechanismus dieser Schwingungen. Bei der Beschreibung dieses Problems wird bisher die Wechselwirkung von Dämpfer und Dämpferlager nicht betrachtet.

Daraus folgen die Untersuchungsschwerpunkte zur Analyse der Wechselwirkung von Dämpfer und Topmount hinsichtlich komfortrelevanter Schwingungen.

¹¹⁰Cherng/Akin (1993): Noise Measurements and Characterization of Automotive Dampers S.55

¹¹¹Cherng/Akin (1993): Noise Measurements and Characterization of Automotive Dampers S.55

3 Fahrwerkskomponenten: Dämpfer und Topmount

In diesem Kapitel werden zuerst die Aufgaben der Fahrwerkskomponenten Schwingungsdämpfer und Topmount (= oberes Elastomerager) erklärt. Darauf aufbauend wird die Funktion und die daraus resultierenden Eigenschaften des jeweiligen Bauteils erläutert. Ergänzend wird beschrieben, wie diese Eigenschaften durch Messungen an Prüfständen ermittelt werden. Darauf folgt eine Zusammenfassung von Simulationsmodellen für Dämpfer und Elastomerager.

3.1 Schwingungsdämpfer

Schwingungsdämpfer sind Teil der Radaufhängung, die mit den weiteren Bauteilen Radträger, Radlager, Lenker und Tragfeder die Führung des Rades und die Abstützung äußerer Kräfte übernimmt¹¹². Im Kraftfahrzeugbau hat sich heute die hydraulisch-mechanische Dämpfung durchgesetzt, die in Form von Teleskopstoßdämpfern umgesetzt wird¹¹³. Diese Dämpfer sind entsprechend der Aufgabenstellung der Schwerpunkt der vorliegenden Arbeit, wobei hier Sonderfunktionen wie hubabhängige oder amplitudenselektive Dämpfung nicht behandelt werden. Ebenso werden alternative Dämpfungsprinzipien, wie die in¹¹⁴ genannten MRF-Dämpfer, Verbunddämpfung oder lastabhängige Dämpfung, in dieser Untersuchung nicht berücksichtigt.

3.1.1 Aufgabe des Schwingungsdämpfers

Der Einsatz von Schwingungsdämpfern bewirkt, dass ein Aufschaukeln oder Nachschwingen des Fahrzeugaufbaus verhindert wird und dass die Schwingung des Rades rasch abklingt¹¹⁵. Die Hauptaufgabe des Schwingungsdämpfers besteht darin, die eingeprägte Bewegungsenergie abzubauen und in Wärme umzuwandeln.

¹¹²Braess/Seiffert (2005): Handbuch Kraftfahrzeugtechnik S.535

¹¹³Causemann (2001): Kraftfahrzeugstoßdämpfer S.14

¹¹⁴Heißing/Ersoy (2007): Fahrwerkhandbuch S.285

¹¹⁵Causemann (2001): Kraftfahrzeugstoßdämpfer S.4

Der Dämpfer setzt der Weganregung eine Kraft entgegen, die von der Anregungsgeschwindigkeit abhängig ist. Wird die Dämpferkennlinie vereinfacht als lineare Funktion angenommen, so wird der Dämpfer durch eine Dämpfungskonstante charakterisiert. Der Wert der Dämpfungskonstante beeinflusst das Übertragungsverhalten der Rad-aufhängung. Dieses wird hinsichtlich der Fahrsicherheit durch den frequenzabhängigen Quotienten von Anregungsamplitude zu Radlast dargestellt. Zur Abschätzung des Fahrkomforts wird die Übertragungsfunktion der Aufbaubeschleunigung zur Weganregung über der Frequenz bewertet.

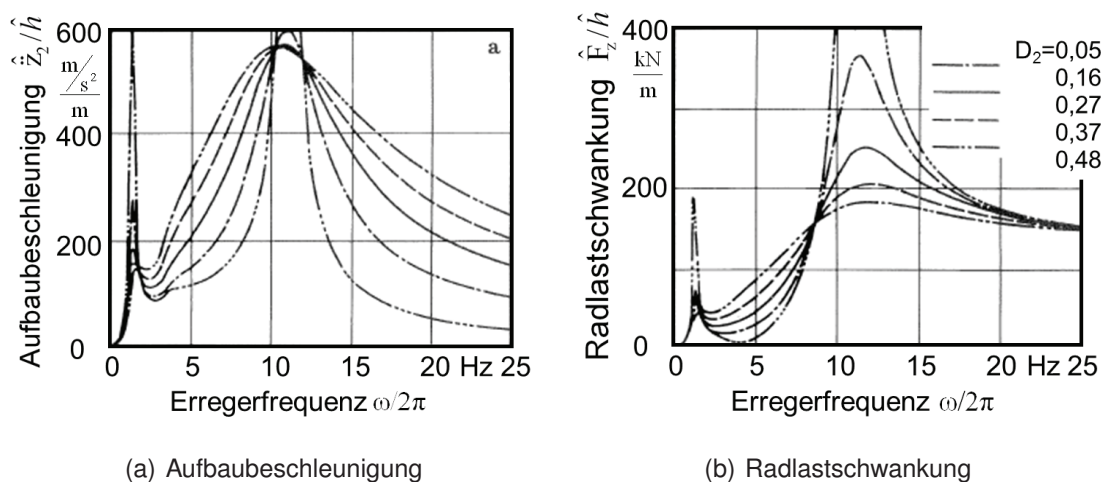


Abbildung 3.1: Vergrößerungsfunktion für Fahrzeuge mit gleicher Aufbaueigenfrequenz aber verschiedener Aufbaudämpfungsmaße¹¹⁶

Für das in ¹¹⁷ verwendete Beispiel resultiert aus den gewählten Systemparametern folgender Zusammenhang:

Mit zunehmender Dämpfungskonstante nimmt die Übertragungsfunktion der Aufbaubeschleunigung außerhalb der Aufbau- und Radeigenfrequenz zu. Da ab 3 Hz (Schulterpartie) bis 90 Hz (Augapfel)¹¹⁸ die Eigenfrequenzen des menschlichen Körpers angeregt werden, führt die Erhöhung der Dämpfungskonstante zu einer Verschlechterung des Komforteindrucks. Im Gegensatz dazu nimmt mit dieser Dämpfungskonstante die Aufbaubeschleunigung und vor allem die Radlastschwankung in den Eigenfrequenzen ab, wodurch die Verkehrssicherheit erhöht wird. „Durch Radlastschwankungen ändern sich die Reifeneigenschaften: die mittleren Seitenführungskräfte nehmen ab und es entstehen dynamische Seitenkraftschwankungen. Das führt im Hinblick auf das Fahrverhalten

¹¹⁶Mitschke/Wallentowitz (2004): Dynamik der Kraftfahrzeuge S.341

¹¹⁷Mitschke/Wallentowitz (2004): Dynamik der Kraftfahrzeuge S.341

¹¹⁸Barnstorf (2003): Objektivierung des subjektiven Fahrkomfortempfindens S.146

zu Änderungen der Steuertendenz, der Stabilität und des dynamischen Verhaltens.“¹¹⁹ Die Radlastschwankung ist je nach Höhe der Querkräfte bzw. Querbesehleunigungen zwischen 30 und 80% der statischen Radlast tolerabel¹²⁰.

Umgekehrt gilt, dass eine geringe Dämpfungskonstante durch geringere Aufbaubesehleunigungen außerhalb der Eigenfrequenzen den Fahrkomfort verbessert, durch höhere Radlastschwankungen in den Eigenfrequenzen aber die Fahrsicherheit beeinträchtigt. Die beste Radaufhängung sollte demnach sehr weich sein, mit starker Dämpfung ausschließlich in den Eigenfrequenzen von Rad und Aufbau¹²¹.

Werden die Federungs- und Dämpfungseigenschaften des Viertelfahrzeugs jedoch anders gewählt (wie in¹²² höhere Massen und höhere Raddämpfung), ändert sich damit der tendenzielle Einfluss der Dämpfung bei ebenfalls harmonischer Anregung. In diesem Fall nimmt die Aufbaubesehleunigung mit steigender Dämpfungskonstante ab der Aufbaueigenfrequenz über den gesamten Frequenzbereich zu.

Des Weiteren haben die nichtlinearen Kennlinien von Tragfeder und Schwingungsdämpfer einen Einfluss auf die Amplitude und die Frequenz der Resonanzschwingungen¹²³.

Dämpferkennlinien werden in den meisten Fällen asymmetrisch ausgeführt, das heißt die Dämpfkräfte in Druckrichtung sind deutlich geringer als die in Zugrichtung. So ruft die beim Überfahren von Unebenheiten wirksame Druckstufe vergleichsweise geringere Dämpfkräfte hervor, wodurch dem Aufbau schwache zusätzliche Besehleunigungen aufgeprägt werden. „Die insgesamt erforderliche Dämpfungswirkung wird durch die entsprechend verstärkte Zugstufe erreicht, die aufgrund der einseitigen Bindung zwischen Reifen und Fahrbahn bzgl. Unebenheitsanregungen weniger kritisch ist.“¹²⁴.

3.1.2 Funktion und Eigenschaften des Schwingungsdämpfers

Wie bereits einleitend erwähnt wurde, sind konventionelle Teleskopdämpfer mit hydraulischer Dämpfungswirkung Untersuchungsgegenstand der vorliegenden Arbeit. Die Funktionsweise dieser Dämpfer, die es in Einrohr- und Zweirohr-Bauart gibt, wird in¹²⁵ wie folgt beschrieben.

¹¹⁹Mühlmeier (1993): Bewertung von Radlastschwankungen im Hinblick auf das Fahrverhalten von Pkw S.83

¹²⁰Ammon (1993): Radlastschwankungen, Seitenführungsvermögen und Fahrsicherheit S.251

¹²¹Shaw/Darling (1998): Development of hydro-elastic strut mountings for vehicle secondary ride enhancement: from concept to prototype evaluation S.130

¹²²Vöth (2006): Dynamik schwingungsfähiger Systeme S.113

¹²³Mühe (1968): Der Einfluss von Nichtlinearitäten in Feder- und Dämpferkennlinie auf die Schwingungseigenschaften von Kraftfahrzeugen

¹²⁴Ammon (1997): Was macht der Stoßdämpfer mit dem Abrollkomfort? S.124

¹²⁵Causemann (2001): Kraftfahrzeugstoßdämpfer S.19 ff

In einem Zweirohrdämpfer formen der Arbeitszylinder und das Behälterrohr zwei Räume. Zum einen gibt es den Arbeitsraum innerhalb des Arbeitszylinders, in dem sich der Kolben und die Kolbenstange im Arbeitsmedium Öl bewegen. Zum anderen gibt es einen ringförmigen Ölvorratsraum zwischen Arbeitszylinder und Behälterrohr, der mit Öl und Luft gefüllt ist, und dazu dient, die durch die Bewegung der Kolbenstange verursachte Ölvolumenänderung im Arbeitsraum auszugleichen. Zur Dämpfung werden zwei Ventile eingesetzt. Eines ist an der Kolbenstange (Kolbenventil) und das andere zwischen Arbeitszylinder und Behälterrohr (Bodenventil).

In einem Einrohrdämpfer befinden sich der Arbeitsraum und der Ausgleichsraum in einem einzigen Zylinderrohr, wobei Öl und Gas durch einen beweglichen Trennkolben separiert werden. Die Ventile zur Dämpfung der Zug- und Druckrichtung sind, im Vergleich zum Zweirohrdämpfer, beide am Kolben angeordnet.

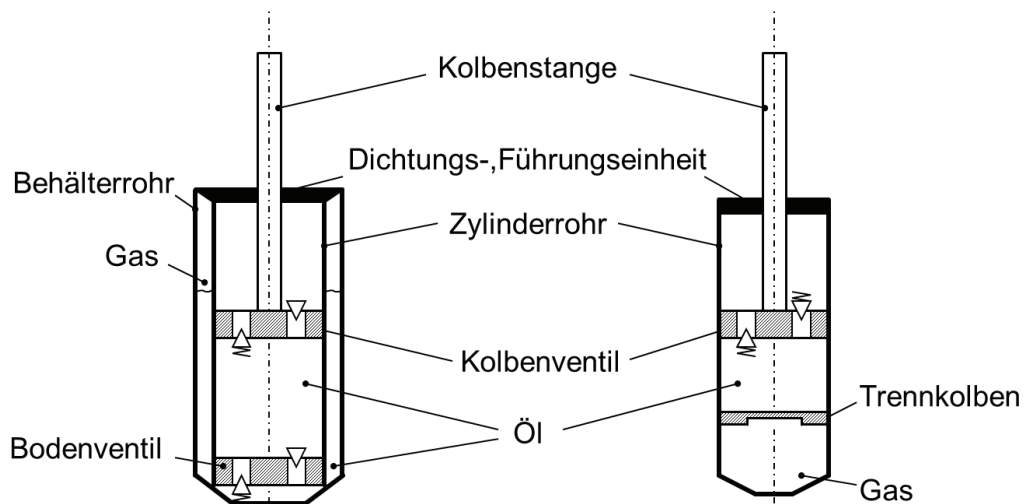


Abbildung 3.2: Bauarten hydraulischer Dämpfer (Schema Zweirohrdämpfer nach¹²⁶)

Die Druckunterschiede an Kolben- und Bodenventil im Zweirohrdämpfer können bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten so ungünstig aufeinander abgestimmt werden, dass es zu Einbrüchen im Dämpfungskraftverlauf kommt. Hierbei ist zu unterscheiden, ob dies in Zug- oder Druckrichtung auftritt.

Ein Einbruch der Dämpfungskraft in Zugrichtung lässt darauf schließen, dass bei der vorhergehenden Bewegung in Druckrichtung der Druckunterschied am Kolbenventil größer war als am Bodenventil. Dies führt dazu, dass das Öl wie vorgesehen in der Druckrichtung nicht in den oberen Arbeitsraum fließen kann und deswegen dort durch den Unterdruck ein Gasvolumen entsteht. Erst nach der Verdrängung dieses Gasvolumens in der Zugrichtung entsteht wieder hydraulische Dämpfungswirkung.

¹²⁶Causemann (2001): Kraftfahrzeugstoßdämpfer S.15

Ein Dämpfkrafteinbruch in Druckrichtung ist zu sehen, wenn in der vorhergehenden Zugrichtung der Druckunterschied am Bodenventil größer war als am Kolbenventil. Daraus folgt, dass in der Zugrichtung das Öl aus dem Ausgleichsraum nicht in den unteren Arbeitsraum nachfließen kann und dort ein Gasvolumen entsteht, was ebenso bis zu dessen Verdrängung zu einem Ausbleiben der Dämpfkraft führt.

Der fehlerhafte Verlauf der Dämpfkraft führt in der Darstellung der Kraft über Geschwindigkeit zu Hystereseerscheinungen, die nicht mit der Federkraft des Dämpfers zu verwechseln sind. In der vorliegenden Arbeit werden nur dynamische Eigenschaften des Schwingungsdämpfers untersucht, die nicht auf eine fehlerhafte Ventilauslegung zurückzuführen sind.

Die resultierende Dämpferkraft setzt sich aus verschiedenen Kraftanteilen zusammen:

- Viskose Dämpfung
- Gaskraft
- Reibung
- Federkraft

Viskose Dämpfung

Die Dämpfung hydraulisch wirkender Schwingungsdämpfer wird durch viskose Reibung erzeugt. Hierbei wird ein Kolben mit Drosselöffnungen in einem Arbeitszylinder mit Hydrauliköl bewegt. In Abhängigkeit von der Bewegungsgeschwindigkeit entsteht ein Druckgefälle über dem Kolben. Entsprechend der Druckdifferenz fließt das Öl durch die Öffnungen des Kolbens. In dem Arbeitsraum mit geringerem Druck wird die kinetische Energie der Teilchen durch Reibung in Wärme dissipiert. Da der Druck im Dämpfer und damit die Dämpfkraft geschwindigkeitsabhängig ist, werden Schwingungsdämpfer mittels ihrer Kennlinie, als Funktion von Kraft über Geschwindigkeit, charakterisiert.

Die Arbeit, die bei der Relativbewegung von Kolben zu Behälter verrichtet wird, entspricht dem Flächenintegral von Dämpfkraft über Relativweg des Kolbens. „Die aufgenommene mechanische Arbeit wird dabei in Wärme umgewandelt.“¹²⁷

Temperaturänderungen beeinflussen die viskose Dämpfung¹²⁸, da diese von der temperaturabhängigen Viskosität des Öls abhängt¹²⁹. Mit steigender Temperatur nimmt die Viskosität des Öls ab¹³⁰ und damit auch die Dämpfkraft.

¹²⁷Helling (1991): Vertikal-/Querdynamik von Kraftfahrzeugen S.66

¹²⁸Meljnikov/Ammon (2000): Praxisgerechte Stoßdämpfermodelle für die Ride- & Handling-Simulation S.1095

¹²⁹Duym et al. (1997): Physical Modelling of the Hysteretic Behaviour of Automotive Shock Absorbers S.125

¹³⁰DIN 51563: Prüfung von Mineralölen und verwandten Stoffen

Gaskraft

Das Gasvolumen in den konventionellen Einrohr- und Zweirohrdämpfern für Pkw steht unter Druck, um Kavitationserscheinungen zu vermeiden. „Die vom Gasdruck auf die Fläche des Kolbenstangenquerschnitts ausgeübte Gaskraft bedingt eine Ausfahrkraft der Kolbenstange“¹³¹.

Reibung

Die Reibung im Dämpfer entsteht an den Kontaktflächen von Kolben und Zylinderwand sowie zwischen Kolbenstange und Dichtungs-Führungseinheit. Da die Reibkraft nur bei geringen Geschwindigkeiten wichtig ist, kann sie vereinfacht als Offset-Kraft berücksichtigt werden¹³². Zur Nachbildung der Reibung genügt ein einfaches Coulomb-Modell, das abhängig vom Vorzeichen der Geschwindigkeit eine konstante Reibkraft erzeugt, vorausgesetzt, dass die Querkraft am Dämpfer gering ist¹³³.

Federkraft

Besitzt ein Dämpfer ausschließlich dämpfende Eigenschaften, so ist die Dämpferkraft eine eindeutige Funktion der Geschwindigkeit. Da ein realer Dämpfer auch eine Federkraft aufweist, wird diese Kennlinie zu einer Hysterese. Die Hysterese des Dämpfers resultiert aus:

- der Kompressibilität des Öls^{134, 135, 136}
- die Kompressibilität von Gasblasen¹³⁷, die, auf Grund der druckabhängigen Lösungsfähigkeit von Gas in Öl, bei sehr geringen Drücken entstehen¹³⁸
- der Nachgiebigkeit des Zylinderrohres^{139, 140}

¹³¹Helling (1991): Vertikal-/Querdynamik von Kraftfahrzeugen S.67

¹³²Reybrouck (1994): A Non Linear Parametric Model of an Automotive Shock Absorber S.82

¹³³Duym (2000): Simulation Tools, Modelling and Identification, for an Automotive Shock Absorber in the Context of Vehicle Dynamics S.271

¹³⁴Segel/Lang (1981): The Mechanics of Automotive Hydraulic Dampers at High Stroking Frequencies S.83

¹³⁵Besigner/Cebon/Cole (1995): Damper Models for Heavy Vehicle Ride Dynamics S.47

¹³⁶Duym et al. (1997): Physical Modelling of the Hysteretic Behaviour of Automotive Shock Absorbers S.125

¹³⁷Duym et al. (1997): Physical Modelling of the Hysteretic Behaviour of Automotive Shock Absorbers S.125

¹³⁸Segel/Lang (1981): The Mechanics of Automotive Hydraulic Dampers at High Stroking Frequencies S.83

¹³⁹Segel/Lang (1981): The Mechanics of Automotive Hydraulic Dampers at High Stroking Frequencies S.83

¹⁴⁰Duym et al. (1997): Physical Modelling of the Hysteretic Behaviour of Automotive Shock Absorbers S.125

3.1.3 Schwingungsdämpfer-Prüfung

Zur automatisierten Prüfung von Schwingungsdämpfern hat sich die sogenannte VDA-Messung etabliert. Trotz fehlender Richtlinie vom VDA, haben sich in den 1970ern die Automobilhersteller auf ein einheitliches Prüfverfahren geeinigt. Diese Messung wird an Kurbeltrieb-Prüfständen durchgeführt, wobei der Dämpfer eine Weganregung mit einem ausgewählten Prüfhub und steigender Frequenz erfährt. Die Wegamplitude beträgt für übliche Messungen maximal 50mm und die Frequenz maximal ca. 5Hz (entsprechend 1,5m/s).

Bei dieser Messung werden die Weganregung sowie die Kraftantwort aufgezeichnet. Dargestellt werden die Messgrößen wie folgt:

Kraft-Weg-Diagramm

Für jeweils einen Anregungszyklus wird die Dämpfungskraft über dem zugehörigen Weg aufgetragen. Das Flächenintegral dieser Darstellung ist die Dämpfarbeit.

Quasistatische Kraft-Geschwindigkeits-Kennlinie

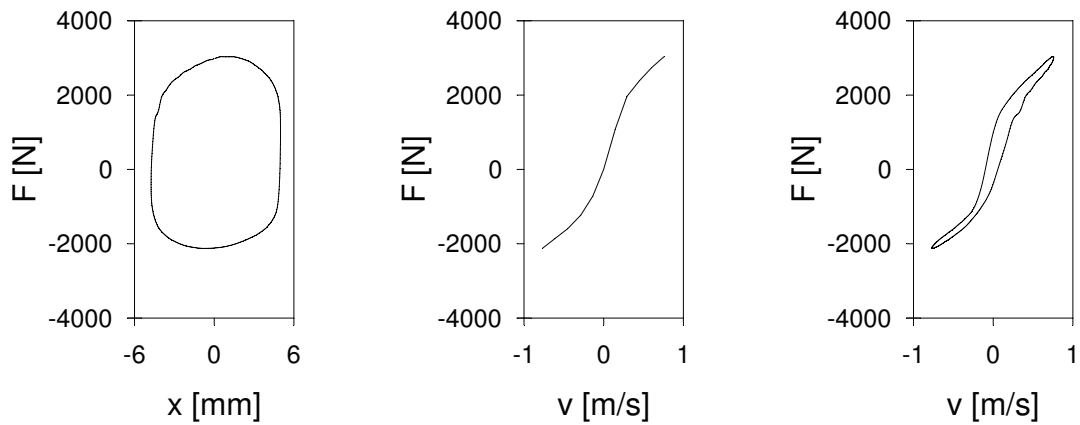
Abgeleitet aus dem Kraft-Weg-Diagramm wird eine statische Kennlinie erzeugt. Hierfür werden jeweils die Zug- und Druckkräfte im Wegnulldurchgang bei allen Anregungsfrequenzen extrahiert und über der entsprechenden Geschwindigkeit aufgetragen.

Dynamische Kraft-Geschwindigkeits-Kennlinie

Wird die Dämpfungskraft aus einem einzelnen Anregungszyklus über der Geschwindigkeit abgebildet, nennt man die Darstellung „dynamische F-v-Kennlinie“.

Größere Flexibilität als die Kurbeltrieb-Prüfstände bieten servohydraulische Prüfstände, mit denen beliebige Anregungsprofile realisiert werden können. Hiermit ist es beispielsweise möglich, Dämpfer bei konstanter Anregungsgeschwindigkeit zu messen, um so den Öffnungsvorgang der Ventile messtechnisch zu erfassen¹⁴¹. Darüber hinaus können stochastische Wegprofile, die beispielsweise einer Fahrbahnoberfläche entsprechen, abgespielt werden.

¹⁴¹Basso (1998): Experimental Characterization of Damping Force in Shockabsorbers with Constant Velocity Excitation S.433 ff



(a) F-x-Diagramm

(b) quasistatische F-v-Kennlinie

(c) dynamische F-v-Kennlinie

Abbildung 3.3: Typische Diagramme zur Charakterisierung des Dämpfers

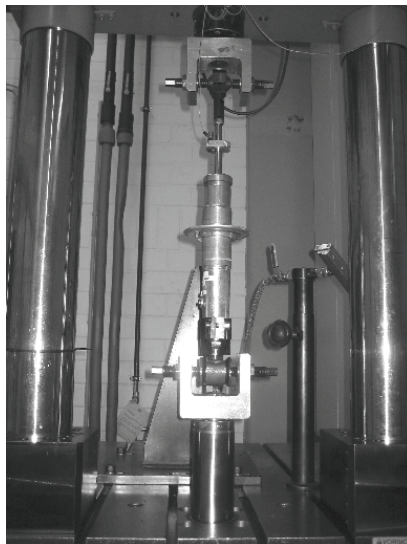


Abbildung 3.4: Servohydraulischer Prüfstand

3.1.4 Simulationsmodelle für Schwingungsdämpfer

Zur Erläuterung von Simulationsmodellen für Schwingungsdämpfer werden hier die Modelle in folgende Gruppen unterteilt:

- Mathematische Modelle
- Parametrische Modelle

Mathematische Modelle

Lässt sich das Verhalten eines Systems in eine mathematische Beschreibungsform bringen, so stellen die entsprechenden Gleichungen das mathematische Modell desselben dar¹⁴².

Zur mathematischen Beschreibung des Schwingungsdämpfers wird dieser aus Kombinationen von Dämpfer- und Federelementen aufgebaut, wobei diese Einzelteile durch Konstanten oder nichtlinearen Kennlinien charakterisiert werden.

Nach¹⁴³ wird ein hydraulischer Schwingungsdämpfer durch ein Maxwell-Element, d.h. durch eine Reihenschaltung eines Dämpferelements und eines Federelements, mathematisch beschrieben. Durch die Reihenschaltung einer Feder wird die Systemdämpfung frequenzabhängig, trotz konstanter Systemparameter¹⁴⁴.

Das Maxwell-Modell von¹⁴⁵ besteht aus einem Dämpfungselement mit einer bereichsweise linearen Kennlinie, die aus drei Dämpfungskonstanten zusammengesetzt ist, sowie einer kubischen Kennlinie für das Federelement. Die Parameteridentifizierung findet mittels der Hysteresemessung des Dämpfers statt. Dieses Modell wurde mit unterschiedlichen Reibelementen erweitert. Die Auswertung des zeitlichen Dämpfkraftverlaufs nach der simulierten Überfahrt eines Einzelhindernisses ergab, dass die Reibelemente eine geringe Verbesserung der Übereinstimmung zwischen Messung und Simulationsergebnis bringen¹⁴⁶.

Basierend auf physikalischen und geometrischen Daten simulieren mathematische Modelle die Vorgänge im Dämpfer. Sie bilanzieren, unter Berücksichtigung der Materialgesetze von Öl und Gas, die Masseströme über die Ventile des Schwingungsdämpfers. Die Berechnung der Arbeitsdrücke liefert, bezogen auf die jeweilige druckbeaufschlagte Fläche, die resultierende Dämpfkraft.

Zur Beschreibung der viskosen Dämpfung erfordern diese Modelle Messwerte zur Charakterisierung der Hydraulikventile. Ventilkennlinien können für Einrohrdämpfer

¹⁴²Unbehauen (2002): Regelungstechnik 1 S.21

¹⁴³DIN EN 13802: Bahnanwendungen - Federungselemente - Hydraulische Dämpfer

¹⁴⁴Zhang (1991): Höherfrequente Übertragungseigenschaften der Kraftfahrzeug-Fahrwerksysteme S.148ff

¹⁴⁵Besigner/Cebon/Cole (1995): Damper Models for Heavy Vehicle Ride Dynamics S.47 ff

¹⁴⁶Zach et al. (2007): Vehicle System Dynamics, Bd. 45, S.996

durch Messung des gesamten Dämpfers ermittelt werden¹⁴⁷. Ist an der Zug- oder Druckstufendämpfung mehr als ein Ventil beteiligt, sollten an Strömungsprüfständen aufgezeichnete Druck-Durchfluss-Kennlinien verwendet werden¹⁴⁸.

Eine weitere Möglichkeit der Ventilbeschreibung ist, aus gemessenen Kraft-Geschwindigkeit-Messungen Parameter der Ventilkennlinien zu identifizieren, was im weiteren Verlauf der Simulation der Berechnung der Dämpferkraft dient¹⁴⁹. In einer Weiterführung dieses Modells werden aus der gemessenen Dämpferkraft die Drücke im Dämpfer berechnet. Aus den Drücken bzw. Druckgefällen werden sowohl Parameter zur Charakterisierung der Ventile als auch der dynamischen Eigenschaften identifiziert. Basis der Parameteridentifizierung ist die Volumenstrombilanz, die die Kompressibilität des Öl-Gas-Gemisches, die Löslichkeit des Gases in Öl und die Volumenänderung des Gases im Ausgleichsraum berücksichtigt¹⁵⁰. Das Modell erfordert geometrische Parameter, die durch die Konstruktion des Dämpfers gegeben sind, Ventilparameter, die durch Messung und Identifizierung ermittelt werden, und quasi-statische Parameter, die durch Messung der Gaskraft und der Reibkraft erhalten werden. Die Reibkraft im Dämpfer entsteht an der Kolbenstangendichtung und an der Kolbenführung. Da die Reibung mit ca. 50N nur sehr gering verglichen zu den Kräften der viskosen Dämpfung ist, kann ein einfaches Coulomb-Modell die Reibkraft abbilden¹⁵¹.

Auftretende Abweichungen zwischen der Messung und der Simulation bei den Vielfachen der Anregung, lässt laut Yung¹⁵² darauf schließen, dass das Ventilverhalten sowie die Nachbildung der Reibung in diesem Modell noch verbessert werden kann. Dies wurde teilweise umgesetzt, indem das vorhandene Coulomb-Reibmodell, das eine maximale Reibkraft vorsieht, um eine Wegvariable erweitert wurde. Die Vergleichbarkeit der Simulationsergebnisse mit Prüfstandsmessungen bis zu 500Hz wurde verbessert¹⁵³.

Die Beschreibung der Kolbenbewegung für einen Dämpfer mit einer nichtlinearen Kennlinie kann auf Basis von Messwerten durch äquivalente Linearisierung erfolgen. Hiermit lassen sich für die lineare Bewegungsgleichung Konstanten finden, die die nichtlineare Systemantwort liefern¹⁵⁴.

¹⁴⁷Meljnikov/Ammon (2000): Praxisgerechte Stoßdämpfermodelle für die Ride- & Handling-Simulation S.1103

¹⁴⁸Lang/Sonnenburg (1995): A Detailed Shock Absorber Model for Full Vehicle Simulation

¹⁴⁹Reybrouck (1994): A Non Linear Parametric Model of an Automotive Shock Absorber S82 ff

¹⁵⁰Duym et al. (1997): Physical Modelling of the Hysteretic Behaviour of Automotive Shock Absorbers

¹⁵¹Duym (2000): Simulation Tools, Modelling and Identification, for an Automotive Shock Absorber in the Context of Vehicle Dynamics S.270 ff

¹⁵²Yung/Cole (2002): Analysis of High Frequency Forces Generated by Hydraulic Automotive Dampers S.449

¹⁵³Cole/Yung (2004): Mechanisms of high-frequency force generation in hydraulic automotive dampers S.624

¹⁵⁴Wallaschek (1990): Dynamics of Non-Linear Automobile Shock-Absorbers

Parametrische Modelle

Parametrische Modelle dienen der Beschreibung von Dämpfereigenschaften unter anderem für CAE-Simulationen. Hierfür werden auf Basis von Messergebnissen mathematische Zusammenhänge zwischen Eingangs- und Ausgangsgrößen ermittelt. Haben die Parameter dieser Modelle keine physikalische Bedeutung, so werden die Modelle auch „nichtparametrisch“ genannt. Es ist zu beachten, dass durch diese Ermittlung der Parameter das Simulationsergebnis auch nur in den Randbedingungen der vorhergehenden Messung gilt¹⁵⁵.

Bei der Messauswertung zur Findung der Modellparameter mittels der RFS(Restoring Force Surface)-Methode wird die durch Variablen aufgespannte Fläche in ein Gitternetz zerlegt, und jedem Gitterelement ein Polynom zugewiesen, das den Zusammenhang von Kraft und den beiden unabhängigen Variablen beschreibt¹⁵⁶.

Wird die Dämpfungskraft in einem dreidimensionalen Diagramm über Weg und Geschwindigkeit dargestellt, ist sowohl das Kraft-Weg-Diagramm als auch die Dämpfershysterese zu erkennen. Durch die Verwendung eines stochastischen Anregungsprofils ist die durch die Trajektorien aufgespannte Fläche in der dreidimensionalen Abbildung uneben. Grund hierfür ist die ÖlkompRESSIBILITÄT, wodurch die gemessene Kraft von der vorhergehenden Anregung abhängt¹⁵⁷. Für eine breitbandige Auslenkung des Dämpfers wird ein qualitativ besseres Modell erzeugt, indem die Dämpfungskraft über Geschwindigkeit und Beschleunigung ausgewertet wird^{158,159}.

Dämpfermessungen an einem elektrodynamischen Shaker bieten die Möglichkeit, dynamische Dämpfereigenschaften durch parametrische Modelle für NVH-Anwendungen zu ermitteln. Die Verwendung von Straßenprofilen als Weganregung ermöglicht die Erarbeitung von sowohl nichtlinearen als auch äquivalent linearen parametrischen Modellen¹⁶⁰. Darüber hinaus kann bei einer stochastischen Anregungen aus der genannten Darstellung von Kraft über Geschwindigkeit und Beschleunigung der Kraftanstieg über der Beschleunigung berechnet werden^{161,162}, wobei hier die Interpretation dieser Größe noch fehlt.

¹⁵⁵Rao/Gruenberg (1999): Measurement of Dynamic Properties of Automotive Shock Absorbers for NVH S.1434

¹⁵⁶Troulis (2002): Übertragungsverhalten von Radaufhängungen für Personenwagen im komfortrelevanten Frequenzbereich S.24

¹⁵⁷Cafferty (1995): Characterization of automotive shock absorbers using random excitation

¹⁵⁸Duym (1997a): An alternative force state map for shock absorbers

¹⁵⁹Duym (1997b): Evaluation of Shock Absorber Models

¹⁶⁰Rao/Gruenberg (2002): Measurement of Equivalent Stiffness and Damping of Shock Absorbers S.1

¹⁶¹White/Brandon (2007): Quantification of the Combined Damping Characteristics of Damper and Top Mount Systems, to Aid the Optimisation of Ride Performance for Road Vehicles

¹⁶²Brandon (2007): Advanced Damper Testing for Vehicle Ride Tuning

3.2 Topmount

Je nach geometrischer Ausführung der Fahrzeugachse werden Schwingungsdämpfer entweder am oberen oder an beiden Enden über eine elastische Lagerung mit der Radaufhängung verbunden. Im Rahmen dieser Arbeit werden hierfür ausschließlich Gummimetall-Lager analysiert. Zur Darstellung der Wechselwirkung der Bauteilkennlinien von Dämpfer und Lager liegt der Untersuchungsschwerpunkt auf dem oberen Dämpferlager, das mit dem Begriff Topmount bezeichnet wird.

3.2.1 Aufgabe des Topmounts

Gummimetall-Lager im Fahrwerk haben im Allgemeinen folgende Aufgaben:

- Kräfte übertragen¹⁶³
- Definierte Bewegungen ermöglichen, durch genau abgestimmte Kennlinien in unterschiedlichste Richtungen¹⁶⁴
- Geräusche isolieren¹⁶⁵, wobei dies erst bei höheren Frequenzen als der Resonanzfrequenz des jeweiligen Feder-Masse-Systems wirkt¹⁶⁶
- Schwingungen dämpfen¹⁶⁷

„Der Zielkonflikt bei der Auslegung von elastischen Fahrwerkselementen besteht einerseits in der Forderung nach einer guten Fahrdynamik durch hohe Steifigkeiten der Bauteile, andererseits aber in der Forderung nach einem guten akustischen und vibrationsarmen Fahrkomfort durch geringe Steifigkeiten.“¹⁶⁸

Grundsätzlich isolieren weiche Stützlager Vibrationen, wodurch diese von der Karosseriestruktur ferngehalten werden¹⁶⁹. Weiche Lager werden selbst ausgelenkt, anstelle des Dämpfers, und liefern vor allem bei hohen Frequenzen eine verbesserte Isolation auf Kosten des Primary Ride¹⁷⁰. Weich abgestimmte Fahrzeuge werden allgemein besser in der Fahrbeurteilung bewertet, arbeitet das Federbeinstützlager durch eine höhere Zuladung im Progressionsbereich der Kennlinie kommt es zu deutlichen

¹⁶³Heißing/Ersoy (2007): Fahrwerkhandbuch S.426

¹⁶⁴Heißing/Ersoy (2007): Fahrwerkhandbuch S.426

¹⁶⁵Heißing/Ersoy (2007): Fahrwerkhandbuch S.427

¹⁶⁶vibracoustic (2002): Schwingungstechnik für Automobile S.400

¹⁶⁷Heißing/Ersoy (2007): Fahrwerkhandbuch S.427

¹⁶⁸Böcking/Heidrich/Rudolph (1999): Hydraulische Fahrwerkklager S.270

¹⁶⁹Gruber et al. (2003): Beeinflussung des Fahrzeugverhaltens durch adaptive Fahrwerkklager S.172

¹⁷⁰Shaw/Darling (1998): Development of hydro-elastic strut mountings for vehicle secondary ride enhancement: from concept to prototype evaluation S.10

Komfortverschlechterungen¹⁷¹.

Steife Lager, die den Dämpfer zur Auslenkung zwingen, sind vorteilhaft für den Primary Ride, sie maximieren den Effekt des Dämpfers und Kontrollieren die Aufbauresonanz¹⁷². Der Nachteil dieser Lager ist, dass sie Schwingungen bis zu sehr hohen Frequenzen weiterleiten. Folglich kann es im komfortrelevanten akustischen Frequenzbereich zu einer unangenehmen Geräuschbelastung des Fahrgastraums kommen¹⁷³.

Wie für Schwingungsdämpfer wird ebenso für Topmounts ein Zielkonflikt zwischen Fahrzeugkontrolle und Schwingungsisolierung angestrebt. Um die widersprüchlichen Anforderungen zu erfüllen, können Elastomerlager durch gezielte Versteifung der kritischen Raumrichtungen optimiert werden¹⁷⁴.

3.2.2 Funktion und Eigenschaften des Topmounts

Um die geforderten Aufgaben eines Dämpferlagers zu erfüllen, werden Topmounts als Elastomer-Teile ausgeführt.

Die Struktur des Topmounts überträgt die Kräfte der Radaufhängung an die Karosserie, weshalb sich diese Bauteile nach der Anzahl der Kraftübertragungspfade einteilen lassen¹⁷⁵. Die Einleitung der Dämpf-, Druckanschlagpuffer- und Federkräfte kann über ein einzelnes oder mehrere Elastomerelemente in die Karosserie erfolgen.

Einfadlager

Bei Einfadlagern werden Dämpf-, Puffer- und Federkräfte Kräfte über ein Elastomerelement in die Karosserie eingeleitet. Diese Bauvariante hat den Vorteil, dass der geometrische Aufbau einfach und damit kostengünstig ist. Das Elastomerelement muss bei dieser Ausführung ausreichend steif sein, um die Tragfederkräfte kontrolliert aufnehmen zu können, wodurch jedoch Schwingungen der Radaufhängung über die Kolbenstange in die Karosserie weitergeleitet werden.

Zweifadlager

Ein Zweifadlager ermöglicht bereits die Aufteilung der Kraftübertragung. Hierbei werden die Feder- und Pufferkräfte über einen und die Dämpfkräfte über einen weiteren

¹⁷¹HeiBing/Ersoy (2007): Fahrwerkhandbuch S.441

¹⁷²Shaw/Darling (1998): Development of hydro-elastic strut mountings for vehicle secondary ride enhancement: from concept to prototype evaluation S.129

¹⁷³Böcking/Heidrich/Rudolph (1999): Hydraulische Fahrwerklager S.270

¹⁷⁴Kern/Großmann/Köder (1992): Auslegung von Elastomerbauteilen zur Optimierung des Schwingungskomforts S.167

¹⁷⁵Stretz (2003): Stoßdämpfer, Federbeine und die Optimierung von Modulbauteilen S.10 ff

Pfad übertragen¹⁷⁶ (siehe Abbildung 3.6). Für den Kraftpfad der hohen Feder- und Pufferkräfte wird ein steifes Elastomerelement eingesetzt. Für die Dämpfungkräfte bzw. zur Isolierung der Schwingungen der Kolbenstange kann bei dieser konstruktiven Ausführung ein Elastomerelement mit einer geringeren Steifigkeit verwendet werden. Die Kraftpfade können auch derart entkoppelt werden, dass Dämpfer und Zusatzfeder über eine und die Tragfeder über eine andere Elastomerfeder abgestützt werden¹⁷⁷.

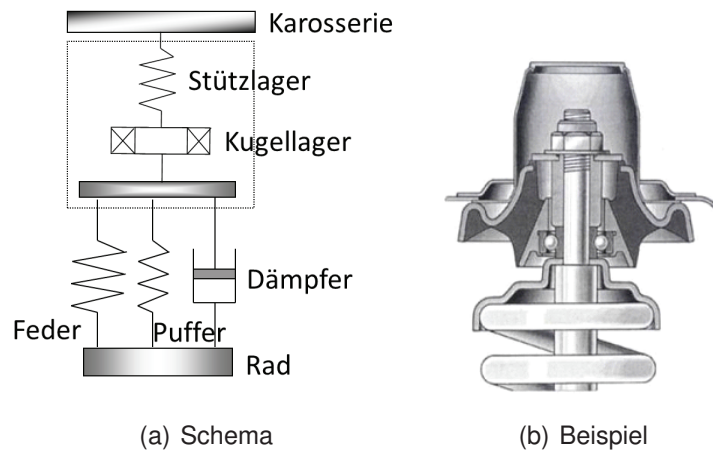


Abbildung 3.5: Einpfadlager nach¹⁷⁸

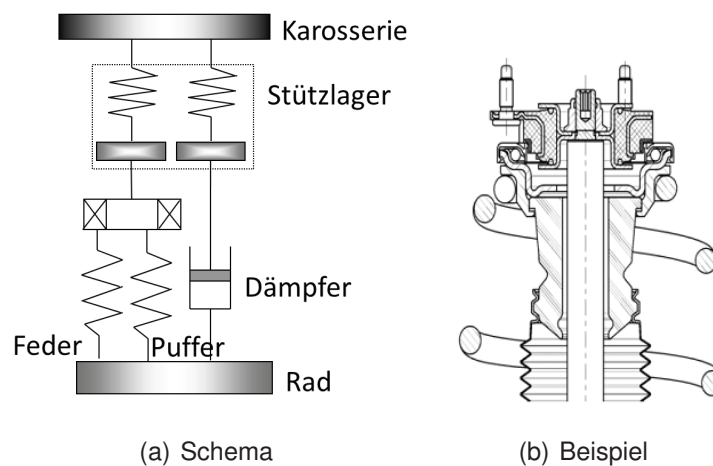


Abbildung 3.6: Zweipfadlager nach¹⁷⁹

¹⁷⁶Stretz (2003): Stoßdämpfer, Federbeine und die Optimierung von Modulbauteilen S.11

¹⁷⁷HeiBing/Ersoy (2007): Fahrwerkhandbuch S.441

¹⁷⁸Stretz (2003): Stoßdämpfer, Federbeine und die Optimierung von Modulbauteilen S.10

¹⁷⁹Stretz (2003): Stoßdämpfer, Federbeine und die Optimierung von Modulbauteilen S.11

Dreipfadlager

Dreipfadlager ermöglichen die separate Abstimmung der Elastomerelemente für Feder-, Puffer- und Dämpfkräfte, was umfangreiche Einstellmöglichkeiten bietet.

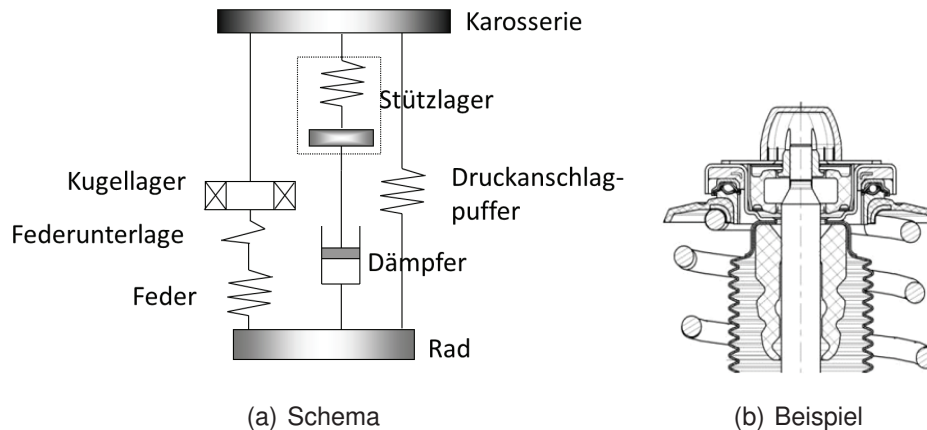


Abbildung 3.7: Dreipfadlager¹⁸⁰

Elastomere werden für Lagerelemente verwendet, weil sie für diesen Einsatz folgende positive Eigenschaften aufweisen¹⁸¹:

- große Deformation in kleinem Bauraum
- kostengünstige Herstellung
- Ausgleich von angrenzenden Bauteiltoleranzen durch statische Vordeformation bei gleichzeitig geringer Änderung der Lagereigenschaften

Elastomere entstehen aus Kautschuk durch die chemische Verbindung von Polymerketten, wodurch diese ihre gummielastischen Eigenschaften erhalten¹⁸². Bei dieser Vernetzung bzw. Vulkanisation werden Füllstoffe, Weichmacher und Alterungsschutzmittel zugegeben, um die besten Gebrauchseigenschaften der elastomeren Werkstoffe zu erreichen¹⁸³. Um Frequenzen oberhalb der Eigenfrequenz des Lagers zu isolieren, sollte das Lager eine möglichst dämpfungsarme Feder sein¹⁸⁴, wohingegen bei aperiodischen Schlägen Elastomere mit hoher innerer Dämpfung von Vorteil sind¹⁸⁵.

¹⁸⁰ZF Friedrichshafen AG: internes Dokument

¹⁸¹vibracoustic (2002): Schwingungstechnik für Automobile S.21

¹⁸²Abts (2007): Einführung in die Kautschuktechnologie S.6

¹⁸³vibracoustic (2002): Schwingungstechnik für Automobile S.37

¹⁸⁴vibracoustic (2002): Schwingungstechnik für Automobile S.18 ff

¹⁸⁵Schwab Schwingungstechnik AG: Kundenspezifische Gummiteile

Elastomere zeichnen sich dadurch aus, dass sie bei kleinen Kräften stark verformt werden und nach der Entlastung wieder in ihre ursprüngliche Form zurückkehren¹⁸⁶. Mit steigender Frequenz und abnehmender Erregeramplitude ist eine Erhöhung der Steifigkeit und des Verlustwinkels verbunden¹⁸⁷.

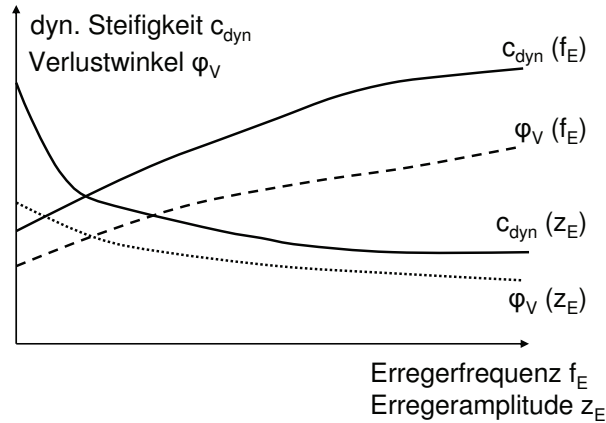


Abbildung 3.8: Frequenz- und Amplitudenabhängigkeit von Elastomerlagereigenschaften nach¹⁸⁸

Werden die Weganregung und die Kraftantwort als komplexe Größen mit der Phasenverschiebung φ formuliert

$$x(t) = \hat{x}(\omega)e^{i\omega t} \quad (3.1)$$

$$F(t) = \hat{F}(\omega)e^{i(\omega t + \varphi)} \quad (3.2)$$

so folgt für die komplexe Federsteife¹⁸⁹

$$c_{dyn}^*(\omega) = \frac{\hat{F}(\omega)}{\hat{x}(\omega)}e^{i\varphi} \quad (3.3)$$

und damit für den Betrag der komplexen Steifigkeit, der als dynamische Steifigkeit bezeichnet wird,¹⁹⁰

$$c_{dyn}(\omega) = |c_{dyn}^*(\omega)| = \frac{\hat{F}(\omega)}{\hat{x}(\omega)} \quad (3.4)$$

Sie wird, wie bereits in 2.3.2 beschrieben wurde, zur Charakterisierung von Gummimetall-Teilen verwendet.

¹⁸⁶vibracoustic (2002): Schwingungstechnik für Automobile S.32

¹⁸⁷Braess/Seiffert (2005): Handbuch Kraftfahrzeugtechnik S.527

¹⁸⁸Braess/Seiffert (2005): Handbuch Kraftfahrzeugtechnik S.527

¹⁸⁹vibracoustic (2002): Schwingungstechnik für Automobile S.424

¹⁹⁰Troulis (2002): Übertragungsverhalten von Radaufhängungen für Personenwagen im komfortrelevanten Frequenzbereich S.53

3.2.3 Messung von Gummitmetall-Lagern

Bei der messtechnischen Erfassung der Bauteileigenschaften sind die Anzahl der Vorbelastungen, die Messgeschwindigkeit, die Raumtemperatur, die Lagerzeit, die Teileherstellung und die Prüfaufnahme zu berücksichtigen¹⁹¹. Die verbindlichste Identifizierung einer Gummifeder ist nicht die gemessene Elastomerhärte in Shore A, sondern die Federkennlinie¹⁹². Abbildung 3.9 zeigt Kennlinien von Federbeinstützlagern mit unterschiedlichen Steifigkeiten. Abbildung 3.9 zeigt, dass der Linearbereich der Lager einen freien Schwingweg aufweist und dieser in einen Progressionsanstieg übergeht.

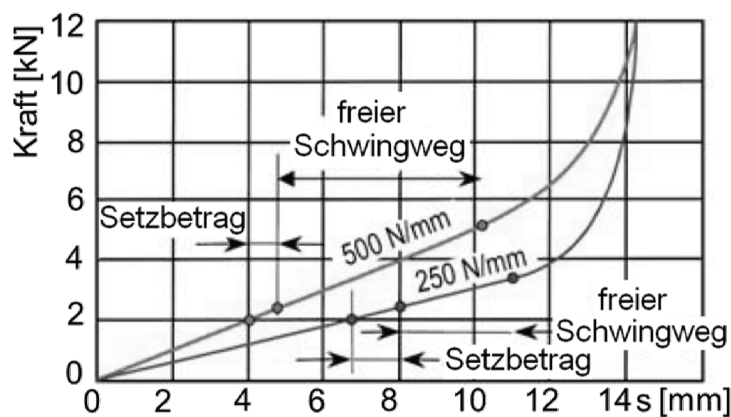


Abbildung 3.9: Statische Kennlinien von Federbeinstützlagern nach¹⁹³

Zusätzlich zu der statischen Belastungs-Verformungs-Kurve werden Elastomerlager durch die dynamischen Kennwerte „dynamische Steifigkeit“ und „Verlustwinkel“ charakterisiert¹⁹⁴ (siehe Abbildung 3.8). Aus diesen Größen wiederum wird der Real- und Imaginärteil bzw. Federungs- und Dämpfungsanteil der Kraftantwort wie folgt berechnet¹⁹⁵

$$\text{Realteil } K' = c_{dyn}(\omega) \cdot \cos(\varphi) \quad (3.5)$$

$$\text{Imaginärteil } K'' = c_{dyn}(\omega) \cdot \sin(\varphi) \quad (3.6)$$

¹⁹¹HeiBing/Ersoy (2007): Fahrwerkhandbuch S.428

¹⁹²Schwab Schwingungstechnik AG: Kundenspezifische Gummiteile

¹⁹³HeiBing/Ersoy (2007): Fahrwerkhandbuch S.441

¹⁹⁴Kötzle/Weiblein/Schmid (1991): Schwingungsisolierende Elastomerbauteile in Pkw - Kennwertermittlung und Lebensdauererprobung S.857 ff

¹⁹⁵MTS (2004): Model 793.31 Dynamic Characterization Process

Zur messtechnischen Ermittlung des Phasenwinkels stehen in der Prüfstandstechnik von MTS¹⁹⁶ folgende Methoden zur Auswahl:

1. Sinus Regression und Fourier Transformation

Der Phasenwinkel wird mit diesen Methoden durch das Subtrahieren des Phasenwinkels des Wegvektors von dem des Kraftvektors ermittelt.

2. DIN 53513¹⁹⁷

Hier wird beschrieben den Phasenwinkel mittels der Hysteresefläche von Kraft über Weg zu berechnen

Die Messung der Federrate von Gummimetall-Lagern erfolgt üblicherweise an Komponentenprüfständen. An diesen wird die Durchgangsteifigkeit gemessen, indem eine Seite des Prüflings angeregt und auf der ruhenden Seite die Kraft gemessen wird¹⁹⁸.

Eine alternative Methode zur üblichen Ermittlung der Steifigkeit von Kraft-Weg-Messungen ist der Aufbau eines Einmassenschwingers, bei dem der Prüfling mit einer Masse belastet wird und durch Beschleunigungsmessungen die Steifigkeit errechnet wird¹⁹⁹. Eine Erweiterung dieses Aufbaus um eine weitere Masse ermöglicht bei starrer Kopplung beider Massen Messungen von 3Hz bis 100Hz und bei Federkopplung der Massen Messungen von 100Hz bis 2kHz²⁰⁰.

3.2.4 Simulationsmodelle für Gummimetall-Lager

Zur Nachbildung der frequenzabhängigen, dynamischen Hysterese von Gummimetall-Teilen werden lineare viskoelastische Modelle, die aus Parallel- oder Reihenschaltungen von Feder- und Dämpfungselementen resultieren, verwendet²⁰¹. Bekannte Modelle sind das Kelvin-Voigt-Modell (Parallelschaltung von Dämpfer und Feder), das Maxwell-Modell (Reihenschaltung von Dämpfer und Feder) und das Gehmann-Modell (Parallelschaltung von Maxwell- und Kelvin-Voigt-Modell)²⁰². Der Nachteil dieser Modelle ist, dass sie durch die Linearität die Amplitudenabhängigkeit der dynamischen Steifigkeit und des Verlustwinkels nicht nachbilden²⁰³.

¹⁹⁶MTS (2004): Model 793.31 Dynamic Characterization Process S.146

¹⁹⁷DIN 53513: Prüfung von Kautschuk und Elastomeren

¹⁹⁸Sell/Ehrt/Meß (2008): Schwingungstechnisch optimierte Bauteile für das Fahrwerk S.140

¹⁹⁹David/Helber/Rees (1987): Methode zur Ermittlung der Übertragungssteifigkeit von Gummimetallteilen im akustischen Frequenzbereich

²⁰⁰Helber/Doncker (1989): ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, Bd. 91,

²⁰¹Seemann (2001): Identifikation und Optimierung des Fahrzeugschwingungskomforts unter Berücksichtigung nichtlinearer Fahrwerkseigenschaften S.27

²⁰²Seemann (2001): Identifikation und Optimierung des Fahrzeugschwingungskomforts unter Berücksichtigung nichtlinearer Fahrwerkseigenschaften S.29

²⁰³Troulis (2002): Übertragungsverhalten von Radaufhängungen für Personenwagen im komfortrelevanten Frequenzbereich S.59

Modelle, die speziell die statische Hysterese simulieren, enthalten zusätzlich zu den Federelementen Coulombsche Reibelemente²⁰⁴.

Einfache Modellansätze wie das Kelvin-Voigt-Modell, mit skalaren Parametern oder nichtlinearen Kennlinien, gelten für ausgewählte Arbeitspunkte, d.h. die Modellparameter müssen für den jeweiligen Lastfall angepasst werden²⁰⁵. Das Lagermodell muss erweitert werden, wenn es für große Amplituden- und Frequenzbereiche gelten soll. Beispielsweise kann das Modell aus vier Teilsystemen bestehen, wobei jedes für die Abbildung bestimmter Eigenschaften zuständig ist. Zur Realisierung der Amplitudenabhängigkeit wird eine statische Hysterese-funktion und eine nichtlineare Federkennlinie verwendet. „Das dynamische Verhalten wird durch die Verwendung eines SpringPot-Elements, welches auf fraktionalen Ableitungen basiert, und einem Dämpfer zur Korrektur des Verlustwinkels nachgebildet.“²⁰⁶ Ein komplexes Modell ist dann notwendig, wenn amplituden- und frequenzabhängige Eigenschaften der Gummilager die Simulationsergebnisse stark beeinflussen.

Um die Amplitudenabhängigkeit von Elastomerlagern darstellen zu können, wird in²⁰⁷ eine nichtlineare Kraft eingeführt. Ein linearer Kraftanteil, der aus einer Kombination von Feder- und Dämpfelementen resultiert, dient der Modellierung der Frequenzabhängigkeit. Die Summe der Kraftanteile liefert die Gesamtkraft. Auf Basis der üblichen Messwerte von statischer und dynamischer Steifigkeit können die fehlenden Modellparameter iterativ ermittelt werden.

3.3 Fazit

Sowohl bei Schwingungsdämpfern als auch bei Gummimetall-Lagern unterscheiden sich die statischen von den dynamischen Eigenschaften. Diese werden üblicherweise an servohydraulischen Prüfständen gemessen, wobei eine Weganregung vorgegeben und eine Kraftantwort aufgezeichnet wird. Bei der Interpretation der frequenzabhängigen Unterschiede ist zu beachten, dass das physikalische Ersatzschaltbild eines Gummimetall-Lagers die Parallelschaltung eines Feder- und eines Dämpfelementes ist, wohingegen der Schwingungsdämpfer mit einer Reihenschal-

²⁰⁴Seemann (2001): Identifikation und Optimierung des Fahrzeugschwingungskomforts unter Berücksichtigung nichtlinearer Fahrwerkseigenschaften S.31

²⁰⁵Dronka/Rauh (2007): Modell zur Simulation von Fahrwerks-Gummilagern. Eigenschaften - Modellstruktur - Parametrierung S.372

²⁰⁶Dronka/Rauh (2007): Modell zur Simulation von Fahrwerks-Gummilagern. Eigenschaften - Modellstruktur - Parametrierung S.389

²⁰⁷Pfeffer/Hofer (2002): Einfaches nichtlineares Modell für Elastomer- und Hydrolager. zur Optimierung der Gesamtfahrzeug-Simulation

tung aus Feder- und Dämpfelement beschrieben wird. Da die Anregung des Schwingungsdämpfers von den Eigenschaften des Topmounts abhängt (und umgekehrt), können die Feder- und Dämpfungsanteile der Kraftantwort des Dämpfermoduls ausschließlich in der Kombination dieser Bauteile ermittelt werden.

4 Dämpfermodul als Übertragungsglied von fahrbahninduzierten Schwingungen

Beim Überfahren der Fahrbahnoberfläche führt das Höhenprofil der Fahrbahn zu Schwingungen des Fahrzeugs. In diesem Kapitel wird zunächst das Übertragungsverhalten des Dämpfermoduls, bestehend aus Schwingungsdämpfer und Topmount, bei fahrbahninduzierten Schwingungen untersucht.

Im Weiteren werden schwerpunktmäßig die Übertragungseigenschaften des Schwingungsdämpfers erläutert. Hierfür wird die bisher zur Beschreibung der dynamischen Dämpfereigenschaften verwendete „dynamische Steifigkeit“ diskutiert und eine neue Kenngröße eingeführt. Deren Auswirkung auf den Fahrkomfort wird sowohl an praktischen Versuchen als auch vergleichsweise an Simulationsergebnissen gezeigt.

Aus folgenden Gründen wird für diesen Untersuchungsschwerpunkt der Frequenzbereich bis 50Hz betrachtet

1. Um die Reproduzierbarkeit der Versuchsdurchführung zu gewährleisten, wird eine 4-Stempel-Hydropulsanlage verwendet. Die maximale Anregungsfrequenz dieses Prüfstandes liegt bei 50Hz.
2. Ein Großteil der komfortrelevanten Frequenzbereiche werden bis 50Hz erfasst. Die folgende Abbildung 4.1 zeigt Frequenzbereiche, in denen unterschiedliche Fahreigenschaften bewertet werden ^{208,209,210,211,212,213}. Oberhalb 50Hz werden hauptsächlich Abrollgeräusche, die mit dem oben genannten Prüfstand nicht abgeprüft werden können, beurteilt.

²⁰⁸Heißing/Ersoy (2007): Fahrwerkhandbuch S.422

²⁰⁹Heißing/Brandl (2002): Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens S.114ff

²¹⁰Barz (2001): Untersuchungen zum Einsatz adaptiver und aktiver Fahrwerkklager S.10

²¹¹Seemann (2001): Identifikation und Optimierung des Fahrzeugschwingungskomforts unter Berücksichtigung nichtlinearer Fahrwerkseigenschaften S.2

²¹²Troulis (2002): Übertragungsverhalten von Radaufhängungen für Personenwagen im komfortrelevanten Frequenzbereich S.2

²¹³Sacramento/Biera (2007): Simulation tool for shock absorber noise prediction in time and frequency domains S.218

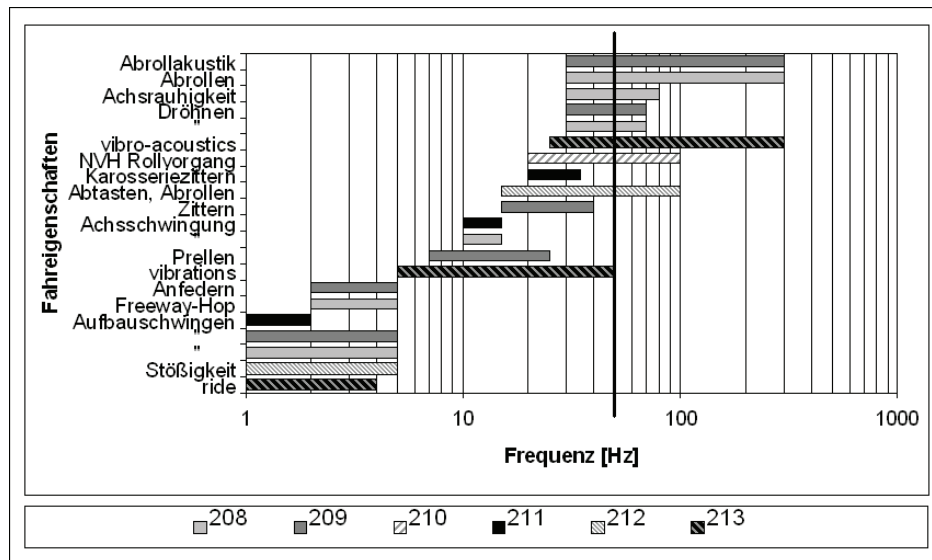


Abbildung 4.1: Frequenzbereiche von Fahreigenschaften

3. Die intensivste Erregerquelle für das Schwingungssystem Kraftfahrzeug stellen Fahrbahnunebenheiten im Frequenzbereich bis 30Hz dar²¹⁴.

4.1 Übertragungsverhalten des Dämpfermoduls

Analog der dynamischen Elastomereigenschaften wird die dynamische Steifigkeit zur Bewertung von Schwingungsdämpfern herangezogen. Wie bereits in Abschnitt 3.2.2 ausgeführt ist, werden Elastormerlager unter anderem mittels der dynamischen Steifigkeit, die der Extremalwertquotient von Kraft über Weg ist, charakterisiert²¹⁵ (siehe Gleichung 3.4).

Im folgenden Abschnitt wird die dynamische Steifigkeit zunächst für Dämpfermodule hergeleitet und im Weiteren wird diese Größe speziell für den Schwingungsdämpfer erörtert.

Die Analyse des dynamischen Übertragungsverhaltens des Dämpfermoduls und des Schwingungsdämpfers basiert im Folgenden auf Ersatzschaltbildern aus Feder- und Dämpfelementen. Zur analytischen Berechnung der Übertragungseigenschaften werden lineare Kennlinien der Kraftelemente sowie harmonische Anregungen angenommen. Für reale Kennlinien, die bereichsweise linear sind, können die folgenden Gleichungen ausschließlich für ausgewählte Bereiche angewendet werden.

²¹⁴Helling (1991): Vertikal-/Querdynamik von Kraftfahrzeugen S.13

²¹⁵vibracoustic (2002): Schwingungstechnik für Automobile S.425

4.1.1 Dämpfer und Topmount

Zur Erläuterung des Übertragungsverhaltens des Dämpfermoduls wird das Topmount ausschließlich als lineares Federelement c_{TM} und der Schwingungsdämpfer als lineares Dämpfelement d_D vereinfacht. Zwischen beiden Kräftelementen befindet sich die Kolbenstangenmasse m_{Kst} .

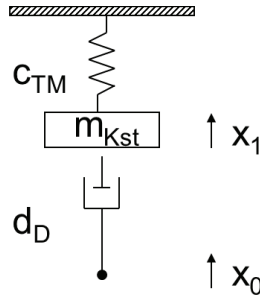


Abbildung 4.2: Vereinfachtes Dämpfermodul

Für das Kräftegleichgewicht dieses Schwingungssystems folgt

$$0 = -c_{TM}x_1 - m_{Kst}\ddot{x}_1 + (\dot{x}_0 - \dot{x}_1)d_D \quad (4.1)$$

Mit der Eigenkreisfrequenz der Kolbenstange

$$\omega_{0,Kst} = \sqrt{\frac{c_{TM}}{m_{Kst}}} \quad (4.2)$$

ist die Bewegungsgleichung der Kolbenstange

$$x_1^* = \frac{i\omega d_D x_0^*}{c_{TM}(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{0,Kst}^2}) + i\omega d_D} \quad (4.3)$$

Die komplexe Steifigkeit, die der Quotient aus Kraftantwort zu Weganregung ist, wird für das Modul wie folgt berechnet

$$c_{dyn,Modul}^*(\omega) = \frac{F_{TM}^*}{x_0^*} = \frac{c_{TM}i\omega d_D}{c_{TM}(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{0,Kst}^2}) + i\omega d_D} \quad (4.4)$$

aufgeteilt in Real- und Imaginärteil

$$c_{dyn,Modul}^* = \frac{(\omega d_D)^2 c_{TM}}{(c_{TM}(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{0,Kst}^2}))^2 + (\omega d_D)^2} + i \frac{\omega d_D c_{TM}^2 (1 - \frac{\omega^2}{\omega_{0,Kst}^2})}{(c_{TM}(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{0,Kst}^2}))^2 + (\omega d_D)^2} \quad (4.5)$$

damit ist die dynamische Steifigkeit bzw. der Betrag der komplexen Steifigkeit

$$c_{dyn,Modul} = |c_{dyn,Modul}^*| = \frac{\omega d_D c_{TM}}{\sqrt{(c_{TM}(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{0,Kst}^2}))^2 + (\omega d_D)^2}} \quad (4.6)$$

Um den Anteil des Imaginärteils bzw. des Dämpfanteils an der dynamischen Steifigkeit zu erfassen, wird der Quotient der beiden Größen gebildet und damit die relative Dämpfung eingeführt

$$d_{rel,Modul} = \frac{Im(c_{dyn,Modul})}{|c_{dyn,Modul}|} \quad (4.7)$$

mit $\omega \ll \omega_{0\,Kst}$ ist die relative Dämpfung

$$d_{rel,Modul} \approx \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{\omega d_D}{c_{TM}}\right)^2}} \quad (4.8)$$

Daraus folgt, dass sowohl mit abnehmender Topmountsteifigkeit als auch mit steigender Dämpfungskonstante die relative Dämpfung abnimmt. Die Dämpfung, die absolut bzw. effektiv vom Dämpfermodul resultiert, ist:

$$d_{eff,Modul} = d_D \cdot d_{rel,Modul} \quad (4.9)$$

Für eine ansteigende Dämpfungskonstante nimmt damit die effektive Dämpfung zu, verringert jedoch um den Faktor der relativen Dämpfung, die mit zunehmender Dämpfungskonstante abnimmt.

4.1.2 Dynamische Steifigkeit des Schwingungsdämpfers

Bisher wird zur Beschreibung der dynamischen Dämpfereigenschaften die Kenngröße „dynamische Steifigkeit“ verwendet. Zur Diskussion dieser Kenngröße werden entsprechend der Literaturquellen folgende Punkte erörtert:

- Betrag der dynamischen Steifigkeit
- Phasenwinkel
- Real- und Imaginärteil der dynamischen Steifigkeit

Betrag der dynamischen Steifigkeit

Die Dämpfermessung zur Erfassung dieser Daten erfolgt durch eine Weganregung, die Sinusschwingungen mit mehreren Frequenzen und Amplituden enthält. Wird die dynamische Steifigkeit des Dämpfers wie im Fall des Dämpferlagers berechnet, so wird sie durch Abgreifen der Extrema von Weg und Kraft aus den gemessenen Zeitverläufen erhalten. Der Betrag der dynamischen Steifigkeit ergibt sich aus dem Quotienten von Kraftamplitude zu Wegamplitude.

Der Vergleich der dynamischen Steifigkeit für eine konstante Wegamplitude, aber

unterschiedliche Frequenzen führt in der Literatur zu der Feststellung, dass mit steigender Frequenz die dynamische Steifigkeit zunimmt^{216,217,218}. Der Anstieg der dynamischen Steifigkeit wird in²¹⁹ mit dem Begriff „Versteifung“ bezeichnet. Diese Interpretation liegt nahe, da die über der Frequenz ansteigende Kurve, der Einheit einer Steifigkeit entspricht. Die Aussage, dass die dynamische „Versteifung“ im Wesentlichen auf den Elastizitäten im Dämpfer beruht²²⁰ ist jedoch nicht zutreffend.

Die Änderung der Frequenz (oder der Wegamplitude) führt bei einer harmonischen Anregung

$$x(t) = \hat{x} \sin(\omega t) \quad (4.10)$$

zu folgender Gleichung für die Geschwindigkeitsamplitude

$$\hat{\dot{x}} = 2\pi f \hat{x} \quad (4.11)$$

Daraus folgt, dass für eine konstante Wegamplitude mit der Frequenz die Geschwindigkeitsamplitude steigt. Dass wiederum die Dämpfungskraft mit der Geschwindigkeit zunimmt, entspricht lediglich der Dämpferkennlinie und ist demnach keine Beschreibung von dynamischen Dämpfereigenschaften. Selbst ein ideales Dämpfungselement mit

$$F(t) = \dot{x}(t) \cdot d \quad (4.12)$$

$$F^* = x^* i \omega d \quad (4.13)$$

führt mit

$$c_{dyn}^*(\omega) = i \omega d \quad (4.14)$$

zu einem Anstieg der dynamischen Steifigkeit über der Frequenz.

Ebenso ist die dreidimensionale Darstellung der dynamischen Steifigkeit über der Frequenz und der Amplitude (nach ²²¹) eine Darstellungsvariante der Dämpferkennlinie.

²¹⁶Seemann (2001): Identifikation und Optimierung des Fahrzeugschwingungskomforts unter Berücksichtigung nichtlinearer Fahrwerkseigenschaften S.69

²¹⁷Füllbier (2001): Systemansatz zur Untersuchung und Beurteilung des Abrollkomforts von Kraftfahrzeugen bei der Überfahrt von Einzelhindernissen S.46

²¹⁸Kolm/Kudritzki/Wachinger (1997): Optimierung des Fahrkomforts durch Betrachtung der Dämpfungseigenschaften der Radaufhängung S.111

²¹⁹Seemann (2001): Identifikation und Optimierung des Fahrzeugschwingungskomforts unter Berücksichtigung nichtlinearer Fahrwerkseigenschaften S.69

²²⁰Meljnijkov/Ammon (2000): Praxisgerechte Stoßdämpfermodelle für die Ride- & Handling-Simulation S.1097

²²¹Kolm/Kudritzki/Wachinger (1997): Optimierung des Fahrkomforts durch Betrachtung der Dämpfungseigenschaften der Radaufhängung S.111

Aus dieser folgt, dass der Betrag der dynamischen Steifigkeit für eine degressive Kennlinie mit zunehmender Frequenz und fallender Amplitude steigt. Bei einer linearen Dämpferkennlinie jedoch steigt dieser Wert mit der Frequenz für jede Amplitude. Eine progressive Kennlinie hingegen führt mit steigender Frequenz und Amplitude zu einem Anstieg der dynamischen Steifigkeit.

Die Federeigenschaften des Dämpfers, die tatsächlich aus den Dämpferelastizitäten resultieren, reduzieren die dynamische Steifigkeit bzw. erhöhen die Nachgiebigkeit des Dämpfers, wie im Folgenden gezeigt wird.

Zur Untersuchung der Weiterleitung von fahrbahninduzierten Schwingungen durch den Schwingungsdämpfer wird dieser als Kraftelement betrachtet. In dieses Schwingungssystem geht die Masse der Kolbenstange und damit die Trägheitskraft nicht in die Betrachtung ein. Damit ist die Eingangssteifigkeit gleich der Ausgangssteifigkeit des Schwingungsdämpfers. Bei dynamischer Anregung eines Schwingungsdämpfers weist dieser zusätzlich zu der Dämpfungskraft auch eine Federkraft auf. Diese führt zu einer größer werdenden Hysterese in der Darstellung der Kraft über der Anregungsgeschwindigkeit. Im Gegensatz zu Elastomerlagern, die einer Parallelschaltung von Feder und Dämpfer entsprechen, sind diese Kraftelemente im Ersatzschaltbild des Dämpfers in Reihe angeordnet. Das Modell des Schwingungsdämpfers ist damit ein Maxwell-Element, wie es in der folgenden Abbildung 4.3 zu sehen ist.

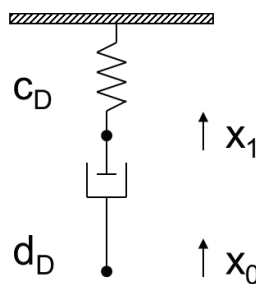


Abbildung 4.3: Maxwell-Element

Die Kräfte in diesem Schwingungssystem berechnen sich aus

$$\text{Federkraft : } F_c(t) = c_D \cdot x_1(t) \quad (4.15)$$

$$\text{Dämpfungskraft : } F_d(t) = d_D \cdot (\dot{x}_0(t) - \dot{x}_1(t)) \quad (4.16)$$

Es gilt die Beziehung

$$F(t) = F_c(t) = F_d(t) \quad (4.17)$$

Die Dämpfungskraft resultiert aus der Dämpfungskonstante bzw. aus der hydraulischen Dämpfung des Schwingungsdämpfers. Die Federsteifigkeit des Schwingungsdämpfers folgt aus der Reihenschaltung der Steifigkeiten von Ölsäule und Zylinderwand

$$\frac{1}{c_D} = \frac{1}{c_{\text{Öl}}} + \frac{1}{c_{\text{Zylinder}}} \quad (4.18)$$

Die Federsteifigkeit der Ölsäule²²² ergibt sich aus

$$c_{\text{Öl}} = \frac{A_{\text{Öl}}^2 \cdot K_{\text{Öl}}}{V_{\text{Öl}}} \quad (4.19)$$

wobei $K_{\text{Öl}}$ der Kompressionsmodul des Öls und $A_{\text{Öl}}$ der Querschnitt und $L_{\text{Öl}}$ die Länge der Ölsäule ist. Das Hydrauliköl im Dämpfer ist komprimierbar. Der Kompressionsmodul dieser Flüssigkeit ist jedoch nicht konstant, sondern von verschiedenen Parametern, wie Druck, Temperatur und dem Anteil ungelöster Luft in der Flüssigkeit abhängig²²³.

Für die Elastizität der Zylinderwand gilt

$$c_{\text{Zylinder}} = \frac{2 L s E}{D_K} \quad (4.20)$$

Diese wiederum wird aus

$$\sigma = E \cdot \epsilon \quad (4.21)$$

$$\epsilon = \frac{\Delta D_K}{D_K} \quad (4.22)$$

$$\sigma = \frac{F}{L 2s} \quad (4.23)$$

mit der Zylinderlänge L , der Wandstärke s , dem Elastizitätsmodul E und dem Kolbendurchmesser D_K berechnet.

Die Kraftantwort des Schwingungsdämpfers wird für eine harmonische Weganregung wie folgt bestimmt

$$F^* = \frac{i\omega d_D c_D}{i\omega d_D + c_D} \cdot x^* \quad (4.24)$$

Damit ist die Gleichung für die komplexe Steifigkeit

$$c_{\text{dyn},D}^*(\omega) = \frac{i\omega d_D c_D}{i\omega d_D + c_D} \quad (4.25)$$

Wird der Kehrwert der Steifigkeit, die Nachgiebigkeit, betrachtet,

$$\frac{1}{c_{\text{dyn},D}^*(\omega)} = \frac{1}{c_D} + \frac{1}{i\omega d_D} \quad (4.26)$$

²²²Murrenhoff (1999): Grundlagen der Fluidtechnik, Teil 2: Pneumatik S.35

²²³Murrenhoff (1998): Grundlagen der Fluidtechnik, Teil 1: Hydraulik S.118 ff

so ist zu sehen, dass durch die Federsteifigkeit des Maxwell-Elements die Nachgiebigkeit erhöht wird, d.h. durch die Dämpferelastizitäten steigt nicht die Steifigkeit, sondern die Nachgiebigkeit.

Das F^*/x^* -Übertragungsverhalten des Maxwell-Elements entspricht einem DT1-Glied. Der Amplitudengang ist eine von der Anregungsfrequenz, der Dämpfungskonstanten und der Federsteifigkeit abhängige komplexe Steifigkeit, deren Betrag wie folgt berechnet wird

$$|c_{dyn,D}^*(\omega)| = c_{dyn,D}(\omega) = \frac{\omega d_D c_D}{\sqrt{c_D^2 + \omega^2 d_D^2}} = \frac{\hat{F}(\omega)}{\hat{x}(\omega)} \quad (4.27)$$

Die dynamische Steifigkeit (=der Betrag der komplexen Steifigkeit) steigt über der Frequenz zunächst an und nähert sich dann asymptotisch einem Maximalwert. Daraus folgt, dass für große Werte von ω der Maximalwert der Kraft, in der Hysteresedarstellung von Kraft über Geschwindigkeit, abnimmt.

Für den Vergleich unterschiedlicher Frequenzen wird zum Erreichen der konstanten Geschwindigkeit die Wegamplitude, entsprechend der direkten Proportionalität zwischen Wegamplitude und Frequenz, reduziert. Nimmt der Betrag der dynamischen Steifigkeit weniger zu, als die Wegamplitude abnimmt, so wird der Maximalwert der Dämpfungskraft nicht mehr erreicht. Dieser dynamische Effekt ist auch in der Darstellung des Betrags der dynamischen Steifigkeit enthalten, allerdings wird die Minderung der Dämpfungskraft zum Sollwert nicht verdeutlicht.

Phasenwinkel

Neben dem Betrag der dynamischen Steifigkeit wird in der Literatur der Phasen- bzw. Verlustwinkel von Schwingungsdämpfern für unterschiedliche Frequenzen verglichen^{224,225,226}.

Für eine ideale Feder ist der Phasenwinkel 0° und für einen idealen Dämpfer 90° . Je mehr der Federanteil des Dämpfers zunimmt, umso kleiner wird der Phasenwinkel. Mit dem Phasengang für lineare kontinuierliche Systeme bei harmonischen Anregungen

$$\tan\varphi(\omega) = \frac{\text{Im}(c_{dyn,D}^*(\omega))}{\text{Re}(c_{dyn,D}^*(\omega))} \quad (4.28)$$

²²⁴Kolm/Kudritzki/Wachinger (1997): Optimierung des Fahrkomforts durch Betrachtung der Dämpfungseigenschaften der Radaufhängung S.113

²²⁵Seemann (2001): Identifikation und Optimierung des Fahrzeugschwingungskomforts unter Berücksichtigung nichtlinearer Fahrwerkseigenschaften S.69

²²⁶Füllbier (2001): Systemansatz zur Untersuchung und Beurteilung des Abrollkomforts von Kraftfahrzeugen bei der Überfahrt von Einzelhindernissen S.47

kann für das Maxwell-Element mit linearen Kennlinien für jede Anregung ein spezifischer Phasenwinkel

$$\tan\varphi(\omega) = \frac{c_D}{\omega \cdot d_D} \quad (4.29)$$

bestimmt werden. Dieser hängt ab von der Federsteifigkeit und der Dämpfungskonstante.

Für Krafftelemente mit nichtlinearen Kennlinien ändert sich demnach der Wert des Phasenwinkels über einen Anregungszyklus, sobald die Anregung die Linearität der Kennlinie verlässt. Darüber hinaus ist der Phasenwinkel ausschließlich für harmonische Schwingungen definiert (DIN 1311-1²²⁷) oder es ist eine harmonische Linearisierung notwendig.

Schwingungsdämpfer weisen in den meisten Fällen eine asymmetrische Verteilung der Zug- und Druckkräfte auf, wodurch die Kennlinie im Geschwindigkeitsnulldurchgang eine Nichtlinearität besitzt. Daraus folgt, dass für übliche, nichtlineare Schwingungsdämpfer die genannte Auswertung des Phasenwinkels problematisch ist.

Real- und Imaginärteil der dynamischen Steifigkeit

In der Literatur werden, aus dem Betrag der dynamischen Steifigkeit, der Steifigkeitsanteil und der Dämpfungsanteil der Kraftantwort von Schwingungsdämpfern ermittelt^{228,229}. Bei konstanter Geschwindigkeitsamplitude und steigender Frequenz wird der Anstieg des Realteils als „Tendenz zur Versteifung“²³⁰ bzw. „Versteifungseffekt“²³¹ bezeichnet.

Zur Erläuterung von Real- und Imaginärteil der dynamischen Steifigkeit wird das oben dargestellte Maxwell-Modell herangezogen, für das ein Dämpfkrafftelement und ein Federelement mit konstanten Parametern verwendet wird.

Die komplexe Steifigkeit aus Gleichung 4.25 wird nun aufgeteilt in Real- und Imaginärteil

$$c_{dyn,D}^*(\omega) = \frac{c_D \omega^2 d_D^2}{c_D^2 + \omega^2 d_D^2} + i \frac{c_D^2 \omega d_D}{c_D^2 + \omega^2 d_D^2} \quad (4.30)$$

Der Anstieg von Real- und Imaginärteil über der Frequenz ergibt sich demnach aus der Abhängigkeit von ω .

Es ist zu betonen, dass sowohl der Realteil als auch der Imaginärteil des Maxwell-Elements neben ω von den Parametern c_D und d_D abhängen. Im Gegensatz dazu ist bei Elastomerlagern, deren Ersatzschaltbild eine Parallelschaltung von Feder und Dämpfer

²²⁷DIN 1311-1: Schwingungen und schwingungsfähige Systeme

²²⁸Eickhoff et al. (2009): Dynamische Eigenschaften eines Stoßdämpfermoduls S.360

²²⁹Ammon (1997): Was macht der Stoßdämpfer mit dem Abrollkomfort? S.126

²³⁰Eickhoff et al. (2009): Dynamische Eigenschaften eines Stoßdämpfermoduls S.360

²³¹Ammon (1997): Was macht der Stoßdämpfer mit dem Abrollkomfort? S.127

ist (Kelvin-Voigt-Element), der Realteil ausschließlich von c und der Imaginärteil von d und ω abhängig. Dieser Unterschied ist bei der Interpretation für Schwingungsdämpfer zu beachten.

Aus Gleichung 4.30 folgt, dass der Realteil für kleine ω

$$Re(c_{dyn,D}^*) = \frac{\omega^2 d_D^2}{c_D^2} \quad (4.31)$$

ist. Damit führt für kleine ω im Vergleich zweier beliebiger, unterschiedlicher Federsteifigkeiten c_{D1} und c_{D2} die höhere Steifigkeit zu einem kleineren Realteil.

Für große Werte von ω berechnet sich der Realteil aus

$$Re(c_{dyn,D}^*) = c_D \quad (4.32)$$

und damit führt die höhere Federsteifigkeit zu einem höheren Maximalwert, dem sich der Realteil asymptotisch nähert.

Aus der Diskussion des Verlaufs der Realteile folgt, dass bei einer Vergleichsmessung unterschiedlicher Dämpfer im üblichen Frequenzbereich bis 50Hz, der Dämpfer mit der höheren Federsteifigkeit zu einem geringeren Real- bzw. Federanteil führt. Aus diesem Grund muss sorgfältig zwischen den Begriffen Federanteil und (Feder-) Steifigkeit unterschieden werden.

Der Imaginärteil von Gleichung 4.30 besitzt ein Maximum bei der Eckkreisfrequenz

$$\omega_e = \frac{c_D}{d_D} \quad (4.33)$$

Daraus folgt, dass das Maximum des Imaginärteils dem halben Wert der Federsteifigkeit entspricht:

$$Im(\omega_e) = \frac{c_D}{2} \quad (4.34)$$

Da für den Schwingungsdämpfer Real- und Imaginärteil in jedem Fall über der Frequenz ansteigen, soll eine weitere Größe zur Charakterisierung der Dämpfereigenschaften beitragen. Die bereits für das Dämpfermodul in Abschnitt 4.1.1 eingeführte „relative Dämpfung“ ist für den Schwingungsdämpfer

$$d_{rel,D} = \frac{Im(c_{dyn,D}^*)}{|c_{dyn,D}^*|} = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{\omega}{\omega_e}\right)^2}} \quad (4.35)$$

Daraus folgt analog zur relativen Dämpfung des Dämpfermoduls, dass mit zunehmender Dämpfungskonstante und abnehmender Federsteifigkeit, dies entspricht für den Schwingungsdämpfer einer niedrigen Eckfrequenz, die relative Dämpfung abnimmt.

4.2 Charakterisierung des Schwingungsdämpfers

Es wurde gezeigt, dass der Betrag der dynamischen Steifigkeit im Frequenzbereich fahrbahninduzierter Schwingungen bis 50Hz die dynamischen Eigenschaften des Schwingungsdämpfers nicht wiedergibt, sondern eine Variante ist. die quasistatische Kennlinie darzustellen.

Zur Charakterisierung des Schwingungsdämpfers werden in diesem Abschnitt die Ermittlung der Federsteifigkeit des Dämpfers erläutert und die neuen Kenngrößen „Federleistung“ und „effektives Dämpfersteifigkeitsverhältnis“ eingeführt.

4.2.1 Ermittlung der Federsteifigkeit

Der Schwingungsdämpfer besitzt im Ersatzschaltbild des Maxwell-Elements eine Dämpfungskonstante und eine Federsteifigkeit. Zur praktischen Ermittlung der Federsteifigkeit werden zwei Wege diskutiert.

Dämpfkraft $F(v) = 0$

Um die Federsteifigkeit des Dämpfers zu erhalten, wird zunächst in der Darstellung von Kraft über Geschwindigkeit die Breite der Hysterese, entsprechend $F=0$, herangezogen. Trotz einer Anregungsgeschwindigkeit ungleich 0, ist die gemessene Kraft 0. Für das Maxwell-Element gilt zu jeder Zeit:

$$F = F_c = F_d \quad (4.36)$$

Daraus folgt, dass bei $F=0$ sowohl die Federkraft als auch die Dämpfkraft null sind. Für die Feder liegt dieser Zustand vor, wenn sie nicht ausgelenkt wird. Damit ist $x_1=0$. Die Dämpfkraft ist null, wenn es keine Relativgeschwindigkeit gibt, d.h. $v_0 = v_1$.

Aus diesem Zusammenhang lässt sich die Federsteifigkeit nicht ermitteln.

Dämpfkraft $F(v) \neq 0$

Ist die Kraft des Schwingungsdämpfers $\neq 0$, so lässt sich

- für jede Weganregung
- und jede Dämpferkennlinie (linear und nichtlinear)

mit folgender Vorgehensweise die Federsteifigkeit c_D (siehe Abbildung 4.3) ermitteln.

Die aus dem Schwingungsdämpfer resultierende Kraft F muss für einen ausgewählten

Zeitpunkt erfasst werden. Dieser Kraft lässt sich eine Relativgeschwindigkeit aus der quasistatischen Messung der Dämpferkennlinie zuordnen.

$$F \rightarrow v_0 - v_1$$

Dies gilt unter der Annahme, dass die Erfassung der statischen Kennlinien bei kleinen Frequenzen geschieht, und damit die gemessene Anregungsgeschwindigkeit der Relativgeschwindigkeit des Dämpfers im Maxwell-Element entspricht.

Die Geschwindigkeit v_1 folgt aus der Differenz der Relativgeschwindigkeit und der aufgezeichneten Anregungsgeschwindigkeit v_0 . Zum ausgewählten Zeitpunkt muss zusätzlich zur Dämpfungskraft der Anstieg der Kraft über der Zeit ermittelt werden. Mit den genannten Größen lässt sich die Federsteifigkeit wie folgt berechnen

$$c_D = \frac{dF}{dt} \frac{1}{v_1} \quad (4.37)$$

Da die Federsteifigkeiten von Zylinderwand und Ölsäule in Reihe geschaltet sind, und die Ölfedersteifigkeit mit beispielsweise 5kN/mm viel kleiner ist als die Zylinderwandsteifigkeit mit ca. 3000kN/mm, folgt die innere Dämpferelastizität zu 99,8% aus der Elastizität der Ölsäule.

Aus Gleichung 4.19 zur Berechnung der Federsteifigkeit der Ölsäule

$$c_{\text{Öl}} = \frac{A_{\text{Öl}} \cdot K_{\text{Öl}}}{L_{\text{Öl}}}$$

ergeben sich folgende Abhängigkeiten:

- $K_{\text{Öl}}$: die Kompressionsmodul des Öls ist druckabhängig und damit abhängig vom zeitlichen Verlauf der Kolbenbewegung
- $A_{\text{Öl}}$: die Querschnittsfläche der Ölsäule ist in Zug- und Druckrichtung des Dämpfers auf Grund der geometrischen Verhältnisse von Kolben- zu Kolbenstangendurchmesser unterschiedlich
- $L_{\text{Öl}}$: die Länge der Ölsäule variiert mit der Position des Kolbens im Dämpfer

Aus den genannten Abhängigkeiten folgt, dass die Federsteifigkeit nicht konstant ist. Somit ist die Federsteifigkeit, die bisher zur Ermöglichung der analytischen Berechnung als konstant angenommen wurde, nichtlinear und variabel. Der Dämpfer kann also nicht mit einer einzelnen Größe für die Federsteifigkeit charakterisiert werden.

Aus diesem Grund wird zur Beschreibung der federnden Eigenschaften des Dämpfers die Verwendung der Hysteresefläche vorgeschlagen. Diese Fläche ergibt sich während eines Anregungszyklus aus der Darstellung der Dämpfungskraft über der Anregungsgeschwindigkeit. In dieser integralen Größe sind für eine Anregung die genannten Abhängigkeiten der Federsteifigkeit enthalten.

4.2.2 Einführung neuer Dämpferkenngrößen

Um die dynamischen Eigenschaften des nichtlinearen Dämpfers zu charakterisieren wird an dieser Stelle der Begriff der **Federleistung** eingeführt. Die Federleistung wird zunächst an linearen Kennlinien erläutert. Sie wird als Flächenintegral der Dämpfer- bzw. Federkraft über der Geschwindigkeit definiert. Daraus folgt, dass die Federleistung einer idealen Feder mit linearer Kennlinie der Kreisfläche entspricht und bei einem idealen Dämpfer die Federleistung null ist (siehe Bild 4.4). Im Vergleich dazu ist das Integral der Kraft über dem Weg die Dämpfarbeit, die bei einem linearen, idealen Dämpfer die Kreisfläche und bei einer idealen Feder null ist.

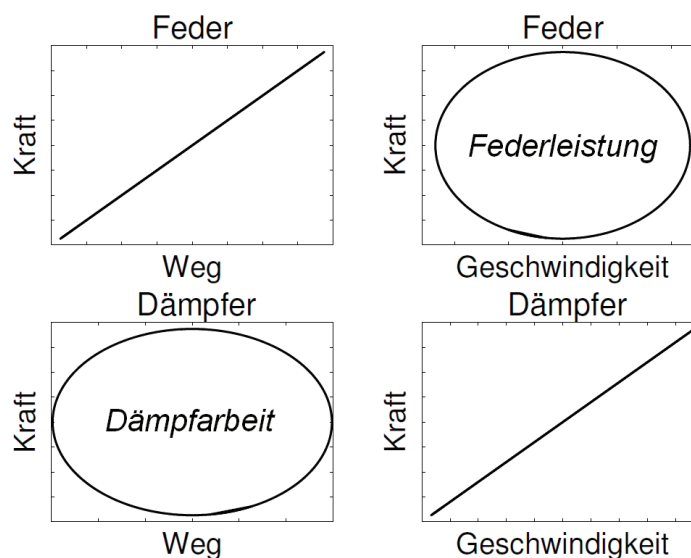


Abbildung 4.4: Dämpfarbeit - Federleistung (nach²³²)

Für einen realen Dämpfer, entsprechend einer Reihenschaltung von Feder- und Dämpfelement, werden zur analytischen Berechnung der Federleistung konstante Systemparameter sowie eine harmonische Weganregung angenommen.

Für das Integral der Dämpferkraft über der Geschwindigkeit gilt

$$\int_0^T F dv = \int_0^T c_{dyn,D} \hat{x} \sin(\omega t + \varphi) dv \quad (4.38)$$

Damit folgt für den Betrag der Federleistung

$$P_F = \frac{1}{2} T \hat{x}^2 \omega^2 \cos \varphi c_{dyn,D} \quad (4.39)$$

²³²Stretz/Sonnenburg/Winner (2010): Komfortrelevante Untersuchung des dynamischen Schwingungsverhaltens von Dämpfermodulen in Kraftfahrzeugen S.89

Die Fläche der Hysterese wird für eine Geschwindigkeitsamplitude mit zunehmender Frequenz größer. Dies ist für jede Kombination von Dämpfungskonstante und Federsteifigkeit zu verzeichnen. Der Anstieg der Federleistung über ω ist jedoch für jeden Dämpfer bzw. für jede Kombination von Feder- und Dämpfelement spezifisch. Es ist zu betonen, dass die Federleistung nicht, wie die Eigenschaften eines reinen Dämpfelements, von der Geschwindigkeit, sondern von der Anregungsbeschleunigung ($\hat{x}\omega^2$) abhängt.

Aus dem Flächenintegral der Dämpferkraft über dem Anregungsweg

$$\int_0^T F dx = \int_0^T c_{dyn,D} \hat{x} \sin(\omega t + \varphi) dx \quad (4.40)$$

folgt die bekannte Größe der Dämpfarbeit

$$W_D = \frac{1}{2} T \hat{x}^2 \omega \sin \varphi c_{dyn,D} \quad (4.41)$$

Um die charakteristischen Feder- und Dämpfanteile von Dämpfern unterschiedlicher Baugrößen und Kennlinien vergleichen zu können, wird der Quotient aus Federleistung und Dämpfarbeit hier eingeführt

$$\frac{P_F}{W_D} \quad (4.42)$$

Bei Verwendung linearer Kennlinien des Maxwell-Elements folgt für diesen Quotienten

$$\frac{P_F}{W_D} = \frac{\omega^2 d_D}{c_D} \quad (4.43)$$

Die rechte Seite dieser Gleichung gilt ausschließlich für lineare Kennlinien, wohingegen der Quotient der Flächen auch für nichtlineare Kennlinien gültig ist. Aus diesem Quotienten wird weiterhin durch die Division mit ω^2 ein **effektives Dämpfersteifigkeitsverhältnis** abgeleitet und hier eingeführt

$$\tau_{D,eff}(\omega) = \frac{P_F}{W_D \cdot \omega^2} = \left(\frac{d_D}{c_D} \right)_{eff} \quad (4.44)$$

Damit wird für nichtlineare Kennlinien das effektive Verhältnis von Dämpfungskonstante zu Federsteifigkeit ermittelt. Es folgt, dass mit einer hohen Federsteifigkeit bzw. geringen Federleistung das effektive Dämpfersteifigkeitsverhältnis klein ist. Das effektive Dämpfersteifigkeitsverhältnis entspricht dem Kehrwert der Eckkreisfrequenz des Maxwell-Modells (siehe Gleichung 4.33).

Weiterhin kann das effektive Dämpfersteifigkeitsverhältnis, mit der Einheit Sekunde, als Relaxationszeit betrachtet werden. Diese Größe ist die Zeitkonstante eines Entspannungsvorganges unter konstant gehaltener Verformung. Demnach führt eine hohe

effektive Dämpfungskonstante bzw. geringe effektive Federsteifigkeit zu einer großen Relaxationszeit. Das bedeutet, dass für diesen Fall die Reaktionskraft eines Maxwell-Elements nach einer Anregung durch eine äußere Störgröße nur langsam abklingt.

4.2.3 Messung der neuen Dämpferkenngrößen

Um die Auswirkung der inneren Dämpferelastizität untersuchen zu können, werden zwei Dämpfersätze ausgelegt, die sich hauptsächlich durch ihr effektives Dämpfersteifigkeitsverhältnis unterscheiden. Die Dämpfer werden mit den Verhältnissen von Kolbendurchmesser (in mm) zu Kolbenstangendurchmesser (in mm) bezeichnet. Es werden die Baugrößen 36/15 und 32/22 verwendet. Die Dämpfer werden gezielt so aufgebaut, dass sie eine annähernd gleiche quasistatische Kennlinien besitzen (siehe Abbildung 4.5), damit das Kraftniveau und die Dämpfarbeit der Dämpfer vergleichbar ist.

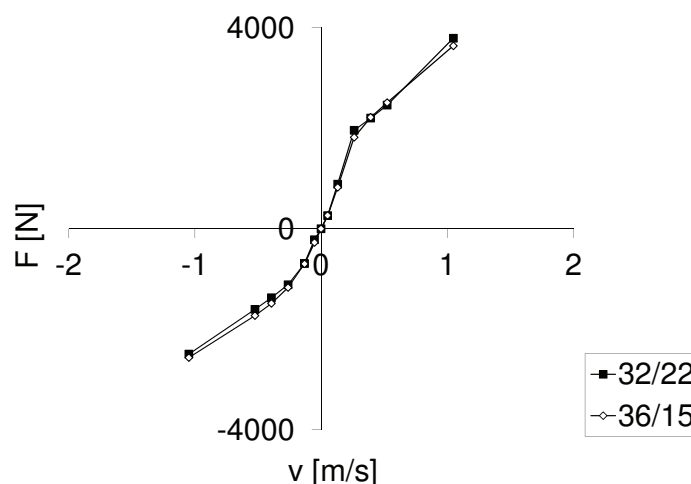


Abbildung 4.5: Statische Kennlinien der Dämpfer 36/15 und 32/22

In Zugrichtung der Dämpferbewegung ist die Querschnittsfläche der Ölsäule die Differenz von Kolben- und Kolbenstangenfläche. Für den Dämpfer 36/15 beträgt diese Fläche $A_{\text{Öl}}(36/15)=841\text{mm}^2$ und für den Dämpfer 32/22 $A_{\text{Öl}}(32/22)=424\text{mm}^2$. Entsprechend Gleichung 4.19 weist der Dämpfer 36/15 in Zugrichtung, durch die größere Querschnittsfläche der Ölsäule, eine steifere Ölfeder und damit eine kleinere Hysterese als der Dämpfer 32/22 auf.

Wird die Dämpferkraft in Druckrichtung ausschließlich durch eine Druckdifferenz am Bodenventil erzeugt, gilt

$$F_D = p \cdot A_{Kst} \quad (4.45)$$

Für diesen Fall folgt, dass der Dämpfer 36/15 durch die kleinere Kolbenstangenfläche eine weichere Ölfeder aufweist. Ferner folgt aus dieser Randbedingung, dass in Dämpfer 36/15 ein höherer Arbeitsdruck als in Dämpfer 32/22 vorliegt. Durch den Druck im Dämpfer, wird die innere Dämpferelastizität belastet. Wird diese, wie auf Seite 45 erläutert, auf die Ölfedersteifigkeit reduziert, gilt für die Auslenkung der Feder im Maxwell-Element (die Zusammenhänge im Dämpfer, die zu dieser Gleichung führen, werden im folgenden Kapitel ausführlich erläutert)

$$x_1 = \frac{\Delta p L_{\text{Öl}}}{K_{\text{Öl}}} \quad (4.46)$$

Würde in Dämpfer 36/15 die Dämpferkraft in Druckrichtung am Bodenventil erzeugt werden, würde dieser Dämpfer durch die kleinere Fläche und das höhere Druckniveau eine größere Hysterese aufweisen. Damit die Bewertung der inneren Dämpferelastizität nicht in Zug- und Druckrichtung unterschieden werden muss, ist es von Vorteil, dass der Dämpfer 36/15 sowohl in Zug- als auch in Druckrichtung die kleinere Hysterese erzeugt. Dies wird realisiert durch ein zusätzliches Druckgefälle über das 36er Kolbenventil, wodurch die Ölsäule unterhalb des Kolbens, im Vergleich zu dem Arbeitsraum oberhalb des Kolbens, druckbeaufschlagt ist. Diese hat als Wirkfläche die gesamte Kolbenquerschnittsfläche. Durch die größere Querschnittsfläche und den damit geringeren Druck, weist der Dämpfer 36/15 zusätzlich zu der Zugrichtung auch in Druckrichtung die kleinere Federleistung auf.

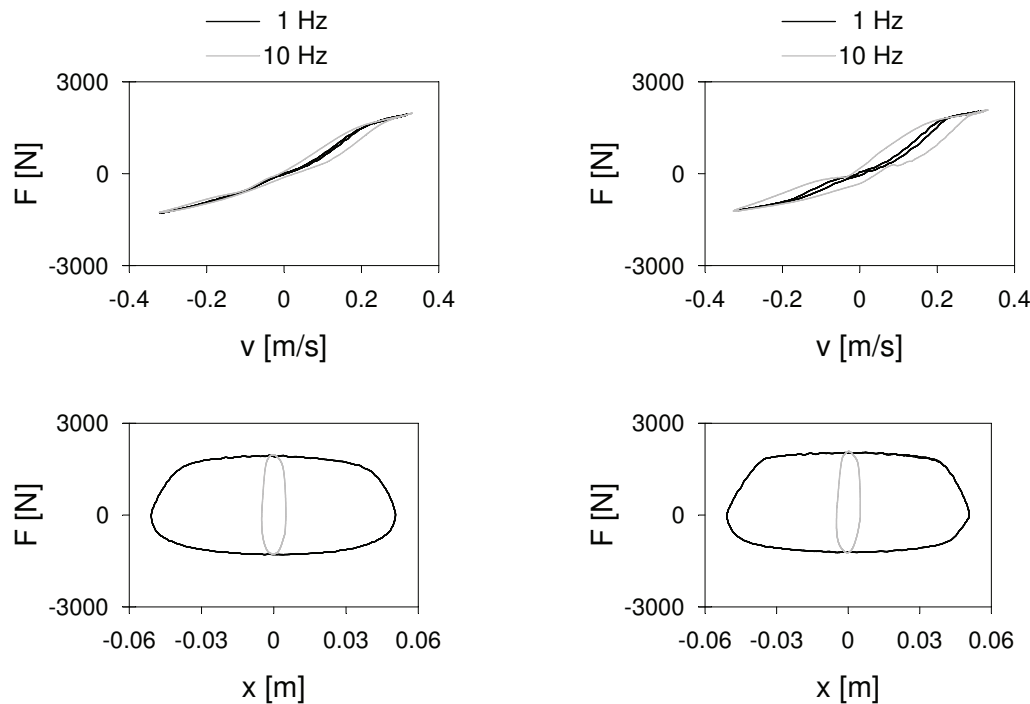
Abbildung 4.6 zeigt Messergebnisse von Federleistung und Dämpfarbeit der genannten Dämpfer. Hierfür wurden die Dämpfer an dem beschriebenen einaxialen Hydropulsprüfstand mit starrer Anbindung montiert. Es erfolgte eine sinusförmige Weganregung mit 5mm und 10Hz sowie 50mm und 1Hz. Gemessen wurden sowohl die Weganregung als auch die Kraftantwort.

Die folgende Tabelle 4.1 fasst die Werte der Flächenintegrale der beiden Dämpfer entsprechend der vorhergehenden Abbildung zusammen. Die Dämpfarbeit ist für beide Dämpfer nahezu gleich, wohingegen die Federleistung des Dämpfers 32/22 mindestens doppelt so groß als die des Dämpfers 36/15 ist.

Tabelle 4.1: Integrale Größen: Federleistung und Dämpfarbeit

	Dämpfer 36/15	Dämpfer 32/22
1Hz	$P_F=18\text{W}$	$P_F=52\text{W}$
	$W_D=272\text{Nm}$	$W_D=280\text{Nm}$
10Hz	$P_F=142\text{W}$	$P_F=310\text{W}$
	$W_D=27\text{Nm}$	$W_D=26\text{Nm}$

Für die effektiven Dämpfersteifigkeitsverhältnisse werden damit die in Tabelle 4.2 zu-



(a) 36/15

(b) 32/22

Abbildung 4.6: Federleistung und Dämpfarbeit der Versuchsdämpfer

sammengefassten Werte berechnet. Das effektive Dämpfersteifigkeitsverhältnis von Dämpfer 36/15 ist deutlich kleiner als das des Vergleichsdämpfers. Die Abweichung zwischen den Dämpfern ist jedoch für die unterschiedlichen Weganregungen nicht konstant, da das Steifigkeitsverhältnis für nichtlineare Bauteile frequenzabhängig ist.

Tabelle 4.2: Effektives Dämpfersteifigkeitsverhältnis

	$\tau_{D,eff}$ [s]	
	Dämpfer 36/15	Dämpfer 32/22
1Hz	0,0017	0,0047
10Hz	0,0013	0,003

4.3 Auswirkung der Federeigenschaften der Schwingungsdämpfer

In diesem Abschnitt wird gezeigt, wie sich die Federleistung bzw. das effektive Dämpfersteifigkeitsverhältnis des Dämpfers bei fahrbahninduzierten Schwingungen auf den Fahrkomfort auswirkt.

Zu diesem Zweck werden praktische Versuche mit unterschiedlichen Dämpfern erläutert. Hierfür werden die bereits genannten Dämpfer mit den Baugrößen 36/15 und 32/22 verwendet. Diese Dämpfer besitzen bei unterschiedlichen inneren Dämpferelastizitäten eine möglichst gleiche quasistatische Kennlinie, d.h. sie weisen, wie im vorhergehenden Abschnitt gezeigt wurde, unterschiedliche Federleistungen bei gleicher Dämpfarbeit auf.

Die Dämpfer kommen in einem Versuchsfahrzeug zum Einsatz, um die Auswirkung des effektiven Dämpfersteifigkeitsverhältnisses auf das Schwingungsverhalten eines realen Fahrzeugs aufzeigen zu können. Zum Vergleich werden die Dämpfer an einem Halbachsprüfstand (Corner Test Rig = CTR) gemessen, um Einflüsse des Gesamtfahrzeugs auf die Ergebnisse auszuschließen.

Auf Basis des Messaufbaus des Viertelfahrzeugs wird ein Simulationsmodell erstellt, um die Übertragung der fahrbahninduzierten Schwingungen zu simulieren. Es basiert auf den bereits in diesem Kapitel eingeführten Modellvorstellungen und ist erweitert um zusätzliche Massen- und Federelemente.

Zum Vergleich von Messung und Simulation werden die Signale der Radträger- und Aufbaubeschleunigung zur Auswertung herangezogen. Diese Signale werden gefiltert, da es in diesem Kapitel im Speziellen um die Weiterleitung der Anregungsschwingungen bis 50Hz geht. Als Filter wird ein Butterworth-Tiefpass zweiter Ordnung mit 50Hz Grenzfrequenz verwendet.

4.3.1 Randbedingungen der praktischen Versuche

Beide Versuchsreihen, Gesamtfahrzeug und Viertelfahrzeug, finden auf einer Vierstempel-Hydropulsanlage statt, um die Reproduzierbarkeit der Messungen zu gewährleisten. Die Eckdaten des Arbeitsbereiches dieser Anlage sind in Tabelle 4.3 zusammengefasst.

Das Gesamtfahrzeug sowie der Halbachsprüfstand werden demnach bei nichtrollenden Rädern angeregt. Im Unterschied zum rollenden Rad, bei dem eine Verhärtung des Reifens zu vernachlässigen ist, nimmt beim nichtrollenden Reifen im Frequenzbereich bis 20Hz die dynamische Verhärtung um 50% höhere Werte als die statische Reifenfeder-

Tabelle 4.3: Arbeitsbereich der Vierstempel-Hydropulsanlage

Daten	Einheit	Wert
Maximale Geschwindigkeit der Stempel	[m/s]	2,9
Maximaler Hub der Stempel	[mm]	250
Maximale Anregungsfrequenz	[Hz]	50

rate an²³³.

Die Weganregung für Messung und Simulation werden aus zwei unterschiedlichen Straßenprofilen erhalten, die einer Fahrt über rauem Asphalt entsprechen. Diese werden mit „Strecke 1“ und „Strecke 2“ bezeichnet. Abbildung 4.7 zeigt die Frequenzspektren dieser Anregungsprofile, wobei der Effektivwert des Höhenprofils über der Frequenz dargestellt wird.

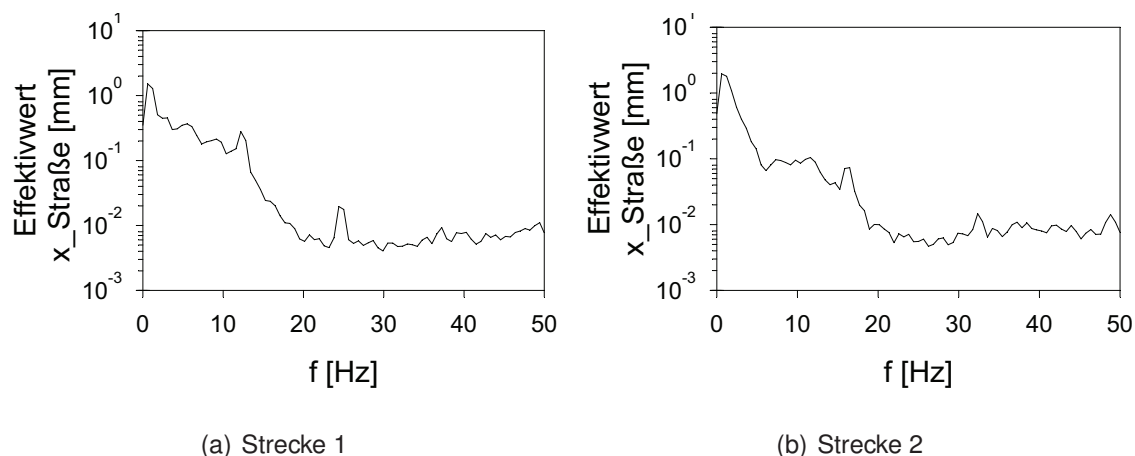


Abbildung 4.7: Frequenzspektren der verwendeten Anregungsprofile

Die folgenden Messungen werden mit der Software „TurboLab“²³⁴ ausgewertet. Diese beinhaltet einen Programmblock, der die Effektivwerte eines Signals im Frequenzbereich berechnet (siehe Anhang 2). Die Einheit der Signale im Frequenzbereich ist hiermit gleich der Einheit der Signale im Zeitbereich.

Bei allen Messungen werden dasselbe Rad und derselbe Reifen verwendet. Diese stehen in derselben Position auf dem Stempel und sind mit dem gleichen Luftdruck gefüllt. Zudem werden für den Dämpfervergleich die Messungen des Gesamtfahrzeugs und des CTRs mit denselben Dämpfermodulen durchgeführt.

²³³Manger (1995): Untersuchung des Schwingungsverhaltens von Kraftfahrzeugen bei kleinen Erregeramplituden unter besonderer Berücksichtigung der Coulombschen Reibung S.36

²³⁴M.E.B. Management EDV Beratung Bernd Sparrer: TurboLab V6.0

Um die Messstellen zwischen den Prüfständen möglichst wenig zu verändern, werden die Sensoren im Fahrzeug an der vorderen, linken Radaufhängung angebracht, da diese mit ihren Kinematikpunkten am CTR nachgebildet wird. Zur Bewertung der Weiterleitung fahrbahninduzierter Schwingungen werden für den folgenden Vergleich ausschließlich die Beschleunigungen an Radträger und Fahrzeugaufbau verglichen, da mit diesen Werten die Eingangs- und Ausgangsgrößen des Dämpfers gemessen werden. Hierfür werden Beschleunigungssensoren verwendet, die nach dem piezoelektrischen Prinzip entsprechend einer beschleunigungsabhängigen Verformung eine Spannung ausgegeben. Um eine ausreichende Aussteuerung im Messbereich der Sensoren zu erreichen, wird für die Messung an der Karosserie ein Sensor, der maximal ca. 100m/s^2 misst, eingesetzt und am Radträger ein Sensor mit einem Messbereich bis zu ca. 500m/s^2 .

Weitere Randbedingungen:

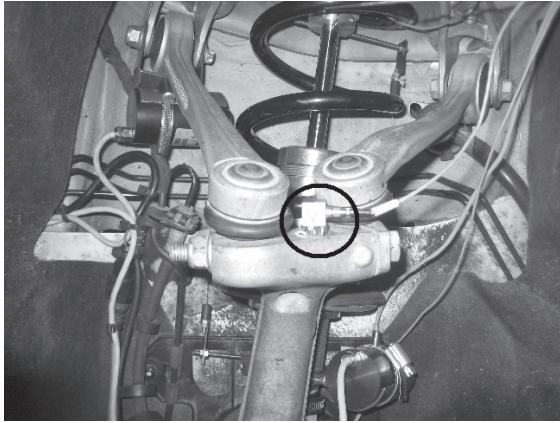
- Die Abtastrate der Messsignale beträgt 10kHz. Zur AD-Wandlung wird ein Messsystem von der Firma imc Meßsysteme GmbH eingesetzt.
- Es wurden Messwiederholungen durchgeführt, um zu vermeiden, dass zufällige Ereignisse in der Interpretation der Messergebnisse bewertet werden.
- Die Temperatur der Dämpfer wurde kontrolliert, um den Unterschied des Kraftaufbaus durch eine temperaturabhängige Änderung der Ölviskosität zu vermeiden.

4.3.2 Messung Fahrzeug

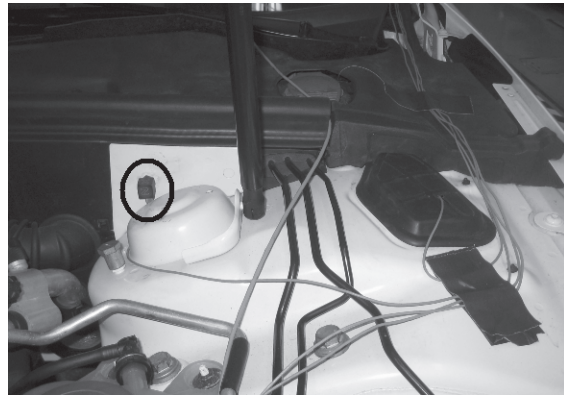
Zur Messung des Übertragungsverhaltens des Dämpfermoduls konzentrieren sich die praktischen Versuche auf die linke Radaufhängung der Vorderachse des Versuchsfahrzeugs, da diese für Vergleichsmessungen an einem Halbachsprüfstand nachgebildet und gemessen wird. Die genannten Dämpfer 36/15 und 32/22 werden ausschließlich an der Vorderachse des Fahrzeugs verglichen, während an der Hinterachse CDC-Dämpfer ungeregelt, mit einer mittleren Kennlinie, im Einsatz sind. Das Fahrzeug wird bei den Messungen an allen vier Rädern angeregt.

Bei dem Versuchsfahrzeug handelt es sich um einen AUDI A4 (Modellreihe B8 siehe Anhang 8.1). Die Vorderachse dieses Fahrzeugs ist als Fünflenker-Achse ausgeführt. Im Dämpfermodul ist zwischen Topmount und Dämpfer ein so genannter Lagerbock verbaut, durch dessen Befestigung an der Karosserie wird das Topmount formschlüssig im Dornblech vorgespannt. Da Form und Bauraum des Dornbleches die Anbringung eines Beschleunigungssensors erschweren, wird dieser zur Messung der Aufbaubeschleunigung an einem direkt anschließenden, vertikalen Blech befestigt (Abbildung 4.8(b)). Zur

Messung der Radbeschleunigung wird ein Beschleunigungssensor am Radträger angebracht (Abbildung 4.8(a)).



(a) Radträgerbeschleunigung



(b) Aufbaubeschleunigung

Abbildung 4.8: Beschleunigungssensoren zur Fahrzeugmessung

Um den Unterschied der Radträger- und Aufbaubeschleunigung durch die beschriebenen Dämpfer aufzeigen zu können, werden die Frequenzspektren der Signale verglichen (siehe Abbildung 4.9). Hierfür werden die Mittelwerte der Effektivwerte von jeweils drei Wiederholungsmessungen aufgetragen. Zur Ergänzung wird in Anhang 8.3 die Spannweite dieser Effektivwerte, bezogen auf den jeweiligen Mittelwert, gegenüber der Abweichung der Mittelwerte durch die unterschiedlichen Dämpfer dargestellt.

Bei beiden Anregungsprofilen weisen die Frequenzspektren der Aufbaubeschleunigung zwischen ca. 5 und 10Hz mit Dämpfer 36/15 vergleichsweise größere Werte auf. Im Gegensatz dazu führt Dämpfer 32/22 zu höheren Beschleunigungswerten sowohl des Fahrzeugaufbaus im Bereich von ca. 25 bis 35Hz als auch des Radträgers von ca. 20 bis 30Hz. Abbildung 8.3 zeigt, dass die genannten Differenzen durch Verwendung der unterschiedlichen Versuchsdämpfer stärker voneinander abweichen, als die Wiederholungsmessungen untereinander. Der Vergleich der Frequenzspektren verdeutlicht, dass Frequenz und Amplitude der Resonanzspitzen von der Weganregung abhängen.

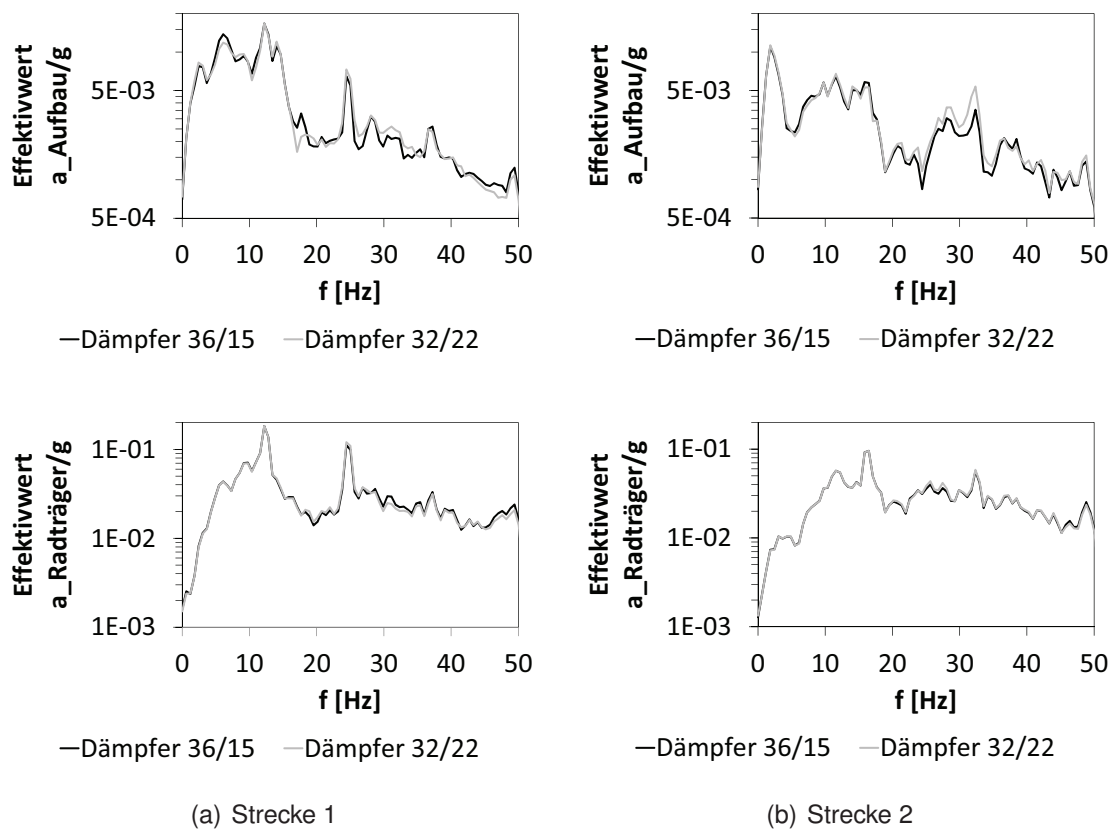


Abbildung 4.9: Frequenzspektren der Mittelwerte der Fahrzeugmessungen

4.3.3 Messung Viertelfahrzeug

Um bei der Bewertung der Auswirkung des effektiven Dämpfersteifigkeitsverhältnisses Störgrößen aus dem Gesamtfahrzeug zu eliminieren, werden die Messungen an einem Viertelfahrzeug-Prüfstand wiederholt. Dieser bildet die linke Hälfte der Vorderachse des verwendeten Fahrzeugs nach (siehe Abbildung 4.10).

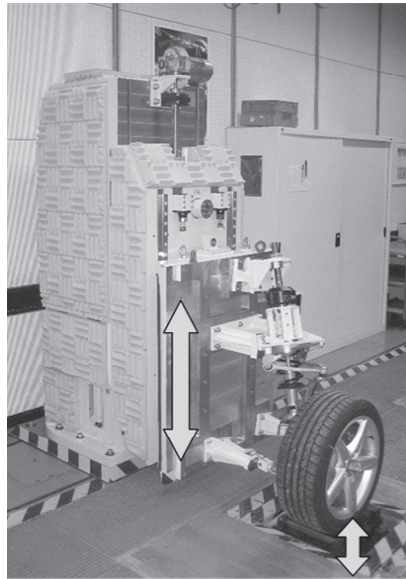


Abbildung 4.10: Viertelfahrzeug

Dieser Prüfstand besitzt als Grundkörper eine Säule, die an ihrem Fundament drehbar gelagert ist. So kann der Aufbau der Radaufhängung zu Messzwecken auf einen Stempel der Vierstempel-Hydropulsanlage geschwenkt werden. Der Fahrzeugaufbau wird durch eine Masse nachgebildet, die an diesem Prüfstand als Schlitten bezeichnet wird. Dieser ist über zwei Linearführungen mit dem Grundkörper verbunden, wodurch das freie Schwingen in vertikaler Richtung ermöglicht ist. Über eine Platte, die an dem Schlitten befestigt ist, werden die Adapter zur Aufnahme der Achsbauteile montiert. Die Adapter wurden so ausgelegt, dass die Kinematikpunkte im Raum denen der Fahrzeugachse entsprechen. Als Gegenstück für das Dämpfermodul wird der Teil des Karosseriebleches, der das Topmount aufnimmt, verwendet. Um den Aufbau des Viertelfahrzeugs so weit wie möglich zu vereinfachen, werden keine weiteren Karosserieteile angebracht. Der genannte Lagerbock, an dem die oberen Querlenker befestigt sind, wird über einen separaten Adapter montiert. Das Blech für das Topmount wird über einen weiteren Adapter befestigt. Dieser ist mit einer Kraftmessdose verbunden, um die Vorspannkraft des Topmounts einstellen zu können.

Abbildung 4.11 zeigt analog zu den Messergebnissen der Gesamtfahrzeugmessung die Frequenzspektren der Mittelwerte von Radträger- und Aufbaubeschleunigung für die Messungen des Viertelfahrzeug-Prüfstandes. Wie bereits bei den Ergebnissen des Gesamtfahrzeugs werden hier ebenfalls zwischen ca. 5 und 10 Hz bzw. 15 Hz größere Werte der Aufbaubeschleunigung mit Dämpfer 36/15 als mit Dämpfer 32/22 gemessen. Auch bei diesen Unterschieden ist die Differenz der Frequenzspektren durch die Versuchsdämpfer deutlich größer als die Spannweite der Wiederholungsmessungen. Im Gegensatz zu den Fahrzeugmessungen führt Dämpfer 32/22 zu höheren Aufbaubeschleunigungen bei ca. 45 Hz. In den übrigen Frequenzbereichen der Effektivwerte von Aufbau- und Radträgerbeschleunigung werden keine weiteren eindeutigen Unterschiede auf Grund der verschiedenen Eigenschaften der Versuchsdämpfer festgestellt.

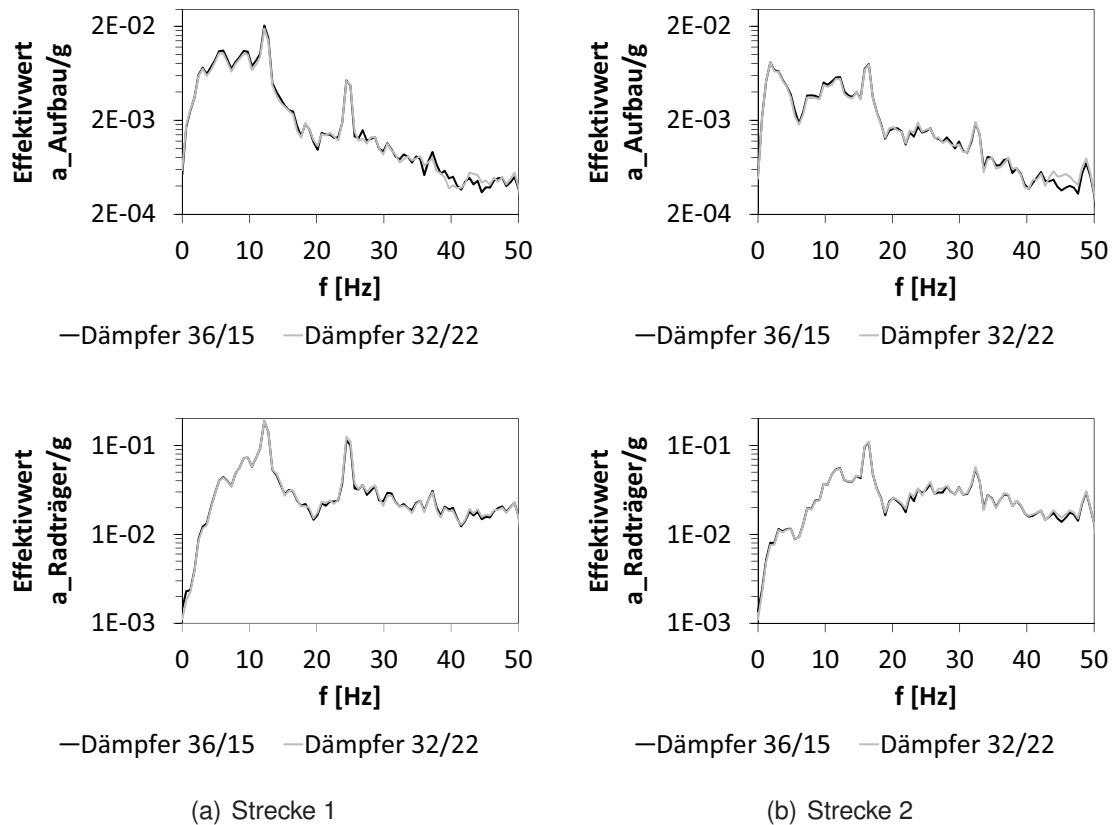


Abbildung 4.11: Frequenzspektren der Mittelwerte der Viertelfahrzeugmessungen

4.3.4 Simulation Viertelfahrzeug

Zur gezielten Parameteränderung des Viertelfahrzeugs wird dieses mittels eines Simulationsmodells analysiert. Das Modell soll möglichst einfach und mit wenigen Parametern das Schwingungsverhalten des Viertelfahrzeugs nachbilden. Abbildung 4.12 zeigt die Anordnung der Massen sowie der Feder- und Dämpfelemente des Modells.

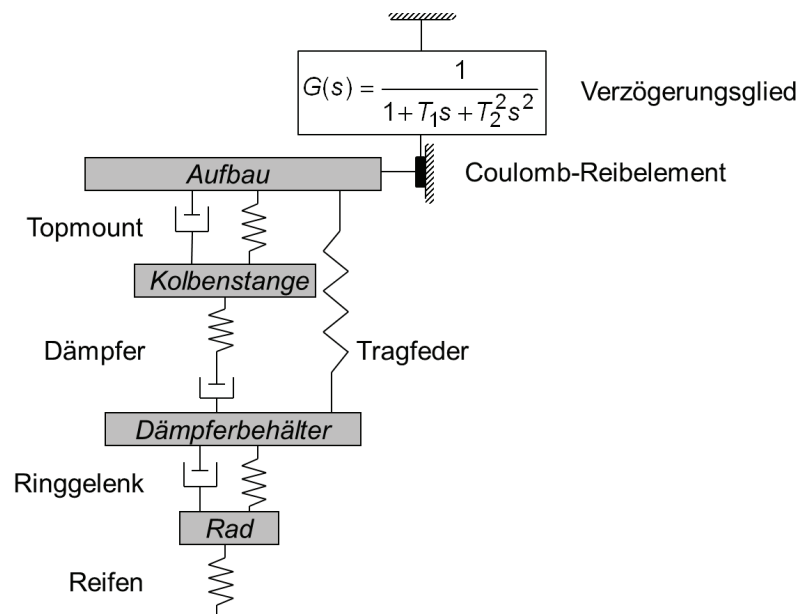


Abbildung 4.12: Simulation entsprechend der Viertelfahrzeugmessung

Für die Modellparameter, deren Ermittlung in Anhang 8.4 erläutert wird, werden die Werte aus Tabelle 4.4 eingesetzt. Abweichend von der Gesamtfahrzeugmessung tritt am Viertelfahrzeug Reibung an der Führung der Aufbaumasse auf. Diese wird zur Nachbildung der Viertelfahrzeugmessung im Simulationsmodell durch ein Coulomb-Viscous-Reibglied berücksichtigt, das vor allem in den Wegumkehrpunkten einen Offset von 100N erzeugt. Dem Reibelement wird ein Verzögerungsglied zweiter Ordnung nachgeschaltet, um Unstetigkeiten in den Nulldurchgängen zu vermeiden. In die allgemeine Übertragungsfunktion²³⁵ mit der komplexen Frequenz $s = i\omega$

$$G(s) = \frac{1}{1 + T_1 s + T_2^2 s^2} \quad (4.47)$$

werden hier für die Konstanten $T_1=2\text{e-}3\text{s}$ und $T_2^2=1\text{e-}6\text{s}^2$ eingesetzt. Damit ist die Eigenkreisfrequenz des Verzögerungsgliedes

$$\omega_0 = \frac{1}{T_2} = 1000\text{rad/s} \quad (4.48)$$

²³⁵Unbehauen (2002): Regelungstechnik 1 S.98

Tabelle 4.4: Modellparameter

Parameter	Wert	
Masse Aufbau	414kg	
Federsteifigkeit Topmount	1100N/mm	
Dämpfung Topmount	344Ns/m	
Federsteifigkeit Tragfeder	53N/mm	
Masse Kolbenstange	36/15: 0,60kg	32/22:1,08kg
Dämpfung	siehe Abbildung 4.5	
Dämpferelastizitäten	36/15 Zug: 6,7kN/mm 36/15 Druck: 16,3kN/mm	32/22 Zug:3,2kN/mm 32/22 Druck:2,6kN/mm
Masse Dämpferbehälter	2,5kg	
Steifigkeit Ringgelenk	25000N/mm	
Dämpfung Ringgelenk	11333Ns/m	
Masse Rad	36kg	
Reifensteifigkeit	515N/mm	

Zur Validierung des Modells muss dieses folgende Anforderungen erfüllen:

1. Der charakteristische Verlauf der Effektivwerte der Beschleunigungssignale über der Frequenz muss in den Frequenzspektren der Simulationsergebnisse erkennbar sein.
2. Der gemessene Unterschied der Leistungsspektren von Rad- und Aufbaubeschleunigung durch die unterschiedlichen Dämpfer, muss vom Modell in der gleichen Reihenfolge wiedergegeben werden.
3. Der Vergleichswert Γ , der im Folgenden eingeführt wird und der dem Vergleich der Signale im Zeitbereich dient, muss in den vom Versuch ermittelten Grenzen liegen.

zu Modellanforderung 1.

Abbildung 4.13 zeigt den Vergleich der Frequenzspektren von Viertelfahrzeugmessung und Simulation mit Dämpfer 36/15. Die Lage der Resonanzspitzen und damit der charakteristische Verlauf der Effektivwerte über der Frequenz wird mit den simulierten Beschleunigungssignalen bis ca. 25Hz sehr gut wiedergegeben.

Über den gesamten Frequenzbereich kann es aus folgenden Gründen zu Abweichungen kommen

- Vereinfachte Umsetzung der Reibung
- Abschätzung der Modellparameter

- Verwendung konstanter Bauteileigenschaften

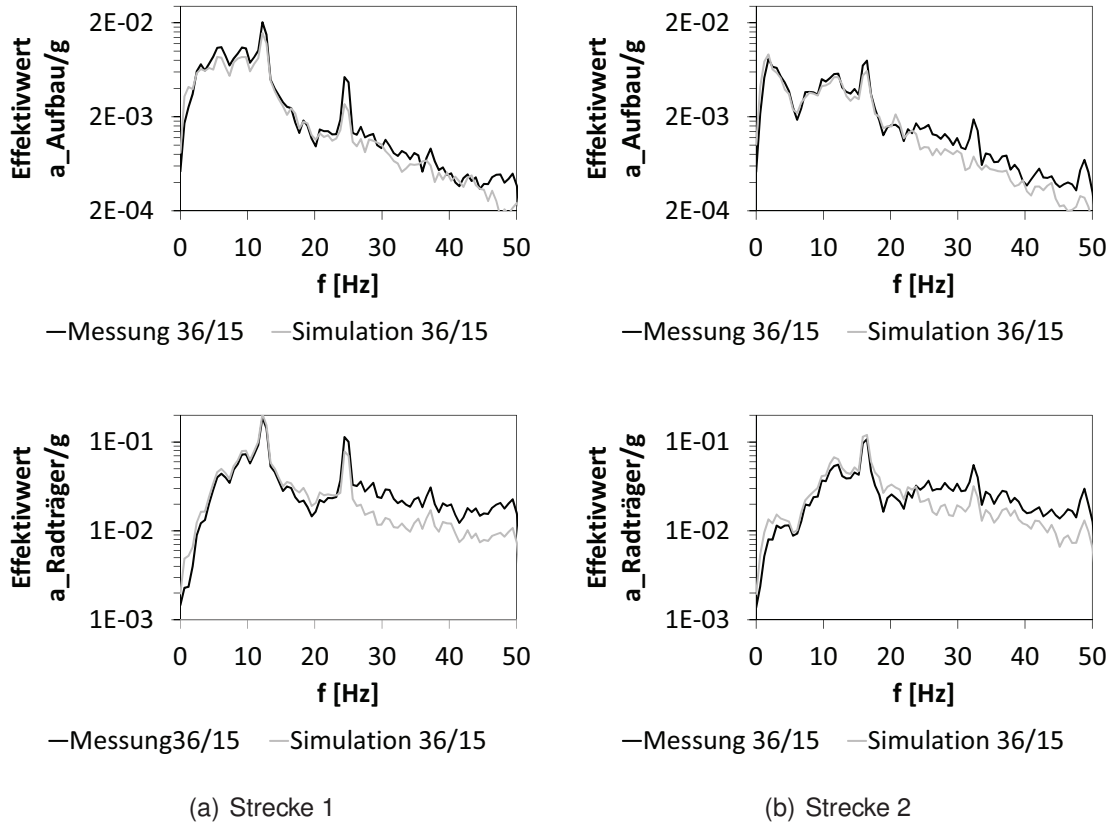


Abbildung 4.13: Vergleich der Frequenzspektren von Messung und Simulation des Viertelfahrzeugs

zu Modellanforderung 2.

Wie bereits bei der Auswertung der Messungen (siehe Abbildung 4.11 und 4.9) festgestellt wurde, führt Dämpfer 36/15 ebenfalls im Simulationsmodell zu höheren Werten der Aufbaubeschleunigung im Frequenzbereich zwischen 5 und 15 Hz (siehe Abbildung 4.14). Im Vergleich der Radträgerbeschleunigung ist zu sehen, dass die Effektivwerte mit Dämpfer 32/22 im Frequenzbereich von 15 bis 25 Hz über denen des Vergleichsdämpfers liegen. Dieser Unterschied ist bereits in den Fahrzeugmessungen bei ca. 20 bis 30 Hz aufgetreten und bei den Viertelfahrzeugmessungen ansatzweise vorhanden, wobei in diesem Fall die Differenz durch die verschiedenen Dämpfer in der Spannweite der Wiederholungsmessungen bleibt. In weiteren Frequenzbereichen der Effektivwerte von Aufbau- und Radträgerbeschleunigung gibt es keine eindeutigen Unterschiede durch den Wechsel der Versuchsdämpfer. Das Modell gibt insgesamt den Unterschied der Dämpfer analog der Messungen im Frequenzbereich wieder.

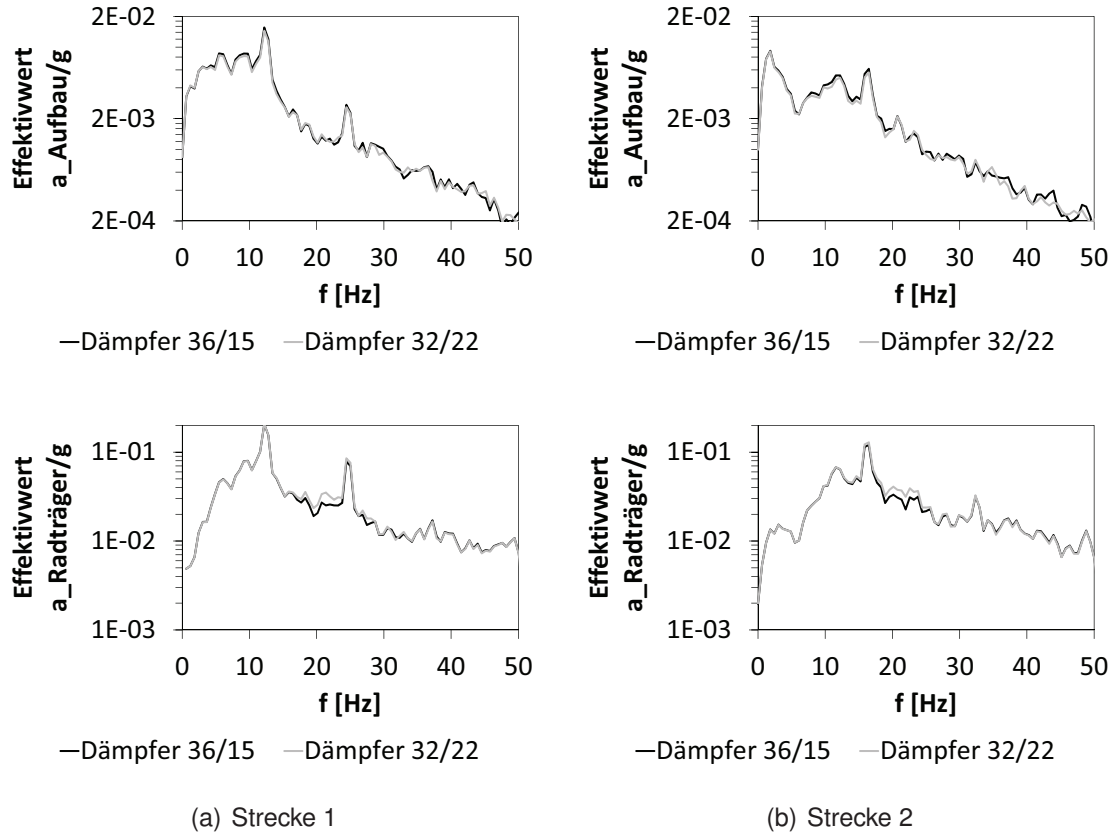


Abbildung 4.14: Frequenzspektren der simulierten Beschleunigungssignale

zu Modellanforderung 3.

In Anlehnung an den Gütewert von²³⁶ wird hier eine Vergleichsgröße Γ eingeführt. Diese dient dazu, den Unterschied der zeitlichen Verläufe von ausgewählten Beschleunigungssignalen zu quantifizieren. Zum einen wird die Vergleichsgröße zur Quantifizierung der Reproduzierbarkeit von Wiederholungsmessungen verwendet und zum anderen werden die Unterschiede der Aufbau- und Radträgerbeschleunigung durch die unterschiedlichen Dämpfer berechnet. Diese Bewertungsgröße wird durch die Differenzbildung zweier Beschleunigungssignale ermittelt.

$$\text{Differenz} = \text{Basismessung} - \text{Vergleichsmessung} \quad (4.49)$$

Γ wird berechnet aus

$$\Gamma = \left(1 - \frac{\text{Standardabweichung}_{\text{Differenz}}}{\text{Standardabweichung}_{\text{Basis}}}\right) \cdot 100\% \quad (4.50)$$

Das Dividieren der Standardabweichung des Differenzsignals durch die Standardabweichung der Basismessung, führt bei sehr guter Übereinstimmung der Signale zu

²³⁶Fröhlich/Nyenhuys: Entwicklung und Untersuchung eines Zustandsbeobachters für ein semiaktives Fahrwerkregelsystem

einem Differenzwert gegen null und damit zu $\Gamma = 100\%$.

Alle Messungen am CTR, Basis- und Vergleichsmessungen, wurden in direkter Abfolge drei Mal wiederholt. Die Abweichung dieser Wiederholungsmessungen untereinander ergab für die Vergleichsgröße Γ folgende minimale Werte

Tabelle 4.5: Abweichung der Wiederholungsmessungen

	$\Gamma_{\text{Aufbau}} [\%]$	$\Gamma_{\text{Radträger}} [\%]$
Strecke 1	92	90
Strecke 2	91	90

Das heißt, durch das Wiederholen einer Messung können an der Aufbaubeschleunigung bereits 9% Abweichung der Signale auftreten und an der Radträgerbeschleunigung 10%.

Die Vergleichsmessungen des Dämpfers 32/22 bezogen auf die Basismessungen des Dämpfers 36/15 liefern für Γ folgende Werte (siehe Tabelle 4.6). Damit ist der

Tabelle 4.6: Abweichung der Messung durch unterschiedliche Dämpfer

	$\Gamma_{\text{Aufbau}} [\%]$	$\Gamma_{\text{Radträger}} [\%]$
Strecke 1	86-89	81-86
Strecke 2	84-88	84-87

Vergleichswert durch Verwendung der unterschiedlichen Dämpfer kleiner als eine Wiederholungsmessung. Die Dämpfer führen demnach für die Aufbaubeschleunigung zu einem Unterschied von 3% bis maximal 16%. Für die Radträgerbeschleunigung ist der Unterschied mindestens 3% bis maximal 19%. Werden die Ergebnisse für beide Straßenanregungen zusammengefasst, folgt daraus, dass die Vergleichswerte der Simulationsergebnisse der beiden Dämpfer für die Aufbaubeschleunigung zwischen 84% und 97% und für die Radträgerbeschleunigung zwischen 81% und 97% liegen müssen.

Die Simulationsergebnisse liefern die in Tabelle 4.7 zusammengefassten Unterschiede: Damit liegen die Unterschiede der Simulationen in den Grenzen des Versuchs.

Tabelle 4.7: Abweichung der Simulationsergebnisse durch unterschiedliche Dämpfer

	$\Gamma_{\text{Aufbau}} [\%]$	$\Gamma_{\text{Radträger}} [\%]$
Strecke 1	90	89
Strecke 2	86	87

Da der Verlauf von Aufbau- und Radträgerbeschleunigung von dem verwendeten Weganregungsprofil abhängt und damit in den Frequenzspektren die Resonanzen nicht eindeutig abgegrenzt werden können, wird das Simulationsmodell im nächsten Schritt mit einem Sinus-Sweep Signal angeregt, um das Überwiegen bestimmter Frequenzanteile zu vermeiden. Für diese Simulation wurden die Modellparameter unverändert beibehalten, mit Ausnahme der Reibung, die hier nicht eingesetzt wird, um die freie Schwingung des Aufbaus, wie sie auch am Fahrzeug auftritt, simulieren zu können.

Der hier verwendete Sinus-Sweep ist eine sinusförmige Weganregung mit einem linearen Anstieg der Frequenz bis maximal 50Hz. Hierfür wird zum einen die Wegamplitude konstant gehalten und zum anderen die Geschwindigkeitsamplitude. In beiden Fällen ist die Anregung einmal im ansteigenden Ast der Dämpferkennlinie (bis maximal 0,12m/s Dämpfergeschwindigkeit entsprechend $\hat{x}=0,7\text{mm}$ und $\hat{v}=0,1\text{m/s}$) und einmal darüber hinaus bis in den degressiven Bereich ($\hat{x}=4\text{mm}$ und $\hat{v}=0,6\text{m/s}$).

Dieses Schwingungssystem kann zum Vergleich nicht mit linearen Kennlinien simuliert werden, da nicht nur die Dämpferkennlinie, sondern auch die Dämpferelastizität variabel ist. Lineare Dämpferparameter, die zu einem mit dem nichtlinearen Dämpfer vergleichbarem effektiven Dämpfersteifigkeitsverhältnis führen, gibt es nur für ausgewählte Frequenzen.

Die Frequenzspektren der Aufbaubeschleunigung mit der beschriebenen Sinus-Sweep Anregungen sind in Abbildung 4.15 gegenübergestellt. Bei den gewählten konstanten Wegamplituden weist der Sinus-Sweep geringe Anregungen in der Aufbauresonanz auf, weshalb die Beschleunigungswerte klein sind gegenüber denen der Radresonanz. Hier ist, sowohl mit der kleinen als auch mit der großen Wegamplitude, ein deutlicher Unterschied durch die verwendeten Dämpfer zu sehen. Dämpfer 32/22, mit dem vergleichsweise höheren effektiven Dämpfersteifigkeitsverhältnis, führt zu hohen Werten der Aufbaubeschleunigung in der Radresonanz und zu geringeren Werten außerhalb der Resonanz. Das heißt durch die größere Federleistung bei gleicher Dämpfarbeit ist die Dämpfung des Schwingungsdämpfers verringert. Dies wirkt sich aus wie eine Herabsetzung der Dämpferkennlinie, was ebenfalls zu höheren Aufbaubeschleunigungen in den Resonanzen und zu geringeren außerhalb der Resonanzen führt.

Bei Verwendung des Sinus-Sweep mit konstanter Geschwindigkeitsamplitude sind beide Resonanzen, von Aufbau und Rad, zu erkennen. In der Radresonanz ist für beide Anregungsbereich der Dämpferkennlinie, wie bereits für den Fall der konstanten

Wegamplitude diskutiert, die Aufbaubeschleunigung mit Dämpfer 32/22 höher als mit Dämpfer 36/15. In der Aufbauresonanz unterscheiden sich die Beschleunigungswerte durch die unterschiedlichen Dämpfer kaum. Das ist damit zu erklären, dass die Dämpfer bei ca. 1 Hz zwar unterschiedliche effektive Dämpfersteifigkeitsverhältnisse aufweisen, die Federung des Dämpfers 32/22 aber noch zu gering ist, um einen Einfluss auf das gesamte Schwingungssystem auszuüben.

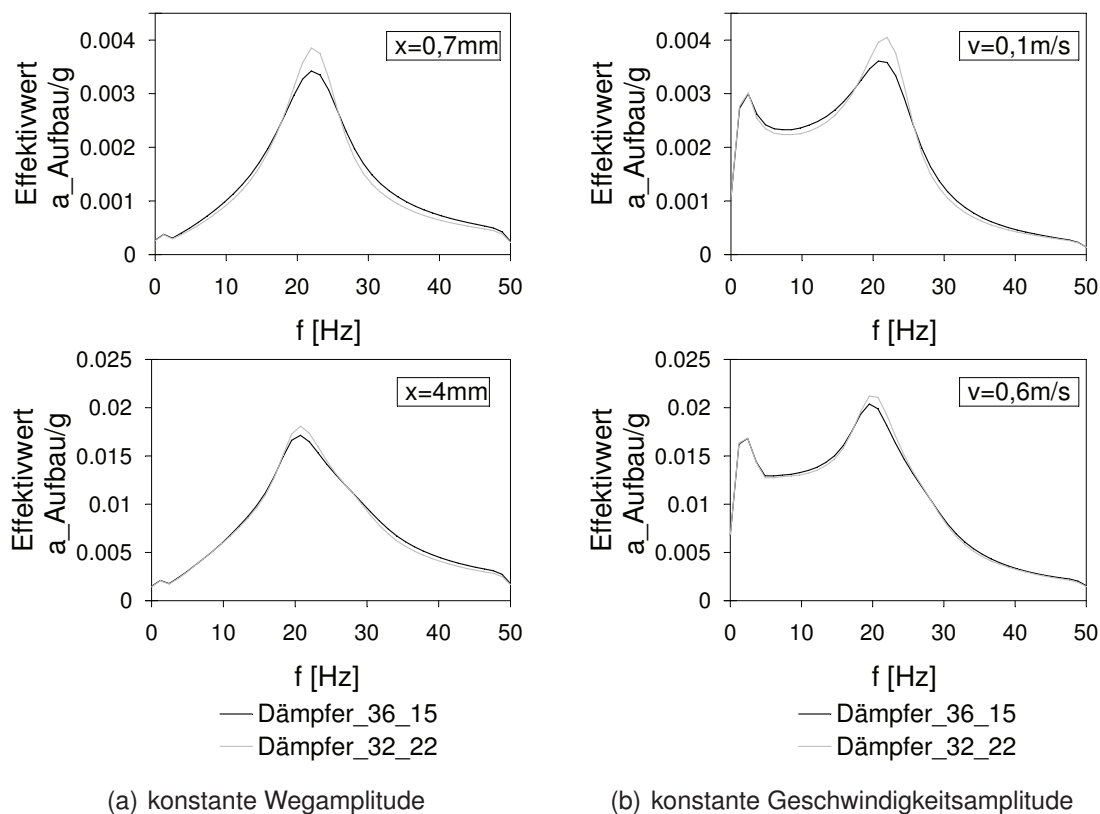


Abbildung 4.15: Frequenzspektren der simulierten Aufbaubeschleunigung bei Sinus-Sweep Anregung

Die Frequenzspektren zeigen die Effektivwerte bzw. die Amplituden von Einzelkomponenten der Signale über den ausgewählten Frequenzbereich bis 50 Hz. Die Werte der Spektrallinien sind für diese Darstellung derart korrigiert, dass die Summe über die quadrierten Spektrallinien der Gesamtleistung des Signals entspricht²³⁷.

²³⁷M.E.B. Management EDV Beratung Bernd Sparrer: TurboLab V6.0

4.4 Fazit

Zur Untersuchung des Dämpfermoduls als Übertragungsglied von Schwingungen wurde die Weiterleitung von fahrbahninduzierten Schwingungen bis zu 50Hz analysiert.

Um das Übertragungsverhalten des Dämpfers zu beschreiben, war bisher der Stand der Technik die „dynamische Steifigkeit“ zu verwenden. Diese wird analog der Auswertung von Elastormessungen, aus dem Extremalquotienten von Kraftantwort zu Weganregung gebildet. Erzielt ein Dämpfer für eine Geschwindigkeitsamplitude der Weganregung immer dieselbe Kraft, so ist der Betrag der dynamischen Steifigkeit nur eine Variante, die quasistatische Kennlinie darzustellen. Sie beschreibt nicht den dynamischen Kraftaufbau und Kraftabbau. Nimmt bei einer konstanten Wegamplitude und steigender Frequenz die Maximalkraft des Dämpfers auf Grund seiner inneren Elastizitäten ab, so ist diese Information zwar im Quotienten der dynamischen Steifigkeit enthalten, allerdings wird die Verringerung der Dämpfungskraft zum Sollwert nicht aufgezeigt.

Zusätzlich zu der dynamischen Steifigkeit wird bisher der Phasenwinkel zwischen Kraftantwort und Weganregung ausgewertet. Problematisch daran ist, dass dieser nur für lineare Kennlinien gilt. Bei der Messung von Elastomerlagern ist dies im Messbereich gegeben, nicht jedoch für Dämpfer, die in den meisten Fällen eine Nichtlinearität der Kennlinie im Übergang von Zug- zu Druckrichtung aufweisen.

Bei der Interpretation von Real- und Imaginärteil der dynamischen Steifigkeit kommt es in der Literatur zu Mehrdeutigkeiten der verwendeten Fachbegriffe. Da der Realteil der Kraftantwort phasengleich zur Weganregung ist, kann er als Federanteil bezeichnet werden. Es wird jedoch der Begriff „Federsteifigkeit“ verwendet, womit die Bedeutung einer Federrate c verbunden wird. Aus diesem Grund wird der Anstieg des Realteils als „Versteifung“ interpretiert und diese wird wiederum auf die Dämpferelastizitäten zurückgeführt. Die lineare Analyse des Dämpfers in dieser Arbeit zeigt, dass sowohl der Realteil, der dem federnden Kraftanteil entspricht, als auch der Imaginärteil, der der dämpfenden Anteil ist, zusätzlich zur Anregungsfrequenz von der Dämpfungskonstante **und** der Federsteifigkeit abhängen. Die Federsteifigkeit des Dämpfers folgt ursächlich aus den Dämpferelastizitäten, und die Anordnung der Kraftelemente von Feder und Dämpfer in Reihe führt zu einem Anstieg der genannten Steifigkeitsanteile über der Frequenz.

Als Maß für den Anteil der Dämpfung am Betrag der dynamischen Steifigkeit wird für den Schwingungsdämpfer und das Dämpfermodul die relative Dämpfung eingeführt. Sie ist der Quotient aus Imaginärteil und Betrag der dynamischen Steifigkeit. Wird diese Größe multipliziert mit der Dämpfungskonstante des Dämpfelements, lässt sich die effektive Dämpfung berechnen. Das ist die Dämpfung, die in der Radaufhängung,

trotz der inneren und äußeren Dämpferelastizitäten, wirkt.

Zur Beschreibung der dynamischen Dämpfereigenschaften wird die Federleistung eingeführt. Sie entspricht dem Flächenintegral der Hysterese von Kraft über Geschwindigkeit. Diese Größe enthält den dynamischen Kraftaufbau und Kraftabbau, der durch die Elastizitäten im Dämpfer entstehen. Des Weiteren wird das effektive Steifigkeitsverhältniss des Dämpfers eingeführt. Dieses wird definiert als Quotient aus Federleistung und dem Produkt aus Dämpfarbeit dividiert durch ω^2 . Mit Verwendung dieser integralen Größen, kann für unterschiedliche, nichtlineare Dämpfer das Verhältnis der Federanteile und der Dämpfungskraftanteile verglichen werden. Der Vorteil dieser integralen Größen ist, dass sie für nichtlineare Kraftelemente gültig sind.

Die Auswirkung des effektiven Dämpfersteifigkeitsverhältnisses auf den Fahrkomfort wird sowohl mittels Messungen am Gesamtfahrzeug und Viertelfahrzeug als auch mit einem Simulationsmodell untersucht. Hierfür wurden zwei Dämpfer mit gleicher quasistatischer Kennlinie aufgebaut, um ein vergleichbares Kraftniveau zu erzeugen. Die Dämpfer unterscheiden sich in ihrer Baugröße und besitzen damit unterschiedliche Elastizitäten bzw. Federleistungen.

Die Messungen des Gesamtfahrzeugs und des Viertelfahrzeugs sowie die Simulation des Viertelfahrzeugs zeigen bei stochastischen Anregungsprofilen, dass der Versuchsdämpfer 36/15 mit der geringeren Federleistung bei gleicher Dämpfarbeit zu höheren Aufbaubeschleunigungen im Frequenzbereich zwischen den Resonanzen von Rad und Aufbau (ca. von 5 bis 15Hz) führt. Dies entspricht der Auswirkung einer vergleichsweise höheren Dämpfung. Deutlicher werden die Unterschiede durch die Versuchsdämpfer mit der Sinus-Sweep Anregung des Viertelfahrzeugmodells. Dämpfer 32/22, der das größere effektive Dämpfersteifigkeitsverhältnis bzw. die größere Federleistung bei gleicher Dämpfarbeit aufweist, führt zu höheren Aufbaubeschleunigungen in der Radresonanz und zu geringeren außerhalb dieser Resonanz, entsprechend eines Dämpfers mit geringerer Dämpfung. Daraus folgt, dass die Dämpfung eines Schwingungsdämpfers durch einen großen Wert der Federleistung bei gleicher Dämpfarbeit herabgesetzt wird.

5 Dämpfermodul als Quelle von Schwingungen

Im vorangegangenen Kapitel wurde erläutert, wie sich die dynamischen Eigenschaften der Schwingungsdämpfer auf das Übertragungsverhalten des Dämpfermoduls im Frequenzbereich bis 50Hz auswirken. Für praktische Versuche wurden die Dämpfer 32/22 und 36/15 eingesetzt und die Beschleunigungen von Radträger und Fahrzeugaufbau gemessen.

Wie bereits in Kapitel 2 zusammengefasst wurde, kann das Dämpfermodul nicht nur als Übertragungsglied, sondern auch als Schwingungsquelle, was an der Beschleunigung der Kolbenstange zu messen ist, wirken. Speziell die Schwingung der Kolbenstange wird in diesem Kapitel untersucht. Simulierte und gemessene Beschleunigungssignale werden in der Einheit m/s^2 ausgegeben und durch die Erdbeschleunigung $g=9,81\text{m/s}^2$ dividiert.

Um die Relevanz von Kolbenstangenschwingungen im Fahrzeug nachweisen zu können, wurden während der oben genannten Versuche die Kolbenstangenbeschleunigung und der Luftschall im Fahrzeuginnenraum aufgezeichnet. Wie Abbildung 5.1 zeigt, kam an der Kolbenstange ein Beschleunigungssensor mit piezoelektrischem Messprinzip zum Einsatz, der Luftschall wurde mittels eines Mikrofons erfasst.

Die Messungen der Kolbenstangenbeschleunigung a_{Kst} in der Dämpferachse liefern die folgenden Frequenzspektren (siehe Abbildung 5.2). Zur Auswertung der hörbaren Schwingungen werden die Effektivwerte über dem Frequenzbereich ab 100Hz (Übergangsbereich von spürbaren zu hörbaren Schwingungen) bis 900Hz dargestellt. Das Frequenzspektrum des Schalldrucks zeigt, dass der Dämpfer 32/22, der ab ca. 200Hz zu vergleichsweise höheren Kolbenstangenbeschleunigungen führt, ein höheres Geräuschniveau im Fahrzeug verursacht (siehe Abbildung 5.3).

Erzeugt das Dämpfermodul, bestehend aus Schwingungsdämpfer und Topmount, Schwingungen, die nicht in der Weganregung enthalten sind, so wirkt es als Schallquelle. Wie gezeigt wurde, können diese Schwingungen an der Kolbenstange, durch Messen der Beschleunigung, aufgezeichnet werden.

Zur speziellen Untersuchung der Kolbenstangenbeschleunigung werden Dämpfer an servohydraulischen Prüfständen gemessen. Hierfür wird die Kolbenstange des Dämpfers über ein Gummimetall-Teil an einer Kraftmessdose befestigt. Gemessen

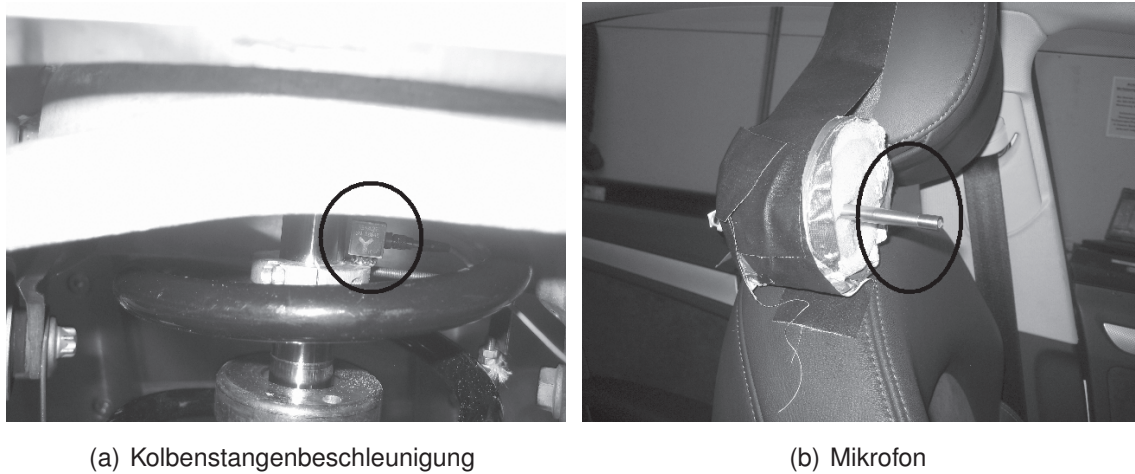


Abbildung 5.1: Sensoren zur Messung der Schwingungen aus dem Dämpfermodul im Fahrzeug

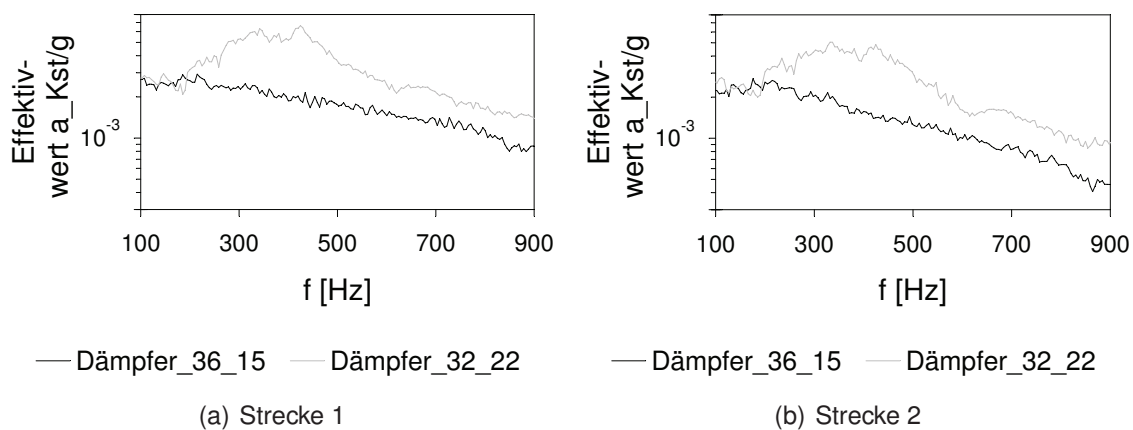


Abbildung 5.2: Frequenzspektren der Kolbenstangenbeschleunigung

werden die Weganregung des Dämpferbehälters und ausgangsseitig die Kraft des Dämpferlagers sowie die Beschleunigung der Pleuellager. Abbildung 5.4 zeigt ein typisches Messergebnis für eine sinusförmige Anregung von 25Hz mit 5mm Wegamplitude. Zu sehen ist der zeitliche Verlauf der Weganregung, die oberhalb des Topmounts an der Kraftmessdose gemessene Kraft (mit dem Begriff Lagerkraft bezeichnet) sowie die Beschleunigung der Pleuellager. Die für diese Messung verwendeten Bauteile, der Dämpfer 32/22 und ein Gummimetall-Ringgelenk, werden in Abschnitt 5.2.1 beschrieben.

Da die genannten Schwingungen der Pleuellager im Dämpfermodul entstehen, werden sie im Folgenden „modulerregte Schwingungen“ genannt. Zur Untersuchung dient ein Simulationsmodell, dessen Modellparameter zunächst beschrieben werden.

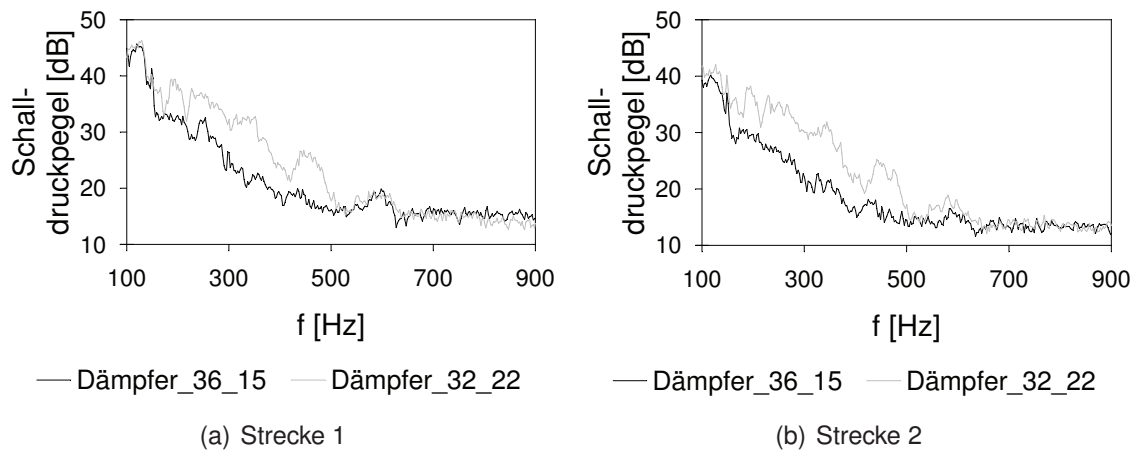


Abbildung 5.3: Frequenzspektren des Schalldruckpegels

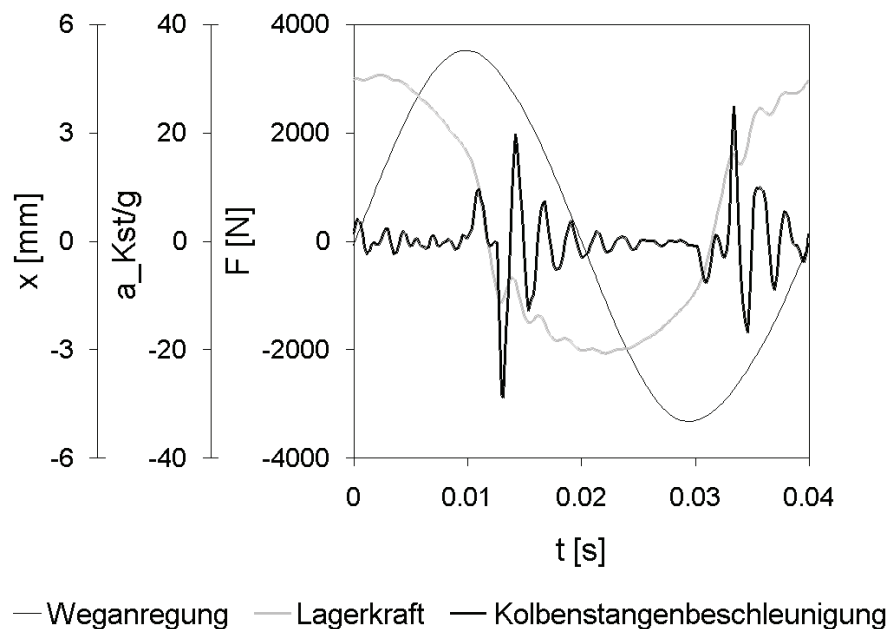


Abbildung 5.4: Beispiel Messergebnis

5.1 Modellbildung

Im vorangegangenen Kapitel „Dämpfermodul als Übertragungsglied von fahrbahnerregten Schwingungen“ wurde ein Simulationsmodell aus Feder- und Dämpfelementen aufgebaut. Hierfür wurden sowohl lineare als auch nichtlineare Kennlinien angenommen. Im folgenden Kapitel wird für den Schwingungsdämpfer ein teilphysikalisches Modell

nach²³⁸ verwendet. Das heißt die physikalischen Vorgänge im Dämpfer werden simuliert, wobei als Eingangsgrößen unter anderem empirisch ermittelte Daten dienen.

5.1.1 Einzelkomponente: Dämpferlager

Die Eigenschaften von Elastomerlagern können vereinfacht durch ein Kelvin-Voigt-Element simuliert werden.

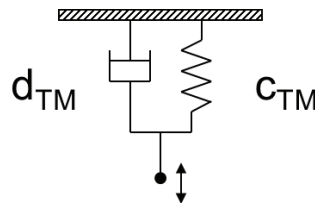


Abbildung 5.5: Einzelkomponente Topmount

In dem hier verwendeten Modell wird das Topmount durch konstante Werte für die Federsteifigkeit und die Dämpfungskonstante charakterisiert. Da sich die Materialeigenschaften von Gummi mit der Anregungsfrequenz und -auslenkung ändern, werden die Größen für den Frequenzbereich der modulierregten Schwingungen messtechnisch ermittelt. Hierfür wird an das Lager eine Masse montiert und diese durch einen Impuls zum Schwingen angeregt. Mittels der gemessenen Beschleunigung der Masse lassen sich die Materialeigenschaften des Lagers berechnen. Aus der Resonanzfrequenz und der Masse lässt sich die Federsteifigkeit des Lagers nach Gleichung 5.1 für das ungedämpfte System errechnen.

$$c = m(2\pi f)^2 \quad (5.1)$$

Die Dämpfung des Lagers bzw. des beschriebenen Einmassenschwingers wird mittels des zeitlichen Verlaufs der gemessenen Beschleunigung ermittelt. Die Auslenkung x des Signals wird zu einem Zeitpunkt t und eine Periode T später abgelesen. Aus dem logarithmischen Dekrement²³⁹

$$\ln \frac{x(t)}{x(t+T)} = \delta T \quad (5.2)$$

und dem Dämpfungsgrad²⁴⁰

$$2\delta = \frac{d}{m} \quad (5.3)$$

lässt sich die Dämpfung d bestimmen.

²³⁸Lang/Sonnenburg (1995): A Detailed Shock Absorber Model for Full Vehicle Simulation

²³⁹Vöth (2006): Dynamik schwingungsfähiger Systeme S.56

²⁴⁰Vöth (2006): Dynamik schwingungsfähiger Systeme S.49

5.1.2 Einzelkomponente: Dämpfer

Das Simulationsmodell des Schwingungsdämpfers berechnet die resultierende Dämpfungskraft aus der Differenz der Kräfte von oberen und unteren Arbeitsraum. Hierfür werden die Drücke oberhalb und unterhalb des Kolbens ermittelt.

Die Bilanzierung der Volumenströme liefert die Arbeitsraumdrücke. Zur Charakterisierung der jeweiligen Ventile werden zuvor am Strömungsprüfstand Druck-Durchfluss-Kennlinien messtechnisch erfasst, weshalb für das Modell die Bezeichnung p-Q-Modell verwendet wird. Diese beschreiben das Dämpfelement im Maxwell-Ersatzschaltbild. Die Federsteifigkeit des Dämpfers geht durch Berücksichtigung der inneren Elastizitäten in das Modell ein. Dies geschieht durch Berechnung des Volumenstroms in die Elastizitäten.

Es muss zunächst geklärt werden, ob durch die Berücksichtigung der inneren Elastizitäten die Vorgänge im Dämpfer als quasistationär angenommen werden können. Die Schallgeschwindigkeit in Öl beträgt ca. 1300m/s, die typische Länge eines Dämpferarbeitsraums wird mit 0,13m angenommen. Damit pflanzt sich die Zustandsänderung an einem Ort im Dämpfer in 10^{-4} s in den gesamten Raum fort. Bis etwa 1kHz kann man die Vorgänge im Dämpfer als quasistationär betrachten, d.h. für alle Vorgänge mit kleineren Frequenzen sind zeitliche Ableitungen vernachlässigbar, jede Druckänderung findet praktisch gleichzeitig im gesamten Raum statt.

Im Folgenden werden die physikalischen bzw. mathematischen Zusammenhänge des Modells erläutert. Da der hier betrachtete Schwingungsdämpfer physikalisch vergleichbar ist mit dem in²⁴¹ untersuchten Hydraulikzylinder, wird die dort vorgestellte Analyse der Systemnachgiebigkeiten (wie in²⁴²) hier angewendet.

Taucht der Dämpferkolben mit dem Querschnitt A_K in das Zylinderrohr mit der Geschwindigkeit $\dot{x}_K = v_K$ ein (entspricht Druckrichtung), so wird der Hauptteil des verdrängten Volumens infolge der resultierenden Druckerhöhung Δp durch ein Ventil gedrückt (Q_{Ventil}), ein anderer Teil wird in der Elastizität des Dämpfers gespeichert ($Q_{Elastizität}$). Über die Aufteilung der Volumenströme entscheidet das Druckniveau im Dämpfer, das wesentlich von der Geschwindigkeit v_K abhängt und aus der Volumenstrombilanz bestimmt wird. Die Volumenstrombilanz für einen Arbeitsraum des Dämpfers ist

$$Q_{Kolben} = Q_{Ventil} + Q_{Elastizität} \quad (5.4)$$

²⁴¹Pelz/Freitag (2002): Ursachen für Stick-Slip bei Hydraulikkolben - Theorie und Experiment

²⁴²Stretz/Sonnenburg/Winner (2010): Komfortrelevante Untersuchung des dynamischen Schwingungsverhaltens von Dämpfermodulen in Kraftfahrzeugen

Zur Vereinfachung kann Gleichung 5.4 mit stationären Größen für einen beliebigen Zeitraum Δt wie folgt geschrieben werden

$$v_K A_K \Delta t = x_{Ventil} A_K + \Delta V_{el} (\Delta p) + l_0 A_K \quad (5.5)$$

wobei l_0 eine Integrationskonstante ist. Mit x_{Ventil} wird ein äquivalenter Hub bezeichnet, den ein Kolben mit dem Querschnitt A_K zurücklegen muss, um das gleiche Ölvolumen zu verdrängen, das dem Ölfluss über das Ventil entspricht (siehe Abbildung 5.6).

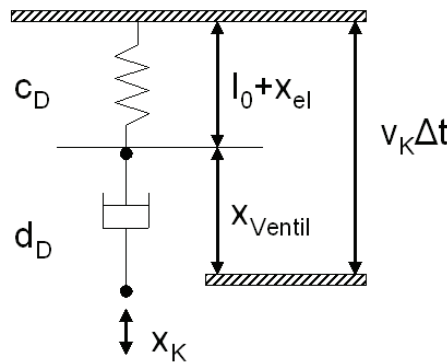


Abbildung 5.6: Dämpfermodell mit inneren Elastizitäten

Für das Volumen der inneren Dämpferelastizität wird geschrieben

$$\Delta V_{el} (\Delta p) = \Delta V_{\ddot{o}l} + \Delta V_{Zyl.} \quad (5.6)$$

mit

$$\Delta V_{\ddot{o}l} = \frac{\Delta p V_{\ddot{o}l}}{K_{\ddot{o}l}} \quad (5.7)$$

$$\Delta V_{Zylinder} = \frac{\Delta p V_{Zylinder} D}{2 E s} \quad (5.8)$$

mit $K_{\ddot{o}l}$ als Kompressionsmodul des Öls. Für das Zylinderrohr wird die Nachgiebigkeit mit dem Durchmesser D und der Wandstärke s sowie dem E-Modul von Stahl berechnet.

Gleichung 5.5 lässt sich auch wie folgt schreiben

$$x_{Ventil} = v_K \Delta t - \left(l_0 + \frac{\Delta V_{el} (\Delta p)}{A_K} \right) \quad (5.9)$$

Den Weg

$$x_{el} = \frac{\Delta V_{el} (\Delta p)}{A_K} \quad (5.10)$$

müsste der Dämpferkolben zusätzlich zurücklegen, wenn das im Elastizitätsspeicher „verlorene“ Ölvolumen ausgeglichen werden sollte.

Die Nachgiebigkeit des Dämpferöls und der Zylinderwand wirkt bei einer zeitlichen

Druckänderung als Quelle bzw. Senke im Dämpfer. Das komprimierte Öl und die gedehnte bzw. gestauchte Wand funktionieren als Energiespeicher.

Die Federkonstante der inneren Elastizitäten hängt sowohl von den Materialeigenschaften von Öl und Zylinderrohr als auch von der Geometrie der Ölsäule ab. Über die Beziehungen:

$$dF = A \cdot dp \quad (5.11)$$

$$dx = -\frac{dV}{A} \quad (5.12)$$

$$\frac{dV}{dp} = -\frac{V}{K} \quad (5.13)$$

wird die Federsteifigkeit der Ölelastizitäten wie folgt berechnet:

$$c_{\dot{O}l} = \frac{K_{\dot{O}l} A_K^2}{V_{\dot{O}l}} \quad (5.14)$$

(entsprechend für die Zugrichtung $c_{\dot{O}l} = \frac{K_{\dot{O}l} (A_K - A_{Kst})^2}{V_{\dot{O}l}}$), wobei $V_{\dot{O}l}$ das Volumen der Ölsäule und A_{Kst} die Querschnittsfläche der Kolbenstange ist.

Die Federkraft der Elastizitäten des Dämpfers ist mit Gleichung 4.18, 4.19 und 4.20

$$F_{el} = c_D (l_0 + x_{el}) \quad (5.15)$$

Das Produkt aus der Integrationskonstanten l_0 und der Kolbenfläche A_K entspricht dem Volumen, das bereits komprimiert wird, wenn die Dämpfergeschwindigkeit gleich Null und der Systemdruck größer als der umgebende Luftdruck ist.

$$l_0 = x_{el} (v_K = 0) \quad (5.16)$$

Mit den in diesem Abschnitt genannten Gleichungen wird die zeitliche Druckänderung in den Arbeitsräumen des Dämpfers nach²⁴³ simuliert. Aus Gleichung 5.4 folgt mit

$$Q_{\dot{O}l} = \frac{dp}{dt} \frac{V_{\dot{O}l}}{K_{\dot{O}l}} \quad (5.17)$$

$$Q_{Zylinder} = \frac{dp}{dt} \frac{D_i^3 \pi L}{2E (D_a - D_i)} \quad (5.18)$$

die zeitliche Druckänderung

$$\frac{dp}{dt} = \frac{A_{Kolben} v - Q_{Ventil}}{\frac{V_{\dot{O}l}}{K_{\dot{O}l}} + \frac{D_i^3 \pi L}{2E (D_a - D_i)}} \quad (5.19)$$

Der druckabhängige Volumenstrom über das Ventil Q_{Ventil} wird zur Eingabe in das Simulationsmodell empirisch ermittelt.

Mit der Abkürzung

$$K = \frac{V_{\dot{O}l}}{K_{\dot{O}l}} + \frac{D_i^3 \pi L}{2E (D_a - D_i)} \quad (5.20)$$

²⁴³Lang/Sonnenburg (1995): A Detailed Shock Absorber Model for Full Vehicle Simulation

ergibt sich für einen üblichen Zweirohrdämpfer für den oberen Arbeitsraum eine zeitliche Druckänderung von

$$\frac{dp}{dt} = \frac{(A_{Kolben} - A_{Kolbenstange})v - Q_{Kolbenventil}}{K} \quad (5.21)$$

für den unteren Arbeitsraum folgt

$$\frac{dp}{dt} = \frac{-A_{Kolben}v + Q_{Kolbenventil} - Q_{Bodenventil}}{K} \quad (5.22)$$

5.1.3 Dämpfermodul: Dämpfer + Lager

Die im Folgenden als Dämpfermodul benannte Baugruppe besteht ausschließlich aus dem Schwingungsdämpfer und dem Topmount. Da die Kombination von Dämpfer und Lager üblicherweise an einem einaxialen Hydropulsprüfstand getestet werden, ist das Simulationsmodell für dieses Subsystem an die Prüfstandsmessung angelehnt (Abbildung 5.7).

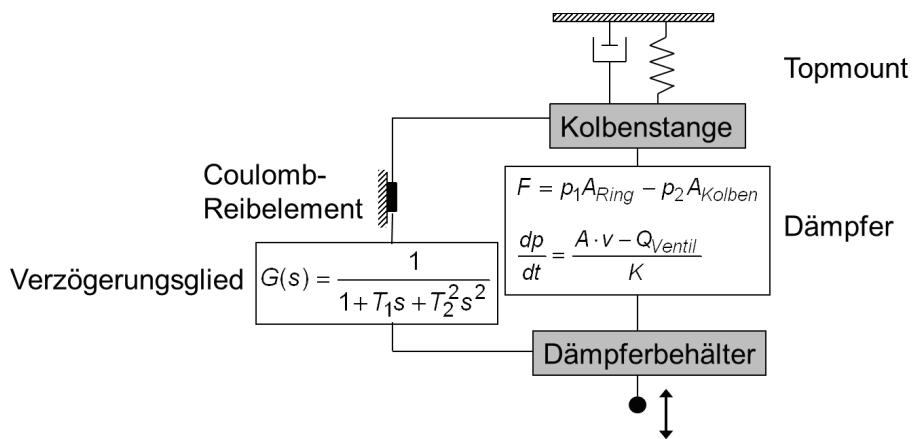


Abbildung 5.7: Simulationsmodell entsprechend dem Prüfsandaufbau des Dämpfermoduls

Am Prüfstand wird in der Realität über eine Kraftmessdose die resultierende Kraft gemessen, diese wird hier Lagerkraft genannt, da sie am Lager auftritt und um sie von der Dämpfungskraft unterscheiden zu können. Unterhalb der Kraftmessdose ist das Topmount befestigt, an dem wiederum der Dämpfer bzw. die Kolbenstange des Dämpfers montiert wird. Der Dämpfer erfährt am unteren Anbindungspunkt eine Weganregung. In Analogie zur Prüfstandsmessung wird zusätzlich zu der Weganregung und Kraftantwort, die Beschleunigung der Kolbenstange aufgezeichnet.

Die Dämpferreibung wird durch ein Coulomb-Reibelement, das einen richtungsabhängigen Kraftoffset erzeugt, berücksichtigt. Da dieses alleine numerisch auf Grund

der Unstetigkeitsstelle im Nulldurchgang nicht umsetzbar ist (siehe auch²⁴⁴) wird hier ein Filter nachgeschaltet. Dieser ist ein Verzögerungsglied zweiter Ordnung mit den Koeffizienten²⁴⁵ $T_1 = 3 \cdot 10^{-4}\text{s}$ und $T_2^2 = 1 \cdot 10^{-6}\text{s}^2$, woraus für die Eigenfrequenz (der nicht gedämpften Schwingung) dieser Reibstelle $\omega_0 = 6325\text{rad/s}$ folgt. Durch den geschwindigkeitsabhängigen Verlauf der „Reibkraft“ wird zwar die Eigenschaft einer Haftreibung nicht exakt nachgebildet, für die hier untersuchten Schwingungen ist jedoch die näherungsweise Nachbildung ausreichend, wie die folgende Modellvalidierung zeigt.

5.2 Vergleich von Messung und Simulation

Das beschriebene p-Q-Modell des Dämpfermoduls dient zur Nachbildung der Dämpfermessung an einem Komponentenprüfstand. Zum Vergleich von Messung und Simulation werden die Schwingungsdämpfer aus Kapitel 4 verwendet.

5.2.1 Simulation modulerregter Schwingungen

Für das oben beschriebene Modell werden die Eingangsgrößen der verwendeten Dämpfer und des Dämpferlagers wie folgt unabhängig voneinander ermittelt. Die Parameter dieser Simulation sind in Anhang 8.5 zusammengefasst.

Dämpferlager

Zur Ermittlung der Materialeigenschaften des verwendeten Gummimetall-Lagers, das als Ringgelenk ausgeführt ist, wird eine Masse daran befestigt und diese durch einen Impuls zum Schwingen angeregt. Da die Gummieigenschaften amplituden- und frequenzabhängig sind, sollte die zur Ermittlung der Materialparameter angeregte Schwingung den Beschleunigungswerten der späteren Messung bzw. Simulation entsprechen.

Zur Messung der Beschleunigung wurde ein Sensor nach piezoelektrischem Prinzip verwendet. Wird eine einzelne Schwingung als Sinus angenommen, so kann der Ablesefehler der Beschleunigungsspitzen bestimmt werden. Bei der Abtastrate von 5kHz liegt der Messpunkt maximal 0,1ms neben dem Maximum. Die hier gemessene Kolbenstangenbeschleunigung weist eine Resonanzfrequenz von ca. 484Hz auf (siehe Anhang). Beträgt das Maximum der Beschleunigung $a_{Kst}/g=20$ so beträgt 0,1ms früher (oder später) der Beschleunigungswert 19,1, was einer Abweichung von ca. 5,4% entspricht.

²⁴⁴Manger (1995): Untersuchung des Schwingungsverhaltens von Kraftfahrzeugen bei kleinen Erregeramplituden unter besonderer Berücksichtigung der Coulombschen Reibung S.16

²⁴⁵Unbehauen (2002): Regelungstechnik 1

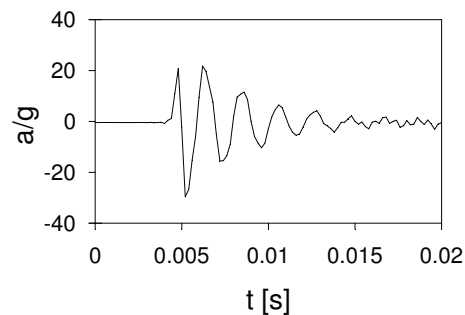


Abbildung 5.8: Ermittlung der Materialeigenschaften des für die Messungen verwendeten Gummimetall-Lagers

Aus Gleichung 5.1 und 5.3 folgt:

- Dämpfungskonstante $d_{TM} = 550 \text{Ns/m}$

Diese Dämpfungskonstante ist der Mittelwert der Dämpfungswerte resultierend aus den Minima ($d=613 \text{Ns/m}$) und den Maxima ($d=499 \text{Ns/m}$) des Beschleunigungssignals. Nach einem Beschleunigungsmaximum von $a_{Kst}/g=20$ führt bei einer Dämpfung von 500Ns/m eine Abweichung des darauffolgenden lokalen Maximums von 4,5% zu einer Änderung der Dämpfungskonstante von $\pm 10\%$.

- Federsteifigkeit $c_{TM}=8,69 \text{kN/mm}$

Die Federsteifigkeit wird aus der Gleichung für das ungedämpfte Schwingungssystem, mit der Resonanzfrequenz des Amplitudenspektrums und der Masse $0,94 \text{kg}$, berechnet. Wird die Resonanzfrequenz als Eigenkreisfrequenz des gedämpften Systems herangezogen, so beträgt die Federsteifigkeit $c_{TM}=8,76 \text{kN/mm}$.

Auf Grund der Abtastrate von 5kHz , weicht die Periodendauer einer Kolbenstangenschwingung um maximal $0,2 \text{ms}$ ab. Daraus folgt, auf Basis von 484Hz , ein Frequenzbereich für die Resonanzschwingung von $454 - 555 \text{Hz}$ und damit wiederum ein Wertebereich der Federsteifigkeit von $7,65 - 11,43 \text{kN/mm}$.

Schwingungsdämpfer

Die Druck-Durchfluss-Kennlinien der Einzelventile (BV=Bodenventil, KV=Kolbenventil), die für das Simulationsmodell benötigt werden, sind in der folgenden Abbildung 5.9 dargestellt.

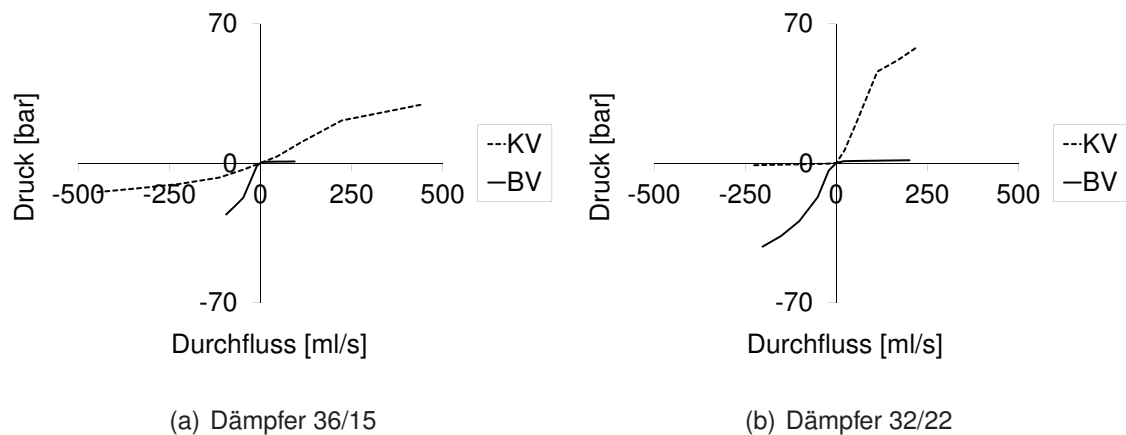


Abbildung 5.9: Ventilkennlinien

Die Kennlinien der Bodenventile wurden an einem Strömungsprüfstand gemessen. Hierfür fließt durch das Ventil ein vorgegebener Volumenstrom, während auf beiden Seiten des Ventils der Hydraulikdruck gemessen wird. Die Kennlinien der Kolbenventile wurden aus der Differenz der Gesamtkennlinie und der Bodenventilkennlinie errechnet.

Die Massen der jeweiligen Kolbenstange (+Kolbenventil) werden gewogen und der Anteil des Ringgelenks, welcher fest mit der Kolbenstange verbunden ist, aufaddiert. Daraus folgt für die in der Simulation verwendeten Massen $m_{3615}=0,9\text{kg}$ und $m_{3222}=1,3\text{kg}$

Nach Eingabe der empirisch ermittelten Daten, wird eine Weganregung am Dämpferbehälter simuliert. Beispielsweise wird für Dämpfer 32/22 eine Sinusanregung mit 25Hz und $\pm 5\text{mm}$ verwendet. Abbildung 5.10 zeigt, wie zuvor das Messergebnis für diesen Dämpfer und diese Anregung (Abbildung 5.4), einen Ausschnitt des zeitlichen Verlaufs von resultierender Kraft (Lagerkraft), Kolbenbeschleunigung und Weganregung.

Das Modell führt bereits ohne Nachbildung von einzelnen Ventiltteilen zu modulierregten Schwingungen. Die Kolbenstange weist in Zug- und Druckrichtung des Dämpfers hohe Beschleunigungen auf, deren Wert mit der Zeit abklingt, bevor sie nach dem nächsten Umkehrpunkt wieder angeregt werden. Zudem ist zu sehen, dass die simulierte wie auch die gemessene Kraft von Schwingungen überlagert ist.

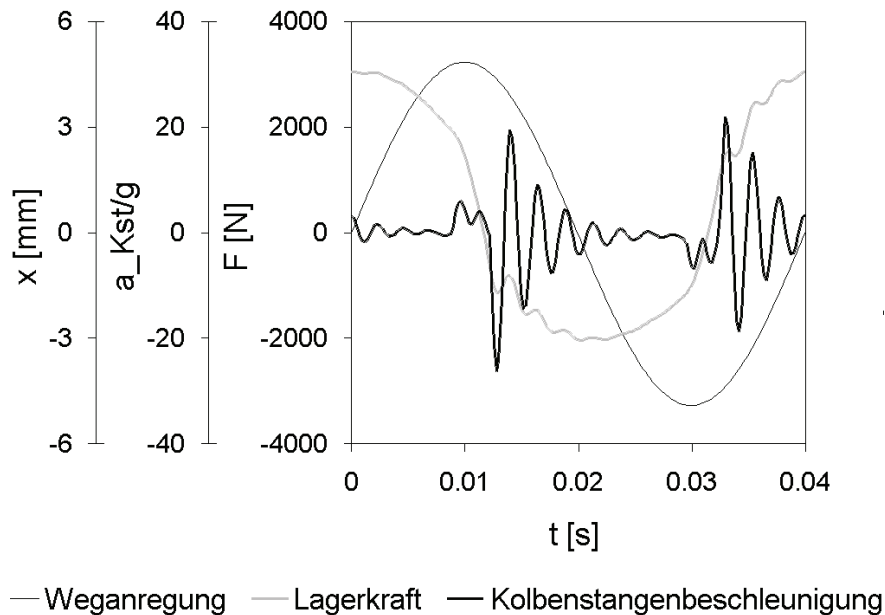


Abbildung 5.10: Simulationsergebnis für Dämpfer und Weganregung entsprechend Messergebnis von Abbildung 5.4

5.2.2 Validierung des Simulationsmodells

Schwerpunkt dieses Kapitels sind Schwingungen des Dämpfermoduls, die nicht in der Weganregung enthalten sind. Diese Schwingungen werden an der Kolbenstange des Dämpfers gemessen, weshalb die Kolbenstangenbeschleunigung die wichtigste Vergleichsgröße zwischen Messung und Simulation ist. Zur Modellvalidierung werden Simulationsergebnisse mit Messergebnissen nach unten stehenden Anforderungen verglichen.

Die Messungen werden an einem servohydraulischen Prüfstand (siehe Abbildung 3.4) mit den Dämpfern 36/15 und 32/22 und einem Gummimetall-Ringgelenk, zur Anbindung der Kolbenstange an die Kraftmessdose, durchgeführt. Als Anregung des Dämpferbehälters werden sinusförmige Wegvorgaben mit 25Hz und Amplituden von 3mm, 4mm und 5mm gewählt. Diese Anregung dient der Forcierung modulerregter Schwingungen, die sich deutlich von der Anregungsschwingung und dem Rauschen der Messung unterscheiden. Die Weganregung, die Kraftantwort und die Kolbenstangenbeschleunigung werden mit einer Abtastrate von 5kHz gemessen.

Die Simulation wird entsprechend des Messaufbaus mit den in Anhang 8.5 zusammengefassten Modellparametern durchgeführt. Folgende Anforderungen werden an das Modell hinsichtlich der Übereinstimmung zwischen den Simulationsergebnissen und den Messwerten gestellt:

Anforderung an das Signal der Kolbenstangenbeschleunigung

1. Charakteristisches Schwingungsverhalten der Kolbenstange (deutliches Beschleunigungsmaximum bei Anregung der Schwingung und darauf folgend das Abklingen der Beschleunigung entsprechend einer gedämpften Schwingung)
2. Frequenz bzw. Periodendauer der Kolbenstangeneigenschwingung
3. Monotone Abbildung der Spitze-Spitze Werte der Beschleunigung für die genannten Anregungen mit Unterscheidung der Bewegungsrichtung des Dämpfers

Anforderung an das Signal der Lagerkraft

4. Maximalwert der Lagerkraft
5. Überlagerte Schwingungen des Kraftverlaufs

Abbildung 5.11 zeigt im zeitlichen Verlauf von Kraft, Weg und Beschleunigung die Stellen, die entsprechend den Modellanforderungen dem Vergleich von Messung und Simulation dienen. Die hier zur Demonstration der Vergleichsstellen verwendete Messung ist die gleiche, die bereits für das Beispiel-Messergebnis von Abbildung 5.4 verwendet wurde.

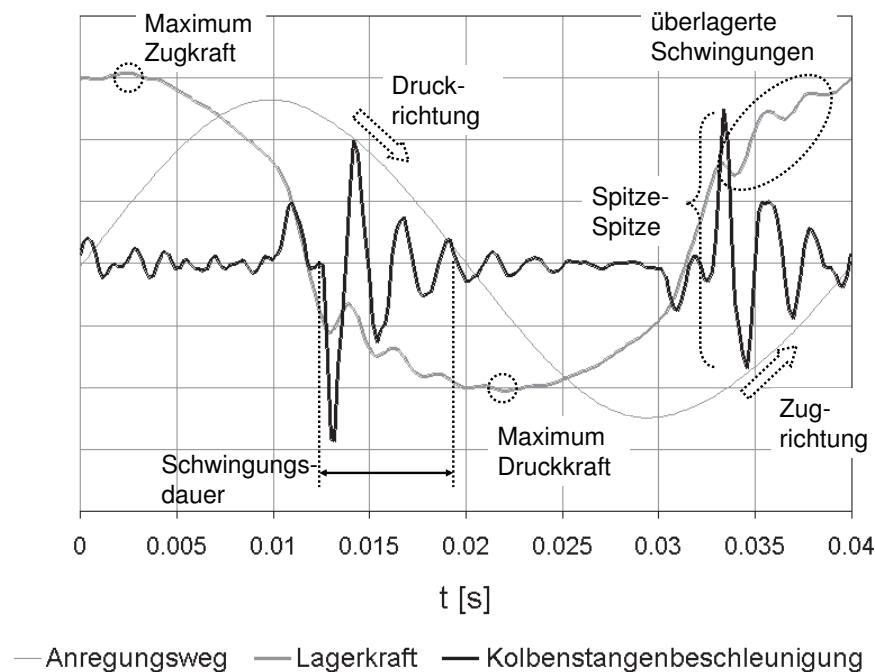


Abbildung 5.11: Vergleichsstellen von Messung und Simulation

Vergleich der Kolbenstangenbeschleunigung

Abbildung 5.12 ist eine Zusammenstellung der Beschleunigungssignale für die genannten Sinusanregungen über der Zeit. Zunächst ist zu sehen, dass die Signale von Messung und Simulation für beide Dämpfer vor allem bei den Eigenschwingungen der Kolbenstange übereinander liegen.

zu Modellanforderung 1.

Die Übereinstimmung von gemessener und simulierter Kolbenstangenbeschleunigung stimmt vor allem für den Dämpfer 32/22 überein. Für Zug- und Druckrichtung ist ein deutliches Maximum der Beschleunigung zu sehen. Diese Schwingung klingt für beide Signale gleich ab. Es gibt keine deutlichen Unterschiede zwischen Messung und Simulation im Vergleich der Frequenz und der Abklingkonstante.

Mit Dämpfer 36/15 ist in Druckrichtung ebenfalls der charakteristische Verlauf der Kolbenstangenschwingung zu erkennen. Im Abklingverhalten der Beschleunigungssignale ist zwischen Messung und Simulation ein Unterschied festzustellen. Das simulierte Signal klingt schneller ab, was auf eine zu große Dämpfung in dem simulierten Schwingungssystem schließen lässt. Da sowohl die Steifigkeit als auch die Dämpfungskonstante des Topmounts amplitudenabhängig sind, kann es dadurch zu Differenzen kommen. In Zugrichtung des Dämpfers 36/15 treten Beschleunigungen der Kolbenstange auf, jedoch nicht in Form einer freien gedämpften Schwingung. Das Simulationsmodell gibt ebenfalls den charakteristischen Verlauf an dieser Stelle wider, wobei es zwischen Messung und Simulation zu Unterschieden in den Zeitpunkten der maximalen und minimalen Beschleunigungswerte kommt.

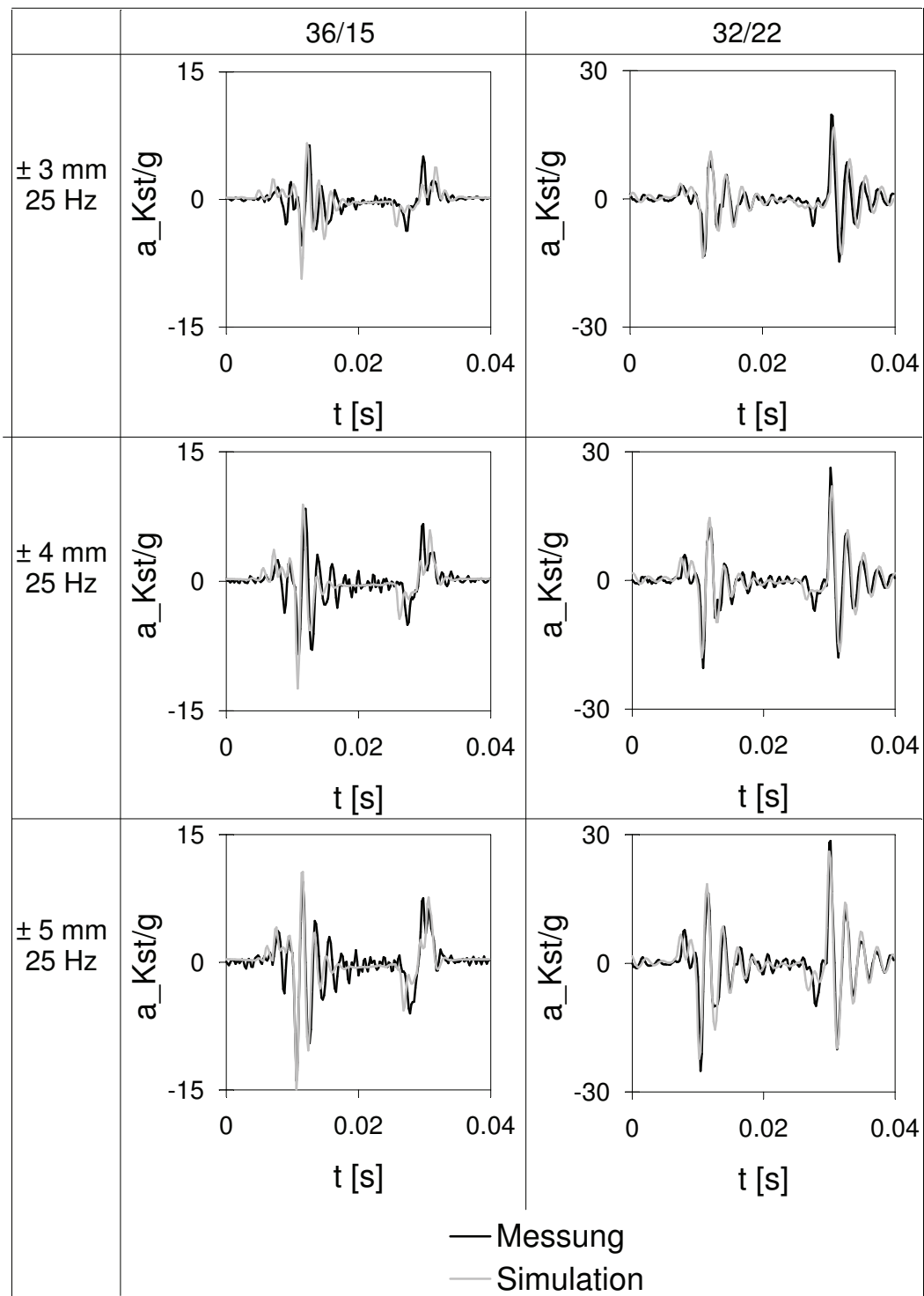


Abbildung 5.12: Kolbenstangenbeschleunigung

zu Modellanforderung 2.

Zum Vergleich der Frequenz bzw. der Periodendauer der Kolbenstangenbeschleunigung wird die Zeitdauer von drei aufeinanderfolgenden Schwingungen abgelesen und die Abweichung von Simulation zu Messung berechnet.

Wie bereits erwähnt wurde, führt bei Dämpfer 36/15 nur die Anregung in Druckrichtung zu einer Eigenschwingung der Kolbenstange. Aus diesem Grund wird ausschließlich hierfür die Schwingdauer zwischen Messung und Simulation verglichen.

Tabelle 5.1: Vergleich der Schwingungsdauer von Dämpfer 36/15 über drei Perioden

	Messung [ms]	Simulation [ms]	Abweichung [%]
Weganregung	Druck	Druck	Druck
±3mm 25Hz	6,0	5,2	-13,3
±4mm 25Hz	6,3	5,4	-14,3
±5mm 25Hz	6,0	5,2	-13,3

Tabelle 5.2: Vergleich Schwingungsdauer von Dämpfer 32/22 über drei Perioden

	Messung [ms]		Simulation [ms]		Abweichung [%]	
Weganregung	Druck	Zug	Druck	Zug	Druck	Zug
±3mm 25Hz	7,5	7,3	7,2	7,2	-4,0	1,4
±4mm 25Hz	7,1	7,1	7,3	6,8	2,8	-4,2
±5mm 25Hz	7,1	7,1	7,3	7,1	2,8	0

Aus den Werten der Tabellen 5.1 und 5.2 folgt, dass die größte Abweichung zwischen Messung und Simulation bei Dämpfer 36/15 mit ca. 14% vorliegt. Mit der Simulation werden zu hohe Eigenfrequenzen berechnet, was darauf schließen lässt, dass die für Dämpfer oder Topmount verwendeten Steifigkeiten zu hoch sind. Da das Topmount mit Dämpfer 36/15 mit kleineren Amplituden und höheren Frequenzen als bei Ermittlung der Topmountparameter angeregt wird, sollte dieses in der Messung eher steifer sein. Folglich ist der Unterschied auf den Schwingungsdämpfer zurückzuführen. Bei Dämpfer 36/15 wird, wie bereits beschrieben, in Druckrichtung sowohl am Bodenventil als auch am Kolbenventil eine Druckdifferenz erzeugt. Es kann nicht ausgeschlossen werden, dass dieser im Vergleich zu Dämpfer 32/22 konstruktive Unterschied im Ventilaufbau zu Eigenschaften führt, die mittels der Messung der Druck-Durchflusskennlinie nicht erfasst und folglich vom Simulationsmodell nicht exakt wiedergegeben werden.

Aus den Werten der Schwingungsdauer von drei Schwingzyklen resultiert die Eigenfrequenz der Kolbenstangenmasse. Aus den simulierten Signalen ergibt sich für Dämpfer 36/15 ein Frequenzbereich von 556 bis 577Hz und für Dämpfer 32/22 ein Frequenzbe-

reich von 410 bis 440Hz. Wird die Eigenfrequenz näherungsweise für das ungedämpfte System mit der Topmountsteifigkeit c_{TM} und den genannten Massen berechnet, folgt für Dämpfer 36/15 481Hz und für Dämpfer 32/22 393Hz. In der Anordnung von Topmount, Kolbenstangenmasse und Schwingungsdämpfer erfolgt durch den Dämpfer bzw. die innere Dämpferelastizität eine Verschiebung der Kolbenstangeneigenfrequenz.

zu Modellanforderung 3.

Wie bereits in Abbildung 5.12 zu erkennen ist, unterscheiden sich die Amplituden der Kolbenstangenbeschleunigung der Dämpfer. Vergleichsweise höhere Beschleunigungswerte werden bei Dämpfer 32/22 verzeichnet. Weiterhin hängen die Spitze-Spitze Werte von der Weganregung und der Bewegungsrichtung des Dämpfers ab. Dämpfer 32/22 weist, im Gegensatz zu Dämpfer 36/15, in Druckrichtung höhere Beschleunigungen als in Zugrichtung auf. Bei beiden Dämpfern nehmen die Beschleunigungswerte mit ansteigender Bewegungsamplitude bzw. Anregungsbeschleunigung zu. Dieser Vergleich ist in Abbildung 5.13 zusammengefasst.

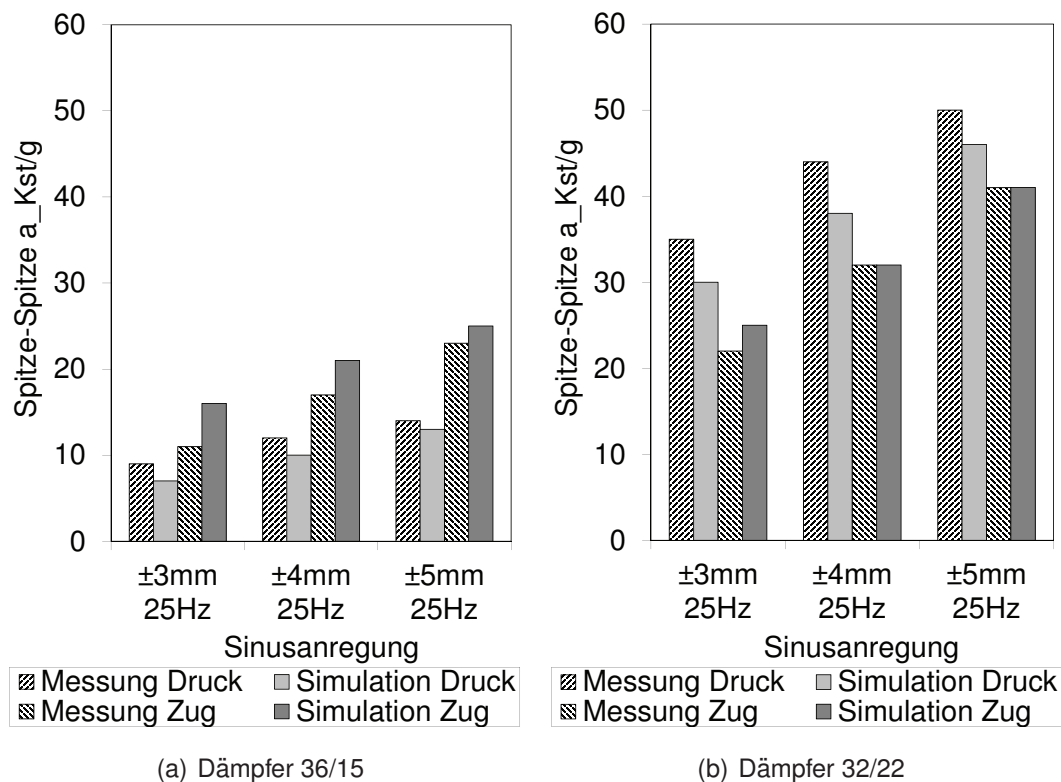


Abbildung 5.13: Vergleich der Beschleunigungsamplituden zwischen Simulation und Messung

Die Ablesefehler der Beschleunigungswerte aus den Messungen sind bei einer Abtast-

rate von 5kHz und Beschleunigungsamplituden a_{Kst}/g von 10 bzw. 20 ca. 5%.

Die Simulationen zeigen die gleichen Relationen der Spitze-Spitze-Werte der Kolbenstangenbeschleunigung für unterschiedliche Dämpfer, Weganregungen und Bewegungsrichtung.

Vergleich des Kraftverlaufs

Abbildung 5.14 zeigt analog der Darstellung der Beschleunigungssignale eine Zusammenfassung der Kraftverläufe. Die Signale von Messung und Simulation liegen in Zug- und Druckrichtung sowohl für den Kraftaufbau als auch für den Kraftabbau übereinander.

zu Modellanforderung 4.

Der Vergleich der Maximalwerte der Lagerkraft zeigt eine sehr gute Übereinstimmung der Signale (siehe Tabelle 5.3 und 5.4). Der Betrag der prozentualen Abweichung, der hier aufgestellten Vergleiche, ist durchschnittlich 2,25%. Die größte Abweichung von 10% tritt bei Dämpfer 36/15 in Zugrichtung während der Anregung von $\pm 5\text{mm}$ auf.

Tabelle 5.3: Vergleich 36/15

	Messung [N]		Simulation [N]		Abweichung [%]	
	Zug	Druck	Zug	Druck	Zug	Druck
$\pm 3\text{mm}$ 25Hz	2553	-1602	2324	-1548	-9,0	-3,4
$\pm 4\text{mm}$ 25Hz	2710	-1857	2723	-1814	0,5	-2,3
$\pm 5\text{mm}$ 25Hz	3000	-2109	3120	-2074	4,0	-1,7

Tabelle 5.4: Vergleich 32/22

	Messung [N]		Simulation [N]		Abweichung [%]	
	Zug	Druck	Zug	Druck	Zug	Druck
$\pm 3\text{mm}$ 25Hz	2362	-1490	2397	-1519	1,5	1,9
$\pm 4\text{mm}$ 25Hz	2711	-1772	2720	-1775	0,3	0,2
$\pm 5\text{mm}$ 25Hz	3070	-2054	3071	-2008	0,0	-2,2

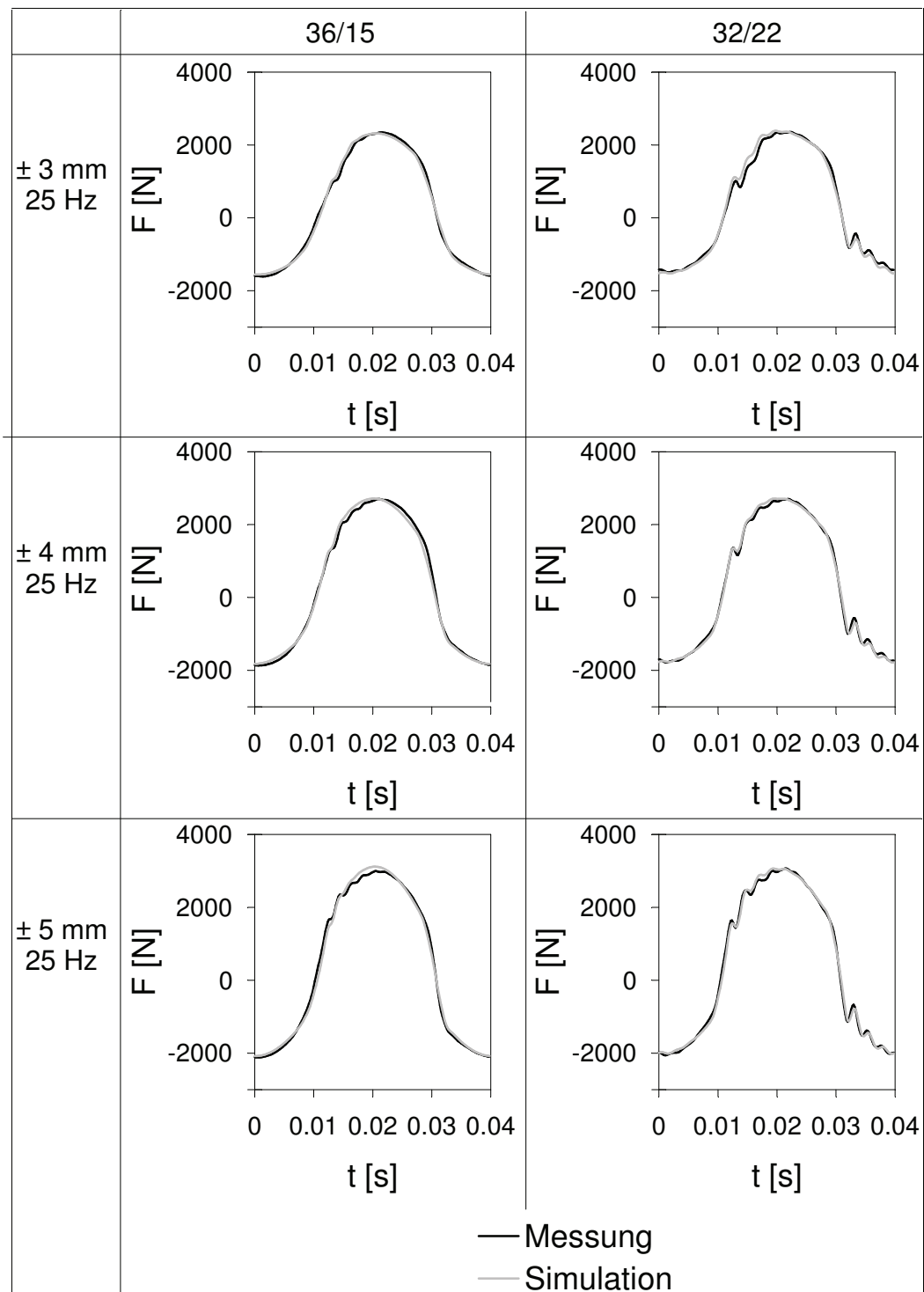


Abbildung 5.14: Dämpfungskraftverlauf

zu Modellanforderung 5.

Wird der Kraftverlauf von Schwingungen oberhalb der Anregungsfrequenz überlagert, so ist das vom Modell wiederzugeben. Um diese deutlich darzustellen, werden die Kraftsignale mit einem zwei-poligen Butterworth-Hochpass mit der Grenzfrequenz 100Hz gefiltert (siehe Abbildung 5.15).

Dämpfer 32/22 weist große Schwankungen der Lagerkraft auf, deren charakteristischer Verlauf vom Modell nachgebildet wird. Die Lagerkraft von Dämpfer 36/15 führt, analog der Kolbenstangenbeschleunigung, zu geringeren Kraftschwankungen. Die größten Amplituden der Kraft stimmen auch hier überein, wohingegen bei kleineren Schwingungsamplituden, wie sie beispielsweise nach der Hälfte eines Anregungszyklus auftreten, im simulierten Kraftverlauf weniger ausgeprägt sind. In diesem Bereich weichen die Signale in Frequenz und Amplitude von einander ab. Da bei kleinen Dämpfkräften die Reibkraft einen großen Anteil der gemessenen Kraft ausmacht, kommt es hier zu Abweichungen zwischen Messung und Simulation. Die Reibkraft wird in diesem Modell als einfaches Coulomb-Element, das einen Kraftoffset erzeugt, simuliert.

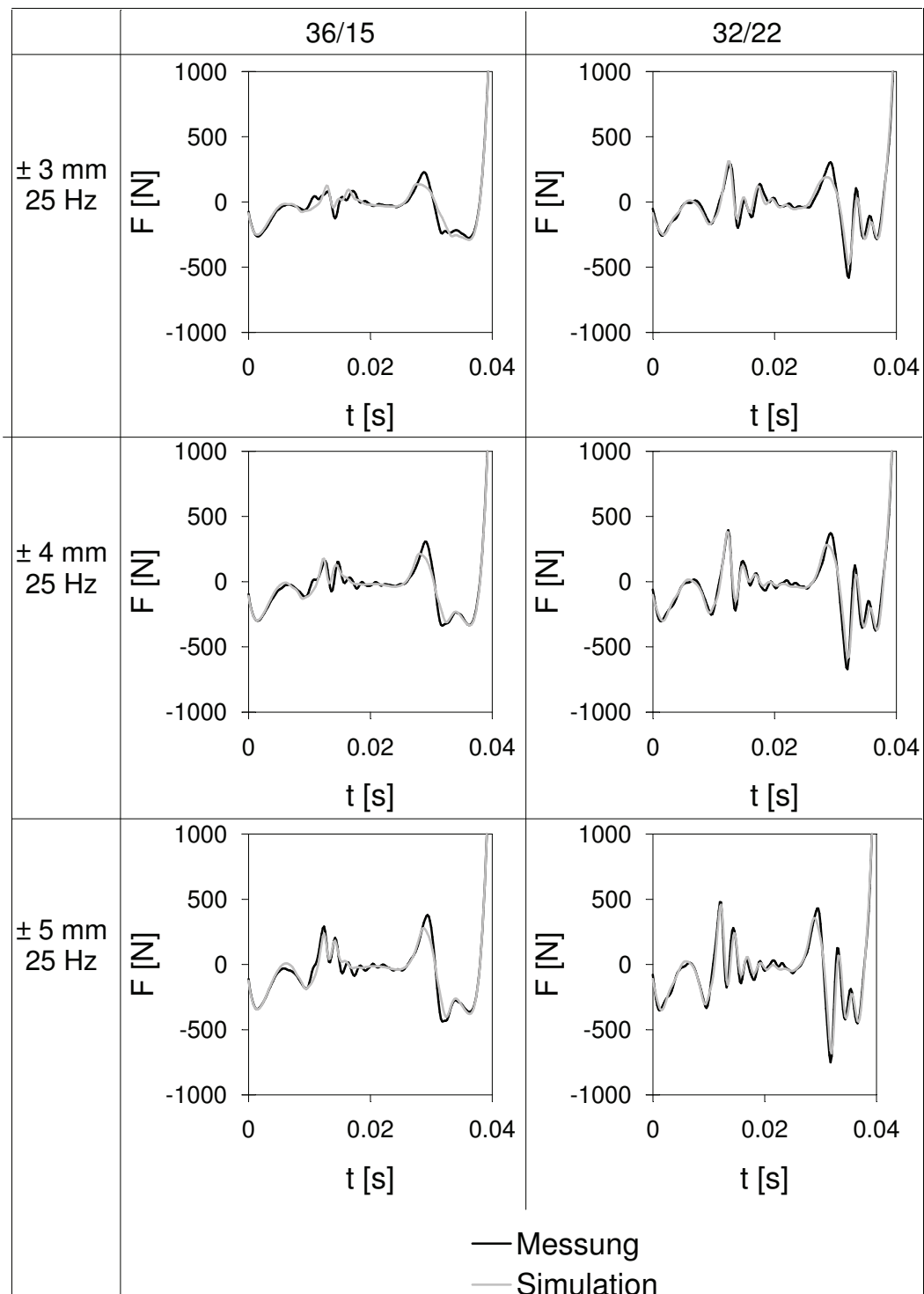


Abbildung 5.15: Dämpfkraftverlauf mit Hochpassfilterung

Zwischen Simulation und Messung kommt es nur zu geringen Abweichungen, die folgende Gründe haben können:

- ÖlkompRESSIBILITÄT

Durch die Berücksichtigung der Komprimierbarkeit des Öls wird die innere Dämpferelastizität simuliert. Hierfür wird ein konstanter Wert für den Kompressionsmodul eingesetzt. In Realität liegt im Dämpfer ein Öl-Gas-Gemisch vor, dessen Ersatzkompressionsmodul druckabhängig ist²⁴⁶. Beispielsweise erreicht ein Mineralöl-Luft-Gemisch mit einem Luftanteil von 1% den Kompressionsmodul der Flüssigkeit bei ca. 100bar.

- Topmounteigenschaften

Für die federnden und dämpfenden Eigenschaften des Topmounts werden konstante Werte verwendet. Da sich die Federsteifigkeit sowie der Verlustwinkel von Gummi mit der Anregungsfrequenz und -amplitude ändern, kann es dadurch zu Abweichungen zwischen Messung und Simulation kommen.

- Reibung

Die Reibung des Dämpfers, die von den Führungsstellen von Kolben und Kolbenstange resultiert, wird messtechnisch ermittelt. Es handelt sich hierbei um Gleitreibung, die dementsprechend als solches im Modell vorgesehen ist. Da durch die Aufspannung des Dämpfers am Prüfstand Querkräfte auftreten können, führen diese zu einer Erhöhung der Reibung, die nicht in den Reibwert des Modells eingeht.

- Ventilkennlinien

Diese werden empirisch am Strömungsprüfstand ermittelt. Durch Eingabe dieser Werte, werden im Modell die Anteile der zug- und druckseitigen Dämpfkraft an Boden- und Kolbenventil im richtigen Verhältnis wiedergegeben. Die Erhöhung des Ölflusses am Strömungsprüfstand findet sehr langsam statt. Weicht die Kennlinie des Ventils bei schneller Änderung des Volumenstroms von der statischen ab, so ist das im Modell nicht enthalten.

²⁴⁶Murrenhoff (1998): Grundlagen der Fluidtechnik, Teil 1: Hydraulik S.122

5.3 Modulerregte Schwingungen

Mit dem Begriff „modulerregte Schwingungen“ werden in dieser Arbeit Schwingungen des Dämpfermoduls bezeichnet, die nicht in der Weganregung enthalten sind. Der Entstehungsmechanismus wird analytisch erläutert und darauf aufbauend der Einfluss des Schwingungsdämpfers und des Topmounts auf diese Schwingungen aufgezeigt.

5.3.1 Ursache modulerregter Schwingungen

Schall vom Dämpfer, der zu Geräuschen im Fahrzeug führt, wird bisher auf die Bewegung der Hydraulikventile zurückgeführt. Zum einen werden in der Literatur Geräusche direkt vom Ventil, die durch mechanische und strömungsmechanische Vorgänge^{247,248} entstehen, genannt. Zum anderen wird das Öffnungs- und Schließverhalten der Ventile als Ursache für Kolbenstangenschwingungen und damit für Geräusche im Fahrzeug angeführt^{249,250,251,252,253}. Erklärt wird das durch die Ventildynamik, die die Ölsäule und die Ventile bzw. Ventileile in Schwingung versetzt, was wiederum in den Signalen der Kraft und der Kolbenstangenbeschleunigung zu erkennen ist²⁵⁴.

Zusätzlich wird als Grund für den Körperschall eine Nichtlinearität der Dämpferkennlinie erwähnt^{255,256,257}, wobei der physikalische Zusammenhang zwischen der Kennlinie und den Kolbenstangenschwingungen nicht erläutert wird.

Die Validierung des p-Q-Modells ergab, dass ohne Modellierung der Ventilöffnungs- und Schließmechanik die besagten Kolbenstangenschwingungen im Simulationsergeb-

²⁴⁷Cherng/Akin (1993): Noise Measurements and Characterization of Automotive Dampers S.55

²⁴⁸Haver (1994): Practical Techniques for Evaluation of Structure-borne and Air-borne noise of shock absorbers S.65+66

²⁴⁹Kruse/Schreiber (2007): Einfluss des dynamischen Druckaufbaus im Stoßdämpfer auf Fahrwerksgeräusche

²⁵⁰Sacramento/Biera (2007): Simulation tool for shock absorber noise prediction in time and frequency domains S.217

²⁵¹Haver (1994): Practical Techniques for Evaluation of Structure-borne and Air-borne noise of shock absorbers S.65

²⁵²Haver (1995): Structure-Borne Shock Absorber Noise: Non-Linear Noise Source Characterization in a Laboratory Environment

²⁵³Alberdi/Carnicero/Biera (2002): Shock absorber's knocking noise S.1898

²⁵⁴Kruse (2002): Characterizing and Reducing Structural Noise of Vehicle Shock Absorber Systems

²⁵⁵Amman/Greenberg (1999): Subjective evaluation and objective quantification of automobile Strut noise S.17

²⁵⁶Haver (1994): Practical Techniques for Evaluation of Structure-borne and Air-borne noise of shock absorbers S.69

²⁵⁷Haver (1995): Structure-Borne Shock Absorber Noise: Non-Linear Noise Source Characterization in a Laboratory Environment

nis auftreten. Im folgenden Abschnitt wird nun die Ursache dieser Eigenschwingung mittels des p-Q-Modells (an einem in²⁵⁸ gezeigten Beispiel) erklärt.

Zur Untersuchung der Wechselwirkung zwischen Dämpferkennlinie und Lagerkennlinie, werden diese zunächst so simuliert, dass sie keine Hysterese aufweisen (siehe Abbildung 5.16(a) und 5.16(b)). Die Dämpferkennlinie ist bereichsweise linear, wobei ein Wechsel der Dämpfungskonstanten zwischen der Zug- und Druckstufendämpfung und ein weiterer in der Zugstufe bei 0,26m/s auftritt. Die Topmountkennlinie ist in diesem Fall über den gesamten Auslenkungsbereich linear.

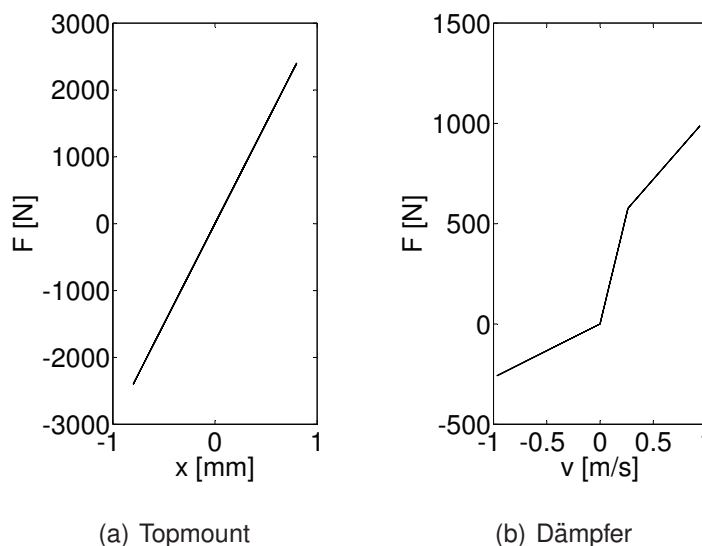


Abbildung 5.16: Bauteilkennlinien

Der Modellaufbau entspricht der Anordnung in Abschnitt 5.1.3, wobei der Dämpfer eine Weganregung erfährt, die Masse der Kolbenstange zwischen Topmount und Dämpfungselement angeordnet ist, und die am Topmount resultierende Kraft mit dem Begriff Lagerkraft bezeichnet wird.

Aus dem Kräftegleichgewicht dieses Schwingungssystems folgt

$$F_{\text{Lagerkraft}} = F_{\text{Dämpferkraft}} - F_{\text{Trägheitskraft}} \quad (5.23)$$

Das heißt, die resultierende Kraft, die oberhalb des Lagers an der Kraftmessdose gemessen wird, ist nicht gleich der Dämpferkraft, da der Dämpferkraft die Trägheitskraft der Kolbenstangenmasse überlagert ist. Die genannten Kräfte werden in der folgenden Abbildung 5.17 bei einer Weganregung von $\pm 6\text{mm}$ und 25Hz über den umlaufenden

²⁵⁸Stretz/Sonnenburg/Winner (2010): Komfortrelevante Untersuchung des dynamischen Schwingungsverhaltens von Dämpfermodulen in Kraftfahrzeugen

Winkel α aufgetragen. Die Trägheitskraft wurde für diesen Zweck aus dem Produkt der Kolbenstangenmasse mit der Kolbenstangenbeschleunigung berechnet.

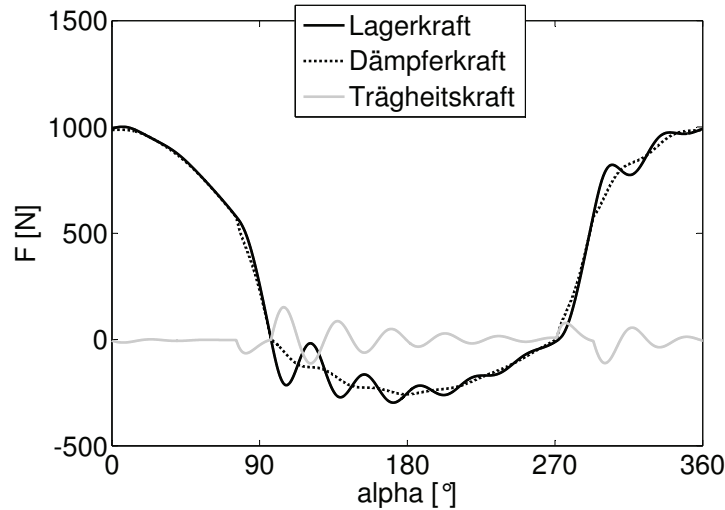


Abbildung 5.17: Lagerkraft und deren Kraftanteile

Abbildung 5.18 zeigt den Verlauf der Weganregung, der Lagerkraft und der Beschleunigung der Kolbenstange ebenfalls bei der Weganregung von $\pm 6\text{mm}$ bei 25Hz über dem Winkel α . Es ist zu sehen, dass die Kolbenstangenbeschleunigung zu Schwingungen angeregt wird, wenn im zeitlichen Verlauf der Anregung diejenige Dämpfergeschwindigkeit erreicht wird, deren zugehöriger Dämpfkraftwert im Übergang zweier unterschiedlicher Anstiege der Dämpferkennlinie liegt. Im vorliegenden Beispiel ist dies der Fall bei $\alpha_1 = 76^\circ$, $F_1 = 576\text{N}$ und $\alpha_2 = 97^\circ$, $F_2 = 0\text{N}$.

Der Wechsel der differentiellen Dämpfung bzw. die Nichtlinearität der Dämpferkennlinie in Kombination mit der linearen Topmountkennlinie ist die Ursache für die Kolbenstangenschwingung. Das ist wie folgt zu erklären.

Die Bewegung der Kolbenstange in diesem Schwingungssystem aus Feder-Masse-Dämpfer wird bei Verwendung linearer Bauteilkennlinien durch die Bewegungsgleichung

$$m_{Kst}\ddot{x}_{Kst} + d_D\dot{x}_{Kst} + c_{TM}x_{Kst} = d_D\dot{x}_0 \quad (5.24)$$

beschrieben. Der Index Kst bezieht sich auf die Kolbenstange, Index D auf das Dämpfelement und Index TM auf das Topmount. Für eine harmonische Anregung $x_0 = \hat{x}_0 \sin \omega t$ und mit der Einführung der Beziehungen

$$\text{Kolbenstangeneigenkreisfrequenz: } \omega_{0\,Kst}^2 = \frac{c_{TM}}{m_{Kst}}$$

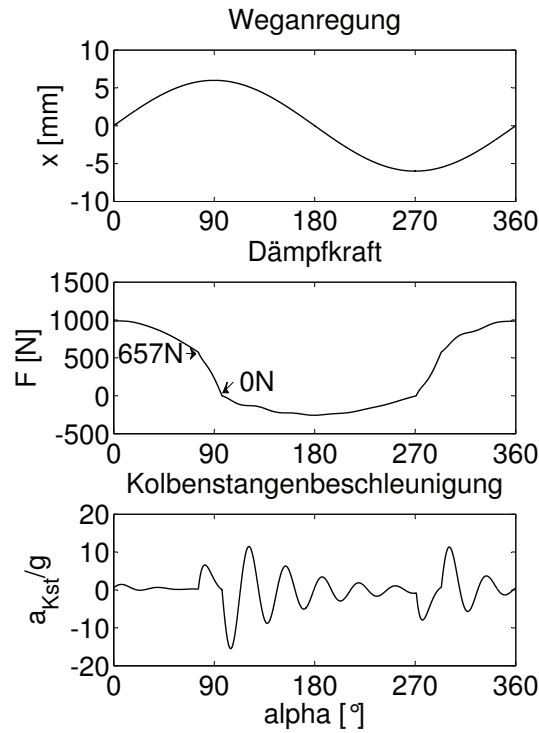


Abbildung 5.18: Modulerregte Schwingung der Kolbenstange

$$\text{Modulsteifigkeitsverhältnis: } \tau_{Modul} = \frac{d_D}{c_{TM}}$$

kann Gleichung 5.24 umgeformt werden zu

$$\frac{1}{\omega_0^2} \ddot{x}_{Kst} + \tau_{Modul} \dot{x}_{Kst} + x_{Kst} = \hat{x}_0 \tau_{Modul} \omega \cos \omega t \quad (5.25)$$

Hier ist ω_0 die Eigenkreisfrequenz des ungedämpften Systems und τ_{Modul} das Steifigkeitsverhältnis von Dämpfungskonstante zu Lagersteifigkeit.

Zur Bestimmung der Vergrößerungsfunktion der partikulären Lösung der DGL wird folgender Ansatz verwendet (nach ²⁵⁹)

$$x_{Kst} = \hat{x}_0 V \cos(\omega t - \varphi) \quad (5.26)$$

Durch Ableiten des Lösungsansatzes und Einsetzen in die DGL folgt

$$\cos \omega t \left(-\frac{1}{\omega_0^2} \hat{x}_0 V \omega^2 \cos \varphi + \tau_{Modul} \hat{x}_0 V \omega \sin \varphi + \hat{x}_0 V \cos \varphi - \hat{x}_0 \tau_{Modul} \omega \right) + \quad (5.27)$$

$$\sin \omega t \left(-\frac{1}{\omega_0^2} \hat{x}_0 V \omega^2 \sin \varphi + \tau_{Modul} \hat{x}_0 V \omega \cos \varphi + \hat{x}_0 V \sin \varphi \right) = 0 \quad (5.28)$$

²⁵⁹Vöth (2006): Dynamik schwingungsfähiger Systeme

mit

$$\eta = \frac{\omega}{\omega_0}$$

ergibt sich aus oben stehender Gleichung für den Phasenwinkel

$$\tan \varphi = \frac{\omega \tau_{Modul}}{1 - \eta^2} \quad (5.29)$$

und für die Vergrößerungsfunktion

$$V = \frac{\tau_{Modul} \omega}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + (\omega \tau_{Modul})^2}} \quad (5.30)$$

Für jedes Steifigkeitsverhältnis τ_{Modul_i} gibt es ein Ergebnis für Gleichung 5.26

$$x_{Kst_i} = \hat{x}_0 \frac{\tau_{Modul_i} \omega}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + (\omega \tau_{Modul_i})^2}} \cos(\omega t - \varphi_i) \quad (5.31)$$

Für das oben genannte Beispiel der linearen Lagerkennlinie und nichtlinearen Dämpferkennlinie bedeutet das, wenn durch die Weganregung diejenige Dämpfergeschwindigkeit erreicht wird, bei der die differentielle Dämpfung wechselt, ändert sich das Steifigkeitsverhältnis und damit die Lösung der Bewegungsgleichung der Kolbenstange. Die daraus resultierende Änderung des Kolbenstangenweges, regt die Kolbenstange in ihrer Eigenfrequenz zum Schwingen an.

Da die Änderung der differentiellen Dämpfung bzw. des Modulsteifigkeitsverhältnisses die Kolbenstange zum Schwingen anregt, handelt es sich hierbei um eine parametererregte Schwingung. „Da die Periode der Parameteränderung durch äußere Einwirkungen vorgeschrieben ist, liegt eine Fremderregung vor.“²⁶⁰

Das Modulsteifigkeitsverhältnis kann, wie bereits das effektive Dämpfersteifigkeitsverhältnis, als Relaxationszeit betrachtet werden (siehe 4.2.2). Das heißt, ist die Dämpfungskonstante des Dämpfers gering oder die Topmountsteifigkeit hoch, so klingt die Eigenschwingung der Kolbenstange schnell aus.

Erfahrungsgemäß führen Dämpfer mit einer hohen Dämpfungskonstante zu hohen Kolbenstangenbeschleunigungen. Allerdings wird mit der folgenden Abbildung 5.19 gezeigt, dass dies nicht zwangsläufig der Fall ist. Besitzt ein Dämpfer eine hohe Dämpfungskonstante bei einem linearen Kennlinienverlauf, so schwingt die Kolbenstange ausschließlich entsprechend der Weganregung. Eine nichtlineare Dämpferkennlinie, selbst bei geringem Kraftniveau, führt zu Eigenschwingungen der Kolbenstange und damit zu hohen Beschleunigungswerten.

²⁶⁰Magnus/Popp/Sexto (2008): Schwingungen S.104

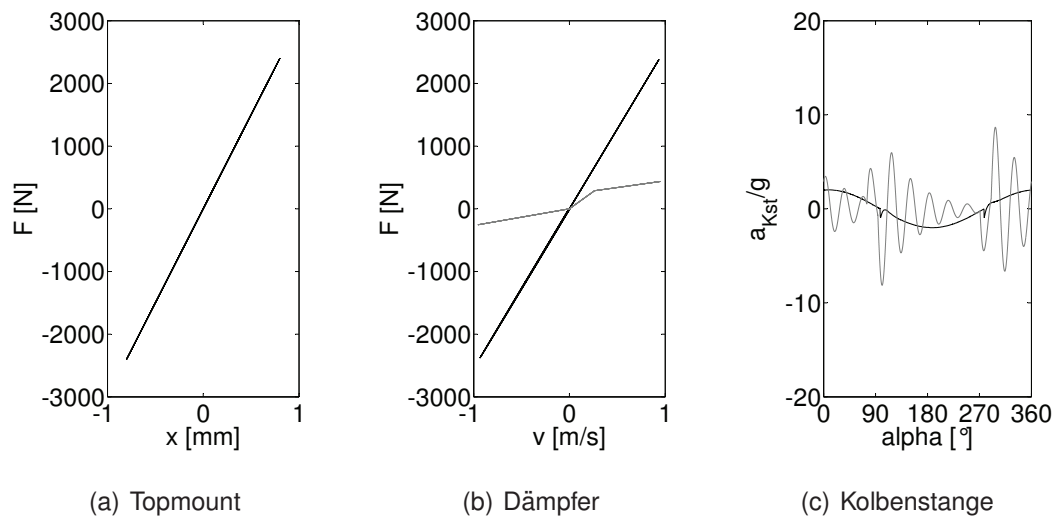


Abbildung 5.19: Vergleich der Kolbenstangenbeschleunigung für einen „weichen“ nichtlinearen und einen „harten“ linearen Dämpfer

5.3.2 Einfluss des Schwingungsdämpfers

Im vorangegangenen Abschnitt 5.3.1 wurde für den Geschwindigkeitsnulldurchgang der Dämpferkennlinie gezeigt, dass die modulerregten Schwingungen aus dem Wechsel des Steifigkeitsverhältnisses von Dämpfungskonstante zu Lagersteifigkeit resultieren. Für die analytische Beschreibung dieses Zusammenhangs wurde das Schwingungssystem aus Topmount, Kolbenstangenmasse und Dämpfer vereinfacht ohne Bauteilhysteresen und mit linearen Kennlinien beschrieben.

Zur erweiterten Betrachtung der modulerregten Schwingungen wird das validierte p-Q-Modell mit den Dämpfern 32/22 und 36/15 herangezogen. Diese Dämpfer weisen eine annähernd gleiche statische Kennlinie auf, wohingegen sich die dynamischen Kennlinien stark unterscheiden. Mit den in Anhang 8.5 zusammengefassten Modellparametern, werden die Dämpfer mit einer sinusförmigen Weganregung mit $\pm 5\text{mm}$ und 25Hz simuliert. Abbildung 5.20 zeigt die dynamischen F-v-Kennlinien dieser Simulation, die die Dämpferkraft über der Geschwindigkeit aus einem Anregungszyklus darstellen.

Der Unterschied der dynamischen F-v-Kennlinien entspricht einem Unterschied im dynamischen Kraftaufbau und Kraftabbau, der aus dem zeitlichen Verlauf der Dämpferkräfte folgt. Diese sowie folgende weitere Größen resultierend aus der oben genannten Simulation, werden zur Analyse der modulerregten Schwingungen in den Abbildungen 5.21 und 5.22 über der Zeit dargestellt:

- Dämpferkraft: Kraft an der Kolbenstange
- d^2F/dt^2 : die zweite Ableitung der Dämpferkraft nach der Zeit

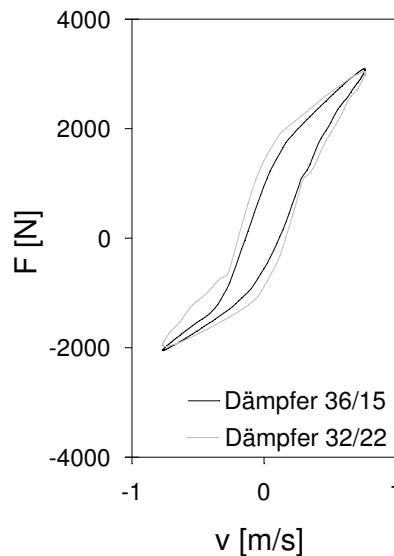


Abbildung 5.20: Dynamische F-v-Kennlinie der Dämpfer 36/15 und 32/22

- Druck P1: Druck im oberen Arbeitsraum (oberhalb des Kolbenventils)
- Druck P2: Druck im unteren Arbeitsraum (unterhalb des Kolbenventils)
- Ölspeicherfluss oben: Ölvolume, das auf Grund der Komprimierbarkeit des Öls dem Ölfluss über das Ventil nicht zur Verfügung steht (Ein positiver Volumenstrom entspricht der Komprimierung, ein negativer Volumenstrom der Entspannung des Öls.)
- Ölspeicherfluss unten: Komprimierung des Öls im unteren Arbeitsraum
- Beschleunigung der Kolbenstange

Das Ergebnis der genannten Größen ist für Dämpfer 32/22 in Abbildung 5.21 dargestellt. Der zeitliche Verlauf der Abbildung beginnt bei maximaler Druckkraft. In Druckrichtung sind in diesem Dämpfer der obere und der untere Arbeitsraum druckausgeglichen. Im Kraftabbau, bei ca. der Hälfte der maximalen Druckkraft, ändert sich der Anstieg der Dämpferkraft. Diese Nichtlinearität ist verstärkt in der zweiten Ableitung der Kraft nach der Zeit zu sehen. Zu diesem Zeitpunkt ($t_1=0,115\text{s}$) wird die erste Schwingung der Kolbenstange registriert. Der Kraftaufbau der Zugrichtung führt bei ca. 1000N ($t_2=0,134\text{s}$) zu einem Anstieg der zeitlichen Kraftableitung, wodurch ein weiterer Ausschlag der Kolbenstangenbeschleunigung auftritt. Die Schwingung der Kolbenstange wird jeweils durch eine starke Krümmung des Dämpferkraftverlaufs angeregt. Daraufhin findet eine freie gedämpfte Schwingung statt, bis die nächste Anregung erfolgt. Der Verlauf der Arbeitsraumdrücke zeigt, dass der Druck oberhalb des Kolbens auch im

Wechsel von Zug- zu Druckrichtung nicht wieder abgebaut wird. Dieser Effekt wird als „Speichereffekt“ bezeichnet.

Nimmt der Druck $P2$ im unteren Arbeitsraum ab, so entspannt sich das zuvor komprimierte Öl. Zur gleichen Zeit steigt bereits der Druck $P1$ oberhalb des Kolbens, weshalb Öl in diesem Arbeitsraum komprimiert wird und damit ein positiver Ölspeicherfluss auftritt. Der Verlauf des Ölspeicherflusses ist proportional der zeitlichen Druckänderung und damit auch der zeitlichen Kraftänderung.

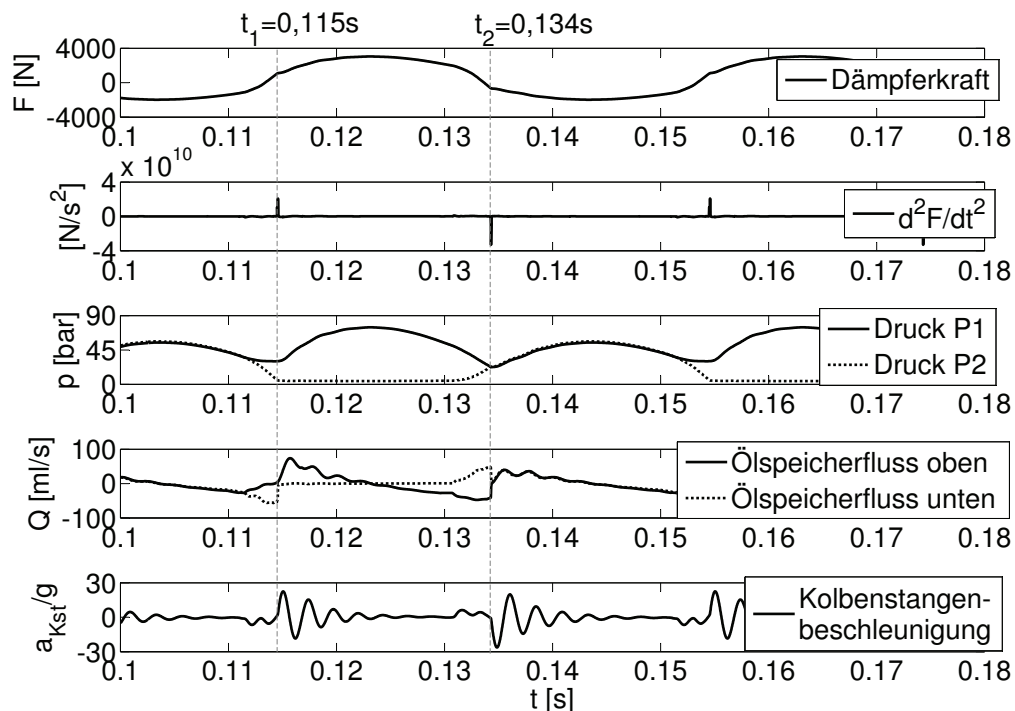


Abbildung 5.21: Zeitsimulation des Dämpfers 32/22

Analog der vorhergehenden Auswertung werden in Abbildung 5.22 die oben genannten Größen für Dämpfer 36/15 abgebildet. Da in diesem Dämpfer die Druckkraft nicht ausschließlich am Bodenventil, sondern auch am Kolbenventil erzeugt wird, sind die Drücke von unterem und oberem Arbeitsraum in Druckrichtung nicht identisch. Die Schwingung der Kolbenstange beginnt auch bei diesem Dämpfer bereits bei ca. halber maximaler Druckkraft. Eine deutliche Amplitude der Kolbenstangenbeschleunigung ist jedoch erst in Zugrichtung zu sehen. Die zeitliche Kraftänderung steigt zu diesem Zeitpunkt stark an, was einem Wechsel der Dämpfungskonstanten entspricht. Auch diese Nichtlinearität führt zu einer modulierte Schwingung, die nach dem Maximum der Beschleunigung abklingt. Die Amplitude der Kolbenstangenbeschleunigung ist für diesen Dämpfer

vergleichsweise geringer, da die Nichtlinearität schwächer ausgeprägt ist.

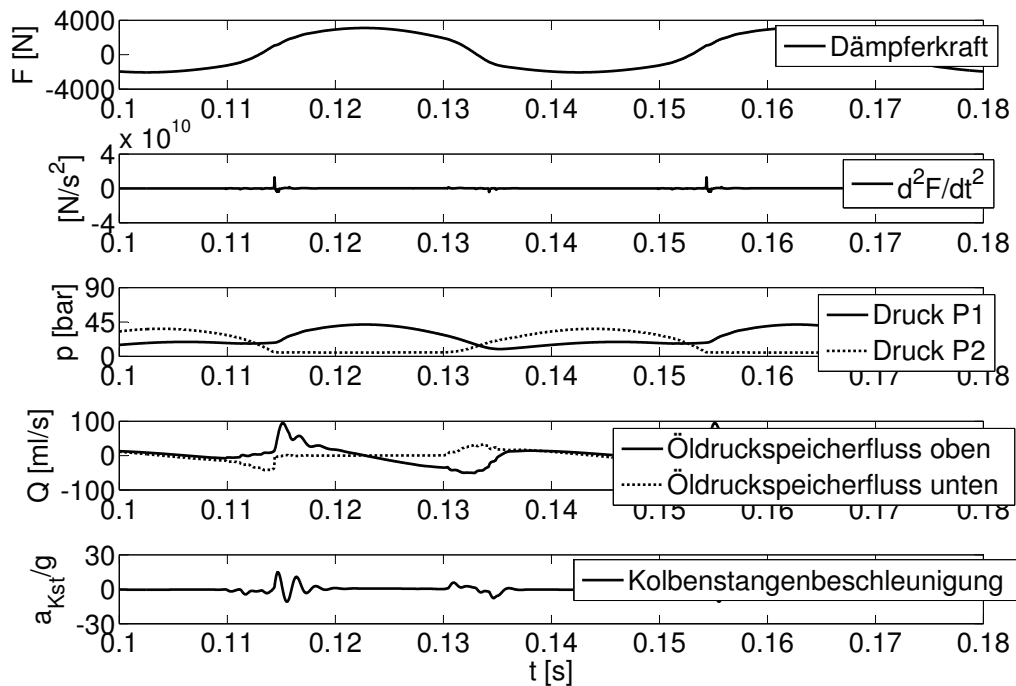


Abbildung 5.22: Zeitsimulation des Dämpfers 36/15

Aus der Diskussion von Abbildung 5.21 und 5.22 folgt, dass ein hoher Wert der zweiten Ableitung der Dämpferkraft nach der Zeit zu hohen Kolbenstangenbeschleunigungen führt. Um von der F-v-Kennlinie der Dämpfer auf den zeitlichen Verlauf der Dämpferkraft schließen zu können, wird folgender Zusammenhang betrachtet

$$\frac{d^2 F}{dt^2} = a^2 \frac{d^2 F}{dv^2} \quad (5.32)$$

Das heißt, die zweite Ableitung der Dämpferkraft nach der Zeit ist groß, wenn

- die Krümmung der Dämpferkennlinie, also die zweite Ableitung der Dämpferkraft nach der Geschwindigkeit, groß ist
- die Krümmung der Dämpferkennlinie mit einer hohen Anregungsbeschleunigung „durchlaufen“ wird

Die hierfür relevante Kennlinie ist die dynamische F-v-Kennlinie, da im zeitlichen Kraftaufbau und Kraftabbau aus der quasistatischen Kennlinie durch die innere Dämpferelastizität und die Anregungsbeschleunigung ein charakteristischer Verlauf der

Dämpferkraft und deren Nichtlinearitäten entsteht.

Die Eigenkreisfrequenz des Dämpfermoduls wird neben der Abhängigkeit von den beteiligten Federsteifigkeiten von der Dämpfungskonstante beeinflusst. Aus Abbildung 5.23

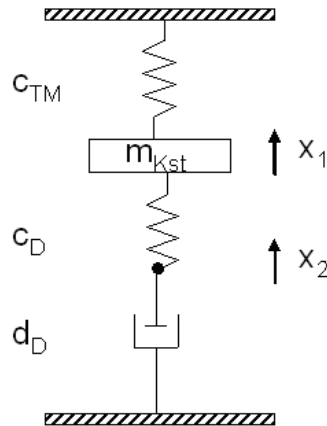


Abbildung 5.23: Schwingungssystem Dämpfermodul

folgt für das hier gezeigte Maxwell-Element

$$d_D \dot{x}_2 = c_D(x_1 - x_2) \quad (5.33)$$

und damit für das Kräftegleichgewicht

$$0 = m_{Kst} \ddot{x}_1 + c_{TM} x_1 + c_D(x_1 - x_2) \quad (5.34)$$

Mit x_2 aus Gleichung 5.33

$$x_2^* = \frac{c_D x_1^*}{c_D + d i \omega} \quad (5.35)$$

ist das Kräftegleichgewicht

$$0 = -m_{Kst} \omega^2 x_1^* + x_1^* (c_{TM} + c_D - \frac{-c_D^2}{c_D + d i \omega}) \quad (5.36)$$

Die Eigenkreisfrequenz der Kolbenstangenmasse berechnet sich damit aus

$$\omega_{0,Kst} = \sqrt{\frac{c_{TM} + c_D - \frac{-c_D^2}{c_D + d i \omega}}{m_{Kst}}} \quad (5.37)$$

Es besteht folgende Abhängigkeit

$$c_D \gg \omega d_D \Rightarrow \omega_{0,Kst} = \sqrt{\frac{c_{TM}}{m_{Kst}}} \quad (5.38)$$

$$c_D \ll \omega d_D \Rightarrow \omega_{0,Kst} = \sqrt{\frac{c_{TM} + c_D}{m_{Kst}}} \quad (5.39)$$

Mit steigender Höhe der Dämpfungskonstanten nimmt die Auslenkung der Ölfeder zu. Wird die Ölfeder ausgelenkt, so ist ihre Steifigkeit entsprechend der oben gezeigten Parallelschaltung zu addieren, wodurch sich die Federsteifigkeit des Schwingungssystems und damit dessen Eigenfrequenz verschiebt.

5.3.3 Einfluss des Topmounts

Wird ausschließlich die Schwingung der Kolbenstangenmasse im Topmount betrachtet, so folgt nach Gleichung 5.40 die Eigenkreisfrequenz der Kolbenstange für das ungedämpfte System.

$$\omega_{0,Kst} = \sqrt{\frac{c_{TM}}{m_{Kst}}} \quad (5.40)$$

Mit steigender Federsteifigkeit nimmt die Eigenfrequenz zu.

Neben der Federsteifigkeit besitzt das Topmount eine Dämpfungskonstante. Diese reduziert, entsprechend der Übertragungsfunktion eines Einmassenschwingers, die Bewegungsamplitude ausschließlich in der Eigenfrequenz des Schwingungssystems.

Mit der bisherigen Kombination von linearer Topmountkennlinie und nichtlinearer Dämpferkennlinie wurde gezeigt, dass die Nichtlinearität des Dämpfers bzw. der zeitliche Wechsel des Steifigkeitsverhältnisses von Dämpfer zu Topmount, die Kolbenstange zu einer Schwingung in ihrer Eigenfrequenz anregt.

Dieser Zusammenhang wird nun verdeutlicht, indem eine nichtlineare Topmountkennlinie mit einer linearen Dämpferkennlinie in dem in diesem Kapitel eingeführten Simulationsmodell kombiniert wird. Für diese Konfiguration treten ebenfalls modulerregte Schwingungen auf. Die folgenden Abbildungen zeigen die genannten Kennlinien sowie den zeitlichen Verlauf der Weganregung, der Dämpfungskraft und der Kolbenstangenbeschleunigung.

Durch den Wechsel der Federsteifigkeit des Topmounts ändert sich sowohl die Frequenz der angeregten Kolbenstangenschwingung (nach Gleichung 5.40) als auch die Beschleunigungsamplitude.

Nachdem jeder Wechsel des Steifigkeitsverhältnisses zwischen Dämpfungskonstante und Topmountsteifigkeit die Kolbenstange zum Schwingen anregt, wird in ^{261,262} vorge-

²⁶¹ Eickhoff/Sonnenburg/Stretz (2010): Kolbenstangenschwingungen in Dämpfermodulen, Ursachen und Abstellmaßnahmen

²⁶² Sonnenburg/Stretz (2011): Damper modules with adapted stiffness ratio

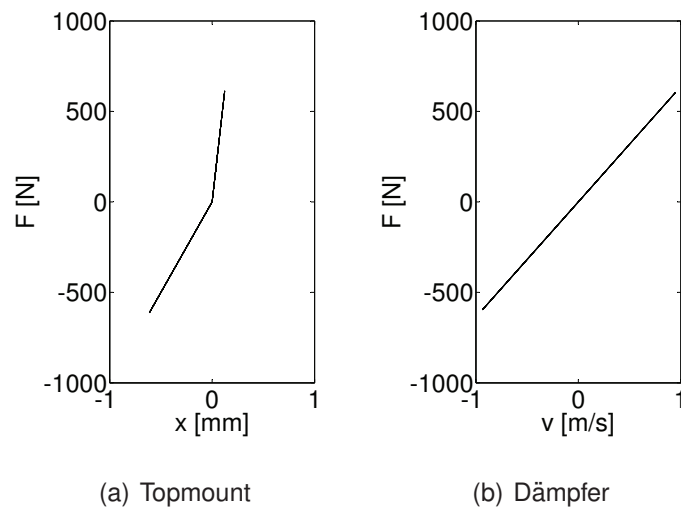


Abbildung 5.24: Kombination: nichtlineare Topmountkennlinie und lineare Dämpferkennlinie

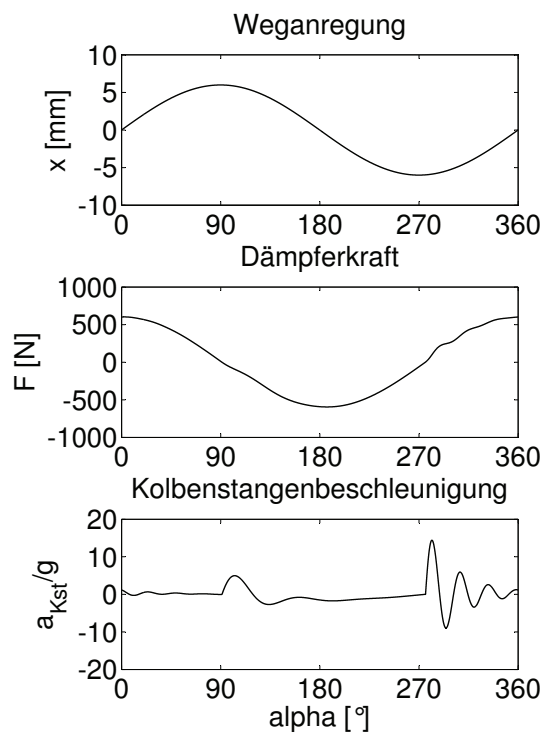


Abbildung 5.25: Modulerregte Schwingung durch nichtlineare Topmountkennlinie

schlagen, die Topmountkennlinie entsprechend der Dämpferkennlinien so auszuführen, dass es zu keinem Steifigkeitswechsel kommt.

5.4 Fazit

Bisher wurde die Ursache für die Schwingungen, die an der Kolbenstange des Dämpfers zu messen sind und die sich deutlich von der Weganregung unterscheiden, ausschließlich im Dämpfer gesucht. Entsprechend wurden diese Schwingungen auf das Öffnungs- und Schließverhalten der Hydraulikventile des Dämpfers bzw. „Unstetigkeiten“ im Kraftverlauf zurückgeführt. Es wurde gefolgert, dass die Schwingungen, die im Dämpfer entstehen, mittels der Kolbenstange weitergeleitet werden.

Im Rahmen dieser Arbeit wird zur Untersuchung der modulerregten Schwingungen ein Simulationsmodell verwendet, das aus der Anordnung von Topmount, Kolbenstange und Schwingungsdämpfer besteht. Das teilphysikalische Modell des Schwingungsdämpfers bilanziert die Volumenströme über die Hydraulikventile. Zur Charakterisierung der Ventile werden gemessene Druck-Durchfluss-Kennlinien verwendet. Das Lager wird als einfaches Kelvin-Voigt-Element mit konstanten Größen nachgebildet.

Im Vergleich von Messung und Simulation ist zu sehen, dass die charakteristischen Schwingungen der Kolbenstange bereits ohne Nachbildung einzelner Ventiltile simuliert werden können. Das Simulationsmodell gibt den Verlauf der Dämpferkraft und der Kolbenstangenbeschleunigung in Übereinstimmung mit gemessenen Signalen wieder. Das Ergebnis dieser Untersuchung zeigt, dass die Ursache für die modulerregten Schwingungen in dem zeitlichen Wechsel des Modulsteifigkeitsverhältnisses, das als Quotient von differentieller Dämpfung und Federsteifigkeit des Topmounts eingeführt wird, begründet ist. In einem vereinfachten Schwingungssystem aus Feder - Masse - Dämpfer entspricht das dem Wechsel zweier linearer Abschnitte der Dämpferkennlinie in Kombination mit einer linearen Topmountkennlinie. Die Änderung des Steifigkeitsverhältnisses führt im zeitlichen Verlauf der Dämpferkraft zu einem hohen Wert der zweiten Ableitung der Dämpferkraft nach der Zeit. Die Simulation realistischer Dämpfer, mit dämpfenden und federnden Eigenschaften, zeigt, dass mit steigendem Wert dieser Ableitung die Anregung der Kolbenstangenbeschleunigung zunimmt. Für die Dämpferkennlinie mit Kraft über Geschwindigkeit folgt daraus, dass die Krümmung dieser Kennlinie möglichst gering sein sollte und diese Krümmung mit einer möglichst geringen Beschleunigung durchlaufen werden sollte, um modulerregte Schwingungen zu vermeiden.

Für eine nichtlineare Topmountkennlinie gilt ebenso, dass die Krümmung möglichst gering sein sollte, da jede Änderung des Steifigkeitsverhältnisses zu Schwingungen der Kolbenstangenmasse führt.

6 Auslegungskriterien zur gegenseitigen Abstimmung von Schwingungsdämpfer und Topmount

Die vorangegangenen Kapitel zeigen den Einfluss von Schwingungsdämpfern und Topmounts auf fahrbahnerregte und modulerregte Schwingungen im Fahrzeug. Darauf aufbauend werden komfortrelevante Richtlinien zur Anpassung der Bauteilkennlinien aufgestellt. Als Kennlinien gelten hier für den Dämpfer die Funktion der Kraft über der Geschwindigkeit und für das Lager die Kraft über den Weg. Für beide Bauteile unterscheiden sich die dynamischen Kennlinien von den statischen durch die Ausbildung einer Hysterese der jeweiligen Kennlinie. Beide Bauteile, vor allem das Topmount, weisen bereits bei sehr geringen Anregungsfrequenzen eine Hysterese auf. Da für diesen Fall die Dämpfung des Lagers klein ist gegenüber der Dämpfung des Schwingungsdämpfers und die Federkraftanteile des Dämpfers klein sind gegenüber denen des Topmounts, werden die statischen Kennlinien vereinfacht ohne Hysterese angenommen.

Voraussetzung für die folgenden Richtlinien ist die sachgerechte Funktion der Bauteile. Fehlfunktionen, wie beispielsweise mechanische Anschläge, werden für die Auslegungsrichtlinien nicht berücksichtigt.

Da diese Untersuchung der Wechselwirkung von Dämpfer und Topmount dient, gelten die Vorgaben für das Topmount ausschließlich für das Gummielement, das mit der Kolbenstange verbunden ist.

Reale Kennlinien von Dämpfer und Topmount sind annähernd bereichsweise linear. Die analytische Berechnung, welche ausschließlich für lineare Kennlinien und harmonischen Anregungen gültig ist, kann somit jeweils für einen ausgewählten Kennlinienbereich angewendet werden solange keine Übergänge betrachtet werden.

6.1 Auslegung der statischen Kennlinien

Zunächst werden Vorgaben zur Auslegung der statischen Kennlinien von Dämpfer und Topmount aufgestellt. Hierfür werden die statischen Kennlinien vereinfacht als Kennlinien ohne Hysterese angenommen. Damit werden beide Bauteile auf einzelne Kraftelemente, entsprechend der folgenden Abbildung 6.1, reduziert.

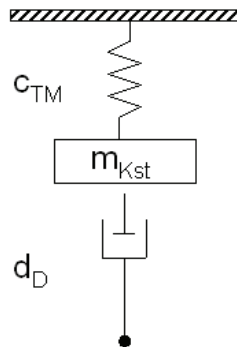


Abbildung 6.1: Ersatzschaltbild für statische Kraftanteile von Dämpfer und Topmount

6.1.1 Topmount

Ein Grund für den Einsatz von Gummimetall-Teilen als oberes Dämpferlager ist die schwingungsisolierende Wirkung. Zur Verbesserung des Fahrkomforts, der auf der Bewertung störender Schwingungen basiert, muss die Lagersteifigkeit gering sein, da dadurch der Frequenzbereich der Schwingungsisolierung zu kleineren Frequenzen hin erweitert wird.

In Kapitel 5 wurde erläutert, dass Nichtlinearitäten der Kennlinien von Dämpfer und/oder Topmount, die Kolbenstange in ihrer **Eigenfrequenz** zum Schwingen anregen. Die Eigenkreisfrequenz des gedämpften Schwingungssystems folgt aus

$$\omega = \sqrt{\frac{c_{TM}}{m_{Kst}}} \sqrt{1 - D^2} \quad (6.1)$$

mit dem Dämpfungsmaß

$$D = \frac{d_D}{2m_{Kst} \sqrt{\frac{c_{TM}}{m_{Kst}}}} \quad (6.2)$$

Es hängt von der Karosserie und den verwendeten Dämmschutzmaßnahmen ab, ob diese Frequenz an den Fahrer gelangt und damit komfortschädigend ist. Mit der Topmountsteifigkeit kann diese Eigenfrequenz aus kritischen Frequenzbereichen

verschoben werden.

Mit abnehmender Federsteifigkeit, nimmt jedoch der Weg der Kolbenstange im Topmount zu. Dies führt zu einem Konflikt mit dem zur Verfügung stehenden **Bauraum**. Um ohne Simulationsaufwand eine Abschätzung der Kolbenstangenbewegung treffen zu können, ist eine analytische Berechnung notwendig. Es ist zu beachten, dass diese nur für harmonische Anregungen und lineare Kennlinien gilt. Die Vergrößerungsfunktion dieses Schwingungssystems nach Gleichung 5.30 liefert für jede Frequenz den Anteil des Kolbenstangenweges relativ zur Weganregung. Damit kann die Topmountsteifigkeit für einen maximal zulässigen Lagerweg eines vorgegebenen Bauraums in Kombination mit der Kennlinie des Schwingungsdämpfers bestimmt werden.

Jede Änderung des Modulsteifigkeitsverhältnisses führt zu der Schwingungsanregung der Kolbenstange in ihrer Eigenfrequenz und damit zu möglichen Geräuschen im Fahrzeug. Für Topmounts gilt damit ebenso, was für Dämpferkennlinien in Abschnitt 5.3.2 gezeigt wurde, dass die **Krümmung der Kennlinie**, die im Falle des Lagers die zweite Ableitung der Kraft nach dem Weg ist, möglichst gering sein sollte. Topmounts, die üblicherweise nach einem Linearbereich im Wegnulldurchgang einen progressiven Anstieg haben (siehe Abbildung 3.9), sollten demnach einen möglichst lineare Kennlinie aufweisen.

6.1.2 Schwingungsdämpfer

Besonders für Schwingungsdämpfer, die üblicherweise nichtlineare Kennlinien aufweisen, gilt es zu beachten, dass ein Wechsel der differentiellen Dämpfung die **Eigenschwingung** der Kolbenstange anregt. Im Geschwindigkeitsnulldurchgang führt eine große Differenz zweier Dämpfungskonstanten d_1 und d_2 zu einer hohen Beschleunigungsamplitude, die aus der Differenz der Ergebnisse der Differentialgleichung resultiert (siehe Abschnitt 5.3).

Wie in Abschnitt 5.3.2 gezeigt wurde, sollte die zweite Ableitung der Dämpferkraft nach der Zeit möglichst gering sein. Folglich ist nach Gleichung 5.32 für die Nichtlinearität der Dämpferkennlinie außerhalb des Geschwindigkeitsnulldurchgangs zu beachten, dass

- die Krümmung der Kennlinie, die im Falle des Dämpfers die zweite Ableitung der Kraft nach der Geschwindigkeit ist, möglichst gering sein sollte
- die Beschleunigung, mit der die Krümmung durchlaufen wird, ebenfalls möglichst gering ist. Das bedeutet für die Dämpferkennlinie bei einer harmonischen Anregung, dass die Nichtlinearität möglichst weit vom Geschwindigkeitsnulldurchgang entfernt sein sollte.

6.1.3 Dämpfung des Moduls

Auf Grund der Kombination von Dämpfer und Topmount liefert das Modul eine geringere Dämpfung als der Schwingungsdämpfer allein. Der Anteil der Dämpfung am Betrag der dynamischen Steifigkeit wurde in Abschnitt 5.1 als relative Dämpfung (Gleichung 4.8) eingeführt. Aus dem Produkt der relativen Dämpfung und der Dämpfungskonstante des Schwingungsdämpfers resultiert nach (Gleichung 4.9) die **effektive Dämpfung**. Für das Dämpfermodul mit statischen Bauteilkennlinien gilt

$$d_{eff,Modul} = d_D \cdot d_{rel,Modul} = d_D \cdot \frac{c_{TM}}{\sqrt{c_{TM}^2 + (\omega d_D)^2}}$$

Daraus resultiert folgender Zusammenhang zwischen der Dämpfungskonstante und der effektiven Dämpfung des Moduls

$$\omega^2 \ll (c_{TM}/d_D)^2 \Rightarrow d_{eff,Modul} = d_D \quad (6.3)$$

$$\omega^2 \gg (c_{TM}/d_D)^2 \Rightarrow d_{eff,Modul} = \frac{c_{TM}}{\omega} \quad (6.4)$$

Bei einer geringen Dämpfungskonstante entspricht die effektive Dämpfung dem Wert der Dämpfungskonstanten. Das Topmount wird in diesem Fall durch die geringe Dämpfungskraft kaum ausgelenkt, wodurch der Federanteil gering bzw. der Dämpfungsanteil hoch bleibt.

Wird die Steifigkeit des Topmounts aus Komfortgründen gering gewählt, wird durch das Ausweichen der Kolbenstange im Lager die Relativbewegung zwischen Kolben und Dämpferbehälter verzögert. Dadurch wird die Relativgeschwindigkeit und damit die Dämpfung verringert. Die effektive Dämpfung des Moduls nähert sich dem Grenzwert aus Gleichung 6.4. Dies ist der Fall bei Topmounts mit einer Federsteifigkeit von beispielsweise 200N/mm²⁶³ in Kombination mit einer hohen Dämpfungskonstanten des Schwingungsdämpfers. Diese kann im Bereich kleiner Anregungsgeschwindigkeiten Werte bis zu 30kNs/m annehmen. Daraus folgt, dass mit zunehmender Anregungsfrequenz die effektive Dämpfung abnimmt. Darüber hinaus nimmt für eine ausgewählte Frequenz die effektive Dämpfung einen konstanten Wert an, der unabhängig von der Dämpfungskonstante bzw. Dämpferkennlinie ist. Das heißt, eine Erhöhung der Dämpfung d_D führt bei sehr weichen Lagern nicht zu einer Erhöhung der effektiven Dämpfung. Dies muss berücksichtigt werden, da aus Gründen der Fahrsicherheit die Dämpfung der Radaufhängung im Frequenzbereich der Aufbau- und Radresonanz nicht zu gering werden darf.

Durch die Abnahme der effektiven Dämpfung des Moduls mit steigender Frequenz, arbeitet die Anordnung von Dämpfer, Kolbenstange und Topmount frequenzselektiv.

²⁶³Heißing/Ersoy (2007): Fahrwerkhandbuch S.441

Ab der Eigenfrequenz der Kolbenstange werden Schwingungen isoliert, was den Fahrkomfort unterstützt.

6.2 Auslegung der dynamischen Kennlinien

Die Hysterese der dynamischen Topmountkennlinie resultiert aus den dämpfenden Eigenschaften des Elastomerwerkstoffs. Im Vergleich dazu entsteht die Hysterese der dynamischen Dämpferkennlinie aus den federnden Kraftanteilen.

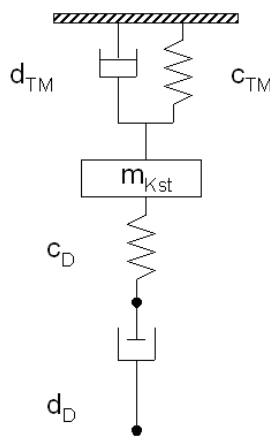


Abbildung 6.2: Ersatzschaltbild für dynamische Kraftanteile von Dämpfer und Topmount

6.2.1 Topmount

Für das Topmount, das mit statischen und dynamischen Eigenschaften als Kelvin-Voigt-Element simuliert werden kann, ist die komplexe Steifigkeit

$$c_{dyn,TM}^*(\omega) = c_{TM} + d_{TM}i\omega \quad (6.5)$$

Auf Grund des Dämpfungsanteils nimmt die dynamische Topmountsteifigkeit mit steigender Anregungsfrequenz zu. Die Eckfrequenz, ab der das Schwingungssystem aus Topmount und Kolbenstange isoliert, verschiebt sich dadurch hin zu höheren Frequenzen. Um den Fahrkomfort nicht zu verschlechtern, sollte der Dämpfungsanteil des Topmounts möglichst gering sein.

Im Gegensatz dazu ist eine hohe Dämpfung im Frequenzbereich der Kolbenstangeneigenschwingung von Vorteil, da so die modulerregten Schwingungen möglichst schnell abklingen und die damit die Geräuschbelastung der Fahrzeuginsassen verringert wird.

6.2.2 Schwingungsdämpfer

Weist ein Dämpfer zusätzlich zu den Dämpfungskraft- auch Federkraftanteile auf, so resultiert daraus eine Hysterese der Kraft-Geschwindigkeit-Kennlinie. Als charakteristische Dämpferkenngröße wurde in Kapitel 4 das effektive Dämpfersteifigkeitsverhältnis, das aus dem Quotienten der Federleistung und der Dämpfarbeit dividiert durch ω^2 berechnet wird, eingeführt. Federt ein Schwingungsdämpfer stark, bedeutet das eine große Federleistung und einen hohen Wert des effektiven Dämpfersteifigkeitsverhältnisses. Die Federeigenschaften des Dämpfers führen zu folgenden Auswirkungen.

1. Es ist zu beachten, dass die innere Dämpferelastizität die Eigenfrequenz der Kolbenstangenmasse verschiebt. Bereits vor Erreichen der folgenden Bedingung bzw. des Grenzwertes nach Gleichung 5.39

$$c_D \ll \omega d_D \Rightarrow \omega_{0\,Kst} = \sqrt{\frac{c_{TM} + c_D}{m_{Kst}}}$$

ist, wie beispielsweise bei den verwendeten Versuchsdämpfern 36/15 und 32/22, der Einfluss der Ölfedersteifigkeit festzustellen (siehe Abschnitt 5.2.2).

2. Durch eine hohe Federsteifigkeit der Ölsäule wird eine zusätzliche Nichtlinearität in der dynamischen Kennlinie vermieden. Für dieses Beispiel wird der Dämpfer mit den Baugrößen 36/15 herangezogen und mit einer linearen statischen Kennlinie ($d_D=4000\text{Ns/m}$) im p-Q-Modell simuliert. Um den Unterschied in der dynamischen F-v-Kennlinie durch die Ölsäule zu zeigen, wird die Druckkraft in einem Fall fast ausschließlich am Bodenventil erzeugt ($\hat{=1\%}$ Zusatzdruck) und im anderen Fall ausschließlich durch die Druckdifferenz $P_2 - P_1$ über das Kolbenventil ($\hat{=100\%}$ Zusatzdruck), was der Anordnung in einem Einrohr-Dämpfer entspricht. Abbildung 6.3 zeigt für eine sinusförmige Weganregung mit $\pm 6\text{mm}$ Amplitude und 25Hz , dass der Dämpfer mit dem hohen Zusatzdruck kaum federt und im Gegensatz dazu durch den geringen Zusatzdruck eine sehr große Hysterese entsteht. Diese Hysterese weist eine Nichtlinearität im Geschwindigkeitsnulldurchgang auf, da sich die Steifigkeit der Ölsäule zwischen Zug- und Druckrichtung stark unterscheidet. Diese „dynamische Nichtlinearität“ sollte zur Reduzierung modulierter Schwingungen vermieden werden.

3. Eine geringe Federleistung führt zu einer hohen effektiven Dämpfung und damit zu einer geringen Rad- und Aufbaubeschleunigung in den Resonanzfrequenzen. Um die Größe des Dämpfungsanteils an der Kraftantwort berechnen zu können, wurde für den Schwingungsdämpfer, wie bereits für das Dämpfermodul, die relative Dämpfung eingeführt. Für die effektive Dämpfung des Schwingungsdämpfers, unter

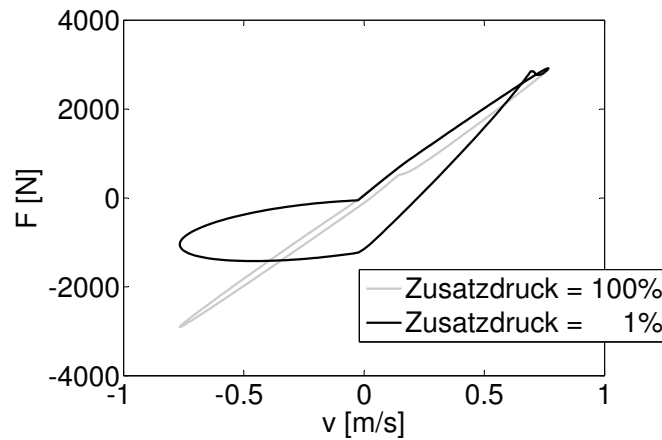


Abbildung 6.3: Dynamische F-v-Kennlinie mit und ohne Zusatzdruck

Berücksichtigung der inneren Dämpferelastizität c_D , gilt

$$d_{eff,D} = d_D \cdot d_{rel,D} = d_D \cdot \frac{c_D}{\sqrt{c_D^2 + (\omega d_D)^2}} \quad (6.6)$$

Daraus resultieren folgende Zusammenhänge

$$\omega^2 \ll \left(\frac{c_D}{d_D}\right)^2 \Rightarrow d_{eff,D} = d_D \quad (6.7)$$

$$\omega^2 \gg \left(\frac{c_D}{d_D}\right)^2 \Rightarrow d_{eff,D} = \frac{c_D}{\omega} \quad (6.8)$$

Bei einer geringen Dämpfungskonstanten bzw. hohen Federsteifigkeit der inneren Dämpferelastizitäten entspricht die effektive Dämpfung der Dämpfungskonstanten.

Für eine hohe Dämpfungskonstante bzw. geringe Federsteifigkeit erreicht die effektive Dämpfung einen Grenzwert. Ab diesem Wert nimmt die Dämpfung auch mit ansteigender Dämpfungskonstante nicht mehr zu. Dies ist bei hohen Dämpfungskonstanten ab Frequenzen entsprechend der Radeigenfrequenz der Fall.

Um eine möglichst geringe Federleistung zu erzeugen, muss der Fluss in den „Ölspeicher“ gering sein, denn dieses Ölvolumen steht dem Ventil zur hydraulischen Dämpfung nicht zur Verfügung, stattdessen wird es, wie eine Feder, komprimiert und wieder entspannt. Ein Teil dieses Öls geht in die Volumenänderung der Zylinderwand (siehe Gleichung 5.18), die mit zunehmender Wandstärke geringer wird. Ein zweiter Teil fließt in die Komprimierung des Öls. Mit Gleichung 5.18 und 4.19 kann dieser Ölfluss wie folgt formuliert werden

$$Q_{\ddot{O}l} = \frac{dp}{dt} \frac{A_{\ddot{O}l}^2}{c_{\ddot{O}l}} \quad (6.9)$$

Dieser Ölfluss ist dann gering, wenn die Steifigkeit der Ölsäule hoch ist, was nach Gleichung 4.19 aus einer großen Querschnittsfläche und geringen Länge folgt, und wenn die zeitliche Druckänderung im Dämpfer klein ist.

Je größer der Fluss in den Ölspeicher ist, umso nachgiebiger ist der Dämpfer, das heißt die Federleistung nimmt zu und die modulerregten Schwingungen werden verstärkt.

6.2.3 Dämpfung des Moduls

Mit der komplexen Steifigkeit des Topmounts (siehe Gleichung 6.5)

$$c_{dyn,TM}^*(\omega) = c_{TM} + d_{TM}i\omega$$

und der komplexen Steifigkeit des Dämpfers (siehe Gleichung 4.25)

$$c_{dyn,D}^*(\omega) = \frac{i\omega d_D c_D}{i\omega d_D + c_D}$$

folgt aus dem Kräftegleichgewicht dieses Schwingungssystems die komplexe Steifigkeit für das Modul

$$c_{dyn,Modul\ dynamisch}^*(\omega) = \frac{c_{dyn,TM}^*(\omega) \cdot c_{dyn,D}^*(\omega)}{c_{dyn,TM}^*(\omega) + c_{dyn,D}^*(\omega) - m_{Kst}\omega^2} \quad (6.10)$$

Die effektive Dämpfung des Moduls mit dynamischen Kennlinien ist

$$d_{eff,Modul\ dynamisch} = d_D \cdot \frac{Im(c_{dyn,Modul\ dynamisch}^*(\omega))}{|c_{dyn,Modul\ dynamisch}^*(\omega)|} \quad (6.11)$$

Für diese Konfiguration gilt ebenso wie für das Maxwell-Element, dass die innere Dämpferelastizität die effektive Dämpfung herabsetzt. Hier leistet nun zusätzlich die Topmount-Dämpfung einen Beitrag zur Dämpfung des Moduls.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Der Fahrkomfort eines Fahrzeugs wird positiv bewertet, wenn den Fahrer keine störenden Schwingungen erreichen. Diese Schwingungen können über unterschiedliche Übertragungspfade des Antriebstrangs und des Fahrwerks in den Fahrzeuginnenraum gelangen. Im Rahmen dieser Arbeit wurde ausschließlich das Dämpfermodul als Schwingungssystem aus Schwingungsdämpfer und oberem Dämpferlager untersucht. Zu diesem Zweck wurden zwei Untersuchungsschwerpunkte analysiert. Zum einen die Weiterleitung fahrbahninduzierter Schwingungen durch das Dämpfermodul und zum anderen die Entstehung von Schwingungen im Dämpfermodul.

Zur Beschreibung der dynamischen Eigenschaften von Dämpfer und Topmount wurde bisher die dynamische Steifigkeit verwendet. Bei der Interpretation dieser Größe für den Dämpfer kommt es zu Mehrdeutigkeiten der verwendeten Fachbegriffe. Durch die analytische Beschreibung der dynamischen Dämpfersteifigkeit in dieser Arbeit, wird gezeigt, dass sowohl Feder- als auch Dämpfungsanteil der Kraftantwort von der Anregungsfrequenz, der inneren Dämpferelastizität und der differentiellen Dämpfung abhängen, wodurch der charakteristische Verlauf dieser Größen über der Frequenz erklärt wird. Unter Berücksichtigung dieses Sachverhalts muss die bisherige Interpretation der dynamischen Steifigkeit korrigiert werden.

Um den Anteil der Dämpfung am Betrag der dynamischen Steifigkeit zu quantifizieren, wird in dieser Arbeit sowohl für den Dämpfer als auch für das Dämpfermodul die relative Dämpfung als Quotient aus Imaginärteil zu Betrag der dynamischen Steifigkeit gebildet. Aus dem Produkt dieser Größe mit der Dämpfungskonstante des Schwingungsdämpfers folgt die effektive Dämpfung der Radaufhängung.

Zur Erfassung der Dämpfereigenschaften wird ein Verfahren zur Bestimmung der Federsteifigkeit des Dämpfers vorgestellt. Des Weiteren wird die „Federleistung“ des Dämpfers eingeführt. Sie ist das Flächenintegral der dynamischen Kraft-Geschwindigkeit-Kennlinie des Dämpfers. Je größer die Federleistung bei konstanter Dämpfarbeit ist, umso größer sind die Federanteile des Dämpfers. Diese reduzieren im Umkehrschluss die absolute Dämpfung, weshalb sie die Aufbaubeschleunigung in den Resonanzen erhöht. Weiterhin wird als neue Kenngröße das „effektive Dämpfersteifigkeitsverhältnis“ aus den Flächenintegralen von Federleistung und Dämpfarbeit eingeführt, um die dynamischen Eigenschaften unterschiedlicher Dämpfer vergleichen zu können.

Bisher wurden die Ursachen der Kolbenstangenschwingungen, die nicht in der Weganregung enthalten sind, ohne Erklärung des Entstehungsmechanismus ausschließlich auf den Dämpfer zurückgeführt. In dieser Arbeit konnte nun gezeigt werden, dass der charakteristische Verlauf der Kolbenstangenbeschleunigung bereits ohne Nachbildung der Ventile simuliert werden kann. Die modulerregten Schwingungen sind Eigenschwingungen der Kolbenstange die zwangsläufig im Subsystem aus Dämpfer und Topmount analysiert werden müssen. Als Ursache konnte der Wechsel des Modulsteifigkeitsverhältnisses, das als Quotient aus Dämpfungskonstante und Topmountsteifigkeit eingeführt wurde, ausgemacht werden. Dieser Wechsel folgt aus der Nichtlinearität der Dämpferkennlinie und führt im zeitlichen Verlauf zu einem hohen Wert der zweiten Ableitung der Dämpferkraft nach der Zeit. Es wird also nicht eine Schwingung des Dämpfers durch die Kolbenstange weitergeleitet, sondern die Kolbenstange selbst wird zum Schwingen angeregt.

Die dynamischen Effekte, die in den Kapiteln 4 und 5 untersucht wurden, sind die Hysterese der Dämpferkennlinie und die Schwingungen der Kolbenstange. Es ist zu betonen, dass beide Effekte mit steigender Anregungsbeschleunigung verstärkt werden.

Aus den gewonnenen Erkenntnissen und mittels der neu eingeführten Dämpferkenngrößen wurden Auslegungskriterien zur gegenseitigen Abstimmung von Schwingungsdämpfern und Topmounts erstellt. Sowohl die statischen als auch die dynamischen Kennlinien werden berücksichtigt und deren Auswirkung auf fahrbahninduzierte und modulerregte Schwingungen angegeben.

In Zukunft ist für die Auslegungskriterien zu konkretisieren, in welchen Grenzen diese umsetzbar sind. Es ist durch die möglichen Dämpferkennlinien, sowie die inneren und äußeren Dämpferelastizitäten ein Parameterraum festzulegen, der das Verbesserungspotential der Auslegungskriterien einschränkt. Es ist zu testen, wie die Kennlinienvorgaben zur Verringerung der modulerregten Schwingungen mit dem gewünschten Fahrverhalten vereinbar sind.

Um gezielt einzelne Teileigenschaften des Fahrkomforts verbessern zu können, müssen die Anregungen des Dämpfers für einzelne Fahrmanöver spezifiziert werden. Darüber hinaus, müssen für diese Fahrmanöver die Zieleigenschaften des Dämpfers ermittelt werden. Diese können anschließend auf Basis der in Kapitel 6 aufgestellten Auslegungskriterien umgesetzt werden.

Des Weiteren kann die Untersuchung des Schwingungsverhaltens des Dämpfermoduls um die Einbeziehung der Tragfeder in das zu untersuchende Schwingungssystem und um die Schwingungen der Kolbenstange in Fahrzeuglängs- und Querrichtung erweitert werden. Es ist zu prüfen, ob das vorgestellte Verfahren zur Berechnung der Federsteifigkeit des Dämpfers praxistauglich ist.

8 Anhang

8.1 Versuchsfahrzeug



Abbildung 8.1: Versuchsfahrzeug



Abbildung 8.2: Fünflenker-Vorderachse des Versuchsfahrzeugs²⁶⁴

²⁶⁴ATZ MTZ Sonderausgabe (2007): Der neue Audi A4 S.106

8.2 Berechnung Frequenzspektrum

Die Berechnung der Frequenzspektren erfolgt mittels der Software Turbolab²⁶⁵. Für ein diskretes Signal $x(n)$ und seine FFT $X(k)$ ergibt sich sein Effektivwert im Frequenzbereich zu

$$A_{eff} = \sqrt{\frac{1}{N^2} \sum_{k=0}^{N-1} X(k)^2} \quad (8.1)$$

mit

$$\sum_{n=0}^{N-1} |x(n)|^2 = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} |X(k)|^2 \quad (8.2)$$

²⁶⁵M.E.B. Management EDV Beratung Bernd Sparrer: TurboLab V6.0

8.3 Abweichung der Messungen

Um den gemessenen Unterschied der Beschleunigungssignale durch die verschiedenen Versuchsdämpfer bewerten zu können, werden für diese Signale bei beiden Anregungsprofilen für das Gesamtfahrzeug und das Viertelfahrzeug folgende relative Abweichungen verglichen:

- Die Spannweite der Frequenzspektren von drei Wiederholungsmessungen (= Differenz von Minimum und Maximum für jede Frequenz) bezogen auf deren Mittelwert (bezeichnet mit dem jeweiligen Dämpfer).
- Die Differenz der genannten Mittelwerte bei Verwendung der unterschiedlichen Dämpfer bezogen auf die Messung des Dämpfers 36/15 (bezeichnet mit „Vergleich Dämpfer“).

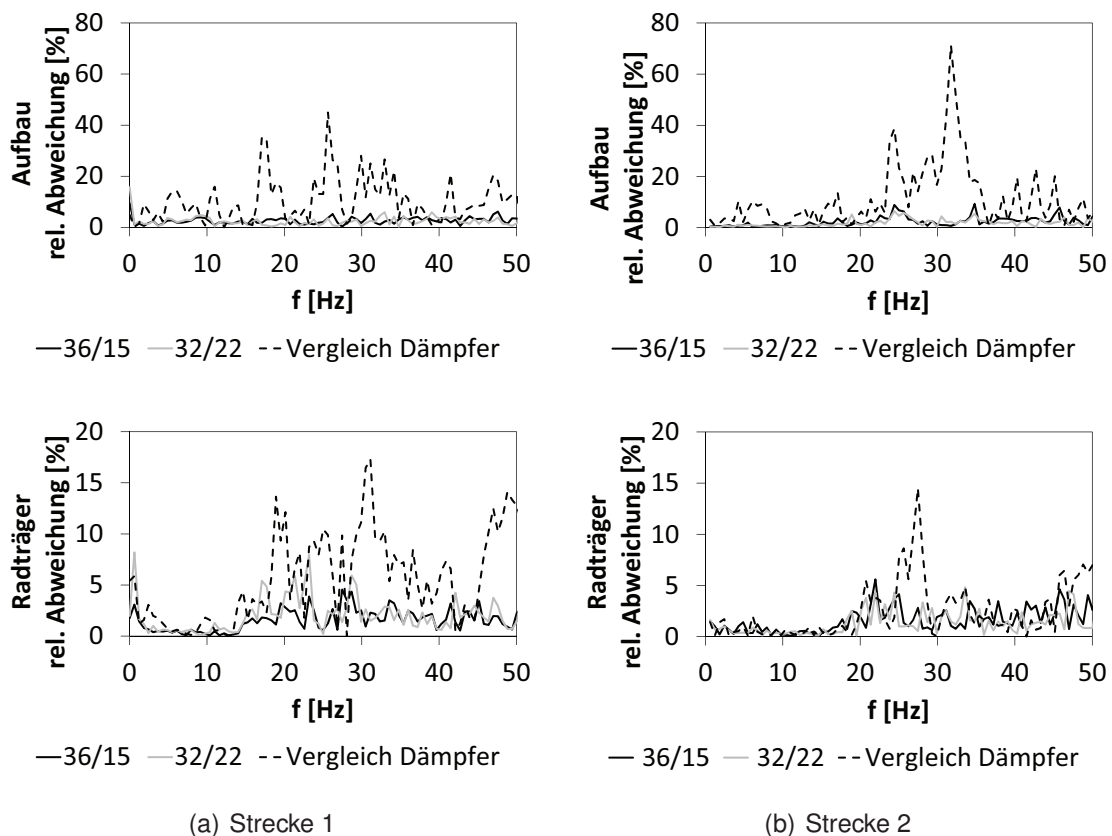


Abbildung 8.3: Relative Abweichung der Fahrzeugmessungen

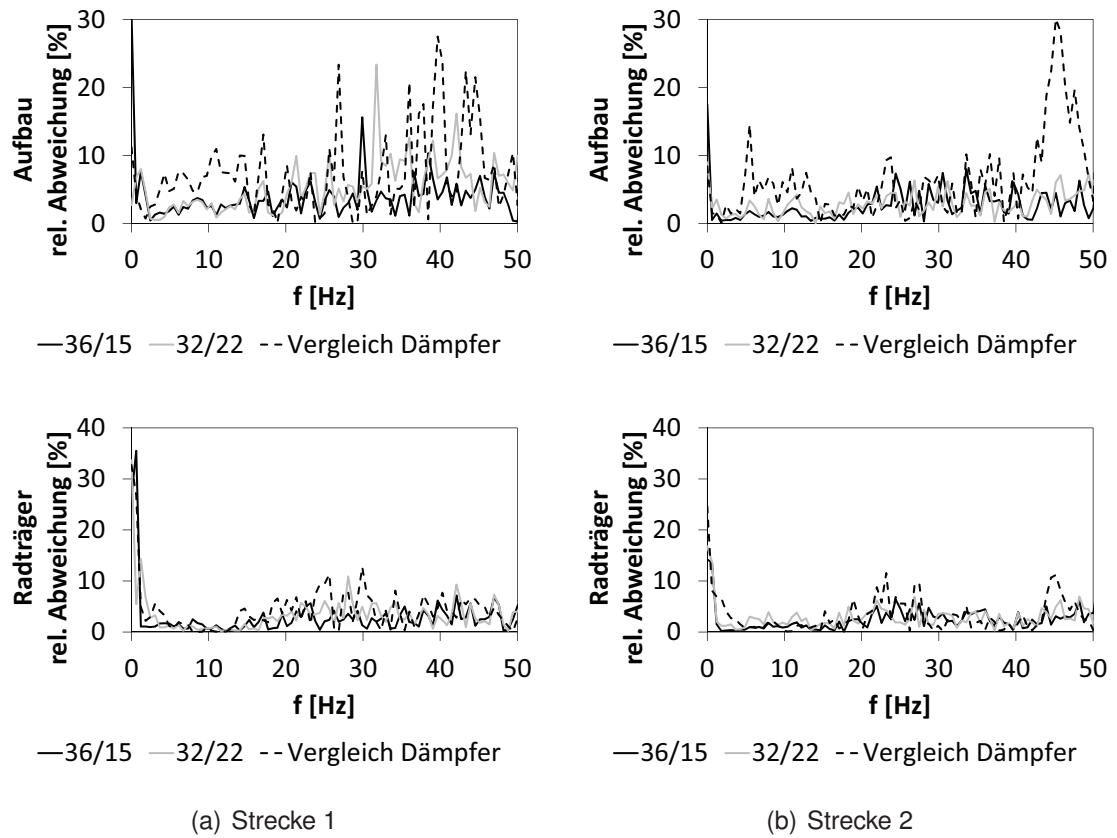


Abbildung 8.4: Relative Abweichung der Viertelfahrzeugmessungen

8.4 Parameter Simulationsmodell Viertelfahrzeug

Zur Simulation des Viertelfahrzeugs werden die Parameter dieses Schwingungssystems auf Basis des Viertelfahrzeug-Prüfstandes ermittelt.

Aufbau

Bei einer sinusförmigen Anregung mit einer Amplitude von 5mm und Frequenzen zwischen 0,5 und 2Hz wird die Resonanz der Aufbaumasse gemessen. Die folgende Abbildung zeigt die Frequenzspektren der beschriebenen Weganregung und der gemessenen Aufbaubeschleunigung.

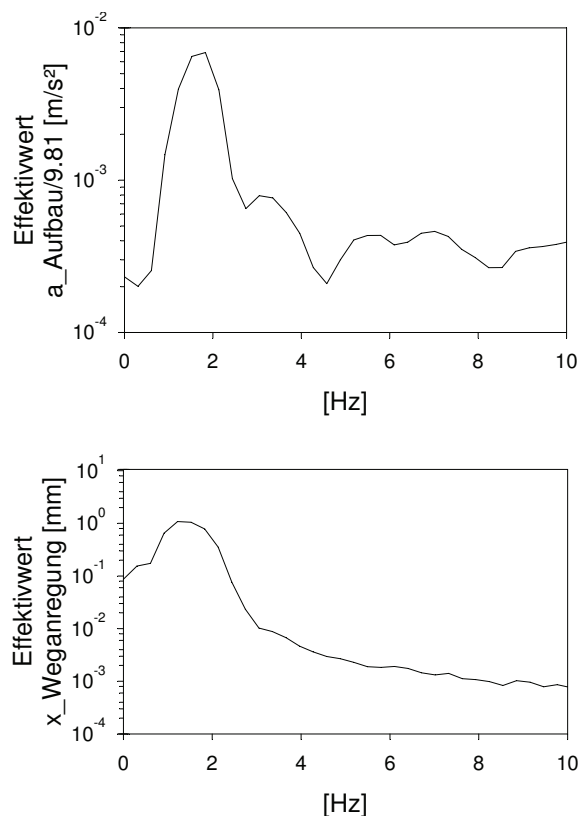


Abbildung 8.5: Ermittlung Aufbaueigenfrequenz

Die Resonanzfrequenz der Aufbaumasse beträgt $f_{0,A}=1,8\text{Hz}$.

Der Nominalwert der Tragfedersteifigkeit beträgt nach Herstellerangaben $c_{TF}=53\text{N/mm}$. Aus der Gleichung der Eigenfrequenz des ungedämpften Systems, wird näherungsweise die Aufbaumasse berechnet.

$$m_A = \frac{c}{\omega^2} \quad (8.3)$$

Daraus folgt für die Aufbaumasse ein Wert von $m_A=414\text{kg}$.

Rad

Die statische Radlast des Viertelfahrzeug-Prüfstandes beträgt 440kg. Aus der Differenz der statischen Radlast und der gefederten Masse, resultiert für die ungefederte Masse der Wert von $m_R=36\text{kg}$.

Zur Bestimmung der Resonanzfrequenz des Rades wird dieses mit einem Sinus-Sweep mit 3mm Amplitude und steigender Frequenz von 0,5 bis 25Hz (Steigerung der Frequenz mit 0,5Hz/s) angeregt. Die Beschleunigung des Rades bzw. des Radträgers ist nach einer Tiefpass-Filterung (Butterworth, zweiter Ordnung, Grenzfrequenz 200Hz, Abtastrate 10kHz) in Abbildung 8.6 dargestellt.

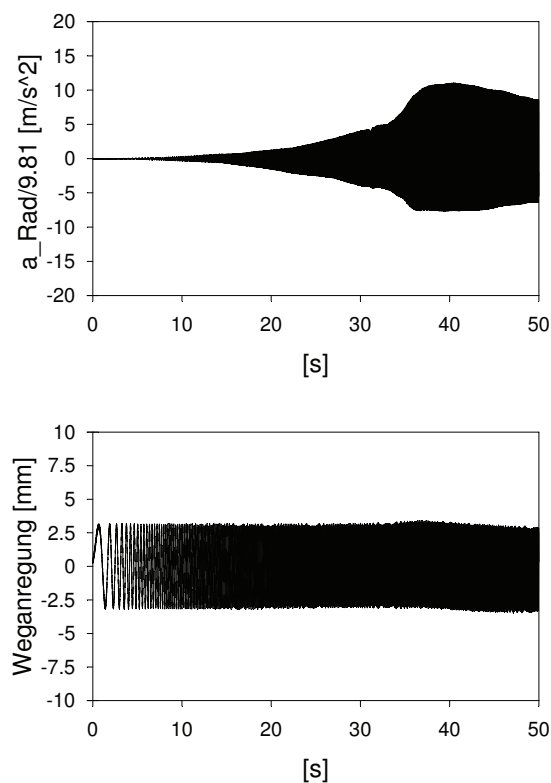


Abbildung 8.6: Resonanz Radbeschleunigung

Bei ca. 40s bzw. 20Hz wird das Maximum und Minimum der Radbeschleunigung gemessen. Bei dieser Überhöhung liegt die Resonanzfrequenz des Rades ($f_{0R}=20\text{Hz}$). Die Reifenfedersteifigkeit folgt aus der Gleichung der Eigenfrequenz für das gekoppelte System

$$\omega_R = \sqrt{\frac{c_R + c_A}{m_R}} \quad (8.4)$$

Damit beträgt die Reifenfedersteifigkeit $c_R=515\text{N/mm}$.

Dämpferlager

Für die Gummimetall-Dämpferlager werden vom Hersteller Nominalwerte für Federsteifigkeit und Verlustwinkel bei 40Hz angegeben. Mit dem Zusammenhang

$$\tan(\varphi) = \frac{Im}{Re}$$

gilt für Dämpferlager, die als Parallelschaltung von Feder und Dämpfer vereinfacht werden,

$$\tan(\varphi) = \frac{\omega d}{c} \quad (8.5)$$

Daraus resultieren folgende Parameter zu Charakterisierung dieser Dämpferlager:

Tabelle 8.1: Federsteifigkeit und Dämpfungskonstante der Dämpferlager bei 40Hz

	Federsteifigkeit [N/mm]	Dämpfungskonstante [Ns/m]
Topmount	1100	344
Ringgelenk	25000	11333

Schwingungsdämpfer

Für die Schwingungsdämpfer wurden folgende Kolbenstangenmassen ermittelt:

- 36/15: $m_{Kst}=0,60\text{kg}$
- 32/22: $m_{Kst}=1,08\text{kg}$

Die Behältermasse ist für beide Dämpfer ca. $m_B=2,5\text{kg}$.

Die innere Dämpferelastizität c_D wird mit den Gleichungen 4.18, 4.19 und 4.20

$$\frac{1}{c_D} = \frac{1}{c_{\ddot{O}l}} + \frac{1}{c_{\text{Zylinder}}}$$

$$c_{\ddot{O}l} = \frac{A_{\ddot{O}l} \cdot K_{\ddot{O}l}}{L_{\ddot{O}l}}$$

$$c_{\text{Zylinder}} = \frac{2 L s E}{D}$$

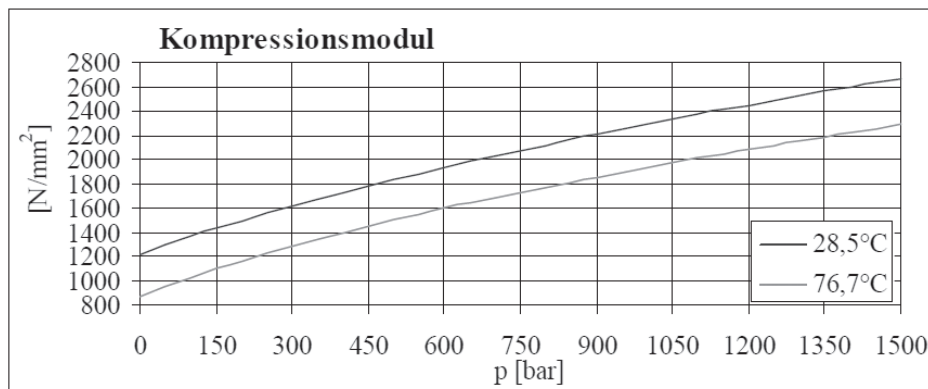
berechnet, wobei die in Tabelle 8.2 genannten Eingangsgrößen eingehen. Die Kolbenposition entspricht der Einbaulage im stehenden Fahrzeug. Da in Dämpfer 32/22 die komplette Ölsäule im Arbeitszylinder unter dem gleichen Druck steht, wird die Steifigkeit der Dämpferelastizität aus dem Anteil der Ölsäule oberhalb und unterhalb des Kolbens

Tabelle 8.2: Parameter zur Berechnung der inneren Dämpferelastizität

	Dämpfer 36/15		Dämpfer 32/22	
Bewegungsrichtung	Zug	Druck	Zug	Druck
$K_{\text{Öl}}$ [kN/mm ²]	1,3			
$A_{\text{Öl}}$	$A_K - A_{Kst}$	A_K	$A_K - A_{Kst}$	oberhalb Kolben: $A_K - A_{Kst}$ unterhalb Kolben: A_K
$L_{\text{Öl}}$ [mm]	170	80	170	oberhalb Kolben: 170 unterhalb Kolben: 80
D [mm]	36	36	32	32
s [mm]	1,0			
E [kN/mm ²]	210			

zusammengesetzt. Für den Dämpfer 36/15, der in Druckrichtung zusätzlich ein Druckgefälle über dem Kolbenventil aufweist, wird zur Berechnung der Dämpferelastizität näherungsweise nur die Ölsäule unterhalb des Kolbens verwendet.

Für den Kompressionsmodul des Öls wird als mittlerer Wert des Arbeitsbereiches von 0 bis ca. 100 bar $K_{\text{Öl}}=1,3\text{kN/mm}^2$, entsprechend des Datenblattes (Abbildung 8.7), angenommen.


Abbildung 8.7: Kompressionsmodul des Hydrauliköls²⁶⁶

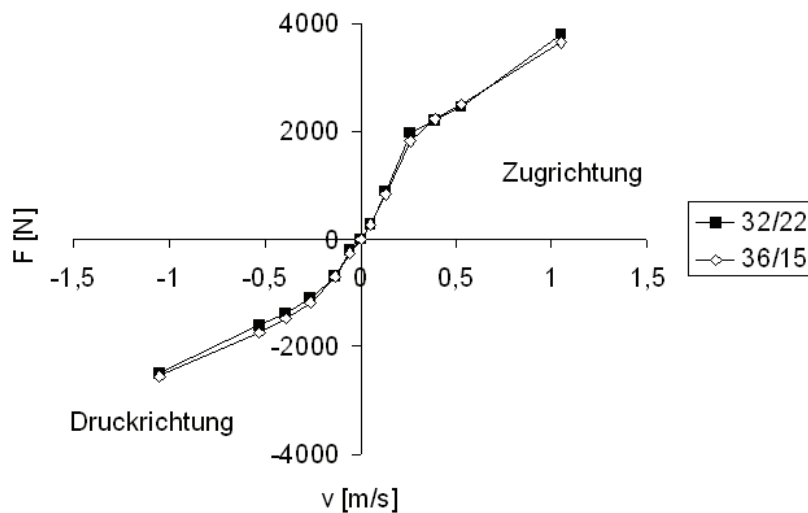
Aus den in Tabelle 8.2 zusammengefassten Parametern, resultieren folgende Werte für die innere Dämpferelastizität der Versuchsdämpfer

Die Schwingungsdämpfer werden für dieses Simulationsmodell, zusätzlich zu den genannten Dämpferelastizitäten, mit den **statischen Kennlinien** charakterisiert.

²⁶⁶ZF Friedrichshafen AG: internes Dokument

Tabelle 8.3: Inneren Dämpferelastizität

	Dämpfer 36/15		Dämpfer 32/22	
Bewegungsrichtung	Zug	Druck	Zug	Druck
c_D [kN/mm]	6,7	16,3	3,2	2,6

**Abbildung 8.8:** statische Kennlinien der Dämpfer 36/15 und 32/22 (siehe Abbildung 4.5)

Aus der Kombination der dämpfenden und federnden Eigenschaften resultieren die folgenden Diagramme von Kraft über Weg und Kraft über Geschwindigkeit. Die Kurven werden für zwei Sinusanregungen aus Messung und Simulation miteinander verglichen. Die Anregung ist in einem Fall mit einer Amplitude von 5mm und 10Hz und im anderen Fall mit 50mm und 1Hz ausgeführt.

Mit diesem Simulationsmodell kommt es zwischen Messung und Simulation zu größeren Unterschieden des Kraftverlaufs als vergleichsweise mit dem in Abschnitt 5.2.2 validierten p-Q-Modell, da für das einfache Maxwell-Element konstante Parameter verwendet werden. Trotzdem erfüllt das Modell des Viertelfahrzeugs die in Abschnitt 4.3.4 erläuterten Modellanforderungen.

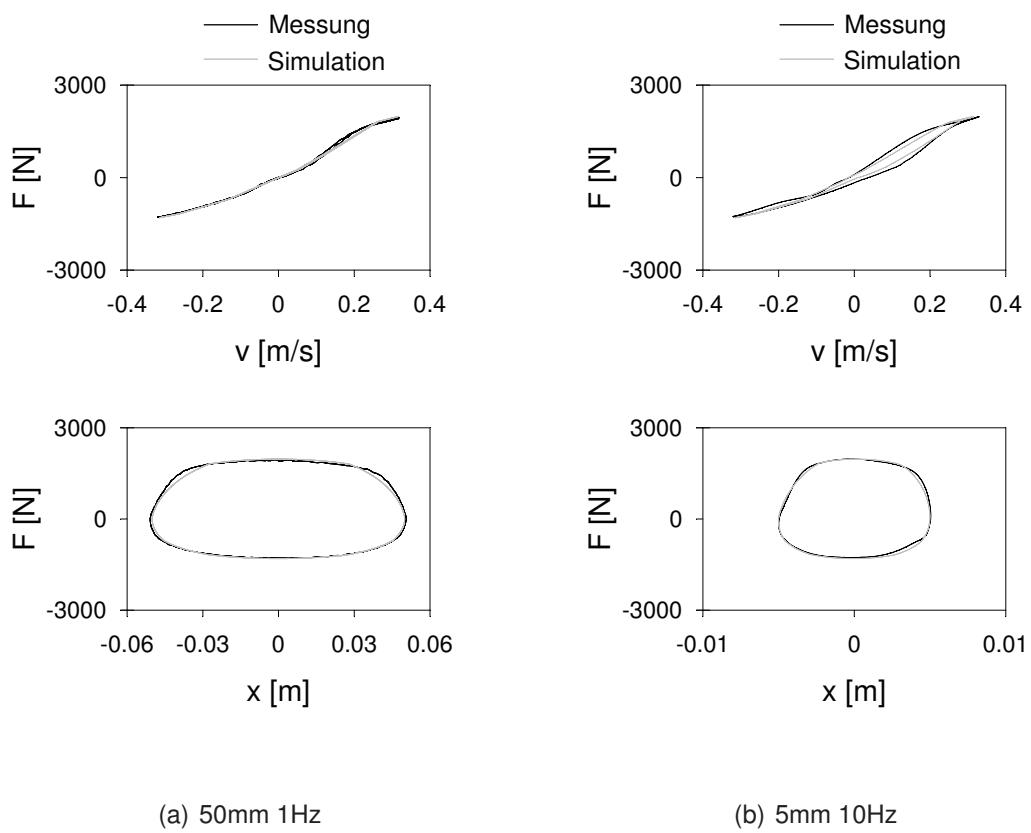
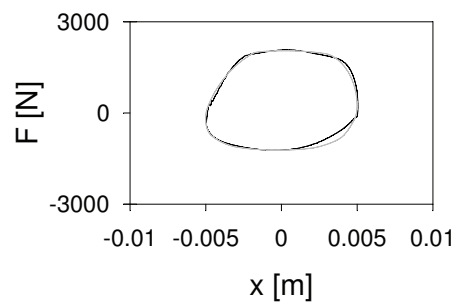
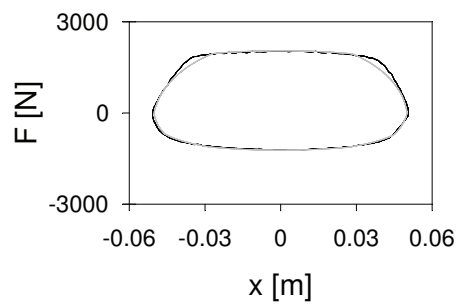
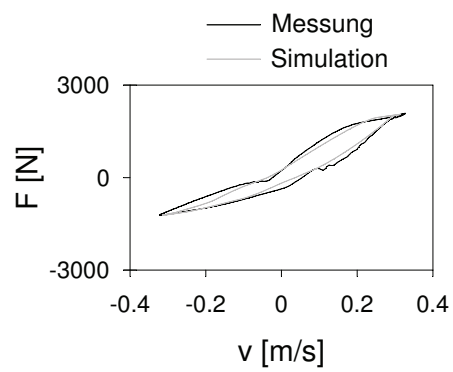
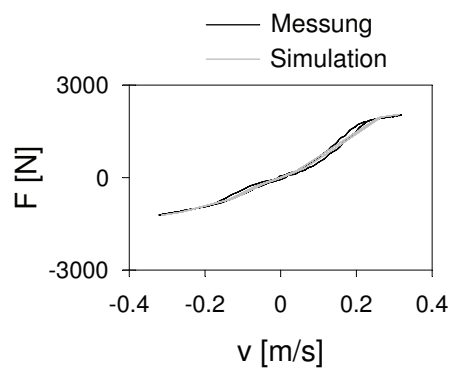


Abbildung 8.9: Vergleich von Messung und Simulation von Dämpfer 36/15



(a) 50mm 1Hz

(b) 5mm 10Hz

Abbildung 8.10: Vergleich von Messung und Simulation von Dämpfer 32/22

8.5 Parameter p-Q-Modell

Topmount

Federsteifigkeit

$$c_{TM}=8,69\text{kN/mm}$$

Dämpfungskonstante

$$d_{TM}=550\text{Ns/m}$$

Schwingungsdämpfer

E-Modul

$$E=210\text{kN/mm}^2$$

Kompressionsmodul des Öls

$$K_{\text{Öl}}=1,3\text{kN/mm}^2$$

Dämpferlänge oberhalb des Kolbens

$$l_o=170\text{mm}$$

Dämpferlänge unterhalb des Kolbens

$$l_u=80\text{mm}$$

Dämpfer 36/15

Kolbendurchmesser

$$D_K=36\text{mm}$$

Kolbenstangendurchmesser

$$D_{Kst}=15\text{mm}$$

Masse (Kolben + Kolbenstange + anteilig Topmount)

$$m=0,95\text{kg}$$

Ventilkennlinien:

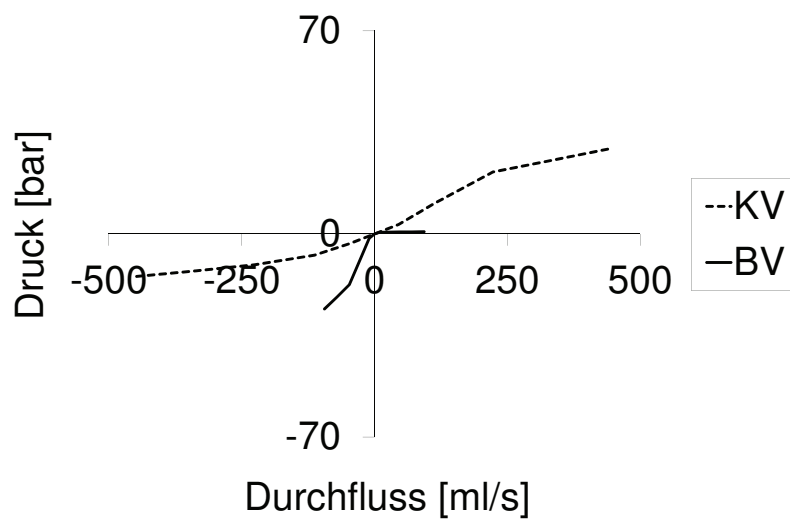


Abbildung 8.11: Ventilkennlinien (siehe Abbildung 5.9(a))

Dämpfer 32/22

Kolbendurchmesser

$D_K=32\text{mm}$

Kolbenstangendurchmesser

$D_{Kst}=22\text{mm}$

Masse (Kolben + Kolbenstange + anteilig Topmount) $m=1,43\text{kg}$

Ventilkennlinien:

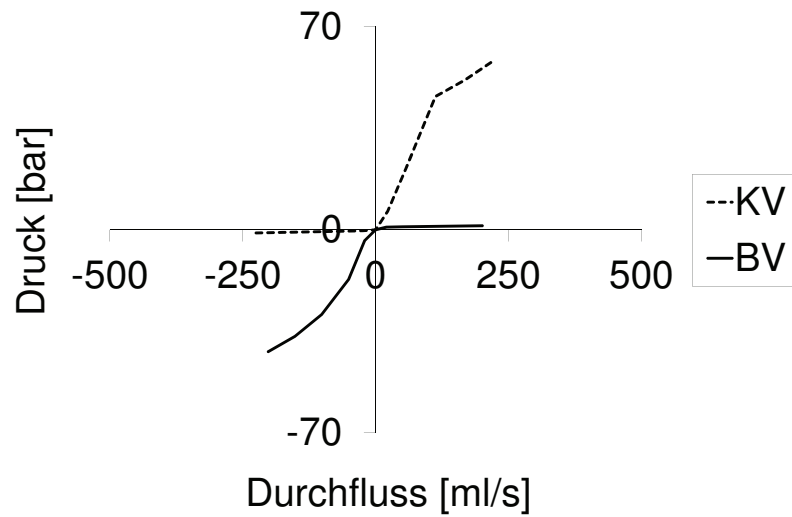


Abbildung 8.12: Ventilkennlinien (siehe Abbildung 5.9(b))

Literaturverzeichnis

- Abts, G.:** Einführung in die Kautschuktechnologie. Carl Hanser Verlag, 2007, ISBN 978-3-446-40940-8
- Alberdi, M./Carnicero, R./Biera, J.:** Shock absorber's knocking noise. In Proceedings of ISMA. Band V, 2002, S. 1897–1902
- Amman, S./Greenberg, J.:** Subjective evaluation and objective quantification of automobile Strut noise. Institute of Noise Control Engineering, 1999, S. 17–27
- Ammon, D.:** Radlastschwankungen, Seitenführungsvermögen und Fahrsicherheit. 1993, VDI Berichte Nr. 1088, S. 123–133
- Ammon, D.:** Was macht der Stoßdämpfer mit dem Abrollkomfort? 1997, VDI Berichte Nr. 1350, S. 123–133
- ATZ MTZ Sonderausgabe:** Der neue Audi A4. 2007, 58922
- Barnstorf, M.:** Objektivierung des subjektiven Fahrkomfortempfindens. 2003, IfF-Tagung 10., S. 143–160
- Barz, M.:** Untersuchungen zum Einsatz adaptiver und aktiver Fahrwerkklager. 2001, ISBN 3-18-345212-X
- Basso, R.:** Experimental Characterization of Damping Force in Shockabsorbers with Constant Velocity Excitation. Vehicle System Dynamics, 30 1998, S. 431–442
- Besigner, F. H./Cebon, D./Cole, D. J.:** Damper Models for Heavy Vehicle Ride Dynamics. Vehicle System Dynamics, 24 1995, S. 35–64
- Best, A.:** Vehicle Ride - Stages in Comprehension. Phys. Technol. 15 1984, S. 205–210
- Böcking, J./Heidrich, M./Rudolph, A.:** Hydraulische Fahrwerkklager - Wirkungsweise Einfluß und rechnergestützte Auslegung bei Freudenberg. 1999, VDI Berichte Nr. 1494, S. 269–283
- Braess, H.H./Seiffert, U.:** Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. Vieweg, 2005, ISBN 3-528-33114-3

- Brandon, P.E.:** Advanced Damper Testing for Vehicle Ride Tuning. Auto Focus Asia 2007 Nr. 3
- Bukovics, J. et al.:** Direkte Messungen von Schwingungskräften - Ein Weg zu verbessertem Abrollkomfort. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 100 1998, S. 532–539
- Cafferty, S.:** Characterization of automotive shock absorbers using random excitation. Journal of Automobile Engineering, 1995, S. 239–248
- Causemann, Peter:** Kraftfahrzeugstoßdämpfer. 2. Auflage. Verlag Moderne Industrie, Landsberg/Lech, 2001, Die Bibliothek der Technik 185, ISBN 3–478–93210–6
- Cherng, J.G./Akin, T.:** Noise Measurements and Characterization of Automotive Dampers. SAE, 1993, S. 54–63
- Cole, D.J./Yung, V.Y.B.:** Mechanisms of high-frequency force generation in hydraulic automotive dampers. Vehicle System Dynamics, 2004, S. 617–626
- David, E./Helber, R./Rees, H.:** Methode zur Ermittlung der Übertragungssteifigkeit von Gummimetallteilen im akustischen Frequenzbereich. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 89 1987, S. 315–317
- DIN 1311-1:** Schwingungen und schwingungsfähige Systeme.
- DIN 45676:** Mechanische Eingangsimpedanzen und Übertragungsfunktionen des menschlichen Körpers.
- DIN 51563:** Prüfung von Mineralölen und verwandten Stoffen - Bestimmung des Viskosität-Temperatur-Verhaltens - Richtungskonstante m .
- DIN 53513:** Prüfung von Kautschuk und Elastomeren.
- DIN EN 13802:** Bahnanwendungen - Federungselemente - Hydraulische Dämpfer.
- DIN ISO 4138:** Stationäre Kreisfahrt.
- DIN ISO 7975:** Bremsen in der Kurve.
- Dragon, L. et al.:** Objektive und subjektive Abstimmung der Fahrkultur mittels digitaler Prototypen unter Einbeziehung von Simulatoren. 2007, VDI-Berichte Nr. 2002, S. 181–196
- Dronka, S./Rauh, J.:** Modell zur Simulation von Fahrwerks-Gummilagern. Eigenschaften - Modellstruktur - Parametrierung. 2007, VDI-Berichte Nr. 2003, S. 371–390

- Duym, S.:** An alternative force state map for shock absorbers. IMechE, 1997a, S. 175–179
- Duym, S.:** Evaluation of Shock Absorber Models. Vehicle system Dynamics, 1997b, S. 109–127
- Duym, S.:** Simulation Tools, Modelling and Identification, for an Automotive Shock Absorber in the Context of Vehicle Dynamics. Vehicle System Dynamics, 2000 Nr. 33:4, S. 261–285
- Duym, S. et al.:** Physical Modelling of the Hysteretic Behaviour of Automotive Shock Absorbers. Society of Automotive Engineers, 1997 Nr. 970101, S. 125–137
- Eickhoff, M. et al.:** Dynamische Eigenschaften eines Stoßdämpfermoduls. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 111 2009, S. 359–366
- Eickhoff, M./Sonnenburg, R./Stretz, A.:** Kolbenstangenschwingungen in Dämpfermodulen, Ursachen und Abstellmaßnahmen. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 112 2010, S. 34–39
- Eisele, G. et al.:** Optimierung des Fahrwerksgeräusches. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 110 2008, S. 256–261
- El-Gawwad, K.A. Abd:** Vehicle Ride Characterisitcs With Different Types of Shock Absorbers. JSAE 2002 Nr. Paper Number: 20022084
- Falkner, A./Reinalter, W.:** Einfluss fahrbahnerregter Schwingungen auf Lastkollektiv, Bauraumbedarf und Fahrkomfort. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 107 2005, S. 514–520
- Fröhlich, M./Nyenhuis, M.:** Entwicklung und Untersuchung eines Zustandsbeobachters für ein semiaktives Fahrwerkregelsystem. (URL: http://www.tuev-sued.de/uploads/images/1134742644869761303410/08_froehlich_d.pdf) – Zugriff am 15.01.2011
- Füllbier, K.-P.:** Systemansatz zur Untersuchung und Beurteilung des Abrollkomforts von Kraftfahrzeugen bei der Überfahrt von Einzelhindernissen. <http://www.bth.rwth-aachen.de/ediss/ediss.html>, 2001
- Genuit, K./Poggenburg, J./Zimmer, M.:** Die Wiedergabe von binauraler Akustik und Schwingungen im Fahrzeuginnenraum als Verfahren zur Ermittlung des subjektiven Komfortempfindens. In Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen. 2000, ISBN 3–8169–1776–3, S. 139–160

- Gruber, S. et al.:** Beeinflussung des Fahrzeugverhaltens durch adaptive Fahrwerkklager. 2003, VDI Berichte Nr. 1791, S. 171–183
- Haver, Ir J. Van:** Practical Techniques for Evaluation of Structure-borne and Air-borne noise of shock absorbers. Proceedings ISMA19 - Tools for Noise and Vibration Analysis, 12-14 September 1994, S. 65–77
- Haver, J. Van:** Structure-Borne Shock Absorber Noise: Non-Linear Noise Source Characterization in a Laboratory Environment. Proceedings of the 1995 Noise and Vibration Conference, 1 1995, S. 157–163
- Hazelaar, M.:** Fahrwerkschwingungen und Komfortbeurteilung bei kurzweiliger Anregung (Achsrauhigkeit). 1994, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 220
- Heißing, B./Brandl, H. J.:** Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens. Vogel, 2002, ISBN 3–8023–1903–6
- Heißing, B./Ersoy, M.:** Fahrwerkhandbuch. Vieweg, 2007, ATZ/MTZ-Fachbuch, ISBN 978–3–8348–0105–0
- Helber, R./Doncker, F.:** Methode zur Ermittlung der komplexen Steifigkeit von Gummimetallteilen im Frequenzbereich von 3 Hz bis 2 kHz. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 91 1989, S. 397–399
- Helling, J.:** Vertikal-/Querdynamik von Kraftfahrzeugen. 1991, ISBN 3–925 194–22–3
- Hieronimus, K.:** Anforderungen an Schwingungs- und Akustikberechnungen aus Sicht der Fahrzeugentwicklung. In Rechenmethoden in der Fahrzeugentwicklung. 1992, ISBN 3–528–06445–5, S. 47–71
- ISO 3888:** ISO Spurwechsel.
- Ksler, R./Prinzler, H.:** Vibroakustisches Benchmarking. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 102 2003, S. 152–162
- Kern, G./Großmann, Th./Köder, B.:** Auslegung von Elastomerbauteilen zur Optimierung des Schwingungskomforts. In Rechenmethoden in der Fahrzeugentwicklung. 1992, ISBN 3–528–06445–5, S. 165–185
- Kolm, H./Kudritzki, D./Wachinger, M.:** Optimierung des Fahrkomforts durch Betrachtung der Dämpfungseigenschaften der Radaufhängung. 1997, VDI Berichte Nr. 1494, S. 101–121

- Kosfelder, M.:** Die Objektivierung des Schwingungskomforts von Kraftfahrzeugen auf der Grundlage globaler Bewegungsformen. In 14. Aachener Kolloquium Fahrzeug. 2005
- Kötzle, H./Weiblein, W./Schmid, A.:** Schwingungsisolierende Elastomerbauteile in Pkw - Kennwertermittlung und Lebensdauererprobung. Kautschuk + Gummi Kunststoffe, 1991 Nr. 9, S. 856–860
- Kriegel, T./Spann, O./Gies, S.:** Von der objektiven Größe zur subjektiven Bewertung der Fahrdynamik. In 5. Tag des Fahrwerks. 2006
- Krüger, H.-P./Neukum, A./Schuller, J.:** Bewertung von Fahrzeugeigenschaften - vom Fahrgefühl zum Fahrergefühl. In 3. Berliner Werkstatt Mensch-Maschine-Systeme. 1999
- Kruse, A.:** Characterizing and Reducing Structural Noise of Vehicle Shock Absorber Systems. Society of Automotive Engineers 2002 Nr. 2002-01-1234
- Kruse, A./Schreiber, R.:** Einfluss des dynamischen Druckaufbaus im Stoßdämpfer auf Fahrwerksgeräusche. 2007, VDI-Berichte Nr. 2003, S. 437–448
- Kruse, A./Zimmermann, G.:** Einfluss der Reibung auf das hochfrequente Schwingungsverhalten von Stoßdämpfern. 2002, VDI-Berichte Nr. 1736, S. 47–58
- Kudritzki, D.:** Integrierte Analyse des Fahrkomforts durch Betrachtung des Systems Fahrwerk in Versuch und Simulation. 1997, VDI-Berichte Nr. 1335, S. 407–428
- Kudritzki, D.:** Möglichkeiten der Objektivierung subjektiver Beurteilungen des Fahrzeugverhaltens. In Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen. 2000, ISBN 3–8169–1776–3, S. 11–26
- Lang, R./Sonnenburg, R.:** A Detailed Shock Absorber Model for Full Vehicle Simulation. In European ADAMS Users' Conference. 1995
- Lasai, S. et al.:** Schwingungsanalyse von Subsystemen mit Hilfe der Simulation. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 102 2000, S. 266–272
- Lennert, S./Wölfel, H. P.:** Ansatz zur Objektivierung von Schwingungskomfort und Erläuterung anhand eines Praxisbeispiels. In Humanschwingungen. 2007, VDI-Berichte Nr. 2002
- Liu, Y. et al.:** Test and Simulation of Nonlinear Dynamic Response for Twin-Tube Hydraulic Shock Absorber. Society of Automotive Engineers, 2002 Nr. 2002-01-0320, S. 81–85

Magnus, K./Popp, K./Sexto, W.: Schwingungen. Vieweg+Teubner, 2008, ISBN 978-3-8351-0193-7

Manger, S.: Untersuchung des Schwingungsverhaltens von Kraftfahrzeugen bei kleinen Erregeramplituden unter besonderer Berücksichtigung der Coulombschen Reibung. TUM 040001647396, 1995

M.E.B. Management EDV Beratung Bernd Sparrer: TurboLab V6.0.

Meljnikov, D./Ammon, D.: Praxisgerechte Stoßdämpfermodelle für die Ride- & Handling-Simulation. In 9. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik. 2000, S. 1093–1104

Mitschke, M./Cucuz, S./Hennecke, D.: Bewertung und Summationsmechanismen von ungleichmäßig regellosen Schwingungen. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 97 1995, S. 784–791

Mitschke, M./Klingner, B.: Schwingungskomfort im Kraftfahrzeug. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 100 1998, S. 18–24

Mitschke, M./Wallentowitz, H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge. 4. Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 2004, ISBN 3-540-42011-8

MTS: Model 793.31 Dynamic Characterization Process. 2004

Mühe, P.: Der Einfluss von Nichtlinearitäten in Feder- und Dämpferkennlinie auf die Schwingungseigenschaften von Kraftfahrzeugen. Dissertation der Technischen Hochschule Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, 1968

Mühlmeier, M.: Bewertung von Radlastschwankungen im Hinblick auf das Fahrverhalten von Pkw. 1993, VDI Berichte, S. 83–97

Murrenhoff, H.: Grundlagen der Fluidtechnik, Teil 1: Hydraulik. 2. Auflage. verlag mainz, 1998, ISBN 3-89653-259-6

Murrenhoff, H.: Grundlagen der Fluidtechnik, Teil 2: Pneumatik. verlag mainz, 1999, ISBN 978-3-8322-4638-9

Neukum, A./Krüger, H.-P./Schuller, J.: Der Fahrer als Meßinstrument für fahrdynamische Eigenschaften? In Der Fahrer im 21. Jahrhundert. 2001, VDI-Berichte Nr. 1613

Pankoke, St./Cullmann, A./Wölfel, H. P.: Darstellung des Schwingungsverhaltens von Pkw-Insassen - Symbiose aus experimenteller und numerischer Simulation. In

- Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen. 2000, ISBN 3–8169–1776–3, S. 161–1726
- Pelz, P./Freitag, E.:** Ursachen für Stick-Slip bei Hydraulikkolben - Theorie und Experiment. VDI Tagung Reibung und Schwingungen in Fahrzeugen, Maschinen und Anlagen 2002
- Pfeffer, P./Hofer, K.:** Einfaches nichtlineares Modell für Elastomer- und Hydrolager. zur Optimierung der Gesamtfahrzeug-Simulation. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 2002, S. 442–451
- Pischinger, S. et al.:** Objektivierung subjektiver Geräuschbeurteilungen. MTZ Motor-technische Zeitschrift 67 2006 Nr. 11
- Rao, M./Gruenberg, S.:** Measurement of Dynamic Properties of Automotive Shock Absorbers for NVH. Society of Automotive Engineers, 1999, S. 1433–1438
- Rao, M./Gruenberg, S.:** Measurement of Equivalent Stiffness and Damping of Shock Absorbers. Experimental Techniques, 26 2002, S. 39–42
- Reybrouck, K.:** A Non Linear Parametric Model of an Automotive Shock Absorber. Society of Automotive Engineers, 1994 Nr. 940869, S. 79–86
- Riedel, A.:** Subjektive und objektive Beurteilung des Handling von Pkw. In Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen. 2000, ISBN 3–8169–1776–3, S. 27–42
- Sacramento, G./Biera, J.:** Simulation tool for shock absorber noise prediction in time and frequency domains. Int. J. Vehicle Noise and Vibration, 2007, S. 217–229
- Schöggli, P.:** Objektivierung und Optimierung der Fahrbarkeit im Fahrzeug und im dynamischen Prüfstand. In Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen. 2000, ISBN 3–8169–1776–3, S. 122–138
- Schwab Schwingungstechnik AG:** Kundenspezifische Gummiteile. [http : //www.schwab – ag.ch/display.cfm/id/100057](http://www.schwab-ag.ch/display.cfm/id/100057) Zugriff am 28.11.2007
- Seemann, M.:** Identifikation und Optimierung des Fahrzeugschwingungskomforts unter Berücksichtigung nichtlinearer Fahrwerkseigenschaften. 2001, Schriftenreihe Automobiltechnik, ISBN 3–925 194–58–4
- Segel, L./Lang, H. H.:** The Mechanics of Automotive Hydraulic Dampers at High Stroking Frequencies. Vehicle system Dynamics, 1981 Nr. 10:2, S. 82–85
- Sell, H./Ehrt, T./Meß, M.:** Schwingungstechnisch optimierte Bauteile für das Fahrwerk. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 110 02 2008, S. 138–145

- Shaw, M. A./Darling, J.:** Development of hydro-elastic strut mountings for vehicle secondary ride enhancement: from concept to prototype evaluation. IMechE, 1998 Nr. C521/008, S. 129–138
- Sonnenburg, R./Stretz, A.:** Damper modules with adapted stiffness ratio. Archive of Applied Mechanics, 81 2011 Nr. 7, S. 853–862, ISBN DOI 10.1007/s00419-010-0455-2
- Stretz, A./Sonnenburg, R./Winner, H.:** Komfortrelevante Untersuchung des dynamischen Schwingungsverhaltens von Dämpfermodulen in Kraftfahrzeugen. In Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen IV. 2010, ISBN 978-3-8169-2936-9, S. 76–94
- Stretz, K.:** Stoßdämpfer, Federbeine und die Optimierung von Modulbauteilen. In Kraftfahrzeugstoßdämpfer und ihr Einfluss auf das Fahrwerk, seine Komponenten und Systeme. Haus der Technik, Essen. 2003
- Stumpf, H. W.:** Evaluation and Measurement of Driving Comfort. In 3. Symposium Reifen und Fahrwerk. 2005, ISBN 3-18-360312-8, S. 92–115
- Troulis, M.:** Übertragungsverhalten von Radaufhängungen für Personenwagen im komfortrelevanten Frequenzbereich. Shaker Verlag, 2002, ISBN 3-8322-0850-X
- Unbehauen, H.:** Regelungstechnik 1. Vieweg-Verlag, 2002, ISBN 978-3-8348-0230-9
- VDI2057:** Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen.
- vibracoustic:** Schwingungstechnik für Automobile. 2002, ISBN 3-00-010-274-4
- Vogel, F./Felbrich, C./Dohmen, T.:** Methoden zur Entwicklung des Schwingungskomforts. 1999 Nr. Nr. 1494, S. 237–251
- Vöth, S.:** Dynamik schwingungsfähiger Systeme. Vieweg, 2006, ISBN –10 3-8348-0111-9
- Wallaschek, J.:** Dynamics of Non-Linear Automobile Shock-Absorbers. Int. J. Non-Linear Mechanics, 25 1990 Nr. 2/3, S. 299–308
- White, N./Brandon, P.E.:** Quantification of the Combined Damping Characteristics of Damper and Top Mount Systems, to Aid the Optimisation of Ride Performance for Road Vehicles. Society of Automotive Engineers 2007 Nr. 2007-01-3568
- Wölfel, H. P./Rützel, S./Pankoke, St.:** Der Einsatz von Menschmodellen zur Schwingungsoptimierung des Systems Mensch-Sitz-Fahrzeug und zur Bewertung der

Schwingungseinwirkung auf den Menschen. In Der Fahrer im 21. Jahrhundert. 2003, VDI Berichte Nr. 1768, S. 331–347

Yung, V.Y.B./Cole, D.J.: Analysis of High Frequency Forces Generated by Hydraulic Automotive Dampers. Vehicle System Dynamics Supplement 37, 2002, S. 441–452

Zach, Ch. et al.: On the performance of rheological shock absorber models in full vehicle simulation. Vehicle System Dynamics, 45 2007, S. 981–999

ZF Friedrichshafen AG: internes Dokument.

Zhang, J./Liu, Y.: Research on Simulation and Test of the Nonlinear Responses for the Hydraulic Shock Absorber. Journal of Donghua University, 20 2003 Nr. No. 4, S. 98–102

Zhang, T.: Höherfrequente Übertragungseigenschaften der Kraftfahrzeug-Fahrwerksysteme. Dissertation Technische Universität Berlin, 1991

Zomotor, A.: Fahrverhalten. Vogel, 1991, ISBN 3–8023–0774–7

Zomotor, A.: Historische Entwicklung der Beurteilungsmethoden für das Fahrverhalten. In Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen. 2000, ISBN 3–8169–1776–3, S. 1–10

Zomotor, A./Braess, H-H./Rönitz, R.: Verfahren und Kriterien zur Bewertung des Fahrverhaltens von Personenwagen - Ein Rückblick auf die letzten 20 Jahre. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 1997

Zomotor, Z.: Online-Identifikation der Fahrdynamik zur Bewertung des Fahrverhaltens von Pkw. Dissertation Universität Stuttgart, 2002

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name: Anja Stretz
Geburtsdatum: 02.10.1982
Geburtsort: Haßfurt
Familienstand: ledig
Staatsangehörigkeit: deutsch

Schule

09/1989 - 07/1993 Grundschole am Ziegelbrunn in Haßfurt
09/1993 - 06/2002 Regiomontanus-Gymnasium Haßfurt
Leistungskurse: Mathematik und Biologie
Abschluss: Allgemeine Hochschulreife

Studium

10/2002 - 02/2005 Technische Universität Dresden
Grundstudium Studiengang: Maschinenbau
02/2005 - 08/2007 Technische Universität Dresden
Hauptstudium Studienrichtung: Luft- und Raumfahrttechnik
Abschluss: Diplom-Ingenieurin

Berufstätigkeit

06/2007 - heute Ingenieurin in der Fahrwerkentwicklung
der ZF Friedrichshafen AG in Schweinfurt