

Dissertation

# Modellierung des dynamischen und nichtlinearen Verhaltens des Stützlager-Dämpfer-Fußlager-Verbundes und dessen HiL-Tests im Kleinsignalbereich

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines  
Doktors der technischen Wissenschaften (Dr.techn.)

eingereicht an der Technischen Universität Wien  
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

**David Gabriel BENZ**

Matrikelnummer: 01328736

unter der Leitung von

**Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Johannes Edelmann**

Institut für Mechanik und Mechatronik

Wien, 05. Oktober 2023

---

*Unterschrift*

### ***Eidesstattliche Erklärung***

Ich erkläre an Eides statt, dass die vorliegende Arbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen von mir selbstständig erstellt wurde. Alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur, sind in dieser Arbeit genannt und aufgelistet. Die aus den Quellen wörtlich entnommenen Stellen, sind als solche kenntlich gemacht.

Das Thema dieser Arbeit wurde von mir bisher weder im In- noch Ausland einem\_r Beurteiler\_in zur Begutachtung in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt. Diese Arbeit stimmt mit der von den Begutachter\_innen beurteilten Arbeit überein.

Ich nehme zur Kenntnis, dass die vorgelegte Arbeit mit geeigneten und dem derzeitigen Stand der Technik entsprechenden Mitteln (Plagiat-Erkennungssoftware) elektronisch-technisch überprüft wird. Dies stellt einerseits sicher, dass bei der Erstellung der vorgelegten Arbeit die hohen Qualitätsvorgaben im Rahmen der geltenden Regeln zur Sicherung guter wissenschaftlicher Praxis „Code of Conduct“ an der TU Wien eingehalten wurden. Zum anderen werden durch einen Abgleich mit anderen studentischen Abschlussarbeiten Verletzungen meines persönlichen Urheberrechts vermieden.

---

*Ort und Datum*

---

*Unterschrift*



# Vorwort

Die Vorliegende Arbeit ist das Ergebnis aus meiner Tätigkeit als Wissenschaftlicher Mitarbeiter an der Fakultät für Maschinenbau, Fahrzeugtechnik und Flugzeugtechnik an der Hochschule für angewandte Wissenschaften München. Sie fand in Kooperation mit dem Institut für Mechanik und Mechatronik der Technischen Universität Wien unter der Leitung meines Doktorvaters Assoc. Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Johannes Edlmann statt. Ihm gilt mein besonderer Dank für die stets hilfreiche wissenschaftliche Unterstützung und anregenden Diskussionen. Auch Prof. Dr. Peter E. Pfeffer von der Hochschule für angewandte Wissenschaften München und Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Manfred Plöchl von der Technischen Universität Wien möchte ich besonders für die Unterstützung bei fachlichen Fragen und Lösungen zu inhaltlichen Fragestellungen danken.

Eine Dokortorarbeit zu schreiben bedeutet einen nicht unerheblichen Zeitaufwand der sich auch auf das private Umfeld auswirkt. Insbesondere wenn zwei wunderbare Töchter in dieser Zeit geboren werden, muss ein optimaler zeitlicher Kompromiss zwischen Schreibtätigkeit und Familienleben gefunden werden. Ich möchte meiner Familie, aber insbesondere meiner Frau Bärbel Benz für die Geduld, die tatkräftige Unterstützung und die Möglichkeit danken, die Arbeit auch an Wochenenden und Abends zu schreiben.

Eine solch komplexe technische Problemstellung im Bereich der Forschung zu lösen verlangt auch den Austausch mit tatkräftigen Kollegen. Für diese Unterstützung danke ich insbesondere meinen ehemaligen Kollegen an der Hochschule für angewandte Wissenschaften München, Jan Hlawatschek, Andreas Michels, Martin Förster und Mike Kunz. Selbstverständlich gilt mein Dank auch allen weiteren Beteiligten der Hochschule für angewandte Wissenschaften München die mich im Schaffensprozess begleitet haben.

München, im Oktober 2023

*für  
meine Familie*

# Kurzfassung

In der modernen Fahrzeugentwicklung wird dem Fahrkomfort eine immer wichtigere Rolle zugesprochen, da er die Fahrzeuginsassen durch Geräuscentwicklung, spürbare Vibrationen und Schwingungen von Bauteilen direkt beeinflusst. Die Auswirkungen der Vibrationen und Schwingungen, welche im spürbaren jedoch nicht im hörbaren Bereich auf die Fahrzeuginsassen wirken, können in einem Frequenzbereich bis 20 Hz eingeordnet werden. Die Entstehung der Vibrationen und Schwingungen im Fahrzeuginnenraum ist u. a. auf Straßenunebenheiten zurückzuführen. Deren Amplituden bewegen sich oft im kleinstelligen mm-Bereich, dem sogenannten Kleinsignalbereich. Der Fokus dieser Dissertation liegt auf der Analyse, der Modellierung und der Simulation des Stützlager-Dämpfer-Fußlager-Verbundes (Dämpfer-Verbund) welcher eine wichtige Rolle in der Wirkkette des Fahrkomforts im Bereich bis 20 Hz spielt.

Nach dem Stand der Technik wird eine Möglichkeit zur Entwicklung eines Prüffeldes für adäquate Charakterisierungs- und Hardware in the Loop Tests (HiL-Tests) von Dämpfer-Verbunden vorgestellt. Hierbei liegt der Fokus auf der virtuellen Vorentwicklung mittels eines eigens dafür erstellten digitalen Zwillings (Digital Twin) des Prüffeldes. Dies macht eine frühe Vorauslegung der Prüffeldregler möglich. Nach der Regleroptimierung am realen Prüffeld werden dann HiL-Tests zum Zwecke der Validierung von Dämpfer-Verbundmodellen und zur Bestimmung der Reglergüten durchgeführt.

Für reproduzierbare Straßenunebenheiten mit einer definierten spektralen Leistungsdichte wird ein auf stochastischen Prozessen und linearen Filtern basierender Straßengenerator entwickelt, welcher Reifenfiltereffekte berücksichtigt. Eine anschließende Untersuchung mit einem Viertel-Fahrzeugmodell und einem einfachen Dämpfer- und Reibungsmodell soll eine Abschätzung der am Dämpfer auftretenden Amplituden im Kleinsignalbereich aufzeigen. Da der Dämpfer-Verbund einen großen Einfluss auf den Fahrkomfort besitzt, wird ein Dämpfer-Verbund einer Analyse bezüglich seines Schwingungsverhaltens unterzogen. Hierzu zählen neben der Analyse des quasistatischen Verhaltens auch die nichtlinearen dynamischen amplituden- und frequenzabhängigen Effekte, die sich vor allem in der vorhandenen Dämpferreibung und der Dämpfercharakteristik widerspiegeln.

Da Versuche mit realen Fahrzeugen oft sehr kostenintensiv und schwer reproduzierbar sind, kommen vermehrt virtuelle Methoden wie das sogenannte Modell in the Loop (MiL) zum Einsatz. Für diese Zwecke wird ein Dämpfer-Verbundmodell entwickelt, welches basierend auf den vorangegangenen Ergebnissen für virtuelle Fahrkomfortuntersuchungen

im MiL Anwendung finden kann. Dieses zu entwickelnde Modell muss möglichst adäquat alle quasistatischen und dynamischen Anforderungen erfüllen um virtuelle Fahrkomfortuntersuchungen in den gesteckten Grenzen, also im Kleinsignalbereich bis 20 Hz, zu reproduzieren. Dazu kommt ein heuristischer Ansatz für die Parametrisierung des Dämpfer-Verbundmodells zum Einsatz.

# Abstract

In modern vehicle development, ride comfort is becoming more and more important as it directly affects vehicle passengers through noise, noticeable vibrations and vibrations of components. The effects of these vibrations, which affect the vehicle occupants in the perceptible but not audible range, can be classified in a frequency range up to 20 Hz. The origin of the vibrations can mainly be associated with road irregularities. A high percentage of these amplitudes are in the small mm range, the so called small signal range. In particular, the frequency range up to 20 Hz directly affects the ride comfort. The focus of this thesis is on the analysis, modeling and simulation of the top mount-damper-footbearing-assembly (damper assembly) because this assembly is significantly involved in ride comfort.

After the state of the art, a way to develop a test bed for adequate characterization and hardware in the loop tests (HiL-tests) is presented. The focus lies on virtual pre-development by means of a so called „digital twin“ of the test bed. This gives the possibility of an early pre-design of the test bed controller. After controller optimization on the real test bed, HiL-tests are then carried out for the purpose of validating damper assembly models and determining controller qualities.

For reproducible road irregularities with a defined power spectral density, a road generator based on stochastic processes and linear filters will be developed, which take tire filter effects into account. A subsequent investigation using a quarter-vehicle model and a simple damper and friction model will reveal an estimate of the small-signal amplitudes occurring at the damper. Since the damper assembly has a major influence on ride comfort, a damper assembly is subjected to an analysis with respect to its vibration behavior. In addition to the analysis of the quasi-static behavior, this also includes the nonlinear dynamic amplitude- and frequency-dependent effects, which are primarily reflected in the existing damper friction and damper characteristics.

Since tests with real vehicles are often very cost-intensive and difficult to reproduce, virtual methods such as the so called model in the loop (MiL) are increasingly used. For these purposes, a damper assembly model is developed, which can be applied based on the previous results for virtual ride comfort tests in MiL. This model to be developed must match quasi-static and dynamic requirements as adequately as possible in order to reproduce virtual ride comfort investigations within the set limits, i.e. in the small signal



range up to 20 Hz. Thus, a heuristic approach is used for the parameterization of the damper assembly model.

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1	Motivation . . . . .	1
1.2	Fragestellungen . . . . .	3
1.3	Aufgaben der Arbeit . . . . .	8
<b>2</b>	<b>Stand der Technik</b>	<b>11</b>
2.1	Schwingungen und deren Auswirkungen im Fahrzeug . . . . .	11
2.1.1	Kleinsignalanregung und deren Definitionen . . . . .	13
2.1.2	Fahrkomfort . . . . .	16
2.1.3	Fahrbahn- und bauteilinduzierte Schwingungen . . . . .	22
2.2	Methoden für Dämpfer-Verbundtests . . . . .	25
2.2.1	Charakterisierungsmethoden von Dämpfer-Verbunden . . . . .	26
2.2.2	Prüfstände zum Testen von Dämpfer-Verbunden . . . . .	29
2.3	Modellierung von Dämpfer-Verbunden (DV) . . . . .	31
2.3.1	Modellierung von Stützlagern . . . . .	32
2.3.2	Reibkraftmodellierung des Dämpfers . . . . .	38
2.3.3	Gaskraftmodellierung . . . . .	46
2.3.4	Dämpfercharakteristikmodellierung . . . . .	47
2.4	Zusammenfassung . . . . .	52

<b>3</b>	<b>Dämpfer-Verbund-Prüffeld (DVP)</b>	<b>54</b>
3.1	DVP High-Level Architektur . . . . .	55
3.2	DVP Prüffeldumgebung . . . . .	56
3.3	DVP Hardware . . . . .	57
3.3.1	DV Testaufbau am DVP . . . . .	57
3.3.2	DVP Aktuatorik . . . . .	58
3.3.3	DVP Sensorik . . . . .	59
3.4	DVP Software . . . . .	61
3.4.1	DVP Echtzeitumgebung und Bedienungssoftware . . . . .	62
3.5	DVP Modellierung und Regleroptimierung für Kleinsignalanregungen . . . .	63
3.5.1	DVP Modellentwurf . . . . .	63
3.5.2	Regleroptimierungsverfahren und Bestimmung der Regelgüte der Linearaktuatorregler für Kleinsignalanregungen am DVP . . . . .	72
3.6	Dämpfer- und DV-HiL-Tests . . . . .	77
3.7	Zusammenfassung . . . . .	79
<b>4</b>	<b>Analyse der Amplituden- und Frequenzabhängigkeit des Dämpfer-Ver-</b>	
	<b>bundes (DV)</b>	<b>81</b>
4.1	Simulative Abschätzung der am Dämpfer-Verbund auftretenden Amplituden	81
4.2	Untersuchter Hinterachs-Dämpfer-Verbund (HA-DV) . . . . .	87
4.3	Amplituden- und Frequenzabhängigkeit des Stützlagers . . . . .	89
4.3.1	Quasistatische Federkennlinie des Stützlagers . . . . .	89
4.3.2	Dynamische Steifigkeit und Verlustwinkel des Stützlagers . . . . .	90
4.4	Amplituden- und Frequenzabhängigkeit des Dämpfers . . . . .	93

4.4.1	Quasistatische und dynamische Reibkräfte des Dämpfers . . . . .	93
4.4.2	F-v-Charakteristik und dynamische F-v-Charakteristik . . . . .	101
4.4.3	Bezogene Dämpferarbeit und effektives Dämpfersteifigkeitsverhältnis des Dämpfers . . . . .	103
4.5	Amplituden- und Frequenzabhängigkeit des DV . . . . .	107
4.5.1	Dynamische Reibungskräfte des DV . . . . .	108
4.5.2	Bezogene DV-Arbeit und effektives Dämpfersteifigkeitsverhältnis des DV . . . . .	109
4.6	Zusammenfassung . . . . .	111
<b>5</b>	<b>Dämpfer-Verbundmodellierung für Simulationen im Kleinsignalbereich</b>	<b>114</b>
5.1	Modellbildung des Standard Dämpfermodells (SDM) . . . . .	115
5.1.1	SDM Reibkraftmodell . . . . .	116
5.1.2	SDM Gaskraftmodell . . . . .	117
5.1.3	SDM Dämpfercharakteristikmodell . . . . .	117
5.2	Modellbildung des Erweiterten Dämpfermodells (EDM) . . . . .	118
5.2.1	EDM Reibkraftmodell . . . . .	119
5.2.2	EDM Gaskraftmodell . . . . .	122
5.2.3	EDM dynamisches Dämpfercharakteristikmodell . . . . .	122
5.2.4	EDM Modellvalidierung . . . . .	125
5.3	Modellbildung der Stützlager-Modelle (SLM) und Validierung der Dämpfer-Verbundmodelle (DVM) . . . . .	126
5.4	Zusammenfassung . . . . .	131
<b>6</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>133</b>

<b>A</b>	<b>Literatur</b>	<b>137</b>
<b>B</b>	<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>146</b>
<b>C</b>	<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>152</b>
<b>D</b>	<b>Annex</b>	<b>154</b>
D.1	Linearaktuator FT35-1210 und Aktuator-Umrichter . . . . .	154
D.2	Zusätzliche Linearführung am DVP . . . . .	156
D.3	Herleitung synthetischer Unebenheitsverläufe von Straßen basierend auf linearen Filtern . . . . .	156



# Abkürzungsverzeichnis

## Abkürzung

## Bedeutung

---

c_stdVDA	Dämpfercharakteristikmodell als look-up table für das SDM
CAN	Controller Area Network
CDNG	ControlDesk Next Generation der Firma dSPACE
CHiL	Chassis-HiL-Prüffeld
DGL	Differenzialgleichung
DM	Dämpfermodell
DMS	Dehnmessstreifen
DV	Stützlager-Dämpfer-Fußlager-Verbund (Dämpferverbund)
DV-HiL	Dämpferverbund Hardware in the Loop
DVM	Dämpferverbund Modell
DV-MiL	Dämpferverbund Modell in the Loop
DVP	Dämpferverbund-Prüffeld
DV-Tests	DV-Charakterisierungen und DV-HiL-Tests
ECU	Electronic Control Unit
EDM	Erweitertes Dämpfermodell
EDVM	Erweitertes DVM
ESLM	Erweitertes Stützlagermodell
EZ	Echtzeit
FFT	Fast Fourier Transformation
F-s-Hysterese	Kraft-Weg-Hysterese des Dämpfers
F-s-Kennlinie	Kraft-Weg-Kennlinie zur Ermittlung der quasistatischen Federsteifigkeit
F-v-Charakteristik	Kraft-Geschwindigkeits-Charakteristik des Dämpfers
GMS	Generalisiertes Maxwell-Slip-Modell
HA	Hinterachse
HA-DV	Hinterachs-Dämpferverbund
HBM	Hottinger Baldwin Messtechnik
HiL	Hardware in the Loop
HM	Hochschule für angewandte Wissenschaften München
HW	Hardware
KMD	Kraftmessdose
KnC	Kinematic and Compliance
Look-up table	Modell zur stützstellenbasierten Berechnung eines Ausgangs
MiL	Modell in the Loop
MMS	Modifiziertes Maxwell-Slip-Modell
PP	Prozentpunkte
PSM	Permanenterregte Synchronmaschine
Pre-Sliding-Hysterese	Reibkraft-Weg-Hysterese im Pre-Sliding-Bereich
Pre-Sliding-Regime	Bereich der Reibung vor dem Übergang zum plastischen Gleiten
PU-Schaum	Polyurethanschaum
RMSE	Root mean squared error

## Abkürzung

## Bedeutung

---

SDM	Standard Dämpfermodell
SDVM	Standard Dämpfer-Verbundmodell (Referenz)
SLM	Stützlagermodell
SSLM	Standard Stützlagermodell
SW	Software
VA	Vorderachse
VA-DV	Vorderachs-Dämpferverbund
VDA	Verband der Automobilindustrie
VDA-Charakteristik	Dämpfercharakteristik basierend auf dem VDA-Test
VDA-Test	Charakterisierungstest zur Ermittlung der VDA-Charakteristik
VFM	Viertel-Fahrzeugmodell



# Formelverzeichnis

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
A	Nm	Gemessene Hysteresefläche
a(f)	m/s <sup>2</sup>	Unbewertete Sitzschienenbeschleunigung im Frequenzbereich
a(t)	m/s <sup>2</sup>	Unbewertete Sitzschienenbeschleunigung im Zeitbereich
A <sub>2SEP</sub>	-	Gewichtungsfaktor für Zustand 1 des 2SEP
A <sub>A</sub>	-	Vektor der Länge N
A <sub>s</sub>	Nm	Speicherarbeit
A <sub>w</sub>	Nm	Verlustrarbeit
a <sub>w</sub> (f)	m/s <sup>2</sup>	Bewertete Sitzschienenbeschleunigung im Frequenzbereich
a <sub>w</sub> (t)	m/s <sup>2</sup>	Bewertete Sitzschienenbeschleunigung im Zeitbereich
a <sub>wT</sub>	m/s <sup>2</sup>	Effektiv bewerteter Beschleunigungswert
α	-	Verhältnis der (Stütz)lagersteifigkeiten
α <sub>stoch</sub>	m/s <sup>2</sup>	Beschleunigungsschwellwert;
B <sub>2SEP</sub>	-	Gewichtungsfaktor für Zustand 2 des 2SEP
β	-	Verhältnis der (Stütz)lagerdämpfungen
β <sub>2</sub>	-	Kurtosis, Steilheit einer Häufigkeitsverteilung
c	N/m	Federsteifigkeit
c <sub>1</sub>	Ns/m	Linearer Dämpfer im (Stütz)lagermodell
c <sub>2</sub>	Ns/m	Linearer Dämpfer des Kelvin-Voigt-Modells im (Stütz)lagermodell
c <sub>A</sub>	N/m	Aufbaufedersteifigkeit
c <sub>dyn</sub>	N/m	Dynamische Steifigkeit
c <sub>erwVDA</sub>	Ns/m	Nichtlineare Dämpfung aus der erweiterten VDA-Charakterisierung
c <sub>R</sub>	N/m	Reifensteifigkeit
c <sub>St</sub>	Ns/m	Lineare Dämpfung des Standard Stützlagermodells
c <sub>stdVDA</sub>	Ns/m	Nichtlineare Dämpfung aus der Standard VDA-Charakterisierung
χ <sub>2</sub>	°	Wankwinkel, Rotation des Aufbaus um die x-Achse
d	-	Formfaktor der Pre-Sliding-Hysterese
d <sub>A</sub>	Ns/m	Aufbaudämpfung
d <sub>q</sub>	-	Quasistatische Dämpfung
d <sub>R</sub>	Ns/m	Reifendämpfung
δ	°	Verlustwinkel
δ <sub>Stri</sub>	-	Formfaktor der Stribeckkurve
Δt	s	Zeitverzug zwischen F und s
Δu(t)	m	Aktuelle Wegamplitude des Dämpfers / (Stütz)lagermodells
dF	N	Kraftänderung
dF <sub>R</sub>	N	Reibkraftänderung

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
$ds$	m	Wegänderung
$dt$	s	Änderung der Zeit
$du_R$	m	Wegänderung im Reibkraftmodell
$dx$	m	Wegabschnitt
$dz_{LuGre}$	m/s	Änderung des internen Zustands des LuGre-Modells
$\varepsilon_k$	-	Phasenverschiebung an der Stelle k
$\eta_x$	-	normierter, stationärer weißer Rauschenprozess mit Leistungsdichte 1
$f$	Hz	Frequenz; Eigenfrequenz
$F$	N	Kraftamplitude
$F(t)$	N	Gesamtkraft des (Stütz)lagermodells
$f_c$	Hz	Fahrzeugfrequenz
$F_c$	N	Gleitreibungskraft
$F_{cGas}$	N	Konstante Gaskraft
$F_{Coul}$	N	Coulomb (Gleit-)Reibkraft
$F_D$	N	Reibkraft des Dahl-Modells
$F_{cVDA}$	N	Dämpfkraft mit erweiterter VDA-Charakteristik des Maxwell-Elements
$F_{Ddyn}$	N	Dämpfkraft im dynamischen EDM Dämpfercharakteristikmodell
$F_{EDM}$	N	Gesamtkraft des Erweiterten Dämpfermodells
$F_{GMS}$	N	Nichtlineare Reibungsgleichung des GMS
$F_{init}$	N	Initialkraft für Vorgeschichte des EDM Reibkraftmodells
$F_{kAmpl}$	N	Nichtlineare Federkraft des Maxwell-Elements
$F_{lin}$	N	Lineare Teilkraft aus dem (Stütz)lagermodell (Frequenzabhängigkeit)
$F_{LuGre}$	N	Reibkraft des LuGre-Modells
$F_{max}$	N	Kraftlimitierung im ESLM
$F_{NL}$	N	Nichtlineare Teilkraft aus dem (Stütz)lagermodell (Amplitudenabhängigkeit)
$F_{qGas}$	N	Quadratische Gaskraft
$F_R$	N	Aktuelle Reibkraft im Dahl-Modell
$F_s$	N	Haftreibungskraft
$F_{SDM}$	N	Gesamtkraft des Standard Dämpfermodells
$F_{Stri}$	N	Stribeck Reibkraft
$g$	m/s <sup>2</sup>	Erdbeschleunigung
$\gamma$	s	Verhältnis aus (Stütz)lagerdämpfung $c_1$ und quasistatischer (Stütz)lagersteifigkeit $k_1$
$\gamma_{stoch}$	-	Exzess, Differenz der Wölbung einer betrachteten Funktion zur Wölbung der Dichtefunktion einer normalverteilten Zufallsgröße
$h(x)$	m	Virtueller Unebenheitsverlauf über Stationierung x
$h_0$	m	Starthöhe des Unebenheitsverlaufs
$\hat{h}$	m	Amplitude des Unebenheitsverlaufs
$\hat{h}_k$	m	Amplitude des Unebenheitsverlaufs an der Stelle k

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
$H_h(\Omega)$	$\text{cm}^3$	Übertragungsfunktion des Unebenheitsverlaufs
$H_hF(\Omega)$	$\text{cm}^3$	Übertragungsfunktion des Unebenheitsverlaufs mit Filter für kleine Frequenzen
$H_hFL(\Omega)$	$\text{cm}^3$	Übertragungsfunktion des Unebenheitsverlaufs mit Filter für kleine Frequenzen und Latschfilter
$H_L(\Omega)$	$\text{cm}^3$	Übertragungsfunktion des Unebenheitsverlaufs mit Latschfilter
$\dot{h}$	$\text{m/s}$	Änderung der Unebenheitshöhe über der Zeit
$\dot{h}_x$	$\text{m/m}$	Änderung der Unebenheitshöhe über einen zurückgelegten Wegabschnitt $dx$
$k$	-	Laufvariable
$K(x)$	$1/\text{m}$	Steifigkeit der nichtreversierbaren nichtlinearen Feder des MMS
$k_1$	$\text{N/m}$	Quasistatische (Stütz)lagersteifigkeit
$k_2$	$\text{N/m}$	Lineare Federsteifigkeit des Kelvin-Voigt-Modells im (Stütz)lagermodell
$k_{\text{Ampl}}$	$\text{N/m}$	Nichtlineare Federsteifigkeit im dynamischen EDM Dämpfercharakteristikmodell
$k_{\text{gas}}$	$\text{N}$	Konstanter Wert der Gaskraft
$k_{\text{NL}}$	-	Nichtlineare Federsteifigkeit im 2SEP-Modell
$k_{\text{St}}$	$\text{N/m}$	Lineare Federkennlinie des Standard Stützlagermodells
$L$	$\text{m}$	Wellenlänge oder Kreissektorstrecke
$l_{\text{gas}}$	$\text{N/m}$	Linearer Gaskraftparameter
$l_l$	$\text{m}$	Latschlänge
$m$	$\text{kg}$	Masse
$m_A$	$\text{kg}$	Aufbaumasse
$m_{\text{AS}}$	$\text{kg}$	Gesamtmasse wirkend am Linearaktuator
$m_{\text{AP}}$	$\text{kg}$	Translatorischen Ersatzmasse
$m_d$	$\text{kg}$	Dämpferkolbenmasse
$m_R$	$\text{kg}$	Radmasse, Ungefederte Massen
$M_{\text{konst.}}$	$\text{Nm/A}$	Drehmomentkonstante des Elektromotors
$M_{\text{Mi}}$	$\text{Nm}$	Luftspaltpmoment des Elektromotors
$m_s$	$\text{kg}$	Masse der Kolbenstange des Linearaktuator
$\mu$	-	Mittelwert
$N$	-	Anzahl der Elemente in einem Vektor
$\Omega$	$1/\text{s}$	Wegkreisfrequenz
$\omega$	$1/\text{s}$	Kreisfrequenz
$\Omega_0$	$\text{rad/m}$	Bezugswegkreisfrequenz
$\Omega_c$	$1/\text{s}$	Fahrzeugwegkreisfrequenzkonstante
$\Omega_l$	$1/\text{s}$	Latschwegkreisfrequenzkonstante
$P_f$	$\text{W}$	Federleistung
$\Phi_0$	$\text{rad/m}$	Güte der Straßenoberfläche
$\varphi_2$	$^\circ$	Nickwinkel, Rotation des Aufbaus um die y-Achse
$\Phi_h(\Omega)$	$\text{cm}^3$	PSD des Unebenheitsverlaufs
$q_A$	$\text{m}$	Aufbauweg
$q_{\text{Gas}}$	$\text{N/m}^2$	Quadratischer Gaskraftparameter

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
$\ddot{q}_a$	m/s <sup>2</sup>	Aufbaubeschleunigung
$q_R$	m	Radweg, Weg der ungefederten Massen
RDL	N	Teilfaktor zur Definition der Startsteifigkeit der nichtlinearen Teilkraft des (Stütz)lagermodells
Reib <sub>2SEP</sub>	N	Dynamische Reibkraft des 2SEP
$\rho$	1/m	Definiert den Abfall der Steifigkeit der nichtlinearen Teilkraft des (Stütz)lagermodells
s	m	Wegamplitude
$s_{ist}$	m	Istweg aus der Messung
$s_r$	m	Relativweg
$s_{soll}$	m	Sollwegvorgabe
$\sigma$	Ns/m	Faktor für viskose Reibkraft
$\sigma_0$	N/m	Steifigkeit der Haftkontakte
$\sigma_1$	Ns/m	Mikro-viskoser Reibungsfaktor
$\sigma_2$	Ns/m	Viskose Dämpfung
$\sigma_s$	m; m/s; m/s <sup>2</sup>	Standardabweichung des Differenzweges, der Differenzgeschwindigkeit oder der Differenzbeschleunigung
T	s	Einwirkungsdauer
t	s	Zeit
$t_{TP}$	s	Zeitpunkt der Wegumkehr
$\tau_{D,eff}$	s	Effektives Dämpfersteifigkeitsverhältnis
$u_K$	m	Position der Dämpferoberseite oder Weg der Dämpferkolbenmasse
$u(t)$	m	Aktuelle Wegamplitude des Dämpfers / (Stütz)lagermodells
$u_D$	m	Position
$\dot{u}$	m/s	Geschwindigkeit des Dämpfers / (Stütz)lagermodells
u	m	Unebenheitsverlauf der Straße oder Gesamtverschiebung des Dämpfers / (Stütz)lagermodells
$U_d$	V	Spannung der Längsachse des umlaufenden Rotors
$U_{konst.}$	Vs	Spannungskonstante des Elektromotors
$U_q$	V	Spannung der Querachse des umlaufenden Rotors
$u_{TP}$	m	Letzter Umkehrpunkt des Dämpfers
v	m/s	Fahrgeschwindigkeit
$V_A$	1/s <sup>2</sup>	Vergrößerungsfunktion der Aufbaubeschleunigung
$v_c$	m/s	Stribeckgeschwindigkeit
$V_{guet}$	dB	Verstärkung der Sollposition
$v_r$	m/s	Relativgeschwindigkeit
$v_t$	m/s	Tangentialgeschwindigkeit
w	-	Welligkeit
$W_{bez}$	- oder %	Bezogene Dämpferarbeit

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
$W_D$	Nm	Dämpferarbeit
$W_{ideal}$	Nm	Ideale Dämpferarbeit
$W_{st}$	Nm	Stützlagerarbeit
$x$	m	Translation eines Fahrzeugs in x-Richtung
$x_2$	m	Translation in x-Richtung
$x_{MW}$	m	Weg des Maxwell-Elements des EDM
$\dot{x}_{MX}$	m/s	Geschwindigkeit des Maxwell-Elements des EDM
$y_2$	m	Translation in y-Richtung
$z$	m	Dreifache Standardabweichung des Differenzweges
$z_1$	m	Translation der ungefederten Massen in z-Richtung
$z_2$	m	Translation des Aufbaus in z-Richtung
$z_{2SEP-1}$	N	Zustand 1 des 2SEP
$z_{2SEP-2}$	Ns/m	Zustand 2 des 2SEP
$z_{LuGre}$	m	Interner Zustand des LuGre-Modells
$\dot{z}$	m/s	Dreifache Standardabweichung der Differenzgeschwindigkeit
$\dot{z}_{St}$	m/s	Verschiebungsgeschwindigkeit am linearen Dämpfer des Kelvin-Voigt-Modells $c_2$
$\ddot{z}$	m/s <sup>2</sup>	Dreifache Standardabweichung der Differenzbeschleunigung
$z_{St}$	m	Verschiebung an der linearen Federsteifigkeit des Kelvin-Voigt-Modells $k_2$





# 1 Einleitung

## 1.1 Motivation

In der modernen Fahrzeugentwicklung wird dem Fahrkomfort eine immer wichtigere Rolle zugesprochen, da er die Fahrzeuginsassen durch Geräuscentwicklung und spürbare Vibrationen direkt beeinflusst. Die Anregungen, welche beim Überfahren von Straßen für Anregungen im Fahrzeugaufbau sorgen, können oftmals recht geringe Amplituden aufweisen. Insbesondere das Fahrwerk erhält hier einen hohen Stellenwert, da es ein Verbindungsglied zwischen Fahrbahn und Aufbau darstellt und neben seiner Eigenschaften die Aufbauschwingungen positiv zu beeinflussen auch ein Übertragungsglied von unerwünschten straßeneregtten Vibrationen in den Aufbau sein kann, die den Fahrkomfort negativ beeinflussen.

Zur Bewertung des subjektiven und objektiven Fahrkomforts werden häufig Versuchsfahrten mit verschiedenen Fahrwerk-Setups durchgeführt. Diese Fahrten stellen einen erheblichen Aufwand für Fahrzeug- und Modulhersteller dar, da sie sehr viele Ressourcen binden, viel Zeit benötigen und hohe Kosten verursachen. Des Weiteren besteht das Problem, dass die Versuchsfahrten z. B. aufgrund der persönlichen Verfassung eines Testfahrers oder aufgrund schlechter Witterung nicht in beliebigem Maße reproduzierbar sind.

Seit einigen Jahren gibt es deshalb die Bestrebung mithilfe von Prüffeldern den Aufwand zu reduzieren und reproduzierbare objektive Fahrkomfortbewertungen durchzuführen. Insbesondere der Zeitgewinn und die Wiederholbarkeit von Testszenarien bei vergleichsweise geringem Aufwand sind wichtige Vorteile dieses Vorgehens. Sind auf dem Prüffeld Baugruppen oder Bauteile verbaut, ist zu beachten, dass deren vom Gesamtsystem isoliertes Verhalten unter Umständen nicht dem Verhalten im Gesamtfahrzeug entspricht, da die Wechselwirkungen untereinander nicht vorhanden sind. Mithilfe von Hardware in the Loop (HiL) können diese Wechselwirkungen weitgehend simuliert werden, was eine gründliche Analyse des Systems, sowie ausreichend detaillierte Modelle voraussetzt und hohe Ansprüche an die Prüffeldtechnik stellt. Üblicherweise werden ECU-Prüfstände mit HiL-Anwendungen in Verbindung gebracht, was bedeutet, dass nicht nach belieben auf Literatur zurück gegriffen werden kann. Ein Prüffeld mit seinen verbauten mechanischen Teilen birgt bezüglich der Regelbarkeit besondere Herausforderungen aufgrund der für die Regelung benötigten Rückführung gemessener Ist-Größen. Diese können Zeitverzögerungen und Störungen durch äußere Einwirkungen beinhalten und somit die Regelung stören.



## 1.1 Motivation

Das Prüffeld muss trotz allem fähig sein, Fahrzustände wie sie im Fahrbetrieb entstehen, weitestgehend abzubilden. Des Weiteren muss das Prüffeld so ausgelegt sein, dass Charakterisierungstests in einem weiten Kraft-, Weg- und Geschwindigkeitsspektrum durchgeführt werden können. Die verwendeten Modelle, die Aktuatorregelung und eventuell benötigte Fahrzeug-Buskommunikationen müssen für diese Zwecke dann Echtzeitfähigkeit (EZ-Fähigkeit) aufweisen.

Im realen Fahrbetrieb treten neben der Anregungen durch Einzelhindernisse (z. B. Querrillen) oder durch periodische Radanregungen (z. B. Unwuchten des Reifens) auch stochastische Anregungen durch den Unebenheitsverlauf der Straße auf. Die dabei auf den Reifen wirkenden Weg- und Geschwindigkeitsamplituden sind unterschiedlich hoch und können auch sehr klein sein. Im Allgemeinen sind Fahrzeugdämpfer (Dämpfer) für große Weg- und Geschwindigkeitsamplituden optimiert und deren Modellierung für Fahrkomfortuntersuchungen in diesem Bereich weit verbreitet. Jedoch ist für im kleinen Amplitudenbereich auftretende Weg- und Geschwindigkeitsamplituden, die sogenannten Kleinsignale [1, 2, 3], eine genauere Betrachtung der Mechanismen im Fahrwerk nötig. In Abbildung 1.1 werden bspw. in [4] die für den Fahrkomfort wichtigsten am Fahrzeug auftretenden Frequenzbereiche herausgestellt und es wird aufgezeigt, dass durch die weit verbreitete sogenannte VDA-Charakteristik, die auch Kraft-Geschwindigkeits-Charakteristik (F-v-Charakteristik) genannt wird und das Dämpferverhalten mittels Kennlinien abbildet, diese Bereiche nicht adäquat abgedeckt werden können.

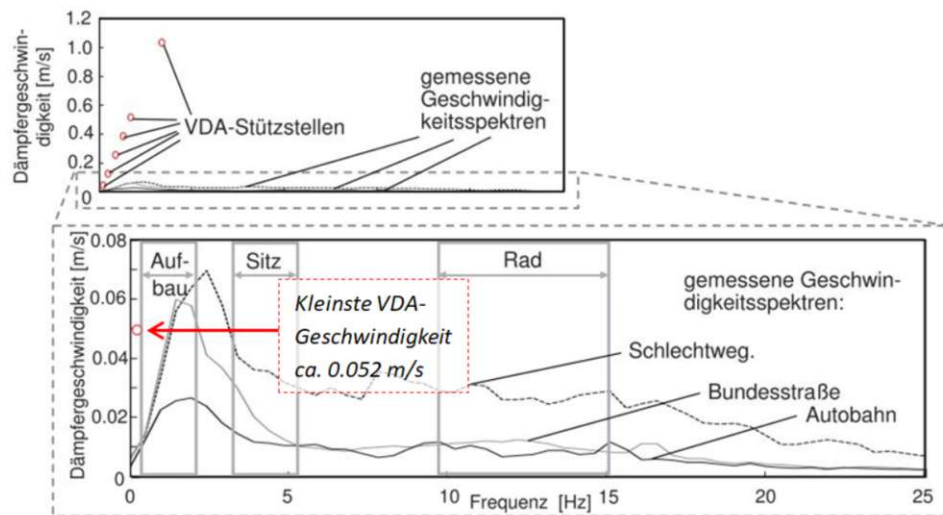


Abbildung 1.1: Geschwindigkeitsspektrum typischer Straßen und einer F-v-Charakteristik [4]

So liegt bspw. die kleinste noch erfasste Geschwindigkeit der F-v-Charakteristik bei  $0.052 \frac{m}{s}$ . Aufgrund der Amplituden- und Frequenzabhängigkeit von Dämpfern haben dynamische Effekte und Reibung im Kleinsignalbereich jedoch einen starken Einfluss auf den Fahrkomfort, da diese zusätzlich zur reinen Dämpfungskraft wirken können. Für Fahrkomfortuntersuchungen müssen sowohl die Modelle als auch entsprechende Prüffelder diese Effekte in den relevanten Spektren abbilden können.

## 1.2 Fragestellungen

Eine sich ergebenden Fragestellungen lautet, wie können Kleinsignale definiert werden und wie ist ihre Relevanz beim Fahrkomfort. In der Literatur wird der Bereiche des Fahrkomforts nicht einheitlich festgelegt wie z. B. Amelunxen zusammenfassend feststellt [5]. Gemein haben die meisten Quellen, dass der Fahrkomfortbereich in dem Schwingungen nur spürbar und nicht hörbar wahrgenommen werden, nicht einheitlich aber in einem Frequenzbereich von 0.5 Hz bis zu 30 Hz definiert wird. Eine häufige Festlegungen ist, dass nur vertikale Schwingungen bis 20 Hz, welche als von Fahrzeuginsassen über z. B. das Gesäß spürbar wahrgenommen werden, im zu untersuchenden Bereich liegen. Es ist also sinnvoll eine eigene Festlegung bezüglich des als nicht einheitlich definierten Fahrkomfortbereichs und des damit zu untersuchenden Amplituden- und Frequenzbereiches zu treffen.

Eine sich daraus weiter ergebende Fragestellung lautet dann, welche Systeme mit welchem Detaillierungsgrad untersucht werden müssen um deren Auswirkung auf den Fahrkomfort ausreichend genau ableiten zu können und somit adäquate Modelle für die Simulation parametrieren zu können. Es ist bei komplexen Fragestellungen auch immer sinnvoll nicht mit dem ganzen System Fahrwerk zu beginnen, sondern eine differenzierte Analyse eines Bauteils oder einer kleinen Baugruppe wie dem Dämpfer oder Dämpfer-Verbund durchzuführen um die Hauptwirkmechanismen auf den Fahrkomfort zu ermitteln. Hier wurde der Fokus auf den passiven Stützlager-Dämpfer-Fußlager-Verbund (hier bezeichnet als Dämpfer-Verbund bzw. DV) gelegt um mit der Beantwortung der sich ergebenden Fragestellungen adäquate Modelle zu erstellen, mit deren Hilfe genauere Simulationen für die Vorauslegung von DV möglich sein sollen. In Abbildung 1.2 sind häufig verwendete DV einer Hinterachse und einer Vorderachse dargestellt, wobei in dieser Arbeit hauptsächlich der Hinterachsdämpfer als Untersuchungsobjekt dienen wird.



Abbildung 1.2: Häufig verwendete Zweirohrdämpfer als DV: (links) (2) Hinterachsdämpfer mit (1) Fußlager und (3) Stützlager ohne Anschlagpuffer; (rechts) (4) Vorderachsdämpfer mit (5) Stützlager ohne Aufbaufeder und ohne Anschlagpuffer

Die Funktionsweise des vorliegenden DV kann durch dessen relative einfachen Aufbau gut untersucht werden. Die Ergebnisse sollen dann eine Interpretation bezüglich des Einflusses von DV auf den Fahrkomfort ermöglichen. Sogenannte (semi)aktive Dämpfer, bei denen meist die Zug- und Druckstufen über eine aktive Änderung der Dämpferventilgeometrie verstellt werden können, besitzen prinzipiell einen ähnlichen Aufbau wie die in Abbildung 1.2 gezeigten DV. Je nach Bauweise des (semi)aktiven Dämpfers, bezieht sich diese Ähnlichkeit insbesondere auf den inneren Aufbau, was zu vergleichbaren Fragestellungen führt. Diese sind in dieser Arbeit jedoch nicht Teil der Untersuchungen.

Es gilt mittels geeigneter Charakterisierungsprozesse die an der DV-Kraft beteiligten Einflussgrößen zu identifizieren, geeignete Sub-Kraftmodelle abzuleiten, welche dieses Verhalten in annehmbarer Qualität widerspiegeln und diese dann in einem DV-Modell (DVM) zu vereinen. Da ein DV auch federnde Eigenschaften besitzen kann [6, 7, 8, 9, 10], sollte dies auch für den Bereich der Kleinsignale betrachtet werden. Außerdem sind die Einflüsse der quasistatischen und dynamischen Kraftanteile, die das Stützlager und das Fußlager einbringen können, zu erfassen. All diese Kräfte sind im Allgemeinen nicht linear und entsprechend abzubilden.

Es ist zu prüfen, wie sich die Reibung des Dämpfers in Bereichen sehr kleiner Anregungs-

geschwindigkeit und bei Bewegungsumkehr zwischen den Reibpartnern verhält. Wird bei einem Dämpfer eine Anregungsgeschwindigkeit erreicht, deren entsprechende Dämpfungskraft die der Reibung unterschreitet, ist ein Zustand erreicht, in dem sämtliche Schwingungen in Folge von Hafteffekten ungedämpft übertragen werden [11]. Somit ist die Dämpfungskraft stark reduziert und Aufbauschwingungen mit kleinem Geschwindigkeitsanteil brauchen länger um abzuklingen.

Für die Ermittlung der VDA-Charakteristik und ein daraus abgeleitetes Dämpfercharakteristikmodell gibt es vielerlei Ansätze. Die am weitesten verbreitete Methode ist die VDA-Charakterisierung, die aufgrund des Modellierungsansatzes mittels eines look-up table eine sehr rechenzeiteffiziente Art der Modellierung darstellt [12]. Häufig wird die VDA-Charakteristik jedoch für große Geschwindigkeiten ermittelt und ist somit für die Modellierung im Kleinsignalbereich nicht geeignet. Bei linearer Interpolation des look-up table wird die VDA-Charakteristik ab dem letzten ermittelten Kennlinienwert (bei ca.  $0.052 \frac{m}{s}$ ) linear auf 0 N interpoliert. Jedoch findet auch im kleinen Geschwindigkeitsbereich noch Dämpfung durch die Boden- und Kolbenventile statt, was zu relevanten Abweichungen zwischen der Kennlinie und der Realität führt. Diese kleinen Geschwindigkeitsbereiche müssen identifiziert und über ein geeignetes Dämpfercharakteristikmodell abgebildet werden. Es ist dabei zu beachten, dass in einem Dämpfer Zusatzfunktionen wie z. B. hubabhängige und amplitudenselektive Dämpfung verbaut sein können, die bei der Charakterisierung und der Modellierung unter Umständen nicht vernachlässigbar sind [13].

Üblicherweise befindet sich in der Ausgleichskammer eines Dämpfers ein komprimiertes Gas, welches mit ca. 6 bar bis 8 bar unter Druck steht [13]. Dessen Zweck ist es die Ölolumendifferenz, welche aufgrund der unterschiedlichen Volumina in den Dämpferkammern durch die Kolbenstange beim Ein- und Ausfedern entsteht, auszugleichen und die Kavitationsneigung im Dämpfer zu verringern. Die Gaskraft muss bezüglich der verschiedenen Einsatzbarkeiten des DVM betrachtet werden. Da bei Kleinsignalen ein relativ kleiner Differenzweg am DV zu erwarten ist, ist zu prüfen, ob ein konstanter oder lineare Ansatz für das Gaskraftmodell ausreicht.

Von besonderem Interesse bei der Modellierung dynamischer Dämpfermodelle ist die Amplituden- und Frequenzabhängigkeit der Komponenten des Dämpfers, die bei der Modellierung von DVM für Untersuchungen im fahrkomfortrelevanten Bereich nicht vernachlässigt werden dürfen. Diese entstehen hauptsächlich aufgrund von Elastizitäten der Dämpferrohre und der Ölsäulen im Dämpfer [8]. Das Öl verhält sich dann in gewissen Be-

triebszuständen wie eine zum Dämpfer in Reihe geschaltete nichtlineare Feder und erzeugt so eine Hysterese in der F-v-Charakteristik des Dämpfers. Dessen nichtlineares Verhalten muss entsprechend untersucht und berücksichtigt werden um eine genügend genau Abbildung über ein Dynamikmodell darzustellen. Hierbei ist zu bestimmen mit welchem Modellansatz die nichtlinearen Amplituden- und Frequenzabhängigkeiten umgesetzt werden können, um die Modellqualität des gesamten DVM zu erhöhen.

Weitere zu betrachtende Bauteile des DV sind das Stützlager (auch Topmount oder Domlager genannt) und das Fußlager (auch Befestigungsgelenk genannt), wie es beispielhaft in Abbildung 1.2 zu sehen ist. Die Fußlager sind verbaut, um die Steifigkeit der Anbindung an den Radträger zu verringern und somit kleine Bewegungen zwischen den Fahrwerksanbindungspunkten und dem Dämpferfuß zuzulassen, wohingegen die Stützlager verbaut sind, um auch hier kleine Bewegungen zwischen dem Dämpferkolben und dem Aufbau zu ermöglichen und den Fahrkomfort zu verbessern. Oftmals wird in der Literatur von linearer Dämpfung und linearer Steifigkeit des Stütz- und Fußlagers ausgegangen. Diese Annahme ist bezüglich der Kleinsignalanregung zu prüfen. Die Lager weisen im quasistatischen Lastfall um die Mittellage häufig eine hohe Linearität auf [13, 14, 15]. Jedoch sind die meist aus Elastomer oder Polyurethanschaum (PU-Schaum) bestehenden Lagerteile im dynamischen Lastfall stark amplituden- und frequenzabhängig, was zu Hystereseeffekten in der F-s-Kennlinie der Lagerkräfte führen kann. Für deren Modellierung können ein Stützlagermodell (SLM) und ein eventuell benötigtes Fußlagermodell separat implementiert werden. Auch hier ist dann ein Ansatz mittels einzelner Sub-Kraftmodelle ähnlich wie beim Dämpfer oder die Verwendung bestehender Modellstrukturen denkbar. Im Sinne einer möglichen Rechenzeitverbesserung könnte ein SLM direkt im DVM implementiert werden. Ein sich ergebender Vorteil wäre dann, dass alle dynamischen Effekte des DV in einem DVM vereint dargestellt werden können. Auch finden Wechselwirkungen zwischen der Kolbenstange und dem Stützlager statt, welche Auswirkungen auf den Fahrkomfort haben können [8]. Es ist zu prüfen, ob die Kolbenstangenbewegungen im Kleinsignalbereich durch das DVM ausreichend dargestellt werden. Ist ein DVM erstellt und für den Einsatz im Kleinsignalbereich validiert, kann es für Fahrkomfortuntersuchungen herangezogen werden.

Mit dem sogenannten Viertel-Fahrzeugmodell (VFM) ist es möglich, einige Fragestellungen bezüglich des vertikalen Schwingungsverhaltens simulativ zu beantworten. Da dieses Modell bezüglich der Komplexität ziemlich simpel gehalten ist, es bildet bspw. keine Achskinematik ab, sind hier Grenzen bei den Untersuchungen gesetzt. Wird eine Relevanz für die Untersuchungen im Bereich der vertikalen Schwingungen festgestellt, muss

mittels geeigneter Modellerweiterungen ein geeignetes erweitertes VFM erstellt werden. Von besonderem Interesse sind dann bei fahrkomfortrelevanten Untersuchungen die Aufbaueigenfrequenz (ca. 0.8 Hz - 2 Hz), die Radeigenfrequenz (ca. 10 Hz - 16 Hz) und die Eigenfrequenzen der Organe des menschlichen Körpers (ca. 0.5 Hz - 8 Hz und teilweise 20 Hz). Da sich frequenzabhängig nicht alle Schwingungen auf den menschlichen Körper gleich auswirken, wird mit der Richtlinie VDI 2057 eine frequenzabhängige Bewertungskurve zur Verfügung gestellt die in die Betrachtungen einfließen sollten [16]. Zur Überprüfung der Plausibilität der simulierten Kräfte des DVM müssen diese mit den am Prüffeld gemessenen DV-Kräften verglichen werden.

Um die zuvor genannten Analysen durchführen zu können und entsprechende Modelle parametrieren zu können, wird ein entsprechendes Prüffeld benötigt. Mit diesem soll es möglich sein, DV-Charakterisierungen und die Anwendung des DV im HiL (DV-HiL) durchzuführen. Dessen Hardware- (HW-) und Softwarekomponenten (SW-Komponenten) müssen so ausgelegt werden, dass die Tests im Kleinsignalbereich also auch im Bereich kleiner Geschwindigkeiten durchführbar sind. Besonders die HiL-Fähigkeit einer im weiteren Dämpfer-Verbund-Prüffeld (DVP) genannten Testumgebung kann im Kleinsignalbereich eine hohe Herausforderung darstellen. Für die Entwicklung des DVP können virtuelle Entwicklungsmethoden angewendet werden um eine frühe Reglerauslegung zu ermöglichen. Sämtliche HW- und SW-Komponenten sind so zu wählen, dass sie die EZ-Fähigkeit des DVP gewährleisten (sogenannte „harte Echtzeit“).

Folgende Leitfragen können zusammenfassend extrahiert werden:

- Wie sehen geeignete Testmethoden und Prüfstände aus, um, bezogen auf den Kleinsignalbereich, DV zu charakterisieren und DV-HiL-Tests mit Kleinsignalanregungen durchführen zu können? Ist ein geeigneter Prüfstand zu entwerfen, wenn keine passenden Systeme zur Verfügung stehen?
- Wie entstehen Schwingungen aufgrund von definierten Kleinsignalanregungen im Fahrwerk. Wie groß ist deren Relevanz für den Fahrkomfort und wie ist dabei der DV beteiligt? Wie hoch sind die Differenzwege und Differenzgeschwindigkeiten in zu definierenden Frequenzbereichen dabei am DV?
- Welche Modelle für Dämpfer, Stützlager und DV gibt es und wie muss die Parametrierung und Modellierungstiefe gewählt werden, um die Nichtlinearitäten in den Modellen bei Kleinsignalanregungen abbilden zu können um damit weiterführende Untersuchungen im Bereich Fahrkomfort zu ermöglichen?

### 1.3 Aufgaben der Arbeit

Um die genannten Leitfragen zu beantworten lässt sich wie folgt eine Gliederung der Aufgaben für die vorliegende Dissertation erstellen. Aus dieser geht hier zusammenfassend die Vorgehensweise zur Behandlung der Fragestellungen der einzelnen Themenbereiche hervor. In jedem der folgenden Kapitel (mit Ausnahme von Kapitel 6) ist am Ende eine Zusammenfassung der wichtigsten Erkenntnisse, Ergebnisse und offenen Fragen zu finden.

#### **Kapitel 2 Stand der Technik**

Dies ist das Kapitel welches die Recherche zu den erforderlichen Themengebieten umfasst. Es soll geklärt werden wie Kleinsignale definiert werden können und woher sie kommen um abschätzen zu können, wie deren Relevanz bei beim Fahrkomfort ist. Insbesondere bezüglich Modellierungsmethoden ist zu klären inwieweit Modelle zur Simulation von Unebenheitsverläufen von Straßenoberflächen existieren oder entsprechend zu entwickeln sind, um im Kleinsignalbereich adäquate Simulationsergebnisse zu erhalten. Dazu zählt auch die Recherche, wie ausgeprägt quasistatische und dynamische Effekte eine Rolle im DV spielen und wie diese entsprechend in Modellen abgebildet werden können um adäquate Simulationsergebnisse wiederzugeben. Für aussagefähige Ergebnisse sind Methoden für DV Tests und dafür passenden Prüfständen zu ermitteln. Hierzu zählen neben Charakterisierungstests auch adäquate HiL-Testmethoden.

#### **Kapitel 3 Dämpfer-Verbund-Prüffeld (DVP)**

Für die Untersuchungen und Charakterisierungstests des DVM und die HiL-Anwendung von DV im Kleinsignalbereich ist ein entsprechendes Prüffeld, das sogenannte Dämpfer-Verbund-Prüffeld (DVP), zu entwickeln. Mittels virtueller Vorentwicklung anhand von Modellierung des gesamten Prüffeldes und unter Einbezug eines Dämpfermodells können die Regler im Vorfeld optimiert werden. Dieses Kapitel soll weiter aufzeigen, welche Software- und Hardwarekomponenten nötig sind, um Charakterisierungs-, Validierungs- und HiL-Tests im Kleinsignalbereich durchzuführen. Zur Validierung des entwickelten EDM und des EDVM kann der HA-DV im HiL mit künstlich erzeugten Anregungen durch stochastische Unebenheitsverläufe der Straße herangezogen werden. Dies klärt auch die Frage zur Qualität der Modelle welche dann im DV-HiL unter Verwendung eines VFM

Anwendung finden. Hierbei soll die Einsatzfähigkeit des EDVM im Kleinsignalbereich und die Einsetzbarkeit des DVP für den HiL-Betrieb nachgewiesen werden.

## **Kapitel 4 Analyse der Amplituden- und Frequenzabhängigkeit des Dämpfer-Verbundes**

Dynamische Kräfte im DV können unter Umständen starkes amplituden- und frequenzabhängiges Verhalten aufweisen, was sich auf den Fahrkomfort auswirken kann. Deshalb ist neben den quasistatischen Kräften insbesondere immer auch das Verhalten dynamischer Kräfte von DV zu untersuchen. Für Abschätzungen über die Höhe und Häufigkeiten von Kleinsignalanregungen, ausgelöst durch den Unebenheitsverlauf der Straße, sollen synthetische Straßenoberflächen mittels linearer Filter erstellt werden. Diese dienen dann in einem VFM als Anregung um anhand eines Dämpfermodells die auftretenden Amplituden am Dämpfer abzuschätzen. Für den DV, welcher aus verschiedenen Sub-Bauteilen besteht, kann die Untersuchung und Beschreibung mittels dynamischer Charakterisierungsmethoden, sinnvoll sein um die dynamischen Einflüsse zu ermitteln. Dies soll dann klären, wie hoch der Detaillierungsgrad zur Charakterisierung der einzelnen Sub-Bauteile eines HA-DV sein muss, um die Amplituden- und Frequenzabhängigkeit für quasistatische und dynamische Kräfte zu bestimmen. Zur Klärung der Frage darüber wie hoch der Anteil des Stützlagers im DV ist, muss auch die Amplituden- und Frequenzabhängigkeit des HA-DV analysiert werden.

## **Kapitel 5 Dämpfer-Verbundmodellierung für Simulationen im Kleinsignalbereich**

Aus der Analyse des amplituden- und frequenzabhängigen Verhaltens des DV ergibt sich die Fragestellung nach der adäquaten Modellierungsmethode und dem Detaillierungsgrad zur Modellierung eines DVM. Es gilt die erwartete Verbesserung eines erweiterten DVM (EDVM) zu einem als Vergleich dienenden Standard DVM (SDVM) aufzuzeigen. Ob die Ansätze auf heuristischen Modellierungsmethoden unter Verwendung von Sub-Kraftmodellen beruhen können gilt es zu klären. Deren Validierung findet anhand von Messungen am DVP statt.



## Kapitel 6 Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Kapitel werden alle Ergebnisse aus den einzelnen Kapiteln zusammengefasst und die Ergebnisse mit den Grenzen der Untersuchungen diskutiert. Des weiteren wird ein Ausblick über Ansätze für mögliche Verbesserungspotenziale gegeben.

## 2 Stand der Technik

In diesem Kapitel soll ein Überblick über den Stand der Technik zu Dämpfer-Verbunden (DV) und ihrer Rolle im Fahrkomfortbereich (häufig auch als ride comfort bezeichnet) aufgezeigt werden. Die Ergebnisse und dann noch offenen Fragen werden in der Zusammenfassung am Ende des Kapitels benannt. Zu klären ist nun, ob in der Literatur Definitionen der sogenannten Kleinsignalanregungen existieren, wie hoch deren Amplituden ausfallen und in welchem Frequenzbereich diese liegen. Es muss dann geklärt werden, wo fahrkomfortrelevante Anregungen im oder außerhalb des Systems entstehen, wie sie über den DV an den Aufbau übertragen werden, und wie sie sich auf die Fahrzeuginsassen auswirken. Eine sich weiter daraus ergebende Frage stellt sich, bezüglich der im DV auftretenden Kräfte und inwieweit diese auf quasistatische und dynamische Effekte im DV zurückzuführen sind. Die bestehenden Definitionen des Fahrkomforts werden anhand des Stand der Technik recherchiert und dienen als Basis für eine eigene Definition des Fahrkomforts. Dieses Wissen kann genutzt werden um mithilfe der Recherche von Modellen für Dämpfer, Stützlager und DV adäquate DVM zu erstellen. Sollen für die Parametrisierung von diesen DVM Charakterisierungstests und HiL-Tests durchgeführt werden, muss die Hard- und Software eines Prüffeldes entsprechend ausgelegt sein. Insbesondere im Kleinsignalbereich treten kleine Kräfte und Amplituden auf, was im sogenannten Hardware in the Loop (HiL) Betrieb, aufgrund von Echtzeitanforderungen an das System, besondere Herausforderungen an die Mess- und Aktuatortechnik von Prüfständen stellen kann. Hierzu findet eine Recherche zu existierenden Prüffeldern mit den entsprechenden Funktionalitäten statt. Aus den Anforderungen an die Charakterisierung für die Modellparametrisierung, der Höhe von Kleinsignalanregungen und dazu benötigter Prüfstandsdynamiken kann ggf. ein eigens zu entwickelnder Prüfstand entworfen werden.

### 2.1 Schwingungen und deren Auswirkungen im Fahrzeug

Durch den Unebenheitsverlauf von Straßen ausgelöste Starrkörperschwingungen im Fahrzeug entstehen hauptsächlich in einem Frequenzbereich bis ca. 25 Hz [17]. Dabei spielen die Hauptschwingungsrichtungen der Räder in  $z_1$ , des Aufbaus in  $z_2$ ,  $\varphi_2$  (Nicken) und  $\chi_2$  (Wanken) bei Geradeausfahrt die Hauptrolle (siehe Abbildung 2.1) [17].

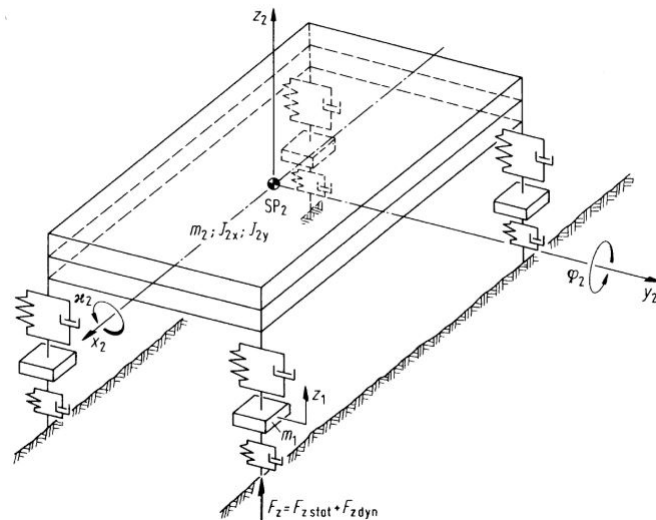


Abbildung 2.1: Beispiel eines einfachen Fahrzeugmodells mit Hauptbewegungsrichtungen [17]

Je nach Geometrie und Bauart von Radaufhängungen können wegen der Achskinematik durch Spur- und Sturzänderungen auch Bewegungen und Kräfte in Richtung  $x_2$  und Querichtung  $y_2$  entstehen [17]; diese sind jedoch nicht Umfang der weiteren Untersuchungen. Der Hauptanteil der in den Aufbau übertragenen Schwingungen wird auf den Dämpfer, bzw. auf den DV, die Gummi-Metalllager in den Lenkern und die Aufbaufeder zurückgeführt und wirkt somit hauptsächlich in Richtung  $z_2$ , also der Fahrzeugvertikalen. Es sei neben der genannten Vereinfachungen noch anzumerken, dass aufgrund von Reibung und Elastizitäten in den Lenkerlagern durchaus Auswirkungen in weiteren Koordinatenrichtungen auftreten können. Dies wird jedoch hier nicht genauer untersucht, weshalb eine gewisse Unsicherheit hingenommen werden muss.

Viele in der Literatur gängige Beschreibungen zu möglichen Schwingungsphänomenen und den möglichen Entstehungs- und Übertragungsquellen können wie folgt erfasst werden [18, 5, 19, 20, 21]. Bezüglich der Frequenzbereiche in denen diese Phänomene auftreten existieren unterschiedliche Interpretationen, was eine eindeutige Zuordnung nicht möglich macht [18, 5]. Eine mögliche Einteilung der Schwingungsbereiche der fahrkomfortrelevanten Schwingungseffekte können in „die drei Bereiche Handling (0 Hz bis 5 Hz), Fahrkomfort (5 Hz bis 30 Hz) und Rauheit/Akustik (> 30 Hz)“ [5] aufgeteilt werden. Diese Bereiche stellen Schnittmengen aus den gängigen „Definitionen in der Literatur“ [5] dar.

### 2.1.1 Kleinsignalanregung und deren Definitionen

Typischerweise wird das Wort Kleinsignal im Zusammenhang mit elektrischen Schwingungen verwendet. Dort bezieht es sich auf kleine Amplituden elektrisch schwingungsfähiger Systeme. Es ist jedoch möglich, diesen Begriff auch für Weg- und Geschwindigkeitsamplituden zu verwenden. Wie das Unterkapitel 2.1.3 zeigen wird, entstehen durch Straßenebenheiten induzierte Schwingungen, und damit ein nicht unerheblicher Eintrag durch Kleinsignalanregungen im Sinne von kleinen Amplituden am Dämpfer und DV, schon ab einem Frequenzbereich von 0.5 Hz und stellen einen nicht zu vernachlässigenden Anteil der Schwingungen dar. Des weiteren liegen die für den Fahrkomfort relevanten Frequenzen bei 0.8 Hz bis 2 Hz (Aufbaueigenfrequenz), bei 4 Hz bis 8 Hz (Schwingsystem Mensch) und bei 10 Hz bis 16 Hz (Radeigenfrequenz). Die Betrachtung kleiner Anregungen ist insbesondere dann wichtig, wenn neben der reinen Weg- und Geschwindigkeitsabhängigkeiten von Fahrwerksbauteilen eine nicht unerhebliche Abhängigkeit von der Frequenz aber auch von der Amplitude besteht [1, 22, 23]. Dies betrifft insbesondere die Bauteile, welche als isolierendes Material Schäume oder Elastomere verbaut haben [22, 23, 24]. Jedoch kann auch ein Dämpfer ein von der Anregungsfrequenz und -amplitude abhängiges Verhalten aufweisen [8, 25]. Bezüglich der Weg- und Geschwindigkeitsamplituden im Kleinsignalebenebereich sowie deren Höhe ist wenig in der aktuellen Literatur publiziert. Einige Veröffentlichungen geben mögliche Absprungbasen für eine eigene Definition.

Meljnikov et al. definieren sogenannte Kleinsignalanregungen als Anregungen, welche kleine Amplituden in einem kleinen, definierten aber nicht weiter benannten Frequenzbereich aufweisen. [26]

Sie werden nach Troulis in einem Frequenzbereich ab 10 Hz eingeordnet, sind jedoch nicht genauer spezifiziert. [1]

Boggs et al. definieren kleine Geschwindigkeiten im „Übergangsbereich von kleinen zu großen Geschwindigkeiten“ bei 387 mm/s [27]. Die Höhe von Wegamplituden werden jedoch nicht näher beschrieben.

Scheiblegger stellt fest, dass der lineare Bereich der von ihm untersuchten Elastomeren in Stützlagern bei bis zu  $\pm 3$  mm liegt. Da dort schon der progressive Teil des Lagers beginnt, welcher den Elastomerbauteilen durch Wegbegrenzung als Schutz dienen soll, untersucht er jedoch lediglich den Bereich bis  $\pm 2$  mm. [14]

Es gibt bezüglich der am Dämpfer auftretenden Amplituden einige simulative Untersuchungen mittels VFM und künstlicher Unebenheitsverläufe von Straßen. Um dabei auf

eine realitätsnahe Abschätzung der fahrkomfortrelevanten Weg- und Geschwindigkeitsamplituden des Dämpfers zu schließen, kann die Standardabweichung des Differenzweges, bzw. der Differenzgeschwindigkeit zwischen Aufbau- und Radmasse herangezogen werden [17]. Diese berechnet sich für einen Vektor  $A_A$  und seinen Vektorelementen  $A_{Ai}$  mit endlicher Länge, also  $N$  Elementen zu

$$\sigma_s = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N |A_{Ai} - \mu|^2} \quad (2.1)$$

mit dem Mittelwert  $\mu$

$$\mu = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N A_{Ai} \quad (2.2)$$

jeweils für den Parameter  $\sigma_s$ , also die Standardabweichung des Differenzweges, oder der Standardabweichung der Differenzgeschwindigkeit, oder der Standardabweichung der Differenzbeschleunigung. Mit dem Zusammenhang der dreifachen Standardabweichung

$$z = 3 \cdot \sigma_s \quad (2.3)$$

liegen 99.7% der jeweiligen Werte dann im Bereich  $\pm z$ . Wird eine statische Ruhelage der Massen des untersuchten Modells vorausgesetzt, lassen sich erste Aussagen über die relativen maximal auftretenden Amplituden für die am Dämpfer auftretenden Amplituden ableiten, die ihre Ursache in den stochastischen Straßenanregungen haben. In der Literatur werden Ergebnisse für diese Verfahren zur Ableitung von  $\sigma_s$  aus Simulationsdaten [17, 28, 29] aufgezeigt.

In seiner Dissertation berechnet Klinger die maximalen Amplituden für einen Unebenheitsverlauf mit relativ hoher Spektralen Leistungsdichte (auch Power Spectral Density; PSD) des Unebenheitsverlaufs von  $20 \text{ cm}^3$  und einer Fahrgeschwindigkeit von  $75 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  (ca.  $21 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ ) für zwei verschiedenen Dämpfereinstellungen. [28]

Im Beispiel von Mitschke und Wallentowitz wird ein Fahrzeug mit Fahrgeschwindigkeit  $v = 20 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  über eine Straße mit einer PSD des Unebenheitsverlaufs von  $4 \text{ cm}^3$  simuliert und die Wegamplituden ermittelt. [17]

## 2.1 Schwingungen und deren Auswirkungen im Fahrzeug

Ein Vergleich u. a. bezüglich auftretender Wegamplituden von drei europäische Straßentypen („gute Hauptstraße“, „mittlere Nebenstraße“, „sehr schlechte Straße“) [29] bei je unterschiedlichen Geschwindigkeiten wird von Sharp und Hassan angestellt. [29]

Die zusammenfassenden Ergebnisse aus den oben genannten Untersuchungen, sind durch Angabe der Standardabweichungen  $\sigma_s$  und dem sich daraus ergebenden maximalen Platzbedarf  $z$  bei unterschiedlicher Fahrgeschwindigkeit  $v$  in Tabelle 2.1 aufgezeigt. Alle Simulationsergebnisse basieren in den Quellen auf ähnlichen VFM mit hauptsächlich konstanten Werten für z. B. die Reifenfeder und -dämpfer sowie Aufbaufeder und -dämpfer.

Tabelle 2.1: Maximale Dämpferwegamplituden mit Standardabweichung  $\sigma_s$  und maximaler Amplitude  $z$  mit Auftrittswahrscheinlichkeit 99.7% aus der Literatur

Quelle	Straßengüte	Dämpfermodell	$v$ in $\frac{m}{s}$	$\sigma_s$ in mm	$\pm z$ in mm
[28]	„mittel“ $20 \text{ cm}^3$	„Linear, Komfortoptimal“	20.8	16.5	49.5
		„Linear, Realitätsnah/höher“		11.7	35.0
[17]	„gut“ $4 \text{ cm}^3$	„Linear“	20.0	5.6	16.8
[29]	„gut“ $0.5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^{0.5}$	„Linear“	31.1	9.7	29.1
	„mittel“ $5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^{0.5}$		20.0	22.1	66.3
	„schlecht“ $30 \cdot 10^{-6} \text{ m}^{0.5}$		13.3	40.0	120.0

Zu beachten ist, dass die Ergebnisse sehr stark von den Fahrzeugmodellparametern aber auch von der Straßengüte und der Fahrgeschwindigkeit abhängen können. Sie geben jedoch einen guten Überblick als Referenz für eigene Simulationen. Zu erkennen ist an den Ergebnissen von Klinger, dass die maximale Wegamplitude mit höherer Dämpfung verringert wird [28], was auch in [17] beschrieben wird. Sharp und Hassan verwenden für die Beschreibung der Straßengüte mit der Einheit  $\text{m}^{0.5}$  eine etwas andere Herangehensweise, die auf einer vereinfachten Beschreibung der PSD des Unebenheitsverlaufs basiert, jedoch ähnliche Ergebnisse liefert wie der vorher beschriebene Ansatz [29].

Die in der Literatur verwendeten Straßengüten umfassen meist relativ „schlechte“ Straßengüten und damit hohe Anregungsamplituden. Zu erkennen ist dabei, dass dann auch die sich ergebenden Wegamplituden am Dämpfer recht hoch ausfallen. Für als „gut“ definierte Straßen werden Amplituden von 16.8 mm ([17]) bzw. 29.1 mm ([29]) erfasst. Dies bedeutet jedoch lediglich, dass 99.7% der Wegamplituden in einem Bereich bis max. 16.8 mm bzw. 29.1 mm liegen.

Mit der Standardabweichung kann abgeschätzt werden wie hoch die maximal auftretenden Amplituden an einem Dämpfer sein werden, jedoch ist nicht direkt ersichtlich wie häufig eine bestimmte Amplitude oder ein bestimmter Amplitudenbereich vorkommen. Durch die Auswertung der aus der Simulation oder einer Messung stammenden Differenzweg-, Differenzgeschwindigkeits- und Differenzbeschleunigungssignale ist durch deren Einordnung in Gruppen mit festen Amplitudenintervallen, eine Aussage über die relative Häufigkeit dieser Gruppierung in einem Simulationsergebnis möglich. Hierzu gibt es zahlreiche Algorithmen, welche über die sogenannte Histogrammfunktion diese Auswertung ermöglichen.

Zu erkennen ist nun, dass keine eindeutige Definition der Kleinsignalanregungen existiert. Dies gilt insbesondere für die Höhe von Geschwindigkeits- oder Beschleunigungsamplituden, weshalb basierend auf den Rechercheergebnissen und auf Untersuchungen, welche in Kapitel 4 näher aufgeführt sind, eine eigene Definition hierzu erstellt wird. Der Wegamplitudenbereich für den linearen Bereich der später untersuchten Stützlagerkennlinie liegt nach den später vorgestellten Untersuchungsergebnissen aus Kapitel 4 mit ca. 40-60 % im Bereich bis 2 mm. Dies entspricht dem linearen Bereich der Kennlinie bevor der progressive Teil des Stützlagers beginnt. In diesem Bereich unterstützt das Stützlager den Fahrkomfort, weshalb dieser Bereich hier gewählt wird. Wie Kapitel 2.2.1 zeigen wird, liegt die kleinste Charakterisierungsgeschwindigkeit bei Standardtests von Dämpfern bei  $52 \frac{mm}{s}$  was nach den Untersuchungsergebnissen aus Kapitel 4 zwischen 50-70 % der Amplituden am DV ausmacht. Dies ist ein recht großer Wert wenn die Auswirkungen kleiner Anregungsgeschwindigkeiten auf den Fahrkomfort untersucht werden sollen. Aus diesen Betrachtungen und basierend auf den Ergebnissen welche in Kapitel 4.1 vorgestellt werden, soll folgende Festlegung in dieser Arbeit für als Kleinsignale bezeichneten Signale gelten. Kleinsignale im Sinne von Weg- und Geschwindigkeitsamplituden bezogen auf DV-Bewegungen, sind hier wie folgt festgelegt:

- Wegamplituden  $\leq 2$  mm
- Geschwindigkeitsamplituden  $\leq 52 \frac{mm}{s}$
- Frequenzbereich bis 20 Hz

### 2.1.2 Fahrkomfort

Fahrkomfort im Allgemeinen betrachtet alle auf die Insassen wirkenden Schwingungsarten, sowohl während der Fahrt, als auch im Stand. Dies schließt sämtliche Geräusche

## 2.1 Schwingungen und deren Auswirkungen im Fahrzeug

und Beschleunigungen, welche auf die Insassen wirken ein [13]. Zu unterscheiden sei hier zwischen den hörbaren und den sogenannten fühlbaren Schwingungen, welche, ausgelöst durch Vibrationen, bis ca. 20 Hz vom Menschen erfasst werden (siehe Abbildung 2.2) [13].

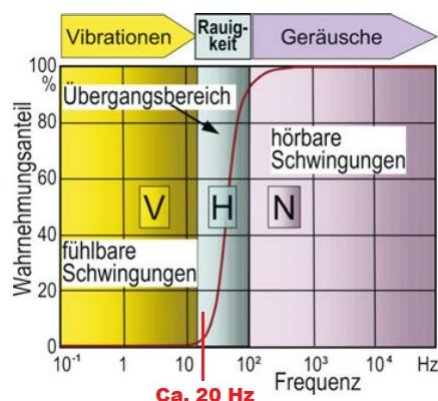


Abbildung 2.2: Frequenzbereich der hörbaren und fühlbaren Schwingungen mit Übergangsbereich [13]

Es gibt jedoch auch einen Übergangsbereich (zwischen ca. 20 Hz und 100 Hz) in dem die rein tieffrequenten Schwingungen in die hörbaren höherfrequenten Schwingungsbereiche übergehen [13].

Aufgrund ihrer Verbindung über das Fahrwerk haben die „ungefederten“ Massenanteile einen starken Einfluss auf die Aufbaubeschleunigung. Den Hauptanteil des Einflusses auf Vertikalschwingungen stellt dabei der DV als Übertragungsglied zwischen Rad und Aufbau dar. Der oft zitierte Kompromiss passiver Fahrwerksysteme zwischen Fahrkomfort (Schwingungsisolierung zu den Fahrzeuginsassen) und Fahrsicherheit (ständiger Kontakt der Reifen zur Fahrbahn) kann in gewissen Grenzen durch (semi)aktive Fahrwerkkomponenten optimiert werden.

Besonders die Schwingungen von Antriebsaggregaten und die Anregungen durch die Fahrbahn nehmen den größten Anteil am Einfluss auf den Fahrkomfort ein [13, 17, 30, 31]. Es wird in der Entwicklung versucht einen guten Kompromiss zwischen Komfort und Bauteilschutz durch geeignete Dämm- und Dämpfungselemente zu finden. Es gibt jedoch Untersuchungen zu Schwingungsphänomenen, die unabhängig von diesen Optimierungsmaßnahmen auftreten können. Diese werden z. B. als bauteilinduzierte Schwingung durch den Dämpferkolben als schwingungsfähige Masse ausgelöst. Dieser begrenzt sich jedoch nach Stretz auf den hörbaren Fahrkomfortbereich [8].



## 2.1 Schwingungen und deren Auswirkungen im Fahrzeug

---

Es ist dabei zu beachten, dass im Frequenzbereich der fühlbaren Schwingungen, diese Schwingungen von Fahrzeuginsassen nicht unbedingt auch sensiert werden müssen. Knauer beschreibt dies als „Maskierung“ [18] von Signalen in gewissen Frequenzbereichen, was darauf zurückzuführen ist, dass andere Frequenzbereiche dominanter im Vordergrund stehen und somit einen einzelnen Frequenzbereich aus dem Fokus drängen. Dafür verantwortlich sind die sogenannten „Rezeptionsschwellen“ [18], welche als Empfinden des menschlichen Körpers interpretiert werden können, ab dem die Intensitäten von Anregungen in einem gewissen Frequenzbereich in den Vordergrund treten. Dies ist ein Mechanismus im menschlichen Körper, welcher als subjektives empfinden, also als Fahrkomfort, beschrieben werden kann. Die empfindlichsten Organe und Körperteile des Menschen, welche sensibel auf Schwingungen reagieren, fasst Knauer hauptsächlich in einem Frequenzbereich ab 2-3 Hz bis 20 Hz zusammen. [18]

Der Fahrkomfort kann unterschiedlich beurteilt werden, wobei in der subjektiven Fahrkomfortbeurteilung versucht wird, das Fahrverhalten, die auftretenden Schwingungen und weitere Rückmeldungen von der Fahrbahn sowie von Elementen zur Fahrzeugsteuerung zu bewerten. Wie diese Bezeichnung angibt ist das Verfahren subjektiv und somit abhängig von der beurteilenden Person, deren Befinden und von Umwelteinflüsse. Die Bewertung, die möglichst bei gleichen Umweltzuständen stattfinden muss, kann durch ein Punktesystem ausgedrückt werden. Da es kein standardisiertes Verfahren für die Bewertung gibt, werden meist von jedem Fahrzeughersteller eigene Verfahren verwendet. Besonders geschulte Fahrer, aber auch normale Fahrzeugbenutzer, können dann als Testperson herangezogen werden. [13]

Für die Simulation ist dieses Bewertungssystem nicht geeignet, da die oben angesprochenen Bewertungen subjektiv und nicht beliebig reproduzierbar sind. Für die objektive Fahrkomfortbewertung kann versucht werden, subjektive Werte in objektive reproduzierbare und messbare Werte zu überführen. Hierbei wird in vielen Fällen auf Beschleunigungswerte im Fahrzeug Bezug genommen, die auf die Fahrzeuginsassen wirken. Für eine vereinfachte Betrachtung im fahrkomfortrelevanten Bereich ist es für Untersuchungen oft sinnvoll die Beschleunigungswerte, welche am Aufbau bzw. an der Sitzschiene auftreten, zu betrachten. [13]

Für die objektive Fahrkomfortbewertung existieren verschiedenste Kennzahlen und Ermittlungsverfahren, wobei im weiteren Verlauf die wichtigsten kurz beschrieben werden:

- Effektiv bewerteter Beschleunigungswert  $a_{wT}$

- Vergrößerungsfunktion der Aufbaubeschleunigung  $V_A$
- PSD des Aufbaus aufgrund des Unebenheitsverlaufs der Straße

Der menschliche Körper wird im Ganzen als schwingungsfähiges System gesehen, welches in bestimmten Anregungsfrequenzen empfindlich auf Beschleunigungen reagiert. Die für das Fahrkomfortempfinden verantwortlichen Körperteile des menschlich Körper besitzen nicht bei jeder Frequenz das gleiche Empfinden, weshalb es sinnvoll ist eine Gewichtung in relevanten Frequenzbereichen durchzuführen. Mit der Richtlinie VDI 2057 wird bezüglich der auftretenden Beschleunigungen bei für den Mensch fühlbaren Frequenzen eine Filterung durch eine Bewertungskurve im Frequenzbereich zur Verfügung gestellt [16]. Das ist notwendig, da der menschliche Körper besonders in den Bereichen seiner Eigenfrequenzen von teilweise schon ab 0.5 Hz bis 8 Hz am empfindlichsten reagiert und somit schon kleinere Beschleunigungswerte als unangenehm empfunden werden, wohingegen in anderen Frequenzbereichen kaum Auswirken zu merken sind [16, 18, 17].

Das Vorgehen zur Berechnung von  $a_{wT}$  kann wie folgt beschrieben werden. Mittels einer Fast-Fourier-Transformation (FFT) wird die unbewertete Beschleunigung am Sitz  $a(t)$  vom Zeitbereich in den Frequenzbereich überführt. Die jetzt von der Frequenz abhängige Beschleunigung  $a(f)$  ergibt durch Frequenzfilterung mit der frequenzabhängigen Bewertungskurve den nun frequenzbewerteten Beschleunigungsverlauf  $a_w(f)$ . Durch Rücktransformation in den Zeitbereich erhält man  $a_w(t)$ . Es ergibt sich der aussagekräftige effektive bewertete Beschleunigungswert  $a_{wT}$  [16] unter Einbezug der Einwirkungsdauer  $T$  zu

$$a_{wT} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a_w^2(t) dt}. \quad (2.4)$$

Eine Ermittlung von frequenzbewerteten Kennzahlen ist aufgrund der Gewichtung nun möglich. Abbildung 2.3 zeigt den Zusammenhang zwischen der frequenzbewerteten effektiven Beschleunigung und der subjektiven Wahrnehmung [13].

## 2.1 Schwingungen und deren Auswirkungen im Fahrzeug

Effektivwert $a_{wT}$ der Beschleunigung $a_w(t)$	Beschreibung der Wahrnehmung
$< 0,010 \text{ m/s}^2$	Nicht spürbar
$0,015 \text{ m/s}^2$	Wahrnehmungsschwelle
$0,020 \text{ m/s}^2$	Gerade spürbar
$0,080 \text{ m/s}^2$	Gut spürbar
$0,315 \text{ m/s}^2$	Stark spürbar
$> 0,315 \text{ m/s}^2$	Sehr stark spürbar

Abbildung 2.3: Zusammenhang zwischen effektiver frequenzbewerteter Beschleunigung  $a_{wT}$  und subjektiver Wahrnehmung [13]

Für grundlegende Fahrkomfortuntersuchungen hat sich das sogenannte Viertel-Fahrzeugmodell (VFM, hier als Zweimassenmodell ausgeführt) durchgesetzt. Dieses kann auch für Simulationen mit Straßenanregungen und dem damit enthaltenen Kleinsignalreich, verwendet werden und liefert dabei sehr gute Ergebnisse [30, 9, 20, 28, 21, 32]. Mit diesem kann die Vergrößerungsfunktion  $V_A$  der Aufbaubeschleunigung berechnet werden, welche bspw. über freischneiden und Herleitung der Differenzialgleichungen (DGL) basierend auf dem VFM inklusive des Reifens aufgestellt werden. Dieses VFM wird in ähnlicher Form auch in Kapitel 3.6 zur Anwendung kommen (siehe Abbildung 2.4).

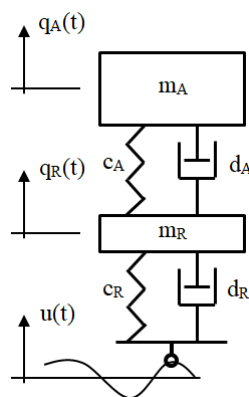


Abbildung 2.4: VFM zur Herleitung der DGL und der Vergrößerungsfunktion

Die lineare DGL für das System lautet durch Herleitung mit dem Schwerpunktsatz und nach Abspalten der statischen Durchsenkung aufgrund der Erdbeschleunigung, für den Aufbau

$$m_A \cdot \ddot{q}_A = -d_A \cdot (\dot{q}_A - \dot{q}_R) - c_A \cdot (q_A - q_R) \quad (2.5)$$

bzw. für das Rad (inkl. ungefederter Massen)

$$m_R \cdot \ddot{q}_R = -d_A \cdot (\dot{q}_R - \dot{q}_A) - c_A \cdot (q_R - q_A) - d_R \cdot (\dot{q}_R - \dot{u}) - c_R \cdot (q_R - u) \quad (2.6)$$

mit der Aufbaumasse  $m_A$ , der Radmasse  $m_R$ , der Aufbaudämpfung  $d_A$ , der Aufbaufedersteifigkeit  $c_A$ , der Reifendämpfung  $d_R$  und der Reifensteifigkeit  $c_R$  sowie den Zustandsgrößen Aufbauweg  $q_A$ , Radweg  $q_R$  und bspw. des Unebenheitsverlaufes der Straße  $u$  als Eingang. Aufgrund des einfachen Reifenmodells im VFM, werden reale Effekte wie bspw. die filternde Wirkung durch den Reifenlatsch, den sogenannten Latschfilter, wie in [33] beschrieben, nicht einbezogen. Durch die Fußpunktanregung des Modells ergibt sich die Aufbaubeschleunigung  $\ddot{q}_A$ , die dann hier der unbewertete Beschleunigung am Sitz, entspricht. Die Vergrößerungsfunktion mit dem bewerteten Beschleunigungsverlauf  $a_w(f)$  kann über der Anregungsfrequenz angegeben werden. Bezieht man  $a_w(f)$  auf  $u$  ergibt sich die Vergrößerungsfunktion  $V_A$  der Aufbaubeschleunigung in Anlehnung an Mitschke [17] als

$$V_A = \frac{a_w(f)}{u}. \quad (2.7)$$

Unter Bezugnahme auf die Aufbaubeschleunigung bzw. der dynamischen Radlastschwankungen kann eine Aussage über den Einfluss der Dämpfung auf die Eigenfrequenzen getroffen werden [34]. Eine erhöhte Dämpfung reduziert im Bereich der Eigenfrequenzen die Aufbaubeschleunigung und erhöht den Kontakt des Reifens zur Straße, erhöht jedoch die Beschleunigungsamplituden des Aufbaus im Bereich von 0.5 Hz bis 8 Hz, in dem der Mensch sehr empfindlich auf Vibrationen reagiert [34]. Diese Betrachtungen führen unter der Verwendung der Richtlinie VDI 2057 [16] zu dem angesprochenen Konflikt zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit (siehe Abbildung 2.5) [13].

## 2.1 Schwingungen und deren Auswirkungen im Fahrzeug

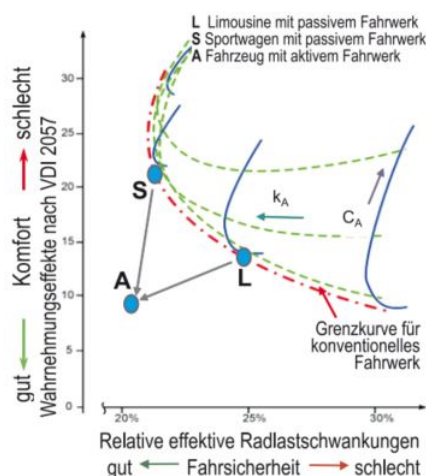


Abbildung 2.5: Konfliktschaubild zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit unter Einbezug der Aufbaudämpfung und Aufbaufedersteifigkeit [13]

Für den in Abbildung 2.5 gezeigten Fall ist zu erkennen, dass bspw. unter Verwendung einer konstanten Aufbaufedersteifigkeit  $c_A$ , sich die Variation der optimalen Dämpfung  $k_A$  nur entlang einer Kurve, der Pareto-Front, bewegen kann. Die Pareto-Front stellt den maximal besten Kompromiss dar, welcher für das Fahrwerk mit den Parametern Aufbaufedersteifigkeit und Dämpfung erreicht werden kann.

### 2.1.3 Fahrbahn- und bauteilinduzierte Schwingungen

Schwingungen im Fahrzeug können unterschiedliche Quellen haben. Dabei muss unterschieden werden ob sie aus der Fahrbahn oder aus Fahrwerksbauteilen entspringen. In Tabelle 2.2 ist eine Übersicht über Schwingungsphänomene mit dem Übertragungsglied DV aufgelistet, welche Einfluss auf den Fahrkomfort im Frequenzbereich bis 20 Hz in vertikaler Richtung des Aufbaus nehmen können [13].

Tabelle 2.2: Übersicht der Schwingungsphänomene mit dem Übertragungsglied DV im Frequenzbereich bis 20 Hz

Phänomen	Frequenzbereich in Hz
Aufbauschwingungen	0.8 - 5
Reiten, Freeway-Hop	2 - 5
Stuckern	7 - 15
Prellen	7 - 25
Achsschwingungen	10 - 20

Die Auswirkungen der Schwingungen von Antriebsaggregaten auf den Aufbau und damit auf die Fahrzeuginsassen sind nach [17] auf Anregungen durch die Unebenheitsverläufe von Straßenoberflächen und auf Anregungen durch Motorerregungen (Massenkräfte und -momente, sowie Gasmomente) zurückzuführen. Die zuletzt genannten Anregungen können bei angenommener gleichmäßiger Verbrennung des Motors je nach Drehzahl im Frequenzbereich zwischen 30 Hz und 200 Hz angenommen werden. Die Auswirkungen der Schwingungen von Antriebsaggregaten spielen bei stochastischen Unebenheitsverläufen von Straßenoberflächen nach [17] eine eher untergeordnete Rolle. Aus diesen Gründen wird auf eine weitere Betrachtung dieser Anregungen mit den sicherlich vorhandenen Kleinsignalen in dieser Arbeit im weiteren Verlauf verzichtet.

Eine für das Schwingverhalten von Fahrzeugen wichtige Rolle spielt die Anregung durch den Unebenheitsverlauf der Straße, der im betrachteten Frequenzbereich von 20 Hz die größte „Erregerquelle für das Schwingungssystem Fahrzeug“ [13] darstellt. Dieser ist maßgeblich für die Anregung des Fahrwerks und des Fahrzeugs über die Reifen verantwortlich und kann mittels stochastischer Oberflächenprofile bspw. auch als synthetisches Wegsignal beschrieben werden [35]. Der Unebenheitsverlauf der Straße stellt relativ zu einer ideal glatten Oberfläche den Unebenheitsverlauf über den gefahrenen Weg dar. Die tatsächlich am Dämpfer auftretenden Frequenz- und Amplitudenspektren hängen dabei von vielen Faktoren wie der Straßengüte, dem Reifen oder dem Achstyp und dessen Feder- und Dämpferübersetzungsverhältnis ab.

Eine, wenn auch sehr aufwändige und schwer reproduzierbare, Möglichkeit die tatsächlich auftretenden Weg- und Geschwindigkeitsamplituden zu ermitteln ist die über Fahrversuche mit entsprechender Messtechnik (Kameras, Beschleunigungssensoren und Wegaufnehmer) an den entsprechenden Positionen am Fahrwerk und z. B. an der Sitzschiene.

Liev zeigt einen Systemansatz auf, mit dem eine anregungsunabhängige Identifikation des Fahrkomforts möglich wird [36]. Hierfür werden zuerst von der Anregung durch die Unebenheitsverläufe von Straßen abhängige Übertragungsfunktionen von der Straße zur Aufbaubeschleunigung entwickelt und validiert. Diese sollen dann um einen Arbeitspunkt als „anregungsunabhängige Charakterisierung des Schwingungskomforts eines Fahrzeugs“ [36] dienen. Die Qualität der entwickelten Übertragungsfunktionen hängt wie bei anderen von Fahrversuchen basierten Fahrkomfortbewertungsverfahren dabei jedoch stark von den oben genannten Randbedingungen des Testfahrers und der Umwelt ab. [36]

Mittels sogenannten Profilometern kann nach Lushnikov et al., der Unebenheitsverlauf und die Bewegung am Dämpfer ermittelt werden. Dies wird ermöglicht durch den Einsatz

einer Kamera, welche das Höhenprofil der Fahrbahn abfilmt und Beschleunigungssensoren, welche die Dämpferkolbenbeschleunigungen erfassen. Durch die Synchronisation mit der Fahrgeschwindigkeit des Fahrzeugs, lässt sich so ein Unebenheitsverlauf der Straße erstellen und gleichzeitig die Amplituden am Dämpfer ermitteln. [37]

Es weisen messtechnisch erfasste Unebenheitsverläufe einen oft „stark instationären Charakter“ [18] auf. Eine weitere Möglichkeit zur Ermittlung der Höhe von Anregungen, basiert auf der Überlegung, dass bei der Fahrwerksentwicklung neben dem Fahrkomfort und der Fahrsicherheit auch häufig der zur Verfügung stehende Bauraum, also der dynamische Platzbedarf der Aufbaufeder (auch Rattlespace genannt) beachtet werden muss [17, 28, 21]. Hierbei erfährt ein Rad (bzw. die Achse) neben der Einfederung durch die Aufbaumasse auf eine statische Ruhelage auch überlagerte dynamische Wegamplituden die durch deren Standardabweichung über den betrachteten Zeitraum oder Fahrweg ausgedrückt werden können [17]. Mittels künstlich erzeugter Unebenheitsverläufe als Anregungseingang am Reifenmodell, kann somit eine Abschätzung der zu erwartenden Amplituden am Dämpfer getroffen werden.

Klinger setzt diese Methode ein um bei Variation der Fahrwerksparameter (Dämpfung, Aufbaufedersteifigkeit usw.) auf den angesprochenen Zielkonflikt zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit zu schließen und den benötigten Platzbedarf der Aufbaufeder vor Auftreffen auf die Zusatzfedern (Zug- und Druckanschläge) zu ermitteln. Die ermittelte Höhe der Amplituden gibt auch Auskunft darüber, wie groß der Anteil kleiner Amplituden im DV ist. Er verwendet hierzu künstlich erzeugte Unebenheitsverläufe basierend auf der Einstufung der Straßengüte. [28]

Klockiewicz et al. verwenden aus Messungen am Rad abgeleitete Amplituden um damit künstliche äquivalente Anregungen zu erzeugen. Diese dienen dazu Fahrzeugmodelle mit Anregungen zu beaufschlagen und u. a. auf den benötigten Platzbedarf im Radkasten durch die Höhe der simulierten Amplituden am Dämpfer schließen zu können. [21]

Die letzteren Verfahren haben alle gemein, dass sie adäquate künstliche Straßenprofile benötigen.

Ambroz et al. verwenden für die Erzeugung von Sektoren künstlicher Straßenprofile aus Messungen abgeleitete 3-D Straßenmodelle. Diese wurden so aufbereitet, dass sie neben dem Höhenprofil zusätzliche Informationen über den Reibungswert des betrachteten Straßenteils besitzen. [38]

Zur Erzeugung künstlicher von Messungen unabhängiger Unebenheitsverläufe von Straßen existieren verschiedene Verfahren. Johannesson et al. zeigen einen Weg auf, welcher durch einen stochastischen Ansatz basierend auf einer „generalisierten Laplace Verteilung“ [39] basiert. Die gänzlich künstlich erzeugten Unebenheitsverläufe verwenden u. a. Rauheitsindikatoren von echten Straßenprofilen und werden dann jedoch anhand dieser validiert. [39, 40, 41]

Künstliche, nicht auf Messungen basierende Unebenheitsverläufe einer Straße können auch als Näherung mittels eines zweidimensionalen stochastischen weißen Rauschprozesses nachgestellt werden [13, 17, 35].

Im jetzt weiter betrachteten Fall ist die Höhe des synthetisch erzeugten Unebenheitsverlaufes der Straße  $h(x)$  am Reifenlatsch abhängig von der Translation  $x$ , also vom zurückgelegten Weg des Fahrzeugs. Die Herleitung der synthetischen Werte für  $h(x)$ , welche in das VFM dann als Unebenheitsverlauf der Straße  $u$  eingehen, kann zuerst anhand harmonischer und dann periodischer Anregungen erfolgen. Dies ermöglicht im letzten Schritt die Überführung in stochastische Rauschprozesse und deren Beschreibung mittels weißem Rauschen. Als Eingang dient die spektrale Leistungsdichte einer zu simulierenden Straße, was es ermöglicht, gezielt Unebenheitsverläufe von Straßen mit Kleinsignalanregungen zu erstellen. VFM können bei einer sehr einfachen Modellierung des Reifens Modelldefizite aufweisen. Zur Verbesserung der Modellqualität, können zusätzlich Ergänzungen wie z. B. lineare Filter, welche u. a. den Latsch am Reifen abbilden, mit in die Erzeugung künstlicher Unebenheitsverläufe der Straße einbezogen werden [33]. Anzumerken ist weiter, dass der Dämpfer und die Aufbaufeder im Allgemeinen nicht entlang der Längsachse im Radaufstandspunkt angreifen, weshalb theoretisch zuerst auf diesen umgerechnet werden muss [42, 13]. In den meisten Fällen sind diese Übersetzungsverhältnisse kleiner als 1, was auch zu kleineren Weg- und Geschwindigkeitsamplituden führt und somit eher die Tendenz zu Kleinsignalen aufweist.

## 2.2 Methoden für Dämpfer-Verbundtests

Für die Parametrisierung von DVM im Kleinsignalbereich, ist die Gewinnung der entsprechenden Werte von hoher Bedeutung. Die besondere Herausforderung besteht insbesondere darin, geeignete Charakterisierungsmethoden für den Kleinsignalbereich zu verwenden. Diese müssen so konzipiert sein, dass die amplituden- und frequenzabhängigen Modellteile bedatet werden können. Für diese Zwecke werden an die Aktuatoren und Sensoren



hohe Anforderungen bezüglich Messgenauigkeit, Dynamik und Stellgenauigkeit gestellt. Das betrifft dann auch die Auswertelektronik und die Regler der Aktuatoren, welche entsprechende kleine Latenzen aufweisen müssen. Ein Mittel um Komponenten für Prüfstände zu wählen und deren Verhalten für den spezifischen Einsatz auszulegen, ist das geplante System als Modell abzubilden. Hierdurch wird eine Vorauslegung der Komponenten aber auch der Reglerparameter möglich. Oft reicht dafür eine Abschätzung mit relativ einfachen Modellen für die Vorauslegung schon aus.

### 2.2.1 Charakterisierungsmethoden von Dämpfer-Verbunden

Ein sehr häufig verwendeter Charakterisierungstest zur Parametrisierung von Fahrzeugdämpfern für die sogenannte VDA-Charakteristik, basiert auf sinusförmigen Charakterisierungstests, wobei der zu testende Dämpfer meist aufrecht in einem Prüfgestell verbaut ist. Der sinusförmige Verlauf beruht auf einer historischen Anwendung, in der es einfacher war den Hub bzw. die Testgeschwindigkeit der VDA-Tests mit drehenden Maschinen und einer Kolbenstange umzusetzen. Durch Änderung der konstanten Umdrehungszahl wurde so eine sich einstellende Frequenz der Wegamplitude erreicht. Der Dämpferfuß wird dann mit einem Weg beaufschlagt, der durch den sinusförmigen Verlauf als um  $90^\circ$  phasenverschobene Geschwindigkeit angesehen werden kann. Die Ventile des Dämpfers (Kolben- und Bodenventile) dissipieren aufgrund ihrer Bauart Energie, die durch die Lochblenden in den Ventilen umgesetzt wird. Dadurch werden die Dämpfkräfte, welche als Reaktionskraft an der Dämpferkolbenstange erfasst werden, erzeugt. Diese spiegelt sich wieder in einer Kraft-Weg-Hysterese (F-s-Hysterese). Für den VDA-Test gibt es keine einheitliche Festlegung. Die Wegamplitude können mit 0.05 m bei Frequenzen bis ca. 5 Hz (ca.  $1.57 \frac{m}{s}$ ) durchgeführt werden [8], liegen jedoch auch mit Wegamplituden von ebenfalls 0.05 m mit bei Geschwindigkeit von  $0.079 \frac{m}{s}$  bis  $1.047 \frac{m}{s}$  [11]. Da die Dämpfkräfte überwiegend geschwindigkeitsabhängig sind wird aus der ermittelten F-s-Hysterese durch erfassen des Kraftwertes und der Geschwindigkeit bei Nulldurchgang des Dämpferweges jeweils ein Messpunkt für die Zug- und die Druckrichtung ermittelt. So ergibt sich für jede getestete Geschwindigkeit ein zugehöriger Kraftwert welcher in der sogenannten Kraft-Geschwindigkeits-Charakteristik (F-v-Charakteristik) festgehalten werden kann, wie Abbildung 2.6 zeigt.

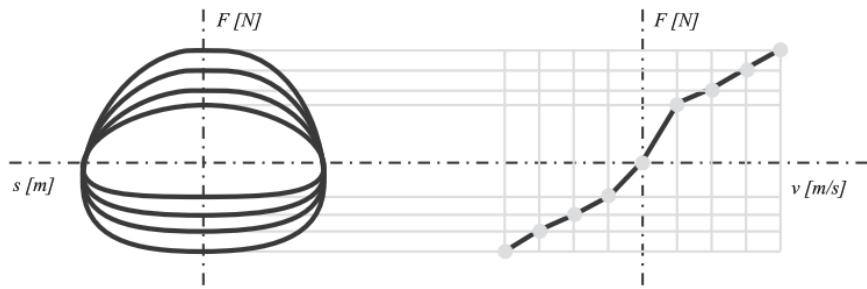


Abbildung 2.6: Ermittlung der F-v-Charakteristik aus der F-s-Hysterese [42]

Die meisten VDA-Tests haben gemein, dass sie meist mit sehr hohen Wegamplituden und bei kleinen Frequenzen durchgeführt werden, was eher dem Großsignalbereich zugeordnet werden kann. Die Dämpfercharakteristik weist im Allgemeinen einen nichtlinearen Verlauf der Dämpfungskraft über der Dämpfergeschwindigkeit auf.

Dabei sind Elastizitäten im Dämpfer enthalten, welche eine zusätzliche von den Dämpfereigenschaften abhängende Federleistung  $P_F$  und somit eine mehr oder weniger ausgeprägte Hysterese in der F-v-Charakteristik erzeugen kann. In Abbildung 2.7 ist dies abgebildet, wobei  $x$  dem Weg  $s$  entspricht.

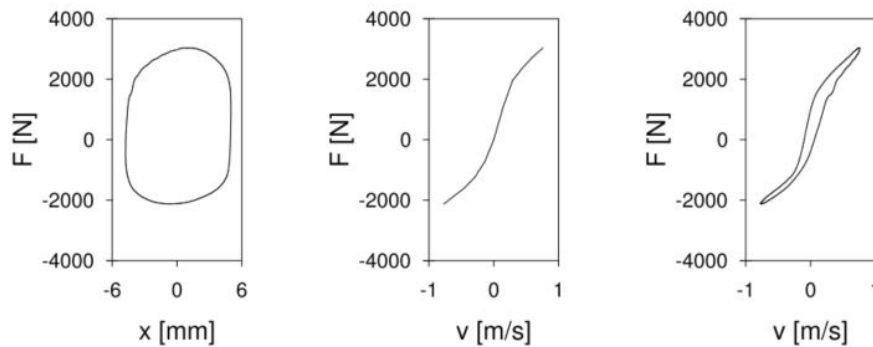


Abbildung 2.7: F-s-Hysterese (links), F-v-Charakteristik (mitte) und dynamische F-v-Charakteristik (rechts) [8]

Diese gemessene dynamische F-v-Charakteristik (Abbildung 2.7 rechts) stellt zum einen die Möglichkeit dar, die dynamischen Eigenschaften von Dämpfern mit gleicher F-s-Hysterese zu vergleichen, da ihre Federleistungen bei sonst gleicher quasistatischer Dämpferarbeit  $W_D$  unterschiedlich groß sein können [8]. Zum Anderen kann damit die Parametrierung und Validierung eines Dynamikmodells erfolgen. Durch die Bildung des effektiven Dämpfersteifigkeitsverhältnisses [8]

$$\tau_{D,eff} = \frac{P_F}{W_D \cdot \omega^2} \quad (2.8)$$

in dem die Frequenz mit  $\omega = 2 \cdot \pi \cdot f$  enthalten ist, kann bei sinusförmiger Anregung durch Einsetzen der Frequenz die Relaxationszeit für einen Zyklus bei einer Frequenz und Anregungsamplitude ermittelt werden. Der Vorteil bei dieser Darstellung ist, dass die Formel sowohl für lineare als auch für nichtlineare Kennlinien herangezogen werden kann [8, 43].

Für die Ermittlung eines frequenz- und amplitudenabhängigen Verhaltens können ebenfalls sinuide Anregungen in z. B. Form von Sweeps verwendet werden. Die Amplituden sind dann auf den kleinen mm-Bereich und den Frequenzbereich, welcher von Interesse ist beschränkt.

Scheiblegger verwendet für die Untersuchungen und Simulationen des in Kapitel 2.3.1 beschriebenen auf Elastomeren basierenden Lagers, neben der Ermittlung der Lagersteifigkeit mittels konstanter Auslenkungsgeschwindigkeit von  $10 \frac{mm}{min}$ , sogenannte diskrete Sweeps für die Ermittlung des dynamischen Verhaltens. Dabei werden jeweils bei einer Amplitude Frequenzen von 0 Hz bis 40 Hz in Schritten von 1 Hz durchlaufen. Die Amplituden bewegen sich im Kleinsignalbereich von 0.1 mm bis 2 mm. Es werden zur Modelloptimierung lediglich die ermittelten dynamischen Steifigkeiten bei der Amplitude 0.1 mm und 1 mm sowie der Verlustwinkel bei einer vorgeschlagenen Referenzfrequenz von 10 Hz bei Amplitude 0.1 mm benötigt. Damit wird das frequenz- und amplitudenabhängige Verhalten sehr gut abgebildet.[14]

Für das Testen von Fahrwerken, hat sich zusätzlich die Methode der Anregung mittels stochastischer Signale durchgesetzt. Diese Signale ähneln dem Unebenheitsverlauf der Straße. Sie beinhalten neben verschiedensten Amplituden auch eine sehr breites Band an Frequenzen und bilden durch ihren Verlauf realitätsnahe Testprofile ab. Zur Charakterisierung, insbesondere von Dämpfern und DV, werden sie noch kaum eingesetzt. [1, 28]

Die Gaskraft wird in den meisten Fällen anhand eines oder mehrerer Hübe mit konstanter Geschwindigkeit des Dämpfers ermittelt. Zur Ermittlung der Reibkräfte kommt in vielen Fällen ein ähnlicher Charakterisierungstest zum Einsatz. Ruderman jedoch, verwendet für sein komplexeres Reibungsmodell (siehe Kapitel 2.3.2) sowohl Anregungen mit konstanter und linear steigender Geschwindigkeit, als auch stochastische Anregungen und sogenannte Down Chirp-Anregungen bei verschiedenen Amplituden. [44]

### 2.2.2 Prüfstände zum Testen von Dämpfer-Verbunden

Für die angesprochenen Charakterisierungsmethoden und Tests zur Modellparametrierung von DV-Modellen, werden für diese Zwecke ausgelegte Prüfstände benötigt. Die bei Dämpferherstellern eingesetzten Prüfstände dienen meist dem Nachweis der Betriebsfestigkeit und dem Nachweis der geforderten Dämpferkennlinie. Sie sind dann häufig nicht für Kleinsignalbereiche, also Anregungen und Messungen mit kleinen Amplituden, optimiert. Sind Prüfstände für Tests im Kleinsignalbereich nicht verfügbar, muss hierfür ein Prüfstand konzipiert und entwickelt werden. Dazu können im Vorfeld virtuelle Entwicklungsmethoden als unterstützende Methoden genutzt werden. Dies hat den Vorteil, dass mithilfe von Simulationen im Kleinsignalbereich schon im Vorfeld eine zielgerichtete Auslegung der Komponenten und der Regler stattfinden kann. Hierzu sind entsprechende Modelle, sowohl der geplanten Prüffeldumgebung als auch der zu testenden Komponenten nötig. Ist ein zu testendes System und dessen Verhalten im Kleinsignalbereich noch nicht im Detail bekannt, muss die Vorauslegung mit einfachen Modellen unter Verwendung bekannter Parametersätze als erste Näherung erfolgen. Diese Methode wird häufig auch als sogenannter „Digital Twin“, also digitaler Zwilling, bezeichnet. Insbesondere sind hierfür die Komponenten zu identifizieren, welche maßgeblich das Verhalten eines Gesamtsystems am stärksten beeinflussen und dann ihrer Einflusshöhe nach zu klassifizieren [45].

In seiner Dissertation untersucht Deuschl die Eckdaten einer Vielzahl an Prüfständen für die Fahrzeugentwicklung mit dem Ziel, einen Prüfstand zu entwickeln, welcher als Basis für virtuelle Produktentwicklung verwendet werden kann. Insbesondere bei den Fahrwerkprüfständen stellt er fest, dass sehr viele der Prüfstände auf hydraulischer Prüfstandstechnik basieren. Dies betrifft insbesondere die sogenannten Hydropulser, welche direkt auf die Reifen eines Gesamt- oder Viertelfahrzugs wirken. Als eines der wichtigsten Gütekriterien bei Prüfständen sieht er die Stellqualität von Aktuatoren, da nur bei hoher Nachfahrgüte eines im Fahrversuch gemessenen Signals die Ergebnisse vergleichbar werden. Außerdem stellt er fest, dass die Komplexität von Prüfständen in der Zukunft steigen wird, da deren fokussierter Einsatz für spezielle Prüfzenarien zunimmt. Dies macht eine virtuelle Vorauslegung unausweichlich. [46]

Knauer führt Versuche an einem Prüfstand durch, welcher eine Kombination aus einer 4-Stempel-Hydropulsanlage und vier sogenannten Flachbandeinheiten darstellt. Eine Vorauslegung des Prüfstandes wird nicht näher beschrieben. Lediglich die Fahrprofile werden durch Iterationsschritte so weit angepasst, dass sie dem im Fahrversuch ermittelten Werten weitestgehend entsprechen. [18]

In seiner Dissertation stellt Pellegrini einen Viertel-Fahrzeugprüfstand vor, welcher über einen Hydropulser Fahrprofile auf ein stehendes Rad einbringen kann. Die Vorauslegung beschränkt sich auf die Untersuchung und Optimierung bezüglich der Eigenfrequenzen des gesamten Prüfstandes. Dessen Ziel ist es, (semi)aktive Dämpfer hinsichtlich ihrer Regelung zu optimieren. [47]

Traphöner et al. stellen einen auf hydraulischen Hexapod basierenden HiL-Prüfstand vor. Dieser enthält ein echtzeitfähiges nichtlineares Fahrzeugmodell, welches mit einem vereinten Kraft- und Weg-Regler für den Hexapod kombiniert wird. Die Regelung wird über einen Zustandsbeobachter umgesetzt. Eine Vorauslegung des Prüfstandes mit virtuellen Methoden wird nicht erwähnt. [48]

In ihrem Beitrag stellen Solmaz et al. einen neuartigen lenkbaren Rollenprüfstand vor, dessen Zweck es ist die Entwicklung und Prüfung von Technologien für das autonome Fahren zu ermöglichen. Die Besonderheit des Prüfstandes liegt darin, dass ein reales Fahrzeug auf dem Prüfstand, ähnlich zu einem Rollenprüfstand, platziert werden kann, mit dem Unterschied, dass die Vorderräder während des Tests in gewissen Grenzen lenkbar bleiben. Die restliche Umwelt und das damit auf die Reifen wirkende Fahrprofil, wird in einem Umweltmodell simuliert. Somit sind auch HiL-Tests möglich welche in dem Beitrag als sogenannte Vehicle-HiL Tests bezeichnet werden. [49]

Eine Methode zur virtuellen Entwicklung eines servo-hydraulischen Dämpferprüfstandes zeigen Czop et al. auf. Sie beziehen in die Entwicklung neben einem relativ einfachen Dämpfermodell basierend auf linearen Parametern für Dämpfung, Federsteifigkeit und Masse auch die weiteren hydraulischen Komponenten des Prüfstandes wie elektrisch betätigte Ventile und Aktuatoren mit ein. Der Regler mit P-, I- und D-Anteilen, wurde anhand eines rosa Rauschsignals virtuell optimiert. Die Qualität der Ergebnisse wird mit dem Korrelationskoeffizienten ermittelt. Die Ergebnisse der Untersuchungen zeigen, dass die Rückwirkungen eines Dämpfers auf das Gesamtsystem und insbesondere auf den Regler große Auswirkungen haben kann. [50]

Die virtuelle Vorentwicklung von Prüfständen wird sicherlich oftmals angewendet, jedoch ist hierfür kaum etwas in der Literatur veröffentlicht. Insbesondere bezüglich der Entwicklung von Prüfständen für den Einsatz im Kleinsignalbereich konnte nichts recherchiert werden. Die oben genannten Prüfstände sind hauptsächlich für Untersuchungen mit Amplituden im Großsignalbereich ausgelegt.

### 2.3 Modellierung von Dämpfer-Verbunden (DV)

In der frühen Entwicklung von Fahrwerken ist die Simulation dynamischer Systeme unerlässlich. Für MiL- und HiL-Tests kann daher eine frühzeitige einfache Modellierung zur Untersuchung grundlegender fahrdynamischer Eigenschaften und von Fahrkomforteigenschaften sehr hilfreich sein. Oftmals besteht jedoch das Problem, dass solche Modelle durch Linearisierung und ihre engen Anwendungsgrenzen nicht mehr im aussagefähigen Gültigkeitsbereich liegen und schnell an die Modellgrenzen stoßen. Die Modellierung dynamischen und nichtlinearen Verhaltens wird oft gar nicht abgebildet, da sie schnell zu sehr komplexen Modellen führen kann. Je nach Anwendungsbereich existieren unter Umständen dann verschiedene komplexe Modelle, die keine oder nur eine eingeschränkte Aussagekraft beim Vergleich z. B. bezüglich Fahrkomfortuntersuchungen besitzen. Es ist also wichtig, einen adäquaten Kompromiss zwischen Komplexität bei ausreichender Validität in dem zu untersuchenden Bereich zu gewährleisten [42].

DV bestehen meist aus den Hauptbaugruppen Stützlager und Dämpfer. Deren Unterbaugruppen können quasistatische, dynamische, amplituden- und frequenzabhängige Eigenschaften aufweisen, welche je nach geplantem Verwendungsfall des Modells durch lineare oder nichtlineare Modellierungsmethoden nachgebildet werden müssen. Durch eine anschließende Validierung soll die Qualität eines Modells ermittelt werden. Dies kann durch verschiedene Arten erfolgen. Meist wird ein parametrisiertes Modell anhand von Messungen bewertet um dessen Güte zu bestimmen. Diese Bewertung findet dann anhand am Prüfstand oder im Fahrzeug generierter Messungen statt. Diese umfassen meist Einzelhindernisse aber auch oftmals sinuide, frequenzveränderliche (sog. Sweeps) oder stochastische Anregungen. [27]

Viehof et al. wählen hier einen anderen Ansatz der Validierung, welcher auf der statistischen Analyse der Messergebnisse unterschiedlicher Prüflinge basiert. Die Genauigkeit der Simulation wird hier für eine Menge von Prüflingen untersucht, die durch unterschiedliche Modellparametrisierungen repräsentiert werden. So wird für den betrachteten Anwendungsfall eine statistisch gesicherte Aussage über die Güte der Simulation bzw. des Modells möglich. [51]

Gobbi et al. präsentieren eine Methode zur Bestimmung der Modellgüte von mit neuronalen Netzwerken modellierten Fahrwerken. Die Güte wird mittels Vergleich der Simulationen zu Fahrmanövern und der Auswertung der Sitzschienenbeschleunigung im Zeit- und Frequenzbereich sowie der Aufbau- und Radbeschleunigung im Frequenzbereich bestimmt. [52]

Zur Bestimmung der Modellgüte ist es auch möglich den sogenannten Root Mean Squared Error (RMSE), also die Abweichung zwischen Modellwert und Messung, als Gütekriterium heranzuziehen. Dieser sagt aus, wie gut das Ergebnis aus einem Modell an eine Messung heranreicht; wie gut ein Modell also parametrisiert und parametriert wurde. Außerdem besitzt er die gleiche Einheit wie die Modellwerte bzw. die Messung, was eine Interpretation der Ergebnisse vereinfacht. Je kleiner der RMSE ist, umso höher ist die Modellgüte. Bezieht man den RMSE auf die 3-fache Standardabweichung des gemessenen Signals (vergl. (2.3); 99,7 % aller Messwerte liegen innerhalb des Intervalls um den Mittelwert), kann der Fehler prozentual auf die Werte im gemessenen Signal bezogen werden. Die Berechnung des RMSE wird ähnlich wie die Berechnung der Standardabweichung in (2.1) und dem Mittelwert in (2.2) berechnet, mit dem Unterschied, dass hier die Differenz zwischen der Simulation und der Messung in die Formeln eingehen. [53]

### 2.3.1 Modellierung von Stützlagern

Fahrwerkslager werden im Fahrzeugbau wegen ihrer dämpfenden und isolierenden Eigenschaften besonders im Bereich des Fahrkomfort eingesetzt. Für deren Auslegung gilt es den optimalen Kompromiss zwischen Komfort und Fahrdynamik zu finden. Für besondere Anforderungen hilft oft der Einsatz von hydraulisch dämpfenden Lagern, die zusätzliche Parameter zur frequenzabhängigen Auslegung liefern. Zu beachten ist, dass Fahrwerkslager mit Gummianteil im Allgemeinen eine nichtlineare, meist progressive Federkennlinie besitzen. Außerdem besitzen Gummi- oder Elastomerwerkstoffe dynamische Eigenschaften, die Frequenz- und Amplitudenabhängig sind. [54, 14]

Das Federbeinstützlager eines Automobils findet seine Anwendung bei Dämpfern, die zusammen mit der Aufbaufeder vereint sind [13]. Als Beispiel ist das McPherson Federbein zu nennen. Die Kennlinie des Stützlagers weist meist einen linearen Teil mit dann progressiv verlaufenden Teil der Kennlinie auf. Dies führt bei großen Auslenkungen zu einem hohen Kraftanstieg im progressiven Bereich (siehe Abbildung 2.8).

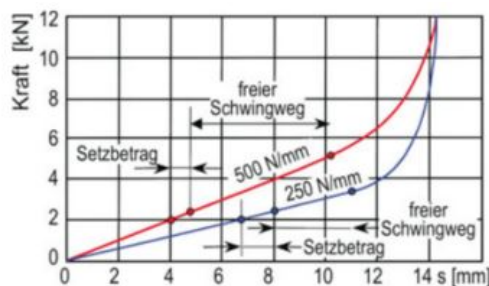


Abbildung 2.8: Typische progressive Federkennlinie eines Federbeinstützlagers [13]

Verissimo et al. stellen für Fahrdynamiksimulationen eine Methodik mittels Mehrkörpersimulation von Lagern vor. Die Lager werden in einem Mehrkörpersystem als eine Anordnung von starren Körperelementen mit Dämpfern und Federn modelliert. Nach deren Validierung werden mit dieser Methode auch Stützlagermodelle verwendet, welche anhand von Fahrmanövern wie Spurwechsel und die Überfahrt von Schwellen für Fahrdynamiksimulationen Anwendung finden. [55]

Besitzt die Federsteifigkeit des Stützlagers bei kleinen Amplituden einen linearen Verlauf, kann ein einfaches Stützlagermodell auch durch die Nachbildung der Steifigkeit mit einem Federelement umgesetzt werden. Dessen Steifigkeit kann dann in einem linearen Zusammenhang zur Auslenkung gebracht werden, wobei dann die Progressivität natürlich nicht mit abgebildet wird [42]. Im Kleinsignalbereich wäre ein solches Modell aufgrund der Bewegung im linearen Bereich ausreichend, jedoch können frequenzabhängige Effekte nicht abgebildet werden. Dieses sogenannte viskoelastische Verhalten von Elastomeren wurde schon weitestgehend untersucht und es existieren einige Modelle, welche aussagekräftige Simulationsergebnisse im Frequenzbereich zulassen. Mittels eines zusätzlichen Dämpfelements wird eine gewisse Frequenzabhängigkeit erreicht, womit in gewissen Grenzen solche Effekte nachgebildet werden können. Die einfachsten Modelle sind das Maxwell- und das Kelvin-Voigt-Modell bei denen das Feder- und Dämpfelement im ersten Fall in Reihe, im zweiten Fall parallel geschaltet sind. [56, 8, 57]

Maier stellt in seiner Arbeit einige standardmäßig verwendete Modelle zur Fahrkomfortsimulation vor, welche die frequenzabhängigen Eigenschaften von Elastomeren mehr oder weniger gut repräsentieren. Er fasst diese als lineare frequenzabhängige Modelle bezeichneten Modelle, wozu auch die erwähnten Maxwell- und Kelvin-Voigt-Modelle zählen, wie in Abbildung 2.9 gezeigt zusammen. [58]



## 2.3 Modellierung von Dämpfer-Verbunden (DV)

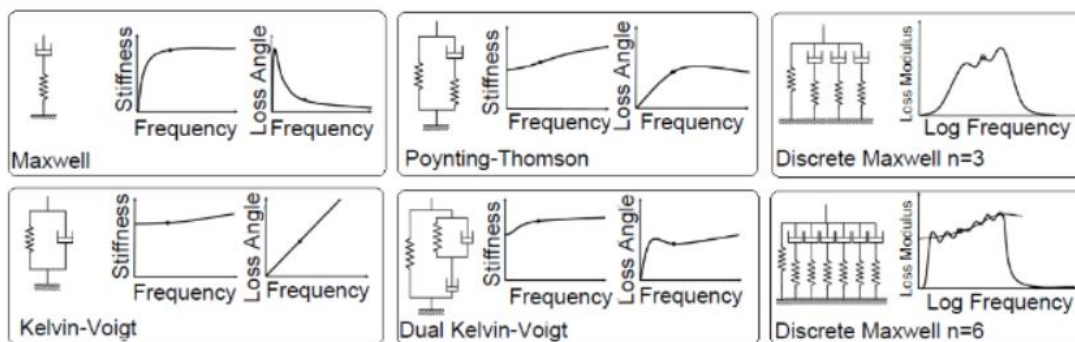


Abbildung 2.9: Elastomermodelle mit Frequenzabhängigkeit [58, 14]

Diese, auch als rheologische Modelle bezeichneten Modelle, bestehen aus masselosen Feder- und Dämpferelementen und können durch verschiedenste Kombinationen der Elemente für den entsprechenden Anwendungsfall die Frequenzabhängigkeit des Stützlagers nachbilden.

Eine weitere einfache Möglichkeit die Federkennlinie eines Stützlagers abzubilden, ist das Hinterlegen einer Kennlinie in einem look-up table, in dem auch der progressive Teil abgebildet werden kann [14]. Dies hat den Vorteil, dass der als statische Steifigkeit bezeichnete Anteil der Federkennlinie auch Effekte durch eine Vorlast abbilden kann [14]. Wie angesprochen kann die Steifigkeit des Elastomers, repräsentiert durch eine Gerade im F-s-Diagramm, für den Kleinsignalbereich als linear angesehen werden. Betrachtet man jedoch bei einer Frequenz und sinkender Amplitude den Kleinsignalbereich, steigt die Steifigkeit für kleinere Amplituden. Dieser amplitudenabhängige Effekt äußert sich durch eine Drehung der sich ausbildenden Hystereseschleife wie z. B. Scheiblegger feststellt (Ellipse in Abbildung 2.10 rechts). [14]

## 2.3 Modellierung von Dämpfer-Verbunden (DV)

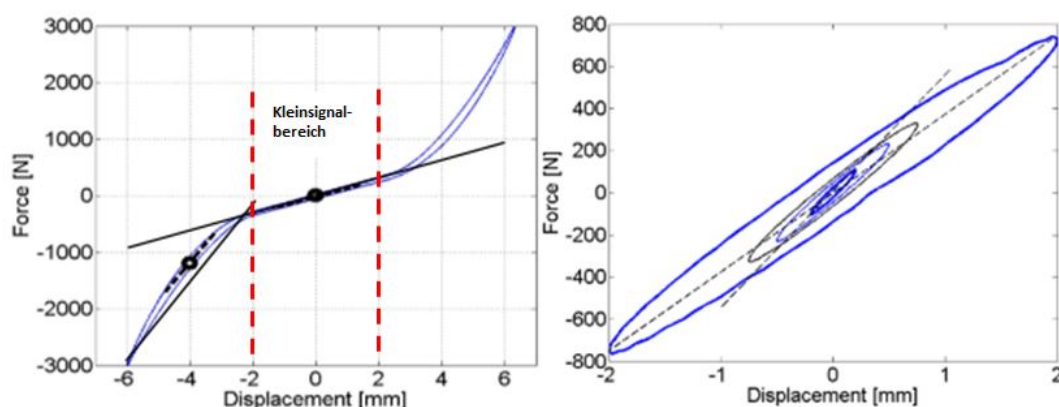


Abbildung 2.10: Lineare Steifigkeit des Elastomers im Kleinsignalbereich (links) und amplitudenabhängige Hysterese bei einer sinusförmigen Anregung mit Frequenz 10 Hz (rechts) [14]

Dieses viskoelastische Verhalten eines Stützlagers wird auch als komplexe Steifigkeit bezeichnet und kann in einem komplexen Zeigerdiagramm dargestellt werden [8, 42]. Der elastische Anteil des Lagers im Arbeitsbereich entspricht dem Realteil des komplexen Zeigers, der viskose geschwindigkeitsabhängige Teil des Lagers dem Imaginärteil des komplexen Zeigers. Ähnlich zur Ermittlung der statischen Kennlinie wird zur Berechnung der dynamischen Steifigkeit die Halbierende der F-s-Hysterese verwendet wie in Abbildung 2.11 dargestellt.

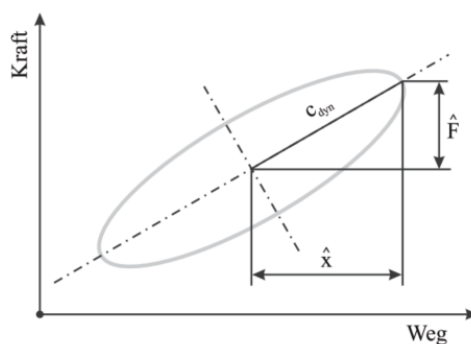


Abbildung 2.11: Ermittlung der dynamischen Steifigkeit und des Verlustwinkels über die F-s-Hysterese [42]

Die Gleichung für die dynamische Steifigkeit  $c_{dyn}$  wird dann durch den Quotient aus Kraftamplitude  $\hat{F}$  und Wegamplitude  $\hat{x}$  mittels

$$c_{dyn} = \frac{\hat{F}}{\hat{x}} \quad (2.9)$$

gebildet [42]. Der Verlustwinkel entspricht dem Maß der Dämpfung wobei ein Winkel von  $90^\circ$  einem idealen Dämpfer und ein Winkel von  $0^\circ$  einer idealen Feder entspricht. Ein Stützlager kann aufgrund des viskoelastischen Verhaltens durch beide Anteile, also einem Winkel  $0^\circ \leq \delta \leq 90^\circ$ , charakterisiert werden, welcher sich als deutliche Hystereseffläche im F-s-Diagramm bemerkbar macht. Bei einer harmonischen Weg-Anregung entsteht bei der Betrachtung im zeitlichen Verlauf ein Phasenverzug zwischen Weg und Kraft, welcher durch den Verlustwinkel ausgedrückt werden kann. Bei Messungen ist ein amplitudenabhängiges Verhalten zu erkennen, welches für kleinere Anregungsamplituden bei gleicher Frequenz zu einem geringeren  $\delta$  führt. Dieses ist abhängig vom verwendeten Elastomer im Stützlager. In Abbildung 2.11 würde für ideale Materialbedingungen bei einem Verlustwinkel von  $0^\circ$  (ideale Feder) die Ellipse mit der Geraden zusammenfallen. Bei  $90^\circ$  (idealer Dämpfer) bildet sich ein Kreis aus. Die F-s-Hystereseffläche entspricht dabei der Stützlagerarbeit  $W_{St}$ , also mit

$$W_{St} = \int \hat{F} \cdot d\hat{x} \quad (2.10)$$

dem Integral  $\hat{F}$  über  $\hat{x}$ .

Eine Beschreibung von  $\delta$  ist auch mittels

$$\delta = \arcsin\left(\frac{A}{\hat{F} \cdot \hat{x} \cdot \pi}\right) \quad (2.11)$$

möglich [14].  $A$  entspricht der in Abbildung 2.11 aufgespannten Hystereseffläche aus der Messung und das Produkt unter dem Bruchstrich in (2.11) einer idealen Vergleichsfläche in Form einer Ellipse.

Scheiblegger entwickelte ein Elastomermodell weiter, welches sowohl statisches Verhalten als auch frequenz- und amplitudenabhängiges Verhalten von Elastomeren abbilden kann und somit sehr gut für die Simulation im Kleinsignalbereich geeignet ist [14]. Die Modellstruktur ist in Abbildung 2.12 dargestellt.

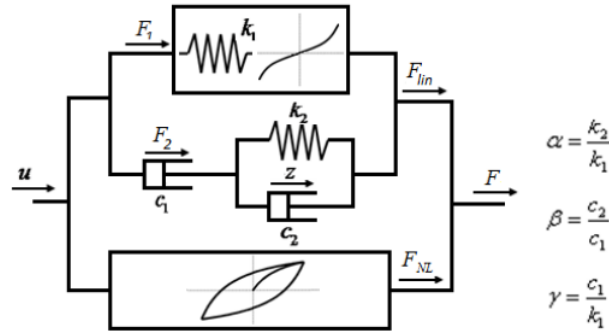


Abbildung 2.12: Modellstruktur eines nichtlinearen amplituden- und frequenzabhängigen Lagermodells nach [14]

Das Lagermodell besteht aus „einem linearen Teil bezüglich der Frequenzabhängigkeit“ [14]; dem sogenannten Teilkraft  $F_{lin}$  erzeugenden Dual-Kelvin-Voigt-Modell (vergl. [59]). Es beinhaltet zum einen die quasistatische Stützlagersteifigkeit  $k_1$ , die für eine lineare Frequenzabhängigkeit nicht unbedingt linear sein muss, und ein in Reihe zu einem linearen Dämpfer  $c_1$  geschaltetes Kelvin-Voigt-Modell mit der linearen Federsteifigkeit  $k_2$  und dem linearen Dämpfer  $c_2$ . Dieser Modellteil enthält eine Frequenzabhängigkeit und kann über die Bildung der Verhältnisse  $\alpha$ ,  $\beta$  und  $\gamma$ , welche die Verhältnisse zwischen den Dämpfern und Federn beschreiben, bedatet werden. Die Berechnung der linearen frequenzabhängigen Kraft erfolgt über (vergl. [14])

$$F_{lin} = k_1 \left( u + \frac{c_1}{k_1} \cdot (\dot{u} - \dot{z}_{St}) \right) = k_1 \cdot (u + \gamma (\dot{u} - \dot{z}_{St})) \quad (2.12)$$

mit der Gesamtverschiebung  $u$  und Geschwindigkeit  $\dot{u}$ , bzw. der Verschiebung  $z_{St}$  an der Feder  $k_2$  und deren Ableitung  $\dot{z}_{St}$ . Mit diesem Modellteil lässt sich die Frequenzabhängigkeit des Stützlagers sehr gut annähern. Das Gesamtmodell wird in [14] dann bezüglich gemessener Verlustwinkel bei den Frequenzen 5 Hz, 10 Hz, 15 Hz und 40 Hz optimiert. Die Amplitudenabhängigkeit wird über die Parallelschaltung eines nichtlinearen Modellteils, der als amplitudenabhängiger Reibungsanteil bezeichnet wird [14], mit der resultierenden Teilkraft  $F_{NL}$  erreicht. In diesem Modellteil ist eine logarithmische Berechnung des Kraftanstiegs bei sinkender Amplitude hinterlegt [14, 60] und kann mit

$$F_{NL} = RDL \cdot \log(1 + \rho \cdot |\Delta u|) \quad (2.13)$$

errechnet werden.  $RDL \cdot \rho$  definiert die Startsteifigkeit des Modells bei sehr kleinen Anregungen, während  $\rho$  den Abfall der Steifigkeit bei sinkender Amplitude definiert und somit die dynamischen Steifigkeit bei unterschiedlichen Anregungsamplituden erzeugt [14]. Als aktuelle Amplitude  $\Delta u$  für die Amplitudenabhängigkeit wird das Integral der Geschwindigkeit  $\dot{u}$  verwendet welches bei jedem Umkehrpunkt die aktuelle Wegamplitude neu berechnet. Die Gesamtkraft  $F(t)$  des Lagermodells wird durch Superposition der Einzelkräfte mit  $F(t) = F_{stat} + F_{lin} + F_{NL}$  erreicht, wobei die statische Kraft  $F_{stat}$  aus einer Vorlast auf die quasistatische Federkennlinie hinzugerechnet werden kann. Bei stochastischer Anregung kann es ja nach Länge des Signals und Einstellungen des Solvers usw. zu einem Drifteffekt kommen, der sich in einem langsamen abdriften vom Mittelwert des simulierten Kraftwertes zeigt. Mittels einer auf die Kraft  $F_{max}$  limitierenden Skalierungsfunktion und einer tanh-Funktion für einen kontinuierlichen Übergang zwischen dem Vorzeichenwechsel wird der auftretende Drifteffekt im Modell unterbunden. [14]

Dieses Lagermodell eignet sich aufgrund der flexiblen Parametrierungsmethode und aufgrund der Fähigkeit amplituden- und frequenzabhängige Effekte im Kleinsignalbereich abzubilden hervorragend für die Verwendung als Stützlagermodell.

### 2.3.2 Reibkraftmodellierung des Dämpfers

Die in einem Dämpfer vorhandene Reibung entsteht hauptsächlich aufgrund der Wechselwirkungen zwischen den Kontaktflächen der Kolbenstange und Kolbenstangendichtungen sowie zwischen der Arbeitskolbendichtung und dem inneren Dämpferrohr. Besonders die Effekte im sogenannten Pre-Sliding-Regime, die Losbrechkraft und der Übergangsbereich von Haften zu Gleiten, die sich als Hysterese im Bereich der Nullgeschwindigkeit der Dämpfungskraft widerspiegeln, seien hier zu nennen [6, 44, 61, 62]. In diesem Übergangsbereich findet hauptsächlich nur eine Relativbewegung zwischen der Dämpferkolbendichtungen und dem inneren Dämpferrohr statt. Die Reibungspartner verhalten sich im Pre-Sliding-Regime ähnlich (nichtlinearer) Federn und ermöglichen eine Kraftübertragung bevor eine tatsächliche Differenzgeschwindigkeit, bzw. ein Differenzweg zwischen Kolben und Rohr stattfinden kann. Oft werden die Reibkräfte für einfache Fahrkomfortuntersuchungen, wie z. B. in den zuvor beschriebenen Untersuchungen zu auftretenden Amplituden, vernachlässigt oder stark vereinfacht abgebildet. Im Folgenden sind einige gängige Reibungsmodelle aus der Literatur aufgezeigt, die schon gut beschrieben und analysiert wurden [44, 61]. Es sei darauf hingewiesen, dass insbesondere die Kugelgelenke in den Fahrwerkslenkern hohe Reibkraftwerte besitzen können und somit Einfluss auf den Vertikalen Fahrkomfort

nehmen. Alle Reibkräfte in vertikaler Richtung werden häufig vereinfachend in einer fiktiven Gesamtreibung zusammengefasst. Deren Ermittlung erfolgt dann bspw. auf einem sogenannten Kinematik- und Compliance-Prüfstand (K&C). Hier sind auch die Reibkräfte des Dämpfers enthalten. Eine genauere Untersuchung der Reibung in Kugelgelenken erfolgt in dieser Arbeit nicht.

Das Coulombsche Reibungsgesetz, welches nach dem französischen Physiker Charles-Augustin Coulomb benannt wurde, stellt eines der einfachsten Modelle zur Nachbildung von Reibungskräften dar und kann für einfache Untersuchungen im Fahrkomfortbereich herangezogen werden. Die Reibkraft wird beim Coulombsche Reibungsgesetz als eine Kraft dargestellt, welche direkt proportional zur Normalkraft  $F_N$  ist. Sie sind über den Gleitreibwert  $\mu$  verknüpft, der die Oberflächenbeschaffenheiten der Reibpartner widerspiegelt. Durch Multiplikation von  $F_N$  mit  $\mu$  erhält man die Gleitreibungskraft  $F_c$  und damit dann die Coulombsche Reibungskraft  $F_{Coul}$ . Diese ist stets der Bewegungsrichtung entgegengesetzt, was durch das Vorzeichen der Differenzgeschwindigkeiten  $v_c$  ausgedrückt wird. Dies kann nach [63] folgendermaßen rechnerisch dargestellt werden.

$$F_{Coul} = \text{sign}(v_c) \cdot F_c \quad (2.14)$$

Wenn sich die Bewegungsrichtung ändert findet aufgrund des Vorzeichenwechsels von  $v_c$  ein Sprung der Gleitreibungskraft  $F_{Coul}$  statt. Dies kann in Simulationen zu numerischen Problemen führen, wenn sich das Vorzeichen von  $v_c$  häufig ändert. Für den Fall, dass die Reibpartner aneinander haften gilt für die Differenzgeschwindigkeit  $v_c = 0$ . Wird nichts anderes definiert liefert die sign-Funktion im Falle positiver oder negativer  $v_c$  ein positives oder entsprechend negatives Vorzeichen. Im Falle von  $v_c = 0$  wird jedoch die gesamte Funktion 0. Dies bedeutet rechnerisch, dass keine Reibkraft mehr wirkt, was nicht dem realen Reibkraftverhalten entspricht bei welchem durchaus Kräfte übertragen werden können. Für die genannten Fälle ist es hilfreich den Übergangsbereich im Bereich in dem  $v_c$  gegen 0 strebt mittels einer stetigen Annäherungsfunktion abzubilden. Dies gelingt bspw. mit einer Arkus-Tangens-Funktion. Außerdem wird für das Haften häufig eine konstante Haftkraft  $F_H$  definiert, welche dann anstatt (2.14) für  $F_{Coul}$  Anwendung findet. Sie liegt meist höher als die Gleitreibungskraft. Fügt man der Gleichung einen zusätzlichen der Differenzgeschwindigkeit proportionalen Term  $\sigma$  hinzu, wird zusätzlich ein einfaches viskoses Reibungsverhalten nachgebildet.

$$F_{Coul} = \text{sign}(v_c) \cdot F_c + \sigma \cdot v_c \quad (2.15)$$

Soll zusätzlich zur stationären Gleitreibungskraft eine geschwindigkeitsabhängige Kraftüberhöhung im Bereich der Bewegungsrichtungsumkehr modelliert werden, kann dies mit der von Stribeck entwickelten sogenannten Stribeck-Kurve angenähert werden [64]. Der weit verbreitete Ansatz, für deren Modellierung lautet

$$F_{Stri} = \text{sign}(v_c) \cdot (F_c + (F_s - F_c)^{-|(\frac{v_c}{v_s})|^{\delta_{Stri}}}). \quad (2.16)$$

Die Stribeck Reibkraft  $F_{Stri}$  wird durch die Haftreibungskraft  $F_s$  nach oben beschränkt. Die konstante Gleitreibungskraft  $F_c$  begrenzt sie für den Fall des Gleitens nach unten, wobei der Verlauf der Kennlinie maßgeblich durch die Stribeckgeschwindigkeit  $v_s$  und den Formfaktor der Stribeck-Kurve  $\delta_{Stri}$  geprägt wird [64, 44]. Im Falle  $v_c = 0$  bedeutet dies rechnerisch, dass auch  $F_{Stri} = 0$  wird. Im realen Reibungsverhalten bewegt sich die Kraft jedoch dann mit einem definierten Verlauf zwischen  $\pm F_s$ . Um dies abzubilden, wird deshalb häufig der Übergang im kleinen Geschwindigkeitsbereich beim Vorzeichenwechsel z. B. mit der schon oben genannten Arkus-Tangens-Funktion als Übergangsfunktion zwischen  $\pm F_s$  angenähert. Wird die charakteristische Kraft  $F_s$  überwunden gilt wieder (2.16).

Die genannten Reibkraftmodelle haben gemeinsam, dass sie nur ein zufriedenstellendes Ergebnis liefern, wenn quasistatische Bedingungen herrschen, also wenn eine konstante oder langsame ändernde Relativgeschwindigkeit ohne häufige Richtungsänderung vorliegt [44]. Das physikalische Haften im Nulldurchgang der Reibungskraft bei Differenzgeschwindigkeit  $v_c = 0$  kann nur unzureichend beschrieben werden, weshalb das Modell eine Schaltfunktion besitzen muss, um zwischen diesen Bereichen definiert umzuschalten. Um die Modellgenauigkeit des Reibkraftmodells für dynamischere Anwendungen zu erhöhen, existieren einige zustandsbasierte Reibkraftmodelle, die u. a. durch die sich berührenden Flächen als sogenannte Borstenmodelle mittels Asperiten modelliert werden, welche die Reibung als Widerstandskraft vieler kleiner Borsten widerspiegelt. Diese werden auf eine statistische einzelne Borste reduziert, die mit einem neuen inneren Zustand, ähnlich wie ein nichtlineares Federelement wirkt [65]. Mit ihnen wird es möglich, durch die zusätzlichen Freiheitsgrade die mittels einem oder mehrerer Zustände im System modelliert werden, Steifigkeiten und Übergangsbereiche abzubilden und die Unstetigkeit im Nulldurchgang der Reibungskraft bei Differenzgeschwindigkeit 0 zu umgehen.

Das sogenannte Dahl-Modell schafft es im Nulldurchgang der Reibungskraft bei Differenzgeschwindigkeit 0 einen glatten Übergang darzustellen. Nach [65]

$$\frac{dF_D}{du_D} = \sigma_0 \cdot \left(1 - \frac{F_R}{F_s} \cdot \operatorname{sgn}(v_r)\right)^d \quad (2.17)$$

kann die Dynamik der Reibkraft in Form einer nichtlinearen DGL 1. Ordnung dargestellt werden (vergl. [44]). Der Faktor  $\sigma_0$  beschreibt die Asperitensteifigkeit (Steifigkeit der Haftkontakte),  $F_R$  ist die aktuelle Reibkraft,  $F_s$  die Hafttreibkraft die meist durch die Coulombsche Reibkraft beschrieben wird [44],  $v_R$  die Relativgeschwindigkeit zwischen den Reibflächen und  $d$  beschreibt die Form der Pre-Sliding-Hysterese. Dieses Modell erzeugt bei gleicher Geschwindigkeit immer die gleiche Form des Übergangs vom physikalischen Haften zum Gleiten. Die Haft- und Übergangseffekte vom Pre-Sliding zum Sliding aufgrund einer Vorgeschichte, also in welchem Auslenkungszustand sich die Asperiten beim Bewegungsstart befinden, werden nicht abgebildet.

Das sogenannte LuGre-Modell, benannt nach den Universitäten Lund und Grenoble, basiert ebenso auf einem Borstenmodell und gilt als ein Reibungsmodell mit welchem dynamische Reibung modelliert werden kann. Diese kann folgendermaßen beschrieben werden (vergl. [61, 66, 67]).

$$F_{LuGre} = \sigma_0 \cdot z_{LuGre} + \sigma_1 \cdot \frac{dz_{LuGre}}{dt} + \sigma_2 \cdot v_r \quad (2.18)$$

Mit der Zustandsdynamik

$$\frac{dz_{LuGre}}{dt} = v_r - \sigma_0 \cdot \frac{v_r}{F_{Stri}} \cdot z_{LuGre}. \quad (2.19)$$

Mit dem LuGre-Modell kann das stationäre Reibungsverhalten mittels der Stribeck-Kurve beschrieben werden. Die Faktoren  $\sigma_1$  und  $\sigma_2$  stehen für den mikro-viskosen Reibungsfaktor [44], der je nach Anwendung auch einen exponentiellen Verlauf haben kann [68, 69], und eine viskose von der Relativgeschwindigkeit abhängige Dämpfung. Aufgrund des Modellierungsansatzes ist ein geschwindigkeitsabhängiger Übergang zwischen den Regimen möglich.

Yabuta et al. Untersuchen die Auswirkungen der Reibung auf den Fahrkomfort anhand einer modellhaften Annäherung der Reibungscharakteristik mit sogenannter „statistisch



äquivalenter Linearisierung“ [30]. Mit diesem Modell zeigen sie, dass Parameter wie die Straßenoberfläche starken Einfluss auf die Differenzamplituden des DV im Modell nehmen. [30]

Durch Benini et al. werden die Reibungskräfte unter anderem hauptsächlich den Dämpferbauteilen zugeordnet [19]. Für Simulationen, welche u.a. zur Untersuchung der Auswirkungen von Reibung im Fahrzeug dient, wurde ein analytisches Halb-Fahrzeugmodell mit Reibung erstellt. Das Reibungsmodell basiert auf dem Stribeck-Modell und dient zur Nachbildung der im Fahrwerk auftretenden Gesamtreibung inkl. des Dämpfers. Zur Validierung des Reibungsmodells wird das Ergebnis von Reibungsmessungen verwendet. [19]

Auf das Reibungsverhalten bei Kleinsignalanregung wird, außer in wenig Quellen, nicht genauer eingegangen (vergl. [30, 70]). Die Reibung ist im Kleinsignalbereich von vielen Faktoren wie z. B. dem Differenzweg, der Differenzgeschwindigkeit, dem aktuellen Reibungs-Regime (Pre-Sliding, Sliding oder Übergangsbereich) usw. abhängig. Es kann eine Abhängigkeit der Reibungskraft von der Temperatur bestehen [44]. In der vorliegenden Dissertation werden jedoch Untersuchungen bezüglich Kleinsignalanregungen durchgeführt, die im Allgemeinen aufgrund der geringen Reibleistung eine sehr geringe Dissipation in Form von Wärme umsetzen. Eine Temperaturabhängigkeit wird somit nicht weiter untersucht.

Ruderman zeigt in seiner Dissertation auf, dass die positionsabhängige Pre-Sliding-Hysterese in direktem Zusammenhang mit dem sogenannten Positionsspeicher der Reibung eines dynamischen Systems mit nichtlinearer Reibung steht [44, 71]. Dies wurde u. a. auch als einer der Effekte heraus gestellt, die maßgeblich an der korrekten Widerspiegelung der Form einer Pre-Sliding-Hysterese beteiligt sind [62, 70, 72]. Nach dieser Definition bedeutet nicht-lokaler Positionsspeicher der Reibung, dass das Reibungssystem seinen Ausgangszustand vollständig rekonstruiert. Ruderman erklärt, dass „die geometrische Interpretation des nicht-lokalen Gedächtnisses entsteht, indem sich der Verlauf einer äußeren Hystereseschleife nach dem Schließen einer inneren Hystereseschleife an der gleichen Stelle fortsetzt, so dass das System sich die Eintrittsstellen der inneren Hystereseschleifen merkt und dadurch ein nicht-lokales Gedächtnis seiner vorherigen Zustände realisiert.“ [44]. D.h. die mechanische Arbeit, die dem Integral unter der F-s-Hysterese entspricht, ist für eine in beide Bewegungsrichtungen gleiche Relativbewegung gleich hoch, und der Ausgangspunkt der Bewegung und Kraft wird wieder getroffen (siehe Abbildung 2.13 [44]).

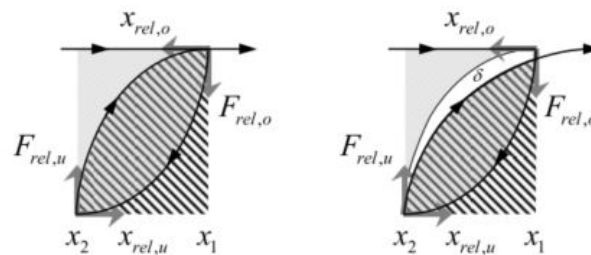


Abbildung 2.13: Pre-Sliding-Hysterese mit nicht-lokalem Positionsspeicher (links) der Reibung und mit lokalem Positionsspeicher der Reibung (rechts) nach [44]

Das Modell muss also in der Lage sein, seinen Ausgangspunkt nach durchlaufen einer inneren Hystereseschleife wieder zu treffen. Hierzu ist die Speicherung der letzten Bewegungspunkte, bei denen eine Umkehr begonnen hat, nötig. Ein Reibungssystem mit lokalem Positionsspeicher der Reibung zeigt das in Abbildung 2.13 rechts gezeigte Verhalten. Eine zweite Relativbewegung nach einer ersten Auslenkung führt nicht zum Ausgangspunkt der ersten Bewegung zurück was auf die fehlende Speicherung des Ausgangspunktes zurückzuführen ist. Das bedeutet in diesem Fall, dass weniger mechanische Arbeit für die zweite Bewegung aufgebracht werden muss, da ein Teil der mechanischen Arbeit aus der ersten Bewegung in Form von elastischer Deformation erhalten bleibt. [44]

Besonders die Bereiche in denen Übergänge zwischen Haften und Gleiten zweier Flächen stattfindet sind also bei der Modellierung im Kleinsignalbereich von besonderem Interesse [44, 62, 72, 70]. Aufgrund ihres Einflusses auf die dynamischen Dämpferkräfte im Kleinsignalbereich, muss eine adäquate Modellierung der Reibkräfte des Dämpfers erfolgen. Auch im kleinen Geschwindigkeitsbereich ist es wichtig, korrekte Reibkraftmodelle zu entwickeln, um Untersuchungen der Reibkraftphänomene unter Gleitbedingungen in Dämpfern aufzuzeigen [73]. Dabei spielen die genaue Abbildung der Regime eine besondere Rolle, da im Falle sich ständig ändernder Relativbewegungen und -geschwindigkeiten zwischen den Reibungspartnern oftmals kein stationärer Zustand erreicht wird.

Hierzu existieren einige veröffentlichte Methoden zur Reibungsmodellierung, welche dieses Verhalten der Reibung in weiten Bereichen abdecken können [44, 62, 71, 72]. Eine der Möglichkeiten ist u. a. mittels des in der Literatur veröffentlichten sogenannten Generalisiertem Maxwell-Slip-Modells (GMS) das dort als heuristisches dynamisches Reibungsmodell bezeichnet wird [62, 72]. Mittels zweier nichtlinearer Funktionen, einer nichtlinearen Reibungsgleichung

$$F_{GMS} = f(Z, v_r, s_r) \quad (2.20)$$

die als Funktion  $f$  von einem Zustandsvektor  $Z$ , der Relativgeschwindigkeit  $v_r$ , und dem Relativweg  $s_r$  abhängt und einer nichtlinearen Zustandsgleichung

$$\frac{dZ}{dt} = g(Z, v_r, s_r) \quad (2.21)$$

die ebenso von einer Funktion  $g$  von  $Z$ ,  $v_r$  und  $s_r$  abhängt, wird es möglich das Reibungsmodell bei guter Genauigkeit recheneffizient anzupassen. Dies wird möglich durch Wahl einer geeigneten Anzahl an elementaren Zustandsmodellen, die durch Superposition aufsummierten werden und in Summe sehr genaue Ergebnisse für die Simulation der Pre-Sliding-Hysterese erzeugen. [44, 62, 71, 72, 74]

Mit dem GMS wird die Abbildung des nicht-lokalen Positionsspeichers der Reibung in der Pre-Sliding-Hysterese prinzipiell nachgebildet. Jedoch zeigt dieses Modell einige erhebliche Nachteile etwa bei Ausschwingvorgängen. Demnach wird beim Ausschwingen ein stabiler Grenzyklus erreicht, was im technischen Sinne bedeutet, dass für das betrachtete ausschwingende System im eingeschwungenem Zustand keine Dissipation von Energie mehr stattfindet und somit kein Stillstand des Systems erreicht wird. Des weiteren ist als Nachteil zu nennen, dass jedes elementare Zustandsmodell des GMS einen eigenen Zustand besitzt und je nach Menge der Elemente durch Berechnung jedes einzelnen Zustandes die Effizienz wieder verringert werden kann. [44]

Ruderman fasst zusammen, dass die dynamische Reibung in die zwei grundlegende Bereiche, das Pre-Sliding-Regime (Reibung überwiegend abhängig von Relativposition der Reibpartner) und das Sliding-Regime (Reibung hauptsächlich abhängig von der Relativgeschwindigkeit der Reibpartner) unterteilt werden kann. Er entwickelt das sogenannte Zwei-Zustands-Modell mit Elasto-Plastizität (2SEP-Modell) [44, 61]. Aufgrund eines ähnlichen Weg- und Geschwindigkeitsverhaltens, wird bei Rudermann der Begriff Elasto-Plastizität aus der Mechanik entliehen. Der beschreibt dort das Verformungsverhalten bspw. eines Stahls wenn dieser einer Kraft ausgesetzt wird. Bis zu einer Grenze ist die Verformung als elastisch anzusehen und wird sich nach abstellen der Kraft, ähnlich einer Feder wieder reversibel zurück formen. Wird diese Grenze überschritten, erfolgt eine permanente plastische Verformung. Das 2SEP-Modell verfolgt einen empirischen Ansatz mit dem Ziel einer heuristischen Reibungsmodellierung. Es stellt mit einem kompakten Parametersatz ein

dynamisches Reibungsmodell zur Verfügung, dass den transienten und quasistationären Bereich Reibung abbilden kann [44]. Neben der bekannten und physikalisch nachvollziehbaren Methode zur Nachbildung des Reibungsverhaltens mittels Borstenmodell (Asperiten; Vergleich LuGre-Modell), bildet es den Übergangsbereich im Pre-Sliding-Regime der Reibung mithilfe eines sogenannten Attraktors ab [44]. Dabei konvergiert das 2SEP-Modell im Sliding-Regime gegen die stationäre Stribeck-Kurve und erreicht somit, im Gegensatz zum GMS, einen stabilen Stillstand des Systems.

Die Struktur des 2SEP-Modells ist durch die Linearkombination der zwei Bereiche hysteretische (Pre-Sliding-Regime) und transiente Reibkraftantwort (Übergangsverhalten der dynamischen Reibung) festgelegt [44].

$$Reib_{2SEP} = A_{2SEP} \cdot z_{2SEP-1} + B_{2SEP} \cdot |v_r| \cdot z_{2SEP-2} \quad (2.22)$$

Die dynamische Reibkraft  $Reib_{2SEP}$  ist somit eine Funktion der zwei Zustände  $z_{2SEP-1}$  und  $z_{2SEP-2}$  wobei die Relativgeschwindigkeit  $v_r$  zwischen den zwei Reibflächen als Betrag eingeht. Die Faktoren  $A_{2SEP}$  und  $B_{2SEP}$  dienen zur Gewichtung der einzelnen Reibkraftanteile zwischen Pre-Sliding-Regime und Sliding-Regime [44]. Die zwei Zustände lassen sich den zwei zu beschreibenden Bereichen, Pre-Sliding-Hysterese und Übergangsverhalten der dynamischen Reibung zuordnen. Der Zustand  $z_{2SEP-1}$  findet seine Anwendung in der Modellierung der Pre-Sliding-Hysterese. Dabei wird ein in der Abbildung 2.14 gezeigtes modifiziertes Maxwell-Slip-Modell (MMS) verwendet [44, 71].

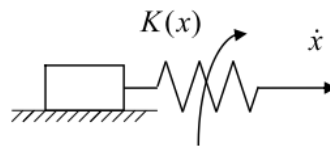


Abbildung 2.14: Modifiziertes Maxwell-Slip-Modell (MMS) [44]

Das MMS besteht aus einem masselosen Slider-Element und einer nichtreversierbaren nichtlinearen Feder mit der Steifigkeit  $K(x)$ . Die variable Federsteifigkeit nimmt über den Relativweg kontinuierlich (meist mit einer e-Funktion) ab und konvergiert dann für gesättigtes plastisches Verhalten gegen 0. Der Initiale Wert der Steifigkeit wird bei jeder Bewegungsumkehr neu gesetzt und ist abhängig vom aktuellen Zustand Feder. Zur kompletten Beschreibung des Pre-Sliding-Regime wird von Ruderman nun weiter die Zustandsdynamik  $z_1$  mit der entsprechenden Zustandsgleichung als nichtlineare DGL erster

Ordnung

$$\frac{dz_1}{dt} = \Omega \cdot w \cdot K^{(-K \cdot |x_r|)} \quad (2.23)$$

eingeführt. Mit  $w$  der Geschwindigkeit,  $x_r$  der nach jeder Bewegungsumkehr ansteigenden Relativposition,  $K$  der Steifigkeit der Borsten und der variablen Belastbarkeit  $\Omega$  welche durch

$$\Omega = |\text{sgn}(w) \cdot F_c - F| \quad (2.24)$$

beschrieben wird [44]. Mit (2.24), also dem Betrag aus dem Vorzeichen der Geschwindigkeit, der Coulomb-Kraft  $F_c$  und der aktuellen Kraft  $F$ , kann der Bewegungszustand der letzten Bewegungsumkehr gespeichert werden. [44]

Das Übergangverhalten in das Sliding-Regime kann nach Ruderman durch

$$\frac{dz_2}{dt} = \frac{S(w) - F}{|S(w)|}, \forall w \neq 0 \quad (2.25)$$

mit  $S(w)$  der Stribeck-Funktion, welche identisch ist zu der oben in (2.16) beschriebenen  $F_{Stri}$ . Sie ist hier nur definiert für  $w \neq 0$ . Für den Fall  $w = 0$  wird  $\frac{dz_2}{dt} = 0$  gesetzt. [44]

Der größte Vorteil liegt neben der Möglichkeit den Bewegungszustand der letzten Bewegungsumkehr zu speichern darin, dass das 2SEP-Modell komplett ohne Schwell- oder Schaltfunktion auskommt und somit keine Unstetigkeiten im Bereich nahe der Relativgeschwindigkeit 0 aufweist. Aufgrund der guten Abbildung der Reibung im Pre-Sliding- und des Übergangbereichs in das Sliding-Regime und aufgrund der hohen Flexibilität des 2SEP-Modells ist es sehr gut für die Modellierung dynamischer Reibung im Kleinsignalebereich geeignet, da es das reale Verhalten eines Systems mit Reibung sehr gut nachbildet.

### 2.3.3 Gaskraftmodellierung

Das Volumen des Außenrohrs des Zweirohrdämpfers beinhaltet bei Mittelstellung des Dämpferkolben ungefähr die Hälfte an Dämpferöl und zur anderen Hälfte ein mit ca. 6 bar - 8 bar komprimiertes Gas [13]. Dieses dient hauptsächlich dazu Kavitation zu vermeiden, aber auch zum Vorspannen der Dichtungen und der Kolben- und Bodenventile im Dämpfer

und um das ausgleichende Ölvolumen, welches beim ein- und ausfahren des Kolbens ausgetauscht werden muss zu kompensieren. Die Gaskraft ist zwar über den Dämpferweg veränderlich, jedoch wird deren isentrope Zustandsänderung häufig sehr stark vereinfachend mittels linearer Approximation oder mit einem Polynom zweiten Grades angenähert. Die Volumenänderung wird als adiabat und reversibel angenommen. Dies gilt, wenn ein direkter Zusammenhang des Volumens aus konstanter Kolbenfläche und dem Dämpferhub angenommen wird und keine nennenswerte Erwärmung des Dämpferöls stattfindet. Für den Kleinsignalbereich kann dies aufgrund kleiner Wegamplituden angenommen werden. Somit ist keine Erhöhung des für kleine Auslenkungen konstanten Gasdrucks zu erwarten, weshalb dies vernachlässigt werden kann. Die Höhe der Gaskraft variiert je nach Dämpferhersteller und liegt im Bereich von ca. 70 N bis 75 N für Hinterachsdämpfer und im Bereich von 250 N bis 375 N für Vorderachsdämpfer. Es sei anzumerken, dass Vorderachsdämpfer und Einrohrdämpfer im Allgemeinen aufgrund der höheren Gaskraft auch höhere Reibkraftniveaus aufweisen können.

Bill zeigt, dass bei langsamen höheren Anregungsamplituden des Dämpfers auch eine lineare Federkennlinie Anwendung finden kann, die eigentlich nur bei isothermer, also sich langsam ändernder großer Anregungsamplitude zulässig ist [75]. Es verhärtet sich die Federkennlinie und mit ihr die Gaskraft eines idealen Gases bei den entsprechenden Randbedingungen über der Anregungsfrequenz und kann dann aufgrund der adiabten Zustandsänderung durch die allgemeine ideale Gasgleichung mit dem Polytropenexponent  $n = 1.4$  beschrieben werden [75].

Insbesondere bei Kleinsignalanregung im untersuchten Frequenzbereich bis 20 Hz ist mit keinen sehr hohen Amplituden zu rechnen weshalb eine Gasfederkennlinie mit konstantem Verlauf als Annäherung an dieses Verhalten ausreichend genaue Ergebnisse liefern würde. Für eine höhere Genauigkeit und im Zuge einer weiteren Verwendbarkeit des Reibkraftmodells für Bereiche über den Kleinsignalbereich hinaus, kann eine quadratische Approximation der Gaskraftmodellierung erfolgen.

### 2.3.4 Dämpfercharakteristikmodellierung

Gobbi et al. verwenden ein sehr einfaches streckenweise lineares Dämpfercharakteristikmodell für ein großes Spektrum an Untersuchungen bezüglich des Fahrverhaltens und des Fahrkomforts von Fahrzeugen. Dieses kann über lediglich drei Parameter und den entsprechenden Stützstellen in der sogenannten F-v-Charakteristik bedatet werden. Es

weist für den kleinen Geschwindigkeitsbereich bis zu einer Eckgeschwindigkeit von  $0.1 \frac{m}{s}$  einen steileren linearen Verlauf der F-v-Charakteristik mit unterschiedlichen Werten für die Zug- und Druckstufe auf (siehe Abbildung 2.15).

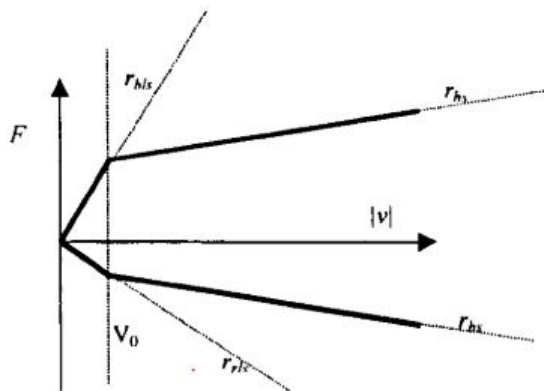


Abbildung 2.15: Streckenweise lineares Dämpfercharakteristikmodell nach Gobbi et al. [52]

Durch die linear interpolierte Kennlinie wird für kleine Geschwindigkeiten je nach Bedatung eine zu geringe oder zu hohe Dämpfungskraft im Modell erzeugt. Da das Modell von Gobbi et al. jedoch für einen großen Bereich an Untersuchungen bezüglich des Fahrverhaltens von Fahrzeugen angewendet wird, wird dies dort als ausreichend gesehen. [52]

Auch Röschi erkennt, dass die Stützstellen bei der VDA-Charakterisierung meist relativ grob verteilt sind. Somit kann der kleine Geschwindigkeitsbereich des Dämpfercharakteristikmodells mit grober Verteilung der Stützstellen unter  $0.079 \frac{m}{s}$  den von ihm als degenerativen Verlauf der Dämpfungskraft erkannten Bereich im kleinen Geschwindigkeitsbereich nicht darstellen [11]. Er schlägt ein Dämpfercharakteristikmodell mit 6 oder 10 Parametern nach Abbildung 2.16 vor.

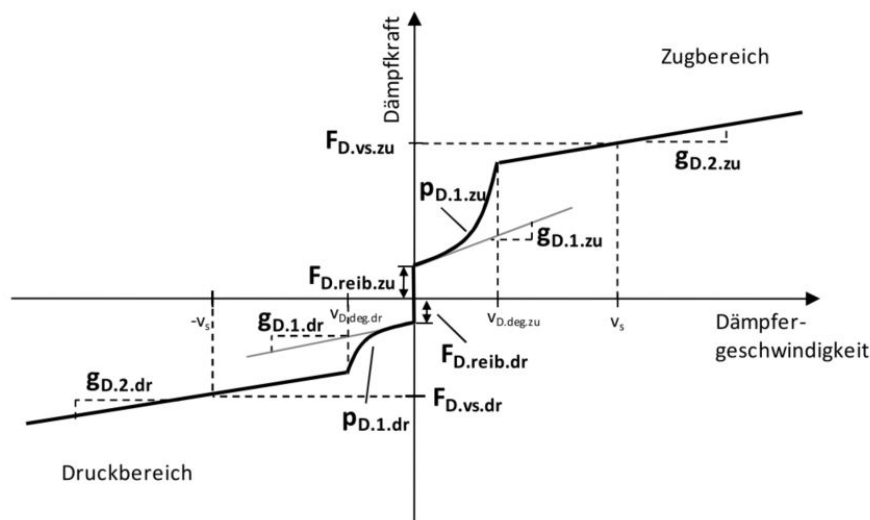


Abbildung 2.16: 10 Parameter F-v-Charakteristik [11]

Dieses beinhaltet neben der nichtlinearen Beschreibung der Dämpferkennlinie im hohen Geschwindigkeitsbereich auch einen degressiven Verlauf für den kleinen Geschwindigkeitsbereich. Für die Bewertung der Modellgüte betrachtet er den Ausgangszustand (Standard VDA-Charakteristik) auf das 6 und das 10 Parametermodell. Das Ergebnis seiner Untersuchung zeigt, dass insbesondere im kleinen Geschwindigkeitsbereich eine Erhöhung der Genauigkeit des Dämpfercharakteristikmodells zu Simulationsergebnissen mit genauerer Annäherung an die Messungen führt. [11]

Kruse et al. gehen auf das dynamische Verhalten des Dämpfers ein, welches über die dynamische Steifigkeit des Dämpfers erklärt wird [10]. Es wird herausgestellt, dass bei einer sinuiden Weganregung des Dämpfers mit gleicher Geschwindigkeit aber unterschiedlicher Frequenz die F-v-Charakteristik einen anderen Verlauf nimmt. Dies äußert sich insbesondere durch ein sich vergrößernde Hystereseffläche im Bereich des Geschwindigkeitsnulldurchgangs der F-v-Charakteristik, welche sich zu höheren Frequenzen hin vergrößert. Die Ursache wird auf eine erhöhte Federwirkung bei höherer Frequenz aufgrund des elastischen Verhaltens der Dämpferkammern bei hohen Dämpferkammerdrücken zurückgeführt, wie auch bei [8, 43] festgestellt wurde.

Pellegrini et al. stellen diese Hysterese auch fest und modellieren das dynamische Verhalten eines (semi)aktiven Dämpfers mittels Zeitverzug [76, 47]. Zur Herstellung einer Hysterese in der F-v-Charakteristik wird ein Zeitverzug erster Ordnung mit einer festen Zeitkonstante verwendet und mit den weiteren Dämpferkräfte, wie Reibkraft und die F-v-Charakteristik verrechnet. [47]



Boggs et al. vergleicht drei mathematische Modelle, wovon zwei fähig sind das dynamische Verhalten von Dämpfern, welches dort auf die Öl- und Dämpferelastizitäten zurückgeführt wird, in Grenzen darstellen können. Das sogenannte „Algebraic Model“ besteht aus einem kombinierten polylinearem Modell, welches im kleinen Geschwindigkeitsbereich ( $< 381$  mm/s) mittels einem Polynom 15er Ordnung und im großen Geschwindigkeitsbereich, nach einem Übergangsbereich von  $12.7$  mm/s, durch Linearkombination mittels Polynom 3er Ordnung modelliert ist [27]. Die Nachteile des Modells liegen in der Tatsache, dass es nicht über den validierten Geschwindigkeitsbereich hinaus extrapoliert werden kann und nur bedingt die sich ausbildende Hysterese der realen F-v-Charakteristik nachbildet [27]. Das zweite vorgestellte Modell wird als „Lineares Dynamikmodell erster Ordnung“ [27] bezeichnet und zeichnet sich durch die kombinierte Modellierung anhand einer Linearen Differentialgleichung 1er Ordnung unter Verwendung einer Zeitkonstanten und dem polylinearem Modell aus. Die Dämpferkraft strebt dann für sehr kleine Frequenzen gegen das polynomielle Modell und erzeugt so eine Dämpferkraft ohne Hysterese [27]. Der Nachteil des Modells liegt darin, dass es sowohl im kleinen als auch im großen Geschwindigkeitsbereich eine Hysterese in der Dämpferkraft erzeugt, was für die meisten Dämpfer nicht zutrifft [27]. Dem soll durch das dritte Modell, dem sogenannten „Nicht-linearem Dynamikmodell erster Ordnung“ [27] entgegen gewirkt werden. Hierbei wird zusätzlich eine Gewichtungsfunktion verwendet um zwischen den oben genannten Modellen mit einer linearen Übergangsfunktion umzuschalten. Bei niedrigen Geschwindigkeiten entspricht die Dämpferkraft dem „Linearen Dynamikmodell erster Ordnung“; bei höheren Geschwindigkeiten der Dämpferkraft des polylinearem Modell. [27]

Nach Unger kann eine Hysterese in der F-v-Charakteristik erzeugt werden indem zu dem Dämpferelement, welches die F-v-Charakteristik erzeugt, ein zusätzliches Dämpfer- und parallel dazu ein Federelement geschaltet werden [9]. Die zusätzlichen Elemente sollen die Steifigkeiten und Dämpfungen des Öls, der Dämpferrohre und des „Dämpferlagers“ [9] (Stützlager) repräsentieren. Da es sich um ein (semi)aktives Dämpfermodell handelt sind diese zwei zusätzlichen Elemente allerdings nur in Abhängigkeit der Höhe des Stellstroms für das Verstellventil modelliert. Die Hysterese resultiert letztendlich aus der Anstiegszeit des Stroms des Verstellventils, welcher von der Induktivität im Verstellventil abhängig ist. [9]

In ihrer Dissertation versucht Stretz, das Dämpfer- und das DV-Verhalten mittels deren dynamischen Übertragungsverhaltens zu beschreiben [8]. Als Ursache für die Amplituden- und Frequenzabhängigkeit des Dämpfers werden die Dämpferelastizitäten gesehen. Für die Ermittlung der Elastizität erzeugenden Parameter wird vorgeschlagen, die entstehenden

Hysteresen in der sogenannten F-s-Hysterese und der F-v-Charakteristik zu betrachten, welche über ideale Dämpfer- und Feder-elemente hergeleitet werden (siehe Abbildung 2.17).

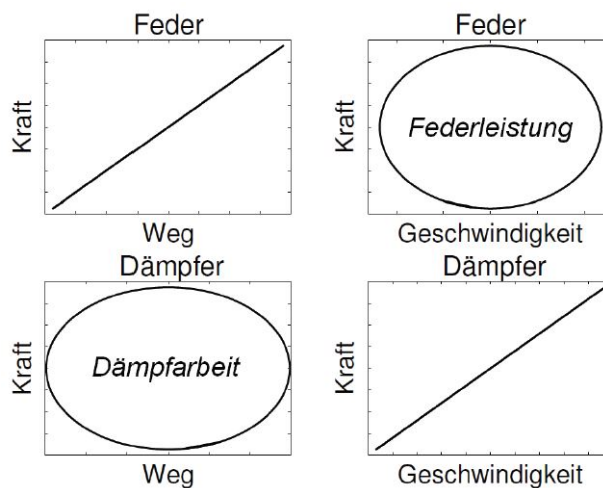


Abbildung 2.17: Federleistung und Dämpferarbeit [8]

Die aus der Hysteresefläche der realen F-v-Charakteristik ermittelte Leistung wird als Federleistung bezeichnet. Sie resultiert aus den Dämpferelastizitäten (Öl- und Dämpferrohrfedersteifigkeit). Die Hysteresefläche in der F-s-Hysterese ist die Dämpferarbeit. Für eine ideale Feder (respektive idealer Dämpfer) würde in der F-s-Hysterese (respektive F-v-Charakteristik) keine Hysterese entstehen. Bildet sich in der F-v-Charakteristik eine Hysterese aus, kann gefolgert werden, dass durch deren Fläche eine Beziehung zur Beschreibung eines dynamischen nichtlinearen Dämpfercharakteristikmodells hergestellt werden kann [8]. Das eigentliche Dämpfermodell besteht dann aus einer nichtlinearen Dämpfercharakteristik und ein in Reihe geschaltetes Federelement mit konstanter Federkonstante. Die Arbeit zeigt mit dieser Art von dynamischen Dämpfermodell vielversprechende Ergebnisse und Potenziale zur Anwendung im Kleinsignalbereich auf und wird im Kapitel 4 weiter behandelt.

Van Kasteel et al. modellieren ein Dämpfermodell für Schienenfahrzeug mittels aufwendiger Druckmodelle, welche die Drücke in den Dämpferkammern simulieren. Dieses numerische Modell beinhaltet Modelle für die Bodenventile, die Dämpferkolbenventile und deren Leckage. Auch die Kompressibilität und das Temperaturverhalten des Dämpferöls werden in den Berechnungen betrachtet. [77]

Yung et al. wählen einen mathematischen Ansatz basierend auf 21 Parametern. Jedoch ist das mathematische Dämpfermodell für Untersuchungen in einem hohem Frequenzbereich

bis zu 500 Hz ausgelegt. Die Berechnungen werden nicht im Detail vorgestellt, basieren jedoch auf teils geometrischen und teils physikalischen Werten. [78]

## 2.4 Zusammenfassung

Der hier definierte Fahrkomfort, welcher im Bereich bis 20 Hz für vertikale Schwingungen definiert wird, lässt sich anhand der vertikalen auf den menschlichen Körper wirkenden Beschleunigungswerte ableiten. Da die Beschleunigungen im Körper eines Menschen für verschiedene Frequenzen unterschiedlich stark wahrgenommen werden, sollten die ermittelten Beschleunigungen mittels einer Bewertungskurve moduliert werden. Daraus ergibt sich der effektive bewertete Beschleunigungswert, welcher das menschliche Empfinden bezüglich Beschleunigungen in untersuchten Frequenzbereichen besser abbildet. Es gibt keine einheitliche Definition für den sogenannten Kleinsignalebereich. Die für diese Dissertation festgelegte Definition für Kleinsignale umfasst, bezogen auf den Dämpfer-Verbund, Wegamplituden  $\leq 2$  mm, Geschwindigkeitsamplituden  $\leq 52 \frac{mm}{s}$  in einem Frequenzbereich bis 20 Hz. Die Höhe der Amplituden, welche im Kleinsignalebereich am Dämpfer entstehen, sollen mittels einem VFM, künstlich erzeugter Unebenheitsverläufe und einem einfachen Dämpfermodell vorab mithilfe der dreifachen Standardabweichung des simulierten Differenzweges und der Differenzgeschwindigkeit zwischen Dämpferkolben und Dämpferrohr abgeschätzt werden. Für eine Abschätzung wie häufig verschiedene Amplituden tatsächlich im Simulationsergebnis vorkommen, soll die relative Häufigkeit als Messgröße dienen. Das VFM kann trotz seines einfachen Aufbaus in weiten Bereichen für Simulationen im Fahrkomfortbereich verwendet werden. Für eine Verbesserung der Modellqualität ist es nötig, die Unzulänglichkeiten eines einfachen linearen Reifenmodells, mittels des sogenannten Latschfilters und des Filters für kleine Frequenzen in gewissen Grenzen zu verbessern. Fahrbahninduzierten Schwingungen, welche auf den Unebenheitsverlauf der Straße zurück zu führen sind, werden zu großen Teilen über den Dämpfer-Verbund übertragen. Für Simulationen ist es möglich Unebenheitsverläufe von Straßen mittels linearer Filter künstlich zu erzeugen. Hierzu soll eine vorhandene Methodik weiter entwickelt werden, welche die Erstellung dieser Verläufe für Simulationen oder als Anregungssignal an einem Prüffeld ermöglicht.

Es existiert eine Vielzahl an verschiedener Prüfstände für Fahrkomfortuntersuchungen und zum Testen von Dämpfern. Es ist jedoch kein Prüfstand bekannt, welcher für Charakterisierungen und HiL-Tests von Dämpfer-Verbunden im Kleinsignalebereich verwendet

werden kann. Um entsprechende Charakterisierungs- und HiL-Tests durchführen zu können, muss also ein entsprechender Prüfstand entwickelt werden. Zur Beschleunigung der Entwicklung und zur Optimierung der Regler, soll die virtuelle Vorentwicklung herangezogen werden. Hierzu sind der Aktuator, die Regler-Kommunikation, die Kraft- und Wegmessung und ein Dämpfer entsprechend zu modellieren.

Für die Validierung und Bestimmung der Modellgüte, soll der Root Mean Squared Error herangezogen werden. Mit dem Bezug des Root Mean Squared Error auf die Standardabweichung des Messsignals ist eine prozentuale Aussage über den Fehler möglich. Die Federkennlinie des Elastomers in einem Dämpferverbund bewegt sich für den Kleinsignalbereich oft im linearen Bereich, weist jedoch eine starke Frequenz- und Amplitudenabhängigkeit auf. Dieses Verhalten ist für das untersuchte Stützlager mit geeigneten Tests nachzuweisen. Zur Modellierung des Stützlagers mit Frequenz- und Amplitudenabhängigkeit, kann ein existierendes Stützlagermodell, bestehend aus dem Teilkraftmodell mit linearem Teil und einem frequenzabhängigen Teil adaptiert werden. Es existiert eine Vielzahl an Reibkraftmodellen. Es zeigt sich, dass für Systeme mit Reibung unter kleinen sich häufig in der Richtung ändernde Bewegungen, die Reibung ein sogenanntes nicht-lokales Gedächtnis aufweist. Dieses Verhalten soll anhand von zu entwerfender Charakterisierungsmethoden am Dämpfer und Dämpfer-Verbund identifiziert werden. Das Zwei-Zustands-Modell bildet dieses Reibungsverhalten sehr gut nach und kann durch Ergänzung eines Modellteils, der das Startverhalten der Reibung beeinflusst, Verwendung finden. Die Gaskraft eines Dämpfers folgt bei kleinen Anregungen ohne nennenswerte Energiedissipation in weiten Teilen der idealen Gasgleichung. Dieses Verhalten kann durch eine quadratische Approximation im Gaskraftmodell angenähert werden. Im Kleinsignalbereich besitzt insbesondere die sogenannte VDA-Charakteristik, welche die Dämpfungskraft über der Dämpfergeschwindigkeit ermittelt, keine Messstellen. Außerdem konnte ermittelt werden, dass zusätzlich eine Frequenz- und Amplitudenabhängigkeit bezüglich der Dämpfungskraft eines Dämpfers und somit auch des Dämpfer-Verbundes vorliegen kann. Diese äußern sich durch eine deutliche Hysterese in der dynamischen Kraft-Geschwindigkeits-Charakteristik, was eine zusätzliche Federleistung im Dämpfer bedeutet. Dieses Verhalten gilt es zu charakterisieren und das Dynamikmodell des Dämpfers sollte dann über eine zusätzliche Federsteifigkeit verfügen, um dieses Verhalten nachzubilden. Die tatsächliche Kraft-Geschwindigkeits-Kennlinie für Geschwindigkeiten  $\leq 52 \frac{mm}{s}$  und die Frequenz- und Amplitudenabhängigkeit ist mit entsprechenden zu entwickelnden Charakterisierungsmethoden zu ermitteln. Hierzu kann neben der Kraft-Geschwindigkeits-Charakteristik das sogenannte Dämpfersteifigkeitsverhältniss zur Parametrierung und Validierung verwendet werden.

### 3 Dämpfer-Verbund-Prüffeld (DVP)

Es hat sich in Kapitel 2 herausgestellt, dass geeignete Dämpferprüfstände für Testanwendungen im Kleinsignalbereich nicht im erforderlichen Maße verfügbar sind. Im Sinne der globalen Funktion im Fahrzeug steht das statische und dynamische Kleinsignalverhalten des DV, welches maßgeblich für den Fahrkomfort im Bereich bis 20 Hz verantwortlich ist, selten im Vordergrund [53]. Aus diesem Grunde fiel die Entscheidung darauf, anhand der geforderten Anforderungen, ein eigenes Dämpfer-Verbund-Prüffeld (DVP oder auch Chassis-HiL-Prüffeld genannt) zu entwerfen. Kapitel 2 hat gezeigt und Kapitel 4 wird zeigen, dass zur Charakterisierung und beim Testen von Dämpfern, Stützlagern und DV im Kleinsignalbereich, Differenzwegamplituden von bis zu 2 mm und Differenzgeschwindigkeitsamplituden von bis  $52 \frac{mm}{s}$  im Frequenzbereich bis 20 Hz gewählt werden sollten. Außerdem sind Beschleunigungen von bis zu  $15 \frac{m}{s^2}$  zu erwarten. Diese Festlegungen wirken sich auf den Entwurf eines DVP aus, da insbesondere im Kleinsignalbereich hohe Anforderungen bezüglich der Stellgenauigkeit und Dynamiken an das System gestellt werden. Mittels des DVP soll es dann möglich sein, zielgerichtete Charakterisierungen von Dämpfern und DV durchzuführen. Mit diesen erzielten Messergebnissen, können zielgerichtete Modelle erstellt und bedatet werden. Wie in Kapitel 2 aufgezeigt, wird die virtuelle Entwicklung von Dämpfer-Prüfständen für Anwendungen im Kleinsignalbereich bisher nicht angewendet. Aus diesem Grunde wurde im Zuge dieser Arbeit eine Methode erarbeitet und veröffentlicht, die es erlaubt einen sogenannten Digital Twin des DVP zu entwerfen und darauf aufbauend ein DVP zu entwickeln [79].

Hier wird dieser Ansatz aufgezeigt, welcher es erlaubt, basierend auf der Grobplanung mittels einer High-Level Architektur über die Auswahl der Komponenten bis hin zur Ableitung eines Prüffeldmodells, ein Prüffeld für zielgerichtete Tests im Kleinsignalbereich zu entwickeln. Das Prüffeldmodell soll für die frühe Optimierung der Reglerparameter dienen. Dies hat den Vorteil, dass eine grobe Vorauslegung ohne mögliche Zerstörung von Komponenten am realen Prüffeld durchgeführt werden kann.

Folgende Vorgehensweise wurde angewendet:

- Erstellung der DVP High-Level Architektur und Auswahl der Komponenten anhand der Anforderungen
- Ableitung von Modellen der für die Regelung relevanten Hauptprüffeldkomponenten; also die Strecke

### 3.1 DVP High-Level Architektur

- Optimierung der Regelparameter für Kleinsignalanregungen
- Umsetzung der Regelung am DVP und Ermittlung der Regelgüte für Kleinsignalanregungen
- Anwendung von DV-HiL-Tests

### 3.1 DVP High-Level Architektur

Neben der Umsetzung entsprechender Bedien- und Sicherheitstechnik für das DVP, mussten entsprechend auch die Peripherieteile ausgelegt werden um den negativen Einfluss auf die Messungen und die Tests so gering wie möglich zu halten. Beispielsweise wurde die Struktur und die Anbindungen des DV an das DVP entsprechend steif ausgelegt. Die Aktuatorik soll elektrisch ausgeführt werden und deren Ansteuerung und Regelung speziell für die Charakterisierung, Tests und HiL-Anwendungen von Dämpfern oder DV im Kleinsignalebereich optimiert werden. Dies führt zu der in Abbildung 3.1 gezeigten DVP High-Level Architektur.

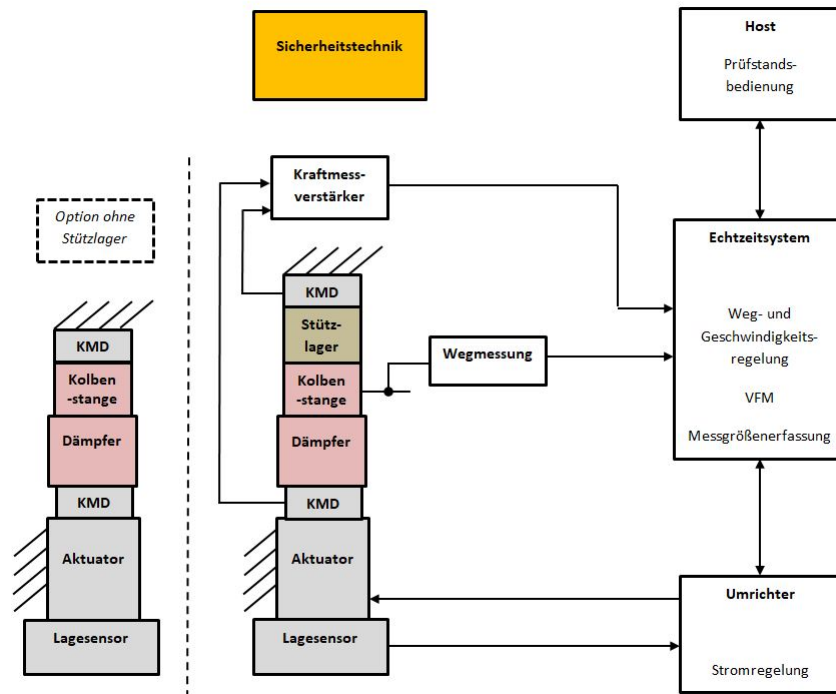


Abbildung 3.1: DVP High-Level Architektur mit (links) Option Tests ohne Stützlager und (rechts) DV-Tests

Anhand dieser Architektur und der Anforderungen konnten entsprechende Komponenten gewählt werden, welche in den folgenden Kapiteln vorgestellt werden.

### 3.2 DVP Prüffeldumgebung

Aus der High-Level Architektur und den Anforderungen an das DVP konnte eine Verfeinerung zur Komponentenwahl des DVP und dessen Peripherie hergeleitet werden. Dessen schematischer Aufbau ist in Abbildung 3.2 aufgezeigt [80].

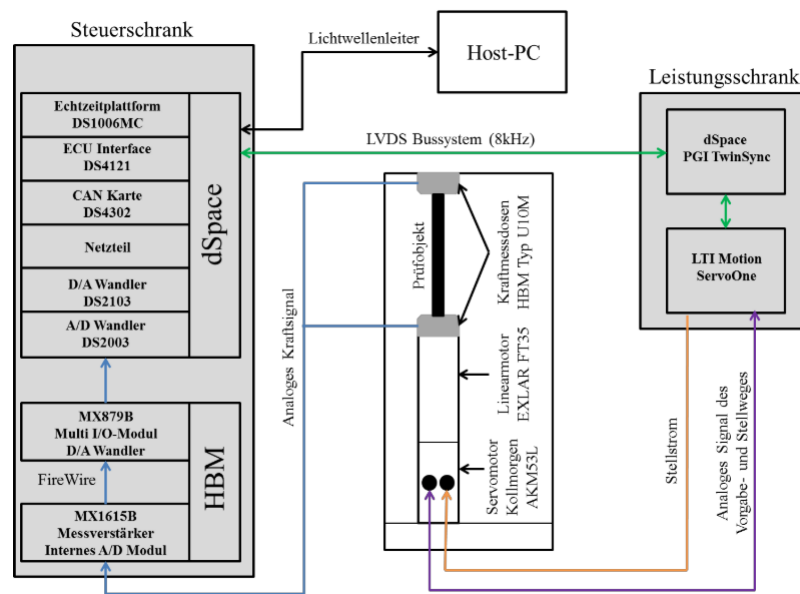


Abbildung 3.2: Schema der DVP Prüffeldumgebung mit Steuerschrank und seiner Echtzeitumgebung (links), DV-Testaufbau mit Aktuator (mitte) und Leistungsschrank (rechts) [80]

Hier sind die Hauptkomponenten wie der Steuerschrank mit der Echtzeitumgebung, der Prüfaufbau mit Sensorik und Aktuatorik, sowie der Leistungsschrank abgebildet, die im Gesamten das DVP darstellen. Das DVP ist soweit modular ausgelegt dass sowohl Hardware- als auch Softwarekomponenten jederzeit erweitert, umgebaut oder ausgetauscht werden können. Auch die Testdurchführung und Messdatenerfassung wurde soweit vereinheitlicht, dass die Erstellung der Testvektoren und das Postprocessing und die Auswertung der Messdaten fast ausschließlich automatisiert abläuft. In Abbildung 3.3 ist das Ergebnis der Entwicklung des DVP abgebildet.



Abbildung 3.3: DVP der Hochschule für angewandte Wissenschaften München (HM)

### 3.3 DVP Hardware

Im Allgemeinen, aber speziell für DV-Tests im Kleinsignalbereich ist es notwendig, sämtliche äußeren Störeinflüsse möglichst von den Messmitteln des DVP fern zu halten. Dabei sind für die Anwendung im Kleinsignalbereich schon kleinste Störungen aus dem Umfeld des DVP unerwünscht da sie das Ergebnis beeinflussen können. Die verwendete steife Prüfplatte wurde aus diesem Grund weitestgehend durch den Einsatz von Gummipuffer von der Umgebung entkoppelt.

#### 3.3.1 DV Testaufbau am DVP

Der in Abbildung 3.4 gezeigte Prüfaufbau steht exemplarisch für die Testmöglichkeiten mit dem DVP, die sowohl mit passiven und theoretisch auch semiaktiven und aktiven Vorderachs- und Hinterachsdämpfer in Einrohr- als auch in Zweirohrbauweise durchgeführt werden können.





Abbildung 3.4: Typischer DV Testaufbau am DVP mit 1) Stützlager und 2) Hinterachsdämpfer in Zweirohrbauweise

Aufgrund des Prüffeldkonzeptes geschieht die Anbindung über die Stützlager modular wobei eine Vielzahl unterschiedlicher Stützlagertypen verwendet werden kann. Der hier gezeigte HA-DV, bestehend aus dem oberen Stützlager und einem Hinterachsdämpfer in Zweirohrbauweise, wurde jeweils über einen Adapter mit der Kraftmessdose (KMD) verbunden. Die obere KMD dient zur Messung der Reaktionskraft des DV während die untere KMD für eine mögliche Kraftregelung des Aktuators vorgesehen ist. Die Adaptierung zum Prüfrahm und der Prüfrahm selbst, wurden äußerst steif ausgelegt um die Eigenfrequenzen und Steifigkeiten außerhalb des zu betrachtenden Fahrkomfortbereiches zu halten was den Fehler minimiert. Eine genauere Untersuchung hierzu müsste noch durchgeführt werden. Die an der Dämpferreibung beteiligten Partner sind von einer möglichen im Dämpfer auftretenden Querkraft abhängig. Aufgrund der engen Tolerierung der involvierten DVP Hardware war es möglich die gesamte Toleranzkette des linear geführten Aktuators und der Linearführung bestmöglich auszulegen. Die Mittelachse des DV liegt am oberen und unteren Adapter in der Hochachse der oberen und unteren KMD.

#### 3.3.2 DVP Aktuatorik

Das Prinzip der Charakterisierung von Dämpfern basiert hier auf der Aufprägung eines Weges am Dämpferfuß, wobei sich durch die zeitliche Änderung des Weges eine entsprechende Geschwindigkeit und somit eine Reaktionskraft (DV-Kraft) über den Dämpfer am

Stützlager einstellt. Dieser Weg kann unter Vernachlässigung der Fußlagersteifigkeit als Differenzweg zwischen Radträger und Stützlager angesehen werden. Der für diese Zwecke vorgestellte linear geführte Aktuator mit Servomotor (im Weiteren Linearaktuator genannt) besteht aus mehreren in Abbildung 3.5 gezeigten Subbauteilen.



Abbildung 3.5: Linearaktuator bestehend aus 1) linear geführtem Kolben, 2) Linearmodul FT35-1210, 3) Kupplung, 4) AC Servomotor (PSM) und 5) Bremse

Das schlupffreie Linearmodul FT35-1210 mit Planetenrollengewindetrieb der Firma Exlar [81] und der AC Servomotor AKM53L mit integriertem Absolutwertgeber der Firma Kollmorgen [82], welcher als permanenterregte Synchronmaschine (PSM) umgesetzt ist, sind über eine Faltenballkupplung Inline verbaut. Eine genauere Beschreibung des Linearaktuator mit dem schlupffreien Linearmodul FT35-1210 mit Planetenrollengewindetrieb und dessen Aktuator-Umrichter ist im Annex D.1 zu finden.

#### 3.3.3 DVP Sensorik

Der für die Wegregelung im Kleinsignal benötigte tatsächlich gestellte Linearaktuatorweg (weiter als Istweg bezeichnet) kann aufgrund des schlupffreien Linearmoduls und des geringen Spiels im Linearaktuator indirekt über einen im Servomotor integrierten Absolutwertgebers ermittelt werden. Unter Beachtung der Übersetzung vom rotatorischen zum translatorischen Linearaktuatoranteil von 10 mm pro Umdrehung ist durch den hochauflösenden Multiturn Sin-Cos-Drehgeber von Heidenhain [83] eine rotatorische Stellgenauigkeit von 20 Winkelsekunden möglich. Dies bedeutet eine theoretische translatorische Stellgenauigkeit von ca. 15  $\mu\text{m}$ . Das Linearmodul weist wie in Tabelle D.1 aufgezeigt eine Positioniergenauigkeit von 25  $\mu\text{m}$  pro 300 mm Verfahrensweg auf. Die gesamte translatorische Stellgenauigkeit kann durch Vernachlässigung des Fehlers im Linearmodul auf 15  $\mu\text{m}$  festgelegt werden.

Für eine hochgenaue Erfassung der sich ergebenden DV-Reaktionskräfte im Kleinsignalebereich, wurde auf KMD der Firma Hottinger Baldwin Messtechnik (HBM) [84] zurückgegriffen. Diese besitzen zur Kompensation von Messspannungsabfällen eine Sechsheiter-

technik, eine hohe Grundresonanzfrequenz und einen elektrisch kompensierten Biegemomenteneinfluss. Es kann je nach Testfall auf eine 5 kN KMD oder für die Ermittlung sehr kleiner Kräfte wie z. B. die Reibkräfte auf eine 500 N KMD zurückgegriffen werden. Die Umrechnung der in den Dehnmessstreifen (DMS) erfassten Messspannungen geschieht über ein DMS Brücken-Messverstärker MX1615B der Firma HBM. Da dieser keine analogen Spannungsausgänge besitzt wird das verstärkte Kraftsignal mittels FireWire-Kommunikation an ein Multi-I/O-Modul geleitet wo es als analoges Spannungssignal mit  $\pm 10$  V an der A/D-Karte DS2003 [85] im Echtzeitschrank eingelesen werden kann. Aufgrund der Eingangsfilterung des Messsignals ergibt sich je nach Filtereinstellung die in Tabelle 3.1 aufgezeigte Latenz.

Tabelle 3.1: Einflüsse auf die Latenz der Kraftmessung

Entstehung der Latenz	Modul	Latenz
Brücken-Messverstärker	Eingangsfilter	je nach Testanwendung
	Umwandlung A/D	288 $\mu$ s
Brücken-Messverstärker/Multi-I/O-Modul	FireWire	2.1 ms
Multi-I/O-Modul	Umwandlung D/A	288 $\mu$ s
Echtzeitschrank Analog I/O	Umwandlung A/D	3.9 $\mu$ s

Je nach Testanwendung des DVP wurden die im folgenden benannten Eingangsfiler gewählt wählen. Für Anwendungen im Kleinsignalbereich unter Echtzeitanwendung mit VFM ist ein Kompromiss zwischen geringer Latenz und störungsfreiem Messsignal zu wählen, um die in das Fahrzeugmodell zurückgeführte gemessene Dämpferkraft so schnell wie möglich mit ausreichender Qualität zur Verfügung zu stellen. Dabei hat sich durch Vorversuche mit stochastischen Anregungsprofilen eine digitale Tiefpassfiltereinstellung mit einem Besselfilter 4. Ordnung mit 1 kHz Eckfrequenz bei einer Messrate von 20 kHz als bester Kompromiss erwiesen, da noch eine hohe Regelgüte erreicht werden konnte. Die Gesamtlatenz belief sich dann auf 2.9 ms was adäquate DV-HiL-Tests erlaubte. Das Latenzverhalten ist für eine Filtereinstellung konstant und durch geeignete Maßnahmen im Postprozessing für DV-Charakterisierungen, also für Tests ohne HiL-Anwendung, korrigierbar. Die Wahl der Filtereinstellung für die DV-Charakterisierungen viel auf den Besselfilter 4. Ordnung mit einer Eckfrequenz von 0.2 kHz bei einer Messrate 20 kHz was eine Gesamtlatenz von 4.2 ms bedeutet.

Im DV entsteht zwischen der Dämpferkolbenstange und dem oberen Adapter ein Diferenzweg aufgrund der elastischen Lagerung im Stützlager. Die Dämpferkolbenstange kann

sich nun aufgrund des zusätzlichen Freiheitsgrades relativ zwischen Prüffeldrahmen und Dämpferrohr bewegen wie in Abbildung 3.6 zu sehen ist.

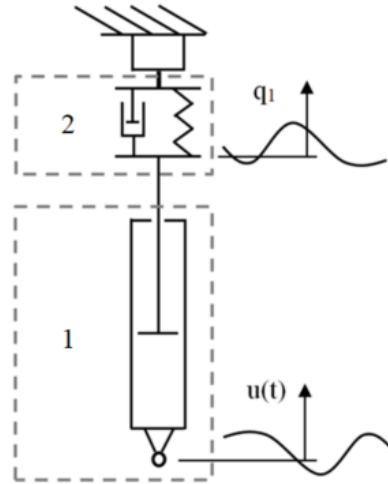


Abbildung 3.6: Schematische Zeichnung zur Erfassung des relativen Kolbenstangenwegs mit 1) Anregung am Dämpferfuß  $u(t)$  und 2) zusätzlichem Freiheitsgrad  $q_1$  der Dämpferkolbenstange

Die Messung dieser Differenz im Kleinsignalbereich wurde mit einem hochauflösenden Messtaster der Firma Heidenhain [86] umgesetzt. Der Messtaster weist eine hohen Messgenauigkeit aufgrund des Messverfahrens und der Vorspannung der Messspitze mittels einer Feder auf. Die Abhebefrequenz der Messspitze liegt weit außerhalb des betrachteten Frequenzbereichs wobei deren Federsteifigkeit gering gehalten ist um die den Einfluss des Messmittels zu minimieren. Somit sind Wegmessungen im Kleinsignalbereich bis zu einer Messgenauigkeit von  $\pm 1 \mu\text{m}$  möglich.

Während der DV-Tests im Kleinsignalbereich sind aufgrund der geringen Energiedissipation im Dämpfer keine hohen Temperaturänderungen des Dämpferöls zu erwarten. Um jedoch die aktuellen Temperaturen zu dokumentieren, wurde ein auf CAN basierendes Temperaturmesssystem zur Erfassung der Temperaturen am Dämpferrohr und der Umgebung installiert.

### 3.4 DVP Software

Sämtliche für das DVP entwickelte Software zur Steuerung und Regelung basiert auf Eigenentwicklungen die an der Hochschule für angewandte Wissenschaften München (HM)

entstanden sind. Zum Einen konnte aufgrund des modularen Aufbaus Softwarebausteine aus bestehenden Prüffeldern übernommen werden, zum Anderen wurde auch für das DVP eigene modulare Testautomatisierungs- und DVP-Prüfstandsregelkonzepte erstellt. Die überwiegend auf Matlab/Simulink [87], ControlDesk Next Generation (CDNG) [88] und Python [89] basierende Prüfstandesbedienung erlaubt durch die Verwendung der versuchsplattformunabhängigen sogenannten XIL API von dSPACE eine Standardisierung der Schnittstelle zwischen der Hard- und Software. Somit ist es möglich programmierte Testautomatisierungen für Anregungen im Kleinsignalbereich plattformunabhängig auch für andere Prüffelder zu nutzen.

#### 3.4.1 DVP Echtzeitumgebung und Bedienungssoftware

Für die Anwendung von echtzeitfähigen Modellen und zur Regelung von zeitkritischen Prüffeldgrößen im Kleinsignalbereich, wie bspw. dem Linearaktuator-Wegregler, wurde auf ein modulares Echtzeitkonzept mit hoher Rechengeschwindigkeit und hoher Datentransferrate für die Datenkommunikation geachtet. Dieses unter dem Gesamtbegriff Steuerschrank zusammengefasste Konzept besteht im Großteil aus Komponenten der Firma dSPACE welche mit ihrer Anwendung in Tabelle 3.2 aufgeführt sind. Im Weiteren wird nur auf die wichtigsten für die Echtzeitanwendung relevanten Komponenten eingegangen.

Tabelle 3.2: Überblick der für Echtzeitanwendungen relevante Komponenten im Steuerschrank

Bezeichnung	Anwendung
ds1006 MC	Multicore Prozessorboard für Echtzeitanwendungen
ds2003	Hochgeschwindigkeits A/D-Karte zum einlesen von analogen Signalen
ds2103	Multikanal D/A-Karte zum einlesen und ausgeben von digitalen Signalen
LVDS TwinSync	Lichtwellenleiter-Kommunikationssystem für 8 kHz bidirektionalen Datentransfer

Für die DVP-Regelung wurde eine auf Simulink basierende Prüffeldregelung und -steuerung umgesetzt (im Weiteren Prüffeldmodell genannt). Das Prüffeldmodell läuft nach einem Kompilierungsprozess auf dem Prozessorboard DS1006MC [90] und gibt über die Software CDNG der Firma dSPACE mittels des Host-PCs zugriff auf dessen Ansteuerung. Das hohe Rechenpotenzial des Prozessorboards ließ eine Aufteilung des Prüffeldmodells in zwei Subsysteme zu. Das erste Subsystem läuft auf dem Prozessorboard mit einer zeitdiskreten Taktung von 1 kHz und umfasst sämtliche nicht zeitkritischen Regelungs- und Steuerprozesse des DVP. Speziell die Regelung des Linearaktuators und die für die

HiL-Anwendung relevanten Modellteile sowie die Kraftmessung sind in einem extra Subsystem zusammengefasst und laufen mit einer zeitdiskreten Taktung von 8 kHz. Dieses 8 kHz Subsystem ermöglicht eine Regelung des Linearaktuators und die Berechnung weiterer zeitkritischer Prozesse, z. B. für ein Fahrzeugmodell, mit einer Taktung von 125  $\mu$ s.

Über einen I/O-Block im 8 kHz Subsystem ist die Kommunikation zwischen dem Prüffeldmodell und dem Umrichter über das LVDS-System [91] mit einer Taktung von 125  $\mu$ s bidirektional möglich. Das LVDS-System basiert auf Lichtwellenleitern und entsprechenden Sende- und Empfangsmodulen, welche diese schnelle Kommunikation mit der hohen Taktung garantieren und somit die Regelanforderung bei DV-Tests im Kleinsignalebereich an den Umrichter schnellstmöglich weiterleiten kann.

### 3.5 DVP Modellierung und Regleroptimierung für Kleinsignalanregungen

Für die Modellierung des DVP Modells ist es sinnvoll eine DVP Modellarchitektur zu entwerfen anhand der die benötigten Einzelmodelle herausgestellt werden können. Durch die Vorgabe fester Reglerstrukturen und anhand von Erfahrungswerten von Prüfständen ähnlicher Bauart lassen sich dann Regler für die Optimierung ableiten. Durch die Wahl geeigneter Anregungsprofile im Kleinsignalebereich ist es möglich das Spektrum für anwendungsspezifische Regler-Optimierungen zu gewährleisten. Nachdem optimale, am DVP Modell stabile, Reglerparameter ermittelt wurden, können diese am realen DVP getestet und ggf. weiter optimiert werden.

#### 3.5.1 DVP Modellentwurf

Aus den DVP Anforderungen und den zuvor genannten DVP-Hardwarebauteilen lässt sich für einen Offline-Optimierungsprozess folgende Modellarchitektur ableiten (siehe Abbildung 3.7).

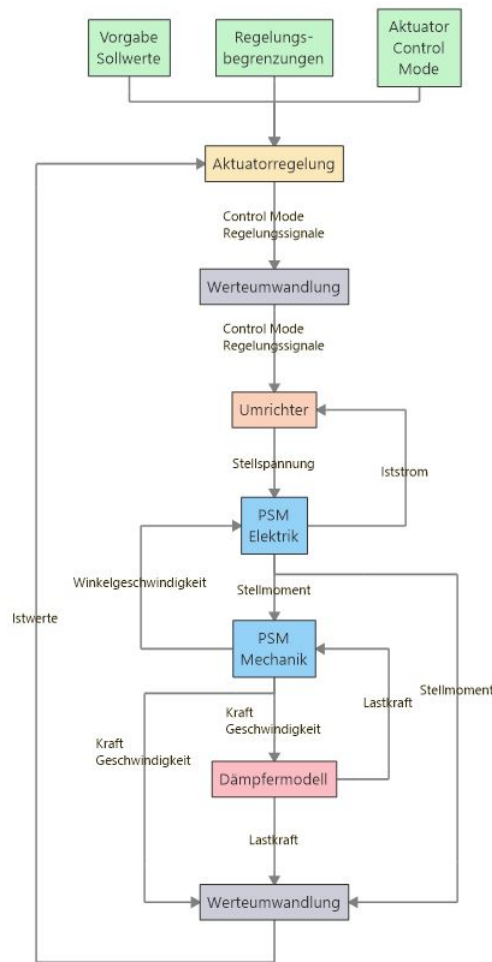


Abbildung 3.7: DVP Modellarchitektur

Das DVP wird durch die DVP Modellarchitektur mit ihren Sub-Modellen widergespiegelt, mit dessen Hilfe nach einer Validierung der Einzelkomponenten eine Optimierung des Wegreglers durchgeführt werden kann. Die Sub-Modelle sollen hier kurz erläutert werden.

**Nutzereingaben** Die oberste Ebene stellt die Nutzereingaben wie etwa die Sollwertvorgabe, Begrenzungen und den Linearaktuator Regelungsmodus dar. Die Nutzereingaben können im HiL-Betrieb ebenso dem implementierten VFM übergeben werden, welches dann mittels Rückführung der tatsächlich am DVP ermittelten Dämpferkräfte (oder DV-Kräfte) einen Sollwert in Form des Differenzweges berechnet und an den Regler übergibt (siehe auch Kapitel 3.6).

**Linearaktuatorregelung** Die Linearaktuatorregelung besteht aus einem dynamischen PID-Lageregler (dynamischer Wegregler) und PI-Stromregler für dynamische Anwendungen im Kleinsignalbereich und einem etwas trägeren Kaskadenregler (P-Lage-, PI-Geschwindigkeits- und PI-Stromregler), welcher je nach Anwendung gewählt werden kann. Auf die Optimierung und die Werte der Regelparameter wird in Kapitel 3.5.2 näher eingegangen. Eines der Ziele war es, die Hauptteile der Regler für die spätere Anwendung am DVP auf dem schnell rechnenden Echtzeitsystem berechnen zu lassen. Dies sollte den Vorteil bringen, dass eine höhere Regeldynamik gegenüber der Regelung auf dem Umrichter erreicht wird, da bspw. Stellsignale aus dem VFM direkt auf der gleichen Plattform übergeben werden können. Der schematische Aufbau der zwei Regler und wo diese platziert sind (im Prüffeldmodell oder auf dem Umrichter) ist in Abbildung 3.8 dargestellt.

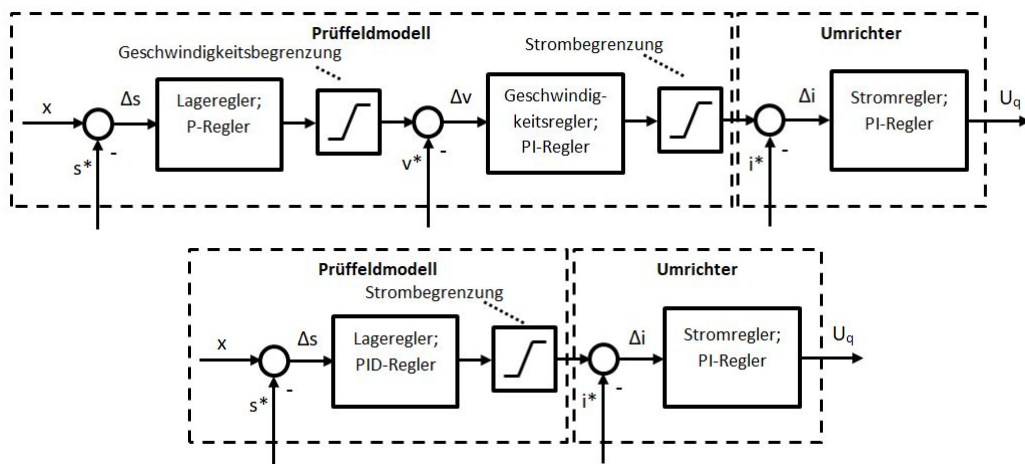


Abbildung 3.8: Schematischer Aufbau der Linearaktuatorregler mit (oben) Kaskadenregler und (unten) dynamischer Wegregler

Der dynamische Wegregler wurde für die jeweilige Anwendung, Dämpfer- und DV-Charakterisierung oder DV-HiL-Tests, optimiert.

**Werteumwandlung** Nach einer Werteumwandlung, welche die zu übergebenden Werte auf das Format des Umrichters normiert, sind die Modellanteile Linearaktuator- und Dämpfermodell aufgezeigt.

**Umrichtermodell** Im Umrichtermodell kann die jeweilige Regelungsart, wie sie auch beim realen Umrichter umgesetzt ist, simuliert werden. Diese entsprechen den einstellbaren Reglern, PCON mit P-Regler, SCON mit PI-Regler und CCON mit PI-Regler und



Rastmomentenkompensation. Sie bilden die Kaskadenregelung des Umrichter ab. Er bekommt als Rückgabewert aus der PSM den aktuellen Iststrom und errechnet anhand der Vorgabe und der Stromreglerabweichung eine Stellspannung, welche als Eingang für die PSM dient. Für die Optimierung des oben genannten dynamischen Wegreglers, wird lediglich die letzte Kaskade, also der CCON Stromregler, verwendet, welcher seine Sollwerte aus der Linearaktuatorregelung bekommt. Dieser war fest eingestellt für alle weiteren Reglerauslegungen mit den Werten  $P = 10$  und  $I = 0.5$ .

**Linearaktuatormodell** Im Zuge dieser Dissertation wurde an der HM eine Arbeit betreut, in der Mayer und Kettner ein Modell des Linearaktuators für das DVP erstellt [92]. Dieses Linearaktuatormodell besteht aus dem elektrischen Teil der PSM und einem mechanischen Teil, welcher die Mechanik der PSM und die Übersetzung der Dreh- in eine linear geführte Bewegung umfasst. Hier wird auf die wichtigsten Eigenschaften und die Parameter des Linearaktuatormodells eingegangen, welches dann für die DVP-Regleroptimierung herangezogen wurde. Die Herleitung der Gleichungen, das daraus hergeleitete Linearaktuatormodell und die Validierung kann aus [92] entnommen werden. Die hergeleiteten Formeln für den elektrischen Teil des Modells lauten nach [92] für  $U_d$  die Spannung der Längsachse des umlaufenden Rotors

$$U_d = -Z_p \cdot \omega_A \cdot L_q \cdot I_q \quad (3.1)$$

für  $U_q$  die Spannung der Querachse des umlaufenden Rotors

$$U_q = R_S \cdot I_q + L_q \cdot \frac{d}{dt} I_q + U_{konst.} \cdot \omega_A \quad (3.2)$$

und  $M_{Mi}$  für das Luftspaltmoment des Elektromotors

$$M_{Mi} = M_{konst.} \cdot I_q \quad (3.3)$$

Der elektrische Teil des Linearaktuatormodells kann dann aus den Formeln mit dem in Abbildung 3.9 gezeigten Signalflussplan dargestellt werden, dessen Parameter in Tabelle 3.3 genauer beschrieben sind.

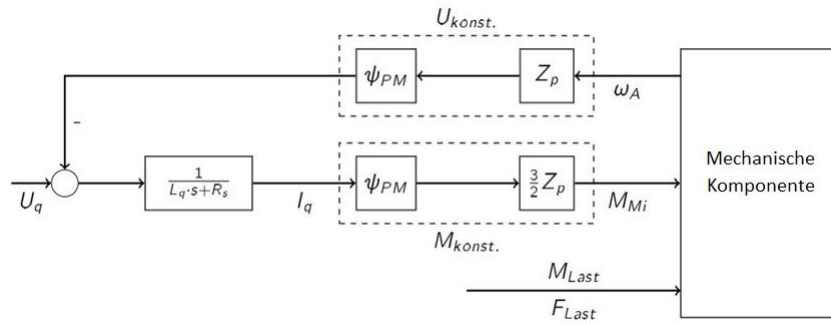


Abbildung 3.9: Elektrischer Teil des Linearaktuormodells nach [92]

Bei dem verwendeten Modell wurden Streueinflüsse durch elektromagnetische Störungen und Reluktanzeinflüsse vernachlässigt, da die PSM symmetrisch konstruiert wurde und diese somit nur eine untergeordnete Rolle spielen [92]. Der mechanische Teil des Linearaktuormodells besteht aus dem in Abbildung 3.10 gezeigten Modellkomponenten.

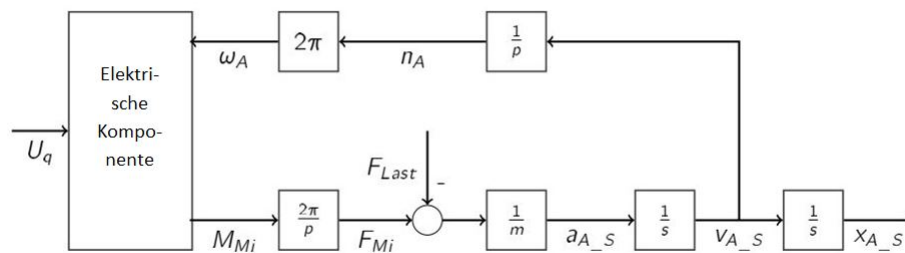


Abbildung 3.10: Mechanischer Teil des Linearaktuormodells nach [92]

Da der Spindeltrieb des Linearaktuators aus einem Planetengetriebe, einer Mutter und der Spindel besteht, konnte der Zusammenhang zwischen der Dreh- und Linearbewegung über die Spindelübersetzung  $p = 0.01 \frac{m}{V}$  und einer translatorischen Ersatzmasse  $m_{AP}$  vereinfacht mittels des Trägheitsmomentes des Rotors  $J_A$  hergeleitet werden [92]. Über die Gesamtmasse  $m_{AS}$  bestehend aus  $m_S$  der Masse der Kolbenstange und der Linearführung des Linearaktuators und  $m_{AP}$  mittels

$$m_{AS} = m_S + m_{AP} = m_S + \frac{J_A \cdot (2\pi)^2}{p^2} \quad (3.4)$$

und Aufstellen des Kräftegleichgewichts an  $m_{AS}$ , kann nach [92] auf die effektive translatorische Kraft  $F_{eff} = F_{Mi} - F_{Last}$  des Aktuators, bzw. den Freiheitsgrad der translatorischen Bewegung mittels

$$a_{AS} = \frac{d}{dt}v_{AS} = \frac{1}{m_{AS}}(F_{Mi} - F_{Last}) \quad (3.5)$$

geschlossen werden. Die Parametrierung des Linearaktuatorsmodells ist in Tabelle 3.3 dargestellt.

Tabelle 3.3: Parameter des elektrischen und des mechanischen Teils des Linearaktuatorsmodells

Elektrische Parameter	Formelzeichen	Wert	Einheit
Polpaarzahl	$Z_p$	6	-
Drehmomentkonstante	$M_{konst.}$	0.88	$\frac{Nm}{A}$
Spannungskonstante	$U_{konst.}$	0.57	$Vs$
Anschlusswiderstand	$R_s$	0.732	$\Omega$
Querachseninduktivität	$L_q$	0.94	$mH$

Mechanische Parameter	Formelzeichen	Wert	Einheit
Trägheitsmoment Rotor	$J_A$	1.7e-3	$kgm^2$
Masse Kolbenstange und Linearführung	$m_s$	14	$kg$
Spindelübersetzung	$p$	10e-3	$\frac{m}{U}$

**Dämpfermodell mit Reibung** Da zum Zeitpunkt der Entwicklung noch kein ausreichend validiertes Dämpfermodell zur Verfügung stand, diente für die erste Auslegung ein lineares Dämpfermodell mit unterschiedlicher Zug- und Druckstufe als simulierte Lastkraft  $F_{Last}$  im System. Außerdem sollte für ein realistischeres Verhalten des Dämpfers im Kleinsignalebereich ein LuGre-Modell (vergl. (2.18), (2.19) und (2.16)) zur Nachbildung der Reibung zur Anwendung kommen, welches mit Erfahrungswerten aus vergangenen Projekten bedatet wurde. Aus den Ausgängen der zwei Modelle wird die Summenkraft (entspricht der Lastkraft) am Ausgang gebildet. Der Eingang für die Modelle ist der Kolbenstangenweg  $s_{AS}$  und die Kolbenstangengeschwindigkeit  $v_{AS}$  des Linearaktuators. In Tabelle 3.4 sind die Parameter für die zwei Modelle hinterlegt.

Tabelle 3.4: Parameter des Dämpfermodells und des Reibungsmodells für die Regleroptimierung

Parameter Dämpfermodell	Formelzeichen	Wert	Einheit
Zugstufe	$d_Z$	2830	$\frac{Ns}{m}$
Druckstufe	$d_D$	2341	$\frac{Ns}{m}$

Parameter LuGre-Modell	Formelzeichen	Wert	Einheit
Asperitensteifigkeit	$\sigma_0$	1e6	$\frac{N}{m}$
Mikro-viskoser Reibungsfaktor	$\sigma_1$	1.1	$\frac{Ns}{m}$
Viskose Dämpfung	$\sigma_2$	199	$\frac{Ns}{m}$
Haftreibungskraft	$F_s$	22	N
Gleitreibungskraft	$F_c$	15	N
Stribeckgeschwindigkeit	$v_s$	0.033	$\frac{m}{s}$
Formfaktor der Stribeckkurve	$\delta_{Stribe}$	2	-

**Werteumwandlung** Die zweite Werteumwandlung ist lediglich implementiert um das reale System nachzustellen. Prinzipiell findet hier wieder eine Rücknormierung auf Modellebene statt wie sie oben beschrieben ist.

**Modellvalidierung** Während der Validierung des Linearaktuatormodells wurde auf Erkenntnisse von Becker zurückgegriffen, welche aus Untersuchungen zur Verbesserung der Modellqualität von Linearaktuatormodellen gewonnen werden konnten. Becker hat in seiner Arbeit das Modell der PSM eines Linearaktuators ähnlicher Bauart im Einsatz an einem Lenkungsprüfstand validiert [93], mit dem Ergebnis, dass eine Verbesserung der Modellqualität erreicht werden kann, wenn der Anschlusswiderstand  $R_S$  (bei Becker als „Statorwiderstand“ [93] bezeichnet) und die Querachseninduktivität  $L_q$  (bei Becker als „Statorinduktivität“ [93] bezeichnet) nicht konstant, sondern stromabhängig bzw. in Abhängigkeit des sogenannten verketteten Flusses modelliert werden [93]. Dieser dem elektrischen Teil des Linearaktuators zugehörige Verhalten wird auf das Verlustverhalten der Pulswechselrichter an der Ausgangsseite des Umrichters zurückgeführt [93]. Die tatsächlich verwendeten Größen sind in Abbildung 3.11 hinterlegt.

### 3.5 DVP Modellierung und Regleroptimierung für Kleinsignalanregungen

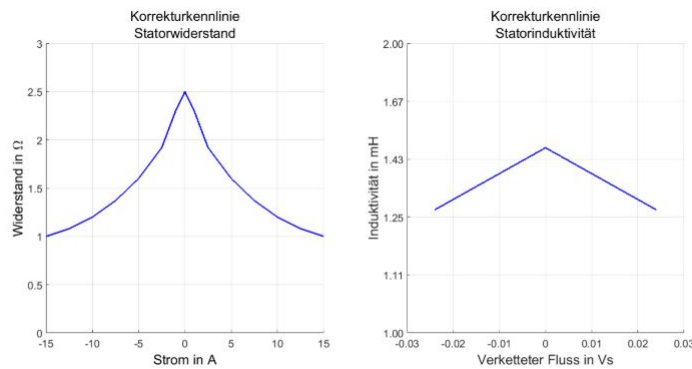


Abbildung 3.11: Korrektur des Anschlusswiderstandes und der Querachseninduktivität nach [93]

Dieses Wissen ist in die Modellierung und Validierung des Linearaktuatorsmodells und des DVP-Modells (entspricht in Abbildung 3.7 dem „Prüfstand“ inklusive den „Werteumwandlungen“) eingeflossen und entsprechend umgesetzt.

Die Validierung des gesamten DVP-Modells und dessen innere Strom-Regelkaskade (noch ohne den äußeren dynamischen Wegregler) wurde hier, in Anlehnung an [93], weiterführend mithilfe eines linearen Stromsweeps als Stellvorgabe durchgeführt. Dieser wurde bei Amplituden von 0.5, 1.0, 1.25, 1.5 ... bis 3.0 A schrittweise erhöht, wobei jeweils ein linearer Frequenz-Sweep von 0 Hz bis 20 Hz in 20 Sekunden durchlaufen wurde. Der relativ kleine Stellstrom soll hierbei die Anwendung im Kleinsignalbereich abdecken, da dort mit kleinen Strömen gerechnet werden kann. Durch Bildung des RMSE zwischen gemessenem und simuliertem Strom der PSM des Linearaktuators und Bezug auf die zu stellende Stromamplitude, ist eine Aussage über die Modellqualität des DVP-Modells möglich. Die Ergebnisse für den in dieser Arbeit verwendeten Linearaktor sind in Tabelle 3.5 hinterlegt.

### 3.5 DVP Modellierung und Regleroptimierung für Kleinsignalanregungen

Tabelle 3.5: RMSE zwischen gemessenem und simuliertem Strom und Abweichung bezogen auf die zu stellende Stromamplitude am DVP-Modell bei Anregung mit linearem Frequenz-Sweep bis 20 Hz in 20 Sekunden

Stromamplitude in A	RMSE in A	Abweichung in %
0.5	0.06	12.0
1.0	0.15	15.0
1.25	0.08	6.4
1.5	0.13	8.7
1.75	0.13	7.4
2.0	0.10	5.0
2.25	0.21	9.3
2.5	0.14	5.6
2.75	0.10	3.6
3.0	0.27	9.0

Werden die Ergebnisse auf den zu stellenden Strombereich bezogen ist zu erkennen, dass die Abweichungen relativ klein sind. Bei sehr kleinen Stellströmen zeigt das DVP-Modell zwar einen kleinen RMSE, es neigt aber zu eher größeren Abweichungen zur Stromamplitude. Wird der Verlauf des Fehlers, also die Differenz zwischen gemessenem und simuliertem Strom der PSM des Linearaktuators, über der Zeit betrachtet (bei dem hier verwendeten linearen Frequenz-Sweep kann dies als Frequenz aufgefasst werden), so ist zu erkennen, dass der Fehler mit der Frequenz leicht ansteigt. In Abbildung 3.12 ist dies beispielhaft für die Amplitude 1.25 A im Frequenzbereich zwischen 5 Hz und 19 Hz dargestellt.

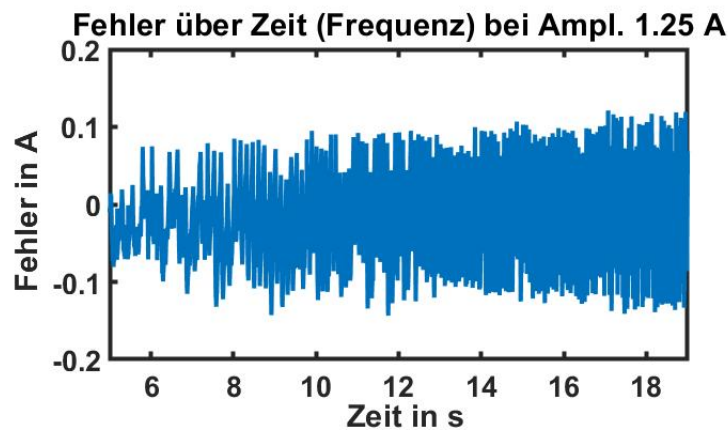


Abbildung 3.12: Differenz des gemessenen und simulierten Stroms der PSM des Linearaktuators bei Amplitude 1.25 A zwischen 4 Hz und 19 Hz

Dies war bei allen Amplituden auszumachen und kann auf einen sich ausbildenden Zeit-

verzug zwischen gemessenem und simuliertem Stroms der PSM des Linearaktuators zurückgeführt werden. Es ist damit zu rechnen, dass bei steigenden Frequenzen der Fehler zwischen Linearaktuatormodell und realem Linearaktor größer wird. Die Ergebnisse zeigen, dass die Modellqualität des DVP schon gut ist, jedoch noch Potential zur Verbesserung aufweist.

#### 3.5.2 Regleroptimierungsverfahren und Bestimmung der Regelgüte der Linearaktorregler für Kleinsignalanregungen am DVP

Für die Anwendungen am DVP kamen primär zwei Reglerparametersatz zum Einsatz. Ein Kaskadenregler mit trägem Reglerverhalten, welcher für verhältnismäßig langsame Positionieraufgaben, wie bspw. Initialhübe oder anfahren der Mittelstellung vor einem Test erstellt wurde. Auf diesen soll hier nicht weiter eingegangen werden, da der zweite Reglerparametersatz überwiegend für alle weiteren quasistatischen und dynamischen Regelungsaufgaben (dynamischer Wegregler) Verwendung finden sollte. Für die Zwecke einer schnellen Wegregelung, wurde bei der Erstellung des Wegreglers auf die Regelung der Geschwindigkeitskaskade verzichtet (siehe auch Abbildung 3.8 unten). Das heißt, der Ausgabewert des Wegreglers basierend auf der ermittelten Stelldifferenz wird direkt an den Stromregler des Umrichters weitergegeben. Als robuster Regler für das DVP-Modell hat sich ein PID-Wegregler herausgestellt. Dies zeigt sich auch aus der Erfahrung vorangegangener Arbeiten an der HM wie bspw. von [93] dessen Ergebnisse in die Entwicklung des DVP eingeflossen sind. Um die optimalen Reglereinstellungen zu ermitteln wurde ein Optimierungsverfahren, basierend auf Matlab/Simulink entwickelt. Dessen Funktionalität basiert auf dem Problemlösungsverfahren zum finden des Minimums einer nichtlinearen Multivariablen Funktion welches in Matlab/Simulink als „fmincon“ bezeichnet wird [94]. Hierbei war das Ziel, die Reglerparameter in gewissen Grenzen zu durchlaufen, wobei für Startwerte auf Erfahrungswerte bezüglich Reglerparametern eines Prüffeldes ähnlicher Bauart der HM zurückgegriffen werden konnte. Es sei darauf hingewiesen, dass für die Optimierung von Reglern einige weitere Optimierungsverfahren bestehen (bspw. über die Wurzelortskurve oder das Betragsoptimum). Dies könnte in weiterführenden Betrachtungen und im Zuge der Weiterentwicklung des DVP angewendet werden, um das Verhalten der Regler ggf. noch zu verbessern.

Als Sollwertvorgabe diente ein Unebenheitsverlauf einer gemessenen Straßenoberfläche, welcher einer Straße mit der PSD von etwa  $0.9 \text{ cm}^3$  entspricht. Zusätzlich dienten sinuide Weganregungen mit kleinen Amplituden im Bereich bis 2 mm und Frequenzen bis 20

Hz als Kleinsignal-Anregungsprofil. Diese entsprachen in etwa den im späteren Verlauf anzuwendenden Amplituden, speziell im Kleinsignalreich.

Mithilfe der Methode der kleinsten Fehlerquadrate zwischen Soll- und Istweg der Kolbenstange des Linearaktuatorsmodells, wurden so mithilfe des Minimierungsproblems die optimalen Reglerparameter der drei Parameter des dynamischen Wegreglers im Kleinsignalbereich ermittelt. Die Kriterien hierfür waren neben der Minimierung der Stellabweichung, die Einhaltung der Steifigkeit und der Robustheit der Linearaktuatorregler. Der Stellstrom wurde dabei im PSM-Teil des Linearaktuatorsmodells auf den maximal zulässigen Wert von 16 A begrenzt. Nach der Optimierung wurden die Parameter des dynamischen Wegreglers auf die EZ-Umgebung geladen. Hierbei wurde der zulässige Stellstrom anfangs stark reduziert um Schäden durch eine instabile Reglereinstellung zu verhindern. Bei durchlaufen der in der Optimierung durchlaufenen Wegprofile konnte durch schrittweise Erhöhung des zulässigen Stellstroms festgestellt werden, ob und wann es zu Instabilitäten am DVP kommt. Somit konnten verschiedene Parameterkonstellationen getestet werden bis ein stabiler Zustand bei vollem Stellstrom erreicht wurde. Das Ergebnis der gewählten optimierten Parameter des dynamischen Wegreglers ist in Tabelle 3.6 abgelegt.

Tabelle 3.6: Parameter des dynamischen Wegreglers

Parameter dynamischer Wegregler	Wert
P	24.1
I	99.4
D	0.7

Es wurde bei der Optimierung zusätzlich darauf geachtet, dass der dynamische Wegregler robust gegen Parameterveränderung ausgelegt ist. Diese Veränderungen können entstehen wenn z. B. Alterung elektrischer oder mechanischer Bauteile Einfluss auf die Parameter der Strecke nehmen. Dies wurde durch Variation der Streckenparameter des Modells im Bereich weniger Prozente vom Normalwert umgesetzt. Es zeigte sich ein robustes Verhalten des dynamischen Wegreglers bei dieser simulativen Parametervariation.

Wie Schimpf in seiner Dissertation aufzeigt, kann die Regelgüte der Wegregelung von Aktuatoren auch im fahrkomfortrelevanten Frequenzbereich bis 20 Hz mittels des Übertragungsverhaltens ermittelt werden [3]. Dabei stellt das Verhältnis zwischen Istweg und Sollweg das Übertragungsverhalten dar. Damit ist eine Aussage über die Regelgüte des dynamischen Wegreglers für den Linearaktor möglich. Zu beachten ist, dass die Bestimmung der Regelgüte der Wegregelung von Schimpf ohne zusätzliche Last durchgeführt



wurde und die Bewegungsrichtung der Linearaktuatoren horizontal im Erdschwerefeld verläuft [3]. Die senkrechte Einbaulage des Linearaktuators beruht auf der Tatsache, dass Zweirohrdämpfer im Allgemeinen nur senkrecht eingebaut werden dürfen was einen Unterschied zur Bestimmung der Reglergüte im Vergleich zur Arbeit von Schimpf darstellt (vergl. [3]). Dies äußert sich u. a. durch den linear geführte Kolben des Linearaktuators, welcher keinen Querkräften ausgesetzt werden darf. Die zusätzlich verwendete Linearführung bringt eine zusätzliche Masse in das System ein (siehe Abbildung D.1 in Annex D.2 und Tabelle 3.3). Somit wirkt auf den Linearaktor neben der geschwindigkeitsabhängigen Dämpfungskraft des Dämpfers eine zusätzliche Kraft durch die zu beschleunigende Masse der Linearführung.

Zur Bestimmung der Regelgüte des Linearaktuators wurde dann eine Testreihe mit einem Hinterachsdämpfer und einem HA-DV durchgeführt, welcher im Kapitel 4 näher untersucht wird. Mittels eines diskreten Sweeps mit den Amplituden 0.2 mm, 0.5 mm, 1 mm und 2 mm und den Frequenzen 1 Hz bis 20 Hz, in 1 Hz-Schritten, wurde bei je einer Amplitude die sechste Schwingung die dem eingeschwungenem Zustand des Systems entspricht, ausgewertet. Als Datengrundlage dienten jeweils die Datenpunkte der Ist- und Sollposition für die Berechnung der Verstärkung bei einer Amplitude und einer Frequenz. Die Dämpfungskraft verläuft für die untersuchten Dämpfer nicht linear über die Geschwindigkeit, was keine direkten Rückschlüsse auf das lineare Regelverhalten über die Frequenz zulässt. Jedoch entspricht diese Anwendung eher der Realität, da neben den besagten Massenkräften auch zusätzliche Dämpferkräfte wirken welche die Regelgüte beeinflussen können. In Abbildung 3.13 ist das Übertragungsverhalten bei einem Dämpfertest in Form der Verstärkung  $V_{guet}$  des Quotienten aus Istposition  $s_{ist}$  und Sollposition  $s_{soll}$  des Wegreglers mittels

$$V_{guet} = 20 \cdot \log\left(\frac{s_{ist}}{s_{soll}}\right) \quad (3.6)$$

in dB für Wegamplituden bis 2 mm über die diskrete Frequenz von 1 Hz bis 20 Hz abgebildet.

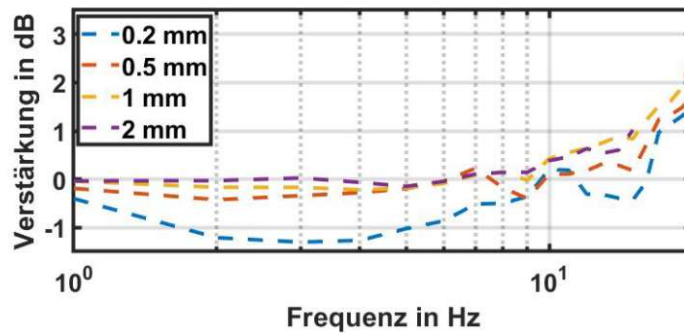


Abbildung 3.13: Verstärkung des Sollsignals beim Dämpfungstest

Gut zu erkennen ist, dass der Wegregler über die gesamte Frequenz und bei verschiedenen Amplituden fast kontinuierlich unter der Verstärkung von 3 dB liegt, was einer Verstärkung kleiner als dem 1.414-fachem des Eingangswertes entspricht. Ab einer Frequenz von 10 Hz hin zu 20 Hz ist ein Anstieg der Verstärkung zu erkennen. Dies bedeutet, dass der dynamische Wegregler hier ein etwas erhöhtes Stellsignal an der Kolbenstange des Linearaktuators bewirkt. Betrachtet man den Verlauf der Verstärkung in Abbildung 3.14, welche sich aus der Messung mit dem DV ergibt, ist eine leichte Verbesserung bezüglich der Qualität des Wegreglers (geringere negative Verstärkung) bei einer Amplitude von 2 mm zu erkennen.

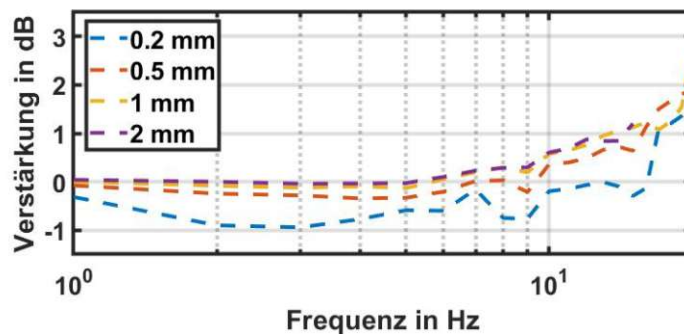


Abbildung 3.14: Verstärkung des Sollsignals beim DV-Test

Da die Reihenschaltung aus Dämpfer und Stützlager eine geringere Gesamtsteifigkeit für das System bedeutet (vergl. Kapitel 4.5), unterstützt offensichtlich dieses Verhalten die Wegregelung des DVP. Da keine instabilen Reglerzustände auftraten, kann festgehalten werden, dass der dynamische Wegregler für diese Anregungsform gut ausgelegt ist.

Zur weiteren Bestimmung der Regelgüte des dynamischen Wegreglers kamen Weganregungsprofile zur Anwendung, wie sie auch im späteren HiL-Betrieb verwendet werden

sollten. Hierzu stellen zwei synthetische Unebenheitsverläufe von Straßen stochastische Anregungen am DVP nach. Der Aufbau entspricht weitestgehend einem Dämpfer- und DV-HiL, was bedeutet, dass der Dämpfer oder DV am DVP eingebaut wird und ein VFM auf dem Echtzeitteil des EZ-Systems die Berechnungen der Wegvorgabe im Modell übernimmt. Der Aufbau und die Anregungsprofile werden in einer Dämpfer- und DV-HiL-Anwendung in Kapitel 3.6 näher erläutert. Die Regelgüte wurde hier in Form des RMSE mit Bezug auf die 3-fache Standardabweichung  $z$  des Ist-Weges, also des Fehlers zwischen Stellenforderung an den dynamischen Wegregler und den tatsächlich gestellten Weg des Linearaktuators bezogen auf die Abweichung bestimmt (vergl. Kapitel 2.3 und (2.3)). In Tabelle 3.7 sind die Ergebnisse hinterlegt.

Tabelle 3.7: RMSE der Differenz zwischen Wegvorgabe an den dynamischen Wegregler und tatsächlichem Stellweg am Linearaktor

PSD Unebenheitsverl. in $cm^3$	Anwendung	RMSE in mm	$z$ in mm	Abweichung in %
1	Dämpfer	0.025	1.17	2.1
	DV	0.052	1.77	2.9
2.1	Dämpfer	0.035	1.74	2.0
	DV	0.044	1.23	3.6

Wie sich auch im Kapitel 4 in dem die auftretende Amplituden im Kleinsignalbereich näher untersucht werden zeigen wird, ist der Fehler gegenüber der in den Kleinsignal auftretenden Amplituden relativ gering. Mit steigender PSD des Unebenheitsverlaufs wird der RMSE und der Fehler jedoch zumindest für DV-HiL-Anwendungen etwas größer. Für DV-HiL-Anwendungen liegt der RMSE und der Fehler insgesamt etwas höher als bei Dämpferanwendungen. Im Verlauf der Messungen wurde für diese Reglereinstellung lediglich vereinzelt Instabilität bei der PSD  $2.1\text{ cm}^3$  festgestellt. Dies lässt sich auch begründen durch die Tatsache, dass die Parameter des Wegreglers zuvor anhand der Offlinesimulation mit dem DVP-Modell und einem einfachen Dämpfer- und Reibungsmodell optimiert wurden. Aus den vorangegangenen Auswertung kann also geschlossen werden, dass der dynamische Wegregler auch für DV-HiL-Tests mit stochastischen Anregungen mit geringer PSD des Unebenheitsverlaufs gut geeignet ist. Es könnte jedoch in Betracht gezogen werden, zukünftig verschiedene Parametereinstellungen für den dynamischen Wegregler in Abhängigkeit der Charakterisierungsmethode (sinuid oder stochastisch) zu ermitteln um die Genauigkeit zu erhöhen.

### 3.6 Dämpfer- und DV-HiL-Tests

XiL-Methoden, wie Dämpfer- und DV-HiL-Tests sind wichtige Methoden für einen frühen Entwicklungsprozess. Oftmals existieren in einem Entwicklungsprozess noch keine Prototypen oder diese sind nur mit hohem Aufwand zu fertigen und stehen aus diesem Grund nur in geringer Zahl zur Verfügung. Mittels dieser Tests und einem VFM können auch Validierungsdaten in Form von Reaktionskraft-Messungen des Dämpfers und des DV generiert werden. Hier wurden mittels des später weiter untersuchten Dämpfers und des DV HiL-Anwendungen auf dem DVP durchgeführt. Dessen schematischer Aufbau ist in Abbildung 3.15 zu sehen.

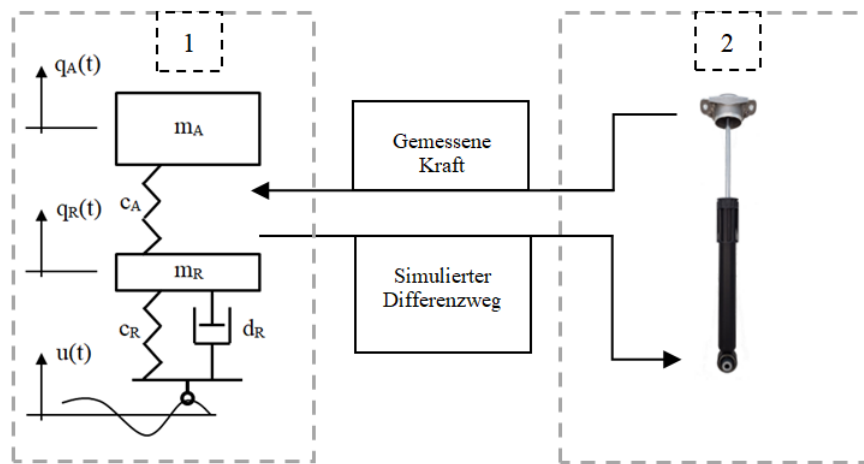


Abbildung 3.15: DVP mit dem VFM 1) auf der Echtzeitumgebung und dem DV 2) im Prüfrahmen (vergl. [53])

Der Dämpfer oder der DV ist als reales Bauteil im Prüfrahmen am DVP wie in Abbildung 3.4 zu sehen verbaut und wird durch die im VFM errechnete Weg-, bzw. Geschwindigkeitsdifferenz mittels Fußpunktanregung durch den Unebenheitsverlauf der Straße über das Reifenmodell angeregt. Die gemessene Reaktionskraft am äußeren Teil des Stützlagere dient dem Modell als Eingang für die Beschleunigung der Aufbaumasse  $m_A$  und der ungedeperten Masse  $m_R$ . Da sich die Unebenheitsverläufe von Straßen als die Signale herausgestellt haben, welche einen hohen Anteil an Kleinsignalen aufweisen, wurde mittels zweier Unebenheitsverläufe mit PSD  $1.0 \text{ cm}^3$  und  $2.1 \text{ cm}^3$ , dann HiL-Tests durchgeführt. Die Parameter des verwendeten VFM, mit Ausnahme des Aufbaudämpfers bzw. DV, welche am DVP real verbaut werden, sind in Tabelle 4.1 des Kapitels 4 hinterlegt. Die dort beschriebenen zusätzlichen Filter (Latschfilter und Filter für niedrige Frequenzen zur Er-

höhung der Modellqualität des VFM) wurden mit der gleichen Parametrierung wie dort beschrieben verwendet.

Mit der beschriebenen Methode wurden Dämpfer- und DV-HiL-Tests durchgeführt. Die Regelgüte des dynamischen Wegreglers wurde in Kapitel 3.5.2 aufgezeigt. Der Vergleich zwischen gemessenen und simulierten Kräften kann jedoch zusätzlich zur Validierung von Dämpfer- und DV-Modellen herangezogen werden. Die später in Kapitel 5 als Erweitertes Dämpfermodell (EDM) und Erweitertes Dämpfer-Verbundmodell (EDVM) vorgestellten Modelle, wurden für diese Zwecke verwendet. Für deren Validierung wird wieder der Kräfte-RMSE zwischen Messung und Simulation ermittelt und der Fehler bezogen auf die Standardabweichung errechnet. Es sei noch zu erwähnen, dass im Falle der Dämpfer-HiL-Tests kein Stützlagermodell verwendet wurde. Zur Anwendung kamen zwei Straßenprofile mit einer PSD  $1 \text{ cm}^3$  und  $2.1 \text{ cm}^3$ . Die Profile der Unebenheitsverläufe sind äquivalent einer Straßenlänge von 1000 m bei einer mit Fahrgeschwindigkeit von  $27.8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ , also mit  $100 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  überfahrenen Straße. Die zwei in Kapitel 2.1.3 beschriebenen Filter, der Filter für kleine Frequenzen und der Latschfilter, wurden bei der Generierung des synthetischen Unebenheitsverlaufes der Straßen angewendet. Um nun festzustellen wie gut das EDM und das EDVM die dynamischen Kräfte reproduziert, wurde der tatsächlich vom Aktuator gestellte Weg, welcher die Anregungen am Dämpfer darstellt, an das jeweilige Modell gegeben. In Tabelle 3.8 sind die Ergebnisse der Modellvalidierung hinterlegt.

Tabelle 3.8: RMSE zwischen gemessener und simulierter Kraft des Dämpfers und dem EDM, bzw. zwischen DV und EDVM für zwei PSD der Unebenheitsverläufe

PSD Unebenheitsverl. in $\text{cm}^3$	Anwendung	RMSE in N	z in N	Abweichung in %
1	Dämpfer und EDM	11.1	88.5	12.5
	DV und EDVM	11.7	151.2	7.7
2.1	Dämpfer und EDM	13.2	133.2	9.9
	DV und EDVM	7.7	94.8	8.1

Das EDM zeigt einen geringen RMSE für die PSD  $1 \text{ cm}^3$ , welcher für die PSD  $2.1 \text{ cm}^3$  etwas schlechter ausfällt. Die tatsächliche Abweichung bezogen auf die Standardabweichung ist jedoch geringer. Das EDVM hingegen zeigt einen ähnlichen RMSE wie das EDM für die kleinere PSD, erzeugt jedoch eine geringere Abweichung als beim EDM. Das EDVM zeigt eine Verbesserung für eine höhere PSD des Unebenheitsverlaufes auf. Die Abweichung bezogen auf die Standardabweichung ist jedoch ähnlich hoch wie bei der PSD  $1 \text{ cm}^3$ . Der höhere Fehler beim EDM ist u. a. auf die in Kapitel 5.2.4 erwähnte durchgeführte Optimierung zurückzuführen, welche dazu führt, dass bei sehr geringen Dämp-

ferkolbenwegen im Falle der kleineren PSD die Kräfte nicht voll reproduzieren werden. Es zeigt sich auch, dass das verwendete Erweiterte Stützlagermodell eine Verbesserung der Ergebnisse mit sich bringt. Das EDVM ist also gut für Fahrkomfortuntersuchungen im Kleinsignalbereich geeignet. Während der HiL-Tests kam es bei der PSD des Unebenheitsverlaufes der Straße von  $2.1 \text{ cm}^3$  vereinzelt zu Instabilitäten am DVP, welche sich durch Schwingungen auszeichneten. Dies weist auf die Grenzen der DVP-Hardware und des dynamischen Wegreglers hin. Insgesamt ist die Fähigkeit Dämpfer- und DV-HiL-Tests im Kleinsignalbereich am DVP durchzuführen jedoch gegeben.

### 3.7 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurde ein umgesetztes Konzept eines für DV-Tests im Kleinsignalreich geeigneten Dämpfer-Verbund-Prüffeldes, das sogenannten DVP vorgestellt. Der Fokus der Entwicklung des DVP lag auf der Durchführung von Charakterisierungstests und HiL-Tests für Dämpfer, für Stützlager und deren Zusammenbauten den sogenannten Dämpfer-Verbunden im Kleinsignalbereich. Ausgehend von einer High-Level Architektur mit den Anforderungen an das DVP, konnte eine Auswahl der Komponenten erfolgen. Durch Modellierung der Strecke des DVP und anhand eines Dämpfermodells, wurde ein Digital Twin des DVP erstellt und validiert. Mittels Anwendung von Optimierungsroutinen konnte so eine virtuelle Vorauslegung des sogenannten dynamischen Wegreglers des DVP erfolgen. Für die Optimierung der Regler könnten zukünftig zielgerichtete Optimierungsverfahren verwendet werden. Der dynamische Wegregler wurde zu Zwecken einer schnellen Rechenzeit direkt auf der Echtzeitumgebung platziert. Alle nicht zeitkritischen Prozesse laufen in einem zeitdiskreten Takt von 1 kHz. Die Aktuatorregelung und die Kraftmessung konnte in einem mit 8 kHz zeitdiskret getakteten Subsystem untergebracht werden. Dieses 8 kHz Subsystem und eine auf Lichtwellenleitern basierende Datenkommunikation zwischen Echtzeitsystem und Umrichter erlauben einen  $125 \mu\text{s}$  bidirektionalen Datentransfer und ermöglicht somit eine schnelle Regelung, welche bezüglich sinuider und stochastischer Anregungen reglerstabile Werte mit guter Reglergüte aufweist. Lediglich die Stromreglerkaskade wird auf dem Umrichter geregelt. Die Regelung könnte zukünftig durch die Umsetzung eines entsprechenden Stromreglers und eigener Reglerparametersätze für die den jeweiligen Einsatz (Charakterisierung mittels sinuider oder stochastischen Anregungen) weiter verbessert werden. Insbesondere für DV-HiL-Tests müsste die Kraftmessung im Sinne der Gesamtlatenz verbessert werden. Die Filterung und Verarbeitungszeit sind hier die beschränkenden Faktoren. Die Filtereinstellung für DV-HiL-Tests ergibt eine Gesamt-

latenz von 2.9 ms und wurde als adäquater Wert ermittelt. Die Gesamtlatenz entsprechend der Filtereinstellung für Charakterisierungstests beläuft sich auf 4.2 ms. Mittels Dämpfer- und DV-HiL-Tests konnte einerseits eine Validierung der in dieser Arbeit weiter vorgestellten Dämpfer- und Dämpfer-Verbundmodelle durchgeführt werden; andererseits zeigte sich die Anwendbarkeit für HiL-Tests im Kleinsignalbereich auch für stochastische Anregungsprofile. Es zeigten sich die Grenzen des DVP bezüglich Anregungen mit höheren Anregungsprofilen durch teilweise Stellüberhöhungen auf. Sollen dynamischere Profile mit höheren Amplitudenanteilen getestet werden, muss die DVP-Hardware und die Regelung weiter angepasst werden.

## 4 Analyse der Amplituden- und Frequenzabhängigkeit des Dämpfer-Verbundes (DV)

Der Unebenheitsverlauf der Straße gilt als eine der größten Einflussgrößen auf den Fahrkomfort. Er wirkt über den Reifen und die ungefederten Massen auf den DV und schließlich auf den Fahrzeugaufbau. Um das quasistatische und dynamische Verhalten des DV zu ermitteln, welches als das System gilt, das Schwingungen maßgeblich von den Radaufhängungen an den Aufbau überträgt, liegt der Fokus dieses Kapitels auf der Analyse des Verhaltens des DV bei Kleinsignalanregungen. Hierzu zählen neben den quasistatischen Charakteristiken insbesondere die dynamischen amplituden- und frequenzabhängigen Effekte, die vor allem durch vorhandene Nichtlinearitäten des Stützlagers, der Dämpferreibung und der Dämpfercharakteristik stark beeinflusst werden können [14, 53]. Da sich die amplituden- und frequenzabhängigen dynamischen Effekte bei Dämpfern zeigen, liegt es nahe, dies mit adäquaten dynamischen Charakterisierungsprozessen zu ermitteln. Hierzu wird im Folgenden eine Möglichkeit zur Erzeugung künstlicher Straßenprofile mittels linearer Filter aufgezeigt, wie in Kapitel 2 angesprochen. Dies wird benötigt um eine simulative Abschätzung bezüglich der am DV auftretenden Amplituden treffen zu können. Außerdem soll in Anlehnung an die Charakterisierung des Verlustwinkels von Elastomerlagern, sinuoidale Anregungen in Form von Sweeps und kleine Amplituden zur Reibungsidentifikation als weitere Charakterisierungsmethoden dienen. Ziel ist es dann die Auswirkungen der Kleinsignalanregungen anhand der Amplituden- und Frequenzabhängigkeit des Stützlagers, des Dämpfers und des DV zu ermitteln. Wenn nicht anders ausgewiesen, stellen die Abbildungen der weiteren Kapitel die Ergebnisse eigener Untersuchungen dar.

### 4.1 Simulative Abschätzung der am Dämpfer-Verbund auftretenden Amplituden

In Anlehnung an [95] wurde an der Hochschule für angewandte Wissenschaften München ein Verfahren zur Herstellung synthetischer und reproduzierbarer Unebenheitsverläufe von Straßen entwickelt, welches basierend auf der Arbeit [96] im Annex D.3 nachzuschlagen ist und für die Anwendung mit vereinfachten Fahrzeug- und Reifenmodellen gedacht ist. Mithilfe dieser Methode können nun zielgerichtet synthetische Unebenheitsverläufe von Straßen in Abhängigkeit der PSD des Unebenheitsverlaufs erstellt werden.



## 4.1 Simulative Abschätzung der am Dämpfer-Verbund auftretenden Amplituden

Zur Ableitung maximal auftretender Amplituden wurde ähnlich wie bei [17, 28, 29], ein in Kapitel 2.1.2 (Abbildung 2.4) und dessen DGL (2.5) und (2.6) näher beschriebenes VFM mit einem Dämpfercharakteristikmodell, welches eine auf einem VDA-Test basierende nichtlineare Dämpfercharakteristik besitzt, verwendet [53]. Aufgrund besserer Vergleichbarkeit mit den aus den Quellen angegebenen Modellen wurde das Gaskraftmodell dieses VFM mit einer konstanten Gaskraft von 71.3 N modelliert. Für vergleichbare Ergebnisse wurden sämtliche Parameter des VFM, sowie der Latschfilter ( $l_l = 0.2\text{ m}$ ) und der Filter für niedrige Frequenzen ( $f_c = 0.5\text{ Hz}$ ) konstant belassen. Die in der vorliegenden Dissertation verwendeten Parameter des VFM sind in Tabelle 4.1 hinterlegt.

Tabelle 4.1: Verwendete Parameter des VFM

Parameter	Formelzeichen	Wert	Einheit
Aufbaumasse	$m_A$	472.5	kg
Radmasse	$m_R$	40	kg
Aufbaudämpfung	$d_A$	1400	$\frac{Ns}{m}$
Aufbaufedersteifigkeit	$c_A$	21e3	$\frac{N}{m}$
Reifendämpfung	$d_R$	100	$\frac{Ns}{m}$
Reifensteifigkeit	$c_R$	250e3	$\frac{N}{m}$

Mit dem oben beschriebenen Verfahren zur Erstellung synthetischer PSD des Unebenheitsverlaufs wurden Unebenheitsverläufe mit einer Streckenlänge von 1000 m mit verschiedenen Straßengüten bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten simuliert. In der folgenden Tabelle 4.2 sind die Ergebnisse für die Standardabweichungen  $\sigma_s$  sowie die Weg- $z$ , Geschwindigkeits- $\dot{z}$  und Beschleunigungsamplituden  $\ddot{z}$  des Dämpfers mit Auftrittswahrscheinlichkeit 99.7 % basierend auf (2.1), (2.2) und (2.3) aufgezeigt. Dies zusätzlich bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten  $v$  und unterschiedlichen Unebenheitsverläufe mit ihrem Bezug zur Oberflächengüte.

#### 4.1 Simulative Abschätzung der am Dämpfer-Verbund auftretenden Amplituden

Tabelle 4.2: Simulierte maximale Amplituden mit Standardabweichung  $\sigma_s$  und maximalen Amplituden  $z$ ,  $\dot{z}$  und  $\ddot{z}$  mit Auftrittswahrscheinlichkeit 99.7% aus der Simulation mit einem VFM bei unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten  $v$  überfahrene Unebenheitsverläufe mit ihrer PSD des Unebenheitsverlaufs mit  $l_l = 0.2 m$  und  $f_c = 0.5 Hz$  und Fahrbahnlänge 1000 m

Straßentyp	Straßengüte	Dämpfer	$v$ in $\frac{m}{s}$	$\sigma_s$ in mm	$\pm z$ in mm	$\pm \dot{z}$ in $\frac{mm}{s}$	$\pm \ddot{z}$ in $\frac{m}{s^2}$
Autobahn	„sehr gut“ $1.0 cm^3$	„VDA- Charakteristik“	<b>27.8</b>	2.4	7.3	159.9	12.4
			33.3	2.7	8	176.8	13.7
			38.9	2.9	8.7	194.1	15.1
Bundesstraße	„gut“ $2.1 cm^3$		<b>22.2</b>	3.2	9.7	213.1	16.3
			<b>27.8</b>	3.7	11.0	244.5	18.8
Stadt- /Landstraße	„gut“ $3.6 cm^3$		8.3	2.4	7.3	162.0	11.4
			13.9	3.3	9.9	223.2	16.5
			<b>22.2</b>	4.1	12.3	300.2	23.3

Zu beachten ist, dass die ermittelten Werte dem gesamten betrachteten Frequenzbereich zugeordnet werden müssen, da die Auswertung keine bestimmten Frequenzbereiche erfasst. Für eine spätere Auslegung von Prüfständen sind neben den maximal zu stellenden Wegen und Geschwindigkeiten immer auch die Beschleunigungen interessant, weshalb die Beschleunigungen mit ausgewertet wurden. Zur Ermittlung des Einflusses der Straßengüte auf die Ergebnisse wurden die Fahrgeschwindigkeiten (**fett** dargestellte Werte) so gewählt, dass sich diese bei unterschiedlicher Straßengüte überschneiden. Um zusätzlich die Höhe des Einflusses der zwei Filter auf die Amplituden abschätzen zu können, wurden zwei Werte (Straßengüte: „mittel“  $20 cm^3$ ;  $v$ :  $20.8 \frac{m}{s}$ ) [28] und (Straßengüte: „gut“  $4 cm^3$ ;  $v$ :  $20 \frac{m}{s}$ ) [17] und zusätzlich aus den eigenen Parametern (Straßengüte: „sehr gut“  $1 cm^3$ ;  $v$ :  $27.8 \frac{m}{s}$ ) mit Filtern ( $l_l = 0.2 m$  und  $f_c = 0.5 Hz$ ) und ohne Filter simuliert und in Tabelle 4.3 gegenüber gestellt.

Tabelle 4.3: Einfluss der Filterung des Unebenheitsverlaufs auf die maximalen Amplituden  $z$ ,  $\dot{z}$  und  $\ddot{z}$  mit Auftrittswahrscheinlichkeit 99.7% aus der Simulation mit einem VFM

Straßengüte	Filter	$v$ in $\frac{m}{s}$	$\pm z$ in mm	$\Delta z$ in %	$\pm \dot{z}$ in $\frac{mm}{s}$	$\Delta \dot{z}$ in %	$\pm \ddot{z}$ in $\frac{m}{s^2}$	$\Delta \ddot{z}$ in %
„sehr gut“ $1.0 cm^3$	mit	27.8	7.3	6.8	159.9	1.6	12.4	8.1
	ohne		7.8		162.5		13.4	
„gut“ $4 cm^3$	mit	20.0	13.3	8.3	293.7	2.3	22.4	9.4
	ohne		14.4		300.6		24.5	
„mittel“ $20 cm^3$	mit	20.8	38.0	9.7	875.5	2.4	68.0	6.3
	ohne		41.7		896.1		72.3	

Die Simulationen zeigen trotz Differenzen zwischen den Modellparameter aus den eigenen Simulationen und denen aus den Quellen gute Übereinstimmungen für den Differenzweg  $z$ , was auf plausible Ergebnisse hindeutet [17, 28]. Die Standardabweichung  $\sigma_s$  ist von der Aufbaufedersteifigkeit weitestgehend unabhängig, was diese Variable als ungenauen Faktor ausschließt [28]. Zur Bewertung des Einflusses der Filter auf die Ergebnisse wurde das jeweilige Simulationsergebnis (mit Filter) als Basis verwendet und die Änderung des Ergebnisses ohne Filter als prozentualer Wert in Tabelle 4.3 eingetragen. Zu erkennen sind die Auswirkungen der Filter auf die Simulationsergebnisse, welche sich durch einen Unterschied von ca. 7 % bis zu 10 % bei den betrachteten Differenzwegen  $z$  äußert. Für die Differenzgeschwindigkeit  $\dot{z}$  ist ein sehr leichter Anstieg für schlechtere Straßengüten zu verzeichnen, jedoch ist der Einfluss der Filter insgesamt relativ gering. Die Ergebnisse zeigen jedoch insbesondere bei schlechterer Straßengüte höhere Werte für  $z$ . Für die Differenzbeschleunigung  $\ddot{z}$  am Dämpfer ist ein recht hoher Einfluss des Filters zu erkennen, jedoch lässt sich keine besondere Tendenz der Abhängigkeit von der Straßengüte ausmachen.

### Relative Häufigkeit der Amplituden

Wie in Kapitel 2.1.1 erläutert, kann die Filterung der PSD des Unebenheitsverlaufs dafür Sorge tragen, den Modelldefiziten eines einfachen VFM teilweise zu kompensieren. Zur Darstellung wie sich die Fahrgeschwindigkeit bei unterschiedlicher Straßengüte auf die zu erwartenden Amplituden am DV auswirkt, ist nachfolgend eine Auswertung der relativen Häufigkeit der Amplituden aufgeführt. Hierzu wurden die Histogramme der relativen Häufigkeit der simulierten Amplituden erfasst. Beispielhaft ist in Abbildung 4.1 das Histogramme mit der relativen Häufigkeit der Wegamplituden für die Straßengüte  $1\text{ cm}^3$  Filter aufgezeigt, wobei die in Tabelle 4.2 genannten Filter angewendet wurden.

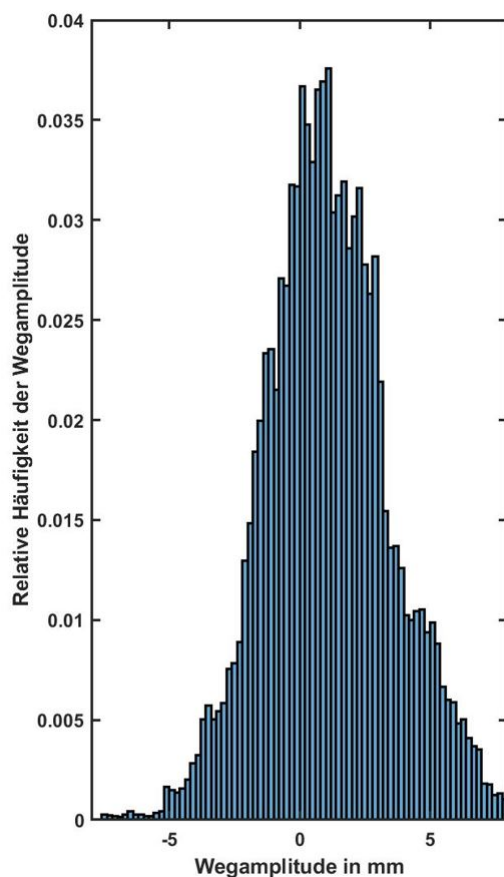


Abbildung 4.1: Relative Häufigkeiten der Differenzwegamplituden bei Straßengüte  $1 \text{ cm}^3$

Die gleiche Vorgehensweise zur Ermittlung der Differenzweg-, Geschwindigkeits- und Beschleunigungsamplituden, wurde auch für alle weiteren in Tabelle 4.2 gezeigten Straßengüten und Fahrgeschwindigkeiten durchgeführt, sind jedoch nicht explizit hier aufgezeigt. Zur Abschätzung auftretender Amplituden in definierten Bereichen können die Simulationsergebnisse nun kategorisiert werden. Werden alle kleinen Wegamplituden bis  $\pm 2 \text{ mm}$  in die Betrachtung gezogen, zeigt sich, dass ein nicht unerheblicher Teil des Differenzweges am Dämpfer durch diese und kleinere Amplituden repräsentiert wird. Ähnliches gilt für die Geschwindigkeitsamplituden, welche in einem Bereich zwischen  $\pm 52 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$  befinden; also unterhalb der kleinsten Charakterisierungsgeschwindigkeit beim VDA-Test. Die Beschleunigungsamplituden werden für eine Betrachtung der maximal auftretenden Beschleunigungen im Bereich  $\pm 15 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$  ausgewertet. Die Tabelle 4.4 zeigt den Zusammenhang zwischen der relativen Häufigkeit der simulierten Amplituden und der Straßengüte bei der jeweiligen Fahrgeschwindigkeit.

## 4.1 Simulative Abschätzung der am Dämpfer-Verbund auftretenden Amplituden

Tabelle 4.4: Relative Häufigkeiten simulierter Differenzweg-, Differenzgeschwindigkeits- und Differenzbeschleunigungsamplituden bei unterschiedlicher Straßengüte und Fahrgeschwindigkeit

Straßentyp	Straßengüte mit PSD	$v$ in $\frac{m}{s}$	$s_2 \pm 2 mm$ in %	$\dot{s}_2 \pm 52 \frac{mm}{s}$ in %	$\ddot{s}_2 \pm 15 \frac{m}{s^2}$ in %
Autobahn	„sehr gut“ $1.0 cm^3$	<b>27.8</b>	57.6	66.7	100.0
		33.3	52.5	62.5	99.8
		38.9	46.7	59.7	99.6
Bundesstraße	„gut“ $2.1 cm^3$	<b>22.2</b>	44.6	54.6	99.1
		<b>27.8</b>	38.0	49.9	97.9
Stadt-/Landstraße	„gut“ $3.6 cm^3$	8.3	55.6	66.9	100.0
		13.9	38.7	54.7	98.9
		<b>22.2</b>	32.4	43.8	94.2

Die Werte können nun für diese Simulation beispielhaft wie folgt interpretiert werden. Für eine „sehr gute“ Straßengüte ist für eine steigende Fahrgeschwindigkeit erwartungsgemäß mit einer Abnahme der Differenzwegamplituden, welche sich im Kleinsignalbereich zwischen  $\pm 2 mm$  bewegen zu rechnen. Konkret heißt dies, dass für die Fahrgeschwindigkeit  $27.8 \frac{m}{s}$  57.6 % der Differenzwegamplituden innerhalb von  $\pm 2 mm$  liegen; der Rest der Amplituden liegt darüber. Bei  $38.9 \frac{m}{s}$  liegen noch 46.7 % innerhalb des Kleinsignalbereichs, also 10.9 Prozentpunkte (PP) weniger. Ähnliches gilt für die Differenzgeschwindigkeitsamplituden zwischen  $\pm 52 \frac{mm}{s}$ , welche sich von 66.7 % bei Fahrgeschwindigkeit  $27.8 \frac{m}{s}$  um 7.0 PP auf 59.7 % bei einer Fahrgeschwindigkeit von  $38.9 \frac{m}{s}$  reduzieren. Die Differenzbeschleunigungen liegen für fast alle Konstellationen, außer bei einer äquivalenten Stadt-/Landstraße, mindestens zwischen  $\pm 15 \frac{m}{s^2}$ .

Die Ergebnisse zeigen, dass die Kleinsignalanregungen mit teilweise deutlich über 50 % einen großen Anteil bei straßeneregtten Schwingungen ausmachen können. Es gilt jedoch zu beachten, dass es sich um Ergebnisse aus Simulationen handelt, weshalb die Werte also sehr stark von den Parametern des VFM und insbesondere des Dämpfermodells, bei dem ein relativ einfache Dämpfercharakteristik und ein Coulomb-Reibungsmodell verwendet wurde, abhängen. Für eine erste Abschätzung der auftretenden Amplituden im Kleinsignalbereich ist das vorgestellte Verfahren mittels der Bestimmung der relativen Häufigkeit jedoch gut geeignet. Denkbar ist auch, dieses Verfahren in einer sehr frühen Entwicklungsphase mit validierten Dämpfermodellen anzuwenden.

### 4.2 Untersucher Hinterachs-Dämpfer-Verbund (HA-DV)

Zur Analyse des statischen und dynamischen Verhaltens von DV fiel die Wahl auf einen repräsentativen Hinterachsdämpfer mit Stützlager, also einen Hinterachs-Dämpfer-Verbund (HA-DV) wie er typischerweise in Mehrlenkerachsen Anwendung findet. Der analysierte HA-DV wird in ähnlicher Bauform auch in anderen Achstypen wie z. B. den Verbundlenkerachsen verbaut. In Abbildung 4.2 ist der analysierte HA-DV bestehend aus dem Teleskop-Zweirohrdämpfer und dem Stützlager abgebildet.



Abbildung 4.2: Untersucher HA-DV bestehend aus Stützlager (oben) und Zweirohrdämpfer (unten)

Typische Radialsteifigkeiten von Fußlagern liegen bei ca.  $12 \frac{kN}{mm}$  [13]. Sie liegen damit um ca. den Faktor 20 höher, als die Steifigkeit des in dieser Arbeit untersuchten Stützlagers (siehe unten). Diese hohe Steifigkeit führt dazu, dass Anregungen über die Dämpferanbindung fast unvermittelt weiter an den Dämpfer gegeben werden. Legt man umgekehrt eine Dämpfungskraft von beispielsweise 100 N zugrunde, ist beim Fußlager mit einer Verschiebung von 0.008 mm und beim Stützlager mit einer Verschiebung von 0.176 mm zu rechnen. Der Unterschied liegt also bei einer Größenordnung von über einer 10-er Potenz bzw. über dem 20-fachen zwischen den Lagern. Des weiteren liegt die zu erwartende Verschiebung des Fußlagers in der Messgenauigkeit des verwendeten Wegmesssystems, weshalb es im

## 4.2 Untersuchter Hinterachs-Dämpfer-Verbund (HA-DV)

Folgenden nicht gesondert sondern lediglich als parasitärer Einfluss betrachtet wird. Zu beachten ist jedoch, dass es bei allen Untersuchungen verbaut blieb und somit u. a. dynamische Effekte wie die Frequenz- und Amplitudenabhängigkeit des HA-Dämpfers (im weiteren Dämpfer genannt) und des DV beeinflussen kann, was in den folgenden Untersuchungen nicht weiter angeführt wird. Für die hier untersuchten Kleinsignale ist nach Kapitel 2.1.3 mit keinen bis in die Zug- oder Druckanschläge reichenden Amplituden zu rechnen. Deshalb werden auch die typischerweise zwischen Dämpferkolben und Stützlager angebrachten Druckanschläge die bei hoher Dämpferkompression als Zusatzfeder dienen nicht weiter betrachtet. Der Zuganschlag, welcher im Dämpfer verbaut ist, wird aus den gleichen genannten Gründen nicht weiter betrachtet. Der Dämpfer ist als Zweirohrdämpfer mit unter Druck stehendem Gas im Außenrohr ausgeführt. Das Stützlager stellt eines der Bauteile des Fahrwerks dar, welches durch seine Bauart hauptsächlich dem Fahrkomfort dienen soll. Das untersuchte HA-Stützlager (im weiteren Stützlager genannt) ist in Abbildung 4.3 abgebildete und besteht aus einem äußeren Trägerteil aus Aluminiumlegierung.

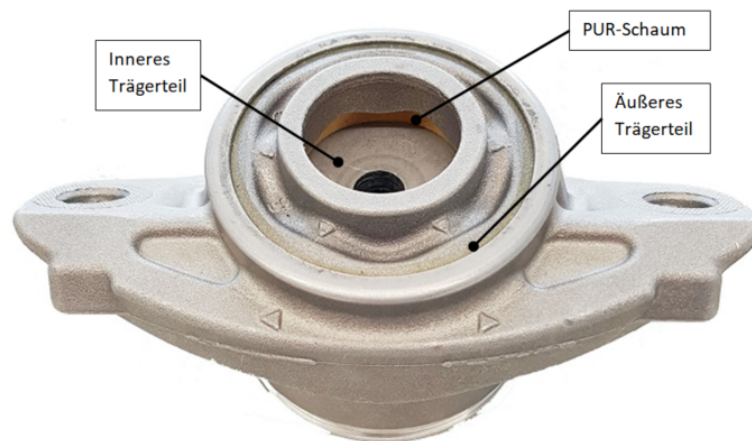


Abbildung 4.3: Stützlager mit äußerem Trägerteil, innerem Trägerteil und PU-Schaum

Das aus Metall bestehende innere Trägerteil des Stützlagers wird mit der Dämpferkolbenstange verschraubt. Zwischen dem inneren und dem äußeren Trägerteil befindet sich ein PU-Schaum welcher die Eigenschaften einer linearen Feder für quasistationäre Wegänderungen mit kleinen Amplituden und für größere Amplituden das Verhalten einer progressiven Feder besitzt. Es lässt hauptsächlich Bewegungen in Richtung der Hochachse des Stützlagers zu. Die Höhe des PU-Schaums ist relativ gering, was auf eine relativ früh einsetzende progressiv verlaufende Steifigkeit hindeutet. Eine Verdrehung der Dämp-

ferkolbenstange ist möglich, um geringe Winkel gegenüber dem Stützlager aufgrund der Achskinematik zu kompensieren.

### 4.3 Amplituden- und Frequenzabhängigkeit des Stützlagers

Vom Prinzip her ist die Funktion von Stützlagern bezogen auf den vertikalen Fahrkomfort häufig ähnlich. Der in einem Tragkörper eingebrachte PU-Schaum soll durch sein dynamisches Verhalten Schwingungen davon abhalten in den Aufbau zu gelangen die den Fahrkomfort negativ beeinflussen können. Der zur Verfügung stehende Weg, in welchem lineares Verformungsverhalten angenommen werden kann, ist recht gering, was für kleine Geschwindigkeiten ein lineares Verhalten auch nur für kleine Wegamplituden bedeutet. Werden die Amplituden größer, wird der progressive Bereich der Federkennlinie des Stützlagers erreicht. Die Steifigkeit steigt dann sehr stark an und ein nichtlineares Verhalten im quasistatischen aber auch im dynamischen Anregungsfall ist die Folge.

#### 4.3.1 Quasistatische Federkennlinie des Stützlagers

In Abbildung 4.4 ist die Messung zur Ermittlung der quasistatischen Federkennlinie des Stützlagers abgebildet.

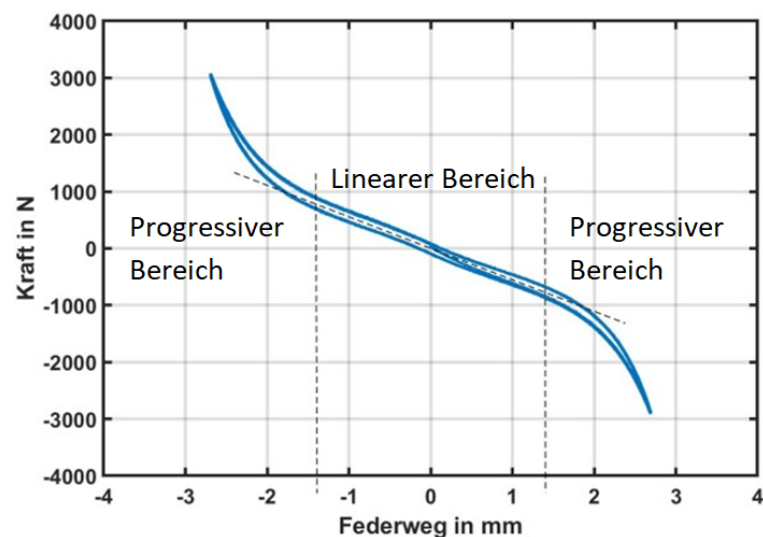


Abbildung 4.4: Messung zur Ermittlung der quasistatische Federkennlinie des Stützlagers mit dem Bereich der linearen und der progressiven Federkennlinie (strichlierte Linien)



### 4.3 Amplituden- und Frequenzabhängigkeit des Stützlagers

Das Stützlager weist einen linearen Bereich mit konstanter Steifigkeit von  $568 \frac{N}{mm}$  im Bereich von  $\pm 1.4$  mm auf. Der für Verschiebungen des Dämpferkolbens zur Verfügung stehende lineare Bereich ist in Abbildung 4.4 durch eine strichlierte Linie gekennzeichnet. Dieser wurde durch eine Ausgleichsgerade linear interpoliert. Die restlichen Stützstellen für die quasistatische Kennlinie können durch einen look-up table mittels linearer Interpolation zwischen den Stützstellen und einem Extrapolationsverfahren über die Grenzen der Messung hinaus für die Federkennlinie des Stützlagermodells hinterlegt werden. Trotz des relativ langsamen Charakterisierungsprozesses mit konstanter Geschwindigkeit von  $10 \frac{mm}{min}$  ist die deutliche Ausbildung einer Hysterese zu erkennen was schon auf eine dynamische Abhängigkeit bezüglich der Auslenkungsgeschwindigkeit des Stützlagers schließen lässt.

#### 4.3.2 Dynamische Steifigkeit und Verlustwinkel des Stützlagers

Aufgrund ihrer Zusammensetzung weisen PU-Schäume eine mit viskoelastischem Material vergleichbares Verhalten auf, welches sich in einer deutlichen Hysterese im F-s-Diagramm (F-s-Hysterese) widerspiegelt (vergl. [13, 14]). In Abbildung 4.5 ist dies am Beispiel des Stützlagers zu sehen, dessen Verhalten sich unter dynamischer Belastung anders darstellt als bei quasistatischer Belastung. Es ist eine deutliche Hysterese und ein Anstieg der dynamischen Steifigkeit bei steigender Frequenz zu erkennen.

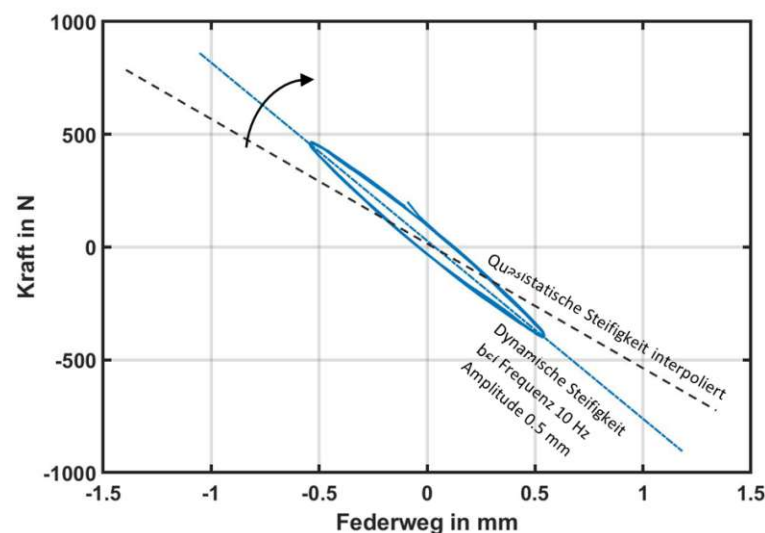


Abbildung 4.5: Einfluss der dynamischen Anregung auf die Steifigkeit und Hysterese des Stützlagers bei Amplitude 0.5 mm und Frequenz 10 Hz. Quasistatische Steifigkeit (Schwarz strichlierte Linie) und dynamische Steifigkeit (Blaue punktierte Linie)

### 4.3 Amplituden- und Frequenzabhängigkeit des Stützlagers

---

Die in Abbildung 4.5 gezeigte schwarz gestrichelte Linie repräsentiert die quasistatische Steifigkeit des Stützlagers, wohingegen die punktierte blaue Kennlinie die mit steigender Frequenz beschriebene dynamische Steifigkeit besitzt. Aufgrund des PU-Schaumanteils des Stützlagers konnte dieser Charakterisierungsprozess zur Ermittlung der dynamischen Steifigkeit (vergl. (2.9)) und des Verlustwinkels (vergl. (2.11)) Anwendung finden. Hierbei kam der in Tabelle 4.5 abgebildete messtechnische Messplan zur Ermittlung der amplituden- und frequenzabhängigen dynamischen Steifigkeits- und Verlustwinkelkennlinien zum Einsatz.

Tabelle 4.5: Messplan zur Ermittlung der dynamischen Steifigkeit und des Verlustwinkels für das Stützlager

<b>Amplitude in mm</b>	<b>Frequenzen in Hz</b>
0.2; 0.5; 1.0	1 bis 20
2.0	1 bis 15

Auf das Innenteil des Stützlagers wurde ein Weg in Form eines Sinus mit der in Tabelle 4.5 angegebenen Amplitude mit sechs Wiederholungen bei je einer Frequenz aufgeprägt. Damit war die Möglichkeit gegeben, das System einschwingen zu lassen und die messtechnische Auswertung basierend auf mehreren Wiederholungen wurde möglich. Durch schrittweise Erhöhung der Frequenz in jeder Messung bei unterschiedlicher Amplitude entsteht ein von der Amplitude abhängiger diskreter Frequenz-Sweep der dann ausgewertet wurde. In Abbildung 4.6 sind die Verläufe der ermittelten dynamischen Steifigkeit des Stützlagers über die Frequenz bei unterschiedlichen Amplituden abgebildet. Anzumerken ist, dass Aufgrund der Beschränkung der Geschwindigkeit und Beschleunigung des Prüffeldes die Frequenzen der Amplitude 2 mm beschränkt werden mussten.

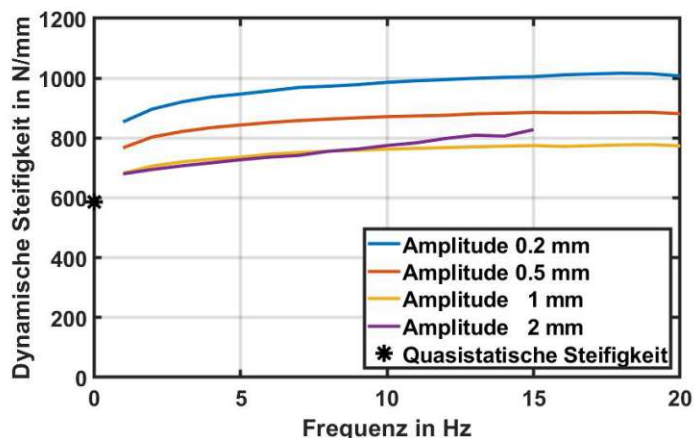


Abbildung 4.6: Ermittelte dynamische Steifigkeitskennlinie in Abhängigkeit der Amplitude und der Frequenz für das Stützlager und quasistatische Steifigkeit (Stern auf y-Achse)

Deutlich ist zu erkennen, dass die dynamische Steifigkeit über der quasistatischen Steifigkeit liegt und dass deren Amplitudenabhängigkeit für kleinere Amplituden eine höhere Steifigkeit aufweist. Dieses Verhalten ist bei dem mit weichem PU-Schaum versehenen Stützlager deutlich ausgeprägt. Auch zeigt sich ein Anstieg der dynamischen Steifigkeit im Bereich kleiner Frequenzen, welcher dann in einen leicht ansteigenden linearen Verlauf übergeht. Dies deckt sich mit den in der Literatur beschriebenen dynamischen Verhalten, welches sich durch eine höhere dynamische Steifigkeit bei kleineren Amplituden auszeichnet [14]. Es zeigt sich, dass das Stützlager ein stark amplitudenabhängiges Verhalten und eine hohe dynamische Steifigkeit besitzt (siehe Abbildung 4.6). PU-Schaum weist also ein ähnliches Verhalten wie Gummilager auf. Für die dynamische Steifigkeit des Stützlagers zeigt sich außerdem, dass bei Amplituden ab 1 mm der annähernd lineare Bereich der Federkennlinie verlassen wird. Dies zeigt sich durch das Verhalten der dynamischen Steifigkeit bei Amplitude 2 mm welche einen ähnlichen Wert über der Frequenz aufweist wie bei Amplitude 1 mm. Dieses Verhalten bedeutet, dass für kleinere Amplituden aufgrund der höheren dynamischen Steifigkeit höhere Dämpferkräfte übertragen werden. Dies kann zu einem eher schlechter bewertetem Fahrkomfort führen.

In Abbildung 4.7 sind die ermittelten Verlustwinkel des Stützlagers abgebildet.

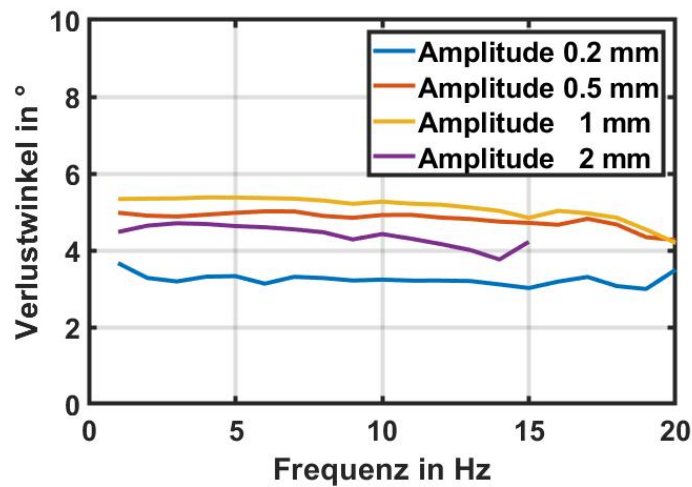


Abbildung 4.7: Ermittelte Verlustwinkel in Abhängigkeit der Amplitude und der Frequenz für das Stützlager

Der Verlustwinkel des Stützlagers weist einen eher konstanten Verlauf über der Frequenz auf. Er ist für kleinere Amplituden bei gleicher Frequenz geringer, was bedeutet, dass auch der dämpfende Charakter des Stützlagers geringer ist (Vergleich Kapitel 2.3.1). Da beim Stützlager der Bereich der linearen Federkennlinie mit  $\pm 1.4 \text{ mm}$  recht kurz ist befindet sich die Charakterisierungsamplitude bei 2 mm schon im progressiven Bereich der Federkennlinie was zur Folge hat, dass der dämpfende Charakter aufgrund der jetzt höheren Federsteifigkeit wieder abnimmt. Dieses Verhalten kann aus dem stark zusammengepressten PU-Schaum im Stützlager gefolgert werden. Die Kennlinie des Verlustwinkels bei Amplitude 2 mm liegt somit unterhalb der Kennlinie mit Amplitude 0.5 mm. Bei kleinen Amplituden wurde oben gezeigt, dass die dynamische Steifigkeit steigt. Somit nimmt das dämpfende Verhalten des Stützlagers ab, wie es auch Abbildung 4.7 zeigt. Für den Fahrkomfort kann dieses Verhalten zu eher schlechteren Bewertungen bei kleinen Amplituden führen.

## 4.4 Amplituden- und Frequenzabhängigkeit des Dämpfers

### 4.4.1 Quasistatische und dynamische Reibkräfte des Dämpfers

Kapitel 2.3.2 hat gezeigt, dass für eine adäquate Nachbildung der quasistatischen und dynamischen Reibkräfte des Dämpfers, einige charakteristische Verhaltensweisen identifiziert

#### 4.4 Amplituden- und Frequenzabhängigkeit des Dämpfers

werden sollten. Hierzu wurden verschiedene Testszenarien durchgeführt und analysiert, die folgendes aufzeigen sollen:

- Nicht-lokaler Positionsspeichers der Reibung (Wird eine Hystereseschleife innerhalb des Pre-Sliding-Regimes wieder geschlossen oder nicht)
- Identifikation des Pre-Sliding-Regimes (Wann beginnt das Losbrechen und der Übergang in den Gleitbereich)
- Einfluss der Vorkonditionierung auf das Losbrechen und das Reibkraftniveau (Gibt es einen Einfluss und ist er relevant bei der Modellierung)
- Einfluss der Vorkonditionierungsrichtung auf das Losbrechen (Gibt es einen Einfluss und ist er relevant bei der Modellierung)
- Symmetrie der Reibkraft bezüglich Zug- und Druckrichtung (Liegt ein symmetrisches Reibungsverhalten unabhängig von der Anregungsrichtung vor)
- Einfluss der Gaskraft auf das Pre-Sliding-Regime und das Reibkraftniveau (Gibt es einen Einfluss und ist er relevant bei der Modellierung)
- Ermittlung des dynamischen Verhaltens (Ermittlung der Stribeck-Kurve und Erfassung des dynamischen Reibkraftverhaltens)

Anhand eines Wegprofils welches in Abbildung 4.8 zu sehen ist, wurde dem Dämpfer ein Weg mit abschnittsweise konstanter Geschwindigkeit von  $0.1 \frac{mm}{s}$  am Dämpferfuß aufgeprägt.

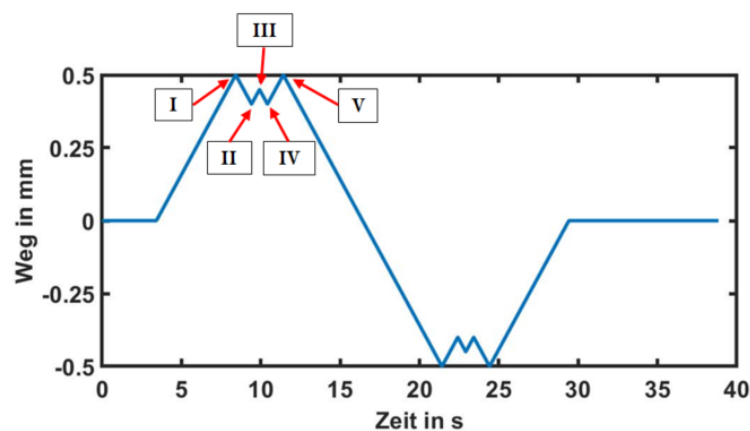


Abbildung 4.8: Wegprofil zur Ermittlung quasistatischer Reibkrafteffekte

Die römischen Ziffern zeigen Wegumkehrpunkte der Bewegung um einerseits eine Reibungsrichtungsumkehr zu erzwingen aber auch um z. B. zwischen II, III und IV Schleifen innerhalb der Reibkraft-Weg-Hysterese zu erzeugen. Diese sollen zeigen, ob das Verhalten eines nicht-lokaler Positionsspeichers der Reibung vorliegt, also ob der Anfang und das Ende einer inneren Schleife in einem Punkt zusammenfallen (vergl. Kapitel 2.3.2 und [44]). Bei allen Reibkrafttests wurde auf eine möglichst kleine Testgeschwindigkeit geachtet um den Einfluss dämpfender Kräfte und Massenkräfte aufgrund von Beschleunigung so gering wie möglich zu halten. Die hier gemessenen Kräfte beinhalten also auch immer einen, wenn auch geringen Anteil, an Dämpfungskraft. In Abbildung 4.9 ist das Ergebnis der Messung abgebildet aus dem sich das Verhalten des Positionsspeichers der Reibung und Haften mit Losbrechen ermitteln lassen. Diese Messung wurde ohne Vorkonditionierung<sup>1</sup> durchgeführt, um Einflüsse der Vorkonditionierung abschätzen zu können.

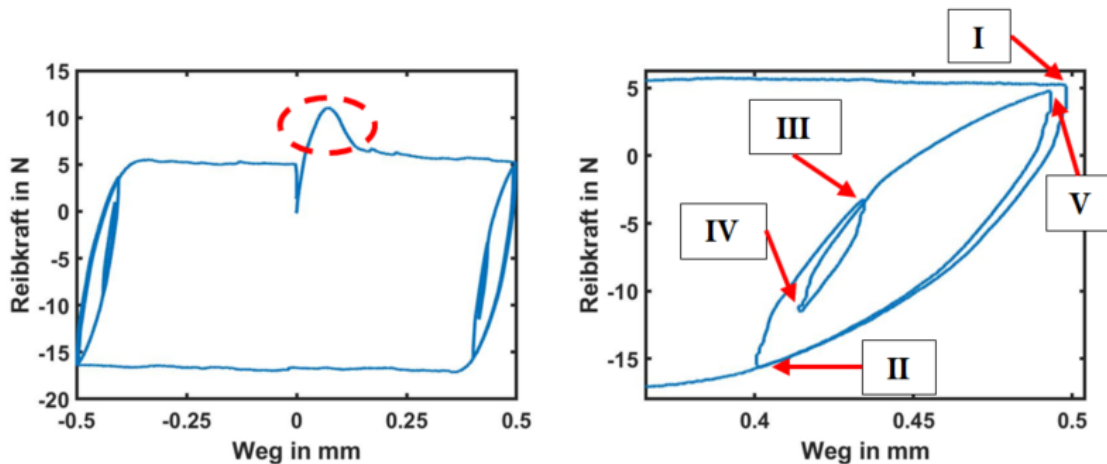


Abbildung 4.9: Ermittlung der Art des Positionsspeichers der Reibung mit Losbrechen (links) und Ausschnitt der inneren Schleifen (rechts) ohne Vorkonditionierung

Im rechten Bild sind die Umkehrpunkte für die definierten Richtungsänderungen markiert. Sowohl die große innere Schleife zwischen II und V als auch die innere kleine Schleife zwischen III und IV befinden sich im Bereich des Pre-Sliding und schließen sich wieder am selben Punkt. Dies kann als nicht-lokaler Positionsspeicher der Reibung aufgefasst werden (vergl. [44]). Dies wird auch bestärkt durch Abbildung 4.10, in der eine sinusförmige Weganregung mit einer Schwingungsamplitude von 0.1 mm gefolgt von 4 Schwingungsamplituden mit 0.075 mm bei 1 Hz durchgeführt wurde. Die Amplituden wurden in Vortests

<sup>1</sup>Um den Effekt des Losbrechens nachweisen zu können wurde der Dämpfer 5 min nach der letzten Messung in Ruhe belassen. Eine Untersuchung der Zeitabhängigkeit des Effektes wurde nicht genauer durchgeführt, da dies einen Spezialfall darstellt, der nur kurzzeitig nach Stillstand eines Fahrzeugs auftritt.

#### 4.4 Amplituden- und Frequenzabhängigkeit des Dämpfers

so ermittelt, dass das Pre-Sliding-Regime mit der ersten Schwingung verlassen wird, mit den folgenden Schwingungen dann jedoch wieder innerhalb des Pre-Sliding-Regimes, also unterhalb des Losbrechens liegt. Die Vorkonditionierung fand in die selbe Bewegungsrichtung statt.

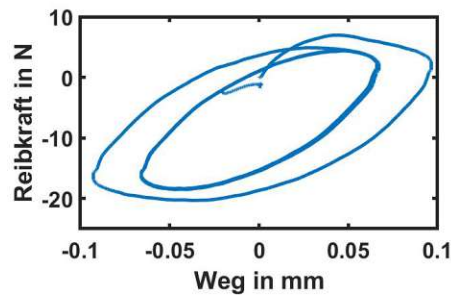


Abbildung 4.10: Untersuchung der Verhaltens des Dämpfers bezüglich Positionsspeicher im Sliding und Pre-Sliding-Regime

Hier ist nach der ersten Schwingung welche das Pre-Sliding-Regime verlässt, durch das Verhalten des nicht-lokalen Positionsspeichers der Reibung eine sich sofort einstellende ständig übereinander liegende Reibkraft-Weg-Hysterese auszumachen. Aus dieser und weiterer Messungen mit größeren Amplituden konnte das Pre-Sliding-Regime, also der Bereich vor dem Losbrechen, für den untersuchten DV, auf ca. 0.08 mm festgelegt werden. Aus den vorangegangenen Messungen kann ein gemittelter Reibkraftwert im Sliding-Regime von 12.5 N ermittelt werden.

Weiter ist das Haften und dann Losbrechen im linken Bild (rot strichlierte Ellipse) von Abbildung 4.9 markiert, welches eine Überhöhung der Reibkraft von ca. 10 N aufweist. Nach dem Losbrechen findet ein elasto-plastischer Übergang statt, welcher sich durch eine sich verringernde Reibkraft zwischen den Reibpartnern äußert. Das Reibkraftniveau nimmt dann auf ca. 5 N ab und bleibt weiter konstant. Weiter ist zu erkennen, dass bei einer Richtungsumkehr ein erhöhtes Reibkraftniveau von ca. -17 N auftritt und somit keine Symmetrie herrscht. Dies liegt jedoch daran, dass die Vorkonditionierungsrichtung bzw. die Richtung der letzten Bewegungsumkehr vor einem Test eine gewisse Rolle spielt. Stellt man sich wie im Borstenmodell eine gleitende Feder vor, die in [44] durch die Elasto-Plastizität beschrieben wird, so ist diese bei einer Bewegungsumkehr mit vorherigem gesättigtem Gleiten vorgespannt. Wird dann die folgende Bewegung in eine bestimmte Richtung durchgeführt wird je nach Richtung erst die Feder entspannt und dann wieder gespannt bis ein Losbrechen stattfindet, oder wie im Falle von Abbildung 4.9 ist nur noch ein geringer Weg nötig um ein Losbrechen auszulösen, da die Feder schon in

#### 4.4 Amplituden- und Frequenzabhängigkeit des Dämpfers

diese Richtung vorgespannt ist. Dieses Haften und Losbrechen erzeugt einen wenn auch kleinen, Kraftsprung, welcher eine negative Bewertung des Fahrkomfort zur Folge haben kann.

In Abbildung 4.11 sind zwei Messungen der Reibkraft über den Weg abgebildet.

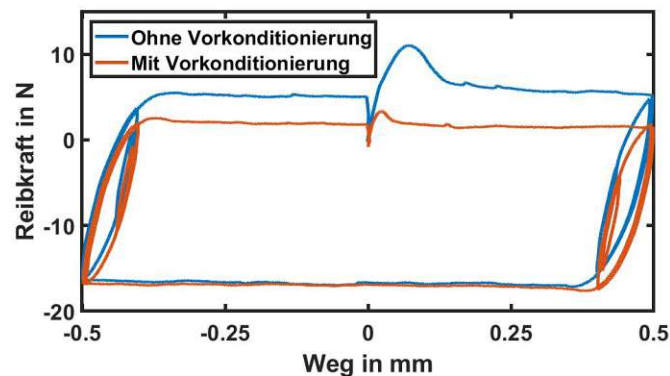


Abbildung 4.11: Reibkraftermittlung mit 5 min Wartezeit nach der Vorkonditionierung (blaue Linie) und mit Messung direkt nach Vorkonditionierung (rote Linie)

Aus dem Vergleich der zwei Messungen ist zu erkennen, dass die Bewegung nach der Vorkonditionierung endete und dann die Messung in selber Richtung gestartet wurde. Es besteht trotz der eigentlich schon „vorgespannten“ Feder eine Losbrechkraft, die mit ca. 2.5 N jedoch sehr gering ausfällt. Dies ist auf einen erhöhten Reibungskoeffizienten beim zuvor stehenden System zurückzuführen, welcher eine erhöhte Haftkraft der ersten Bewegung des Systems verursacht, welche dann auf einen geringeren Reibkraftwert absinkt. Bei einer erneuten Bewegung in die selbe Richtung nach einem längeren Stillstand fällt der am Anfang zu überwindende Teil der Haftkraft höher aus, um ein elasto-plastisches Gleiten auszulösen. Es zeigt sich bei dem Versuch bei dem keine Vorkonditionierung durchgeführt wurde, dass der Effekt über den Weg abnimmt. Bei den instationären Teilen der Messung, also den inneren Schleifen in Abbildung 4.9 rechts, ist dies durch das Schließen einer Schleife im Anfangspunkt an den Umkehrpunkten nicht auszumachen. Dies lässt den Schluss zu, dass es sich um einen aus der Ruhe heraus entstehenden Effekt handelt. Dies ist ein Sonderfall und wird nicht weiter betrachtet. Für eine Modellierung muss jedoch diese Vorgeschichte bekannt sein, was entweder durch eine virtuelle Vorkonditionierung umgesetzt werden kann, oder durch definiertes Setzen eines initialen Wertes des Zustandes in einem Reibkraftmodell um dieses Federverhalten in den benötigten Ausgangszustand zu versetzen.



#### 4.4 Amplituden- und Frequenzabhängigkeit des Dämpfers

Mit einem Test, welcher in Abbildung 4.12 gezeigt ist, soll geprüft werden ob die Reibkraft des Dämpfers für die unterschiedlichen Weg-Startrichtungen in Abhängigkeit der Vorkonditionierungsrichtung symmetrisch verläuft oder die Richtungsabhängigkeit für die Modellerstellung beachtet werden muss.

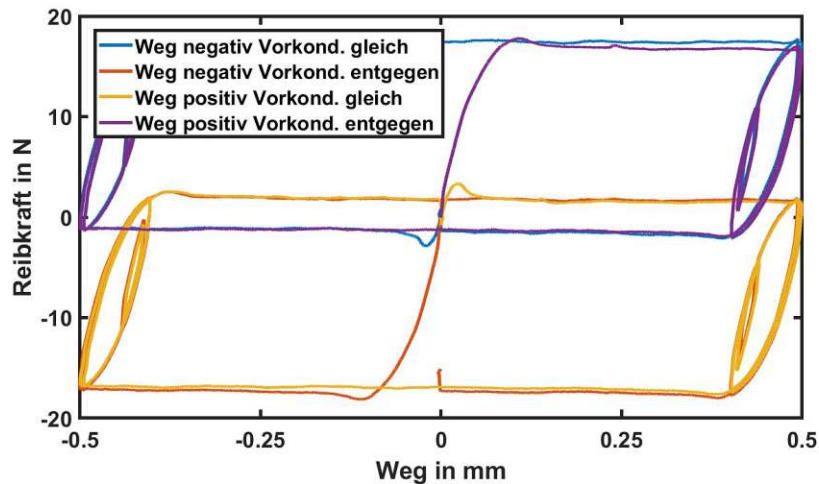


Abbildung 4.12: Ermittlung der Symmetrie der Reibkraft in Abhängigkeit der Vorkonditionierungsrichtung

Es zeigt sich, dass für das Losbrechen und das folgende Reibkraftniveau nur entscheidend ist ob die Vorkonditionierungsrichtung und der Start der folgenden Bewegungsrichtung in die selbe oder die Gegenrichtung verlaufen. Die Form der sich ausbildenden Reibkraft-Weg-Hysteresis und das Reibkraftniveau sind also dann für die jeweilige Bewegungsrichtung punktsymmetrisch wenn:

1. Der Start der Bewegung in die negative oder positive Richtung verlaufen und die Vorkonditionierung zuvor in der positiven oder negativen Richtung geendet hat. Das Reibkraftniveau ist dann höher.
2. Der Start der Bewegung in die negative oder positive Richtung verlaufen und die Vorkonditionierung zuvor in der negativen oder positiven Richtung geendet hat. Das Reibkraftniveau ist dann geringer.

Es ist eine von der Vorkonditionierungsrichtung abhängige Überlappung zwischen den Reibkraftwerten  $\pm 2.5$  N zu erkennen. Das hier aufgezeigte Verhalten lässt sich mit dieser Versuchsanordnung nicht näher klären. Hierzu wären ggf. tiefer eingehende Untersuchungen nötig. Da die inneren Schleifen für je eine Messrichtung unabhängig von der

Vorkonditionierung übereinander liegen kann auch hieraus abgeleitet werden, dass keine Modellierung für den transienten Einsatz eines Dämpfermodells nötig ist. Es ist weiterhin zu beachten, dass insbesondere die Schmierung zwischen den zwei Reibpartnern einen Einfluss hat. Auch wurden Temperatureffekte hier nicht weiter betrachtet. Diese werden sicherlich einen Einfluss auf die Viskosität des Dämpferöls und damit verbunden auf die Reibung haben.

Um den Einfluss der Gaskraft auf den Verlauf der Reibkraft zu untersuchen, wurde ein zusätzlicher Dämpfer bei dem das Gas im Außenrohr erheblich reduziert wurde getestet. In Abbildung 4.13 ist der Vergleich zwischen den Reibkraftmessungen aufgezeigt.

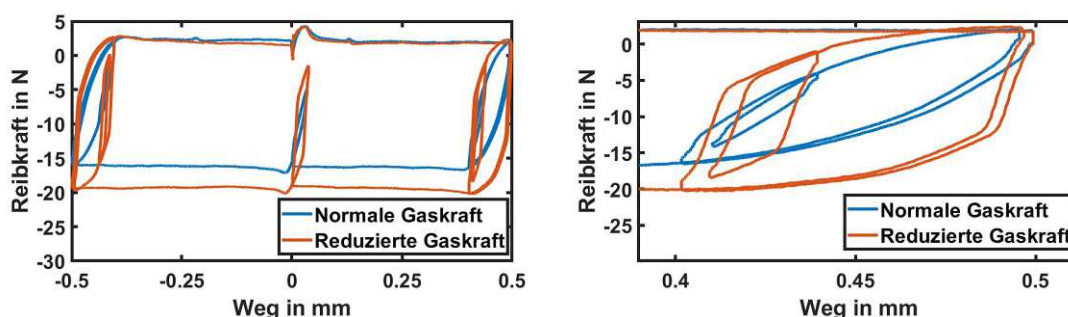


Abbildung 4.13: Messung zum Vergleich des Reibkraftverlaufs zwischen Dämpfer mit normaler Gaskraft (blaue Linie) und reduzierter Gaskraft (rote Linie) (links) und Ausschnitt der inneren Hystereseschleifen (rechts)

Zwei Effekte sind hier auszumachen. Erstens ist das Reibkraftniveau für das elastoplastische Gleiten um ca. 3 N höher. Dies ist jedoch u. a. darauf zurück zu führen, dass der Dämpfer mit reduzierter Gaskraft zuvor als Neuteil noch nicht getestet wurde, der Dämpfer mit normaler Gaskraft jedoch schon sehr viele Testreihen durchlaufen hat. Das Alterungsverhalten ist nicht Umfang der Untersuchungen. Zweitens ist vor allem bei den Umkehrpunkten ein höherer Kraftgradient vor dem dann stetig abnehmenden Verlauf der Pre-Sliding-Hysterese auszumachen. Das könnte auf die in den meisten Fällen verbauten Mehrlippendichtungen zwischen Dämpferkolbenstange und Außenrohr des Dämpfers zurückzuführen sein, die durch die fehlende Gaskraft nun nicht mehr vorgespannt sind und undefinierter am Innenrohr und der Kolbenstange anliegen [13].

Um das instationäre Verhalten im Übergangsbereich der Richtungsumkehr, also im Geschwindigkeitsnulldurchgang zu untersuchen wurde ein exponentiell verlaufendes Wegsignal verwendet, welches den in Abbildung 4.14 zu sehenden Geschwindigkeitsverlauf besitzt.

#### 4.4 Amplituden- und Frequenzabhängigkeit des Dämpfers

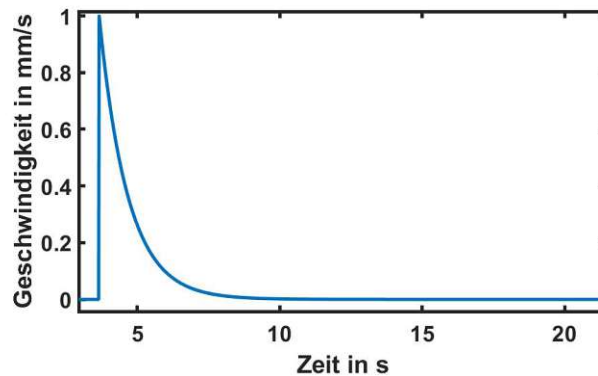


Abbildung 4.14: Wegsignal mit positiver Startgeschwindigkeit zur Ermittlung der Stribeck-Kurve

Der sich ergebende exponentielle Geschwindigkeitsverlauf, welcher für mit positiver und negativer Geschwindigkeit durchgeführt wurde, startet mit  $1 \frac{mm}{s}$ , bzw.  $-1 \frac{mm}{s}$ , bei relativ kleiner Geschwindigkeit um den Einfluss der Dynamik gering zu halten und hat eine Laufzeit von 20 Sekunden bei einer Zeitkonstante von  $\tau = 1$ . Damit soll die Stribeck-Kurve sichtbar gemacht werden, welche besonders im Geschwindigkeitsnulldurchgang interessiert. Hierzu wurde aus beiden Richtungen gegen die Geschwindigkeit 0 getestet um die Stribeck-Kurve aus einem sich zuvor bewegtem System heraus zu bestimmen. Durch den exponentiell abnehmenden Charakter ist die Messwertzahl im Geschwindigkeitsbereich nahe 0 stark erhöht. In Abbildung 4.15 ist das Ergebnis der Messung des intakten Dämpfers als Reibkraft über der Geschwindigkeit abgebildet.

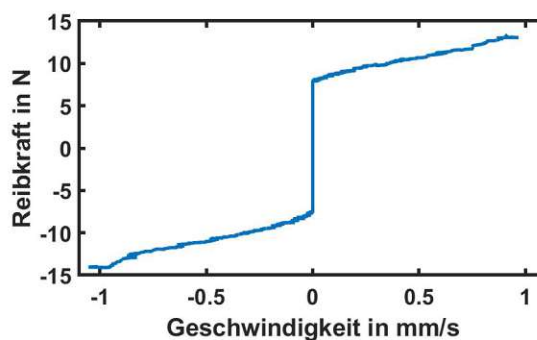


Abbildung 4.15: Ermittelte Stribeck-Kurve des Dämpfers für Zug- und Druckrichtung

Es zeigt sich, dass dieses Messverfahren nicht zu einem zu erwartenden Ergebnis der Stribeck-Kurve führt. Im Geschwindigkeitsbereich nahe 0 sollte eine Erhöhung der Reibkraft aufgrund des Haftens, also aufgrund von einsetzenden Verzahnungseffekten zwischen

den Oberflächen der Reibpartner stattfinden. Eine, hier nicht weiter durchgeführte Messung mit steigender Geschwindigkeit könnte diese Erhöhung besser sichtbar machen. Weiter müsste zur Ermittlung reiner Reibkraft das Gas und das Dämpferöl abgelassen werden. Im Sinne der Charakterisierung des Gesamtsystems Dämpfer ist dies zwar nicht zweckmäßig, jedoch könnte so die entstehende Reibung im System genauer untersucht werden.

Für alle vorangegangenen Untersuchungen sei anzumerken, dass das ermittelte Reibkraftverhalten u. a. von folgenden Faktoren abhängig sein kann:

- Umgebungs- und Dämpferöltemperatur
- Aktueller Zustand der Schmierung der Reibpartner
- Aufbau und Form der Dichtungen

#### 4.4.2 F-v-Charakteristik und dynamische F-v-Charakteristik

Beim VDA-Test (Standard VDA-Test) werden, wie schon in Kapitel 2.3.4 beschrieben, üblicherweise Geschwindigkeiten oberhalb von  $52 \frac{mm}{s}$  angewendet. Um insbesondere die Kräfte die aus der geschwindigkeitsabhängigen Wirkung der Dämpferventile resultieren für den Kleinsignalbereich besser abbilden zu können, ist die Ermittlung der Kräfte im kleinen Geschwindigkeitsbereich erheblich ausgedehnt worden. Da die Ermittlung der erweiterten Stützstellen wie auch beim VDA-Test aus den Messwerten der F-s-Hysterese gewonnen werden, konnte dieses Verfahren hier Anwendung finden. Die Grundlage des VDA-Tests bildet ein sinusförmiges Wegsignal mit einer festen Amplitude von in diesem Fall 40 mm. Dabei wird je eine Messung mit 6 Amplitudenwiederholungen für eine sich einstellende Maximalgeschwindigkeit bzw. der äquivalenten Frequenz vorgegeben. Folgende in Tabelle 4.6 hinterlegten Stützstellen wurden für den Standard VDA-Test und den Erweiterten VDA-Test verwendet wobei sich für letzteren als guter Kompromiss zwischen Messaufwand und Stützstellendichte erwiesen haben.

Tabelle 4.6: Stützstellen des Standard und des Erweiterten VDA-Tests mit den Geschwindigkeiten bei Amplitude 40 mm

Geschw.bereich in $\frac{mm}{s}$	Standard Geschw. in $\frac{mm}{s}$	Erweiterte Geschw. in $\frac{mm}{s}$
Geschwindigkeiten $\leq 52$	keine	2, 4, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 40
Geschwindigkeiten $\geq 52$	55, 100, 300, 600, 700	60, 80, 100, 200, 300, 400, 500, 600, 700

#### 4.4 Amplituden- und Frequenzabhängigkeit des Dämpfers

Es ist zu erkennen, dass die Stützstellendichte des Erweiterten VDA-Tests besonders im sehr kleinen Geschwindigkeitsbereich erhöht worden ist und für größer werdende Geschwindigkeiten abnimmt. Dies ist u. a. auch dadurch begründet, dass die F-v-Charakteristik für höhere Geschwindigkeiten, also dem Großsignalbereich, insbesondere für die hier untersuchten Dämpfer bereichsweise linear zunimmt, was eine Abnahme der Stützstellendichte rechtfertigt. Die höhere Stützstellendichte im kleinen Geschwindigkeitsbereich ermöglicht eine gute Annäherung des Dämpfercharakteristikmodells an den Kleinsignalbereich. Wurde mittels der Testautomatisierung der Messplan für einen Dämpfer durchfahren, können die F-s-Hysteresen, als Basis für die Ermittlung F-v-Charakteristik verwendet werden. Hierbei wird, für je eine Geschwindigkeit die 6. Schwingung der Messungen verwendet und der sich ergebende Kraftwert für die Zug- und Druckrichtung ermittelt. Die zu diesem Zeitpunkt gemessene Geschwindigkeit und der Kraftwert ergeben dann je einen Punkt für die Zug- und Druckrichtung. In Summe ergibt sich mittels linearer Interpolation dann zwischen den Messpunkten im look-up table eine zug- und druckrichtungsabhängige nichtlineare Kennlinie. In Abbildung 4.16 ist das Ergebnis der Standard und der Erweiterten VDA-Charakterisierung, also die Standard und die erweiterte F-v-Charakteristik und ein Ausschnitt für den kleinen Geschwindigkeitsbereich abgebildet.

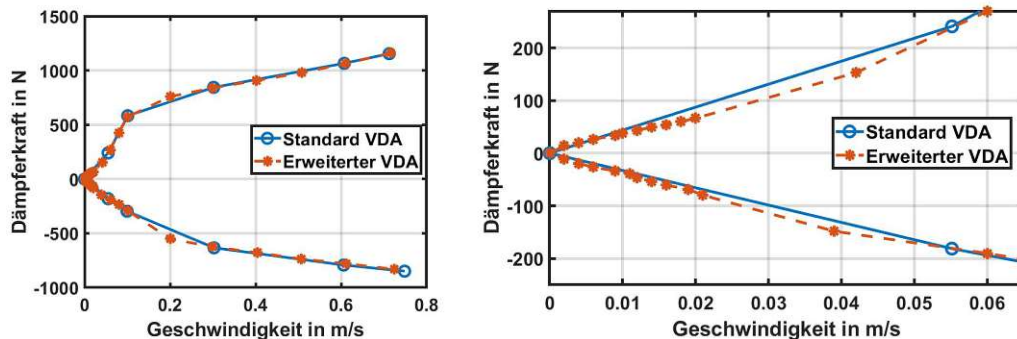


Abbildung 4.16: Standard und Erweiterte VDA-Charakterisierung (Links) und Standard und Erweiterte VDA-Charakterisierung für kleine Geschwindigkeiten  $< 52 \frac{mm}{s}$  (rechts) als Dämpferkraft über den Betrag der Geschwindigkeit

Aus den Abbildungen ist zu erkennen, dass die Erhöhung der Stützstellendichte schon im Großsignalbereich erheblich genauere Ergebnisse liefern kann (siehe Abbildung 4.16 links bei  $0.2 \frac{m}{s}$ ). Im kleinen Geschwindigkeitsbereich setzt sich dies fort und konnte für weitere untersuchte Dämpfer, welche hier nicht weiter vorgestellt werden sollen, als noch signifikanter im Kleinsignalbereich festgestellt werden. Ab der letzten Standard VDA-Charakterisierungsgeschwindigkeit von  $52 \frac{mm}{s}$  wird die Gerade in den meisten Fällen line-

ar auf den Koordinatenursprung interpoliert. Die Messergebnisse der Erweiterten VDA-Charakterisierung zeigen jedoch ein anderes nichtlineares Verhalten welches Unterschiede zum Standardverfahren von bis zu 40 N und mehr aufweisen kann. Mit der Erweiterten VDA-Charakterisierung ist eine höhere Modellgenauigkeit des Dämpfercharakteristikmodells möglich.

Die Erweiterte VDA-Charakterisierung wird anhand von quasistatischen Methoden ermittelt. D. h. die ausgewertete Kraft-Geschwindigkeit-Charakteristik weist keine Hysterese auf, was für ein dynamisches Dämpferverhalten nicht zutrifft (vergl. [8]). Trägt man die F-v-Charakteristik kontinuierlich bei einer Messung auf, ist hier eine sich ausbildende Hysterese zu erkennen, die als sogenannte Federleistung interpretiert werden kann [8]. Diese ist beispielhaft für die Charakterisierungsgeschwindigkeit  $200 \frac{mm}{s}$  in Abbildung 4.17 dargestellt. Deren Verwendung zur Beschreibung dynamischer Effekte im Dämpfer wird jedoch genauer im nächsten Kapitel erörtert.

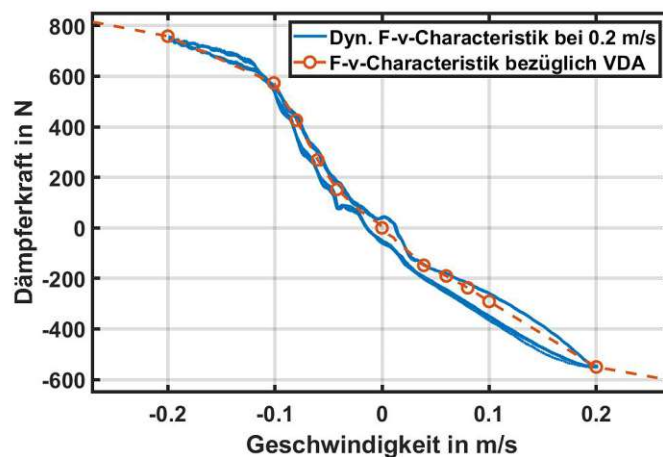


Abbildung 4.17: Erweiterte F-v-Charakteristik ohne Hysterese (rote strichlierte Linie) und dynamische F-v-Charakteristik mit Hysterese (blaue Linie)

#### 4.4.3 Bezogene Dämpferarbeit und effektives Dämpfersteifigkeitsverhältniss des Dämpfers

Wie erwähnt ist die Gültigkeit zur Berechnung des Verlustwinkels nur für Systeme deren Antwort auf eine sinusförmige Anregung wieder einen phasenverschobenem Sinus darstellt beschränkt. Das ist im Allgemeinen beim Dämpfer aufgrund der nichtlinearen Dämpfercharakteristik und der Reibung speziell im Kleinsignalbereich nicht der Fall, weshalb auf

#### 4.4 Amplituden- und Frequenzabhängigkeit des Dämpfers

andere Vergleichsmöglichkeiten zurückgegriffen werden muss. Eine Möglichkeit die dynamischen Vorgänge mittels Kenngröße für Systeme mit Energiedissipation zu beschreiben ist die bezogene Dämpferarbeit  $W_{bez}$ , die hier folgendermaßen eingeführt wird.  $W_{bez}$  beschreibt durch Bildung des Quotienten aus der gemessenen Dämpferarbeit  $W_D$  und der idealen Dämpferarbeit  $W_{ideal}$  den Bezug  $\frac{W_D}{W_{ideal}}$ . Diese bezogene Dämpferarbeit  $W_{bez}$  ist dann dimensionslos bzw. durch Multiplikation mit 100 als prozentuales Verhältnis der tatsächlichen Dämpferarbeit zu einer aus einer idealen nichtlinearen Dämpfercharakteristik der Erweiterten VDA-Charakterisierung (ideale Dämpfercharakteristik) entstandenen idealen Dämpferarbeit zu sehen. Die ideale Dämpfercharakteristik ist in dem Sinne ideal, da sie quasistatisch gewonnen und durch die Gaskraft und Reibungskraft schon korrigiert wurde. Wird ihr die gleiche sinusförmige Anregung in Form des Istwegs aufgeprägt, ergibt sich wiederum eine F-s-Hysterese mit idealem Verlauf deren Fläche, der  $W_{ideal}$  entspricht. Legt man darüber nun die gemessene F-s-Hysterese, deren Fläche  $W_D$  entspricht, so wird ersichtlich, dass aufgrund des amplituden- und frequenzabhängigen Verhaltens des Dämpfers der Flächeninhalt seine Form ändert und kleiner ist. Die Flächen werden im Zuge des Auswerteprozesses in Matlab mittels des Flächenberechnungsalgorithmus „cumtrapz“ angenähert. In Abbildung 4.18 ist dies beispielhaft für die Amplitude 0.2 mm bei der Frequenz 8 Hz dargestellt, wobei der Anteil der entfernten Reibung extra ausgezeichnet wurde.

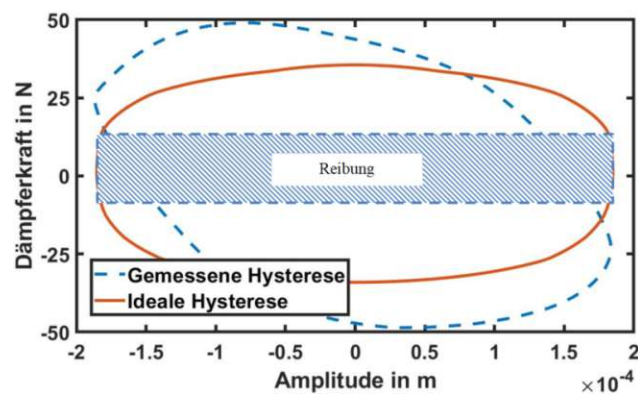


Abbildung 4.18: Ermittlung der gemessenen Dämpferarbeit  $W_D$  aus der gemessenen F-s-Hysterese (strichlierte blaue Linie) bei Amplitude 0.2 mm und 8 Hz und Anteil der entfernten Reibung (strichlierte blaue Linie mit schräg gestricheltem Hintergrund), sowie die ermittelte ideale Vergleichsarbeit  $W_{ideal}$  aus der idealen Dämpfercharakteristik (rote Linie).

$W_D$  ergibt sich nun durch Berechnung der gemessenen Hysteresefläche und Abzug des Anteils der Reibungskraft (12.6 N im Sliding-Regime), die hier in Näherung als konstant

#### 4.4 Amplituden- und Frequenzabhängigkeit des Dämpfers

über den Weg und die Geschwindigkeit angenommen wird. Dies stellt sicherlich eine Ungenauigkeit in der Ermittlung der Dämpfungskraft der realen F-s-Hysterese dar; insbesondere in den Bereichen in denen eine Richtungsumkehr stattfindet. Dieser Fehler entsteht, da der Dämpfer als Gesamtsystem vermessen wird. Für eine genauere Ermittlung der Parameter müssten die Reibung und die Dämpfung unabhängig voneinander in dafür extra zu entwickelnden Versuchsaufbauten ermittelt werden. Im Modelloptimierungsprozess wird später versucht den Fehlereinfluss durch Optimierung des Reibungs- und Dämpfercharakteristikmodells so gering wie möglich zu halten. Es ist weiter zu erkennen, dass die Form der gemessenen F-s-Hysterese nun ein Kraftmaximum nicht mehr bei im Weg-Nulldurchgang (entspricht maximaler Geschwindigkeit) aufweist. Aufgrund des nicht idealen dämpfverhaltens des Dämpfers bildet sich keine zur y-Achse symmetrische F-s-Hysterese aus. Dies ist zu großen Teilen auf den federnden Teil des Dämpferöls zurückzuführen und äußert sich durch eine erhöhten Federleistung im Dämpfer, wie auch in Abbildung 4.17 zu sehen ist.

In Abbildung 4.19 ist über alle Amplituden und Frequenzen aus Tabelle 4.5 die sich ergebende bezogene Dämpferarbeit abgebildet. Zusätzlich ist der Messpunkt aus der VDA-Charakterisierung bei  $300 \frac{mm}{s}$  abgebildet. Mit der Prüfamplitude von 40 mm ergibt sich durch die sinusförmige Anregung eine errechnete Frequenz von 1.2 Hz.

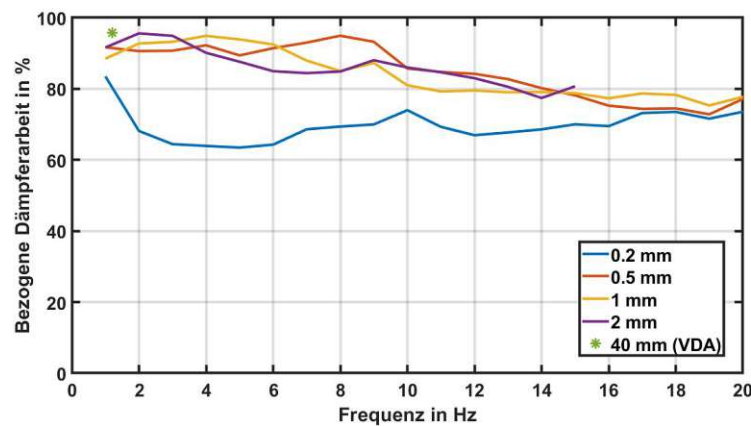


Abbildung 4.19: Bezogene Dämpferarbeit  $W_{bez}$  des Dämpfers in Abhängigkeit der Amplitude und der Frequenz

Der Messpunkt aus der VDA-Charakterisierung erreicht erwartungsgemäß eine sehr hohe bezogene Dämpferarbeit von 95.8 %, da das Dämpfungsverhalten im Allgemeinen auf die VDA-Charakteristik hin optimiert wird. Weiter ist gut zu erkennen ist, dass sich über der Frequenz für alle Amplituden eine geringer werdende bezogene Dämpferarbeit einstellt was



bedeutet, dass die gemessene Dämpferarbeit und die damit dissipierte Energie geringer wird. Dies ist auch für die Amplitude 0.2 mm auszumachen, die eine starke Reduktion der Dämpferarbeit aufweist. Speziell für Amplituden im Bereich von 0.2 mm ist eine Reduktion des Dämpfungsverhaltens über den gesamten untersuchten Frequenzbereich zu erkennen. Der Eigenfrequenzbereich der ungedämpften Massen und der des Aufbaus liegt bei ca. 10 Hz bzw. ca. 1.5 Hz und der am kritischsten für den Fahrkomfort des Menschen im Bereich von 4 Hz bis 8 Hz (siehe Kapitel 2). Die Verringerung der bezogenen Dämpferarbeit kann eine Verschlechterung des Fahrkomfort bedeuten, da die Überhöhung der Aufbaubewegungen nicht mehr genügend gedämpft werden.

Die zweite Möglichkeit dynamischen Vorgänge mittels Kenngröße für Systeme mit Energiedissipation zu beschreiben ist mittels des effektiven Dämpfersteifigkeitsverhältnisses  $\tau_{D,eff}$  [8]. Die Ermittlung erfolgt anhand der Formel (2.8) [8] für je eine Frequenz bei einer Amplitude nach der Tabelle 4.5. In der Dissertation von Stretz werden diese Zusammenhänge zwischen Dämpferarbeit und Federleistung mit 5 mm und 50 mm bei relativ hohen Amplituden ermittelt [8]. Da dieses dynamische Verhalten jedoch auch bei Amplituden im Kleinsignalbereich auszumachen ist, wird dies hier in ähnlicher Form angewendet. Der Vorteil liegt insbesondere darin, dass das Ergebnis aus der Berechnung des effektiven Dämpfersteifigkeitsverhältnisses nach [8] der Relaxationszeit, also einer Zeitkonstante des komprimierten Dämpferöls in Sekunden entspricht und somit mittels eines Federelements als Grundlage zur Modellierung einer amplituden- und frequenzabhängigen Verhaltens verwendet werden kann. Gemessen werden kann dieses Verhalten theoretisch auch durch das Einprägen einer sinusförmigen Kraft am Dämpferfuß, wobei der Zeitverzug bis zum Auftreten des Reaktionsweges ermittelt wird. In Abbildung 4.20 ist das Ergebnis  $\tau_{D,eff}$  im einfachen logarithmischen Maßstab in Abhängigkeit der Amplitude und der Frequenz abgebildet.

## 4.5 Amplituden- und Frequenzabhängigkeit des DV

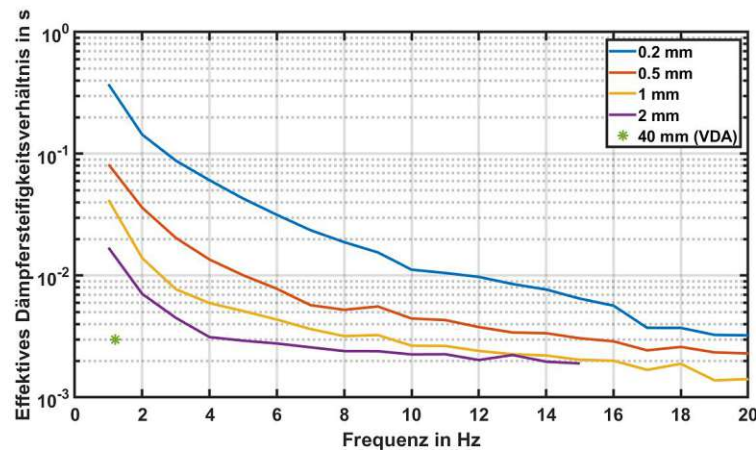


Abbildung 4.20: Effektives Dämpfersteifigkeitsverhältnis  $\tau_{D,eff}$  des Dämpfers in Abhängigkeit der Amplitude und der Frequenz

Die Dämpferwirkung wird durch die zusätzlich Federleistung reduziert, was auch durch die Relaxationszeit ausgedrückt werden kann. Eine hohes  $\tau_{D,eff}$  bedeutet somit eine hohe Federleistung und damit eine höhere Relaxationszeit. Der Messpunkt aus der VDA-Charakterisierung liegt bei 3 ms und zeigt auf, dass trotz der optimalen quasistatischen Auslegung des Dämpfers die reale Kraft-Geschwindigkeitscharakteristik eine Hysterese aufweist. Für die kleinste Wegamplitude 0.2 mm ist bei kleinen Frequenzen eine deutlich höhere Relaxationszeit zu verzeichnen die sich über der Frequenz bis 20 Hz dann mit abnehmenden Charakter abschwächt. Gut zu erkennen ist anhand der größten Amplitude von 2 mm, dass dieses Verhalten eher dem Kleinsignalbereich zuzuordnen ist, da das effektive Dämpfersteifigkeitsverhältnis für größere Amplituden sehr viel schneller abnimmt. Es ist eine Tendenz zu einem Anschmiegen von  $\tau_{D,eff}$  gegen ca. 2 ms zu erkennen. Zu beachten sind hier Messungenauigkeit und die Beschränktheit der Amplituden und der Frequenzen was bedeutet, dass der Verlauf von  $\tau_{D,eff}$  für größere Amplituden und Frequenzen über 20 Hz nicht bekannt ist. Es zeigt sich, dass eine dynamische Analyse und Charakterisierung im kleinen Amplitudenbereich bei höheren Frequenzen durchaus sinnvoll ist, da die VDA-Charakterisierung alleine einen viel zu kleinen Frequenzbereich abdeckt (siehe Abbildung 4.19 und 4.20).

## 4.5 Amplituden- und Frequenzabhängigkeit des DV

Um nun den Einfluss des Stützlagers zu überprüfen, sind die gleichen Tests wie bei der Untersuchung des Dämpfers alleine durchgeführt worden, mit dem Unterschied, dass die

quasistatischen Reibungskräfte sowie die F-v-Charakteristik nicht gesondert untersucht werden. Dies wird u. a. damit begründet, dass der Haupteinfluss des Stützlagers auf das DV-Verhalten vor allem auf dynamische Effekte zurück zu führen ist.

### 4.5.1 Dynamische Reibungskräfte des DV

Ähnlich zu den Messungen des Dämpfers wurden Messungen durchgeführt um den Einfluss des Stützlagers auf das Reibkraftverhalten zu untersuchen. Der dynamische Test analog zu Kapitel 4.4.1 ist in Abbildung 4.21 abgebildet.

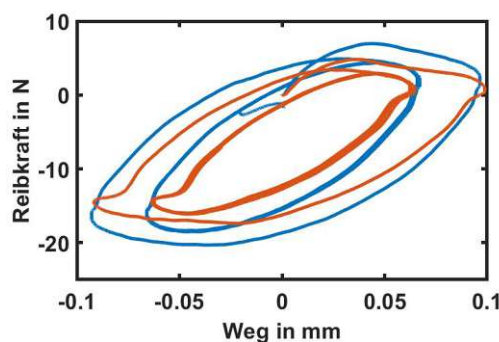


Abbildung 4.21: Vergleich der Verhaltens des Dämpfers (blaue Linie) und des DV (rote Linie) im Sliding und Pre-Sliding-Regime

Der DV kann durch seine Bauart vereinfacht gesehen als zwei in Reihe geschaltete Federn mit verschiedenen Steifigkeiten dargestellt werden (Dämpferöl- und Elastomerlagersteifigkeit), welche durch die Reihenschaltung rechnerisch eine geringere Steifigkeit aufweisen als die kleinste der Steifigkeiten. Der Anstieg der Reibkraft des DV und die Reibkraft-Weg-Hysterese fallen dadurch etwas geringer aus. Das Reibkraftniveau ist geringer, was sich jedoch eher durch einen nicht vollständig identischen Versuchsaufbau der zwei Messungen und durch mögliche Einflüsse der Dämpfungskräfte begründen lässt (vergl. Kapitel 4.4.1). In Abbildung 4.22 ist der Vergleich der Reibkraft-Weg-Hysterese zwischen Dämpfer und DV dargestellt.

## 4.5 Amplituden- und Frequenzabhängigkeit des DV

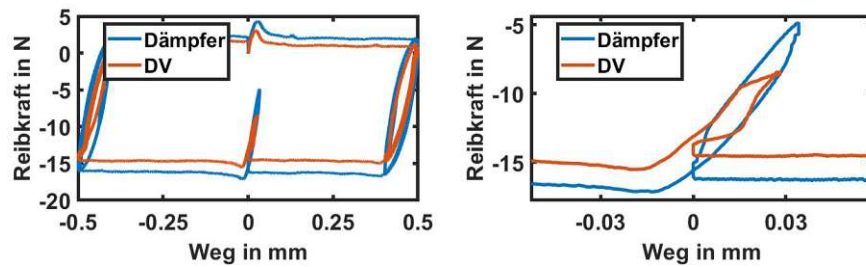


Abbildung 4.22: Messung zum Vergleich des Reibkraftverlaufs zwischen Dämpfer (blaue Linie) und DV (rote Linie) (links) und Ausschnitt der inneren Hystereseschleifen (rechts)

Der Verlauf der zwei Kurven ist bis auf das oben angesprochene Reibkraftniveau ähnlich. Die Federwirkung des Stützlagers wirkt im ersten Umkehrpunkt in Abbildung 4.22 rechts nun als vorgespannte Feder und unterbindet im ersten Moment den Aufbau der Reibkraft, da kein Differenzweg entstehen kann. Danach ist ein Aufbau der Reibkraft zu erkennen. Im zweiten Umkehrpunkt dreht sich dieser Effekt um. Zuerst wird die Feder des Stützlagers wieder gespannt bevor ein Differenzweg entsteht und sich die Reibkraft aufbauen kann.

### 4.5.2 Bezogene DV-Arbeit und effektives Dämpfersteifigkeitsverhältnis des DV

Wie erwähnt ist aufgrund der Reihenschaltung zweier Federn in DV bei gleicher Frequenz und Amplitude eine größerer Federleistung zu erwarten, welche in [8] als Flächenintegral der Dämpfer- bzw. Federkraft über der Geschwindigkeit definiert ist (siehe auch Kapitel 2.3.4 und Abbildung 2.17). Für die bezogene Dämpferarbeit des DV bedeutet dies, dass sie bei gleicher  $W_{ideal}$  geringer sein müsste da mehr reversible Energie in der Verformung der Gesamtfedersteifigkeit verbleibt und somit  $W_D$  geringer ausfällt. In Abbildung 4.23 ist die Bezogene Dämpferarbeit des HA-DV in Abhängigkeit der Amplitude und der Frequenz dargestellt. Auch hier wird wieder Bezug auf den oben genannten Messpunkt aus der VDA-Charakterisierung genommen.

## 4.5 Amplituden- und Frequenzabhängigkeit des DV

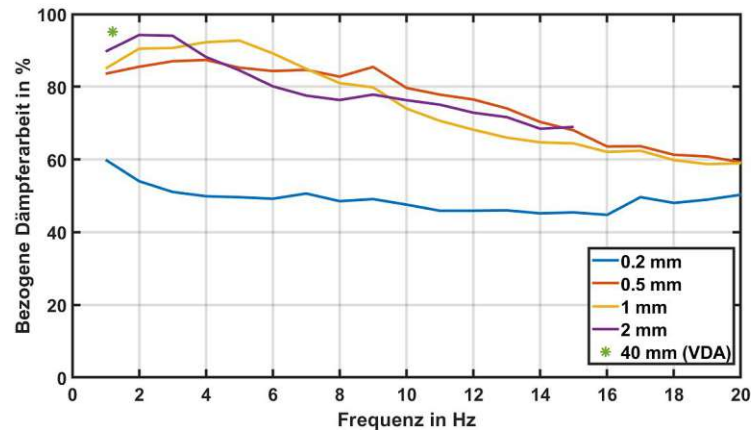


Abbildung 4.23: Bezogene Dämpferarbeit  $W_{bez}$  des HA-DV in Abhängigkeit der Amplitude und der Frequenz

Als Referenz zeigt der Messpunkt aus der VDA-Charakterisierung mit einer bezogenen Dämpferarbeit von 95.2 %, dass sich aufgrund dessen Auslegung trotz Stützlager bei der hohen Amplitude im DV eine sehr gute dämpfende Wirkung einstellt. Dies liegt an der großen Testamplitude von 40 mm und der damit einhergehenden hohen Geschwindigkeit, die das Stützlager in den progressiven Abschnitt des Stützlagers drückt und somit die gesamte Dämpfungskraft übertragen wird. Vergleicht man weiter Abbildung 4.19 und 4.23, also die bezogene Dämpferarbeit des Dämpfers mit der des DV, ist auszumachen, dass für die kleinste Amplitude 0.2 mm über den Frequenzbereich fast durchgehend von ca. 70 % auf 50 % und dann fast kontinuierlich abfällt. Dies bedeutet eine erhebliche Verringerung der dissipierten Energie im DV für kleine Amplituden. Für die größeren Amplituden fällt der relativ lineare Verlauf der bezogenen Dämpferarbeit des Dämpfers von ca.  $1 \frac{\%}{Hz}$  auf ca.  $2 \frac{\%}{Hz}$  beim DV. Aufgrund der geringeren Dämpfung für kleinere Amplituden gegenüber dem Dämpfer, kann dies eine schlechtere Bewertung des Fahrkomforts bedeuten.

In Ihrer Dissertation zeigt Stretz für das effektive Dämpfersteifigkeitsverhältnis auf, dass eine höhere Steifigkeit eine kleinere Hysterese in der F-v-Charakteristik erzeugt [8]. Im Umkehrschluss heißt dies, je geringer die Gesamtsteifigkeit des DV ist umso größer ist die Hysterese in der F-v-Charakteristik und damit auch die Federleistung bzw. das effektive Dämpfersteifigkeitsverhältnis. Dies ist auch in Abbildung 4.24 auszumachen in der das effektive Dämpfersteifigkeitsverhältnis für den HA-DV über der Amplitude und der Frequenz dargestellt ist.

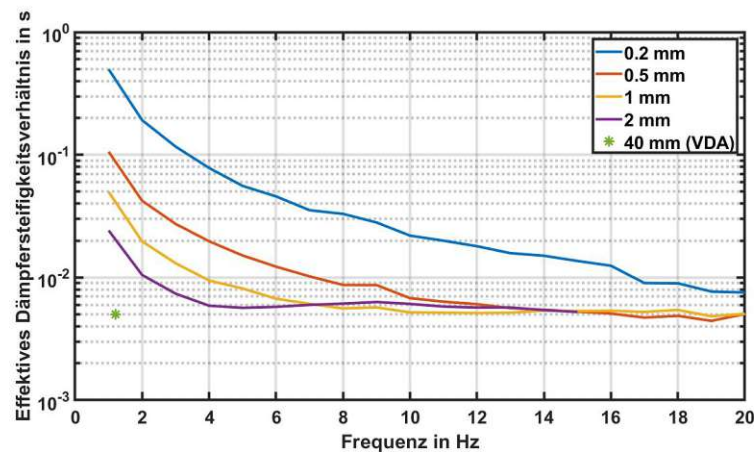


Abbildung 4.24: Effektives Dämpfersteifigkeitsverhältnis  $\tau_{D,eff}$  des HA-DV in Abhängigkeit der Amplitude und der Frequenz

In Abbildung 4.24 ist wieder das höhere effektive Dämpfersteifigkeitsverhältnis für kleinere Amplituden auszumachen. Im Vergleich zu Abbildung 4.19 ist ein höheres  $\tau_{D,eff}$  mit abnehmenden Charakter zu erkennen was gleichbedeutend ist mit einer größeren Relaxationszeit des DV. Auch hier ist eine Sättigung zu erkennen, die ein weiteres Absinken von  $\tau_{D,eff}$  unterbindet und eine von der Frequenz unabhängige Relaxationszeit von ca. 5 ms aufzeigt. Bei ca. 5 Hz ist für die Amplitude 2 mm dieser Wert schon erreicht. Das Stützlager erhöht also das Niveau der Relaxationszeit aber auch die Neigung zu einem schnelleren Abklingen von  $\tau_{D,eff}$  für größere Amplituden.  $\tau_{D,eff}$  für die kleinste Amplitude dagegen zeigt sich ein langsamerer Rückgang auf. Auch der Messpunkt aus der VDA-Charakterisierung liegt mit einem effektiven Dämpfersteifigkeitsverhältnis von 5 ms in diesem Bereich was darauf hindeutet, dass im DV eine von der Frequenz unabhängige Relaxationszeit von 5 ms im nicht weiter untersuchten Großsignalbereich zu erwarten ist.

## 4.6 Zusammenfassung

Es wurde in diesem Kapitel ein Verfahren zur Erstellung synthetischer Unebenheitsverläufe von Straßen basierend auf der spektralen Leistungsdichte der Fahrbahnoberfläche und linearen Filtern vorgestellt. Durch die Modellierung des Latschfilters und des Filters für kleine Frequenzen, welche in den synthetischen Unebenheitsverlauf der Straße eingehen, ist es möglich die Modellgenauigkeit eines Viertel-Fahrzeugmodells zu erhöhen. Mithilfe eines Viertel-Fahrzeugmodells und synthetischer Unebenheitsverläufe von Straßen konnte dann simulativ ermittelt werden, dass in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit und der

Straßengüte bis zu 56 % der auftretenden Wegamplituden und bis zu 67 % der Geschwindigkeitsamplituden am Dämpfer dem Kleinsignalbereich zuzuordnen sind.

Weiter wurden zwei Ansätze zur Analyse des amplituden- und frequenzabhängigen Verhaltens eines Dämpfers bzw. eines Dämpfer-Verbundes vorgestellt, welcher häufig in Hinterachsen verbaut wird. Das untersuchte Stützlager besitzt einen mit PU-Schaum gefüllten Anteil, welcher federnde und dämpfende Eigenschaften vergleichbar mit Elastomeren besitzt. Der untersuchte Hinterachsdämpfer ist als Zweirohrdämpfer ausgeführt. Die Ermittlung der quasistatischen Federkennlinie des Stützlagers zeigt ein annähernd lineares Verhalten im Bereich von  $\pm 1.4$  mm. Das dynamische Verhalten zeigt, dass sich die dynamische Steifigkeit von mit PU-Schaum gefüllten Stützlagern annähernd linear über die Frequenz verhält. Kleinere Anregungsamplituden führen zum Anstieg der dynamischen Steifigkeit, was zu einem schlechter bewerteten Fahrkomfort führen kann. Der Verlustwinkel des untersuchten Stützlagers ist für kleinere Anregungsamplituden kleiner und hat einen annähernd konstantes Verhalten über der Frequenz.

Die Ermittlung der Amplituden- und Frequenzabhängigkeit der Reibungseffekte des Dämpfers und des DV haben gezeigt, dass das Verhalten eines sogenannten nicht-lokalen Positionsspeichers der Reibung im System existiert. Dieser zeichnet sich dadurch aus, dass er für beliebig viele innere Hystereseschleifen in der Reibkraft-Weg-Hysterese die äußere Hystereseschleife wieder am Ausgangspunkt trifft. Die Vorkonditionierungsrichtung beeinflusst je nach nachfolgender Testrichtung das entstehende Reibkraftniveau. Für den DV ist der Anstieg der Haftkraft bis zum Losbrechen und die darauf folgende Reibkraftniveau geringer. Dies wird u. a. durch die geringere Gesamtfedersteifigkeit der in Reihe geschalteten Feder des Stützlagers mit dem Dämpfer begründet. Ein geeigneteres reproduzierbares Verfahren zur Ermittlung der Reibkraftmessungen, insbesondere zur Ermittlung der Stribeck-Kurve, sollte für weitere Untersuchungen angestrebt werden.

Neben der F-v-Charakteristik, die meistens insbesondere im kleinen Geschwindigkeitsbereich keine oder wenige Messpunkte besitzt, kann auch die dynamische F-v-Charakteristik ermittelt werden. Die sich dort erkennbare Hysterese weist auf ein federndes Verhalten des Dämpfers hin. Es wurde, neben einem Ansatz aus der Dissertation von Stretz (effektives Dämpfersteifigkeitsverhältnis; vergl. [8]), ein neuer Ansatz zur Charakterisierung von Dämpfern und DV, die sogenannte bezogene Dämpferarbeit, vorgestellt. Eine große Abhängigkeit der bezogenen Dämpferarbeit des Dämpfers, insbesondere für Kleinsignale, konnte ermittelt werden. Für kleinere Anregungsamplituden verstärkt sich das federnde Verhalten was zu einer geringeren Dämpfung führt. Verglichen mit der bezogenen Dämp-

ferarbeit des DV bewirkt der Verbund, dass die bezogene Dämpferarbeit geringer ausfällt, was zu einer geringeren Dämpferwirkung im DV führt. Dies kann durch die geringere Gesamtsteifigkeit des DV durch Reihenschaltung mit dem Stützlager begründet werden. Die vorgestellten Verfahren eignen sich zur Ermittlung der amplituden- und frequenzabhängigen dynamischen Effekte von DV und könnten für weitere Verfahren zur Bewertung des Fahrkomfortverhaltens im Kleinsignalreich herangezogen werden.



## 5 Dämpfer-Verbundmodellierung für Simulationen im Kleinsignalsbereich

Bezüglich adäquater Dämpfermodelle muss ein von den entsprechenden Anwendungen abhängiger annehmbarer Kompromiss, gegebenenfalls zwischen Echtzeitfähigkeit, Komplexität und Validität eingegangen werden [97]. In der Literatur werden verschiedenste Modellansätze vorgestellt. Dämpfermodelle für virtuelle Voruntersuchungen im MiL können sehr komplex sein, weshalb deren Aufwand zur Charakterisierung und Parametrisierung sehr hoch ist [42] und sie häufig keine Echtzeitfähigkeit aufweisen. Andererseits finden weniger komplexe Dämpfermodelle mit geringerer Parameterzahl für Echtzeitanwendungen ihre Verwendung. Aufgrund der relativ einfachen Modellierung ist deren Aussagekraft jedoch stark limitiert, weshalb sie nur für fundamentale Fahrkomfortuntersuchungen verwendet werden können [42]. Aus diesem Grund bestehen oftmals mehrere unterschiedliche Dämpfermodelle für die jeweilige Anwendung, deren Pflegeaufwand dadurch sehr hoch ist. Außerdem können Ergebnisse aus den unterschiedlich komplexen Modellen nicht direkt verglichen werden. Für einen adäquaten Kompromiss, ist es nun sinnvoll ein Dämpfermodell passend für die geforderten Fahrkomfortuntersuchungen zu erstellen wobei es wichtig ist, die für eine Modellierung benötigten Parameter zu identifizieren und in geeignetem Maße abzubilden.

Im folgenden Kapitel werden zwei Modellierungsmethoden für Dämpfer, Stützlager und Dämpfer-Verbunde vorgestellt. Eine dieser Methoden, bildet einen häufig für einfache Fahrkomfortuntersuchungen verwendeten Modellansatz ab. Dieses Standard Dämpfermodell (SDM) basiert auf dem VDA-Test. Der Modellansatz und die Standardmethoden zur Charakterisierung, zur Parametrierung und zur Parametrisierung wurden in Kapitel 2 und 4 vorgestellt. Für eine bessere Modellgüte insbesondere im Kleinsignalsbereich wird ein Erweitertes Dämpfermodell (EDM) vorgestellt, dessen Ziel es ist, die statischen und im Besonderen die dynamischen Effekte im Kleinsignalsbereich realitätsnah darzustellen. Das SDM wird nicht als Vergleichsmodell herangezogen, da es für die Abbildung der Kräfte im Kleinsignalsbereich ungeeignet ist. Es soll lediglich als häufig verwendete Standardmethode das Vorgehen zur Modellierung aufzeigen. Im Weiteren wird durch die Verwendung von zwei verschiedenen Stützlagermodellen, dem Standard Stützlagermodell (SSLM) und dem Erweiterten Stützlagermodell (ESLM), zwei Dämpfer-Verbundmodelle (DVM) vorgestellt. Das erste bestehend aus dem dem SDM und SSLM wird unter Verwendung einer Dämpferkolbenmasse zu einem Standard Dämpfer-Verbundmodell (SDVM) vereint, wohingegen das zweite unter Verwendung der gleichen Dämpferkolbenmasse aus dem EDM und ESLM

zu einem Erweiterten Dämpfer-Verbundmodell (EDVM) kombiniert wird. Bei sämtlichen Messungen für die Parametergewinnung und für die Validierungstests wurden u. a. die tatsächlichen Stellwege am Aktuator bzw. am unteren Dämpferlager, die Reaktionskraft an der Kolbenstange und bei den DV-Messungen zusätzlich der Dämpferkolbenweg und die Reaktionskräfte am Stützlageraußenteil erfasst.

### 5.1 Modellbildung des Standard Dämpfermodells (SDM)

In Abbildung 5.1 ist das SDM, dessen Ansatz über Sub-Kraftmodelle geschieht, schematisch dargestellt.

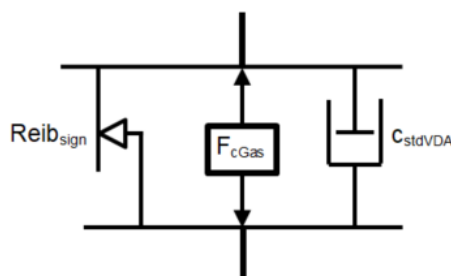


Abbildung 5.1: Modellstruktur des SDM

Aufgrund des heuristischen Ansatzes und der relativ geringen Parameteranzahl kann das Modell mit den angesprochenen bekannten Charakterisierungsprozessen parametrisiert werden. Das SDM besteht aus drei essentiellen Sub-Kraftmodellen<sup>2</sup> mit einer geringen Parameteranzahl. Der Dämpferweg und die Dämpfergeschwindigkeit werden in die Modelle übertragen, in denen die erregungs- oder geschwindigkeitsabhängigen Kräfte in den Sub-Kraftmodellen berechnet werden. Aus diesen wird die Summe gebildet, welche die gesamte Dämpferkraft  $F_{SDM}$  darstellt. Diese berechnet sich aus

$$F_{SDM} = Reib_{sign} + F_{cGas} + F_{stdVDA} \quad (5.1)$$

also aus der Summe aus den einzelnen im folgenden erläuterten Sub-Kraftmodellen.

<sup>2</sup>Oft existieren auch Sub-Kraftmodelle zur Modellierung des oberen Druckpuffers und des Zuganschlag. Nachdem deren Bedeutung jedoch nicht im Kleinsignalbereich zum Tragen kommt, wird hier auf die Modellierung verzichtet.

Es ist davon auszugehen, dass das SDM aufgrund dieses einfachen Modellierungsansatzes für die Anwendung im Kleinsignalbereich nicht geeignet ist und versagen wird (siehe auch Kapitel 5.1.1). Insbesondere der Übergang vom Pre-Sliding-Regime in das Sliding-Regime, welcher ungenügend durch das SDM Reibkraftmodell abgebildet wird, ist hierfür ausschlaggebend. Der Aufbau des SDM wird hier beispielhaft aufgeführt und besitzt lediglich informativen Charakter.

### 5.1.1 SDM Reibkraftmodell

Eine häufig angewendete Methode für Reibungsmodellierung ist die vorzeichenbehaftete konstante Reibungskraft, die nur von der Richtung der Dämpfergeschwindigkeit abhängt, also das Coulombsche Reibungsgesetz. Sie kann mit (2.14) beschrieben werden und wird in Abbildung 5.1 als  $Reib_{sign}$  bezeichnet. Es wird der aus Tabelle 5.2 ermittelte Wert der konstanten Reibkraft  $F_c$  mit 12.6 N als obere Grenze für den gleitenden Fall verwendet. In Abbildung 5.2 ist der Vergleich aus den Messungen zu Abbildung 4.10 und 4.8 (Dämpfer mit normaler Gaskraft) und dem Ausgang des Reibkraftmodells des SDM im Zeitbereich abgebildet.

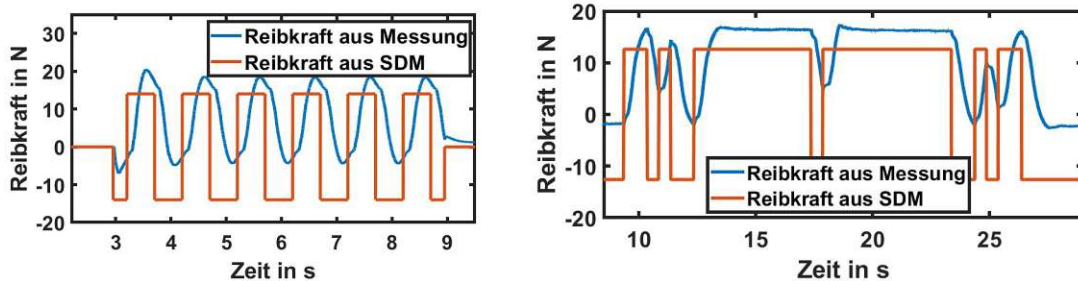


Abbildung 5.2: Vergleich der Reibkräfte aus der Messung (blaue Linie) und dem SDM (rote Linie) im Zeitbereich zu den Messungen aus Abbildung 4.10 (Wegamplitude 0.1 mm) und 4.8 (Wegamplituden siehe Abbildung 4.8)

Aus dem Vergleich ist zu erkennen, dass die Formel zur Beschreibung des Coulombschen Reibungsgesetzes mit seiner geringen Parameterzahl keine gute Anpassung an den tatsächlichen Reibkraftverlauf erlaubt. Dies gilt neben der sich ausbildenden Steigung durch die Steifigkeit im Pre-Sliding-Regime vor dem Losbrechen als auch die in Kapitel 4.4.1 angesprochene federähnliche Verhalten. Dessen Startwert wird maßgeblich durch die Vorkonditionierung beeinflusst und lässt die Simulation eines unsymmetrischen Verhaltens durch die Vorkonditionierung nicht zu; wie in Abbildung 5.2 zu sehen. Die Unstetigkeit

im Nulldurchgang der Geschwindigkeit, kann unter Umständen im Kleinsignalbereich zu unerwartetem Modellverhalten führen, da sehr oft zwischen den Vorzeichen der Geschwindigkeit geschaltet wird. Im rechten Bild der Abbildung 5.2 ist zusätzlich zu erkennen, dass für den Fall einer Umkehr des Weges weit vor dem Gleiten die Reibkraft viel zu hoch simuliert wird.

Die Modellgüte für das Reibkraftmodell wurde mittels (2.1) für die Messungen aus Abbildung 5.2 ermittelt. Der RMSE zwischen SDM Reibkraftmodell und Messung liegt links bei 10.3 N. Mit einer 3-fachen Standardabweichung der Messung von 20.7 N ergibt sich dadurch eine Abweichung von 49.8 % zwischen gemessener und simulierter Reibkraft. Fast die Hälfte der simulierten Reibkraftwerte liegen also neben der Messung. Der RMSE zwischen SDM Reibkraftmodell und Messung rechts wurde mit 8.1 N errechnet. Aus der Messung ergibt sich eine 3-fache Standardabweichung von 23.7 N und somit eine Abweichung von 34.2 % zwischen gemessener und simulierter Reibkraft. Das SDM Reibkraftmodell kann in diesem Fall nur ca. ein Drittel der Messwerte im Falle häufiger Positionsumkehr nachbilden. Im SDM Reibkraftmodell fehlt die Möglichkeit den Offset durch eine Vorkonditionierung beim Start der Simulation einzustellen. Dies führt mit dem fehlen eines nicht-lokalen Reibungsgedächtnisses im SDM Reibkraftmodell zu einer permanenten Abweichung zur Messung und damit zu einer weiteren Ungenauigkeit der Modellierung der Reibkraft.

### 5.1.2 SDM Gaskraftmodell

Das Gaskraftmodell des SDM besteht aus einer konstanten Funktion und berechnet die Gaskraft  $F_{cGas}$  somit weg- und geschwindigkeitsunabhängig. Die Funktion beinhaltet den Parameter  $k_{gas}$  (konstanter Gaskraftparameter),

$$F_{cGas} = k_{gas} \quad (5.2)$$

welcher mit  $k_{gas} = -71.3 N$  ermittelt wurde. Da die Gaskraft bei Kleinsignalanregung aufgrund der geringen Wegamplituden des Dämpfers kaum Auswirkungen hat, ist mit keinen großen Auswirkungen auf die Modellgenauigkeit zu rechnen.

### 5.1.3 SDM Dämpfercharakteristikmodell

Für die Modellierung des Dämpfercharakteristikmodells des SDM kommt ein look-up table zum Einsatz. Dies ist eine zeiteffiziente Modellierungsmethode aufgrund des einfachen

## 5.2 Modellbildung des Erweiterten Dämpfermodells (EDM)

linearen Interpolationsalgorithmus [12]. Es müssen keine komplexen Druck- oder Ventilmodelle berechnet werden was dem Echtzeitverhalten bei adäquater Genauigkeit des SDM sehr entgegen kommt. Die F-v-Charakteristik für das SDM Dämpfercharakteristikmodell aus Abbildung 4.16 (blaue Linie), ist in Abbildung 5.1 als  $c_{stdVDA}$  bezeichnet. Folgende in Tabelle 5.1 gezeigten Stützstellen wurden zur Berechnung der Dämpfungskraft  $F_{stdVDA}$  für das SDM Dämpfercharakteristikmodell verwendet.

Tabelle 5.1: Stützstellen im look-up table für das SDM Dämpfercharakteristikmodell

<b>Kraft in N</b>	[-1166 -974 -854 -638 -476 -341 -248 0 153 343 801 1018 1442 1746 2182]
<b>Geschw. in <math>\frac{m}{s}</math></b>	[-1.48 -1.2 -1 -0.6 -0.3 -0.1 -0.055 0 0.055 0.1 0.3 0.6 1 1.2 1.48]

Das SDM Dämpfercharakteristikmodell kann nicht gesondert validiert werden, da die Werte aus Tabelle aus der VDA-Charakterisierung gewonnen wurden. Bei diesem Prozess ist immer auch die Gaskraft und die Reibkraft mit involviert weshalb eine reine Validierung des Dämpfercharakteristikmodells nicht sinnvoll möglich ist.

## 5.2 Modellbildung des Erweiterten Dämpfermodells (EDM)

Ähnlich zum SDM wurde bezüglich des Modellierungsansatzes eine heuristische Herangehensweise für die Erstellung des EDM gewählt. Die Modellstruktur ist an Abbildung 5.3 zu sehen.

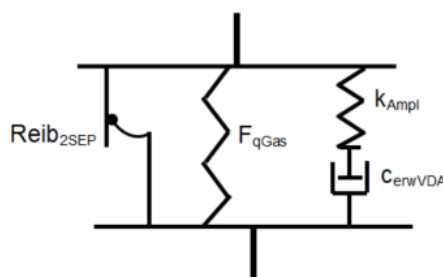


Abbildung 5.3: Modellstruktur des EDM

In den Sub-Kraftmodellen wurde eine Erweiterung der Parameteranzahl und neue Ansätze für die Reibkraftmodellierung vorgenommen. Dies macht es möglich die Parametrisierung anhand erweiterter Charakterisierungsprozesse vorzunehmen. Das EDM besteht aus drei

essentiellen Sub-Kraftmodellen, wobei auch hier auf die Modellierung der Anschläge verzichtet wird. Der Dämpferweg und die Dämpfergeschwindigkeit dienen dem Modell um die weg- oder geschwindigkeitsabhängigen Kräfte in den Sub-Kraftmodellen zu berechnen. Aus den einzelnen Sub-Kraftmodellen wird die Summe gebildet welche die gesamte Dämpferkraft  $F_{EDM}$  darstellt. Sie berechnet sich aus

$$F_{EDM} = Reib_{2SEP} + F_{qGAS} + F_{Ddyn} \quad (5.3)$$

also aus der Summe aus den einzelnen im folgenden erläuterten Sub-Kraftmodellen.

Eine Besonderheit ist hier die Modellierung des dynamischen Verhaltens des Dämpfers mittels des dynamischen Dämpfercharakteristikmodells. Für die Abbildung der amplitudenabhängigen Effekte wird eine in Reihe zum Dämpfer geschaltete nichtlineare Feder modelliert.

### 5.2.1 EDM Reibkraftmodell

Wie auch Kapitel 4 aufgezeigt, ist eine genauere Modellierung der Reibkräfte im Kleinsignalbereich notwendig, da das Reibkraftverhalten des Dämpfers insbesondere für den dynamischen Fall im Kleinsignalbereich per Definition Nichtlinearitäten aufweist, die bei stochastischer Straßenanregung bedacht werden müssen. Da sich in den Untersuchungen aus Kapitel 4 gezeigt hat, dass ein dynamischer Übergang zwischen dem Pre-Sliding-Regime und dem Übergang zum elasto-plastischen Gleiten modelliert werden muss, wurde das 2SEP-Modell (vergl. [44]) herangezogen, welches hier in abgewandelter Form zum Einsatz kommen soll. Die Modellgleichungen wurden in Kapitel 2.3.2 mit (2.16), (2.22), (2.23), (2.24) und (2.25) beschrieben und stellen die Basis für das EDM Reibkraftmodell dar, welches in Abbildung 5.3 als  $Reib_{2SEP}$  bezeichnet wird. Die Abwandlung des Modells beinhaltet zusätzlich eine Variable, die es erlaubt den Effekt eines vorgespannten Reibungssystems, also eine Vorgeschichte, im nicht-lokalem Reibungsgedächtnis zu hinterlegen. (2.24) wird aus diesem Grunde hier erweitert durch eine Vorspannung in Form einer konstanten Initialkraft  $F_{init}$ . Sie führt dann zu

$$\Omega = |sgn(w) \cdot F_c + F_{init} - F| \quad (5.4)$$

## 5.2 Modellbildung des Erweiterten Dämpfermodells (EDM)

und verschiebt die variable Belastbarkeit entsprechend ihres Wertes, kann also eine un-symmetrische Reibung bei Simulationsstart darstellen. Dies entspricht der Vorgeschichte des EDM Reibkraftmodells, welche z. B. durch eine Vorkonditionierung beeinflusst werden kann. Der Wert der Variablen kann im Zuge einer Validierung oder für simulative Untersuchungen im Bereich des Fahrkomforts, z. B. einer Untersuchung zum Ansprechverhalten des Dämpfers verwendet werden, da er die virtuelle Vorspannung des Reibungssystems beeinflussen kann.

Es konnten aus den Messungen aus Kapitel 4.4.1 folgende Parameter für das EDM Reibkraftmodell ermittelt werden, welche in Tabelle 5.2 hinterlegt sind.

Tabelle 5.2: Parameter im Pre-Sliding-Regime und für das Übergangsverhalten im quasi-statischen Zustand (statische Stribeck-Kurve)

Zu ermittelnder Bereich	Parameter	Beschreibung	Wert
Pre-Sliding-Regime (Pre-Sliding-Hysterese)	$K$	Nichtlineare Feder	$2.2388e5 \frac{1}{m}$
	$F_c$	Konstante Reibkraft	$12.6 N$
Übergangsverhalten (Stribeck-Kurve)	$F_s$	Haftreibkraft	$8.5 N$
	$v_s$	Stribeckgeschwindigkeit	$0.9 \frac{m}{s}$
	$\delta_{Stri}$	Stribeck Formfaktor	$10.8 -$

Für die Gewichtungsfaktoren aus (2.22) wurde in der Modelloptimierungsphase  $A_{2SEP} = 0.95$  und  $B_{2SEP} = 0.01$  ermittelt. Für die Initialkraft  $F_{init}$  ist für das EDM Reibkraftmodell ein individueller Wert in Abhängigkeit der für die Optimierung verwendeten Messung zu wählen. Er wird deshalb hier nicht näher darauf eingegangen.

Die Simulation mit dem EDM ergab die in Abbildung 5.4 zu sehende Annäherung an die Messungen mit der Amplitude 0.1 mm aus Abbildung 4.10 und den Amplituden aus Abbildung 4.8.

## 5.2 Modellbildung des Erweiterten Dämpfermodells (EDM)

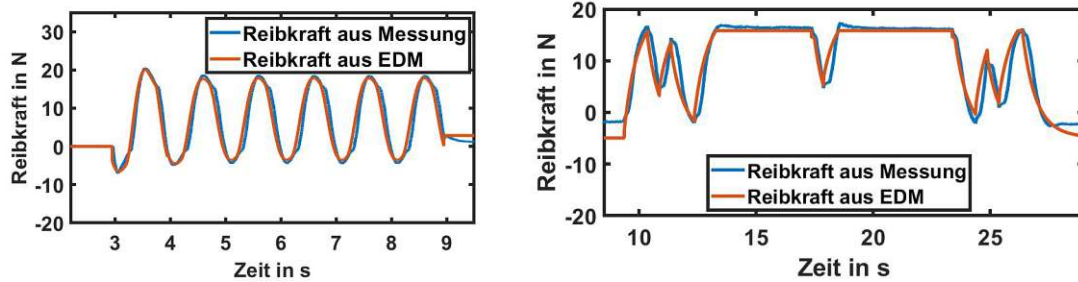


Abbildung 5.4: Vergleich der Reibkräfte aus der Messung (blaue Linie) und dem EDM (rote Linie) im Zeitbereich zu den Messungen aus Abbildung 4.10 (Wegamplitude 0.1 mm) und 4.8 (Wegamplituden siehe Abbildung 4.8)

In Abbildung 5.4 rechts ist gut zu erkennen, dass insbesondere die Bereiche gut approximiert werden, welche für die adäquate Abbildung von Reibungseffekten im Bereich in dem eine Bewegungsumkehr vor dem Gleiten stattfindet. Die wenn auch kleinen Unterschiede zwischen Messung und Simulation in Abbildung 5.4 auf der rechten Seite ist vor allem auf Kompromisse bei der Optimierungsphase der Parameter und die nicht optimale Auswertung der Stribeckparameter des EDM Reibkraftmodells zurückzuführen. Das EDM Reibkraftmodell basierend auf dem 2SEP-Modell kann jedoch das Haften im Pre-Sliding-Regime und den Übergang zum elasto-plastischen Gleiten sehr gut reproduzieren.

Auch hier wurde die Modellgüte für das Reibkraftmodell mittels (2.1) für die Messungen aus Abbildung 5.4 ermittelt. Der RMSE zwischen EDM Reibkraftmodell und Messung liegt links bei 1.9 N. Mit einer 3-fachen Standardabweichung der Messung von 20.7 N ergibt sich dadurch eine Abweichung von 9.2 % zwischen gemessener und simulierter Reibkraft. Der RMSE zwischen EDM Reibkraftmodell und Messung rechts wurde mit 2.2 N errechnet. Aus der Messung ergibt sich eine 3-fache Standardabweichung von 23.7 N und somit eine Abweichung von 9.3 % zwischen gemessener und simulierter Reibkraft. Gut zu sehen ist im rechten Bild, dass beim EDM Reibkraftmodell eine Vorgeschichte beim Start der Simulation implementiert werden kann. Im EDM Reibkraftmodell entspricht dies der Programmierung der Vorgeschichte in das nicht-lokale Reibungsgedächtnis, weshalb kein permanenter Offset verbleibt. Ebenso ist es möglich mit dem EDM Reibkraftmodell dynamische Reibkräfte sehr gut nachzubilden.



### 5.2.2 EDM Gaskraftmodell

Das quadratische Gaskraftmodell des EDM wird gegenüber dem SDM um die Parameter  $q_{gas}$  (quadratischer Gaskraftparameter) und  $l_{gas}$  (linearer Gaskraftparameter) erweitert und ergibt die quadratische Gleichung

$$F_{qGas}(s) = q_{gas} \cdot s^2 + l_{gas} \cdot s + k_{gas} \quad (5.5)$$

welche die Gaskraft  $F_{qGas}$  über die Wegamplitude  $s$  berechnet. Die Parameter werden über den vollen Dämpferhub ermittelt und reproduzieren die gemessene Gaskraft sehr gut wie auch schon in Kapitel 2.3.3 festgestellt wurde. Die Werte für die Parameter sind wie folgt ermittelt worden.  $q_{gas} = -0.44e^{-3} \frac{N}{mm^2}$ ,  $l_{gas} = -0.81e^{-1} \frac{N}{mm}$  und  $k_{gas} = -71.3 \text{ N}$ . Mit diesem Gaskraftmodell kann, wie im Kapitel 2 erwähnt, in jeder Dämpferstellung Simulationen durchgeführt werden ohne, dass der entsprechende Gaskraftwert an entsprechender Stelle des Hubes neu eingegeben werden muss. Es wird auf eine separate Validierung verzichtet, da die Gewinnung der Parameter für (5.5) über den gesamten Dämpferhub ermittelt wurden.

### 5.2.3 EDM dynamisches Dämpfercharakteristikmodell

Das dynamische EDM Dämpfercharakteristikmodell besteht ähnlich dem SDM Dämpfercharakteristikmodell aus einem look-up table, welcher jedoch signifikant um Stützstellen im kleinen Geschwindigkeitsbereich erweitert wurde (siehe Tabelle 5.3 und vergl. [53]).

Tabelle 5.3: Parameter der Stützstellen im look-up table für das EDM dynamische Dämpfercharakteristikmodell

<b>Kraft in N</b>	[1161 1063 979 9076 838 759 573 426 269 153 66 60 ... 54 49 43 38 34 26 20 14 0; -12 -20 -27 -34 -39 ... -47 -54 -61 -69 -80 -148 -191 -237 -291 -550 -625 -678 -737 -780 -831]
<b>Geschw. in <math>\frac{m}{s}</math></b>	[-0.716 -0.611 -0.508 -0.402 -0.299 -0.200 -0.101 -0.080 -0.060 -0.042 -0.020 -0.018 ... -0.016 -0.014 -0.012 -0.010 -0.009 -0.006 -0.004 -0.002 0.000; 0.002 0.004 0.006 0.009 0.011 ... 0.012 0.014 0.016 0.019 0.021 0.039 0.060 0.080 0.100 0.200 0.299 0.404 0.507 0.612 0.724 ]

Außerdem wurden zusätzlich eine zum Dämpfer in Reihe geschaltete, von der aktuellen Wegamplitude  $\Delta u(t)$  abhängige nichtlineare Feder  $k_{Ampl}$  zur Abbildung amplituden- und

## 5.2 Modellbildung des Erweiterten Dämpfermodells (EDM)

frequenzabhängiger Effekte des Dämpfers implementiert.  $\Delta u(t)$  wird durch Integration aus der aktuellen Anregungsgeschwindigkeit zwischen Dämpferfußpunkt und Position der Dämpferoberseite gewonnen (siehe auch Kapitel 2.3.1 und vergl. [14]). Dabei wird folgende Berechnungsmethode in Anlehnung an [14] angewendet.

$$\Delta u(t) = |u(t) - u_{TP}| = \left| \int_{t_{TP}}^t v \cdot dt \right| \quad (5.6)$$

$u(t)$  ist die aktuelle Position des Dämpferfußpunktes und  $u_{TP}$  die Position seit dessen letzten Umkehrpunkt (siehe Abbildung 5.5). Diese Methode erlaubt die Berechnung der aktuellen Wegamplitude ohne Offset, die zur Berechnung amplitudenabhängiger Effekte herangezogen wird. In Kombination mit der in Kapitel 2.3.1 vorgestellten Methode, welche die auftretenden Spitzenkräfte aufgrund von Integrationsfehlern im EDM limitiert, wird ein möglicher Drifteffekt erheblich reduziert. [14]

Die Modellstruktur des dynamischen EDM Dämpfercharakteristikmodells ist in Abbildung 5.3 zu sehen. Das dynamische Dämpfermodell entspricht einem Maxwell-Element mit einer nichtlinearen Dämpfer- und Federcharakteristik ( $c_{erwVDA}$  und  $k_{Ampl}$ ; siehe Abbildung 5.5).

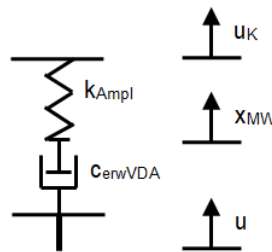


Abbildung 5.5: Maxwell-Element zur modellhaften Darstellung von Elastizitäten im DV

$u_K$  ist die Position der Dämpferoberseite (später auch Weg der Dämpferkolbenmasse). Die in Reihe geschaltete nichtlineare Feder  $k_{Ampl}$  ermöglicht es, die Steifigkeit der Ölsäule und weitere parasitäre Steifigkeiten des Dämpfers abzubilden. Da diese Steifigkeit eine Funktion von  $\Delta u(t)$  ist, kann durch Wahl deren Kennlinie die in Kapitel 4 beschriebene Reduktion der Dämpfungskraft in Abhängigkeit der Frequenz und der Anregungsamplitude erreicht werden. Es gilt für das Maxwell-Element durch gleichstellen der Federkraft  $F_{kAmpl}$  und Dämpfungskraft  $F_{cVDA}$ ,

$$F_{Ddyn} = F_{kAmpl} = F_{cVDA} \quad (5.7)$$

und

$$F_{Ddyn} = k_{Ampl} \cdot (x_{MW} - u_K) = c_{erwVDA} \cdot (\dot{u} - \dot{x}_{MW}) \quad (5.8)$$

$c_{erwVDA}$  entspricht der Dämpfung aus dem look-up table mit der Erweiterten VDA-Charakteristik und  $c_{erwVDA} \cdot (\dot{u} - \dot{x}_{MW})$  ergibt dann die Dämpfungskraft. Aus (5.8) bzw. durch  $F_{Ddyn} = k_{Ampl} \cdot (x_{MW} - u_K)$  wird  $x_{MW}$  ermittelt. Setzt man dies über (5.8) mit der Dämpfungskraft gleich, wird über die Dämpfungskraft  $F_{cVDA}$  aber auch die zeitliche Ableitung von  $x_{MW}$ , also  $\dot{x}_{MW}$  benötigt. Da für eine zeitdiskrete Simulation  $\dot{x}_{MW}$  im in Matlab umgesetzten Modell erst nach einem Zeitschritt  $t+1$  zur Verfügung steht, dieser Wert jedoch schon zum Zeitpunkt  $t=0$  benötigt wird, entsteht hier aufgrund der Rückführung im Modell eine algebraische Schleife, die durch Vorgabe einer Anfangsbedingung aufgelöst werden kann.

Die Parametrisierung des EDM Dämpfercharakteristikmodells erfolgt mittels der in Kapitel 4.4.2 erwähnten Erweiterten VDA-Charakterisierung und besitzt Stützstellen mit den Geschwindigkeiten aus Tabelle 5.3. Das EDM Dämpfercharakteristikmodell deckt nun auch den kleinen Geschwindigkeitsbereich ab (siehe auch Abbildung 4.16 rote Linie). Mit den Werten in Tabelle 5.4 kann eine von der Wegamplitude  $\Delta u(t)$  abhängige Änderung der Dämpfungskraft abgebildet werden.

Tabelle 5.4: Parameter aus den Ergebnissen der Optimierung für die amplitudenabhängige Federsteifigkeit  $k_{Ampl}$  in Abhängigkeit der Anregungsamplitude

Amplitude $\Delta u(t)$ in mm	Federsteifigkeit $k_{Ampl}$ in $\frac{kN}{mm}$
0.2	0.24
0.5	0.40
1	0.52
2	1.23
40	2.32

Die Frequenzabhängigkeit wird mittels der Maxwell-Struktur erreicht, wobei die Federsteifigkeit  $k_{Ampl}$  für je eine Amplitude ermittelt wurde. Die Validierung des gesamten Dämpfermodells zeigt sehr gute Ergebnisse und wird nachfolgend im Kapitel 5.2.4 aufgezeigt, wo eine Validierung des gesamten Dämpfermodells durchgeführt wird.

### 5.2.4 EDM Modellvalidierung

Zur Validierung des gesamten EDM, wurden Messungen mit dem in Kapitel 4 vorgestellten HA-Dämpfer durchgeführt. Wie zuvor erwähnt, ist das SDM für Anwendungen im Kleinsignalbereich nicht geeignet. Es wird also nicht weiter auf dessen Ergebnisse eingegangen; es sei jedoch auf [53] verwiesen. Die Messungen beinhalteten stochastische Dämpferanregungen mit zwei unterschiedlichen Intensitäten, ähnlich dem Unebenheitsverlauf einer Straße mit PSD der Fahrbahnoberfläche von  $0.4 \text{ cm}^3$  (einfache Intensität) und  $0.8 \text{ cm}^3$  (doppelte Intensität). Als Anregungssignal für die Simulation wurde das tatsächlich gestellte Wegsignal des Prüffeldes verwendet. Ein Ausschnitt der Ergebnisse im Zeitbereich für die zwei Intensitäten ist in Abbildung 5.6 zu sehen.

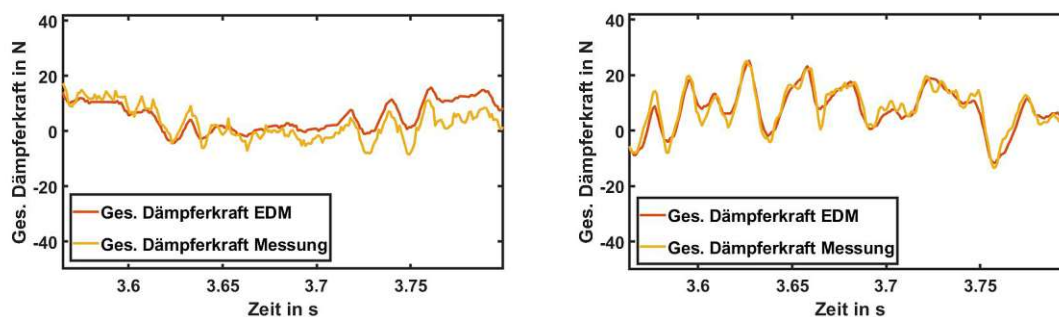


Abbildung 5.6: Ausschnitt als Vergleich der Dämpferkräfte zwischen Messung und EDM im Zeitbereich für einfache Intensität (links) und doppelte Intensität (rechts)

Es ist zu erkennen, dass das EDM sowohl die Höhe der gemessenen Dämpferkraft als auch den Phasenverzug gut nachbilden kann. Mittels (2.1) für die Messungen aus Abbildung 5.6 konnte ein RMSE von 3.8 N für die einfache Intensität und 4.2 N für die doppelte Intensität ermittelt werden. Mit der 3-fachen Standardabweichung von 25.8 N bzw. 33.0 N für die Messungen ergibt sich eine Abweichung von 14.7 % des EDM gegenüber der Messung für die einfache Intensität bzw. 12.7 % gegenüber der doppelten Intensität. Das EDM trifft die Messung nicht immer voll und weist teilweise eine zu gering ausgeprägte Gesamtkraft auf. Jedoch werden die sehr häufigen Richtungswechsel, in denen der Übergang zwischen Pre-Sliding-Regime und dem Übergang zum elasto-plastischen Gleiten stattfindet, sehr gut nachgebildet.

Um den Energieinhalt eines Systems bei stochastischer Anregung als Vergleichskriterium heranzuziehen, wurde hier auf das Verfahren zur Abschätzung der PSD mittels dem Welch-Verfahren im Frequenzbereich zurückgegriffen. Im Frequenzbereich zeigt der Vergleich der

### 5.3 Modellbildung der Stützlager-Modelle (SLM) und Validierung der Dämpfer-Verbundmodelle (DVM)

PSD zwischen gemessener Dämpfungskraft und der EDM-Dämpfungskraft, dass auch hier gute Ergebnisse erzielt werden (siehe Abbildung 5.7).

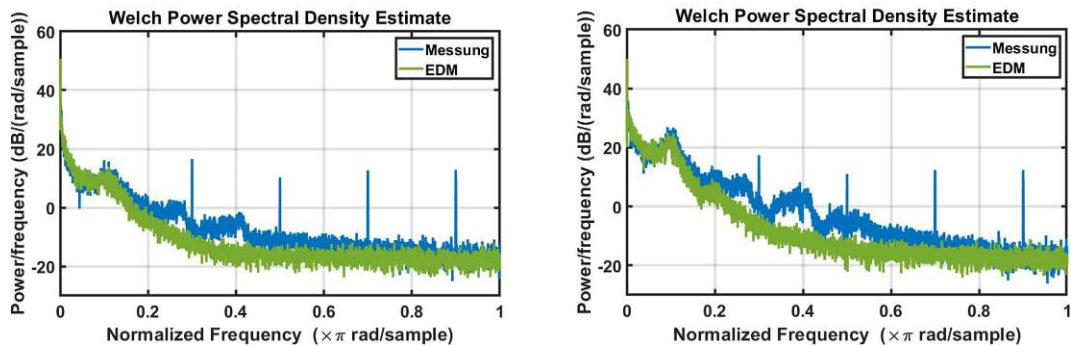


Abbildung 5.7: Vergleich der spektralen Leistungsdichte der Dämpfungskräfte zwischen Messung und EDM im Frequenzbereich für einfache Intensität (links) und doppelte Intensität (rechts)

Die PSD wird herangezogen um die Systemantwort bezogen auf die Frequenz in einem infinitesimalen Frequenzband zu bestimmen. Hier dient sie u. a. dazu eine qualitative Aussage über das Verhalten des EDM im Frequenzbereich treffen zu können. Es zeigt sich bei den Messungen eine periodisch auftretende Erhöhung der PSD, welche auf eine nicht ideale Versuchsumgebung zurückzuführen sein muss. Das etwas schlechtere Ergebnis der PSD der Dämpfungskraft des EDM mit doppelter Intensität (Abbildung 5.7 rechts) im Vergleich zur Messung ist u. a. auf die für einen Durchschnitt optimierte Federsteifigkeit  $k_{Ampl}$  zurückzuführen, die eine begrenzte Anzahl an linear interpolierter Stützstellen aufweist. Dies führt zu einer Ungenauigkeit zwischen den Stützstellen. Da die Anregungsprofile jedoch eine Vielzahl an Amplituden beinhaltet, können nicht über den gesamten Frequenz- und Amplitudenbereich gleich gute Ergebnisse erzielt werden. Jedoch ist gut zu erkennen, dass mit dem EDM die Möglichkeit besteht das Ergebnis auch im Amplituden- und Frequenzbereich flexibel zu beeinflussen.

### 5.3 Modellbildung der Stützlager-Modelle (SLM) und Validierung der Dämpfer-Verbundmodelle (DVM)

Auf Basis der in Kapitel 2.3.1 vorgestellten Stützlagermodelle wurden zwei Modelle aufgebaut. Das erste als Vergleich dienende Modell, das Standard Stützlagermodell (SSLM), wird gemäß einer weit verbreiteten Methode durch das Kelvin-Voigt-Modell mit linearen

### 5.3 Modellbildung der Stützlager-Modelle (SLM) und Validierung der Dämpfer-Verbundmodelle (DVM)

Parametern für die Dämpfung  $c_{St}$  und die quasistatische konstante Federkennlinie  $k_{St}$  parametrisiert (siehe Tabelle 5.5).

Tabelle 5.5: Parameter des Kelvin-Voigt-Modell mit linearen Parametern für das SSLM

Parameter	Beschreibung	Wert
$c_{St}$	Dämpfung	$316 \frac{Ns}{m}$
$k_{St}$	Konstante Federkennlinie	$568 \frac{kN}{m}$

Dieses SSLM dient im Standard Dämpfer-Verbundmodell (SDVM) als Referenzgrundlage. Das Erweiterte Stützlagermodell (ESLM) basiert auf der Methode aus der Literatur, welche in Kapitel 2.3.1 vorgestellt wurde (vergl. [14]) und ist im Erweiterten Dämpfer-Verbundmodell (EDVM) implementiert. Die Ermittlung der Parameter für den linearen frequenzabhängigen Teil und des nichtlinearen Teils zur Abbildung amplitudenabhängiger Effekte des ESLM erfolgte nach den Methoden, welche in [14] näher beschrieben werden. Die Parameter sind in Tabelle 5.6 hinterlegt.

Tabelle 5.6: Parameter des linearen Modellteils bezüglich der Frequenzabhängigkeit und des nichtlinearen Modellteils zur Abbildung der Amplitudenabhängigkeit des ESLM

Parameter	Beschreibung	Wert
$k_{St} = k_1$	Konstante Federkennlinie	$568 \frac{kN}{m}$
$\alpha$	Verhältnis (Stützlager)steifigkeiten $k_2$ zu $k_1$	0.09–
$\beta$	Verhältnis (Stützlager)dämpfungen $c_2$ zu $c_1$	0.02–
$\gamma$	Verhältnis (Stütz)lagerdämpfung $c_1$ zu (Stütz)lagersteifigkeit $k_1$	$1.9e-3 s$
$RDL$	Teilfaktor Definition der Startsteifigkeit	$2.9e-4 N$
$\rho$	Abfall Steifigkeit	$2450 \frac{1}{m}$
$F_{max}$	Limitierende Kraft gegen Drift	$4e-4 N$

Aufbauend auf den zuvor aufgezeigten Dämpfer- und Stützlagermodellen wurden die in Abbildung 5.8 dargestellten Modellstrukturen der DVM erstellt.

### 5.3 Modellbildung der Stützlager-Modelle (SLM) und Validierung der Dämpfer-Verbundmodelle (DVM)

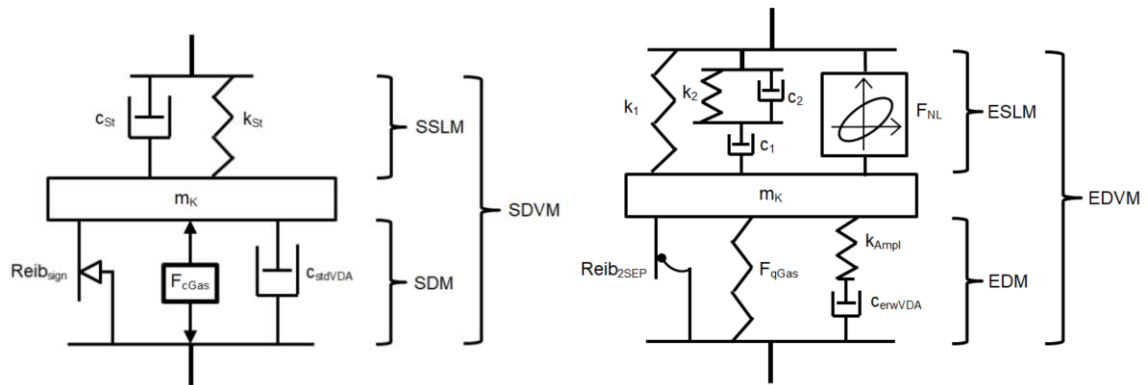


Abbildung 5.8: Modellstrukturen des SDVM (links) und EDVM (rechts)

Das SDVM ist aus den beschriebenen Sub-Kraftmodellen SSLM, SDM und einer Masse  $m_k$ , welche aus der Dämpferkolbenmasse inkl. der Masse des inneren Teils des Stützlagers besteht, zusammengesetzt. Diese Masse wurde während der Optimierungsphase auf ca. 1 kg geschätzt, was den in der Literatur genannten Werten sehr nahe kommt.

Anhand von Messungen an dem HA-DV mit stochastischen Anregung mit dem in Kapitel 5.2.4 gezeigten zwei Intensitäten, erfolgte eine weitere Modellvalidierung aller weiteren Sub-Kraftmodelle des EDVM. Es wird erneut auf einen Vergleich zwischen SDVM und EDVM verzichtet, da auch hier das SDVM versagt. In Abbildung 5.9 ist der Vergleich zwischen dem gemessenen und dem im EDVM simulierten Dämpferkolbenweg aufgeführt.

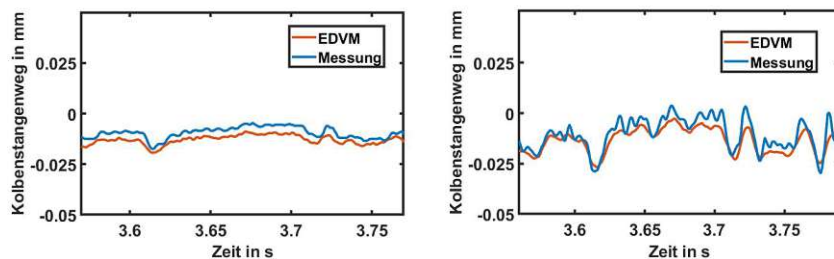


Abbildung 5.9: Vergleich der Dämpferkolbenwege des SDVM zur Messung am HA-DV für die einfache Intensität (links) die doppelte Intensität (rechts)

Es ist zu erkennen, dass der Dämpferkolbenweg des EDVM gut nachgebildet wird, wenn auch nicht alle Amplituden reproduziert werden können. Dies zeigt sich auch durch den erreichten RMSE von 0.003 mm für die einfache Intensität und RMSE von 0.004 mm für die doppelte Intensität. Mit einer 3-fachen Standardabweichung von 0.018 mm bzw.

### 5.3 Modellbildung der Stützlager-Modelle (SLM) und Validierung der Dämpfer-Verbundmodelle (DVM)

0.028 mm für die Messungen ergibt sich eine Abweichung von 16.5 % des EDVM gegenüber der Messung für die einfache Intensität bzw. 14.6 % gegenüber der doppelten Intensität. Obwohl ein Offset zwischen Messung und Simulation zu erkennen ist, wird der Verlauf des Dämpferkolbenweges noch gut getroffen.

Auch die Validierung der EDVM-Kraft zeigt für die zwei Intensitäten sehr gute Ergebnisse für das EDVM (siehe Abbildung 5.10).

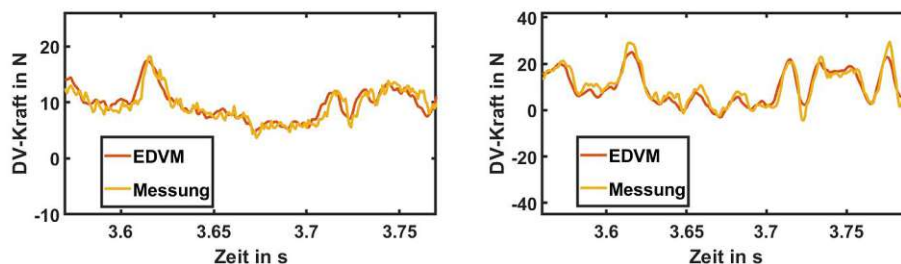


Abbildung 5.10: Ausschnitt als Vergleich der DV-Kräfte zwischen Messung und EDVM im Zeitbereich für einfache Intensität (links) und doppelte Intensität (rechts)

Es sei anzumerken, dass auch der Verlauf der DV-Kraft durch das EDVM bei einfacher Intensität noch gut reproduziert wird, was auch der RMSE von 3.4 N zeigt. Der erreichte RMSE von 3.6 N zeigt auch eine gute Modellqualität bei der simulierten EDVM-Kraft für die doppelte Intensität. Mit einer 3-fachen Standardabweichung von 24.7 N bzw. 32.9 N für die Messungen ergibt sich eine Abweichung von 13.7 % des EDVM gegenüber der Messung für die einfache Intensität bzw. 10.9 % gegenüber der doppelten Intensität. Da das Anregungssignal für die einfache Intensität auch kleinere Anregungsamplituden enthält und teilweise die Verläufe der gemessenen Kräfte und Wege nicht mehr vollständig nachgebildet werden, kann gefolgert werden, dass für kleinere Amplituden die quantitative Aussagekraft des EDM und des EDVM sinkt. Dies ist auch in Abbildung 5.11 zu erkennen, welche den Frequenzbereich der DV-Kräfte angibt.



### 5.3 Modellbildung der Stützlager-Modelle (SLM) und Validierung der Dämpfer-Verbundmodelle (DVM)

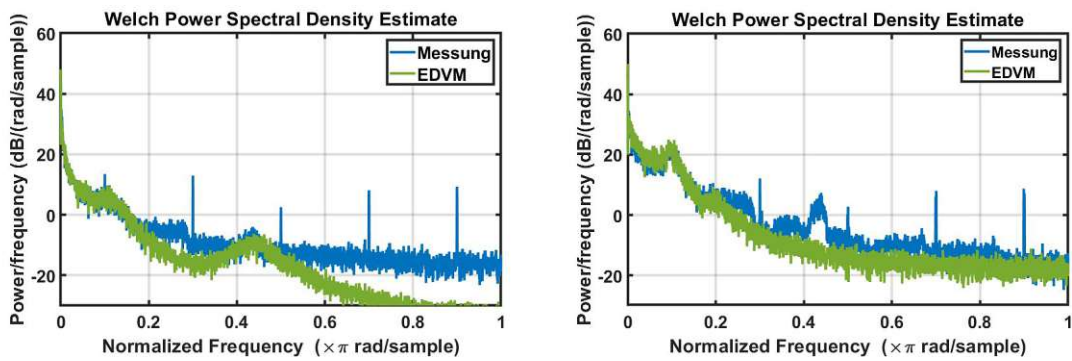


Abbildung 5.11: Vergleich der spektralen Leistungsdichte der DV-Kräfte zwischen Messung und EDVM im Frequenzbereich für einfache Intensität (links) und doppelte Intensität (rechts)

Es ist zu erkennen, dass im DV die PSD des EDVM im Falle der einfachen Intensität bei höheren Frequenzen sehr stark reduziert wird. Das EDVM zeigt im Frequenzbereich der einfachen Intensität gegenüber der doppelten Intensität eine schlechtere Übereinstimmung.

Im Folgenden ist der Vergleich der gemessenen bezogenen Dämpferarbeit aus den Messungen 0.2 mm und 1 mm (siehe auch Abbildung 4.23) zu aus mit dem EDVM durchgeführten Simulationen in Abbildung 5.12 dargestellt. Aus den zuvor genannten Gründen wird wieder auf einen Vergleich zum SDVM verzichtet.

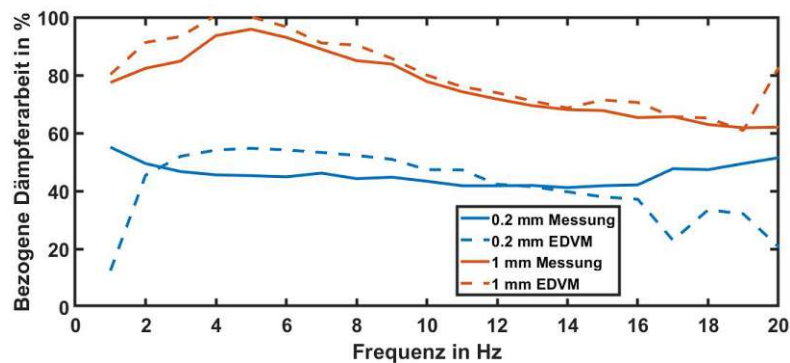


Abbildung 5.12: Vergleich der bezogenen Dämpferarbeit für Amplitude 0.2 mm und 1 mm aus der HA-DV-Messung zu den Simulationen mit dem EDVM

Das EDVM reproduziert gut die bezogene Dämpferarbeit des HA-DV. Insbesondere für die Amplitude 1 mm. Auch den für höhere Frequenzen abfallenden Charakter bildet das

EDVM gut ab. Lediglich in den Bereichen kleiner Frequenzen um 1 Hz und bei der Frequenz von 17 Hz bis 20 Hz fällt eine erhöhte Ungenauigkeit des EDVM für die Amplitude 0.2 mm auf. Hierfür könnten Resonanzen und andere parasitäre Effekte verantwortlich sein. In Abbildung 5.13 ist zusätzlich der Vergleich des sich einstellenden Dämpfersteifigkeitsverhältnisses für die zwei Amplituden 0.2 mm und 1 mm abgebildet (siehe auch Abbildung 4.24).

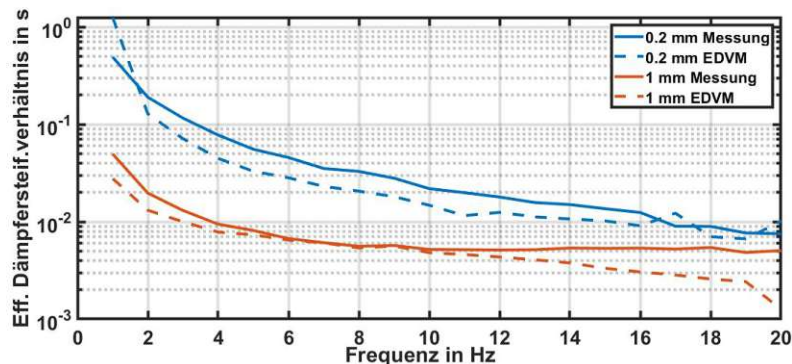


Abbildung 5.13: Vergleich des effektiven Dämpfersteifigkeitsverhältnisses für Amplitude 0.2 mm und 1 mm aus der HA-DV-Messung zu den Simulationen mit dem EDVM

Es ist zu erkennen, dass das EDVM die Amplituden- und Frequenzabhängigkeit des effektiven Dämpfersteifigkeitsverhältnisses nicht in vollem Umfang reproduziert. Die Ungenauigkeit wird auch auf die für den Zeitverzug verantwortliche nichtlineare Feder zurückgeführt, deren Stützstellen aufgrund der Optimierung lediglich eine Annäherung zulassen (siehe auch Tabelle 5.4). Wichtig ist jedoch, dass das EDVM die Amplituden- und Frequenzabhängigkeit des DV in einem weiten Frequenzbereich gut reproduziert.

## 5.4 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurde ein auf einer heuristischen Modellierungsmethode basierendes Verbundmodell vorgestellt, welches als Erweitertes Dämpfer-Verbundmodell bezeichnet wird. Es ist in dem Sinne erweitert, da es im Vergleich zu häufig verwendeten einfachen Modellen für Dämpfer, Stützlager und Dämpfer-Verbunden mehr Parameter und erweiterte sogenannte Sub-Kraftmodelle besitzt, die sich durch die Fähigkeit auszeichnen sowohl frequenz- als auch amplitudenabhängige Effekte abzubilden. Zusätzlich besitzt das Erweiterte Dämpfer-Verbundmodell eine Masse die als Dämpferkolbenmasse interpretiert

werden kann und somit einen weiteren Freiheitsgrad (Dämpferkolbenweg bzw. Dämpferkolbengeschwindigkeit) in das System einbringt. Um die Steifigkeiten eines Dämpfers abbilden zu können, wird ein Maxwell-Element mit nichtlinearer Federkennlinie, die eine Funktion der Weganregungsamplitude des Dämpfers besitzt, angewendet. Deren Parameter können bis jetzt nur für einen eingeschränkten Amplitudenbereich im Kleinsignalbereich optimiert werden. Das Erweiterte Stützlagermodell besteht aus der Parallelschaltung eines linearen und eines nichtlinearen Modellteils. Der lineare Modellteil wird durch ein sogenanntes Dual-Kelvin-Voigt-Modell dargestellt und bildet frequenzabhängige Effekte ab. Der nichtlineare Modellteil basiert auf einer mathematischen Logarithmusfunktion, welche die Amplitudenabhängigkeit abbildet und zur Verhinderung von Drifteffekten mit einer Kraftbegrenzung ausgestattet ist. Die Validierung des Erweiterten Dämpfermodells und des Erweiterten Dämpfer-Verbundmodells mit stochastischen Anregungen zeigt sehr guten Eigenschaften die amplituden- und frequenzabhängigen Effekte zu reproduzieren. Es schafft jedoch nicht in allen Frequenzbereichen alle Amplituden der Kleinsignalanregung zu reproduzieren. Es wurde zusätzlich ein Standard Dämpfer und ein Standard Dämpfer-Verbundmodell vorgestellt, welches oftmals für Fahrkomfortuntersuchungen herangezogen wird. Es besteht ähnlich wie das Erweiterte Dämpfermodell und das Erweiterte Dämpfer-Verbundmodell aus den Modellteilen Standard Dämpfermodell und dem Standard Stützlagermodell mit der gleichen Dämpferkolbenmasse. Der Vergleich der zwei Dämpfermodelle wurde für nicht sinnvoll angesehen, da die Standardmodelle für Simulationen im Kleinsignalbereich nicht geeignet sind und versagen. Das Erweiterte Dämpfer-Verbundmodell reproduziert die Messungen sehr gut. Dies spiegelt sich auch in der Validierung des Erweiterten Dämpfer-Verbundmodells wieder, das neben der amplituden- und frequenzabhängigen Dämpferkraft auch die Dämpferkolbenwege in weiten Bereichen gut reproduziert. Außerdem ist die Reproduktion der Amplituden- und Frequenzabhängigkeit der bezogenen Dämpferarbeit und des effektiven Dämpfersteifigkeitsverhältnisses für das Erweiterte Dämpfer-Verbundmodell gegeben. Es werden in einem weiten Frequenzbereich gute Ergebnisse erzielt.

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurde die Fragestellung untersucht, inwieweit der sogenannte Dämpfer-Verbund bestehend aus dem Stützlager, dem Dämpfer und dem Fußlager Einfluss auf den Fahrkomfort nimmt. Insbesondere den Anregungen in Bereichen kleiner Amplituden, den sogenannten Kleinsignalen, wurde bisher im Zusammenhang mit den im Dämpfer-Verbund vorliegenden Nichtlinearitäten noch keine große Aufmerksamkeit geschenkt. So wurden beispielsweise die Entwicklungsprozesse, die Untersuchungen und die Charakterisierungen der Subbauteile des Dämpfer-Verbundes weitestgehend unabhängig voneinander durchgeführt. Die Amplituden der sogenannten VDA-Charakterisierung von Dämpfern liegen dabei typischerweise bei ca. 50 mm und Frequenzen bis maximal ca. 4 Hz bis 5 Hz. Sie decken also eher einen eher geringen Teil des Frequenzbereichs bei einer recht großen Amplitude ab. Neben der Zielsetzung der Arbeit, den Dämpfer-Verbund im Kleinsignalbereich zu analysieren und ein entsprechendes Dämpfer-Verbundmodell zu erstellen, wurden auch die dafür notwendigen Tests entwickelt, die auf einem eigens dafür entwickelten Prüffeld, dem sogenannten Dämpfer-Verbund-Prüffeld durchgeführt werden konnten. Dies alles im Bezug auf die Kleinsignalanregungen und unter Beachtung der dynamischen Amplituden- und Frequenzabhängigkeiten des Dämpfers und des Stützlagere.

Nach der Motivation der Arbeit wurde in Kapitel 2 der Stand der Technik in Bezug auf die Untersuchungen und Modellierungen von Dämpfer-Verbunden im Kleinsignalbereich dargelegt. Die Definition des Kleinsignalbereichs für den Dämpfer-Verbund wurde hier wie folgt definiert:

- Wegamplituden  $\leq 2$  mm
- Geschwindigkeitsamplituden  $\leq 52 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$
- Frequenzbereich bis 20 Hz

Aufgrund des hohen Anteils an Kleinsignalen ausgelöst durch den Unebenheitsverlauf von Straßen, wurden die untersuchten Amplituden- und Frequenzbereiche deshalb auf die für den Fahrkomfort relevanten Bereiche bis 2 mm und für Frequenzen bis 20 Hz signifikant ausgedehnt. Die Fahrbahninduzierten Schwingungen wurden als die maßgeblich vorkommenden Schwingungen im Kleinsignalbereich identifiziert.

Zur Durchführung von Charakterisierungs- und HiL-Tests mit Dämpfern, für Stützlager und Dämpfer-Verbunde, wurde in Kapitel 3 ein Konzept eines für Dämpfer-Verbund-Tests

geeigneten Dämpfer-HiL-Prüffeldes erarbeitet und umgesetzt. Anhand der Anforderungen und einer High-Level Architektur des Dämpfer-HiL-Prüffeldes, konnten Komponenten ausgewählt werden, welche als Modelle abgebildet wurden. Der so entwickelte Digital Twin wurde validiert und für die virtuelle Vorauslegung der Prüfstandregelung herangezogen. Der entwickelte dynamische Wegregler ist für sinuide und stochastische Anregungsprofile optimiert worden. Hier werden die Grenzen der Regelung erreicht. Dies ist zu begründen mit den in den Unebenheitsverläufen enthaltenen höheren Frequenzen und höheren Wegamplituden, die nicht mehr dem Kleinsignalbereich zugeordnet werden können und somit an die dynamischen Grenzen des Aktuators reichen. Die Bestimmung der Regelgüte für sinuide Anregungen zeigt gute Ergebnisse. Für eine bessere Regelgüte könnte eine weitere anforderungsgerechte Reglerauslegung erfolgen.

In Kapitel 4 wurde ein Generator zur Erstellung synthetischer Unebenheitsverläufe von Straßen basierend auf linearen Filtern weiterentwickelt. Dieser erstellt, basierend auf der sogenannten spektralen Leistungsdichte von Straßen, synthetische Unebenheitsverläufe von Straßen. Untersuchungen mit einem Viertel-Fahrzeugmodell zeigen, dass bei Anregungen mit Unebenheitsverläufen von Straßen ein hoher Anteil an Kleinsignalen am Dämpfer auftritt. Es ist denkbar die Aussagekraft der Ergebnisse aus den simulationsbasierten Untersuchungen zur Höhe der vorkommenden Amplituden am Dämpfer mit einem validierten Dämpfermodell zu erhöhen. Im Anschluss wurden zwei Ansätze zur Analyse des dynamischen amplituden- und frequenzabhängigen Verhaltens eines untersuchten Dämpfer-Verbundes erarbeitet, welcher häufig in Hinterachsen verbaut wird. Es zeigt sich, dass das Fußlager wegen der hohen Steifigkeit im untersuchten Frequenzbereich kaum am Fahrkomfort beteiligt ist. Es wird in dieser Arbeit lediglich als parasitärer Einfluss betrachtet. Dies könnte in weiterführenden Tests konkret nachgewiesen werden. Mittels quasistatischer und dynamischer sinusförmiger Testszenarien mit diskreten Frequenzen bis 20 Hz bei Testamplituden bis 2 mm konnten die Amplituden- und Frequenzabhängigkeiten des Dämpfers und des Stützlagers ermittelt werden. Hierzu wurden den Subkomponenten der Bauteile Dämpfer und Stützlager quasistatische und dynamische Eigenschaften in Form von Reibkräften, Dämpferkräften usw. zugeordnet und deren Verhalten analysiert. Zur Beschreibung des dynamischen Dämpfungkraftverhaltens wurde die bezogene Dämpferarbeit herangezogen, welche aufzeigt, dass eine große Abhängigkeit der bezogenen Dämpferarbeit des Dämpfers, insbesondere für Kleinsignale besteht. Die bezogene Dämpferarbeit gibt Aufschluss über das amplitudenabhängige dämpfende Verhalten im Frequenzbereich und kann sowohl für den Dämpfer als auch für den Dämpfer-Verbund angewendet werden. Verglichen mit der bezogenen Dämpferarbeit des Dämpfers bewirkt der Verbund,

dass die bezogene Dämpferarbeit abfällt, was auch durch die insgesamt geringere Steifigkeit des Dämpfer-Verbundes durch das Stützlager begründet werden kann. Eine feinere Auflösung der Frequenzen könnte insbesondere in den Bereichen der Eigenfrequenzen und Frequenzen kleiner 1 Hz genauere Ergebnisse liefern.

Im Kapitel 5 wurde ein auf einer heuristischen Modellierungsmethode basierendes Dämpfer-Verbundmodell entwickelt. Es besitzt Sub-Kraftmodelle, die sich durch die Fähigkeit auszeichnen sowohl frequenz- als auch amplitudenabhängige Effekte abzubilden. Das Stützlagermodell verwendet einen Modellierungsansatz für Elastomere, welcher in früheren Arbeiten validiert wurde und flexibel auf das quasistatische und dynamische Verhalten von Stützlagern angewendet werden kann. Das Dämpfermodell kann durch das angepasste nichtlineare Reibkraftmodell und die in Reihe zum quasistatischen Dämpfercharakteristikmodell geschaltete nichtlineare Feder sowohl quasistatische als auch dynamische Effekte zur Simulation in Echtzeitanwendungen gut nachbilden. Dies insbesondere bei stochastischer Anregung, da das Reibkraftmodell ohne Schalt- und Schwellfunktion auskommt. Die nichtlineare Feder besitzt Stützstellen im Kleinsignalbereich. Für eine Verbesserung der Modellqualität könnte das Verfahren zur Optimierung der Parameter an den Stützstellen verbessert werden. Es wäre zu überlegen ob das Dämpfercharakteristikmodell z. B. durch ein Interpolationsverfahren mittels Abschnittweiser höherer Stützstellenzahl im kleinen Geschwindigkeitsbereich und geringerer Stützstellenzahl im höhere Geschwindigkeitsbereich optimiert werden kann.

Diese Arbeit zeigt Wege auf, die Nichtlinearitäten sowie die Amplituden- und Frequenzabhängigkeiten des Dämpfer-Verbundes im Kleinsignalbereich zu charakterisieren, zu analysieren und mittels heuristischen Methoden für weitere Fahrkomfortuntersuchungen zu modellieren. Hierfür ließen sich die quasistatischen und dynamischen amplituden- und frequenzabhängigen Verhalten von Dämpfern, Stützlagern und Dämpfer-Verbunden mit einem eigens entwickelten Prüffeld und Charakterisierungsmethoden im Kleinsignalbereich ermitteln. Der modellierte Dämpfer-Verbund kann im Kleinsignalbereich für die simulative Untersuchung im Fahrkomfortbereich verwendet werden. Die Ermittlung der Reibung und insbesondere die Stribeckkurve, die als sehr wichtiger Parameter für die Modellierung gilt, sollte noch optimiert werden um die Ergebnisse noch zu verbessern. Da mit dem Hinterachsdämpfer-Verbund nur ein System analysiert und getestet wurde fehlt die statistische Auswertbarkeit. Hier könnten weitere Untersuchungen auf Basis dieser Arbeit durchgeführt werden. Weiterhin wäre es vorstellbar das Verfahren auch auf Vorderachsdämpfer und deren Stützlager zu erweitern. Es zeigt sich auch, dass insbesondere die Reproduzierbarkeit der Messmethoden für die Reibungsuntersuchungen bezüglich

der Einspannung der Dämpfer und Dämpfer-Verbunde optimiert werden müssen um die Ergebnisse zu verbessern. Auch muss das Schwingverhalten der Prüffeldperipherie eingehender untersucht und optimiert werden, um Probleme durch parasitäre Schwingeffekte bei dynamischen Messungen ausschließen zu können. Insgesamt hat sich gezeigt, dass der Kleinsignalbereich in Straßenprofilen mit seinen kleinen Amplituden bis 0.2 mm in einem Frequenzbereich bis 20 Hz einen relevanten Einfluss auf den Fahrkomfort aufweisen kann.

Noch weitere offene Fragestellungen die in dieser Arbeit nicht beantwortet werden konnten sind bspw. Untersuchungen wie groß der Anteil an Kleinsignalen ist, welcher tatsächlich an den menschlichen Körper übertragen wird. Da hier lediglich die Aufbauschwingungen untersucht wurden, könnte durch Einbezug von Fahrzeugsitzmodellen und Modellen des menschlichen Körpers mit dem vorgestellten Dämpfer-Verbundmodell zielgerichtete Simulationen für Fahrkomfortuntersuchungen durchgeführt werden. Des Weiteren sind die Auswirkungen auf das Kleinsignalverhalten durch Bauteilalterung und Verschleiß der Bauteile des Dämpfers und des Dämpfer-Verbundes nicht näher betrachtet worden. Diese Faktoren nehmen sicher Einfluss auf die Ergebnisse. Hier könnten weiterführenden Untersuchungen für von der Temperatur und Bauteilalterung abhängige Dämpfer-Verbundmodelle durchgeführt werden.

# A Literatur

## Literatur

- [1] Markos Troulis. *Übertragungsverhalten von Radaufhängungen für Personenwagen im komfortrelevanten Frequenzbereich: Simulationsmodell, experimentelle Untersuchungen und Konzeption einer Prüfeinrichtung*. Dissertation, Universität Karlsruhe, Karlsruhe, 2002.
- [2] Uwe Neureder. Untersuchung zur Übertragung von Radkraftschwankungen auf die Lenkung von PKW mit Federbeinvorderachse und Zahnstangenlenkung\_optimiert. *Fortschritt-Berichte VDI*, (12), 2002.
- [3] Riko Schimpf. *Charakterisierung von Lenksystemen mit Hilfe eines Lenksystemprüfstands*. Dissertation, Technische Universität Wien, Wien, 2016.
- [4] Mario Lars Bergmann. *Beschreibung und Bewertung von Schwingungsdämpfern für Kraftfahrzeuge*. Dissertation, Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, Braunschweig, 2012.
- [5] Hendrik Amelunxen. *Fahrdynamikmodelle für Echtzeitsimulationen im komfortrelevanten Frequenzbereich*. Dissertation, Universität Paderborn, Paderborn, 2013.
- [6] Stefaan Duym, Randy Stiens, and Koenraad Reybrouck. Evaluation of shock absorber models. *Vehicle System Dynamics*, 27(2):109–127, 2007.
- [7] J. Nakahara, M. Minakawa, M. Gipser, and J. Wimmer. A modelling approach to suspension friction. *Auto Technology*, 2001:54–56, 2000.
- [8] Anja Stretz. *Komfortrelevante Wechselwirkung von Fahrzeugschwingungsdämpfern und den elastischen Dämpferlagern*. Dissertation, Technischen Universität Darmstadt, Darmstadt, 2012.
- [9] Andreas Unger. *Serientaugliche quadratisch optimale Regelung für semiaktive PKW-Fahrwerke*. Dissertation, Technische Universität München, München, 2012.
- [10] Alexander Kruse, Mathias Eickhoff, and Andreas Tischer. Analysis of dynamic behavior of twin-tube vehicle shock absorbers. *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems*, 2(1):447–453, 2009.



- [11] Karsten Röske. *Eine Methode zur simulationsbasierten Grundausslegung von PKW-Fahrwerken mit Vertiefung der Betrachtungen zum Fahrkomfort*. Dissertation, Technische Universität München, München, 2012.
- [12] Matthias Kunick and Hans-Joachim Kretschmar. The international association for the properties of water and steam: Guideline on the fast calculation of steam and water properties with the spline-based table look-up method (sbt1). 2015.
- [13] Bernd Heißing, Metin Ersoy, and Stefan Gies, editors. *Fahrwerkhandbuch*. ATZ / MTZ-Fachbuch. Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden and s.l., 4., überarb. u. erg. aufl. 2013 edition, 2013.
- [14] Christian Scheiblegger. *Modelling of Bushes and Mounts in Vehicles Using a MBS Environment*. Dissertation, University of Bath, Bath, 2018.
- [15] Christian Scheiblegger, Jinhui Lin, and H. Karrer. New nonlinear bushing model for ride comfort and handling simulation: Focussing on linearization and the implementation into mbs environment. *FISITA*, 2012.
- [16] VDI. Vdi 2057 - blatt 1: Einwirkung mechanischer schwingungen auf den menschen - ganzkörper-schwingungen, 2017.
- [17] Manfred Mitschke and Henning Wallentowitz. *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Springer Fachmedien, Wiesbaden, 2014.
- [18] Peter Knauer. *Objektivierung des Schwingungskomforts bei instationärer Fahrbahn-anregung*. Dissertation, Technische Universität München, München, 2010.
- [19] Claudio Benini, Marco Gadola, Daniel Chindamo, Stefano Uberti, Felipe P. Marchesin, and Roberto S. Barbosa. The influence of suspension components friction on race car vertical dynamics. *Vehicle System Dynamics*, 55(3):1–13, 2016.
- [20] Saad Kashem, Romesh Nagarajah, and Mehran Ektesabi. *Vehicle suspension systems and electromagnetic dampers*. Springer Tracts in Mechanical Engineering. Springer Singapore, Singapore, 2017.
- [21] Zbyszko Klockiewicz and Grzegorz Ślaski. The method of estimating kinematic road excitation with use of real suspension responses and model. 2019.
- [22] Peter Pfeffer and Karl Hofer. Einfaches nichtlineares modell für elastomer und hydrolager zur optimierung der gesamtfahrzeug-simulation. *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*, 104(5):442–451, 2002.

- [23] Christian Scheiblegger, Peter Pfeffer, H. Karrer, and N. Geiger. Modelling of elastomer and hydro mounts for ride comfort, 2011.
- [24] Christian Scheiblegger, Peter Pfeffer, H. Karrer, and N. Geiger. Modellierung von elastomer- und hydro lagern zur simulation von fahrkomfort: Weiterentwicklungen der nichtlinearen pfeffer-modelle und bewertung der potentiale anhand transientser anregung am mehraxialen komponentenprüfstand und hydropulser. 2011.
- [25] M. Eickhoff, R. Sonnenburg, and Anja Stretz. Kolbenstangenschwingungen in dämpfermodulen. *Automobiltechnische Zeitschrift*, 112:34–39, 2010.
- [26] D. Meljnikov and D. Ammon. Praxisgerechte stoßdämpfermodelle für die ride- und handling-simulation: 9. aachener kolloquium fahrzeug- und motorentechnik, 2000. In Stefan Pischinger, editor, *Fahrzeug- und Motorentechnik*. fka Forschungsges. Kraftfahrwesen mbH, Aachen, 2000.
- [27] Christopher Boggs, Mehdi Ahmadian, and Steve Southward. Efficient empirical modelling of a high-performance shock absorber for vehicle dynamics studies. *Vehicle System Dynamics*, 48(4):481–505, 2010.
- [28] Florian Klinger. *Kombinierte Betrachtung passiver und (semi-)aktiver Radaufhängungen mittels äquivalenter Fahrwerksparameter*. Dissertation, Technische Universität Wien, Wien, 2018.
- [29] R. S. Sharp and S. A. Hassan. An evaluation of passive automotive suspension systems with variable stiffness and damping parameters. *Vehicle System Dynamics*, 15(6):335–350, 1986.
- [30] K. Yabuta, K. Hidaka, and N. Fukushima. Effects of suspension friction on vehicle riding comfort. *Vehicle System Dynamics*, 10(2-3):85–91, 1981.
- [31] Steven A. Velinski and Robert A. White. Vehicle energy dissipation due to road roughness. *Vehicle System Dynamics*, 9(6):359–384, 1980.
- [32] Xinxin Shao, Fazel Naghdy, Haiping Du, and Yechen Qin. Coupling effect between road excitation and an in-wheel switched reluctance motor on vehicle ride comfort and active suspension control. *Journal of Sound and Vibration*, 443:683–702, 2019.
- [33] Dieter Ammon, Michael Gipser, Jochen Rauh, and JÜRGEN WIMMER. High performance system dynamics simulation of the entire system tire-suspension-steering-vehicle. *Vehicle System Dynamics*, 27(5-6):435–455, 1997.

- [34] Florian Klinger, Johannes Edelmann, and Manfred Plöchl. Effects of different excitation spectra on virtual suspension damper design. *The Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks*, 2015.
- [35] ISO. Iso 8608:1995 mechanical vibration - road surface profiles - reporting of measured data: Mechanicalvibration - road surface profiles - reporting of measured data, 1995.
- [36] Vladimir Iliev. *Systemansatz zur anregungsunabhängigen Charakterisierung des Schwingungskomforts eines Fahrzeugs*. Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2011.
- [37] Nikolay Lushnikov and Petr Lushnikov. Methods of assessment of accuracy of road surface roughness measurement with profilometer. *Transportation Research Procedia*, 20:425–429, 2017.
- [38] Miha Ambrož, Gašper Šušteršič, and Ivan Prebil. Creating models of road sections and their use in driving dynamics simulations. *Vehicle System Dynamics*, 45(10):911–924, 2007.
- [39] Pär Johannesson, Krzysztof Podgórski, and Igor Rychlik. Modelling roughness of road profiles on parallel tracks using roughness indicators. *International Journal of Vehicle Design*, 70(2):183, 2016.
- [40] Pär Johannesson and Igor Rychlik. Modelling of road profiles using roughness indicators. *International Journal of Vehicle Design*, 66(4):317, 2014.
- [41] Pär Johannesson and Igor Rychlik. *Modelling of road profiles using roughness indicators*. Paper, Chalmers University of Technologie and University of Gothenburg, Göteborg, 2012.
- [42] Dirk Adamski. *Simulation in der Fahrwerktechnik: Einführung in die Erstellung von Komponenten- und Gesamtfahrzeugmodellen*. ATZ / MTZ-Fachbuch. Springer Fachmedien Wiesbaden and Springer Vieweg, Wiesbaden, 2014.
- [43] David Benz, Peter Pfeffer, Johannes Edelmann, and Manfred Plöchl. Analysis of the amplitude and frequency dependency of the top mount damper assembly with focus on small excitations. In *28th Aachen Colloquium*, pages 1675–1686, 2019.

- [44] Michael Ruderman. *Zur Modellierung und Kompensation dynamischer Reibung in Aktuatorssystemen*. Dissertation, Technische Universität Dortmund, Dortmund, 2012.
- [45] Vladislav Dygalo, Andrey Keller, and Aleksey Shcherbin. Principles of application of virtual and physical simulation technology in production of digital twin of active vehicle safety systems. *Transportation Research Procedia*, 50(1):121–129, 2020.
- [46] Matthias Deuschl. *Gestaltung eines Prüffelds für die Fahrwerksentwicklung unter Berücksichtigung der virtuellen Produktentwicklung*. Dissertation, Technische Universität München, München, 2006.
- [47] Enrico Pellegrini. *Model-Based Damper Control for Semi-Active Suspension Systems*. Dissertation, Technische Universität München, München, 2012.
- [48] P. Traphöner, S. Olma, A. Kohlstedt, N. Fast, K.-P. Jäker, and A. Trächtler. Hardware-in-the-loop simulation for a multiaxial suspension test rig with a nonlinear spatial vehicle dynamics model. *IFAC-PapersOnLine*, 52(15):109–114, 2019.
- [49] Selim Solmaz and Franz Holzinger. A novel testbench for development, calibration and functional testing of adas/ad functions. In *2019 IEEE International Conference on Connected Vehicles and Expo (ICCVE)*, pages 1–8. IEEE, 2019.
- [50] Piotr Czop and Damian Sławik. A high-frequency first-principle model of a shock absorber and servo-hydraulic tester. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 25(6):1937–1955, 2011.
- [51] M. Viehof and H. Winner. Research methodology for a new validation concept in vehicle dynamics. *Automotive and Engine Technology*, 3(1-2):21–27, 2018.
- [52] Massimiliano Gobbi, Giampiero Mastinu, Carlo Doniselli, Luca Guglielmetto, and Enrico Pisino. Optimal & robust design of a road vehicle suspension system. *Vehicle System Dynamics*, 33(sup1):3–22, 1999.
- [53] David Benz and Peter Pfeffer. A new method for damper characterization and real-time capable damper modeling for ride comfort. In *FISITA World Automotive Congress 2018*, 2018.
- [54] Bernd Heißing and Metin Ersoy. *Chassis Handbook: Fundamentals, Driving Dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives*. ATZ / MTZ-Fachbuch. View-

eg+Teubner Verlag / Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH Wiesbaden, Wiesbaden, 1 edition, 2011.

- [55] Paulo Verissimo and Jorge Ambrósio. Improved bushing models for vehicle dynamics. In C. A. Motosoares, J. A. C. Martins, H. C. Rodrigues, Jorge A. C. Ambrósio, C. A. B. Pina, C. M. Motosoares, E. B. R. Pereira, and J. Folgado, editors, *III European Conference on Computational Mechanics*, page 779. Springer Netherlands, Dordrecht, 2006.
- [56] R. Lewandowski and B. Chorążyczewski. Identification of the parameters of the kelvin-voigt and the maxwell fractional models, used to modeling of viscoelastic dampers. *Computers & Structures*, 88(1-2):1–17, 2010.
- [57] Christopher Heine and Markus Plagemann. Modellierung von nichtlinearen amplituden- und frequenzabhängigen hystereseeffekten von gummibauteilen und ihre verwendung in mehrkörpersimulationen von frontladerwaschgeräten. *SIRM 2015 - 11. Internationale Tagung Schwingungen in rotierenden Maschinen*, 2015.
- [58] Hansjörg Maier. *Analyse- und Optimierungsmethoden für Aggregatlagerungssysteme zur Verbesserung des Fahrkomforts. Analysis and Optimization of Engine Mounting Systems to improve Comfort Behaviour*. Dissertation, Universität Karlsruhe, Karlsruhe, 2006.
- [59] Fabian Hausberg. *Adaptive und kennfeldbasierte Steuerung aktiver Motorlager*. Dissertation, Technische Universität Wien, Wien, 2014.
- [60] Stefan Lambertz. *Nichtlineares Materialgesetz für technische Gummiwerkstoffe mit deformationsabhängigen Eigenschaften und seine experimentelle Überprüfung an Gummifederelementen*. Dissertation, Technische Hochschule Aachen, Aachen, 1994.
- [61] Christoph Edeler. *Modellierung und Validierung der Krafterzeugung mit Stick-Slip Antrieben für nanorobotische Anwendungen*. Dissertation, Universität Oldenburg, Oldenburg, 2011.
- [62] F. Al-Bender, Vincent Lampaert, and S. D. Fassois. Measurement and identification of pre-sliding friction dynamics. *Nonlinear Dynamics of Production Processes*, 2003.
- [63] Charles-Augustin Coulomb. *Theorie des machines simples, en ayant egard au frottement de leurs parties, et a la roideur des cordages*. Dortmund, 1785.

- [64] Richard Stribeck. Die wesentlichen eigenschaften der gleit- und rollenlager. *VDI-Zeitschrift*, 46:1341–1348, 1432–1438 und 1463–1470, 1902.
- [65] P. R. Dahl. A solid friction model. *TOR*, 158, 1968.
- [66] Michael Ruderman and Makoto Iwasaki. Analysis of linear feedback position control in presence of presliding friction. *IEEEJ Journal of Industry Applications*, 5(2):61–68, 2016.
- [67] C. Canudas de Wit, H. Olsson, K. J. Astrom, and P. Lischinsky. A new model for control of systems with friction. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 40(3):419–425, 1995.
- [68] Andreas Krämer and Joachim Kempes. Modellierung und simulation von nichtlinearen reibungseffekten bei der lageregelung von servomotoren: Dissertation. *FHWS Science Journal*, 1(2), 2013.
- [69] Henrik Olsson. *Control Systems with Friction*. Dissertation, Lund Institute of Technology, Lund, 1996.
- [70] P. Dupont, V. Hayward, B. Armstrong, and F. Altpeter. Single state elastoplastic friction models. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 47(5):787–792, 2002.
- [71] Michael Ruderman and Torsten Bertram. Modified maxwell-slip model of presliding friction. *IFAC Proceedings Volumes*, 44(1):10764–10769, 2011.
- [72] Farid Al-Bender, Vincent Lampaert, and Jan Swevers. The generalized maxwell-slip model: A novel model for friction simulation and compensation. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 50(11):1883–1887, 2005.
- [73] Javier Lizarraga, José A. Sala, and Jorge Biera. Modelling of friction phenomena in sliding conditions in suspension shock absorbers. *Vehicle System Dynamics*, 46(sup1):751–764, 2008.
- [74] Vahid Hassani, Tegoeh Tjahjowidodo, and Thanh Nho Do. A survey on hysteresis modeling, identification and control. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 49(1-2):209–233, 2014.
- [75] Karlheinz Bill. *Einführung in die Kraftfahrzeugtechnik*. Vorlesungsskript, FHTW-Berlin, Berlin, 2000.

- [76] Enrico Pellegrini, Guido Koch, Sebastian Spirk, and Boris Lohmann. A dynamic feedforward control approach for a semi-active damper based on a new hysteresis model. *IFAC Proceedings Volumes*, 44(1):6248–6253, 2011.
- [77] Richard van Kasteel, Wang Cheng-Guo, Qian Lixin, Liu Jin-Zhao, and Ye Guo-Hong. A new shock absorber model for use in vehicle dynamics studies. *Vehicle System Dynamics*, 43(9):613–631, 2005.
- [78] Victor Y. B. Yung and David J. Cole. Modelling high frequency force behaviour of hydraulic automotive dampers. *Vehicle System Dynamics*, 44(1):1–31, 2006.
- [79] David Benz. The model-based development of a dynamic test bench for testing damper assemblies with a focus on amplitudes with small excitations: Peer reviewed scie journal paper. *Proceedings of the IMechE, Part D: Journal of Automobile Engineering*, [Im Druck].
- [80] Patrick Rona. *Entwicklung und Optimierung eines Hardware-in-the-Loop Testverfahrens für Dämpfer 14.01.18*. Bachelorarbeit, Hochschule für angewandte Wissenschaften München, München, 2018.
- [81] Curtis-Wright. Ft serie, <https://www.cw-actuationgroup.com/products/exlar-automation/actuators/ft-series>, (zuletzt abgerufen am 26.07.2020), 2020.
- [82] Kollmorgen. Akm series servo motor, <https://www.kollmorgen.com/en-us/products/motors/servo/akm-series/akm-series-ac-synchronous-motors/ac-synchronous-servo-motors>, (zuletzt abgerufen am 26.07.2020), 2020.
- [83] Heidenhain. 349529-1k\_drehgeber\_de.pdf: [https://www.heidenhain.de/fileadmin/-pdpb/media/img/349529-1k\\_drehgeber\\_de.pdf](https://www.heidenhain.de/fileadmin/-pdpb/media/img/349529-1k_drehgeber_de.pdf), (zuletzt abgerufen am 26.07.2020), 2020.
- [84] Hottinger Baldwin Messtechnik. Aufnehmer und sensoren: <https://www.hbm.com/de/0249/kraftsensoren-kraftaufnehmer-und-kraftmessdosen>, (zuletzt abgerufen am 26.07.2020), 2020.
- [85] dSPACE. Ds2003, [https://www.dspace.com/de/gmb/home/products/hw/phs\\_hardware/i\\_o\\_boards/a\\_d\\_boards.cfm](https://www.dspace.com/de/gmb/home/products/hw/phs_hardware/i_o_boards/a_d_boards.cfm), (zuletzt abgerufen am 26.07.2020), 2020.
- [86] Heidenhain. 208945-1h\_messtaster\_de.pdf, [https://www.heidenhain.de/fileadmin/-pdpb/media/img/208945-1h\\_messtaster\\_de.pdf](https://www.heidenhain.de/fileadmin/-pdpb/media/img/208945-1h_messtaster_de.pdf), (zuletzt abgerufen am 26.07.2020), 2020.

- [87] The Mathworks. Simulink, <https://de.mathworks.com/products/simulink.html>, (zuletzt abgerufen am 26.07.2020), 2020.
- [88] dSPACE. Controldesk, <https://www.dspace.com/de/gmb/home/products/sw/experimentandvisualization/controldesk.cfm> (zuletzt abgerufen am 26.07.2020), 2020.
- [89] Python. Python, <https://www.python.org/>, (zuletzt abgerufen am 26.07.2020), 2020.
- [90] dSPACE. Ds1006, [https://www.dspace.com/de/gmb/home/products/hw/phs\\_hardware/processor\\_boards/ds1006.cfm#143\\_23553](https://www.dspace.com/de/gmb/home/products/hw/phs_hardware/processor_boards/ds1006.cfm#143_23553), (zuletzt abgerufen am 05.08.2020), 2020.
- [91] dSPACE. Programmable generic interface (pgi1), [https://www.dspace.com/de/gmb/home/products/special\\_solutions/pgi1.cfm](https://www.dspace.com/de/gmb/home/products/special_solutions/pgi1.cfm), (zuletzt abgerufen am 10.08.2020), 2020.
- [92] Matthias Mayer and Sebastian Kettner. *Modellierung von elektrischen Antrieben*. Projektbericht, Hochschule für angewandte Wissenschaften München, München, 2015.
- [93] Matthias Becker. *Virtuelle Hardware-in-the-Loop Simulation an einem modernen Lenksystem- und Fahrwerkskomponentenprüfstand*. Masterarbeit, Hochschule für angewandte Wissenschaften München, München, 2015.
- [94] The Mathworks. fmincon, <https://de.mathworks.com/help/optim/ug/fmincon.html>, (zuletzt abgerufen am 07.07.2021), 2021.
- [95] Dieter Ammon. *Modellbildung und Systementwicklung in der Fahrzeugdynamik: Zugl.: Karlsruhe, Univ., Habil.-Schr., 1996*, volume Bd. 73 of *Leitfäden der angewandten Mathematik und Mechanik*. Stuttgart, 1997.
- [96] Stefan Sigg. *Entwicklung eines Modells für semiaktive Dämpfer für Fahrkomfortuntersuchungen mit Fahrbahnunebenheitsprofilen*. Bachelorarbeit, Hochschule für angewandte Wissenschaften München, München, 2019.
- [97] Wörn and Heinz. *Echtzeitsysteme*. Springer Berlin Heidelberg, 1 edition, 2005.



## B Abbildungsverzeichnis

### Abbildungsverzeichnis

1.1	Geschwindigkeitsspektrum typischer Straßen und einer F-v-Charakteristik [4] . . . . .	2
1.2	Häufig verwendete Zweirohrdämpfer als DV: (links) (2) Hinterachsdämpfer mit (1) Fußlager und (3) Stützlager ohne Anschlagpuffer; (rechts) (4) Vorderachsdämpfer mit (5) Stützlager ohne Aufbaufeder und ohne Anschlagpuffer . . . . .	4
2.1	Beispiel eines einfachen Fahrzeugmodells mit Hauptbewegungsrichtungen [17]	12
2.2	Frequenzbereich der hörbaren und fühlbaren Schwingungen mit Übergangsbereich [13] . . . . .	17
2.3	Zusammenhang zwischen effektiver frequenzbewerteter Beschleunigung $a_{wT}$ und subjektiver Wahrnehmung [13] . . . . .	20
2.4	VFM zur Herleitung der DGL und der Vergrößerungsfunktion . . . . .	20
2.5	Konfliktschaubild zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit unter Einbezug der Aufbaudämpfung und Aufbaufedersteifigkeit [13] . . . . .	22
2.6	Ermittlung der F-v-Charakteristik aus der F-s-Hysterese [42] . . . . .	27
2.7	F-s-Hysterese (links), F-v-Charakteristik (mitte) und dynamische F-v-Charakteristik (rechts) [8] . . . . .	27
2.8	Typische progressive Federkennlinie eines Federbeinstützlagers [13] . . . . .	33
2.9	Elastomermodelle mit Frequenzabhängigkeit [58, 14] . . . . .	34
2.10	Lineare Steifigkeit des Elastomers im Kleinsignalbereich (links) und amplitudenabhängige Hysterese bei einer sinusiden Anregung mit Frequenz 10 Hz (rechts) [14] . . . . .	35
2.11	Ermittlung der dynamischen Steifigkeit und des Verlustwinkels über die F-s-Hystereseefläche [42] . . . . .	35

2.12	Modellstruktur eines nichtlinearen amplituden- und frequenzabhängigen Lagermodells nach [14] . . . . .	37
2.13	Pre-Sliding-Hysterese mit nicht-lokalem Positionsspeicher (links) der Reibung und mit lokalem Positionsspeicher der Reibung (rechts) nach [44] . .	43
2.14	Modifiziertes Maxwell-Slip-Modell (MMS) [44] . . . . .	45
2.15	Streckenweise lineares Dämpfercharakteristikmodell nach Gobbi et al. [52] .	48
2.16	10 Parameter F-v-Charakteristik [11] . . . . .	49
2.17	Federleistung und Dämpferarbeit [8] . . . . .	51
3.1	DVP High-Level Architektur mit (links) Option Tests ohne Stützlager und (rechts) DV-Tests . . . . .	55
3.2	Schema der DVP Prüffeldumgebung mit Steuerschrank und seiner Echtzeitumgebung (links), DV-Testaufbau mit Aktuator (mitte) und Leistungsschrank (rechts) [80] . . . . .	56
3.3	DVP der Hochschule für angewandte Wissenschaften München (HM) . . .	57
3.4	Typischer DV Testaufbau am DVP mit 1) Stützlager und 2) Hinterachsdämpfer in Zweirohrbauweise . . . . .	58
3.5	Linearaktuator bestehend aus 1) linear geführtem Kolben, 2) Linearmodul FT35-1210, 3) Kupplung, 4) AC Servomotor (PSM) und 5) Bremse . . . .	59
3.6	Schematische Zeichnung zur Erfassung des relativen Kolbenstangenwegs mit 1) Anregung am Dämpferfuß $u(t)$ und 2) zusätzlichem Freiheitsgrad $q_1$ der Dämpferkolbenstange . . . . .	61
3.7	DVP Modellarchitektur . . . . .	64
3.8	Schematischer Aufbau der Linearaktuatorregler mit (oben) Kaskadenregler und (unten) dynamischer Wegregler . . . . .	65
3.9	Elektrischer Teil des Linearaktuatormodells nach [92] . . . . .	67
3.10	Mechanischer Teil des Linearaktuatormodells nach [92] . . . . .	67

3.11 Korrektur des Anschlusswiderstandes und der Querachseninduktivität nach [93] . . . . .	70
3.12 Differenz des gemessenen und simulierten Stroms der PSM des Linearaktuators bei Amplitude 1.25 A zwischen 4 Hz und 19 Hz . . . . .	71
3.13 Verstärkung des Sollsignals beim Dämpfungstest . . . . .	75
3.14 Verstärkung des Sollsignals beim DV-Test . . . . .	75
3.15 DVP mit dem VFM 1) auf der Echtzeitumgebung und dem DV 2) im Prüfrahmen (vergl. [53]) . . . . .	77
4.1 Relative Häufigkeiten der Differenzwegamplituden bei Straßengüte 1 $cm^3$ .	85
4.2 Untersucher HA-DV bestehend aus Stützlager (oben) und Zweirohrdämpfer (unten) . . . . .	87
4.3 Stützlager mit äußerem Trägerteil, innerem Trägerteil und PU-Schaum . .	88
4.4 Messung zur Ermittlung der quasistatische Federkennlinie des Stützlagers mit dem Bereich der linearen und der progressiven Federkennlinie (strichlierte Linien) . . . . .	89
4.5 Einfluss der dynamischen Anregung auf die Steifigkeit und Hysterese des Stützlagers bei Amplitude 0.5 mm und Frequenz 10 Hz. Quasistatische Steifigkeit (Schwarz strichlierte Linie) und dynamische Steifigkeit (Blaue punktierte Linie) . . . . .	90
4.6 Ermittelte dynamische Steifigkeitskennlinie in Abhängigkeit der Amplitude und der Frequenz für das Stützlager und quasistatische Steifigkeit (Stern auf y-Achse) . . . . .	92
4.7 Ermittelte Verlustwinkel in Abhängigkeit der Amplitude und der Frequenz für das Stützlager . . . . .	93
4.8 Wegprofil zur Ermittlung quasistatischer Reibkrafteffekte . . . . .	94
4.9 Ermittlung der Art des Positionsspeichers der Reibung mit Losbrechen (links) und Ausschnitt der inneren Schleifen (rechts) ohne Vorkonditionierung	95

4.10	Untersuchung der Verhaltens des Dämpfers bezüglich Positionsspeicher im Sliding und Pre-Sliding-Regime . . . . .	96
4.11	Reibkraftermittlung mit 5 min Wartezeit nach der Vorkonditionierung (blaue Linie) und mit Messung direkt nach Vorkonditionierung (rote Linie) . . . .	97
4.12	Ermittlung der Symmetrie der Reibkraft in Abhängigkeit der Vorkonditionierungsrichtung . . . . .	98
4.13	Messung zum Vergleich des Reibkraftverlaufs zwischen Dämpfer mit normaler Gaskraft (blaue Linie) und reduzierter Gaskraft (rote Linie) (links) und Ausschnitt der inneren Hystereseschleifen (rechts) . . . . .	99
4.14	Wegsignal mit positiver Startgeschwindigkeit zur Ermittlung der Stribeck-Kurve . . . . .	100
4.15	Ermittelte Stribeck-Kurve des Dämpfers für Zug- und Druckrichtung . . . .	100
4.16	Standard und Erweiterte VDA-Charakterisierung (Links) und Standard und Erweiterte VDA-Charakterisierung für kleine Geschwindigkeiten $< 52 \frac{mm}{s}$ (rechts) als Dämpfkraft über den Betrag der Geschwindigkeit . . . . .	102
4.17	Erweiterte F-v-Charakteristik ohne Hysterese (rote strichlierte Linie) und dynamische F-v-Charakteristik mit Hysterese (blaue Linie) . . . . .	103
4.18	Ermittlung der gemessenen Dämpferarbeit $W_D$ aus der gemessenen F-s-Hysterese (strichlierte blaue Linie) bei Amplitude 0.2 mm und 8 Hz und Anteil der entfernten Reibung (strichlierte blaue Linie mit schräg gestricheltem Hintergrund), sowie die ermittelte ideale Vergleichsarbeit $W_{ideal}$ aus der idealen Dämpfercharakteristik (rote Linie). . . . .	104
4.19	Bezogene Dämpferarbeit $W_{bez}$ des Dämpfers in Abhängigkeit der Amplitude und der Frequenz . . . . .	105
4.20	Effektives Dämpfersteifigkeitsverhältniss $\tau_{D,eff}$ des Dämpfers in Abhängigkeit der Amplitude und der Frequenz . . . . .	107
4.21	Vergleich der Verhaltens des Dämpfers (blaue Linie) und des DV (rote Linie) im Sliding und Pre-Sliding-Regime . . . . .	108

4.22	Messung zum Vergleich des Reibkraftverlaufs zwischen Dämpfer (blaue Linie) und DV (rote Linie) (links) und Ausschnitt der inneren Hystereseschleifen (rechts) . . . . .	109
4.23	Bezogene Dämpferarbeit $W_{bez}$ des HA-DV in Abhängigkeit der Amplitude und der Frequenz . . . . .	110
4.24	Effektives Dämpfersteifigkeitsverhältniss $\tau_{D,eff}$ des HA-DV in Abhängigkeit der Amplitude und der Frequenz . . . . .	111
5.1	Modellstruktur des SDM . . . . .	115
5.2	Vergleich der Reibkräfte aus der Messung (blaue Linie) und dem SDM (rote Linie) im Zeitbereich zu den Messungen aus Abbildung 4.10 (Wegamplitude 0.1 mm) und 4.8 (Wegamplituden siehe Abbildung 4.8) . . . . .	116
5.3	Modellstruktur des EDM . . . . .	118
5.4	Vergleich der Reibkräfte aus der Messung (blaue Linie) und dem EDM (rote Linie) im Zeitbereich zu den Messungen aus Abbildung 4.10 (Wegamplitude 0.1 mm) und 4.8 (Wegamplituden siehe Abbildung 4.8) . . . . .	121
5.5	Maxwell-Element zur modellhaften Darstellung von Elastizitäten im DV . .	123
5.6	Ausschnitt als Vergleich der Dämpferkräfte zwischen Messung und EDM im Zeitbereich für einfache Intensität (links) und doppelte Intensität (rechts)	125
5.7	Vergleich der spektralen Leistungsdichte der Dämpferkräfte zwischen Messung und EDM im Frequenzbereich für einfache Intensität (links) und doppelte Intensität (rechts) . . . . .	126
5.8	Modellstrukturen des SDVM (links) und EDVM (rechts) . . . . .	128
5.9	Vergleich der Dämpferkolbenwege des SDVM zur Messung am HA-DV für die einfache Intensität (links) die doppelte Intensität (rechts) . . . . .	128
5.10	Ausschnitt als Vergleich der DV-Kräfte zwischen Messung und EDVM im Zeitbereich für einfache Intensität (links) und doppelte Intensität (rechts) .	129
5.11	Vergleich der spektralen Leistungsdichte der DV-Kräfte zwischen Messung und EDVM im Frequenzbereich für einfache Intensität (links) und doppelte Intensität (rechts) . . . . .	130

5.12 Vergleich der bezogenen Dämpferarbeit für Amplitude 0.2 mm und 1 mm aus der HA-DV-Messung zu den Simulationen mit dem EDVM . . . . .	130
5.13 Vergleich des effektiven Dämpfersteifigkeitsverhältnisses für Amplitude 0.2 mm und 1 mm aus der HA-DV-Messung zu den Simulationen mit dem EDVM .	131
D.1 Einbaulage des Linearaktuators mit Linearführung . . . . .	156
D.2 PSD des Unebenheitsverlaufs verschiedener Straßen in Abhängigkeit der Wegkreisfrequenz [17] . . . . .	158
D.3 PSD des Unebenheitsverlaufs über der Wegkreisfrequenz für eine Straße bei einer Fahrgeschwindigkeit von 14 m/s . . . . .	160
D.4 Für kleine Frequenzen reduzierte PSD des Unebenheitsverlaufs über die Wegkreisfrequenz für eine gute Straße bei einer Fahrgeschwindigkeit von 14 m/s . . . . .	161
D.5 Für kleine Frequenzen und durch Latschfilter reduzierte PSD des Unebenheitsverlaufs über die Wegkreisfrequenz bei einer Fahrgeschwindigkeit von 14 m/s . . . . .	163

# C Tabellenverzeichnis

## Tabellenverzeichnis

2.1	Maximale Dämpferwegamplituden mit Standardabweichung $\sigma_s$ und maximaler Amplitude $z$ mit Auftrittswahrscheinlichkeit 99.7% aus der Literatur	15
2.2	Übersicht der Schwingungsphänomene mit dem Übertragungsglied DV im Frequenzbereich bis 20 Hz	22
3.1	Einflüsse auf die Latenz der Kraftmessung	60
3.2	Überblick der für Echtzeitanwendungen relevante Komponenten im Steuerschrank	62
3.3	Parameter des elektrischen und des mechanischen Teils des Linearaktuatormodells	68
3.4	Parameter des Dämpfermodells und des Reibungsmodells für die Regleroptimierung	69
3.5	RMSE zwischen gemessenem und simuliertem Strom und Abweichung bezogen auf die zu stellende Stromamplitude am DVP-Modell bei Anregung mit linearem Frequenz-Sweep bis 20 Hz in 20 Sekunden	71
3.6	Parameter des dynamischen Wegreglers	73
3.7	RMSE der Differenz zwischen Wegvorgabe an den dynamischen Wegregler und tatsächlichem Stellweg am Linearaktuator	76
3.8	RMSE zwischen gemessener und simulierter Kraft des Dämpfers und dem EDM, bzw. zwischen DV und EDVM für zwei PSD der Unebenheitsverläufe	78
4.1	Verwendete Parameter des VFM	82
4.2	Simulierte maximale Amplituden mit Standardabweichung $\sigma_s$ und maximalen Amplituden $z$ , $\dot{z}$ und $\ddot{z}$ mit Auftrittswahrscheinlichkeit 99.7% aus der Simulation mit einem VFM bei unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten $v$ überfahrene Unebenheitsverläufe mit ihrer PSD des Unebenheitsverlaufs mit $l_l = 0.2 m$ und $f_c = 0.5 Hz$ und Fahrbahnlänge 1000 m	83

4.3	Einfluss der Filterung des Unebenheitsverlaufs auf die maximalen Amplituden $z$ , $\dot{z}$ und $\ddot{z}$ mit Auftrittswahrscheinlichkeit 99.7% aus der Simulation mit einem VFM . . . . .	83
4.4	Relative Häufigkeiten simulierter Differenzweg-, Differenzgeschwindigkeits- und Differenzbeschleunigungsamplituden bei unterschiedlicher Straßengüte und Fahrgeschwindigkeit . . . . .	86
4.5	Messplan zur Ermittlung der dynamischen Steifigkeit und des Verlustwinkels für das Stützlager . . . . .	91
4.6	Stützstellen des Standard und des Erweiterten VDA-Tests mit den Geschwindigkeiten bei Amplitude 40 mm . . . . .	101
5.1	Stützstellen im look-up table für das SDM Dämpfercharakteristikmodell . .	118
5.2	Parameter im Pre-Sliding-Regime und für das Übergangverhalten im quasistatischen Zustand (statische Stribeck-Kurve) . . . . .	120
5.3	Parameter der Stützstellen im look-up table für das EDM dynamische Dämpfercharakteristikmodell . . . . .	122
5.4	Parameter aus den Ergebnissen der Optimierung für die amplitudenabhängige Federsteifigkeit $k_{Ampl}$ in Abhängigkeit der Anregungsamplitude . . . .	124
5.5	Parameter des Kelvin-Voigt-Modell mit linearen Parametern für das SSLM	127
5.6	Parameter des linearen Modellteils bezüglich der Frequenzabhängigkeit und des nichtlinearen Modellteils zur Abbildung der Amplitudenabhängigkeit des ESLM . . . . .	127
D.1	Kennwerte des Linearaktuators . . . . .	154



## D Annex

### D.1 Linearaktuator FT35-1210 und Aktuator-Umrichter

Der Linearaktuator FT35-1210 besitzt ein geringes Gesamtspiel zur Erhöhung der Dynamik des Linearaktuators, da im Falle einer parallelen Anbindung des Servomotors die Verbindung zwischen Servomotor und Linearmodul mittels Riemen umgesetzt würde. Eine Paarung zwischen Riemen und Riemenscheibe kann schlupfbehaftet sein und neigt zu schwerer regelbaren Schwingungen im Linearaktuator. Die Bremse kann genutzt werden um die durch den vertikalen Einbau entstehenden statischen Massenkräfte von z. B. der Linearführung im Stillstand des Linearaktuators abzustützen. Die Wahl fiel auf einen elektrisch betriebenen Linearaktuator, welcher mittels Stromregelung geregelt werden kann. Diese Entscheidung beruht auch darauf, dass die Peripherie, wie Hydraulikaggregate und Leitungen nicht erwünscht waren. Die hohe Regelgeschwindigkeit von Servomotoren zeigt sich durch einen geringen Zeitverzug zwischen Stellanforderung und Stellumsetzung. Die sich aus den Anforderung für Kleinsignalanregungen ergebenden Randbedingungen sowie ein geringes Gesamtspiel, maximal auftretende Kräfte, hohe Stellgenauigkeit für den Kleinsignalebereich usw. sind in die Auswahl des Linearaktuators eingeflossen. Dieser Linearaktuator weist folgende in Tabelle D.1 gezeigten Kennwerte auf.

Tabelle D.1: Kennwerte des Linearaktuators

Aktuortyp	Linearaktuator mit Bremse
Maximalkraft (kurzzeitig)	18 kN
Nennkraft	8 kN
Verfahrweg gesamt	305 mm
Maximalgeschwindigkeit	$0.75 \frac{m}{s}$
Beschleunigung	Dauerhaft $10 \frac{m}{s^2}$ ; Kurzzeitig $20 \frac{m}{s^2}$
Spindelsteigungsgenauigkeit	$\frac{0.025}{300} \frac{mm}{mm}$
Systemspiel	$\leq 0.06$ mm
Motor	AC Servomotor
Stillstandstrom	11.8 A
Stillstandmoment	11.6 Nm
Motorregelung	8 kHz Kaskadenregelung/Wegregelung
Positionsmessung	Hochauflösender Sin-Cos-Drehgeber

Ein Servomotor benötigt einen Aktuator-Umrichter (im weiteren Umrichter genannt) um die an ihn gestellten Bewegungsanforderungen zu erfüllen. Der Umrichter ServoOne der

Firma LTi wurde passend zum Einsatz gewählt. Für die Inbetriebnahmen und den direkten Betrieb der DVP Linearaktuatorik ist es möglich eine auf dem Umrichter hinterlegte Kaskadenregelung in Form einer Weg-, Geschwindigkeits- und Stromregelung zu verwenden. Es können jedoch einzelne Kaskaden abgeschaltet werden um Regelgrößen von außerhalb des Umrichters via Analogsignal, über ein Feldbussystem oder dem auf Lichtwellenleiter basierende LVDS-System mit LTi TwinSync Protokoll aufzuprägen. Außerdem können die Signale des hochauflösenden Sin-Cos-Drehgebers direkt eingelesen und verarbeitet werden. Eine eng tolerierte Linearführung sorgt für die Kompensation möglicher auftretender Querkräfte am Linearmodul. Mit diesem Linearaktuator war es möglich die an das Gesamtsystem gestellten Anforderungen weitestgehend umzusetzen. Lediglich die maximal erreichbaren Frequenzen bei höheren sinusförmiger Anregungsamplituden ab 2 mm müssen auf 15 Hz begrenzt werden, da dynamische Grenzen des Linearaktuators bezüglich maximaler Geschwindigkeit und Beschleunigung vorgegeben sind.

## D.2 Zusätzliche Linearführung am DVP

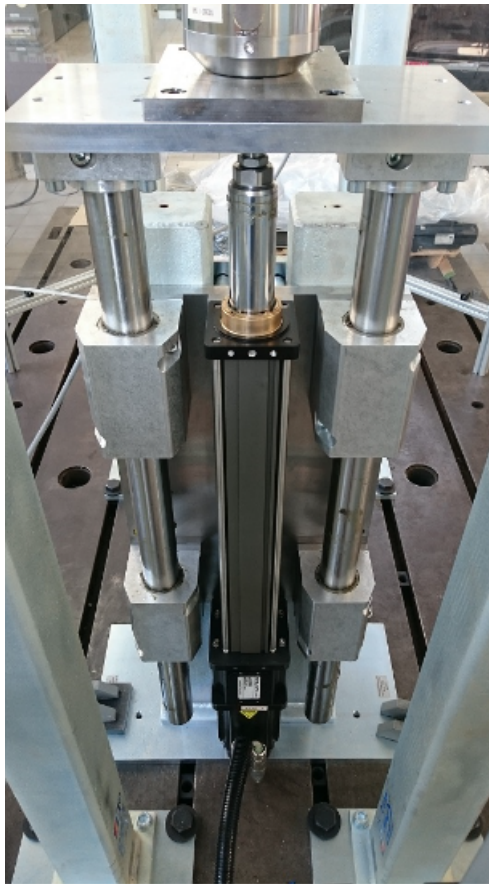


Abbildung D.1: Einbaulage des Linearaktuators mit Linearführung

## D.3 Herleitung synthetischer Unebenheitsverläufe von Straßen basierend auf linearen Filtern

Der Unebenheitsverlauf  $h(x)$  kann im ersten Schritt durch mathematische Beschreibung einer Sinusfunktion verstanden werden, wobei die Höhe der Amplitude  $\hat{h}$ , die Wegkreisfrequenz  $\Omega$  bzw. die Wellenlänge  $L$  und die Translation  $x$  eingehen [13],

$$h(x) = \hat{h} \cdot \sin(\Omega \cdot x) \quad (\text{D.1})$$

mit

$$\Omega = \frac{2 \cdot \pi}{L}. \quad (\text{D.2})$$

Über den Zusammenhang

$$x = v \cdot t \quad (\text{D.3})$$

kann mit einer konstanten Fahrgeschwindigkeit  $v$  und der verstrichenen Zeit  $t$  der Unebenheitsverlauf über eine Strecke mit der Fahrgeschwindigkeit hergestellt werden. Der Unebenheitsverlauf liegt dann für eine Fahrgeschwindigkeit in Abhängigkeit der Zeit vor und kann etwa als Testvektor für Simulationen verwendet werden. Diese Art des Unebenheitsverlaufes kommt aufgrund der konstanten Amplitude und Wegkreisfrequenz auf normalen Straßen nicht vor und wird meist nur für Untersuchungszwecke auf dem Prüfstand oder auf Teststrecken verwendet.

Soll eine realistischere Darstellung der Fahrbahn erstellt werden kann der Unebenheitsverlauf als Fourier-Reihe, also als Summe vieler einzelner Sinusschwingungen [13, 17] zusammengestellt werden. Der in Summenform vom Weg abhängige Unebenheitsverlauf wird dann mit [13]

$$h(x) = h_0 + \sum_{k=1}^{\infty} \hat{h}_k \cdot \sin(\Omega \cdot x + \varepsilon_k) \quad (\text{D.4})$$

ausgedrückt, wobei  $h_0$  für eine Starthöhe des Unebenheitsverlaufes,  $\hat{h}_k$  für eine Amplitude an der Stelle  $k$  und  $\varepsilon_k$  für eine meist durch eine Zufallsvariable beschriebene Phasenverschiebung an der Stelle  $k$  stehen. Auch hier kann wieder mit (D.3) mittels der Fahrgeschwindigkeit ein Bezug zur Zeit  $t$  hergestellt werden.

Der letzte Schritt zur realitätsnahen Darstellung von Unebenheitsverläufen geschieht nun durch die Überlegung, dass für dessen Beschreibung weniger der zeitliche bzw. ortsabhängige Verlauf, sondern vielmehr die enthaltenen Amplituden im bestimmten Frequenzspektrum von Interesse sind [13, 17]. In diesem Falle kann auf statistische Mittel wie den quadratischen Mittelwert der auftretenden Amplituden und deren Häufigkeit in einem Frequenzspektrum zurückgegriffen werden [13]. Die Unebenheitsdichte fällt über die steigende Wegkreisfrequenz (bzw. fallende Unebenheitswellenlänge) ab. Damit lassen sich

die aus realen Unebenheitsverläufen gewonnen PSD der Unebenheitsverläufe im doppelt logarithmischen Maßstab durch Geraden annähern<sup>3</sup>. In Abbildung D.2 sind typische PSD für verschiedene Straßentypen angegeben.

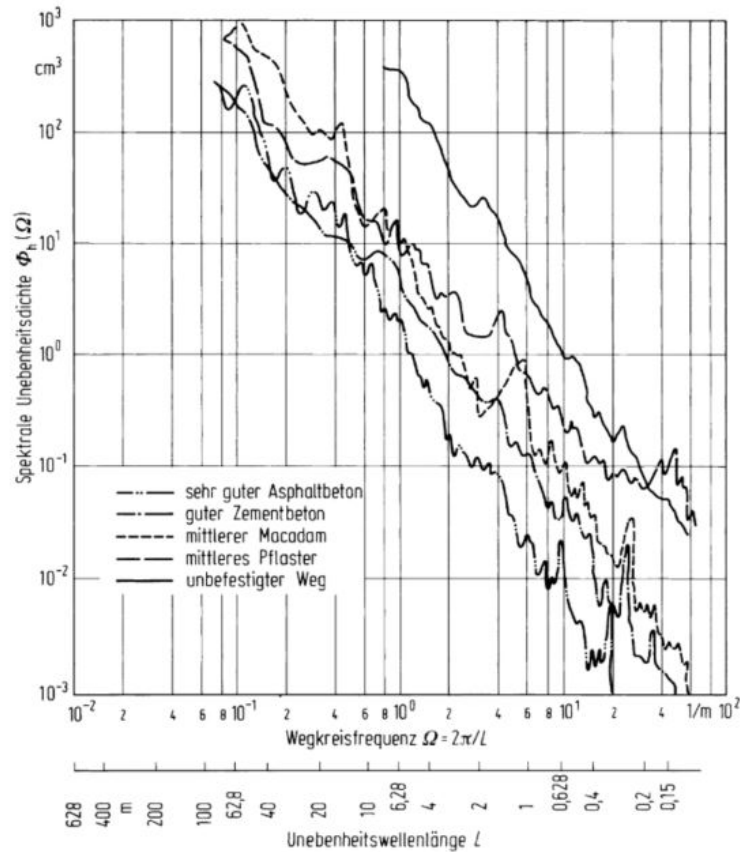


Abbildung D.2: PSD des Unebenheitsverlaufs verschiedener Straßen in Abhängigkeit der Wegkreisfrequenz [17]

Mittels [17]

$$\Phi_h(\Omega) = \Phi_h(\Omega_0) \cdot \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-w} = \Phi_0 \cdot \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-w} \quad (\text{D.5})$$

ist nun ein sehr einfacher Zusammenhang zu einem künstlichen Unebenheitsverlauf möglich, wobei der Ausdruck  $\Phi_h(\Omega)$  als PSD des Unebenheitsverlaufs (entspricht dem einseitigen Leistungsspektrum [28]) bei der Wegkreisfrequenz  $\Omega$  bezeichnet wird. Die PSD des Unebenheitsverlaufs  $\Phi_0 = \Phi_h(\Omega_0)$ , die häufig bei einer Bezugswegkreisfrequenz von

<sup>3</sup>Hier sei insbesondere auch auf [13, 17] verwiesen.

$\Omega_0 = 1 \text{ m}^{-1}$  angegeben wird, kann als Güte der Straßenoberfläche interpretiert werden [13, 17]. Mit ihr ist es möglich, gemessene Straßen zu klassifizieren und umgekehrt ein für die Simulation künstliches Straßenprofil basierend auf der gewünschten Güte der Straßenoberfläche zu erstellen. Durch Vorgabe von  $\Phi_0$  wird  $\Phi_h(\Omega)$ , also die Gerade im  $\Phi_h(\Omega)$ - $\Omega$ -Diagramm senkrecht nach oben oder unten verschoben. Die sogenannte Welligkeit einer Straße, die durch den Wert  $w$  dargestellt wird, gibt Auskunft über die Dichte der kurzen und langen Wellen die in einer Straße vorkommen und ist in guter Näherung in der Literatur meist auf den Wert 2 festgelegt [13, 17, 28]. Über den Zusammenhang  $\omega = v \cdot \Omega$ , also der Fahrgeschwindigkeit  $v$  und der Bezugskreisfrequenz  $\Omega$ , kann der Bezug zur „(Zeit-) Kreisfrequenz“  $\omega$  hergestellt werden [28]. Damit ergibt sich aus (D.5)

$$\Phi_h(\omega) = v \cdot \Phi_h(\Omega_0) \cdot \left(\frac{\omega}{\Omega_0}\right)^{-w} \quad (\text{D.6})$$

und somit für die PSD der Unebenheitsgeschwindigkeit mit  $w = 2$  [28]

$$\Phi_{\dot{h}} = \omega^2 \cdot v \cdot \Phi_h(\Omega_0) \cdot \left(\frac{\omega}{\Omega_0}\right)^{-2} = v \cdot \Phi_h(\Omega_0) \cdot \Omega_0^2 = \text{const.} \quad (\text{D.7})$$

Dies entspricht einem mittelwertfreiem weißen Rauschen mit konstanter PSD der Unebenheitsgeschwindigkeit. Aus diesem Hintergrund kann auf Basis linearer Filter ein auf Zufallsvariablen basierendes künstliches PSD des Unebenheitsverlaufs für eine entsprechende Straßengüte erstellt werden [95]. Die Ableitung  $h'_x$  des Unebenheitsverlaufs  $h = h_x = h(x)$  in vertikaler Richtung, kann als ein sogenanntes „Geschwindigkeitsrauschen“ [95] nachgebildet werden.

$$h'_x = \frac{dh_x}{dx} = \sqrt{\Phi_0} \cdot \Omega_0 \cdot \eta_x. \quad (\text{D.8})$$

$h'_x$  lässt sich als Änderung der Unebenheitshöhe über einen zurückgelegten Wegabschnitt  $dx$  interpretieren.  $\eta_x$  entspricht einem normierten, stationärem weißen Rauschprozess mit Leistungsdichte 1 [95]. Für eine konstante Fahrgeschwindigkeit  $v$  gilt für die Ableitung des Unebenheitsverlaufs nach der Zeit  $\dot{h} = h' \cdot v$  [95].  $\dot{h}$  ist im Falle von (D.8) „äquivalent zu einer Realisierung Weißen Rauschens“ [95], welches für die Modellierung von realitätsnahen Unebenheitsverläufen herangezogen werden kann [95]. Mit Hilfe einer definierten Übertragungsfunktion wird, mittels dem Verhältnis der Fouriertransformierten von  $h_x$  und dem Rauschprozess  $h'_x = \sqrt{\Phi_0} \cdot \Omega_0 \cdot \eta_x$  die Übertragungsfunktion  $H_h(\Omega) = \frac{i}{\Omega}$  beschrieben [96].

Die Übertragungsfunktion für das PSD des Unebenheitsverlaufs  $|H_h(\Omega)|^2$  folgt dann aus [96]

$$|H_h(\Omega)|^2 = \left| \frac{-i}{\Omega} \right|^2 = \frac{1}{\Omega^2}. \quad (\text{D.9})$$

In Abbildung D.3 ist beispielhaft der Verlauf der Übertragungsfunktion  $|H_h(\Omega)|^2$  und die durch den Rauschprozess entstandene PSD des Unebenheitsverlaufs  $\Phi_h(\Omega)$  für eine Straße bei einer Fahrgeschwindigkeit von 14 m/s dargestellt.

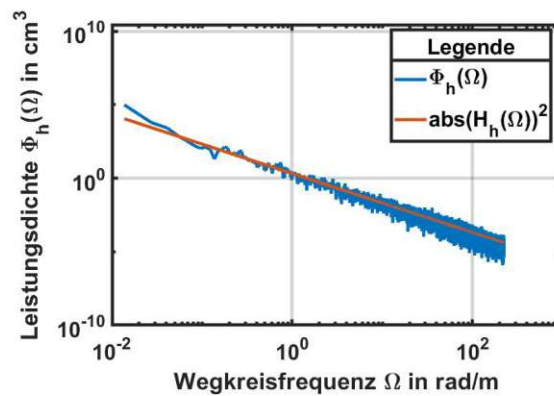


Abbildung D.3: PSD des Unebenheitsverlaufs über der Wegkreisfrequenz für eine Straße bei einer Fahrgeschwindigkeit von 14 m/s

Die PSD des Unebenheitsverlaufs erreicht aufgrund des Berechnungsprozesses mit (D.5) für kleiner werdende Wegkreisfrequenzen  $\Omega$  sehr hohe Werte, welche mathematisch gegen unendlich streben. Dieses Verhalten kann aufgrund teilweise sehr hoher Amplituden in der Simulation (stationäre Betriebszustände werden erst nach sehr langer Zeit erreicht) und in der Prüffeldtechnik (Grenzen durch die Aktuatordynamik) zu Problemen führen [95]. Es empfiehlt sich deshalb die Implementierung eines Filters 1. Ordnung um niederfrequente Anteile des Unebenheitsverlaufs zu reduzieren und somit die Unebenheitshöhe zu beschränken [95]. Dies führt zu

$$h'_x + \Omega_c \cdot h_x = \sqrt{\Phi_0} \cdot \Omega_0 \cdot \eta_x \quad (\text{D.10})$$

wobei über den Zusammenhang mit

$$\Omega_c = \frac{2 \cdot \pi}{v} \cdot f_c \quad (\text{D.11})$$

die kleinste noch zu betrachtende Fahrzeugfrequenz  $f_c$  für den Fahrkomfort bei einer Fahrgeschwindigkeit  $v$  noch ausreichend in der Fahrzeugwegkreisfrequenzkonstante  $\Omega_c$  eingeht. Aus der Literatur und der Definition der fahrkomfortrelevanten Frequenzen hat sich ein Wert für  $f_c$  von ca. 0.5 Hz [95] ergeben der hier im Weiteren Anwendung finden soll. Dies sorgt für einen ausreichend großen Abstand zu der typischen Frequenzen der Aufbaubeschleunigungen die bei ca. 0.8 Hz beginnen. Zu beachten ist, dass dieser Parameter in erheblichem Maße Auswirkungen auf die erzeugte Höhe der Amplituden des Unebenheitsverlaufs und somit auf die Erzeugung von Amplituden im Kleinsignalbereich Einfluss nimmt. Dies ist u. a. wichtig, wenn ein künstlich generierter Unebenheitsverlauf auf einem Prüffeld angewendet werden soll, da er indirekt auf die gestellten Differenzweg-, Differenzgeschwindigkeits- und Differenzbeschleunigungsamplituden wirkt und somit die physikalischen Grenzen eines Aktuators erreicht. Aus dem gleichen Ansatz wie bei (D.9) erfolgt nun für die Übertragungsfunktion der PSD des Unebenheitsverlaufs  $|H_{hF}(\Omega)|^2$  mit Filter für kleine Frequenzen mit

$$|H_{hF}(\Omega)|^2 = \frac{1}{\Omega_c^2 + \Omega^2} \quad (\text{D.12})$$

was eine Begrenzung für kleine Wegkreisfrequenzen  $\Omega$  bedeutet (siehe Abbildung D.4).

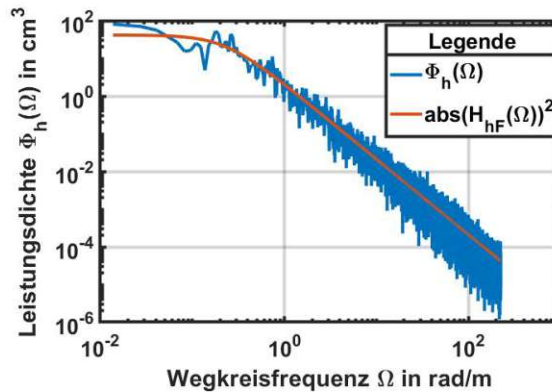


Abbildung D.4: Für kleine Frequenzen reduzierte PSD des Unebenheitsverlaufs über die Wegkreisfrequenz für eine gute Straße bei einer Fahrgeschwindigkeit von 14 m/s

Das Straßenprofil wirkt über den Reifen als Anregung  $u$  auf die ungefederten Massen (siehe Abbildung 2.4). Nach [95] kann auch der Reifen bzw. der Reifenlatsch als Filter 1. Ordnung angesehen werden, da Wellenlängen die kleiner als die Latschlänge sind nicht in vollem Maße über den Reifen übertragen werden. Dies führt zu einer Reduktion der



PSD des Unebenheitsverlaufs im Frequenzbereich der höher liegt als die Reziproke der Latschlänge. Der nun als Latschfilter bezeichnete Tiefpassfilter 1. Ordnung [95]

$$\frac{\bar{h}'_x}{\Omega_l} + \bar{h}_x = h_x \quad (\text{D.13})$$

erfährt eine modifizierte Anregung der Unebenheiten und kann mit (D.10) zu einem Gesamtmodell des Unebenheitsverlaufes [95]

$$\frac{h''_x}{\Omega_l} + \left(1 + \frac{\Omega_c}{\Omega_l}\right) \cdot h'_x + \Omega_c \cdot h_x = \sqrt{\Phi_0} \cdot \Omega_0 \cdot \eta_x \quad (\text{D.14})$$

zusammengeführt werden. Mit der Latschlänge  $l_l$  kann über

$$\Omega_l = \frac{2 \cdot \pi}{l_l} \quad (\text{D.15})$$

die Latschwegkreisfrequenzkonstante  $\Omega_l$  für den Reifenlatsch, also die Eckkreisfrequenz des Tiefpassfilters 1. Ordnung bestimmt werden. Die Übertragungsfunktion der PSD des Latschfilters  $|H_L(\Omega)|^2$  ergibt sich wieder mit der Herleitung ähnlich zu (D.9) mit

$$|H_L(\Omega)|^2 = \frac{1}{\frac{\Omega^2}{\Omega_l^2} + 1}. \quad (\text{D.16})$$

Daraus folgt die gesamte Übertragungsfunktion der PSD des Unebenheitsverlaufs  $|H_{hFL}(\Omega)|^2$  mit Filter für tiefe Frequenzen und mit Latschfilter durch die Multiplikation der Übertragungsfunktion  $|H_{hF}(\Omega)|^2$  und  $|H_L(\Omega)|^2$  also mit

$$|H_{hFL}(\Omega)|^2 = |H_{hF}(\Omega)|^2 \cdot |H_L(\Omega)|^2. \quad (\text{D.17})$$

Zur Verdeutlichung der Wirkung beider Filter, Filter für tiefe Frequenzen und Latschfilter, ist in Abbildung D.5 der Verlauf der Übertragungsfunktion der PSD des Unebenheitsverlaufs  $|H_{hFL}(\Omega)|^2$  und die durch den Rauschprozess entstandene PSD des Unebenheitsverlaufs  $\Phi_h(\Omega)$  bei einer Fahrgeschwindigkeit von 14 m/s dargestellt.

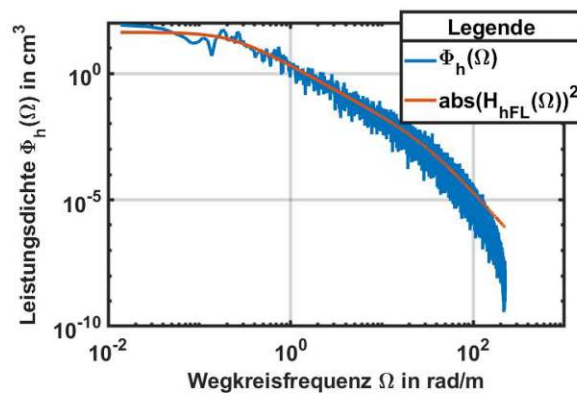


Abbildung D.5: Für kleine Frequenzen und durch Latschfilter reduzierte PSD des Unebenheitsverlaufs über die Wegkreisfrequenz bei einer Fahrgeschwindigkeit von 14 m/s

Hier sind nun deutlich die Begrenzungen der PSD des Unebenheitsverlaufs bei den jeweiligen Eckfrequenzen zu erkennen.