

Entwicklung eines adaptiven Luftfederdämpfers mit strukturierter piezokeramischer Drossel

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

**Doktoringenieur
(Dr.-Ing.)**

von Dipl.-Ing. Frank Bärecke

geb. am 20. März 1979 in Magdeburg

genehmigt durch die Fakultät für Maschinenbau der Otto-von-Guericke-Universität-
Magdeburg

Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. Roland Kasper

Prof. Dr. rer. nat. Bertram Schmidt

Promotionskolloquium am 23. April 2013

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Mobile Systeme der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg. Ich möchte allen danken, die zum Gelingen beigetragen haben. Mein besonderer Dank gilt Prof. Dr.-Ing. Roland Kasper. Er gab mir die Gelegenheit, diese Arbeit am Lehrstuhl für Mechatronik durchzuführen und hat sie durch anregende Diskussionen und wichtige Ratschläge begleitet. Mein Dank gilt auch den Kollegen am Lehrstuhl für Unterstützung, Ratschläge und Anregungen.

Prof. Dr. rer. nat. Bertram Schmidt danke ich für wertvolle Hinweise und die Erstellung des Zweitgutachtens.

Inhalt

Abkürzungsverzeichnis.....	V
Abbildungsverzeichnis	VI
Formelzeichen und Indizes	VIII
1 Einleitung	1
1.1 Piezokeramiken	3
1.2 Luftfedern und Luftfederdämpfer.....	5
2 Stand der Technik	7
2.1 Radführung	7
2.2 Federung und Dämpfung von Personenkraftwagen	9
2.3 Adaptive und aktive Fahrwerksfederung und -dämpfung	11
2.4 Luftfederung und Luftdämpfung	14
2.5 Piezoelektrischer Effekt.....	18
2.6 Wegvergrößerungssysteme.....	22
2.7 Pneumatische Drosseln.....	24
2.8 Fahrbahnanregung und Bewertung der Fahrzeugfederung	24
2.9 Ziele der Arbeit.....	27
3 Modellbildung	29
3.1 Modell einer Luftfeder	29
3.2 Modell einer pneumatischen Drossel	32
3.3 Modell eines Luftfederdämpfers	34
3.3.1 Luftfeder mit Zusatzvolumen	36
3.3.2 Zweikammer-Luftfederdämpfer	38
3.3.3 Dreikammer-Luftfederdämpfer	40
3.4 Ersatzschaltbild zum Luftfederdämpfer	40
3.5 Abschätzung der maximal erzielbaren Dämpfungsarbeit.....	42
3.6 Parameterstudien	43
3.7 Viertelfahrzeugmodell	46
3.8 Simulationsergebnisse	48
3.8.1 Simulationsergebnisse der Luftfeder	50
3.8.2 Simulationsergebnisse des Luftfederdämpfers	52
3.8.3 Simulationsergebnisse des Viertelfahrzeug-Modells	56
4 Regelungsstrategien.....	60
4.1 Linearisierung des Drosselverhaltens	60

4.1.1	Regelungsentwurf	60
4.1.2	Ergebnisse	61
4.2	Kraftregler	64
4.2.1	Regelungsentwurf	64
4.2.2	Simulationsergebnisse	68
4.3	Sky-Hook Regler	69
4.3.1	Regelungsentwurf	70
4.3.2	Ergebnisse	72
4.4	Zusammenfassung	73
5	Aktives Drosselement mit strukturierter Piezokeramik	75
5.1	Wegvergrößerungssystem	76
5.1.1	Kinematisches Modell	77
5.1.2	Manuell angefertigter Prototyp	81
5.1.3	Gespritzter Prototyp	82
5.1.4	Optimierung des WVS durch die FEM	84
5.2	Pneumatisches System	87
5.2.1	Anordnung der Drosselöffnungen	87
5.2.2	Strömungssimulation	88
5.2.3	Leckage	90
5.3	Fertigung des aktiven Drosselementes	91
6	Integration des Luftfederdämpfers	93
6.1	Möglichkeiten zum Bau von Luftfederdämpfern	93
6.2	Auslegung eines Prototyps für den Prüfstand	94
6.3	Konstruktion eines Prototyps für den Einsatz in einem Fahrzeug	95
6.4	Integration der Drossel und der Drucksensoren	97
7	Erprobung am Prüfstand	99
7.1	Prüfstands Aufbau	99
7.2	Versuche am Prüfstand	101
7.2.1	Vermessung der Luftfeder	101
7.2.2	Validierung des Luftfederdämpfermodells	102
7.2.3	Erprobung der Kraftregelung	104
8	Fazit und Ausblick	106
9	Literaturverzeichnis	110
A.	Anhang	115

Abkürzungsverzeichnis

ABC	Active Body Control
CDC	Continuous Damping Control
FE	Finite Elemente
FEM	Finite Elemente Methode
LFD	Luftfederdämpfer
PKW	Personenkraftwagen
PZT	Blei-Zirkonat-Titanat
WVS	Wegvergrößerungssystem

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1: Bauformen von Luftfedern.....	15
Abbildung 2.2 Schematische Darstellung von Luftfederdämpfern	18
Abbildung 2.3: Elektromechanische Schmetterlingskurve eines piezoelektrischen Aktuators [6]	20
Abbildung 2.4: WVS für Piezoaktuatoren	23
Abbildung 2.5: Bewertung der Auswirkungen von Schwingungen [34].....	27
Abbildung 3.1: Lineares Ersatzschaltbild eines LFD.....	41
Abbildung 3.2: Viertelfahrzeugmodell.....	47
Abbildung 3.3: Aufbau der obersten Ebene des Simulink Modells.....	49
Abbildung 3.4: Simulationsblock „2-Dämpfer“	49
Abbildung 3.5: Vergleich der Kraft einer Luftfeder mit einer linearen Feder	51
Abbildung 3.6: Vergleich der stationären Kraft eines LFDs mit einer linearen Feder	52
Abbildung 3.7: Darstellung der Kraft des LFDs über dem Federweg.....	54
Abbildung 3.8: Darstellung der Kraft des LFDs über dem Federweg.....	55
Abbildung 3.9: Amplitudengang der Aufbaubewegung am Viertelfahrzeugmodell	57
Abbildung 3.10: Amplitudengang der Aufbaubeschleunigung am Viertelfahrzeugmodell.....	58
Abbildung 3.11: Amplitudengang der Radlastschwankung am Viertelfahrzeugmodell.....	59
Abbildung 4.1: Vergleich der Dämpfungskraft des LFDs mit einem linearisierten Ersatzsystem	61
Abbildung 4.2: Amplitudenspektrum der Aufbaubeschleunigung des LFDs.....	62
Abbildung 4.3: Amplitudenspektrum der Radlastschwankung des LFDs.....	63
Abbildung 4.4: Regelkreis für den Kraftregler	66
Abbildung 4.5: Ergebnisse Kraftregelung mit einer sinusförmigen Anregung	69

Abbildung 4.6: Sky-Hook Dämpfer	70
Abbildung 4.7: Amplitudengang der Aufbaubeschleunigung am Viertelfahrzeugmodell	72
Abbildung 4.8: Amplitudengang der Radlastschwankung am Viertelfahrzeugmodell.....	73
Abbildung 5.1: Geometrisches Modell des Wegvergrößerungssystems.....	76
Abbildung 5.2: Vergleich des erzielbaren Stellweges des kinematischen Modells	80
Abbildung 5.3: Manuell angefertigte Prototypen für das Wegvergrößerungssystem	81
Abbildung 5.4: FE-Simulation der Wegvergrößerung für den manuell angefertigten Prototyp.....	82
Abbildung 5.5: Im Spritzgussverfahren hergestellter Prototyp für das WVS	83
Abbildung 5.6: FE- Simulation der Wegvergrößerung für den gespritzten Prototyp	84
Abbildung 5.7: CAD-Modell verbessertes Wegvergrößerungssystem mit Stahlspeichen.....	85
Abbildung 5.8: FE-Simulation verbessertes Wegvergrößerungssystem mit Stahlspeichen	85
Abbildung 5.9: Drosselgehäuse (links) und Einbausituation des WVSs (rechts).....	88
Abbildung 5.10: Strömungssimulation des Luftfederdämpfers	89
Abbildung 5.11: Massenstrom an der Drosselstelle	90
Abbildung 6.1: Prototyp für den Einsatz im Prüfstand	95
Abbildung 6.2: Explosionszeichnung Luftfederdämpferprototyp	96
Abbildung 6.3: Drosselement außen am Prototyp.....	98
Abbildung 7.1: CAD-Konstruktion des Prüfstands.....	100
Abbildung 7.2: Foto Schwingungsprüfstand LFD	100
Abbildung 7.3: Kraft und Druckverlauf der kleinen Luftfeder	101
Abbildung 7.4: Vergleich von Messung und Simulation für einen LFD mit kontantem Drosselquerschnitt	103
Abbildung 7.5: Zeitverläufe der Kraft, des Druckes, der Steuerspannung und des Weges beim implementierten Kraftregler.....	104

Formelzeichen und Indizes

Formelzeichen

A	Fläche	[m ²]
b	Dämpfung	[N s/m]
c	Steifigkeit	[N/m]
c_p	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	[J/kg K]
c_v	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen	[J/kg K]
d	Piezoelektrische Ladungskonstante	[C/N]
d_{ij}	Piezoelektrische Ladungskonstante in Richtung i und j	[C/N]
D	Dielektrische Verschiebung, Elektrische Flussdichte	[As/m ²]
E	Elektrische Feldstärke	[V/m]
e	Exzentrizität	[m]
F	Kraft	[N]
h_{Th}	Theoretische Länge der Luftfeder	[m]
k	Proportionalitätsfaktor Massenstrom je Differenzdruck	[kg/sPa]
K	Übertragungsparameter	[-]
l	Länge	[m]
m	Masse	[kg]
\dot{m}	Massenstrom	[kg/s]
n	Isentropenexponent	[-]
p	Druck	[Pa]
Q	Wärme	[J]
r	Radius	[m]
R	Gaskonstante	[J/K mol]
s_{ij}	Nachgiebigkeitskonstante in Richtung i	[m ² /N]
S	Mechanische Dehnung	[-]
T	Spannungstensor	[N/m ²]
U	Innere Energie	[J]
u	Spezifische innere Energie	[J/kg]
V	Volumen	[m ³]

v	Spezifisches Volumen	[m ³ /kg]
W	Arbeit	[J]
x	Position	[m]
\hat{x}	Amplitude der periodischen Bewegung	[m]
y	Position	[m]
α	Winkel	[rad]
β	Winkel	[rad]
γ	Winkel	[rad]
ε^T	Dielektrizität bzw. Permittivität (bei konstanter mechanischer Spannung)	[As/Vm]
ε_{ij}	Dielektrizitätskonstante	[As/Vm]
ϑ	Temperatur	[K]
κ	Adiabatexponent	[-]
ρ	Dichte	[kg/m ³]

Indizes

0	In der Ausgangslage / In der Gleichgewichtslage / minimaler Wert / bei offener Drossel
1,2	Index für Kammern im Luftfederdämpfer
A	Aufbau
d	Differenz
Dä	Dämpfer
Dr	Drossel
FD	Federdämpfer
Fm	In Abhängigkeit vom Massenstrom
Fx	In Abhängigkeit von der Geschwindigkeit
Ges	Gesamt
i	Innen, Index
L	Lager
LF	Luftfeder
LFD	Luftfederdämpfer

Max	Maximaler Wert
Min	Minimaler Wert
Off	Offset
PA	Außenseite des piezokeramischen Rings
PI	Innenseite des piezokeramischen Rings
R	Rad
S	Fußpunkt
Sky	Sky-Hook-Dampfer
SL	Stützlager
Sp	Speiche
TF	Tragfeder
Th	Theoretisch
U	Umgebung
xB	Betriebspunkt
∞	Maximaler Wert / bei geschlossener Drossel

1 Einleitung

Die Anforderungen an Personenkraftwagen (PKW) seitens der Kunden, der Märkte und der Gesetzgebung sind in den letzten Jahren stetig gestiegen. Zu diesen Anforderungen zählen sowohl Sicherheit und Komfort als auch Fahrspaß, Emissionsminimierung sowie Preis- und Ressourceneffizienz. Aus diesem Grund müssen Ingenieure bei der Entwicklung von Fahrzeugen eine Vielzahl von Zielkonflikten lösen. Zwei Beispiele für mögliche Zielkonflikte sind: Ein neuer Sensor, der zur Erhöhung der Sicherheit oder des Komforts beitragen soll, muss zu einem für den Endkunden akzeptablen Aufpreis herstellbar sein und mit begrenztem Applikationsaufwand in das Fahrzeug integriert werden können. Das Navigationssystem, die Sitzheizung sowie Steuergeräte und die Lichtanlage benötigen elektrische Energie, welche vom Generator erst erzeugt werden muss und damit einhergehend die Optimierung des Verbrauchs erheblich erschwert. Das Fahrwerk eines modernen PKW ist dabei nicht ausgenommen. Als „Mittler“ zwischen der Straße und der Fahrzeugkabine bzw. den Insassen hat es besonderen Einfluss auf die Sicherheit und den Fahrkomfort. Der Anteil des Fahrwerkes an der Gesamtmasse beträgt heute bis zu 20 %. Leichtbau kann hier zur Steigerung der Energieeffizienz des Gesamtfahrzeuges beitragen. Der Anteil des Fahrwerkes am Gesamtpreis des Fahrzeuges ist, durch die voranschreitende Integration von Sensoren, Steuergeräten und aktiven Stellelementen, abhängig von der Ausstattung sehr unterschiedlich. ERSOY ET AL. [1] geben hierzu einen guten Überblick über Aufgaben, Komponenten und Anforderungen von Fahrwerken.

Das Fahrwerk hat dabei zum einen die Aufgabe, Vortriebs- und Seitenführungskräfte zu übertragen und zum anderen die durch die Fahrbahn angeregten Vertikalschwingungen zu reduzieren. Unter Vortriebskräften sind hierbei die Kräfte bei Beschleunigung oder Verzögerung des Fahrzeuges durch den Einsatz von Motor oder Bremse zu verstehen. Seitenführungskräfte

muss ein Fahrwerk bei Kurvenfahrt oder unter dem Einfluss von Störgrößen wie Seitenwind aufbringen. Gleichzeitig treten Vertikalschwingungen durch Kopplungseffekte mit den Horizontalschwingungen des Fahrzeuges oder durch Anregungen der Fahrbahn auf. Eine zentrale Rolle bei der Übertragung dieser Vertikalschwingungen auf den Fahrzeugaufbau sowie bei der Entstehung von Radlastschwankungen kommt dem Federbein zu. In MITSCHKE [2] werden zur Untersuchung eines verwendeten Federbeins verschiedene Ersatzsysteme vorgestellt. Diese gehen vom einfachen Viertelfahrzeugmodell bis zum komplexen Mehrkörpermodell eines gesamte Fahrzeuges. Je nach Zielstellung kann, durch die Reduktion der Freiheitsgrade, der Aufwand der Untersuchungen erheblich reduziert werden, ohne die Qualität der Ergebnisse wesentlich zu verschlechtern.

In den vergangenen Jahren gab es immer wieder Ansätze Luftfederdämpfer (LFD) für den Einsatz als Aufbaufederung in einen PKW zu integrieren. Ein LFD im Sinne dieser Arbeit ist eine gegeneinander wirkende Anordnung von Luftfedern, die durch eine Drossel pneumatisch verbunden sind. Somit können sowohl Federungs- als auch Dämpfungskräfte realisiert werden. Die Darstellung eines adaptiven LFDs und damit die Ausnutzung des vollen Dämpfungspotentials eines LFDs werden durch eine aktive Verstellung der Drossel erreicht. Ein LFD ohne diese Verstellmöglichkeit muss den Durchfluss durch die Drossel zumindest näherungsweise proportional zum Differenzdruck zwischen den Kammern der gegeneinander wirkenden Luftfedern darstellen. Da sich hierbei der Öffnungsquerschnitt des Drosselementes verändern muss, kommen selbst öffnende Plattenventile zur Anwendung.

Um die Potentiale eines adaptiven Luftfederdämpfers vollständig nutzen zu können, sind intelligente Steuerungsstrategien notwendig, die in dieser Arbeit vorgestellt werden sollen. Hierbei können zwei hauptsächliche Zielstellungen unterschieden werden. Zum einen gilt es, Radlastschwankung zu minimieren und damit die Fahrdynamik und Fahrsicherheit zu erhöhen. Zum anderen erhöht die Reduktion der Aufbaubeschleunigung den Komfort der Insassen und schützt Transportgüter vor Beschädigungen. Zur Implementation der Steuerungsstrategien ist ein adaptives Drosselement notwendig. Zur Verstellung des Drosselquerschnitts soll ein piezoelektrischer Aktuator verwendet werden.

1.1 Piezokeramiken

Für die Verstellung des Volumenstromes ist ein geeignetes Stellelement notwendig. Als hochdynamische Aktuatoren haben sich in der Mechatronik immer häufiger piezoelektrische Aktuatoren und dabei vor allem Piezokeramiken bewährt. Diese besitzen neben einer hohen Dynamik auch eine sehr hohe Energieeffizienz. Unter Piezoelektrizität versteht man den Zusammenhang zwischen der elektrischen Polarisierung und einer anliegenden mechanischen Spannung in anisotropen Werkstoffen wie bspw. Piezokristallen und Ferroelektrika. Der direkte Piezoeffekt beschreibt dabei das Auftreten einer Ladungsverschiebung durch mechanische Deformation der Kristallgitter dieser Werkstoffe (z.B. durch äußeren Druck). Infolgedessen kommt es zur Ausbildung eines elektrischen Feldes und einer messbaren elektrischen Spannung an nicht leitenden Festkörpern. Der inverse piezoelektrische Effekt beschreibt die mechanische Verspannung und Verformung eines nicht leitenden Körpers infolge des Anlegens eines elektrischen Feldes [3]. Der direkte piezoelektrische Effekt wird vor allem sensorisch und zur Energiewandlung genutzt. Piezoelektrische Sensoren gibt es zum Beispiel für das Erfassen der Kraft, der Verformung, des Druckes und der Beschleunigung [4]. In Piezofeuern wurde die Funkenerzeugung mittels eines Zündsteins durch einen elektrischen Zündfunken ersetzt. Die Ladungsverschiebung zur Erzeugung des elektrischen Zündfunken wird durch die impulsartige Deformation einer Piezokeramik realisiert. Ein anderes Beispiel für die Nutzung des direkten piezoelektrischen Effektes zur Energiewandlung sind „Energy Harvesting Elemente“ [5]. Hier wird der direkte piezoelektrische Effekt für die Umwandlung von mechanischer in elektrische Energie eingesetzt.

Piezokeramische Aktuatoren, die auf dem indirekten piezoelektrischen Effekt basieren, setzen sich aufgrund ihrer Leistungsfähigkeit und Präzision in immer mehr Bereichen durch. Einfachste piezoelektrische Aktuatoren sind sogenannte Patch-Aktuatoren. Diese können, auf eine dünne Struktur aufgebracht, effektiv die Biegung dieser Struktur beeinflussen. Eingesetzt wird dies z.B., um die Schwingung einer dünnwandigen Struktur zu dämpfen. Einen Sonderfall des Patch-Aktuators stellt der Biegewandler dar. Hierbei wird ein langer piezokeramischer Streifen direkt auf einen anderen Streifen, der sowohl piezokeramisch als auch passiv ausgeführt sein kann, aufgeklebt. Durch die relative Längenänderung dieser Streifen zueinander, führt die Gesamtkonstruktion eine Biegebewegung aus, vergleichbar mit einem Bimetall bei Veränderung der Temperatur [6].

Piezokeramische Aktuatoren stellen einen elektrischen Kondensator dar. Die durch den Aktuator erreichte Längenänderung hängt wesentlich von der angelegten Feldstärke ab. Da die anzulegende elektrische Feldstärke mit bis zu 2 kV je mm sehr hoch ist, baut man dicke piezoelektrische Aktuatoren als Stapel von dünnen Aktuatoren auf (Stapelaktuator). Über und unter jeder Lage keramischen Materials befindet sich eine elektrische Kontaktierung, die diese mit elektrischer Spannung versorgt. Eine solche Anordnung wirkt als elektrische Parallelschaltung und reduziert hierdurch die notwendige Spannung zum Erreichen der maximalen Verschiebung auf einen Bruchteil. Nachteilig wirken sich die erhöhte mechanische Nachgiebigkeit des Gesamtaufbaus, die hohen fertigungstechnischen Anforderungen sowie die vergrößerten Kapazitäten aus. Die Stellwege von Stapelaktuatoren liegen abhängig von der Geometrie im Bereich bis zu 100 μm bei einer Kraft von bis zu 4 kN. Neben der Mikro- und Nanopositionierung finden diese Stapelaktuatoren auch in Einspritzsystemen moderner PKW Anwendung [7].

Die relative Dehnung einer Piezokeramik liegt im Bereich von etwa einem tausendstel ihrer Ursprungslänge. Aufgrund der sich ergebenden Abmessungen und der damit verbundenen Probleme, wie geringe Zug- und Knickfestigkeit sowie hoher Ansteuerspannungen ist die Verwendung eines piezoelektrischen Aktuators zur Erzielung größerer Stellwege nicht praktikabel. Eine Ausnahme bilden piezoelektrische Motoren, die in der Lage sind, Wege im Bereich von mehreren Millimetern mit großer Präzision zu stellen. Beispiele hierfür sind piezoelektrische Wanderwellen- oder Ultraschallmotoren, bei denen eine Bewegung durch eine piezoelektrisch hervorgerufene Schwingung realisiert wird. Bei piezoelektrischen Schrittmotoren werden mehrere Aktuatoren so verschaltet, dass durch eine wiederholbare Sequenz ein definierter Weg durch den Schrittmotor zurückgelegt wird. Die Verfahrensgeschwindigkeit piezoelektrischer Schrittmotoren wird durch die Frequenz, mit der diese Sequenz wiederholt werden kann, begrenzt.

Zur Realisierung mittlerer bis großer Stellwege bei gleichzeitiger Reduzierung der Stellkräfte werden Wegvergrößerungssysteme (WVS) eingesetzt [8]. Mechanische WVS nutzen die hohe Stellkraft der Piezokeramiken und leiten diese in eine Hebelanordnung ein. Bei einem externen WVS wird lediglich die Verschiebung des Piezoaktuators genutzt. Das WVS muss diesen dann mechanisch führen und seine Kraft auf eine Hebelstruktur leiten. Integrierte WVS nut-

zen die Piezokeramik als Aktuator und gleichzeitig als Teil des WVSs, wodurch Gewichts- und Bauraumeinsparungen durch den Entfall der redundanten Teile erzielt werden können.

1.2 Luftfedern und Luftfederdämpfer

Bei Straßenfahrzeugen aller Art werden die Höhenunterschiede des Untergrundes auf die fortbewegten Personen und Güter übertragen. Bei höheren Geschwindigkeiten unterliegen diese erheblichen Erschütterungen zu deren Reduktion eine federnde und dämpfende Lagerung des Fahrzeugaufbaus notwendig ist. Hierfür werden Blattfedern, Federpakete, Spiralfedern und Luftfedern verwendet. Durch diese federnde Lagerung vollzieht der Aufbau die Niveauänderung des Untergrundes verzögert nach. Dies reduziert die Erschütterungen des Transportgutes. Dabei wird Energie in Form von elastischer Verformungsenergie oder, bei der Luftfeder, einer adiabaten Druckerhöhung zwischengespeichert. Wird diese gespeicherte Energie nicht schnell genug wieder abgebaut, kann es bei welligem Untergrund zu einem Aufschaukeln der Schwingungen kommen. Eine erhöhte Dämpfung würde zwar zum Abbau der Schwingungsenergie beitragen, begünstigt jedoch die Einleitung von Erschütterungen in den Fahrzeugaufbau, die es durch eine geeignete Abstimmung von Feder und Dämpfer zu minimieren gilt. Bekannte Dämpfertypen basieren hier auf dem Prinzip der Reibung zwischen Festkörpern oder auf hydraulischer Dämpfung.

Luftfedern werden aufgrund einer einfachen Niveauregulierung und einer konstanten Aufbau-eigenfrequenz verstärkt für die Fahrzeugfederung verwendet. Bei einer Luftfeder handelt es sich um ein System, bestehend aus einem Balg, welcher auf einer Kontur abrollt und der von Balg und Beschlagteilen eingeschlossener Druckluft. Wird die Länge der Luftfeder durch einen Einfedervorgang verändert, kommt es auch zu einer Volumenänderung der eingeschlossenen Luft. Diese Volumenänderung führt bei konstanter Luftmenge zu einer Druckänderung, welche wiederum eine Kraftänderung bewirkt. Eine Gasdruckfeder arbeitet nach dem gleichen Prinzip, jedoch wird das variable Luftvolumen hier von einem festen Zylinder und darin beweglichen Kolben begrenzt.

Ein Luftfederdämpfer (LFD), auch Gasfederdämpfer genannt, besteht aus mindestens zwei gegeneinander wirkenden Luftfedern unterschiedlicher Größe, welche durch eine Drossel miteinander verbunden sind [9]. Kommt es bei einem LFD zu einer Federbewegung (Ein- oder Ausfedern), verändern sich die Drücke in den Kammern der einzelnen Luftfedern entge-

gengesetzt. Durch Überströmen des Arbeitsgases durch eine Drossel wird die Druckdifferenz zwischen den einzelnen Kammern des LFDs wieder verringert. Dies reduziert die Kraftänderung des LFDs gegenüber der Gleichgewichtslage. Hierdurch kann bei der Gegenbewegung (Aus- oder Einfedern) nicht mehr dieselbe Arbeit abgegeben werden. Der LFD hat einen Teil der Anregungsenergie in Wärme umgewandelt (Dissipation). In Kapitel 3 wird dieser Sachverhalt genauer betrachtet.

Abzugrenzen ist die Federung und Dämpfung mittels LFD von der Hydropneumatik. Bei der Hydropneumatik, wie sie in BAUER [10] beschrieben ist, wird die Federkraft von einer Hydraulikflüssigkeit übertragen, welche durch einen hydropneumatischen Druckspeicher vorgespannt ist. Die Dämpfung erfolgt durch Drosselung der Hydraulikflüssigkeit, die zwischen Arbeitskolben und hydropneumatischem Druckspeicher bewegt wird. Bei der Hydropneumatik handelt es sich um eine hydraulische Dämpfung und hydropneumatische Federung.

2 Stand der Technik

Dieses Kapitel stellt den Stand der Forschung und Technik zur Luftfederdämpfung in Personenkraftwagen vor und gibt einen Überblick über die relevanten Literaturquellen. Darüber hinaus wird für die Anwendung des Luftfederdämpfers im Fahrzeug eine Einführung zu Radaufhängungen sowie konventionellen und adaptiven Federungs- und Dämpfungssystemen gegeben. Die für die Entwicklung eines verstellbaren Drosselementes notwendigen Grundlagen sowie Piezokeramiken, Wegvergrößerungssysteme und hydraulische Drosseln, werden eingeführt. Im Anschluss werden kurz die Themen der Anregung durch Fahrbahnunebenheiten und die Bewertung der Qualität eines Kraftfahrzeugdämpfers behandelt. Abschließend werden die Ziele der Arbeit entwickelt.

2.1 Radführung

Aufgabe der Radführung ist das Übertragen von Kräften zwischen Rad und Aufbau. Hierbei sollen Stöße und Schwingungen, insbesondere in z-Richtung (vertikal), durch die Radaufhängung reduziert werden. Zur Reduktion von Stößen stehen Gummielemente zur Verfügung, die den Kraftfluss für hochfrequente Anregungen unterbrechen und an verschiedenen Lagerstellen der Radaufhängung eingesetzt werden. In z-Richtung werden die Schwingungen von Aufbau und Rad durch das Federbein voneinander entkoppelt. Die Lenkung wird über eine Spurstange realisiert, welche das Rad um die Hochachse des Fahrzeuges dreht. Die Lenker übertragen Kräfte und Bewegungen zwischen den Gelenken. Zusammen mit der Federung und dem Radträger bilden die oben beschriebenen Elemente die Radaufhängung.

Lenker unterscheidet man je nach ihrer Verwendung in Führungslenker, Traglenker und Hilfslenker. Führungslenker führen das Rad, ohne dabei das Fahrzeuggewicht abzustützen. Ein Lenker in dem Feder- und Dämpferkräfte übertragen werden nennt man Traglenker. Hilfslen-

ker verbinden Führungs- und Traglenker. Je nach Anzahl der Krafteinleitungspunkte (Gelenke) unterscheidet man 2-, 3- und Mehrpunktlenker. In Abhängigkeit von der Einbaurichtung im Fahrzeug werden Längs- und Querlenker unterschieden.

Achsweise angeordnete Radaufhängungen werden in Starrachsen, Halbstarrachsen und die Einzelradaufhängung unterteilt. Bei einer Starrachse verbindet ein starrer Achskörper die Radnaben beider Achsen miteinander. Die gebräuchlichsten Einzelradaufhängungen für die Vorderachse sind McPherson- oder Doppelquerlenker. Bei den Hinterachsen gibt es eine wesentlich größere Variantenvielfalt. Häufig werden hier Verbundlenkerachsen, Starrachsen oder Mehrlenkerachsen eingesetzt [1].

Eine Radführung ohne Lenker bietet das Michelin Active Wheel [11] bzw. das Siemens VDO eCorner [12]. Das Rad wird als komplexe Einheit mit den integrierten Komponenten Antrieb (Elektromotor), Lenkung, Federung und Dämpfung fest an das Fahrwerk montiert. Innerhalb des Aufbaus entsteht hierbei durch den Wegfall von Verbrennungsmotor, Getriebe und Triebstrang zusätzlicher Raum für Passagiere und Gepäck. Lediglich die Energieversorgung muss sich dabei innerhalb des Aufbaus befinden. Da diese Systeme völlige Neuentwicklungen der Radführung darstellen, können sie heutige Standardlösungen, wie Stabilisatoren oder konstruktive Wank- und Nickausgleichsysteme, nicht übernehmen. Durch die Anordnung der Lenker bei konventionellen Radführungen wird ein Teil der Einfederung durch die dynamische Gewichtsverlagerung ausgeglichen. Um darüber hinaus die Schräglage bei Kurvenfahrt zu reduzieren, werden bei diesen Radaufhängungen die Einfederungen der Räder über einen Stabilisator elastisch miteinander gekoppelt. Das Michelin Active Wheel gleicht die Wank- und Nickbewegungen des Aufbaus durch eine aktive Fußpunktverstellung aus. Dies ist aus Sicht der Ressourceneffizienz stets zu hinterfragen, ermöglicht hier jedoch gleichzeitig einen Platz- und Komfortgewinn. Der Antrieb wird durch einen Elektromotor dargestellt, welcher in das Rad integriert ist und damit zu einer erheblichen Zunahme der ungefederten Masse führt. Unter den ungefederten Massen versteht man bei einem Fahrzeug die Masse der Komponenten, welche nicht durch eine zusätzliche Aufbaufederung von den Fahrbahnanregungen abgekoppelt werden. Um den Fahrkomfort und die Fahrdynamik eines PKWs möglichst günstig darstellen zu können, müssen diese Massen möglichst klein im Verhältnis zur Aufbaumasse (auch gefederte Masse genannt) sein. Der Zielkonflikt zwischen Fahrsicherheit und -komfort wird unter den Randbedingungen einer erhöhten ungefederten Masse und dem Wegfall einer

konstruktiven Lösung des Nick- und Wankausgleichs verschärft. Der Luftfederdämpfer kann hier durch eine adaptive Dämpfung maßgeblich zur Verbreitung eines solchen Systems beitragen.

2.2 Federung und Dämpfung von Personenkraftwagen

Die Federung und Dämpfung von Fahrzeugen erfolgt über eine Aufbaufeder und einen Aufbaudämpfer je Rad, welche mitunter in einem Bauteil integriert sein können. Die Aufbaufeder übernimmt dabei die Realisierung der Federwirkung sowie die Aufnahme der statischen Gewichtskraft der Aufbaumasse. Der Dämpfer wandelt Bewegungsenergie in Wärme um und begrenzt damit die auftretenden Schwingungsamplituden. Zusätzlich weisen moderne Fahrzeuge Stabilisatoren auf, um die Neigung des Fahrzeuges bei Kurvenfahrt zu reduzieren. Stabilisatoren werden meist als Torsionsstabfeder ausgeführt und koppeln die Aufbaubewegung der Räder einer Achse. Es ist üblich, die Aufbaufederung, die Stabilisatoren und den Dämpfer zum Begriff der Fahrzeugfederung zusammenzufassen [1].

Stahlfedern stellen heute den Standard in der Fahrzeugfederung dar, wobei Luftfedern in den letzten Jahrzehnten eine zunehmende Rolle spielen. Bei den Stahlfedern unterscheidet man Blattfedern, Drehstabfedern und Schraubenfedern. Blattfedern bestehen aus einem oder mehreren übereinander angeordneten Biegebalken, wobei in der Mitte eine Kraft eingeleitet wird. Sie stellen die älteste Form der Aufbaufederung dar, die bereits in Pferdekutschen eingesetzt wurden. Durch die Festkörperreibung zwischen den einzelnen Federn eines Federpaketes können Blattfedern in begrenztem Maße Dämpfungskräfte aufnehmen und ermöglichen zum Teil auch die Radführung. Im heutigen PKW-Bau spielen Blattfedern allerdings eine untergeordnete Rolle. Drehstabfedern, aus einem Stab mit Voll- oder Hohlprofil, können als Aufbaufeder und als Stabilisator verwendet werden. Ein Ende dieses Stabes ist meist fest eingespannt, während in das gegenüberliegende Ende über einen Hebel die Kraft eingetragen wird. Das an die Feder angreifende Moment ergibt sich dabei als Produkt der Kraft und der Länge des Hebelarmes. Die gebräuchlichste Aufbaufeder für heutige PKW ist die Schraubenfeder. Hier verläuft ein Drehstab kreisförmig in der Horizontalebene bei einer geringen vertikalen Steigung. Da Schraubenfedern keine Querkräfte aufnehmen können, sind sie zwar nicht in der Lage das Rad zu führen, bieten jedoch den Vorteil einer kompakten Bauweise. Insbesondere können Schraubenfedern sehr gut mit Teleskopdämpfern kombiniert werden, welche heutzutage den Standard der Dämpfung von PKW darstellen. Eine sehr gute Einführung zu Stahlfe-

dern ist im Dubbel [13] und MEISSNER [14] zu finden. Ihre Verwendung in PKW wird von ERSOY ET AL [1] eingehend dargestellt.

Die Dämpfung der Aufbauschwingungen erfolgt meist durch die Bewegung eines Kolbens in einer Hydraulikflüssigkeit. Man spricht in der Literatur von einem Teleskopdämpfer oder un-spezifischer von einem Schwingungsdämpfer. Beim Teleskopdämpfer teilt ein Kolben den Hydraulikzylinder in zwei Teile. Eine Verschiebung des Kolbens bewirkt eine gegensätzliche Volumenänderung der Kammern. Dabei wird das Öl von einer Kammer in die andere verdrängt und passiert dabei eine Drosselstelle. Entsprechend dem Strömungswiderstand an der Drosselstelle und der sich aus der Kolbengeschwindigkeit ergebenden Durchflussmenge, stellen sich dabei verschiedene Drücke auf beiden Seiten des Kolbens ein. Die Dämpferkraft des hydraulischen Dämpfers ergibt sich aus den Drücken der einzelnen Kolbenflächen und ihren geometrischen Abmessungen unter Berücksichtigung des Umgebungsdruckes. Zur Verschiebung des Kolbens ist dieser über eine Kolbenstange mit der Radführung verbunden. Diese taucht beim Verschieben in den Arbeitszylinder ein und verdrängt entsprechend ihrer Eintauchtiefe und ihrer Querschnittsfläche das Öl. Heutzutage werden in Kraftfahrzeugen der Einrohrdämpfer und der Zweirohrdämpfer als Bauformen zur Kompensation des zusätzlichen Volumens verwendet. Beim Zweirohrdämpfer ist das Reservoir zum Ausgleich des Volumens der Kolbenstange, eine Luftblase von variablem Volumen, um den Arbeitszylinder herum angeordnet. Im Einrohrdämpfer sind der Arbeitsraum und das Reservoir, zum Ausgleich des Volumens der Kolbenstange, übereinander angeordnet.

Für ein konstantes Übertragungsverhalten wäre eine geschwindigkeitsproportionale Dämpferkraft Voraussetzung. Bei passiven Stoßdämpfern wird von dieser Geschwindigkeitsproportionalität bewusst abgewichen, um den Komfort zu erhöhen und die auf den Aufbau übertragene Stöße bei einzelnen Hindernissen zu minimieren. Eine Reduzierung des Strömungswiderstandes um die Gleichgewichtslage der Fahrzeugfederung verringert die Dämpfungskräfte bei geringen Anregungen und erhöht somit den Fahrkomfort. Realisiert wird dies durch einen Bypass zum Überströmen der Hydraulikflüssigkeit, welcher nur in der Gleichgewichtslage freigegeben wird. Um die Schwingungen bei singulären Anregungen gezielt zu reduzieren, werden je nach Richtung der Federbewegung und damit Strömungsrichtung der Hydraulikflüssigkeit, verschiedene Drosselventile freigegeben. Man spricht hierbei von Zug- und Druckstufe. Bei der Druckstufe ist dabei die Dämpfung reduziert, da Fahrbahn-

erhebungen, denen das Rad folgen muss, sonst zu großen Vertikalbeschleunigungen des Aufbaus führen. Um einen Einstieg in die Dämpfung mittels Teleskopdämpfern zu erhalten, werden die Veröffentlichungen von CAUSEMANN [15], BUSSHARDT [16] und ERSOY ET AL. [1] empfohlen. Häufig werden in der Literatur und im Sprachgebrauch die Begriffe Stoßdämpfer und Gasdruckdämpfer als Synonyme zu Teleskopdämpfer verwendet. Die Verwendung des Begriffs Schwingungsdämpfer ist hier der Verwendung des Begriffs Stoßdämpfer vorzuziehen, da ein Dämpfer Stöße überträgt, aber Schwingungen dämpft. Der Begriff Gasdruckdämpfer kann zu einer Verwechslung mit einem LFD führen, welcher durch ein komprimiertes Gas sowohl die Fahrzeugdämpfung als auch Fahrzeugfederung übernimmt.

Durch die Vorspannung der Hydraulikflüssigkeit mit einem Luftpolster, ist ein Teleskopdämpfer in der Lage, einen geringen Teil der Tragkraft des Aufbaus aufzubringen. Dieser Tragkraftanteil errechnet sich als Produkt von Kolbenstangendurchmesser und Vorspanndruck der Hydraulikflüssigkeit. Da die Verdrängung beim Einfedern einen Druckanstieg verursacht, wirkt der Teleskopdämpfer hier wie ein Dämpfer mit einer parallel geschalteten Luftfeder. Eine Hydropneumatik [10] oder ein Nivomat [15] nutzen diese Federung gezielt, um die Aufbaueigenfrequenz bei veränderter Zuladung konstant zu halten. Hierbei ist der Arbeitszylinder mit einem Flüssigkeitsspeicher für die Hydraulikflüssigkeit verbunden. Bei steigender Radlast/Aufbaumasse wird zusätzliche Hydraulikflüssigkeit in den Arbeitszylinder gepumpt, um dem Absinken des Aufbaus entgegenzuwirken. Die Erhöhung der Federsteifigkeit, welche aus dem geringeren Volumen des Luftpolsters bei höherem Druck resultiert, kann unter Berücksichtigung einer zusätzlichen konstanten Tragfeder genutzt werden, um die Eigenfrequenz des Aufbaus konstant zu halten. Das Nachpumpen der Hydraulikflüssigkeit bei höherer Beladung aus einem Reservoir, kann durch eine externe Einheit oder durch die Schwingungen des Dämpfers geschehen. Beim Nachpumpen durch die Schwingungen des Dämpfers wird die Gleichgewichtslage erst nach einer bestimmten Fahrstrecke erreicht. Auch ergibt sich bei einer sehr welligen Anregung meist eine etwas höhere Aufbauhöhe da die passive Pumpeinrichtung nicht abgeschaltet wird, sondern mit einem lageabhängigen Rückflussventil im Gleichgewicht steht.

2.3 Adaptive und aktive Fahrwerksfederung und -dämpfung

Seit einigen Jahren werden semi-aktive und aktive Systeme zur Beeinflussung der Vertikal-schwingungen von Kraftfahrzeugen eingesetzt. Bei semi-aktiven Systemen wird die Kennlinie

an den aktuellen Fahrzustand angepasst. Die Stellglieder semi-aktiver Systeme wirken dabei nicht direkt im Kraftfluss, sondern verstellen lediglich eine Drossel oder einen anderen Systemparameter und verändern damit die Feder- und Dämpfungscharakteristik. Da semi-aktive Systeme keine Kräfte im Kraftfluss der Dämpfung aufbringen müssen, kann in den meisten Fällen von einer Leistungsaufnahme unterhalb von 50 W ausgegangen werden.

Aktive Systeme sind in der Lage, eine Kraft oder auch eine Verschiebung im System gegen die Gewichtskraft aufzubringen. Zur optimalen Dämpfung kann Energie in das System eingespeist werden, die allerdings aus einer externen Quelle bereitgestellt werden muss. Dies führt bei aktiven Systemen zu einem erhöhten Energiebedarf, der teilweise deutlich über dem semi-aktiver Lösungen liegt. Ein Stellelement, das die aufgenommene Energie zurückgewinnt, kann den Mehrbedarf an Energie für eine aktive Dämpfung reduzieren [1].

Eine Aufgabe adaptiver Systeme ist die Anpassung der Dämpfung an eine geänderte Fahrzeugkonfiguration. Erhöht sich beispielsweise aufgrund einer größeren Zuladung das Gewicht des Fahrzeuges, müssen durch den adaptiven Dämpfer größere Dämpferkräfte ausgeführt werden. Mit intelligenten Regelstrategien lassen sich bei semi-aktiven Systemen die Schwingungsamplituden der Vertikalschwingungen erheblich reduzieren. In der Literatur [17] werden hierfür der Schwellwertregler, der Sky-Hook-Regler und der Ground-Hook-Regler vorgestellt.

Beim Schwellwertregler wird in Fahrsituationen, in denen kein Sicherheitsrisiko anzunehmen ist, mit einer komfortablen geringeren Dämpfung gearbeitet. Sobald dies, ausgehend von verschiedenen Schwellwerten, nicht mehr sichergestellt werden kann, muss eine sicherere und somit komfortmindernde stärkere Dämpfung eingestellt werden. Mögliche Indikatoren können die Schnittstellen zum Fahrer wie Lenkradeinschlag, Gas- oder Bremspedalstellung sowie Zustandsgrößen des Fahrzeuges wie Schwimmwinkel, Raddrehzahlen oder Beschleunigungen sein.

Der Sky-Hook-Regler versucht die Bewegung des Aufbaus möglichst konstant zu halten. Dies wird durch ein virtuelles Aufhängen des Fahrzeugaufbaus am Himmel mittels eines Hakens realisiert. Wirkt die Dämpfungskraft in Beschleunigungsrichtung des Aufbaus oder herrscht eine geringe Aufbaubewegung, so wird eine schwache Dämpfungskennlinie verwendet. Wirkt die Dämpfungskraft der Aufbaubeschleunigung entgegen, wird eine starke Dämpfungskraft verwendet. Beim Ground-Hook-Regler wird analog dazu versucht, den Abstand zwischen

Straße und Rad konstant zu halten und damit die Radlastschwankung zu minimieren. Der Sky-Hook-Regler optimiert somit den Fahrkomfort, der Ground-Hook-Ansatz minimiert die Radlastschwankung und erhöht damit die Fahrsicherheit. Sofern beide Systeme im Fahrzeug implementiert sind, empfiehlt sich zwischen den Systemen eine unter Umständen stufenweise Umschaltung. Mögliche Kriterien hierfür sind die Radlastschwankung und die durch das Rad zu übertragenden Horizontalkräfte. [1]

Das Continuous Damping Control (CDC) ist ein Beispiel für ein semi-aktives System zur Dämpfungsverstellung [18], [19]. Für ein Fahrzeug mit hydraulischer Dämpfung werden die Zustände des Fahrzeuges jederzeit überwacht und abhängig von diesen, kontinuierlich die Dämpfungscharakteristik über eine Drossel verstellt. Mit dem CDC kann beispielsweise ein Sky-Hook-Regler im Fahrzeug realisiert werden [17]. Eine andere Möglichkeit der Verstellung der Dämpfungscharakteristik stellt der Einsatz von magnetorheologischen Dämpfern dar [20]. Bei diesen enthält die Hydraulikflüssigkeit des Dämpfers ferromagnetische Partikel. Die Dämpfung kann durch Anlegen eines magnetischen Feldes und den dadurch beeinflussten Strömungswiderstand der Hydraulikflüssigkeit erhöht werden. Die semi-aktive Dämpfung der vorgestellten Systeme wirkt auf Wank- und Nickbewegungen nur verzögernd. Bei Lastwechseln und Ausweichmanövern ist dies im Allgemeinen ausreichend. Bei längeren Lenk- oder Beschleunigungsvorgängen kann das Wanken zwar nicht vollständig verhindert werden, jedoch wird ein Überspringen weitestgehend reduziert.

Das Active Body Control (ABC) [21] ist ein aktives System mit dem der Fußpunkt der Tragfeder verstellt werden kann. Hierdurch können in erster Linie Verschiebungen der Gleichgewichtslage durch Wanken und Nicken ausgeglichen werden. Theoretisch kann in Abhängigkeit von der Dynamik des Stellgliedes jederzeit ein beliebiger Weg und damit über die Federsteifigkeit der Aufbaufeder eine beliebige Kraft gestellt werden. In der Praxis ist die Dynamik von Stellweg- und Kraftänderung durch das ABC jedoch begrenzt, sodass hochfrequente Anregungen nur begrenzt gedämpft werden können. Im unteren Frequenzbereich kann eine Fußpunktverstellung effizient zur Dämpfung von Eigenschwingungen eingesetzt werden. Da das ABC die gesamte Gewichtskraft des Fahrzeuges überwinden muss, ist der Energieaufwand beim Stelleingriff besonders hoch. [17]

Bei der Aktiven Wankstabilisierung (ARS) [1] befindet sich ein Stellmotor in den Stabilisatoren, durch dessen Ansteuerung das Aufbringen eines Moments um die Fahrzeuginnenachse

ermöglicht wird. Das Wanken des Fahrzeuges wird teilweise oder vollständig kompensiert, während eine Beeinflussung der Nickbewegungen nicht möglich ist. Da es sich beim ARS um ein aktives System handelt, benötigt dieses ebenfalls eine hohe Stellenergie, aufgrund des niedrigeren statischen Kraftniveaus ist im Vergleich zum ABS ein geringerer Energieaufwand zu erwarten als beim ABC [17].

Einen neuen Forschungsschwerpunkt stellt die Entwicklung einer magnetischen Federung dar. Sowohl aktive magnetische Dämpfer [22] als auch voll magnetische Federungen [23] sind bereits in Prototypenfahrzeugen verbaut und stehen nach Aussage der Entwickler kurz vor der Serieneinführung. Die Magnetkraft kann bei diesen Systemen sehr schnell variiert werden. Durch die damit mögliche Entkopplung der Krafteinleitung von Aufbau und Radbewegungen für jedes einzelne Rad und einer spezifischen Bereitstellung von Dämpferkräften kann theoretisch ein Höchstmaß an Komfort erreicht werden. Demgegenüber stehen ein zu erwartender hoher Energieverbrauch und Einführungspreis für diese Systeme.

Kombinationen der genannten Systeme sind nur eingeschränkt sinnvoll. Lediglich die verstellbare Dämpfung (CDC) kann mit der Aktiven Wankstabilisierung (ARS) oder, je nach Dynamik der Teilsysteme, mit der Fußpunktverstellung (ABC) ergänzt werden. Eine Kombination der magnetischen Federung mit anderen adaptiven Systemen ist nicht sinnvoll, da der Stellbereich nicht weiter erhöht werden kann. Der Energieverbrauch einer magnetischen Federung kann durch eine parallel gestellte Stahlfeder allerdings reduziert werden. Die Funktionen der Wankstabilisierung kann ebenfalls durch die Fußpunktverstellung bei gegenläufiger Ansteuerung der Aktuatoren einer Achse realisiert werden.

2.4 Luftfederung und Luftdämpfung

Seit den 20er Jahren des letzten Jahrhunderts wird die Luftfederung im Automobilbau verwendet. Erste Systeme mit einem in einem Kolben beweglichen Zylinder konnten sich aufgrund der Leckage zwischen Kolben und Zylinder zunächst nicht durchsetzen. Der Einsatz eines Balges, welcher die Leckage zwischen Kolben und Zylinder beseitigte, ermöglichte Ende der 1950er Jahre die breitere Verwendung von Luftfedern. Die wesentlichen Schranken für den Einsatz von Luftfedern in PKW bleiben bis heute die hohen Anschaffungskosten für das Federbein, bestehend aus Luftfeder und hydraulischem Dämpfer, sowie die Komplexität solcher Systeme. Seit den neunziger Jahren des letzten Jahrhunderts ist eine stetige Zunahme der

Luftfederanwendungen im Automobilbau vorrangig in der oberen Mittelklasse zu beobachten. Ein Vorteil der Luftfederung im Vergleich zur Stahlfederung ist eine sehr einfache Niveauregulierung durch eine Erhöhung oder Verringerung des Systemdruckes. Hierdurch werden nicht nur Lageabweichungen durch Zuladung, Gewichtsverlagerung oder einer thermischen Ausdehnung des eingeschlossenen Luftvolumens ausgeglichen, sondern auch die Federrate automatisch der geänderten Fahrzeugmasse angepasst. Ein weiterer Vorteil der Luftfeder ist die sehr einfache Einstellung anderer Niveaulagen des Aufbaus. In bestimmten Fahrsituationen ist eine leicht verringerte Aufbauposition zum Beispiel zur Aerodynamikverbesserung bei Autobahnfahrten oder erhöhte Aufbauposition zum Beispiel für mehr Bodenfreiheit im Gelände oder einen besseren Einstieg wünschenswert.

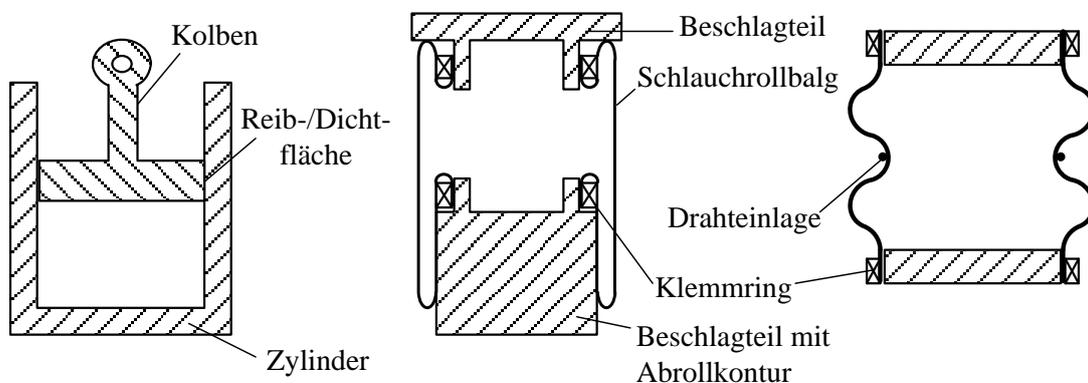


Abbildung 2.1: Bauformen von Luftfedern: Links) Kolben und Zylinder, Mitte) Schlauchrollbalg, Rechts) Faltenbalg

Abbildung 2.1 gibt einen Überblick über die möglichen Bauformen von Luftfedern. Links ist eine Kombination von Zylinder und Kolben abgebildet. An der Dichtfläche zwischen Kolben und Zylinder kann hierbei Leakage auftreten. In der Mitte ist eine Luftfeder mit Schlauchrollbalg dargestellt. Dieser rollt bei einer Längenänderung der Luftfeder an der Abrollkontur der Beschlagteile ab. Eine Leakage kann hier weitestgehend ausgeschlossen werden, jedoch sind bei einer solchen Anordnung leichte Druckverluste durch Diffusion zu erwarten. Der rechts im Bild abgebildete Faltenbalg rollt nicht auf einer Kontur ab, sondern verformt sich bei einer Längenänderung der Luftfeder. Heutzutage werden in Kraftfahrzeugen vor allem Luftfedern als Schlauchrollbälge eingesetzt. Faltenbälge werden zumeist zur Lagerung von Maschinenteilen verwendet.

Luftfedersysteme bestehen aus den Arbeitszylindern, einer Druckversorgung und Druckluftverteilung sowie der Sensorik und Steuerelektronik, sofern eine automatische Niveauregulierung dargestellt wird [24]. Durch die Variation der Menge des eingeschlossenen Gases, einer Konturierung des Abrollkolbens und spezifische Endanschläge kann der Verlauf der Federsteifigkeit in einem großen Bereich variiert werden. Aufgrund der Notwendigkeit, neben der Federsteifigkeit auch die Dämpfung an die Beladung eines Fahrzeuges anzupassen, ist heutzutage der Einsatz einer Luftfeder in Kombination mit einem adaptiven hydraulischen Dämpfer üblich. Aufgrund der hohen Kosten für ein solches kombiniertes System wird diese Anordnung vorrangig in der Oberklasse eingesetzt. Für die Mittelklasse ergibt sich durch die Integration von Federung und Dämpfung in die Luftfeder eine kostengünstige Alternative.

Hauptbestandteil der Bälge von Luftfedern ist Gummi. Ein Aufblähen des Balges wird durch eingeklebte Fäden verhindert. Häufig verwendet man dabei zwei Lagen sich kreuzender Fäden, um ein Aufblähen in den verschiedenen Richtungen zu verhindern. Beim Abrollen des Balges über seine Rollfalte verändert sich der Radius dieses Elementes. Hierbei verformt sich einerseits die Gummimischung, andererseits kommt es zu einer Veränderung der Lage der Fäden bzw. des Winkels zwischen den Fäden. Die bei dieser Verformung entstehende Reibung, führt zu einer Verhärtung des Balges bei kleinen Bewegungen, was als Harshness bezeichnet wird. Die Balgverhärtung kann durch die Verwendung extrem dünner Bälge mit nur einer Fadenlage verringert werden. Als Ersatz für die zweite Fadenlage ist bei der Verwendung dieser Luftfederbälge eine Außenführung zur Begrenzung des Balgdurchmessers zwingend notwendig, um ein Platzen zu verhindern.

Um mit dem Medium Luft Dämpfkkräfte zu erzeugen, werden zwei oder mehr Luftfedern gegeneinander verschaltet. Eine Längenänderung dieser Anordnung bewirkt in einer Luftfeder eine Expansion und in der anderen eine Kompression. Hierbei entwickeln sich die Drücke in den Luftfedern gegenläufig und es baut sich eine Kraft auf. Durch das Überströmen von Luft durch eine Drossel wird diese Kraft mit der Zeit verringert. Bei einer einsetzenden Gegenbewegung wirkt dann eine geringere Kraft als bei der einleitenden Bewegung. Die Fläche zwischen den Trajektorien der Einfeder- und der Ausfederbewegung stellt die aufgenommene Dämpfungsarbeit dar. Im Gegensatz zur hydraulischen Dämpfung, bei der die Dämpfungskraft vor allem von der Bewegungsgeschwindigkeit abhängt, ergibt sich damit für die Luftdämpfung eine Abhängigkeit von der Vorgeschichte (Federbewegung und übergeströmte

Luft). Dies ist darauf zurückzuführen, dass das Dämpfungsmedium Luft im Gegensatz zur Hydraulikflüssigkeit kompressibel ist.

Ein Luftfederdämpfer muss sowohl einen Tragkraftanteil als auch einen Dämpfungsanteil bereitstellen. Wie bereits angesprochen werden hierbei Luftfedern unterschiedlicher Größe gegeneinander verschaltet. In der Literatur werden meist zwei verschiedene Bauformen, ein Dreikammersystem [9] und ein Zweikammersystem [25], betrachtet. Beide Systeme ermöglichen die Darstellung derselben Feder- und Dämpferkräfte, was in Kapitel 3 genauer betrachtet wird. Das Zweikammersystem kommt hierbei ohne Kolben aus, welcher eine Reibkraft und Leckage zwischen den Luftfedern verursacht. Das Dreikammersystem ermöglicht die Darstellung eines kompakten Federbeins und ist damit besser für die Integration in einem Fahrzeug geeignet. In den meisten Fällen sind bei dem Dreikammersystem die Volumen, welche in die gleiche Bewegungsrichtung des LFDs komprimiert werden, durch eine Durchlassbohrung im Kolben miteinander verbunden. Man kann ein Dreikammersystem mit ausreichender Durchlassbohrung ebenfalls als Zweikammersystem interpretieren.

Abbildung 2.2 stellt Dreikammer- und Zweikammer-LFD Systeme schematisch dar. An der Ober- und Unterseite werden die Kräfte in den LFD eingeleitet. Beim Dreikammersystem sind die beiden Dichtstellen als kritische Elemente dargestellt. Das Zweikammersystem benötigt einen Hilfsrahmen, welcher zusätzlichen Bauraum beansprucht. Während das Zweikammersystem immer zwei Schlauchrollbälge verwendet, existieren beim Dreikammersystem Varianten mit einem und drei Schlauchrollbälgen. Bei der Verwendung von drei Schlauchrollbälgen wird die Dichtung am Ende des Kolbens (zwischen Kammer 1.1 und Kammer 2) durch zwei Schlauchrollbälge ersetzt. Dies reduziert sowohl die Reibung als auch die Leckage zwischen den Kammern des LFDs.

Eine wegweisende Arbeit, die sich mit der Luftfederdämpfung beschäftigt, wurde von GOLD [9] vorgelegt. In ihr wird die mögliche Dämpfungsarbeit eines passiven LFD in Abhängigkeit von seiner Geometrie untersucht. Einen ersten Serieneinsatz erfuhr der passive LFD im Bereich der Motorradtechnik [26] für eine Enduro-Maschine. Ebenfalls gibt es vereinzelt Versuche aktive LFD-Systeme im PKW-Bereich zu etablieren. Deren Regelung muss allerdings eine hohe Dynamik aufweisen, um Vorteile aus dem Einsatz zu erzielen. Ein Ansatz eines LFDs für eine PKW-Anwendung mit einer magnetisch gesteuerten Bypass-Drossel wird in [27] untersucht und zeigt trotz der hohen Schaltzeiten des Magnetventils vielversprechende

Ergebnisse. Um eine geeignete Verstellodynamik der Drossel des LFDs zu erreichen, können neuartige Aktuatoren wie Piezokeramiken verwendet werden.

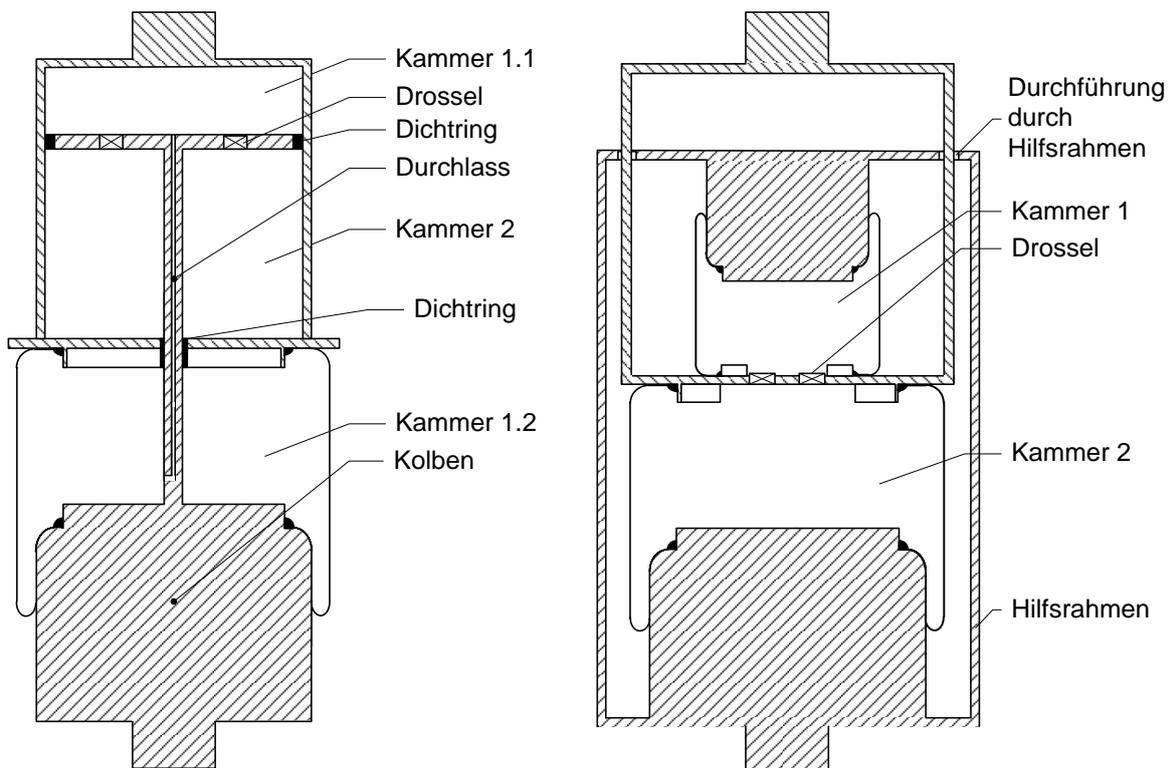


Abbildung 2.2 Schematische Darstellung von Luftfederdämpfern: Dreikammersystem nach GOLD [9] und Zweikammersystem nach OHKAWA [25]

2.5 Piezoelektrischer Effekt

In der Einleitung wurden bereits der direkte und der indirekte piezoelektrische Effekt erwähnt. Der piezoelektrische Effekt basiert auf einer Kopplung von mechanischer Spannung und elektrischer Feldstärke. Diese Kopplung ermöglicht es z.B. mit Hilfe von Piezokeramiken elektrische Energie in mechanische umzuwandeln und umgekehrt. Der direkte piezoelektrische Effekt, die Erzeugung einer elektrischen Feldstärke durch mechanische Verschiebung, ist seit ihrer Entdeckung durch Jaques und Pierre Curie im Jahr 1880 bekannt [28]. Wenig später wurde der indirekte piezoelektrische Effekt vorhergesagt und nachgewiesen. Hierbei erzeugt das Anlegen eines äußeren elektrischen Feldes eine mechanische Verformung oder eine mechanische Spannung bei eingespanntem Aktuator.

Beim piezoelektrischen Effekt kommt es infolge einer mechanischen Spannung zu einer Ladungsverschiebung, welche in nicht zentrosymmetrischen Kristallen eine Polarisierung erzeugt. Für eine technische Anwendung werden hierbei häufig ferroelektrische Keramiken (Piezokeramiken) eingesetzt. Piezokeramiken besitzen bereits ohne ein äußeres elektrisches Feld Domänen, welche unter dem Einfluss von mechanischer Spannung ein elektrisches Feld erzeugen. Domänen sind Bereiche exakt gleicher Ausrichtung eines nicht symmetrischen Kristalls. Die räumliche Ausrichtung der Domänen einer Piezokeramik ist vor der Polarisierung nahezu statistisch gleichverteilt, sodass makroskopisch kein äußeres Feld nachweisbar ist. Durch das Anlegen eines starken elektrischen Feldes (Polarisierung) können diese Domänen in ihrer Ausrichtung dauerhaft umorientiert werden. Hierbei spricht man von Ferroelektrizität [29]. Bei der Umorientierung erfährt die Keramik eine positive Längenänderung in Feldrichtung. Führt eine weitere Erhöhung der Feldstärke nicht mehr zu einer Längenzunahme spricht man von dem Erreichen der Sättigung. Legt man nach dem Erreichen dieser Sättigung ein elektrisches Feld in entgegengesetzter Richtung an, haben sich bei Erreichen der Koerzitivfeldstärke die Ausrichtung und damit die Längenänderung aufgehoben. Beim Erreichen der Sättigung mit umgekehrtem Vorzeichen des Feldes ergibt sich dieselbe positive Längenänderung. Aufgrund ihres Aussehens wird der komplette Durchlauf in Abbildung 2.3 auch Schmetterlingskurve genannt. Hierbei wird das Material umpolarisiert [3].

„Lässt sich die Richtung der spontanen Polarisierung durch eine mechanische Belastung umkehren, dann wird der Kristall als ferroelastisch bezeichnet“ [29]. Insbesondere ein sehr hoher Druck in Polarisationsrichtung kann zu einem Polarisationsverlust führen. Ferroelektrizität und Ferroelastizität treten meist gleichzeitig auf. Alle ferroelektrischen Nichtleiter sind auch piezoelektrisch [6].

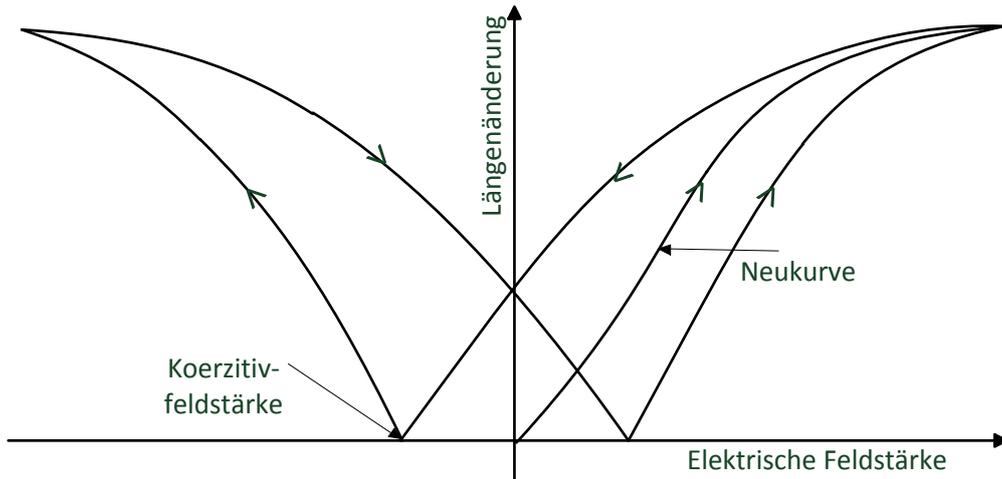


Abbildung 2.3: Elektromechanische Schmetterlingskurve eines piezoelektrischen Aktuators [6]

Zur analytischen Beschreibung des piezoelektrischen Effektes werden die dielektrische Verschiebung (elektrische Flussdichte) \mathbf{D} , die elektrische Feldstärke \mathbf{E} , die mechanische Dehnung \mathbf{S} und die mechanische Spannung \mathbf{T} als Zustandsgrößen verwendet. \mathbf{D} und \mathbf{E} sind hierbei Vektoren mit drei Raumrichtungen. \mathbf{S} und \mathbf{T} besitzen sechs Freiheitsgrade. Die analytische Beschreibung des piezoelektrischen Effektes mithilfe eines linearen Gleichungssystems ist nur für einen definierten Arbeitspunkt zulässig, in dem keine Umpolung stattfindet.

$$\mathbf{D} = \mathbf{d} \cdot \mathbf{T} + \boldsymbol{\varepsilon}^T \cdot \mathbf{E} \quad 2.1$$

$$\mathbf{S} = \mathbf{s} \cdot \mathbf{T} + \mathbf{d}^T \cdot \mathbf{E}$$

Diese Zustandsgrößen sind in der obigen Gleichung über die Matrizen mit den piezoelektrischen Ladungskontanten (piezoelektrisches Modul) \mathbf{d} und ihrer Transponierten \mathbf{d}^T , der elektrischen Permittivität oder dielektrische Leitfähigkeit $\boldsymbol{\varepsilon}^T$ und der Elastizitätskonstanten \mathbf{s} verknüpft. Die Matrizen \mathbf{d} , \mathbf{d}^T , $\boldsymbol{\varepsilon}^T$ und \mathbf{s} werden zur piezoelektrischen Verkopplungsmatrix zusammengefasst. Im Folgenden wird von einer in 3-Richtung polarisierten Piezokeramik mit transversalisotropischer Eigenschaft ausgegangen. Dies bedeutet, dass das Materialverhalten in 1- und 2-Richtung isotropisch ist, senkrecht dazu jedoch nicht. Dies ist zum Beispiel bei einer PZT (Blei-Zirkonat-Titanat) Keramik in der tetragonalen Phase der Fall. Wählt man dabei das Koordinatensystem so aus, dass zusätzlich die Polarisationsrichtung mit der z- oder 3-Richtung zusammenfällt, bekommt man eine vereinfachte Verkopplungsmatrix.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{d} & \boldsymbol{\varepsilon}^T \\ \mathbf{s} & \mathbf{d}^T \end{bmatrix} = \quad 2.2$$

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & d_{15} & 0 & \varepsilon_{11} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & d_{15} & 0 & 0 & 0 & \varepsilon_{11} & 0 \\ d_{31} & d_{31} & d_{33} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \varepsilon_{33} \\ s_{11} & s_{12} & s_{13} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & d_{31} \\ s_{12} & s_{11} & s_{13} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & d_{31} \\ s_{13} & s_{13} & s_{33} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & d_{33} \\ 0 & 0 & 0 & s_{44} & 0 & 0 & 0 & d_{15} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & s_{44} & 0 & d_{15} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2 \cdot (s_{11} - s_{12}) & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Piezokeramiken werden mit Kraft und Dehnungsrichtung in Richtung des elektrischen Feldes, senkrecht zum elektrischen Feld oder als Scheraktuator eingesetzt. Im ersten Fall, bei dem Kraft- und Dehnungsrichtung mit der Richtung des elektrischen Feldes übereinstimmen, spricht man vom piezoelektrischen (3,3)-Effekt. Die analytischen Gleichungen vereinfachen sich dadurch zu:

$$\begin{aligned} D_3 &= d_{33} \cdot T_3 + \varepsilon_{33} \cdot E_3 \\ S_3 &= s_{33} \cdot T_3 + d_{33} \cdot E_3 \end{aligned} \quad 2.3$$

Im Fall des piezoelektrischen (3,1)-Effektes, bei dem elektrisches Feld und mechanische Dehnung bzw. Spannung senkrecht aufeinander stehen, ergeben sich die folgenden analytischen Gleichungen:

$$\begin{aligned} D_3 &= d_{31} \cdot T_1 + \varepsilon_{33} \cdot E_3 \\ S_1 &= s_{11} \cdot T_1 + d_{31} \cdot E_3 \end{aligned} \quad 2.4$$

Der piezoelektrische (3,3)-Effekt bei dem die mechanischen und elektrischen Größen in die gleiche Richtung zeigen, ist meist etwa doppelt so stark ausgeprägt wie der piezoelektrische (3,1)-Effekt. Sofern man in der Anwendung frei zwischen der Verwendung dieser Effekte wählen kann, wird die Wahl auf den piezoelektrischen (3,3)-Effekt fallen. In integrierten WVS, bei denen das piezoelektrische Stellglied gleichzeitig ein Teil des WVS ist, kann die Verwendung des piezoelektrischen (3,1)-Effektes Vorteile bei der Integration des Aktuators in das WVS bringen [8].

2.6 Wegvergrößerungssysteme

Die Aufgabe eines WVS ist die Umwandlung einer, durch ein Stellglied bereitgestellten geringen Verformung/Verschiebung mit einer großen Kraft in eine größere Verschiebung mit geringerer Kraft. Ein sehr einfaches WVS stellt zum Beispiel eine Hebelanordnung dar. Unter Vernachlässigung der Verlustleistung und der Nachgiebigkeit der einzelnen Elemente ist bei der Hebelanordnung und jedem anderen Wegübersetzungssystem das Produkt von Kraft F_1 und Weg x_1 am Eingang gleich dem am Ausgang F_2, x_2 (Hebelgesetz):

$$F_1 \cdot x_1 \geq F_2 \cdot x_2 \quad 2.5$$

Da dies in der Praxis nicht gewährleistet werden kann, ergeben sich bei der Energiewandlung in einem Wegvergrößerungssystem Verluste. Dies führt zu einer geringen Kraft bzw. Weg am Ausgang, als durch das ideale Hebelgesetz zu erwarten wäre. Häufig werden WVS in Kombination mit piezoelektrischen Aktuatoren eingesetzt. Piezokeramiken generieren bei einem sehr geringen und für die Anwendung meist unzureichenden Stellweg eine sehr große Kraft. Durch die Integration des Piezoaktuators in ein WVS kann somit für die Anwendung ein ausreichender Stellweg bei ebenfalls ausreichender Stellkraft erreicht werden. In Abbildung 2.4 sind exemplarisch eine Hebelanordnung und ein Biegewandler dargestellt. In einer Hebelanordnung (linke Seite) wird der Piezoaktuator mit einem passiven Material verbunden. Die Dehnung des Aktuators führt zu einer Verformung des passiven Materials und aufgrund der geometrischen Konfiguration zu einer Vergrößerung des Stellweges am Ausgang. Beim Biegewandler (rechte Seite) wird ein piezoelektrischer Streifen auf einen Streifen passiven oder piezokeramischen Materials geklebt. Durch Anlegen einer elektrischen Spannung verändert sich die Länge des piezoelektrischen Materials, was zu einer Biegung des gesamten Systems führt. Bei entsprechender Kontaktierung und Ansteuerung kann ein Biegewandler aus zwei miteinander verbundenen piezoelektrischen Streifen einen größeren Stellweg oder eine größere Stellkraft generieren.

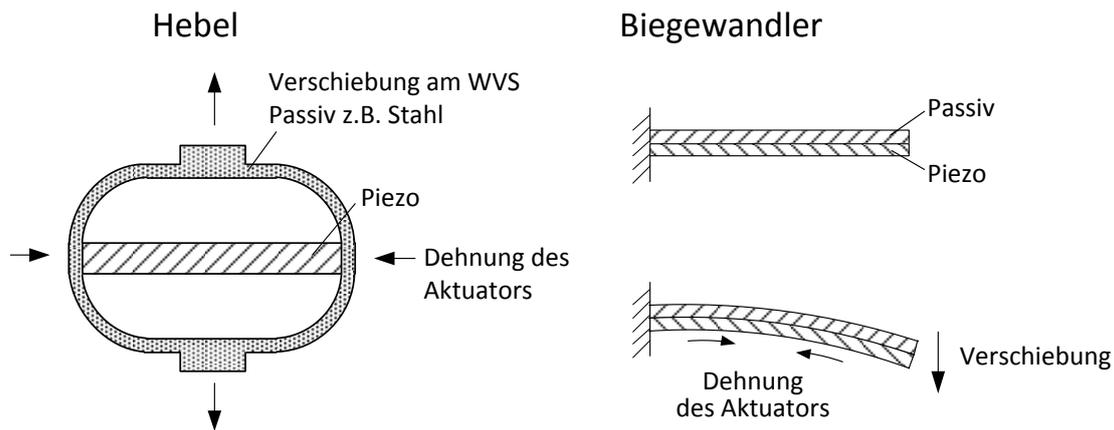


Abbildung 2.4: WVS für Piezoaktoren: Hebelanordnung (links), Biegewandler (rechts)

Die Auslegung eines WVS beginnt meist mit einer kinematischen Analyse. Anhand eines kinematischen Modells, bestehend aus idealen Gelenken und Hebeln, wird die Wegvergrößerung und Kraft am Ausgang des WVS berechnet. Im Anschluss kann das WVS mit der FEM modelliert und optimiert werden. Auch der direkte Aufbau eines Prototyps im Anschluss an die kinematische Studie ist möglich. Je größer die Wegvergrößerung eines WVS, umso stärker werden sich dabei die Ergebnisse der kinematischen Analyse und des Prototypen unterscheiden. Dies liegt an den zunehmenden Verformungsverlusten bei größerer Übersetzung [30],[31].

Um die Dynamik und die hohe Steifigkeit des piezokeramischen Aktuators optimal nutzen zu können, muss das WVS auf diesen abgestimmt sein. Dies führt zu besonderen Anforderungen an die Steifigkeit und träge Masse des WVS. Aufgrund der nur geringen Verschiebungen sind spielbehaftete Gelenke für solche Anwendungen ungeeignet, häufig werden stattdessen Feststoffgelenke und vorgespannte Anordnungen verwendet. Ein Feststoffgelenk ist hierbei der Teil eines Bauteils, welcher eine relative Verdrehung durch die eigene Verformung erlaubt. Meist ist das Bauteil an dieser Stelle besonders dünn ausgeführt, um die Verformung hier zu konzentrieren. Das Material eines Feststoffgelenkes sollte dabei hart und zäh sein. Weiche Materialien würden eine ungewünschte Verschiebung zulassen, spröde Materialien würden aufgrund der zu realisierenden Verschiebung brechen. In [8] und [6] sind mehrere WVS für Piezokeramiken vorgestellt.

2.7 Pneumatische Drosseln

In der Fluidik gibt es Druck-, Strom-, Sperr-, Wege- und Proportionalventile. Druckventile begrenzen oder reduzieren den Druck auf einen bestimmten Wert. Sie können dabei auf den absoluten Wert des Druckes oder auf den Differenzwert zwischen zwei Drücken wirken. Stromventile können den Volumenstrom begrenzen, auf einen festen Wert einstellen oder einen vorhandenen Volumenstrom auf Teilvervolumenströme aufteilen. Bei den Stromventilen unterscheidet man in Stromregelventile, Stromteilerventile und Drosseln. Sperrventile verhindern das Zurückströmen des Fluides (ein Gas oder eine Flüssigkeit) und geben den Durchfluss nur für eine Richtung frei. Wegeventile erlauben es je nach gewünschter Aufgabe einen anderen Weg für das Fluid freizugeben. Dies wird zum Beispiel genutzt, um mit Hilfe eines Ventils einen Arbeitszylinder zu füllen und in einer anderen Ansteuerung wieder entleeren zu können. Proportionalventile können hierbei verschiedene Zwischenpositionen einnehmen und damit jeden Wert zwischen Null bzw. der Leckage und dem Nennvolumenstrom stellen [32].

Für den Einsatz im Luftfederdämpfer sind vor allem Stromventile interessant. In ihrer Ausführung als einstellbare Drossel erlauben sie, den Massenstrom zwischen den Kammern des LFDs beliebig einzustellen. Wichtige Kennwerte eines solchen Ventils sind die Grenzfrequenz, die Leckage in geschlossener Stellung und der Nenndurchfluss. Bei besonders großen Anregungen am Fahrzeug ist es sinnvoll die zu hohen Kräfte am LFD durch Druckbegrenzungsventile zu verhindern. Diese geben bei Überschreiten einer Druckdifferenz den Durchfluss zwischen den Kammern frei. Zum Zweck der Niveauregulierung oder zum Ausgleich der Wank- und Nickbewegungen ist eine Befüllung/Leerung des LFDs aus einem/in ein Reservoir durch den Einsatz von Wegeventilen mit möglichst geringer Leckage notwendig.

2.8 Fahrbahnanregung und Bewertung der Fahrzeugfederung

Die Beurteilung von Fahrbahnanregungen ist ein sehr komplexes Thema, das an dieser Stelle nur teilweise behandelt werden soll. Neben verschiedenen Fahrbahnbelägen, welche vollkommen unterschiedliche Eigenschaften aufweisen können, spielt in diesem Thema auch eine Filterung der Fahrbahnunebenheiten durch den Reifen eine sehr wesentliche Rolle. Ein Beispiel stellt die Überfahrt einer Bahnschwelle oder einer Fuge dar. Geht man davon aus, dass ein Kraftfahrzeug das Höhenprofil einer Straße mit einem nach oben gerichteten Hindernis (Bahnschwelle, Bremshügel) und einem nach unten gerichteten Hindernis (Fuge, Schlagloch)

überfährt, so wirkt für einen sehr kurzen Zeitraum eine sehr große Kraft über den Reifen auf das Rad. Diese Kraft kann in einem einfachen Modell als Produkt aus der Höhe des Hindernisses und der Steifigkeit des Reifens angenommen werden. Bei einem realen Kraftfahrzeug wird ein sehr kurzes nach oben gerichtetes Hindernis dadurch in seiner Wirkung gemildert, dass nur ein kleiner Teil des Reifens auf ihm aufsteht. Die Überfahrt über eine Fuge wird im Fahrzeug kaum wahrgenommen, da hier der Reifen eine Art Brücke bildet und nur davor und dahinter aufsteht. Bei einem Schlagloch ist die Kraft mit der das Rad nach unten beschleunigt dadurch begrenzt, dass eine negative Kraft vom Reifen nicht aufgebracht werden kann. Sehr groß sind jedoch die Erschütterungen am Ende eines Schlagloches. Im Fahrzeuginneren ist dies durch einen Schlag spürbar, wenn der Reifen - innerhalb von wenigen Millisekunden - wieder auf das Niveau der Fahrbahn gehoben wird.

Zur Beurteilung der stochastischen Anregung von Fahrbahnen wird häufig der Begriff der spektralen Dichte verwendet. Hierbei wird die Unebenheit der Fahrbahn mit der Fahrgeschwindigkeit verknüpft und eine Aussage getroffen, wie stark die Anregung auf das Fahrzeug wirkt. In [2] sind die spektralen Dichten für verschiedene Straßenanregungen und die sich ergebende Anregungen dargestellt. Dabei fällt die spektrale Dichte zu kürzeren Wellenlängen und damit zu einer höheren Kreisfrequenz mit circa 40 dB pro Dekade ab. Dies bedeutet, dass sich die spektrale Dichte bei einer Halbierung der Wellenlänge circa viertelt. Rechnet man die spektrale Dichte in eine statistisch zu erwartende mittlere Anregungsamplitude einer einzelnen sinusförmigen Anregung einer spezifischen Frequenz um, bedeutet eine Halbierung der Wellenlänge / Verdopplung der Kreisfrequenz eine um circa 30 % geringere Anregungsamplitude.

Um verschiedene Fahrzeuge mit unterschiedlichen Federbeinen miteinander vergleichen zu können, ist eine Definition von Bewertungsgrößen notwendig. Die wichtigsten Bewertungsmaßstäbe sind hierbei die Radlastschwankung und die Aufbaubeschleunigung. Die Aufbaubeschleunigung gibt dabei an, mit welcher Beschleunigungsamplitude die Karosserie und damit die Fahrzeuginsassen bzw. das Gepäck bewegt werden. Die Radlastschwankung gibt an, um welchen Betrag sich die Aufstandskraft des Rades relativ zur statischen Radaufstandskraft verändert.

Von besonderer Bedeutung für die Fahrsicherheit ist die Radlastschwankung. Wenn aufgrund einer starken Radlastschwankung die maximal möglichen Seitenführungskräfte des Reifens

reduziert werden, kann das Fahrzeug unter Umständen seine Spur nicht mehr halten. Dies ist insbesondere bei Kurvenfahrt und unter dem Einfluss von Seitenwind als kritisch zu bewerten. Auch kann ein Aufschaukeln der Schwingungen des Aufbaus während der Bremsung oder während eines Spurwechsels zu instabilen Fahrsituationen führen.

Durch die Anregung des Fahrzeuges, die sich bei einer ABS-Bremsung ergibt, können gleichzeitig ein hoher Kraftbedarf und eine hohe Radlastschwankung, ausgelöst durch die pulsierende dynamische Gewichtsverlagerung, auftreten [33].

Aus der Aufbaubeschleunigung kann ein Vergleichswert für den Fahrkomfort ermittelt werden. Je geringer die Beschleunigungen, die auf die Passagiere einwirken, umso komfortabler ist die Fahrt zu bewerten. Die VDI-Richtlinie 2057 [34] gibt hier Empfehlungen für die Betrachtung von Fahrzeugschwingungen. Die Richtlinie unterscheidet hierbei gesundheitsgefährdende und komfortmindernde Auswirkungen. Die Komfortminderung wiederum wird in Wohlbefinden und Kinetosen (Schwindel und Übelkeit auslösend) aufgeteilt. Je nachdem um welche Beeinträchtigung des Fahrkomforts es sich handelt und in welcher Lage die Störung wirkt, gelten unterschiedliche Bewertungskurven.

In Abbildung 2.5 ist die Empfindlichkeit für Schwingungen in vertikaler Richtung für Gesundheit, Wohlbefinden und Kinetosen abgebildet. Die größte Anfälligkeit für Kinetosen liegt dabei im Bereich um 0,2 Hz und nimmt bei höheren und niedrigeren Frequenzen schnell ab. Da dieser Frequenzbereich unterhalb der ersten Eigenfrequenz des Fahrzeuges liegt, ist der Einfluss des Fahrwerks auf Kinetosen äußerst gering. Lediglich eine sehr weiche Fahrzeugabstimmung kann die erste Aufbaueigenfrequenz bis circa 0,5 Hz reduzieren und somit eine Resonanzüberhöhung im Frequenzbereich der Kinetosen verursachen. Für die Gesundheit und das Wohlbefinden bei vertikalen Schwingungen liegt die größte Empfindlichkeit im Bereich von 4 bis 8 Hz. Im Bereich von 1-2 Hz liegt ebenfalls eine große Empfindlichkeit vor. Bei geringeren und höheren Anregungsfrequenzen nimmt die Bewertung ab.

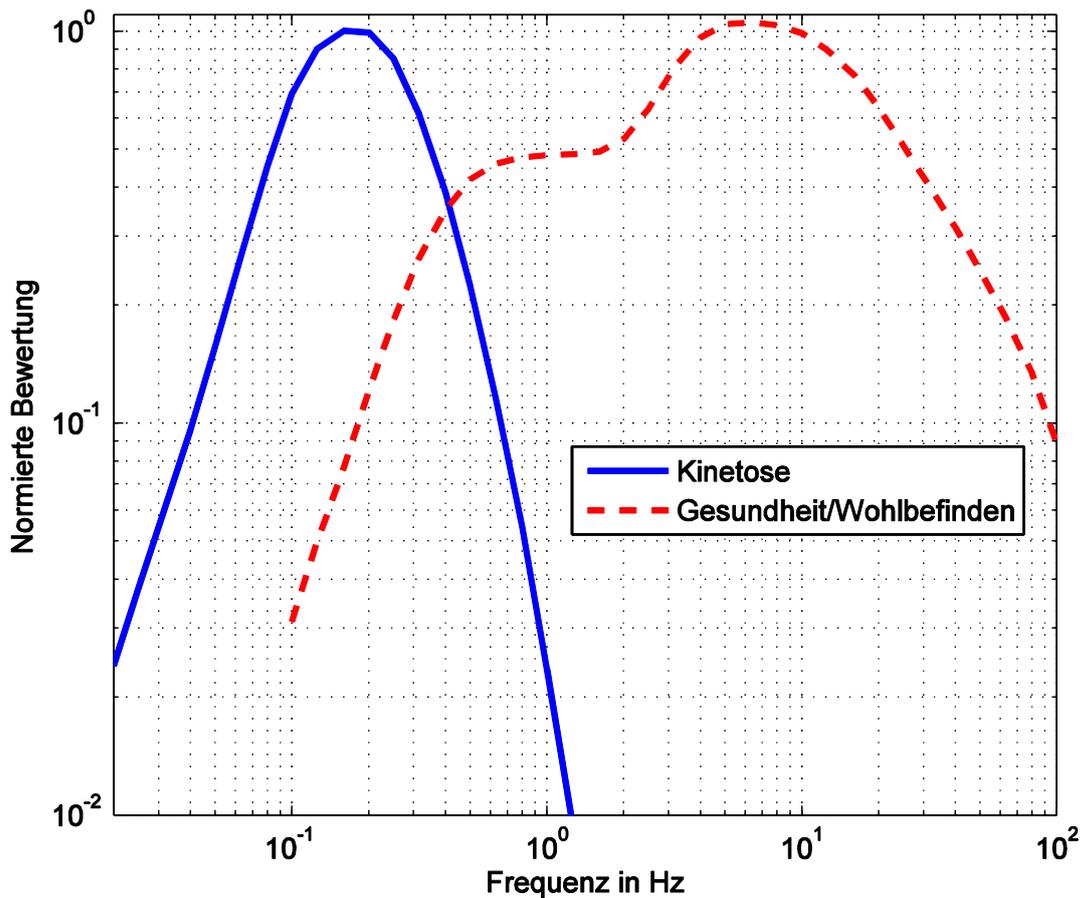


Abbildung 2.5: Bewertung der Auswirkungen von Schwingungen [34]

2.9 Ziele der Arbeit

In diesem Kapitel wurde ein Überblick über die Federung und Dämpfung von Kraftfahrzeugen gegeben. Es wurde der piezoelektrische Effekt erläutert und darauf aufbauend die Entwicklung von WVS für Piezokeramiken vorgestellt. Ein Überblick über pneumatische Drosseln für den Einsatz im LFD wurde gegeben. Danach wurde kurz auf die Bedeutung der Fahrbahnanregung für die Vertikalschwingungen eines Kraftfahrzeuges eingegangen. Zum Abschluss wurden die Radlastschwankung und die Aufbaubeschleunigung als Bewertungsgrößen für Sicherheit und Komfort vorgestellt.

Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Entwicklung und Erprobung eines adaptiven LFDs. Das Prinzip der Luftfederdämpfung wurde bereits 1973 von GOLD beschrieben [9], konnte sich bisher jedoch nicht als Fahrzeugdämpfung durchsetzen. Ein Mehrwert in Form einer preiswerten adaptiven Dämpfungsverstellung kann helfen, die Technologieeinführung des LFDs in ein Fahrzeug zu erleichtern. Demzufolge wird in dieser Arbeit eine adaptive Verstel-

lung des LFDs mit einem piezoelektrisch verstellbarem Drosselement realisiert. Es werden Regelstrategien zur Nutzung dieser adaptiven Verstellung am Simulationsmodell entwickelt und anschließend am Prüfstand getestet. Anschließend werden konstruktive Vorschläge für die Applikation eines LFDs im Fahrzeug erarbeitet. Aufgabe für die Konstruktion, die bei der Entwicklung des LFDs berücksichtigt wird, ist die Abstimmung der Radführung mit dem Federbein.

Für die Entwicklung des adaptiven Luftfederdämpfers wird im ersten Schritt ein Simulationsmodell aufgestellt. Dies ermöglicht eine Beschreibung des Verlaufes der Drücke in den Kammern des LFDs, aus denen letztlich der Kraftverlauf des LFDs ermittelt wird. Zum Vergleich mit passiven Systemen wird ein mechanisches Ersatzschaltbild des Luftfederdämpfers verwendet, welches von ALTHOFF [27] vorgestellt wurde. Die Möglichkeiten der Schwingungsdämpfung durch Nutzung eines LFDs werden mit Hilfe eines Viertelfahrzeugmodells bewertet. Ausgehend von diesen Simulationsergebnissen werden Regelungsstrategien für einen adaptiven LFD entwickelt, in den entsprechenden Modellen implementiert und miteinander verglichen. Zur prototypischen Darstellung des LFDs ist der Einsatz eines neu entwickelten pneumatischen Drosselementes vorgesehen. Für dieses Drosselement wird ein Wegvergrößerungssystem entwickelt und optimiert, welches auf dem Einsatz eines piezokeramischen Aktuators basiert. Im Anschluss wird der Luftfederdämpfer prototypisch entworfen, um die Modelle des LFDs und die Regelstrategien im Versuch zu validieren.

3 Modellbildung

In diesem Kapitel wird ein Modell des LFDs, bestehend aus den mit Druckluft gefüllten Kammern und dem verbindenden Drosselement entwickelt. Zuerst werden die Beschreibungsgleichungen für eine Luftfeder und eine pneumatische Drossel aufgestellt. Anschließend werden die Beschreibungsgleichungen für eine Luftfeder mit Zusatzvolumen, einen LFD aus zwei gegeneinander wirkenden Luftfedern (Zweikammer-LFD) und einen LFD bestehend aus drei Luftfedern, von denen zwei gemeinsam gegen die Dritte wirken (Dreikammer-LFD), aufgestellt. Für diesen LFD wird ein in der Literatur angegebenes Ersatzschaltbild [27] vorgestellt und die Parameter des Ersatzschaltbildes werden aus den geometrischen Größen des LFDs abgeleitet. Eine Abschätzung für die von einem LFD innerhalb eines Hubes maximal aufzunehmende Dämpfungsarbeit wird durchgeführt. Auf Grundlage dieser theoretischen Abschätzungen wird eine Parameterstudie zu den Bauformen eines LFDs durchgeführt. Zum Abschluss werden anhand der entwickelten Modelle Simulationsergebnisse für eine Luftfeder, einen LFD und ein Viertelfahrzeugmodell, in das ein LFD eingebettet ist, vorgestellt und die Eigenschaften des LFDs im Vergleich zu einem linearen Federbein erläutert.

3.1 Modell einer Luftfeder

Die Tragkraft F_{LF} einer idealen Luftfeder berechnet sich als Produkt des in ihr herrschenden Luftdrucks p_{LF} und der wirksamen Federfläche A_{LF} unter Berücksichtigung des atmosphärischen Drucks in der Umgebung p_U .

$$F_{LF} = (p_{LF} - p_U) \cdot A_{LF} \quad 3.1$$

Der Luftdruck in der Luftfeder und der atmosphärische Druck lassen sich für die Validierung des Modells direkt messen. Die wirksame Federfläche einer aus Kolben und Zylinder beste-

henden Luftfeder entspricht der Querschnittsfläche der Kolbenbohrung, welche mit der Zylinderfläche übereinstimmt. Bei einer Luftfeder mit einem Rollbalg rollt dieser auf einem Kolben ab, der durch den Rollbalg hindurch taucht. Die Federfläche, zur Ermittlung der Federkraft, liegt für diese Luftfeder zwischen der Querschnittsfläche des Kolbens und der Querschnittsfläche des Balges. Ihr Durchmesser wird an der Stelle gemessen, an der die Tangente der Rollschleife senkrecht auf der Richtung der Einfederung der Luftfeder steht [35]. Für Luftfedern mit einem Schlauchrollbalg gilt Gleichung 3.1 nur näherungsweise. Dies beruht auf der notwendigen Walkarbeit beim Abrollen des Balges, der somit bei der Ein- bzw. Ausfederung seine Federfläche ändert. Dies führt zu einer Verhärtung der Luftfeder im Kleinsignalbereich. Diese Verhärtung, aufgrund des geänderten Abrollverhaltens, führt je nach Stärke ihres Auftretens zu einer Komfortminderung. Diese wird im Allgemeinen als Harshness bezeichnet. Einen ersten Versuch zur Beschreibung der geänderten Balgfläche liefern HEIM [36] und HEMPEL [35]. Während die Balghysterese eine ungewollte Veränderung des wirksamen Querschnitts darstellt, nutzt eine Konturierung des Abrollkolbens gezielt den Effekt einer veränderlichen Federfläche aus. Durch die Konturierung kann, für verschiedene Arbeitspunkte, eine weichere oder härtere Federkennlinie erzeugt werden.

Durch die Modellierung des Druckverlaufes lässt sich der Verlauf der Federkraft einer Luftfeder bei einer Schwingungsanregung nachvollziehen. Der Druckverlauf lässt sich aus dem Zusammenhang von Volumen V und Druck p für eine isentrope Zustandsänderung ermitteln.

$$p \cdot V^n = const$$

$$p = p_0 \cdot \left(\frac{V_0}{V}\right)^n \quad 3.2$$

In 3.2 bezeichnet n den Isentropenexponent, der Index 0 bezeichnet die Größen in der Gleichgewichtslage. Die dynamische Federrate der Luftfeder in einem von der Einfederung abhängigen Arbeitspunkt (x_B) ergibt sich nach Gleichung 3.1 zu:

$$\begin{aligned}
c(x_B) &= \left. \frac{\partial F_{LF}(x)}{\partial x} \right|_{x=x_B} = \left. \frac{\partial (A_{LF}(x) \cdot (p_{LF}(x) - p_U))}{\partial x} \right|_{x=x_B} & 3.3 \\
&= \left. \frac{\partial p_{LF}(x)}{\partial x} \right|_{x=x_B} \cdot A_{LF}(x_B) + \left. \frac{\partial A_{LF}(x)}{\partial x} \right|_{x=x_B} \\
&\quad \cdot (p_{LF}(x_B) - p_U).
\end{aligned}$$

Durch Einsetzen von Gleichung 3.2 erhält man:

$$\begin{aligned}
c(x_B) &= \left. \frac{\partial}{\partial x} \left(p_{LF}(x_B) \cdot \left(\frac{V_{LF}(x_B)}{V_{LF}(x)} \right)^n \right) \right|_{x=x_B} \cdot A_{LF}(x_B) & 3.4 \\
&\quad + \left. \frac{\partial A_{LF}(x)}{\partial x} \right|_{x=x_B} \cdot (p_{LF}(x_B) - p_U).
\end{aligned}$$

Das aktuelle Volumen errechnet sich als Summe des Volumens in der Gleichgewichtslage und der durch den Hub bedingten Volumenänderung. In der Literatur [9] wird das Volumen in der Gleichgewichtslage auch als Produkt der Federfläche und der, dafür eingeführten, theoretischen Länge der Luftfeder h_{Th} beschrieben. Die Volumenänderung ermittelt sich als Integral der Federfläche A_{LF} über dem Federweg x .

$$\begin{aligned}
V_{LF}(x) &= V_{LF}(x_0) - \int A_{LF}(x) dx & 3.5 \\
&= A_{LF}(x_0) \cdot h_{Th} - \int A_{LF}(x) dx
\end{aligned}$$

Setzt man nun Gleichung 3.5 in Gleichung 3.4 ein, kann die Federrate der Luftfeder wie folgt angegeben werden

$$\begin{aligned}
c(xB) &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{V_{LF}(xB)}{V_{LF}(xB) - \int A_{LF}(x) dx} \right)^n \Big|_{x=xB} \cdot p_{LF}(xB) & 3.6 \\
&\cdot A_{LF}(xB) + \frac{\partial A_{LF}(x)}{\partial x} \Big|_{x=xB} \cdot (p_{LF}(xB) - p_U) \\
&= \frac{n \cdot p_{LF}(xB) \cdot A_{LF}(xB)^2}{V_{LF}(xB)} + \frac{\partial A_{LF}(xB)}{\partial x} \Big|_{x=xB} \\
&\cdot (p_{LF}(xB) - p_U).
\end{aligned}$$

Besitzt der Abrollkolben keine Konturierung und damit eine konstante Federfläche, vereinfacht sich das Integral der Volumenänderung zum Produkt von Federweg und wirksamer Luftfederfläche. Gleichung 3.5 vereinfacht sich damit zu

$$V_{LF}(x) = A_{LF} \cdot (h_{Th} - x). \quad 3.7$$

Setzt man dies nun in Gleichung 3.6 ein so erhält man die Steifigkeit der Luftfeder über dem Federweg mit

$$c(xB) = \frac{n \cdot p_{LF}(xB) \cdot A_{LF}}{(h_{Th} - xB)}. \quad 3.8$$

Mit steigendem negativem Federweg verhärtet die Luftfeder. Dieser Effekt ist insoweit wünschenswert, als dass einem Erreichen der Endlage durch die daraus resultierende progressive Kennlinie vorgebeugt wird. Sofern es doch zu einem Einlaufen in die Endlagen kommt, fällt dieses aufgrund der größeren Federrate weicher aus. Um bei Zuladung eine höhere Gewichtskraft abstützen zu können, ist nach 3.1 ein höherer Luftdruck in der Luftfeder notwendig. Dieser höhere Druck führt nach 3.3 zu einer erhöhten Federsteifigkeit. Dieses nahezu proportionale Verhalten von Federkraft und Federrate führt beim LFD zu einer näherungsweise konstanten Frequenz der ersten Eigenschwingform des Aufbaus in der Gleichgewichtslage [27].

3.2 Modell einer pneumatischen Drossel

Nimmt man für die Drossel das aus der Thermodynamik bekannte Verhalten einer idealen Düse - eine reibungsfreie, adiabate Strömung, keine Zufuhr von technischer Arbeit und kei-

nem Einfluss der potentiellen Energie - an, so lautet die Gleichung zur Berechnung des Massenstromes durch diese pneumatische Drossel [37]

$$\dot{m} = A_{Dr} \cdot \sqrt{2 \cdot p_1 \cdot \rho_1} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad 3.9$$

Hierbei bezeichnen: \dot{m} den Massenstrom durch die Drossel, A_{Dr} die Querschnittsfläche der Drossel an ihrer engsten Stelle, ρ_1 die Dichte des Gases an der Seite mit dem höheren Druck, p_1 den dazu gehörenden Druck, p_2 den Druck auf der anderen Seite und κ den Adiabatenexponent. Bei der Verwendung von 3.9 ist zu beachten, dass unterhalb des kritischen Druckverhältnisses p_2/p_1 von circa 0,528, das Gas mit Schallgeschwindigkeit die Drosselstelle passiert. In diesem überkritischen Bereich ist der Massenstrom unabhängig vom niedrigeren Gegen- druck. Der sich real einstellende Massenstrom entspricht hierbei dem Massenstrom beim Druckverhältnis 0,528 [38].

Reale Strömungswiderstände erfüllen die Bedingungen Reibungsfreiheit, kein Energieaus- tausch mit der Umgebung und kein Einfluss der potentiellen Energie nur näherungsweise. Die sich daraus ergebenden Abweichungen von der idealen Strömungskennlinie können durch empirische Korrekturfaktoren ausgeglichen werden.

Für den Einsatz in einem adaptiven LFD ist die präzise Einstellung des Massenstromes durch die Drossel notwendig. Die Drücke in den Kammern, die dazugehörenden Dichten und der Adiabatenexponent stellen bei diesem Vorgang die Randbedingungen dar. Stellgröße ist in diesem Fall die Drosselfläche, welche geeignet beeinflusst werden muss. Stellt man Gleichung 3.9 nach der Drosselfläche um, so ergibt sich der zu stellende Querschnitt am Dros- selelement zu

$$A_{Dr} = \frac{\dot{m}}{\sqrt{2 \cdot p_1 \cdot \rho_1} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}} \quad 3.10$$

Es muss beachtet werden, dass die Verstellung des Massenstromes durch die Verstellung der Querschnittsfläche begrenzt ist. Ein Durchfluss durch die Drossel ist nur in Richtung der Druckdifferenz möglich. Des Weiteren ist er in Abhängigkeit der gewählten Drossel - durch die Leckage nach unten und durch den maximalen Öffnungsquerschnitt nach oben - begrenzt. Das Verzögerungsverhalten bei der Verstellung des Drosselquerschnittes begrenzt die Dynamik bei geänderter Massenstromanforderung oder geänderten Systemparametern. In Kapitel 5 wird ein Drosselventil zur Begrenzung des Volumenstromes des adaptiven LFDs vorgestellt.

3.3 Modell eines Luftfederdämpfers

Ein LFD besteht aus Luftfedern verschiedener Größe, welche gegeneinander wirken. Jede einzelne Luftfeder stellt eine Kammer im LFD dar. Dabei ist es unerheblich ob diese Luftfedern über einen Rollbalg oder durch eine Passung von Kolben und Zylinder abgedichtet werden. Bei einem LFD sind die einzelnen Kammern durch ein Drosselement so miteinander verbunden, dass zusätzlich zur reinen Federwirkung auch Dämpfungsarbeit verrichtet werden kann. Für die Modellierung des dynamischen Verhaltens sind insbesondere die maximale und die minimale Federsteifigkeit des LFDs von Bedeutung. Die maximale Federsteifigkeit stellt sich bei vollständig geschlossener Drossel ein, die minimale Federsteifigkeit im Gegensatz dazu bei vollständig offener Drossel. Nach GOLD [9] kann aus der Differenz der minimalen und der maximalen Federsteifigkeit die maximale Dämpfungsarbeit bei einem Arbeitshub berechnet werden. Diese maximale Dämpfungsarbeit kann nur bei einer hierauf optimierten Ansteuerung der Drossel realisiert werden. Das Ziel einer Fahrzeugfederung ist nicht die Maximierung der am Dämpfer geleisteten Arbeit, sondern die gleichzeitige Beruhigung von Aufbauschwingungen und Radlastschwankungen. Die theoretische maximale Energiedissipation liefert jedoch einen guten Anhaltspunkt wie stark der Dämpfer die Schwingungen des Fahrzeuges beeinflussen kann. In den nächsten Unterpunkten werden die Beschreibungsgleichungen von verschiedenen LFDn anhand des geometrischen Aufbaus hergeleitet. Als zusätzlichen Formparameter kann an den Abrollkolben eine Kontur aufgebracht sein. Dadurch wird eine über den Federweg veränderliche Federfläche dieser Luftfeder erreicht.

Für jedes Volumen eines LFDs gilt der erste Hauptsatz der Thermodynamik als Bilanzierung eines offenen thermodynamischen Systems [38]

$$\partial Q + \partial W = \partial U - \partial m \cdot (u + p \cdot v) \quad 3.11$$

mit der Wärme Q , der Arbeit W , der inneren Energie U , dem Massenstrom ∂m , seiner spezifischen inneren Energie u , seinem Druck p und seinem spezifischen Volumen v . Der Operator ∂ bezeichnet dabei die zeitliche Ableitung. Setzt man, unter Annahme eines idealen Gases,

$$\partial U = \partial(m \cdot c_V \cdot \vartheta) = \partial \left(\frac{p \cdot V \cdot c_V}{R} \right) = \frac{c_V}{R} (p \cdot \partial V + V \cdot \partial p) \quad 3.12$$

$$u + p \cdot V = c_P \cdot \vartheta$$

$$\partial W = -p \cdot \partial V$$

mit der spezifischen Wärmekapazität bei isobarer Zustandsänderung c_P in Gleichung 3.11 ein [38], so erhält man

$$\partial Q - p \cdot \partial V = \frac{c_V}{R} \cdot (p \cdot \partial V + V \cdot \partial p) - \partial m \cdot c_P \cdot \vartheta. \quad 3.13$$

Durch Einsetzen von

$$\frac{c_P}{c_V} = \kappa \quad c_P - c_V = R \quad \frac{R}{c_V} + 1 = \kappa \quad \frac{R}{c_P} = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \quad 3.14$$

Gleichung 3.13 und Umstellen nach ∂p erhält man

$$\partial p = \frac{\kappa}{V} \cdot \left[R \cdot \vartheta \cdot \partial m - p \cdot \partial V + \frac{\kappa - 1}{\kappa} \cdot \partial Q \right]. \quad 3.15$$

Da der Wärmeaustausch des LFDs mit der Umgebung sehr langsam vollzogen wird, kann dieser für eine Linearisierung der Luftfeder im Arbeitspunkt vernachlässigt werden. Gleichung 3.15 vereinfacht sich ohne Berücksichtigung des Wärmeaustauschs zu

$$\partial p = \frac{\kappa}{V} \cdot [R \cdot \vartheta \cdot \partial m - p \cdot \partial V]. \quad 3.16$$

Im Folgenden werden nun für verschiedene LFD die Differentialgleichungen für die Kammerdrücke und eine Differentialgleichung zur Ermittlung der Federkraft aufgestellt. Betrachtet werden eine Luftfeder mit Zusatzvolumen, ein Zweikammer-LFD und einem Dreikammer-LFD. Dies ermöglicht den Aufbau eines LFDs in einer Simulationsumgebung. Des Weiteren werden für jeden LFD die minimale und die maximale Federsteifigkeit ermittelt. Aus diesen kann die maximale Dämpfungsarbeit des jeweiligen LFDs abgeschätzt werden.

3.3.1 Luftfeder mit Zusatzvolumen

Die Luftfeder mit Zusatzvolumen besteht im Gegensatz zu anderen LFDn nur aus einem einzigen veränderlichen Volumen. Das zweite Volumen dieses LFDs ist konstant, so dass bei diesem Volumen keine Volumenänderungsarbeit geleistet wird. Die Differentialgleichung für den Druck der veränderlichen Kammer eines LFDs, basierend auf einer Luftfeder mit Zusatzvolumen, lautet

$$\begin{aligned} \frac{\partial p_1}{\partial t} &= \frac{\kappa}{V_1(x_{LFD})} \cdot \left[-R \cdot \vartheta \cdot \frac{\partial m}{\partial t} - p \cdot \frac{\partial V_1(x_{LFD})}{\partial t} \right] \\ &= \frac{\kappa}{V_1(x_{LFD})} \cdot \left[-R \cdot \vartheta \cdot \frac{\partial m}{\partial t} + p \cdot A_1(x_{LFD}) \cdot \frac{\partial x_{LFD}}{\partial t} \right]. \end{aligned} \quad 3.17$$

Die Differentialgleichung für den Druck der zweiten, unveränderlichen, Kammer lautet

$$\frac{\partial p_2}{\partial t} = \frac{\kappa}{V_2} \cdot \left[R \cdot \vartheta \cdot \frac{\partial m}{\partial t} \right]. \quad 3.18$$

Die zeitliche Ableitung der Kraft des LFDs kann unter Berücksichtigung einer über den Weg veränderlichen Luftfederfläche mit

$$F_{LFD} = (p_1 - p_U) \cdot A_1(x_{LFD}) \quad 3.19$$

$$\frac{\partial F_{LFD}}{\partial t} = \frac{\partial p_1}{\partial t} \cdot A_1(x_{LFD}) + \frac{\partial A_1(x_{LFD})}{\partial x_{LFD}} \cdot \frac{\partial x_{LFD}}{\partial t} \cdot (p_1 - p_U)$$

ermittelt werden. Die Möglichkeit der Beeinflussung der Luftfeder, über eine Konturierung des Abrollkolbens, wird bei dieser Gleichung berücksichtigt.

Die minimale Federsteifigkeit eines LFDs ergibt sich jeweils bei vollständig geöffneter Drossel. Hierbei ist der Druck in den beiden Kammern des LFDs gleich.

$$\begin{aligned}\frac{\partial p_1}{\partial t} &= \frac{\kappa}{V_1(x_{LFD}) + V_2} \cdot \left[-p_1 \cdot \frac{\partial(V_1(x_{LFD}) + V_2)}{\partial t} \right] & 3.20 \\ &= \frac{\kappa}{V_1(x_{LFD}) + V_2} \cdot \left[p_1 \cdot A_1(x_{LFD}) \cdot \frac{\partial x_{LFD}}{\partial t} \right].\end{aligned}$$

Setzt man dies in Gleichung 3.19 ein, so erhält man für die minimale Steifigkeit

$$\begin{aligned}\frac{\partial F_{LFD}}{\partial t} &= \frac{\kappa}{V_1(x_{LFD}) + V_2} \cdot p_1 \cdot A_1(x_{LFD}) \cdot \frac{\partial x_{LFD}}{\partial t} \cdot A_1(x_{LFD}) & 3.21 \\ &\quad + \frac{\partial A_1(x_{LFD})}{\partial x_{LFD}} \cdot \frac{\partial x_{LFD}}{\partial t} \cdot (p_1 - p_U).\end{aligned}$$

Durch Umstellen erhält man für die minimale Federsteifigkeit

$$c_{0,LFD} = \frac{\partial F_{LFD}}{\partial x_{LFD}} = \frac{\kappa \cdot p_1 \cdot A_1(x_{LFD})^2}{V_1(x_{LFD}) + V_2} + \frac{\partial A_1(x_{LFD})}{\partial x_{LFD}} \cdot (p_1 - p_U). \quad 3.22$$

Analog dazu ergibt sich der Kammerdruck der maximalen Steifigkeit bei vollständig geschlossener Drossel zu

$$\begin{aligned}\frac{\partial p_1}{\partial t} &= \frac{\kappa}{V_1(x_{LFD})} \cdot \left[-p_1 \cdot \frac{\partial V_1(x_{LFD})}{\partial t} \right] & 3.23 \\ &= \frac{\kappa}{V_1(x_{LFD})} \cdot \left[p_1 \cdot A_1(x_{LFD}) \cdot \frac{\partial x_{LFD}}{\partial t} \right].\end{aligned}$$

Setzt man dieses nun in Gleichung 3.19 ein und stellt es nach der Federsteifigkeit um, so erhält man die maximale Federsteifigkeit

$$c_{\infty,LFD} = \frac{\partial F_{LFD}}{\partial x_{LFD}} = \frac{\kappa \cdot p_1 \cdot A_1(x_{LFD})^2}{V_1(x_{LFD})} + \frac{\partial A_1(x_{LFD})}{\partial x_{LFD}} \cdot p_1. \quad 3.24$$

3.3.2 Zweikammer-Luftfederdämpfer

Der Zweikammer-LFD (Abbildung 2.2, rechte Seite) besteht aus zwei gegeneinander wirkenden Luftfedern, welche ihr Volumen entgegengesetzt verändern. Die Differentialgleichungen für den Druck der veränderlichen Kammer dieser LFD lauten

$$\begin{aligned}\frac{\partial p_1}{\partial t} &= \frac{\kappa}{V_1(x_{LFD})} \cdot \left[-R \cdot \vartheta \cdot \frac{\partial m}{\partial t} - p \cdot \frac{\partial V_1(x_{LFD})}{\partial t} \right] \\ &= \frac{\kappa}{V_1(x_{LFD})} \cdot \left[-R \cdot \vartheta \cdot \frac{\partial m}{\partial t} + p \cdot A_1(x_{LFD}) \cdot \frac{\partial x_{LFD}}{\partial t} \right]\end{aligned}\quad 3.25$$

und

$$\begin{aligned}\frac{\partial p_2}{\partial t} &= \frac{\kappa}{V_2(x_{LFD})} \cdot \left[R \cdot \vartheta \cdot \frac{\partial m}{\partial t} - p \cdot \frac{\partial V_2(x_{LFD})}{\partial t} \right] \\ &= \frac{\kappa}{V_2(x_{LFD})} \cdot \left[R \cdot \vartheta \cdot \frac{\partial m}{\partial t} - p \cdot A_2(x_{LFD}) \cdot \frac{\partial x_{LFD}}{\partial t} \right].\end{aligned}\quad 3.26$$

Die Kraft des LFDs kann unter Berücksichtigung der über den Weg veränderlichen Luftfederflächen mit

$$F_{LFD} = (p_1 - p_U) \cdot A_1(x_{LFD}) - (p_2 - p_U) \cdot A_2(x_{LFD}) \quad 3.27$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial F_{LFD}}{\partial t} &= \frac{\partial p_1}{\partial t} \cdot A_1(x_{LFD}) + \frac{\partial A_1(x_{LFD})}{\partial x_{LFD}} \cdot \frac{\partial x_{LFD}}{\partial t} \cdot (p_1 - p_U) - \frac{\partial p_2}{\partial t} \\ &\quad \cdot A_2(x_{LFD}) + \frac{\partial A_2(x_{LFD})}{\partial x_{LFD}} \cdot \frac{\partial x_{LFD}}{\partial t} \cdot (p_2 - p_U)\end{aligned}$$

ermittelt werden. Die Möglichkeit der Beeinflussung der Luftfeder über eine Konturierung des Abrollkolbens im Arbeitspunkt wird in der Aufstellung dieser Gleichung berücksichtigt.

Die minimale Federsteifigkeit eines LFDs aus zwei gegeneinander wirkenden Luftfedern ergibt sich jeweils bei vollständig geöffneter Drossel. Hierbei ist der Druck in den beiden Kammern des LFDs gleich.

$$\begin{aligned}\frac{\partial p_0}{\partial t} &= \frac{\kappa}{V_1(x_{LFD}) + V_2(x_{LFD})} \cdot \left[-p_0 \cdot \frac{\partial(V_1(x_{LFD}) + V_2(x_{LFD}))}{\partial t} \right] \\ &= \frac{\kappa \cdot p_0 \cdot (A_1(x_{LFD}) - A_2(x_{LFD}))}{V_1(x_{LFD}) + V_2(x_{LFD})} \cdot \frac{\partial x_{LFD}}{\partial t}.\end{aligned}\quad 3.28$$

Setzt man dies in Gleichung 3.27 ein, so erhält man für die minimale Steifigkeit

$$\begin{aligned}\frac{\partial F_{LFD}}{\partial t} &= \frac{\kappa \cdot p_0 \cdot (A_1(x_{LFD}) - A_2(x_{LFD}))^2 \cdot \frac{\partial x_{LFD}}{\partial t}}{V_1(x_{LFD}) + V_2(x_{LFD})} \\ &\quad + \left(\frac{\partial A_1(x_{LFD})}{\partial x_{LFD}} - \frac{\partial A_2(x_{LFD})}{\partial x_{LFD}} \right) \cdot \frac{\partial x_{LFD}}{\partial t} \cdot (p_0 - p_U).\end{aligned}\quad 3.29$$

Durch Umstellen erhält man die minimale Federsteifigkeit

$$\begin{aligned}c_{0,LFD} &= \frac{\partial F_{LFD}}{\partial x_{LFD}} = \frac{\kappa \cdot p_0 \cdot (A_1(x_{LFD}) - A_2(x_{LFD}))^2}{V_1(x_{LFD}) + V_2(x_{LFD})} \\ &\quad + \left(\frac{\partial A_1(x_{LFD})}{\partial x_{LFD}} - \frac{\partial A_2(x_{LFD})}{\partial x_{LFD}} \right) \cdot (p_0 - p_U).\end{aligned}\quad 3.30$$

Analog dazu ergeben sich die Kammerdrücke bei geschlossener Drossel zu

$$\begin{aligned}\frac{\partial p_1}{\partial t} &= \frac{\kappa}{V_1(x_{LFD})} \cdot \left[-p_0 \cdot \frac{\partial V_1(x_{LFD})}{\partial t} \right] \\ &= \frac{\kappa}{V_1(x_{LFD})} \cdot p_0 \cdot A_1(x_{LFD}) \cdot \frac{\partial x_{LFD}}{\partial t} \\ \frac{\partial p_2}{\partial t} &= \frac{\kappa}{V_2(x_{LFD})} \cdot \left[-p_0 \cdot \frac{\partial V_2(x_{LFD})}{\partial t} \right] \\ &= \frac{\kappa}{V_2(x_{LFD})} \cdot \left[-p_0 \cdot A_2(x_{LFD}) \cdot \frac{\partial x_{LFD}}{\partial t} \right].\end{aligned}\quad 3.31$$

Setzt man dieses nun in Gleichung 3.27 ein und stellt es nach der Federsteifigkeit um, so erhält man die maximale Federsteifigkeit analog der Luftfeder mit Zusatzvolumen.

$$\begin{aligned}
c_{\infty,LFD} &= \frac{\partial F_{LFD}}{\partial x_{LFD}} & 3.32 \\
&= \kappa \cdot p_0 \cdot \left(\frac{A_1(x_{LFD})^2}{V_1(x_{LFD})} + \frac{A_2(x_{LFD})^2}{V_2(x_{LFD})} \right) \\
&\quad + \left(\frac{\partial A_1(x_{LFD})}{\partial x_{LFD}} - \frac{\partial A_2(x_{LFD})}{\partial x_{LFD}} \right) \cdot (p_0 - p_U)
\end{aligned}$$

3.3.3 Dreikammer-Luftfederdämpfer

Der Dreikammer-LFD in Abbildung 2.2 links, besteht aus drei Luftfedern von denen zwei gemeinsam gegen die dritte Luftfeder wirken. Sind die Kammern gleicher Wirkrichtung über einen Strömungskanal mit geringem Strömungswiderstand miteinander verbunden, kann die Druckdifferenz zwischen diesen Kammern vernachlässigt werden. Bei der Modellierung eines Dreikammer-LFDs können diese Kammern dann zusammengefasst werden.

$$A_1 = A_{1,a} + A_{1,b} \quad 3.33$$

$$V_1 = V_{1,a} + V_{1,b}$$

$$\frac{\partial A_1}{\partial x_{LFD}} = \frac{\partial A_{1,a}}{\partial x_{LFD}} + \frac{\partial A_{1,b}}{\partial x_{LFD}}$$

Nach dieser Vereinfachung können die Gleichungen des Zweikammer-LFDs verwendet werden.

3.4 Ersatzschaltbild zum Luftfederdämpfer

ALTHOFF bildet in [27] einen LFD in einem linearisierten Zustandsraummodell ab. Dies ermöglicht den Nachweis, dass ein LFD über das gleiche Systemverhalten verfügt wie ein passives Ersatzschaltbild aus Tragfeder, Stützlager und Dämpfer. Das linearisierte Ersatzmodell in Abbildung 3.1 besteht aus einer Parallelschaltung einer Tragfeder und einem über ein Stützlager angeordneten Dämpfer. Zur Berechnung der Parameter des Ersatzmodells wird der Massenstrom proportional zur Druckdifferenz mit

$$\frac{\partial m}{\partial t} = k_{Dr} \cdot (p_1 - p_2) \quad 3.34$$

angenommen. Dabei ist k_{Dr} ein Proportionalitätsfaktor zur Ermittlung des Massenstromes aus der Druckdifferenz. Für den LFD nach den Gleichungen 3.25 bis 3.27 ermittelt ALTHOFF [27] die Steifigkeit der Tragfeder c_{TF} , die Steifigkeit des Stützlagers c_{SL} und die Dämpfung b , durch Koeffizientenvergleich folgende Parameter:

$$c_{TF} = \frac{p_0 \cdot \kappa \cdot (A_1(x_{LFD}) - A_2(x_{LFD}))^2}{V_1(x_{LFD}) + V_2(x_{LFD})} \quad 3.35$$

$$+ (p_0 - p_U) \left(\frac{\partial A_1(x_{LFD})}{\partial x_{LFD}} - \frac{\partial A_2(x_{LFD})}{\partial x_{LFD}} \right),$$

$$c_{SL} = \frac{p_0 \cdot \kappa \cdot (A_1(x_{LFD}) \cdot V_2(x_{LFD}) + A_2(x_{LFD}) \cdot V_1(x_{LFD}))^2}{(V_1(x_{LFD}) + V_2(x_{LFD})) \cdot V_1(x_{LFD}) \cdot V_2(x_{LFD})},$$

$$b = \frac{p_0 \cdot (A_1(x_{LFD}) \cdot V_2(x_{LFD}) + A_2(x_{LFD}) \cdot V_1(x_{LFD}))^2}{k_{Dr} \cdot R \cdot \vartheta \cdot (V_1(x_{LFD}) + V_2(x_{LFD}))}.$$

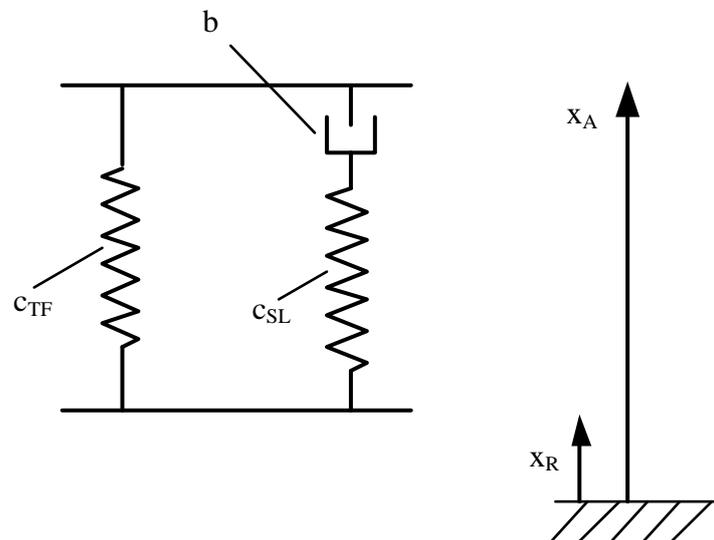


Abbildung 3.1: Lineares Ersatzschaltbild eines LFD

Für eine Luftfeder mit Zusatzvolumen ergeben sich, nach dem Koeffizientenvergleich, die Ersatzparameter zu

$$c_{TF} = \frac{p_0 \cdot \kappa \cdot A_1(x_{LFD})^2}{V_1(x_{LFD}) + V_2} + (p_0 - p_U) \left(\frac{\partial A_1(x_{LFD})}{\partial x_{LFD}} \right),$$

$$c_{SL} = \frac{p_0 \cdot \kappa \cdot A_1(x_{LFD})^2 \cdot V_2}{(V_1(x_{LFD}) + V_2) \cdot V_1(x_{LFD})} \text{ und} \quad 3.36$$

$$b = \frac{p_0 \cdot (A_1(x_{LFD}) \cdot V_2)^2}{k_{Dr} \cdot R \cdot \vartheta \cdot (V_1(x_{LFD}) + V_2)}.$$

Es ist hierbei zu erkennen, dass die berechneten Steifigkeiten der Tragfeder und die minimale Federsteifigkeit aus 3.30 (Zweikammer-LFD) und 3.22 (Luftfeder mit Zusatzvolumen) übereinstimmen. Die Steifigkeiten der Stützlager ergeben sich als Differenz der minimalen und der maximalen Steifigkeit.

Eine Konturierung der Abrollkolben hat wie bereits gezeigt einen Einfluss auf die Steifigkeit der Tragfeder, jedoch keinen Einfluss auf die anderen Parameter (Stützlager und Dämpfung). Die Konturierungen wirken hierbei lediglich in Form einer additiven Verknüpfung. Es ist somit nicht relevant ob der Abrollkolben für das erste oder zweite Teilvolumen des LFDs eine Konturierung aufweist. Sie ist damit vorrangig zur Veränderung der Tragfedersteifigkeit in speziellen Bereichen zu nutzen. Dies kann zum Beispiel eine Verringerung der dynamischen Federsteifigkeit in der Gleichgewichtslage zur Erhöhung des Fahrkomforts sein. Eine Erhöhung der Federrate bei großen Auslenkungen kann den Anschlag an die Begrenzungen verhindern oder mildern.

Die Dämpfung des LFDs ist umgekehrt proportional zum Durchfluss durch die Drossel. Dies ermöglicht die direkte Einstellung der Dämpfung über das Drosselement. Da der Dämpfer über ein Stützlager angebunden ist, muss zur Erzielung einer maximalen Dämpfungsarbeit die Dämpfung an die Frequenz angepasst sein.

3.5 Abschätzung der maximal erzielbaren Dämpfungsarbeit

Nach [9] beträgt die Dämpfungsarbeit, die ein LFD aufbringen kann maximal:

$$W_{Dä,max,Th} = 4 \cdot \hat{x}^2 \cdot (c_{\infty,LFD} - c_{0,LFD}) = 4 \cdot \hat{x}^2 \cdot c_{d,LFD}. \quad 3.37$$

Hierbei ist $W_{D\ddot{a},max,Th}$ die theoretisch erzielbare Dämpfungsarbeit, \hat{x} die Amplitude eines Anregungshubes, $c_{\infty,LFD}$ die Steifigkeit des LFDs bei geschlossener Drossel, $c_{0,LFD}$ die Steifigkeit des LFDs bei offener Drossel und $c_{d,LFD}$ die Differenz der Steifigkeiten.

Die Dämpfungsarbeit nach Gleichung 3.37 kann nur erreicht werden, wenn die Kammern des LFDs jeweils bis zum Umkehrpunkt der Bewegung vollständig voneinander getrennt sind. Ist der Umkehrpunkt erreicht, so findet in diesem ein vollständiger Druckausgleich statt. Dies wiederholt sich bis der entgegengesetzte Umkehrpunkt erreicht ist. Dieser theoretische Wert der maximalen Dämpfungsarbeit setzt voraus, dass genau bekannt ist, wann der Umkehrpunkt der Bewegung erreicht ist und in diesem ein vollständiger Druckausgleich stattfinden kann. In der Praxis lässt sich ein vollständiger Druckausgleich im Umkehrpunkt nicht realisieren, da dies einen unendlichen Massenstrom für den Zeitpunkt des Erreichens des Umkehrpunktes zur Folge hätte.

Eine realistischere Annahme ist ein druckproportionaler Massenstrom durch die Drossel über den gesamten Bewegungshub. Unter der Annahme einer sinusförmigen Anregung und bei optimaler Abstimmung des Proportionalitätsfaktors der Durchflussmenge mit dieser Anregungsfrequenz, kann nach Gold maximal folgende Dämpfungsarbeit $W_{D\ddot{a},max}$ erreicht werden [9]

$$W_{D\ddot{a},max} = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot \hat{x}^2 \cdot (c_{\infty,LFD} - c_{0,LFD}) = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot \hat{x}^2 \cdot c_{d,LFD}. \quad 3.38$$

In den Gleichungen 3.37 und 3.38 wird deutlich, dass die maximal darstellbare Dämpfung hauptsächlich von der Spreizung zwischen der minimalen und der maximalen Federsteifigkeit $c_{d,LFD}$ des LFDs abhängt. Diese ist bei einer Luftfeder mit Zusatzvolumen sehr viel kleiner als bei einem LFD mit zwei gegeneinander wirkenden Volumina, sofern man ein gleichgroßes umschlossenes Volumen und einen gleichen Federweg voraussetzt.

3.6 Parameterstudien

Anhand von Parameterstudien zu Luftfederdämpfern, basierend auf der Luftfeder mit Zusatzvolumen und dem Zweikammer-LFD, werden die unterschiedlichen Bauformen verglichen. In

Abschnitt 3.3.3 wurde bereits gezeigt, dass der Dreikammer-LFD in den Zweikammer-LFD, durch das Zusammenfassen der gleich gerichteten Luftfedern, überführt werden kann.

Zuerst muss ein LFD die statische Gewichtskraft des Aufbaus tragen. Hierbei wird von einer anteiligen Gewichtskraft eines Viertelfahrzeuges von 2500 N ausgegangen. Nach Gleichung 3.27 ergibt sich die statische Federkraft eines LFDs als Produkt der Differenz der Flächen A_1 und A_2 und dem Überdruck $p - p_U$. Bei einer Luftfeder mit Zusatzvolumen wird nach Gleichung 3.19 die statische Federkraft als Produkt von Überdruck und Federfläche aufgebracht. Bei den betrachteten Drücken von 6 bar und 11 bar beträgt die notwendige Feder- bzw. Differenzfläche 50 bzw. 25 cm².

Das anteilige Aufbaugewicht beträgt etwa 250 kg. Um eine Aufbaueigenfrequenz von circa einem Hertz zu erhalten, muss die minimale Federrate des LFDs in etwa 10 kN/m betragen.

A_1 in cm ²	A_2 in cm ²	V_1 in cm ³	V_2 in cm ³	$V_1 + V_2$ in cm ³	h_{Th} in cm	c_0 in kN/m	c_∞ in kN/m	c_d in kN/m
150	100	1125	750	1875	7,50	8	200	192
125	75	938	563	1500	7,50	10	160	150
100	50	750	375	1125	7,50	13,3	120	107
125	75	750	450	1200	6,00	12,5	200	188
125	75	1125	675	1800	9,00	8,3	133	125

Tabelle 3.1 Zweikammer-LFD mit 6 bar Fülldruck, 2500 N statische Federkraft

In Tabelle 3.1 ist ein Vergleich zum Zweikammer-LFD bei einem Fülldruck von 6 bar dargestellt. Als Basiswert wird hier der LFD der zweiten Zeile angenommen. Dieser LFD wird später für die Simulation verwendet, da dieser über ein ausreichendes Dämpfungsvermögen und den notwendigen Federweg (h_{Th}) verfügt. Die Federflächen des LFDs betragen 125 und 75 cm², daraus ergibt sich bei einer theoretischen Federlänge der einzelnen Luftfedern von 7,5 cm ein umschlossenes Volumen von 1,5 l. Die minimale und maximale Federsteifigkeit beträgt 10 und 160 kN/m. Damit ergibt sich eine Differenzsteifigkeit, welche die Dämpfung bestimmt, c_d von 150 kN/m. Eine Vergrößerung der Federflächen um 25 cm² beim LFD in der ersten Zeile verringert die minimale Federrate bei einer gleichzeitigen Erhöhung der maximalen Federrate und dem Volumen des LFDs. Dies erhöht das Dämpfungsvermögen. Die Verringerung der Federfläche um 25 cm² in Zeile 3 wirkt genau entgegengesetzt. In den Zeilen 4 und 5 wird die Länge des LFDs verkürzt bzw. verlängert. Eine Verkürzung führt zu einer Ab-

nahme des umschlossenen Volumens und zu einem Anstieg der Federraten, eine Verlängerung zu einer Zunahme des umschlossenen Volumens und zu einer Erhöhung der Federraten.

A_1 in cm^2	A_2 in cm^2	V_1 in cm^3	V_2 in cm^3	$V_1 + V_2$ in cm^3	h_{Th} in cm	c_0 in kN/m	c_∞ in kN/m	c_d in kN/m
75	50	563	375	938	7,50	7,3	183	176
62,5	37,5	469	281	750	7,50	9,2	147	138
50	25	375	188	563	7,50	12,2	110	98
62,5	37,5	375	225	600	6,00	11,5	183	172
62,5	37,5	563	338	900	9,00	7,6	122	114

Tabelle 3.2 Zweikammer-LFD mit 11 bar Fülldruck, 2500 N statische Federkraft

Tabelle 3.2 zeigt einen ähnlichen Vergleich für einen Fülldruck der Luftfedern von 11 bar. Da dies einer Verdopplung des Überdrucks gegenüber der ersten Tabelle entspricht, werden hier nur halb so große Federflächen verwendet. Die eingeschlossenen Luftvolumen sind genau halb so groß wie in Tabelle 3.1. Da die Federraten vom absoluten Druck und nicht vom Überdruck abhängen, kompensieren sich die Effekte der Druckerhöhung und der Flächenverringern bei der Ermittlung der Federraten nicht vollständig. Die ermittelten Federraten sind minimal geringer als bei den LFDn aus Tabelle 3.1. Prinzipiell kann trotzdem durch eine Erhöhung des Druckes die Größe des LFDs circa umgekehrt proportional verringert werden.

A_1 in cm^2	V_1 in cm^3	V_2 in cm^3	$V_1 + V_2$ in cm^3	h_{Th} in cm	c_0 in kN/m	c_∞ in kN/m	c_d in kN/m
50	450	1050	1500	9,00	10	33,3	23,3
50	375	1125	1500	7,50	10	40	30
50	300	1200	1500	6,00	10	50	40
50	200	1300	1500	4,00	10	75	65
50	100	1400	1500	2,00	10	150	140

Tabelle 3.3 LFD mit Zusatzvolumen und 6 bar Fülldruck, 2500 N statische Federkraft

Tabelle 3.3 zeigt einen Vergleich der Parameter einer Luftfeder mit Zusatzvolumen. Hierbei wird ein konstantes Gesamtvolumen der Kammern verwendet, um die minimale Federrate konstant zu halten. Bei einer theoretischen Länge von 9 cm ergibt sich eine maximale Differenzsteifigkeit von 23 kN/m. Diese ist für eine ausreichende Bedämpfung der Aufbauschwingungen eines Fahrzeuges nicht ausreichend. Erst ab einer theoretischen Länge von 2 cm wird eine ähnliche Differenzsteifigkeit und damit auch ein ähnliches Dämpfungsvermögen wie beim Zweikammer-LFD erreicht. Da der maximal darstellbare Federweg eines LFDs durch

die theoretische Länge nach oben begrenzt ist, ergibt sich ein maximaler Federweg von 2 cm. Dies ist für die Anwendung in einem Kraftfahrzeug nicht ausreichend. Somit ist diese Luftfeder mit Zusatzvolumen in einem PKW zur Aufbaufederung ungeeignet.

In Tabelle 3.4 wurde die Differenzfederfläche und das Gesamtvolumen konstant gehalten. Hierbei erhöht sich von oben nach unten die Federfläche jeder Kammer in Schritten von 25 cm². Gleichzeitig reduziert sich die theoretische Länge der einzelnen Luftfedern. Währenddessen die minimale Steifigkeit konstant bleibt, nimmt die maximale Steifigkeit zu. Damit steigen bei größerem Federflächen und einer kürzeren theoretischen Länge die maximale und die Differenzsteifigkeit des LFDs an. In Abhängigkeit vom notwendigen Federweg kann jetzt die Luftfeder mit der maximalen darstellbaren Federlänge ausgelegt werden.

A ₁ in cm ²	A ₂ in cm ²	V ₁ in cm ³	V ₂ in cm ³	V ₁ + V ₂ in cm ³	h _{Th} in cm	c ₀ in kN/m	c _∞ in kN/m	c _d in kN/m
75	25	1125	375	1500	15,00	10	40	30
100	50	1000	500	1500	10,00	10	90	80
125	75	938	563	1500	7,50	10	160	150
150	100	900	600	1500	6,00	10	250	240
175	125	875	625	1500	5,00	10	360	350

Tabelle 3.4 Zweikammer-LFD mit 6 bar Fülldruck, 2500 N statische Federkraft und konstanter minimaler Federrate

Durch die Parameterstudien konnte nachgewiesen werden, dass das Dämpfungsvermögen eines LFDs von der Federfläche, der theoretischen Länge und der Bauform abhängt. Hierbei ist die mögliche Dämpfungsarbeit bei der Luftfeder mit Zusatzvolumen wesentlich geringer als beim Zweikammer- oder Dreikammer-LFD. Kurze theoretische Längen ermöglichen hohe Dämpfungskräfte, begrenzen jedoch den maximalen Federweg und stellen damit ebenfalls eine Auslegungsgrenze dar.

3.7 Viertelfahrzeugmodell

In der Kraftfahrzeugtechnik werden, abhängig vom Anwendungsfall, verschiedene Ersatzsysteme zur Nachbildung des realen Fahrzeugverhaltens verwendet. Anhand dieser Ersatzsysteme kann das Schwingungsverhalten eines Kraftfahrzeuges untersucht werden. Für die Betrachtung der Vertikalschwingungen eines Kraftfahrzeuges ist ein Gesamtfahrzeugmodell, bei dem die Aufbaumasse mit den Freiheitsgraden Translation in z-Richtung (vertikal) und Rota-

tion um die Längs- und Querachse sowie die jeweiligen Radmassen mit dem Freiheitsgrad Translation in z-Richtung abgebildet werden, geeignet. Mit einem solchen Gesamtfahrzeugmodell, welches sieben Freiheitsgrade hat, können neben der reinen Hubbewegung des Aufbaus auch das Nicken und Wanken abgebildet werden. Verzichtet man auf die Abbildung der Wankbewegungen können die Räder einer Achse zu einem zusammengefasst werden. Analog können bei einem Verzicht auf die Betrachtung von Nickbewegungen die Räder einer Seite zusammengefasst werden.

Für die Abbildung der reinen Hubschwingungen des Aufbaus ist ein Viertelfahrzeugmodell nach Abbildung 3.2 geeignet. Beim Viertelfahrzeugmodell werden die Aufbaubewegungen für ein Rad und die anteilige Aufbaumasse betrachtet. Dieses vereinfachte Ersatzmodell besitzt nur noch zwei kinematische Freiheitsgrade. Der Vorteil des Viertelfahrzeugmodells liegt in der geringen Komplexität. Dadurch können Simulationsmodelle mit geringerem Rechenaufwand aufgestellt werden.

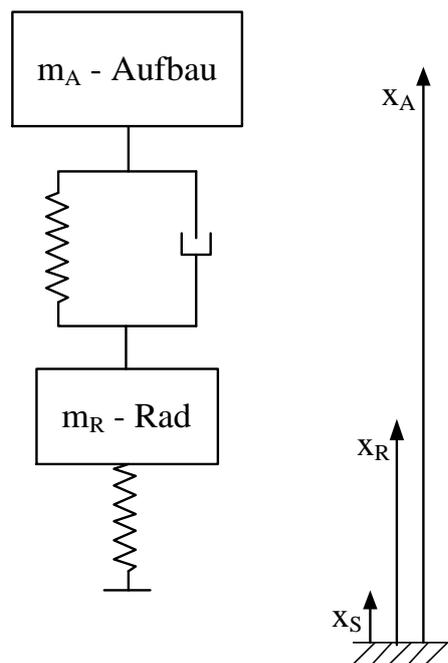


Abbildung 3.2: Viertelfahrzeugmodell

Die anteilige Aufbaumasse eines Viertelfahrzeugmodells beträgt je nach Schwerpunktlage circa ein Viertel der gesamten Aufbaumasse und wird mit m_A bezeichnet. Zur Radmasse m_R zählen Reifen, Felge, Bremsanlage und die anteiligen Massen der Lenker. Das Viertelfahrzeug wird unterhalb des Rades an der Federsteifigkeit des Reifens c_R , mit der Unebenheit der Stra-

ße x_S angeregt. Diese Anregung bezeichnet man Fußpunktanregung. Der Aufbau stützt sich mit der Kraft des Federbeins F_{FB} vom Rad ab. F_{FB} kann hierbei von einer Feder-Dämpfer Anordnung oder einem LFD nach 3.3 aufgebracht werden. Die Bewegungsgleichungen eines Viertelfahrzeuges ergeben sich unter Berücksichtigung der statischen Gewichtskraft nach folgenden Formeln:

$$\ddot{x}_R = \frac{c_R \cdot (x_S - x_R) - F_{FB}}{m_R} - g \quad \text{und} \quad 3.39$$

$$\ddot{x}_A = \frac{F_{FB}}{m_A} - g.$$

3.8 Simulationsergebnisse

Zur Simulation des LFDs wurde in der Matlab Simulink-Umgebung ein Viertelfahrzeugmodell implementiert. Das Simulationsmodell (siehe Abbildung 3.3) ist dabei wie das in Abschnitt 3.7 beschriebene fußpunkterregte Viertelfahrzeugmodell angelegt. Der Reifen verbindet das Rad federnd mit der Fußpunktanregung, darüber befindet sich der Dämpfer, der die Fahrzeugmasse über diesem abstützt. Die Blöcke „1-Fahrzeugmasse“ und „3-Radmasse“ enthalten die Bewegungsgleichungen nach Gleichung 3.36. Der Block „4-Reifen“ bildet die Federkennlinie des Reifens ab. Durch den Block „5-Weganregung“ kann die Fußpunktanregung der Fahrbahnoberfläche simuliert werden. Es können verschiedene Anregungsszenarien wie eine Sinusanregung, ein Rauschen, ein Sprung oder spezielle Signale für die Nachbildung von Schlaglöchern oder Bahnschwellen verwendet werden. Im Block „2-Dämpfer“ sind der LFD als nichtlineares Modell und einige Vergleichsdämpfer hinterlegt, unter anderem das lineare Modell des LFDs aus Kapitel 3.4.

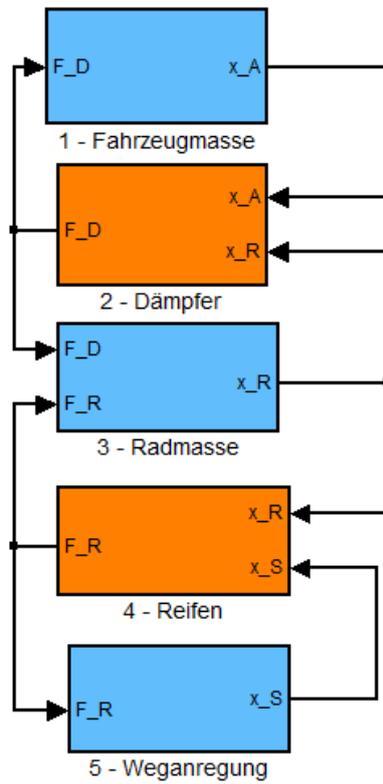


Abbildung 3.3: Aufbau der obersten Ebene des Simulink Modells

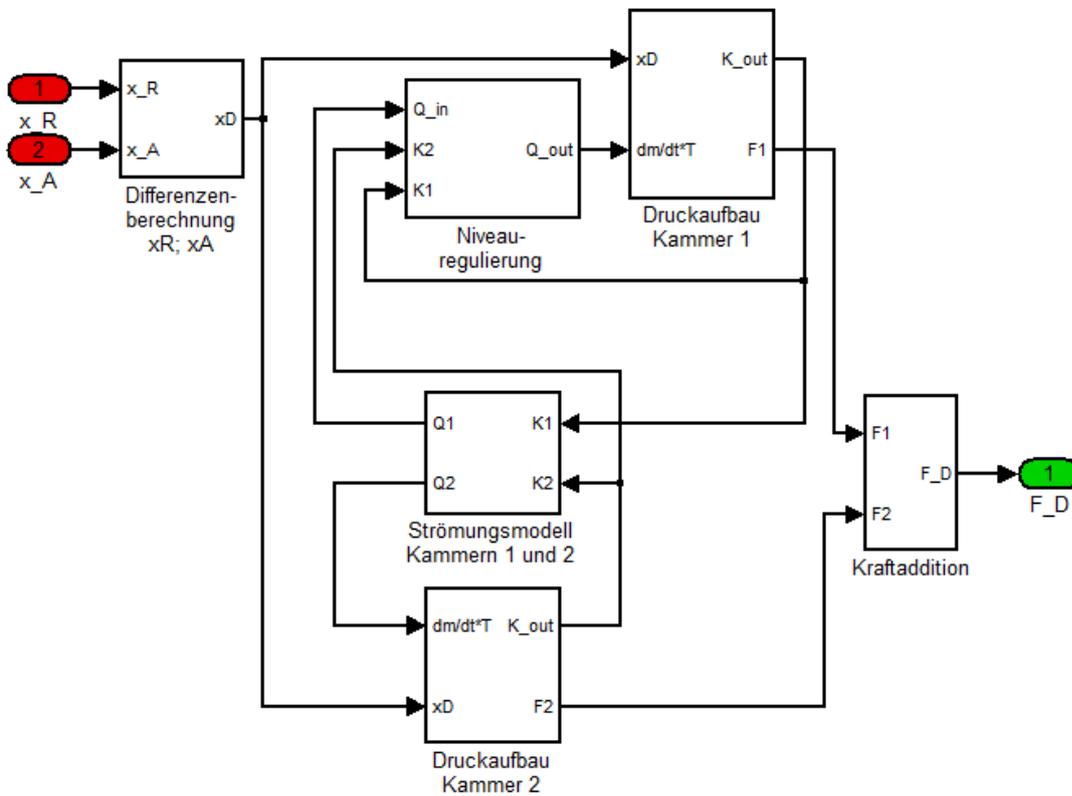


Abbildung 3.4: Simulationsblock „2-Dämpfer“

Abbildung 3.4 zeigt die oberste Ebene des Simulationsblocks „2-Dämpfer“ zur Untersuchung des Verhaltens eines adaptiven LFDs. Dieser Block besitzt die Eingangsgrößen x_R und x_A in denen für das Rad und den Aufbau die aktuelle Position, Geschwindigkeit und Beschleunigung über einen Bus zusammengefasst sind. Aus diesen Eingangsgrößen werden die Länge und die Längenänderungsgeschwindigkeit des LFDs ermittelt. In den Blöcken „Druckaufbau Kammer 1“ und „Druckaufbau Kammer 2“ werden entsprechend den Gleichungen 3.25 und 3.26 die Druckgradienten errechnet. Hierfür werden innerhalb des Blockes zuerst das augenblickliche Volumen und die wirksame Federfläche anhand der Geometriedaten ermittelt. Der Massenstrom wird nach Gleichung 3.9 im Block „Strömungsmodell Kammern 1 und 2“ ermittelt. Die Kraft mit welcher der LFD den Aufbau vom Rad abstützt ergibt sich als Differenz der Federkraft der einzelnen Luftfedern. Durch die Umwandlung von Bewegungsenergie in Wärme kommt es im LFD zu einer Temperaturänderung. Um den LFD in die Gleichgewichtslage zurückzuführen, wird im Block „Niveauregulierung“ bei einer dauerhaft zu hohen Aufbauposition das Ablassen von Luft nachgebildet. Bei einer dauerhaft zu tiefen Aufbauposition wird dann im Gegenzug Luft zugeführt. Dies geschieht sehr langsam, damit eine Auswirkung auf die Federung und Dämpfung des LFDs ausgeschlossen werden kann.

Im Anschluss werden für das hier beschriebene Simulationsmodell die Ergebnisse für die Teilsimulation einer Luftfeder und eines LFDs in einem Viertelfahrzeugmodell vorgestellt.

3.8.1 Simulationsergebnisse der Luftfeder

Die Kraft einer Luftfeder in Abhängigkeit von der Position kann mit folgender algebraischer Gleichung angegeben werden:

$$F_{LF}(x_{LF}) = \left(p_0 \cdot \frac{V_0^n}{V(x_{LF})^n} - p_U \right) \cdot A_{LF}(x_{LF}). \quad 3.40$$

Der Wärmeaustausch des Luftvolumens mit der Umgebung wird dabei über den Isentropenexponenten n angenähert. Hierbei kann das Volumen $V(x_{LF})$ an der Stelle x_{LF} mit

$$V(x_{LF}) = V_0 - \int_0^{x_{LF}} A_{LF}(x_{LF}) dx_{LF} \quad 3.41$$

errechnet werden. Unter der Annahme einer konstanten Flächenänderung $\frac{\partial A_{LF}(x_{LF})}{\partial x_{LF}} = const$ ergibt sich

$$V(x_{LF}) = V_0 - A_{LF}(x_0) \cdot x_{LF} - \frac{1}{2} \cdot \frac{\partial A_{LF}(x_{LF})}{\partial x_{LF}} \cdot x_{LF}^2. \quad 3.42$$

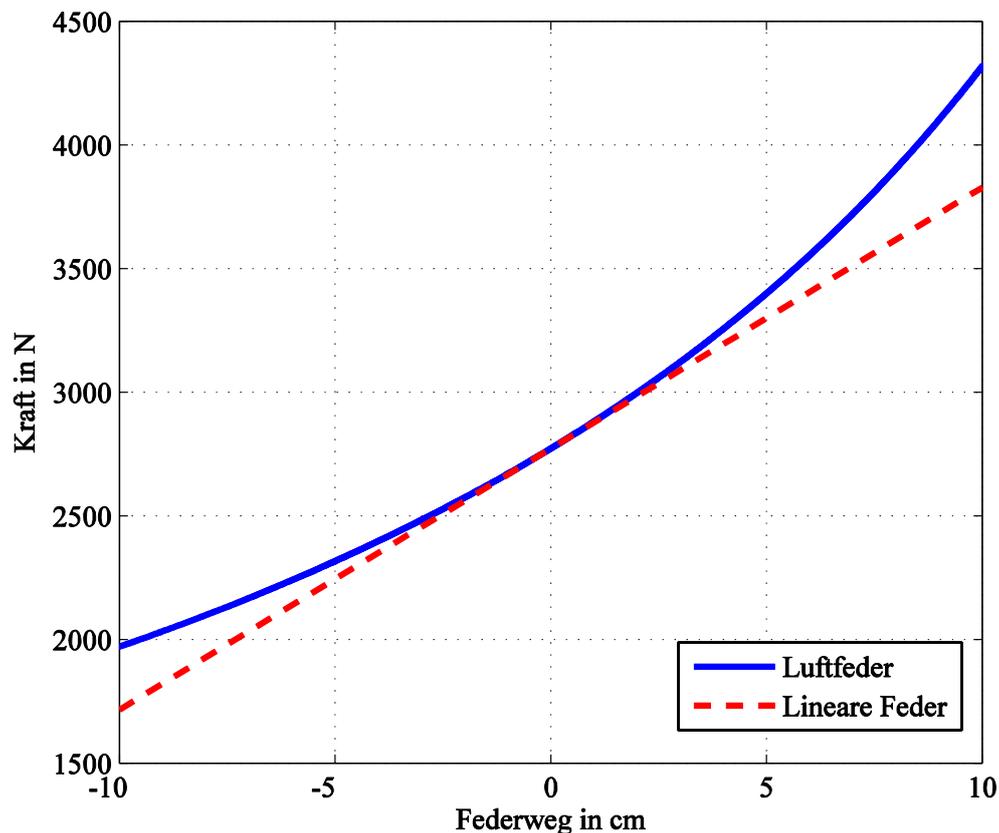


Abbildung 3.5: Vergleich der Kraft einer Luftfeder mit einer linearen Feder

Abbildung 3.5 zeigt den Verlauf der Kraft einer Luftfeder im Vergleich mit einer linearen Feder. Die Kennlinie der Luftfeder wurde im Simulationsmodell und analytisch nach Gleichung 3.40 ermittelt. Beide Verfahren ermitteln die gleichen Werte der Federkraft der Luftfeder. Im Arbeitspunkt, bei einem Federweg von 0 cm, weisen beide Federn die gleiche Steigung auf. Bei größeren Federwegen bringt die Luftfeder eine größere Kraft auf. Hierbei steigt die Federrate der Luftfeder über den gesamten Bereich an. Zum Anstieg der Federrate trägt nach Gleichung 3.3 sowohl der kürzere Restfederweg als auch der sich erhöhende Kammerdruck bei. Es ist möglich diesen Effekt durch eine Konturierung, bei der die Federfläche mit zunehmender Einfederung verkleinert wird, auszugleichen. In der Praxis ist jedoch

eine Erhöhung der Federrate bei größerer Einfederung anzustreben, um einem harten Einlaufen in die Endlagen entgegenzuwirken.

3.8.2 Simulationsergebnisse des Luftfederdämpfers

In folgenden wird das Feder- und Dämpfungsverhalten eines LFDs untersucht und überprüft ob das simulierte Verhalten des LFDs mit dem erwarteten übereinstimmt. In den Simulationen wird der Luftfederdämpfer bei verschiedenen Einstellungen für das Drosselement sinusförmig um die Gleichgewichtslage bewegt.

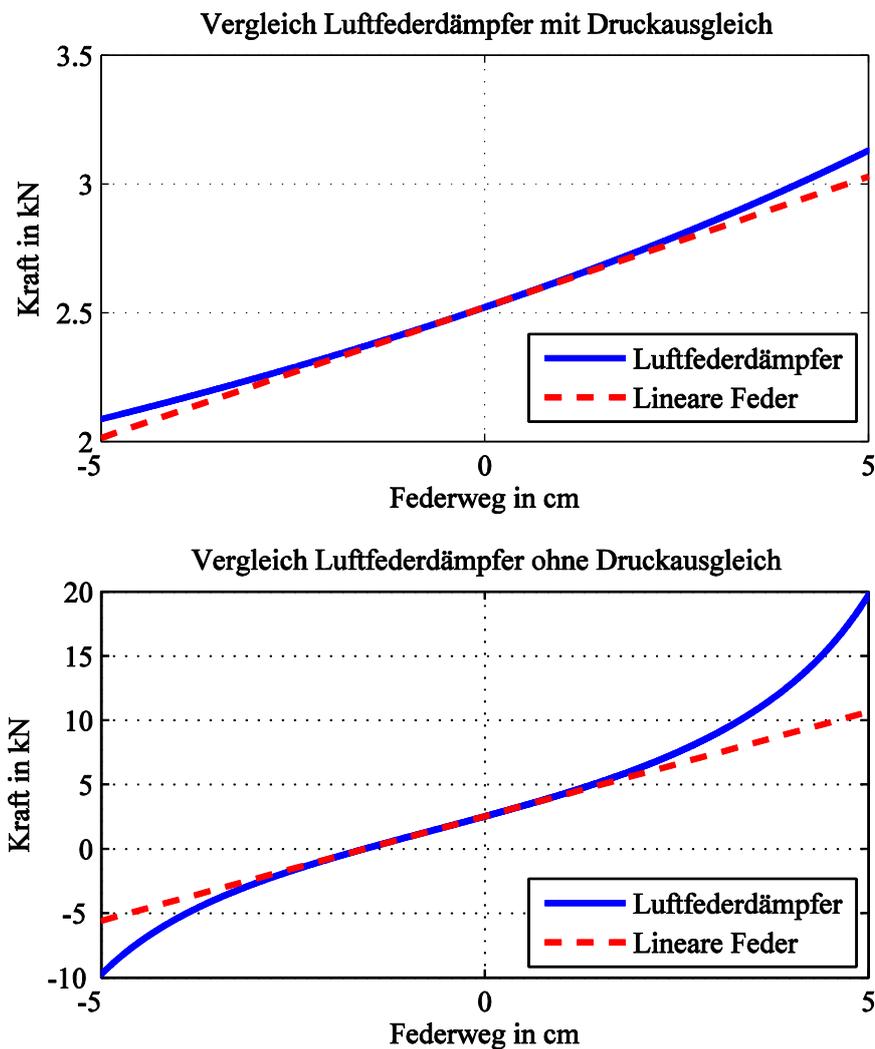


Abbildung 3.6: Vergleich der stationären Kraft eines LFDs mit einer linearen Feder bei offener (oben) und geschlossener (unten) Drossel

In einer ersten Simulation zum LFD aus Abbildung 3.3 wurde untersucht inwiefern die Federkennlinie des LFDs mit der linearisierten Federkennlinie übereinstimmt. Sofern ein Druckausgleich zwischen den Kammern stattfindet, besitzt der LFD eine geringere Steifigkeit im Vergleich zu einer normalen Tragfeder. Der Verlauf der Federkraft ähnelt stark dem einer Luftfeder (Abbildung 3.6 oben). Die Steifigkeit der linearen Feder ist hierbei die in Gleichung 3.30 errechnete Steifigkeit $c_{0,LFD}$. Da ein LFD, bestehend aus zwei Kammern, einen geringeren Federweg aufweist als eine Luftfeder, wurde bei der Darstellung die maximale Schwingamplitude auf 5 cm begrenzt.

Im unteren Teil von Abbildung 3.6 ist der Vergleich zwischen dem LFD mit geschlossener Drossel und der linearen Feder zu sehen. Hierbei ist die dynamische Federsteifigkeit im Vergleich zur geöffneten Drossel viel größer. Die Steifigkeit der linearen Vergleichsfeder wurde mit Gleichung 3.32 zu $c_{\infty,LFD}$ errechnet. Es wird deutlich, dass die dynamische Steifigkeit des simulierten LFDs mit geschlossener Drossel für positive und negative Federwege ansteigt. Dies begründet sich darin, dass die Verhärtung einer Luftfeder mit kürzerem Restfederweg nichtlinear erfolgt. Für positive und negative Federwege erfolgt die Verhärtung der komprimierten Luftfeder sehr viel steiler als die Erhöhung der Nachgiebigkeit der expandierten.

Die algebraische Beschreibung der stationären Kraft des LFDs ohne Strömungswiderstand zwischen den einzelnen Luftfedern lautet:

$$F_{LFD,0}(x_{LFD}) = \left(p_0 \cdot \left(\frac{V_{1,0} + V_{2,0}}{V_1(x_{LFD}) + V_2(x_{LFD})} \right)^n - p_U \right) \cdot (A_1(x_{LFD}) - A_2(x_{LFD})). \quad 3.43$$

Für die Kraft des LFDs mit vollständig geschlossener Drossel ergibt sich die algebraische Beschreibung mit:

$$F_{LFD,\infty}(x_{LFD}) = \left(p_0 \cdot \left(\frac{V_{1,0}}{V_1(x_{LFD})} \right)^n - p_U \right) \cdot A_1(x_{LFD}) - \left(p_0 \cdot \left(\frac{V_{2,0}}{V_2(x_{LFD})} \right)^n - p_U \right) \cdot A_2(x_{LFD}). \quad 3.44$$

Die Volumina der einzelnen Kammern des LFDs betragen dabei

$$V_1(x_{LFD}) = V_{1,0} - \int_0^{x_{LFD}} A_1(x_{LFD}) dx_{LFD} \text{ und} \quad 3.45$$

$$V_2(x_{LFD}) = V_{2,0} + \int_0^{x_{LFD}} A_2(x_{LFD}) dx_{LFD}.$$

Für eine konstante Flächenänderung vereinfacht sich 3.45 zu

$$V_1(x_{LFD}) = V_{1,0} - A_{1,0} \cdot x_{LFD} - \frac{1}{2} \cdot \frac{\partial A_1(x_{LFD})}{\partial x_{LFD}} \cdot x_{LFD}^2 \text{ und} \quad 3.46$$

$$V_2(x_{LFD}) = V_{2,0} + A_{2,0} \cdot x_{LFD} + \frac{1}{2} \cdot \frac{\partial A_2(x_{LFD})}{\partial x} \cdot x_{LFD}^2.$$

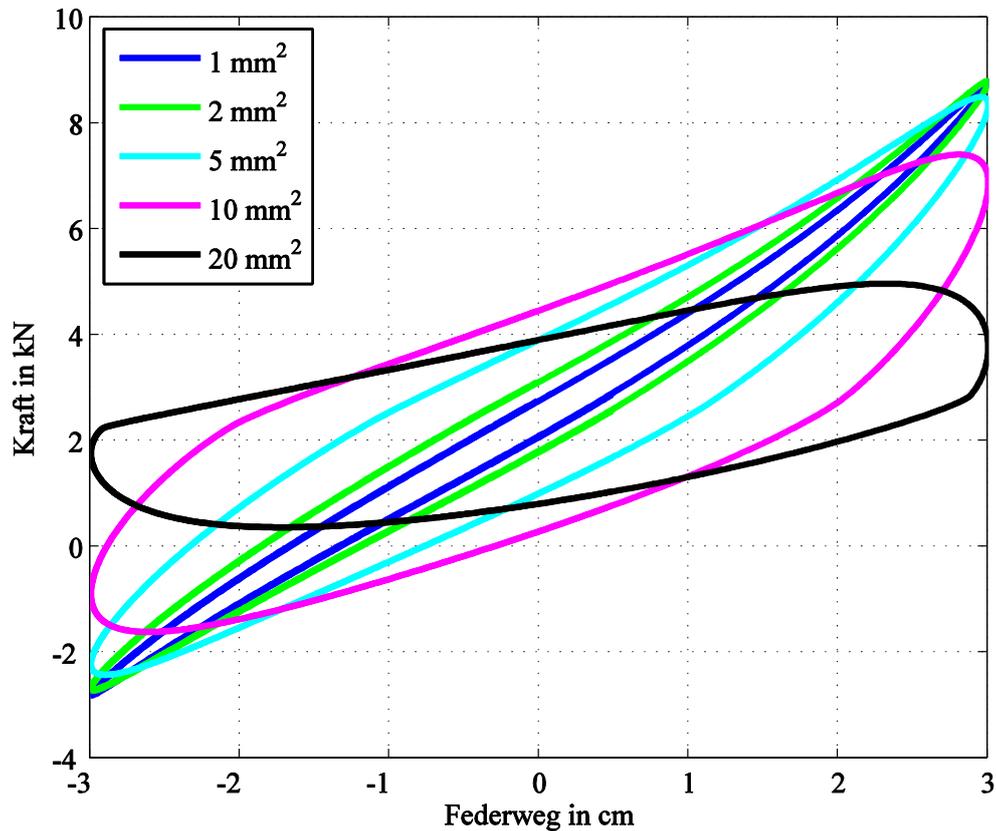


Abbildung 3.7: Darstellung der Kraft des LFDs über dem Federweg bei verschiedenen Öffnungsquerschnitten der Drossel und einer sinusförmigen Anregung mit der Frequenz 3 Hz und der Amplitude 3 cm

In Abbildung 3.7 ist ein Vergleich des Verlaufes der Kraft des LFDs über dem Weg bei sinusförmiger Anregung mit einer Frequenz von 3 Hz und einer Anregungsamplitude von 3 cm abgebildet. Die Kurven werden hierbei im mathematisch negativen Drehsinn durchlaufen. Bei den verschiedenen Kurven wurde die Öffnung der Drosselfläche variiert. Eine geringe Drosselöffnung führt hierbei zu einer steilen Kurve mit einer sehr geringen Kraftdifferenz beim Ein- und Ausfedern. Die Differenz der Flächeninhalte unter der Kraft-Weg-Kennlinie bei der Ein- und Ausfederung stellt die verrichtete Dämpfungsarbeit dar. Im mittleren Bereich der Drosselfläche von circa 10 mm hat die Dämpfung ihr Maximum, um dann bei einer weiteren Erhöhung der Drosselöffnung wieder kleiner zu werden. Sehr gut ist ebenfalls ein Abfallen der Steifigkeit hin zu größeren Drosselöffnungen zu beobachten.

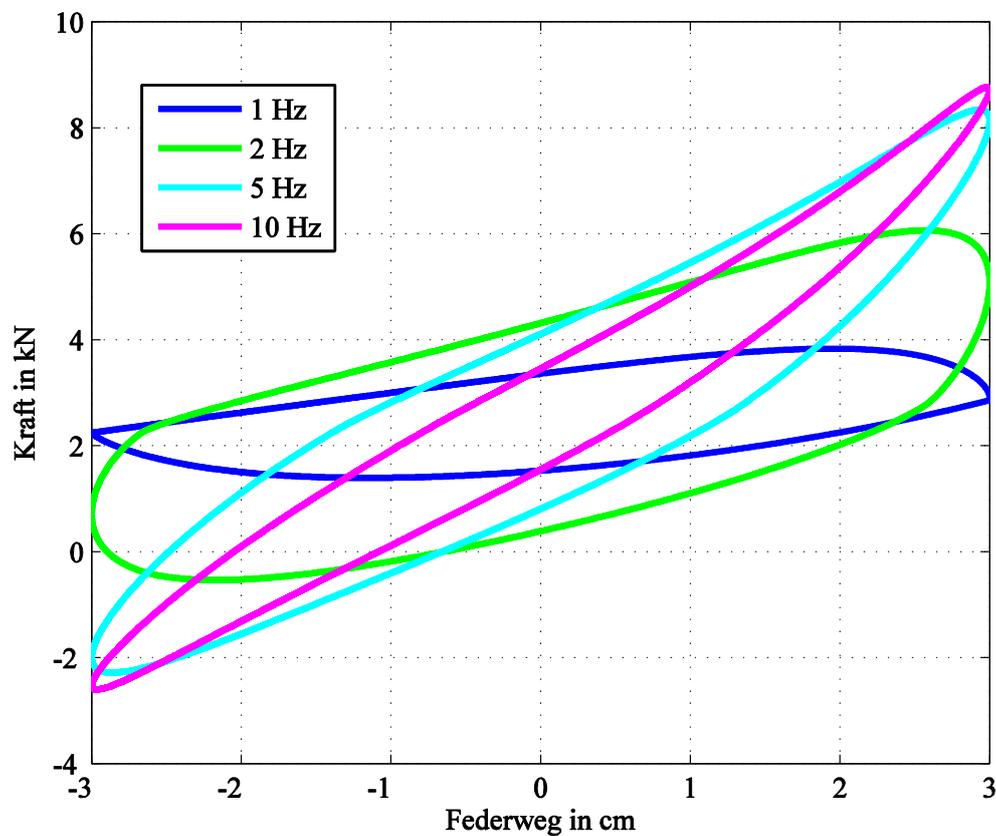


Abbildung 3.8: Darstellung der Kraft des LFDs über dem Federweg bei einer Sinusförmigen Anregung mit verschiedenen Frequenzen, einer Amplitude von 3 cm und einer Drosselöffnungsfläche von 10 mm²

Abbildung 3.8 zeigt, wie auch Abbildung 3.7, den Verlauf der Kraft des LFDs über der Einfederung. Hier wird nun die Frequenz variiert und die Drosselöffnungsfläche mit 10 mm² sowie

die Anregungsamplitude mit 3 cm werden konstant gehalten. Sehr gut ist die Verhärtung des LFDs bei größeren Frequenzen erkennbar. Da bei höherer Frequenz die Geschwindigkeit der Einfederung zunimmt, würde sich bei einer geschwindigkeitsproportionalen Dämpfung die verrichtete Dämpfungsarbeit in gleichem Maße erhöhen. Dies geschieht hier nur bis 2 Hz, darüber hinaus nimmt diese wieder ab. Ein Überströmen von Luft zwischen den einzelnen Kammern des LFDs ist aufgrund der kurzen Zeitspanne, die für den Druckausgleich zur Verfügung steht, nur noch in begrenztem Maße möglich. Die Dämpfung resultiert aus der zwischen Einfederung und Ausfederung veränderten Luftverteilung zwischen den Kammern des LFDs.

Die Dämpfung eines LFDs weicht damit von der proportionalen Dämpfung parallel zu einer Tragfeder ab. Eine geschwindigkeitsproportionale Dämpfung nimmt bei gleich bleibender Amplitude mit größerer Anregungsfrequenz stetig weiter zu.

In Abschnitt 3.4 wurde bereits dargelegt, dass der LFD als Anordnung aus einer Tragfeder mit parallel geschaltetem Dämpfer, welcher über ein Stützlager wirkt, modelliert werden kann. Die Verhärtung bei hohen Frequenzen, die mit einer Reduktion der Dämpfungskraft einhergeht, resultiert daraus, dass der Dämpfer nur noch einen geringen Hub vollführt und hier lediglich das Stützlager nachgibt.

3.8.3 Simulationsergebnisse des Viertelfahrzeug-Modells

Zur Bewertung des in das Modell eines Viertelfahrzeuges integrierten LFDs wurde anhand einer Vielzahl von einzelnen Simulationen der Amplitudengang ermittelt. Hierbei wurden die Frequenz, die Anregungsamplitude und die Querschnittsfläche der Drossel variiert. Im eingeschwungenen Zustand wurden dann die maximale Aufbaubewegung, Aufbaubeschleunigung und Radlastschwankung ermittelt.

In Abbildung 3.9 ist der Amplitudengang der Aufbaubewegung, bei einer sinusförmigen Fußpunktanregung des Simulationsmodells mit einer Amplitude von 1 mm, aufgetragen. Um die Resonanzüberhöhung besser bewerten zu können, wurde eine doppelt logarithmische Darstellung der Koordinatenachsen verwendet.

Für größere Drosselquerschnitte im Bereich ab 2 mm² beträgt die erste Eigenfrequenz etwas weniger als 1 Hz. Verringert man die Querschnittsfläche unter diesen Wert, so verschiebt sich

diese Eigenfrequenz in den Bereich von circa 2 Hz. Die Überhöhung der ersten Eigenfrequenz ist bei einer Drosselöffnung von circa 2 mm^2 minimal und nimmt sowohl zu kleineren als auch zu größeren Querschnittswerten zu. Die Resonanzüberhöhung der zweiten Eigenfrequenz ist im Bereich zwischen 10 und 15 Hz angesiedelt. Je größer die Drosselöffnung ist, desto geringer ist diese Resonanz ausgeprägt und umso geringer ist ihre Frequenz. Insgesamt ist die zweite Eigenfrequenz etwas geringer ausgeprägt als die erste.

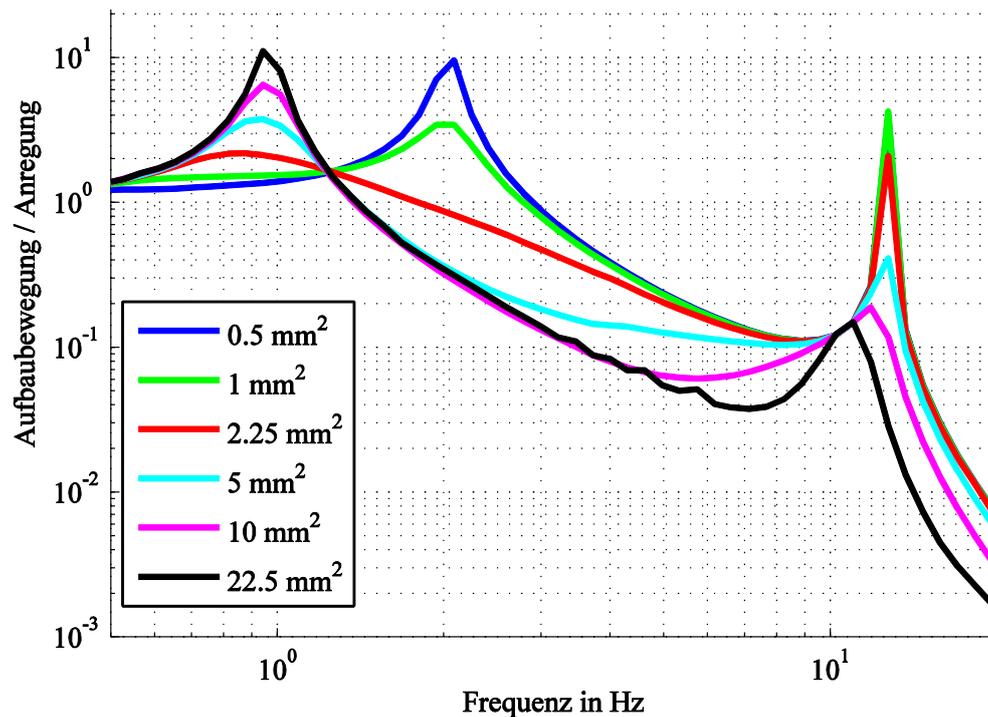


Abbildung 3.9: Amplitudengang der Aufbaubewegung am Viertelfahrzeugmodell: aufgenommen mit einer sinusförmigen Fußpunktanregung von 1 mm mit verschiedenen Drosselöffnungsquerschnitten

In Abbildung 3.10 ist der Amplitudengang der Aufbaubeschleunigung über der Anregungsfrequenz bei einer Fußpunktanregung von 1 mm aufgetragen. Auch hier wurde eine doppelt logarithmische Darstellung der Koordinatenachsen verwendet. Die Eigenfrequenzen sind identisch mit den Eigenfrequenzen der Aufbaubewegung. Bei der Resonanzüberhöhung ist jetzt die zweite Eigenfrequenz wesentlich stärker ausgeprägt als die erste. Für reale Anregungen muss allerdings bedacht werden, dass die größten Anregungsamplituden eher im unteren Frequenzbereich zu vermuten sind. Es wird deutlich, dass eine konstante Drosselöffnung nicht sinnvoll ist, um die Aufbaubeschleunigung im gesamten betrachteten Frequenzbereich zu re-

duzieren, da mit einer konstanten Drosselöffnung nur eine Eigenfrequenz optimal bedämpft werden kann.

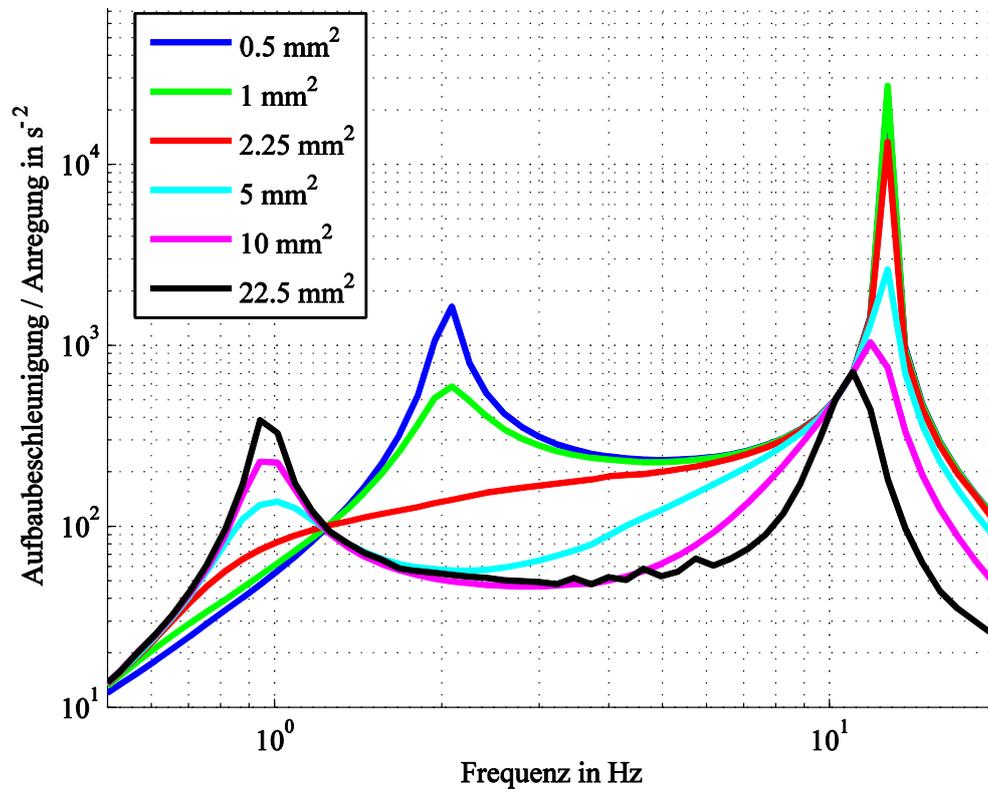


Abbildung 3.10: Amplitudengang der Aufbaubeschleunigung am Viertelfahrzeugmodell: aufgenommen mit einer sinusförmigen Fußpunktanregung von 1 mm mit verschiedenen Drosselöffnungsquerschnitten

In Abbildung 3.11 ist der Amplitudengang der Radlastschwankung über der Anregungsfrequenz bei einer Fußpunktanregung von 1 mm aufgetragen. Zwischen den Eigenfrequenzen, die sich an den gleichen Stellen ausbilden wie bei der Aufbaubewegung und der Aufbaubeschleunigung, ist hier auch ein starkes Absinken des Verlaufes bei 3 bzw. 8 Hz zu erkennen. Lediglich bei einer Drosselöffnung von 2 bis 5 mm² ist dieser Effekt nur gering ausgeprägt. Bei einer größeren Drosselöffnung liegt das Minimum im Bereich von 3 Hz bei einer kleineren bei 8 Hz.

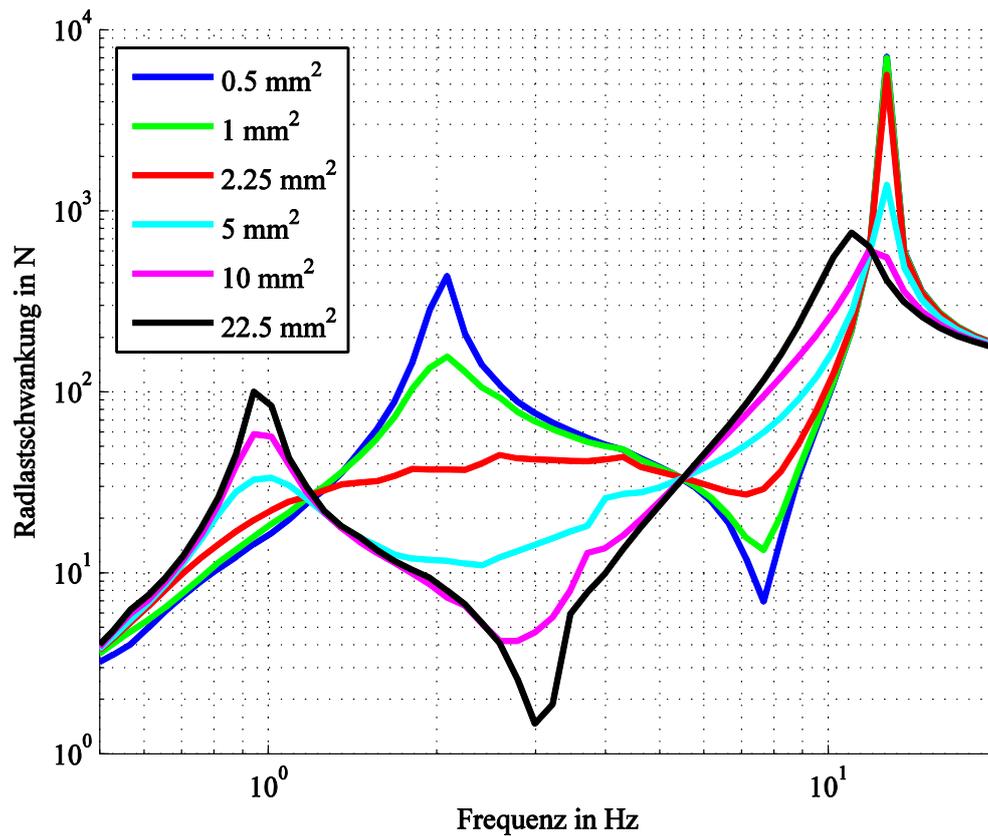


Abbildung 3.11: Amplitudengang der Radlastschwankung am Viertelfahrzeugmodell: aufgenommen mit einer sinusförmigen Fußpunktanregung von 1 mm mit verschiedenen Drosselöffnungsquerschnitten

Im Vergleich der Abbildung 3.9 bis Abbildung 3.11 ist ersichtlich, dass keine der dargestellten Drosselöffnungen für den gesamten Frequenzbereich zufriedenstellende Ergebnisse liefert. Hieraus kann abgeleitet werden, dass eine variable Drosselöffnung notwendig ist, um ein zufriedenstellendes Ergebnis zu erreichen. In weiteren Studien konnte gezeigt werden, dass sich bei variierender Anregungsamplitude das Übertragungsverhalten ändert. Die Ursache für dieses nichtlineare Verhalten liegt in der nichtlinearen Durchflusskennlinie der Drossel. Aus diesem Grund wird, bevor eine Regelung implementiert werden kann, eine Kompensation dieser Nichtlinearität durchgeführt.

4 Regelungsstrategien

Anhand der in Kapitel 3 vorgestellten Simulationsmodelle werden in diesem Kapitel verschiedene Regelungsstrategien für den LFD entwickelt. Zunächst wird dabei das Drosselverhalten linearisiert. Hierbei wird ein der Druckdifferenz zwischen den Kammern des LFDs proportionaler Massenstrom durch ständige Anpassung der Querschnittsfläche der Drossel gestellt. Im Anschluss daran wird ein Kraftregler, der eine externe Sollkraftvorgabe mit dem LFD umsetzt, vorgestellt. Durch die Verstellung der Drossel kann hierbei innerhalb der physikalischen Grenzen des LFDs eine beliebige Kraft gestellt werden. Mit diesem Kraftregler wird ein Sky-Hook Regelungsansatz mit dem LFD umgesetzt.

4.1 Linearisierung des Drosselverhaltens

In der Simulation konnte kein konstanter Drosselquerschnitt gefunden werden mit dem gleichzeitig die Radlastschwankung und die Aufbaubeschleunigung minimiert werden können. Weiterhin besteht eine Abhängigkeit der Übertragungsfunktion von der Anregungsamplitude. Da alle anderen algebraischen Gleichungen und Differenzialgleichungen des Modells für kleine Abweichungen von der Gleichgewichtslage ein lineares Verhalten aufweisen, ist die Nichtlinearität der Drossel die dominierende Ursache für dieses nichtlineare Verhalten des LFDs. Die Nichtlinearität des LFDs wird durch eine ständige Anpassung des Drosselquerschnittes an die Systemzustände kompensiert.

4.1.1 Regelungsentwurf

Das Ziel der Kompensation ist es, einen linearen Zusammenhang zwischen dem Differenzdruck am Drosselventil und dem damit gestellten Massenstrom sicherzustellen:

$$\dot{m} = k \cdot \Delta p = k \cdot (p_1 - p_2). \quad 4.1$$

Dieser Zusammenhang wird über den Proportionalitätsfaktor k hergestellt. Setzt man die Zielvorgabe in die nichtlineare Strömungsgleichung 3.9 ein und stellt diese dann nach der Querschnittsfläche der Drossel um, erhält man eine algebraische Funktion für die Berechnung der Drosselfläche in Abhängigkeit der Drücke der einzelnen Luftfedern.

$$A_{Dr} = \frac{k \cdot (p_1 - p_2)}{\sqrt{2 \cdot p_1 \cdot \rho_1} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}} \quad 4.2$$

4.1.2 Ergebnisse

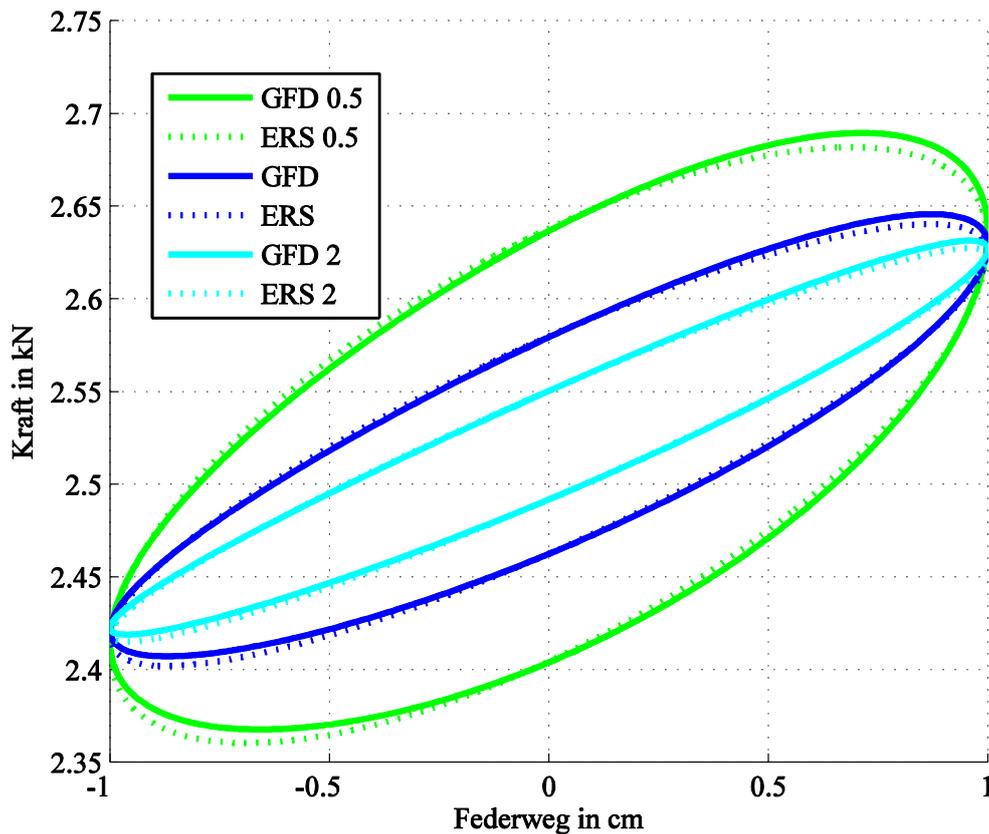


Abbildung 4.1: Vergleich der Dämpfungskraft des LFDs mit einem linearisierten Ersatzsystem: aufgenommen mit einer sinusförmigen Fußpunktanregung der Frequenz 5 und Amplitude 1 cm mit verschiedenen Proportionalitätsfaktoren des Drosselkennwertes

Als erstes soll untersucht werden, ob es durch die Kompensation gelungen ist, den LFD durch das Ersatzschaltbild in Abbildung 3.1 zu ersetzen. In Abbildung 4.1 ist hierzu der Kraftverlauf des LFDs für verschiedene Proportionalitätsfaktoren des Durchflusses aufgetragen. Für jeden dieser LFD wurden mit Hilfe von Gleichung 3.35 die Parameter des Ersatzschaltsystems ermittelt. Im Anschluss wurden die LFD und die Vergleichssysteme simuliert und in Abbildung 4.1 dargestellt.

Das Verhalten des LFDs in Abbildung 4.1 stimmt mit dem vom Ersatzschaltbild weitgehend überein. Die verbleibenden geringfügigen Abweichungen haben ihre Ursache in der Verhärtung der gegeneinander wirkenden Luftfedern bei größeren Auslenkungen. Dieser Effekt führt erst ab einer Amplitude von circa 3 cm zu einer Abweichung zwischen LFD und Ersatzsystem von mehr als 10%. Die Kompensation der Drosselnichtlinearität erscheint geeignet, damit der LFD durch ein lineares Ersatzsystem beschrieben werden kann.

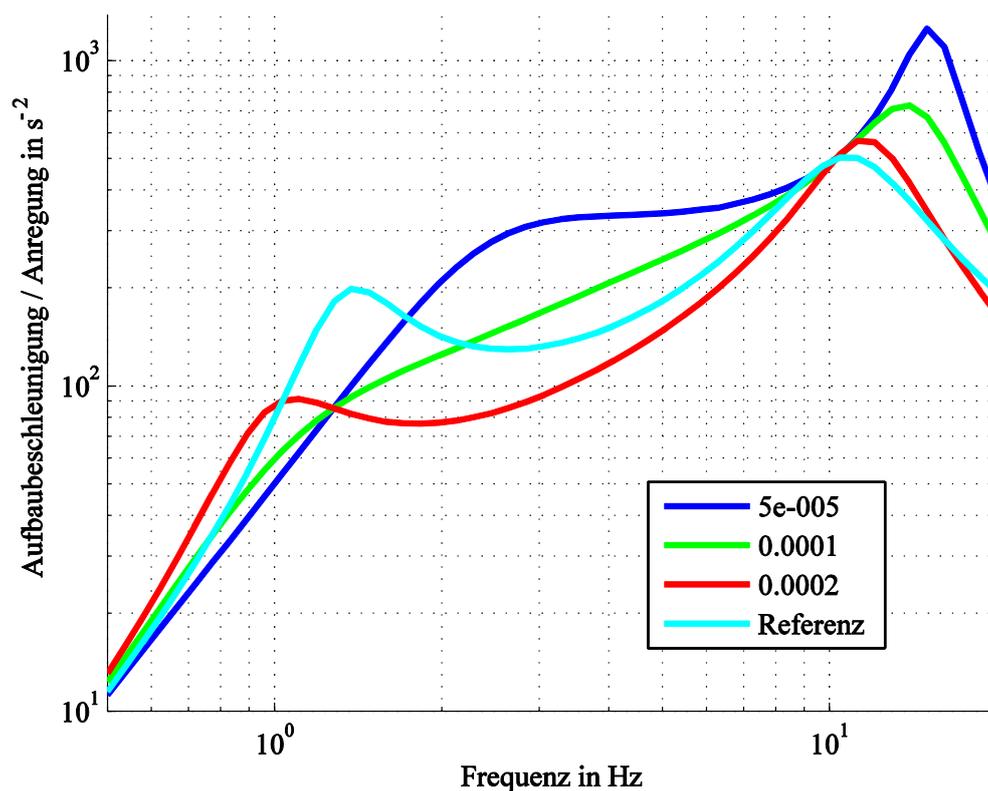


Abbildung 4.2: Amplitudenspektrum der Aufbaubeschleunigung des LFDs: aufgenommen mit einer sinusförmigen Fußpunktanregung von 1 mm mit verschiedenen Proportionalitätsfaktoren des Drosselkennwertes k im Vergleich mit einem passiven Feder-Dämpfer System (Referenz)

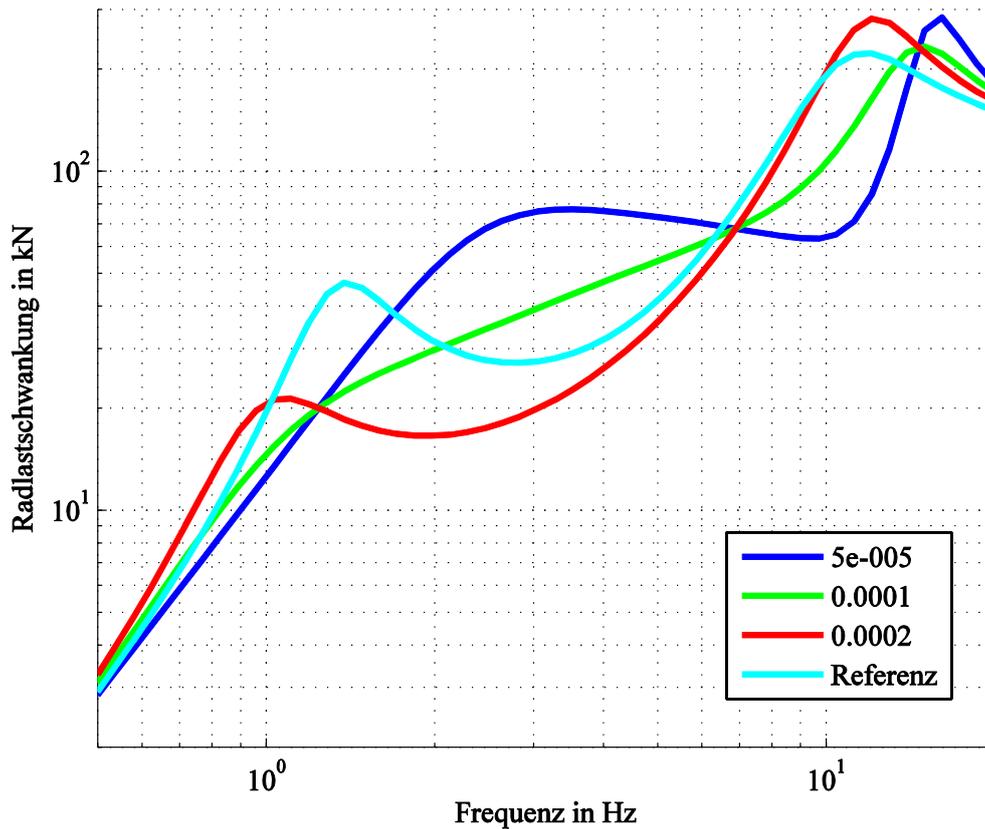


Abbildung 4.3: Amplitudenspektrum der Radlastschwankung des LFDs: aufgenommen mit einer sinusförmigen Fußpunktanregung von 1 mm mit verschiedenen Proportionalitätsfaktoren des Drosselkennwertes k im Vergleich mit einem passiven Feder-Dämpfer System (Referenz)

Abbildung 4.2 stellt das Amplitudenspektrum der Aufbaubeschleunigung für einen LFD mit linearisiertem Drosselverhalten dar. Die verwendeten Proportionalitätsfaktoren zwischen dem Differenzdruck und dem Massenstrom betragen 0.5 (GFD 0.5 und ERS 0.5), 1 (GFD und ERS) und $2 \frac{g}{s \cdot Pa}$ (GFD 2 und ERS 2). Im Vergleich zu Abbildung 3.10 wird deutlich, dass die erste und zweite Eigenfrequenz durch die gleiche Drosseleinstellung sehr gut bedämpft werden können. Die optimale Einstellung für die Dämpfung der Aufbaubeschleunigung liegt hierbei im Bereich zwischen $k=1$ und $2 \frac{g}{s \cdot Pa}$ für den Proportionalitätsfaktor des Durchflusses. Festzuhalten ist, dass das Übertragungsverhalten bei geringen Anregungsamplituden nicht mehr von der Stärke der Anregung abhängt. Im Vergleich mit dem passiven System wird deutlich, dass der LFD eine vergleichbare Performance aufweist und damit als Ersatz für ein konventionelles Dämpfungssystem geeignet ist. Im Bereich der ersten Eigenfrequenz besitzt der

LFD sogar Vorteile gegenüber dem konventionellen System bezüglich der Aufbaubeschleunigungsamplituden.

Abbildung 4.3 zeigt den Vergleich der Radlastschwankung. Auch zur Dämpfung dieser sollte der Proportionalitätsfaktor im Bereich von 1 bis $2 \frac{g}{s \cdot Pa}$ liegen. Im Vergleich mit dem Referenzsystem zeigt der LFD ein mindestens vergleichbares Verhalten. Das Schwingungsverhalten des LFDs ist im Bereich der ersten Eigenfrequenz günstiger.

4.2 Kraftregler

Die Kraftregelung eines LFDs beschreibt die Möglichkeit diesen als Kraftstellelement zu verwenden. Eine äußere Regelstrategie ermittelt eine vom LFD zu stellende Kraft ohne im Einzelnen darauf einzugehen, wie diese vom LFD gestellt werden kann. Die Kraftregelung des LFDs setzt diese Sollkraftvorgabe durch eine Verstellung des Drosselementes um. Eine Einschränkung bei der Verwendung des LFDs als Kraftsteller ergibt sich daraus, dass die Drossel ohne eine vorhandene Druckdifferenz mit geeignetem Vorzeichen keine Stellkraft aufbringen kann. Bei der Implementierung der Kraftregelung und einer vorgelagerten Sollkraftvorgabe muss dies berücksichtigt werden.

4.2.1 Regelungsentwurf

Für die Regelung der Kraft des LFDs sind die partiellen Ableitungen der LFD-Kraft nach der Länge und nach der Menge der übergeströmten Luft zu bestimmen. Zur Vereinfachung wird in den folgenden Betrachtungen keine Konturierung der Abrollkolben berücksichtigt. Bei einer Berücksichtigung würde sich die minimale Steifigkeit des Kraftstellers etwas erhöhen. Die Kammerdrücke des LFDs können als explizite Funktion, der in ihr befindlichen Gasmasse und des Volumens wie folgt angegeben werden:

$$p_1 = \frac{p_0}{\rho_0^n} \cdot \left(\frac{m_1}{V_{1,0} - A_1 \cdot x} \right)^n, \quad 4.3$$

$$p_2 = \frac{p_0}{\rho_0^n} \cdot \left(\frac{m_{ges} - m_1}{V_{2,0} + A_2 \cdot x} \right)^n.$$

Aus 3.27 erhält man

$$F_{LFD} = p_1 \cdot A_1 - p_2 \cdot A_2 - p_U \cdot (A_1 - A_2). \quad 4.4$$

Setzt man jetzt die Gleichungen 4.3 ein, so erhält man die Federkraft des LFDs zu

$$F_{LFD} = \frac{p_0}{\rho_0^n} \cdot \left(\frac{m_1}{V_{1,0} - A_1 \cdot x} \right)^n \cdot A_1 - \frac{p_0}{\rho_0^n} \cdot \left(\frac{m_{ges} - m_1}{V_{2,0} + A_2 \cdot x} \right)^n \cdot A_2 - p_U \cdot (A_1 - A_2). \quad 4.5$$

Hieraus ergeben sich, die partiellen Ableitungen der Kraft nach der Position K_{Fx}

$$K_{Fx} = \frac{\partial F_{LFD}}{\partial x_{LFD}} = \frac{A_1^2 \cdot n \cdot p_0 \cdot m_1^n}{\rho_0^n \cdot (V_{1,0} - A_1 \cdot x)^{n+1}} + \frac{A_2^2 \cdot n \cdot p_0 \cdot (m_{ges} - m_1)^n}{\rho_0^n \cdot (V_{2,0} + A_2 \cdot x)^{n+1}} \quad 4.6$$

und die partiellen Ableitungen der Kraft nach der übergeströmten Luft K_{Fm}

$$K_{Fm} = \frac{\partial F_{LFD}}{\partial m_1} = \frac{n \cdot p_0 \cdot A_1 \cdot m_1^{n-1}}{\rho_0^n \cdot (V_{1,0} - A_1 \cdot x)^n} + \frac{n \cdot p_0 \cdot A_2 \cdot (m_{ges} - m_1)^{n-1}}{\rho_0^n \cdot (V_{2,0} + A_2 \cdot x)^n}. \quad 4.7$$

Mit den Parametern K_{Fx} und K_{Fm} kann die Kraftänderung des LFDs mit

$$\Delta F_{LFD} = K_{Fx} \cdot \Delta x_{LFD} + K_{Fm} \cdot \Delta m_1 \quad 4.8$$

angegeben werden. Die Parameter K_{Fx} und K_{Fm} können für jeden Betriebspunkt neu berechnet werden. Für einen Betriebspunkt kann jetzt die Ableitung der Kraft des LFDs mit

$$\dot{F}_{LFD} = K_{Fx} \cdot \dot{x}_{LFD} + K_{Fm} \cdot \dot{m}_1 \quad 4.9$$

beschrieben werden. Bei einer bekannten Längenänderungsgeschwindigkeit des LFDs kann für einen vorgegebenen Kraftverlauf der notwendige Massenstrom mit folgender Formel berechnet werden:

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{F}_{LFD} - K_{Fx} \cdot \dot{x}_{LFD}}{K_{Fm}} \quad 4.10$$

Für die Umsetzung dieses Ansatzes muss jederzeit der notwendige Massenstrom durch das Drosselement gestellt werden. Sobald für einen beliebigen Zeitpunkt der notwendige Massenstrom aufgrund der Begrenzungen des Drosselementes nicht gestellt werden kann, muss dies im Folgenden berücksichtigt werden. Für die praktische Realisierung werden darum ein proportionaler Ansatz für einen Kraftregler und ein Ansatz mit Störgrößenkompensation verwendet.

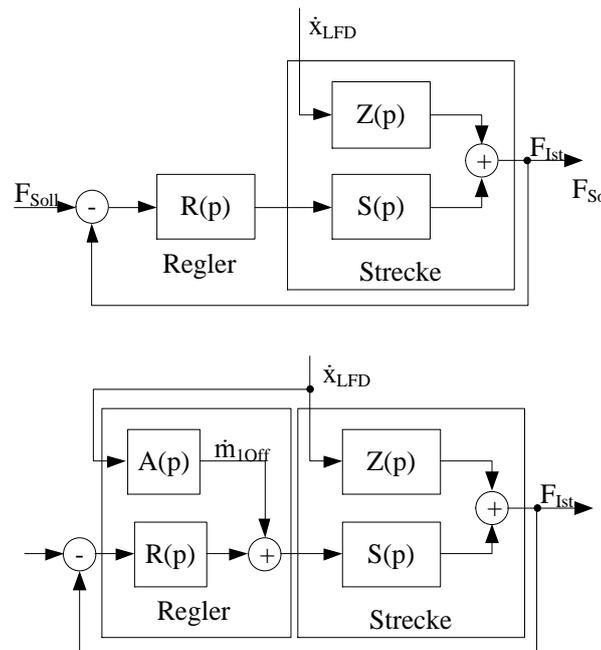


Abbildung 4.4: Regelkreis für den Kraftregler mit P-Regler (oben) und Regelkreis für den Kraftregler mit P-Regler und Störgrößenaufschaltung (unten)

Abbildung 4.4 zeigt den Regelkreis der Kraftregelung. Hierbei sind das Übertragungsverhalten des Reglers mit $R(p)$, der Strecke mit $S(p)$, der Störgröße mit $Z(p)$ und der Störgrößenaufschaltung mit $A(p)$ bezeichnet. In einem ersten Schritt wird der Kraftregler als P-Regler im-

plementiert. Die Strecke $S(p)$ hat integrales Verhalten mit dem Verstärkungsfaktor K_{Fm} . Eine Kompensation der Längenänderungsgeschwindigkeit (\dot{x}_{LFD}) kann durch den Offsetvolumenstrom \dot{m}_{1off} nach folgender Gleichung erreicht werden.

$$0 = K_{Fx} \cdot \dot{x}_{LFD} + K_{Fm} \cdot \dot{m}_{1off} \quad 4.11$$

$$\dot{m}_{1off} = -\frac{K_{Fx} \cdot \dot{x}_{LFD}}{K_{Fm}}$$

Der Regelkreis mit Störgrößenaufschaltung ist in Abbildung 4.4 unten dargestellt. Die Verstärkung der Störgrößenaufschaltung $A(p)$ ist hierbei der Verstärkungsfaktor aus Gleichung 4.11. Dieser Ansatz kann genau dann umgesetzt werden, wenn die Längenänderungsgeschwindigkeit des LFDs durch die Erfassung der Bewegungsgeschwindigkeiten von Rad und Aufbau ermittelt werden kann.

Für den Regelkreis der Kraftregelung ohne Störgrößenaufschaltung ergeben sich nach Abbildung 4.4 oben folgendes Übertragungs-

$$G(p) = \frac{R(p) \cdot S(p)}{1 + R(p) \cdot S(p)} = \frac{K_P \cdot K_{Fm} \cdot \frac{1}{p}}{1 + K_P \cdot K_{Fm} \cdot \frac{1}{p}} = \frac{1}{1 + \frac{p}{K_P \cdot K_{Fm}}} \quad 4.12$$

und Störverhalten

$$G = \frac{Z(p)}{1 + R(p) \cdot S(p)} = \frac{K_{Fx} \cdot \frac{1}{p}}{1 + K_P \cdot K_{Fm} \cdot \frac{1}{p}} = \frac{\frac{K_{Fx}}{K_P \cdot K_{Fm}}}{1 + \frac{p}{K_P \cdot K_{Fm}}} \quad 4.13$$

Das Störverhalten kann durch die Störgrößenaufschaltung im Idealfall vollständig kompensiert werden. Begrenzt wird dies lediglich durch Modellabweichungen und Stellgrößenbegrenzungen.

4.2.2 Simulationsergebnisse

In Abbildung 4.5 ist der Verlauf der Sollkraft und der Istkraft für die Kraftregelung dargestellt. Angeregt wurde mit einer sinusförmigen Schwingung bei einer Amplitude von 1 mm und einer Frequenz von 5 Hz. Bei der Sollvorgabe wurde versucht, eine passive Feder mit drei verschiedenen Dämpfern abzubilden. Um die Abweichung zwischen Soll- und Istwert zu veranschaulichen, wurde dabei ein sehr kleines K_P von $1 \frac{g}{s \cdot N}$ verwendet.

In Abbildung 4.5 ist gut zu erkennen, dass mit Hilfe der Kraftregelung unterschiedliche Kraftverläufe nachgefahren werden können. Dabei ist die Dämpfung des geregelten LFDs minimal größer als die eigentliche Vorgabe. Die Ursache hierfür ist, dass ein LFD mit geschlossener Drossel eine sehr viel steilere Kraft-Weg Kennlinie nachfahren würde. Bei sehr großen Dämpferkraftvorgaben kommt die Kraftregelung an ihre Grenzen. In der dritten Kurve ist der geregelte LFD im Randbereich nicht mehr in der Lage, dem Verlauf der Vorgabe zu folgen. Fordert eine Sollkraftvorgabe eine zu große Dämpfung, wird der LFD diese nicht mehr stellen können. Um die Auswirkungen dieser Begrenzung zu minimieren, ist eine Anpassung des äußeren Regelkreises an die Grenzen des LFDs sinnvoll.

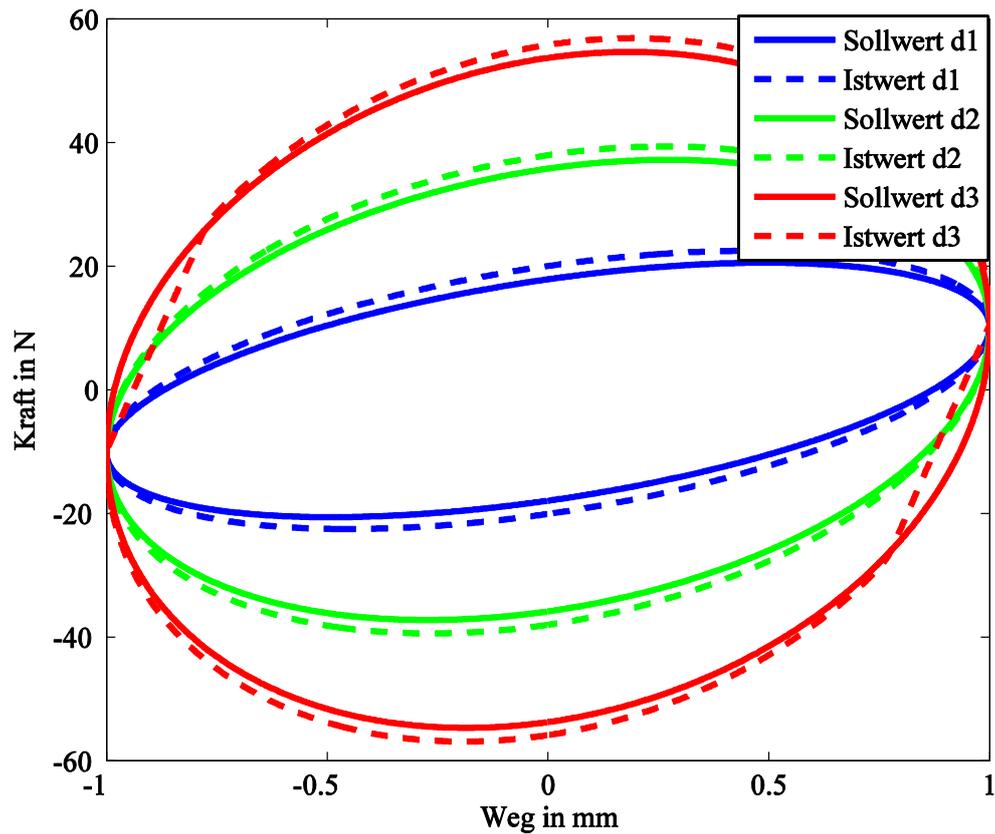


Abbildung 4.5: Ergebnisse Kraftregelung mit einer sinusförmigen Anregung von 1 mm bei 5 Hz für verschiedene Dämpferwerte

4.3 Sky-Hook Regler

Der Sky-Hook Regelungsansatz verfolgt das Ziel, die Aufbaubeschleunigungen im Fahrzeug möglichst gering zu halten. Hierfür wird der Aufbau durch einem virtuellen „Himmelshaken“ mit „dem Himmel“, einem ruhenden Inertialsystem, verbunden. Er soll jetzt über den Untergrund schweben und möglichst wenig von den Anregungen der Fahrbahn nachvollziehen. Zwischen Himmel und Aufbau wird dann eine zusätzliche Dämpferkraft eingebracht. In der Praxis ist dies natürlich nicht möglich. Auch die Kraft des Sky-Hook Dämpfers stützt sich vollständig über das Rad ab. Um eine Beruhigung der Aufbaumasse zu erreichen, wird die Kraft des virtuellen Sky-Hook Dämpfers auf die Kraft des passiven Dämpfers aufgeprägt [1].

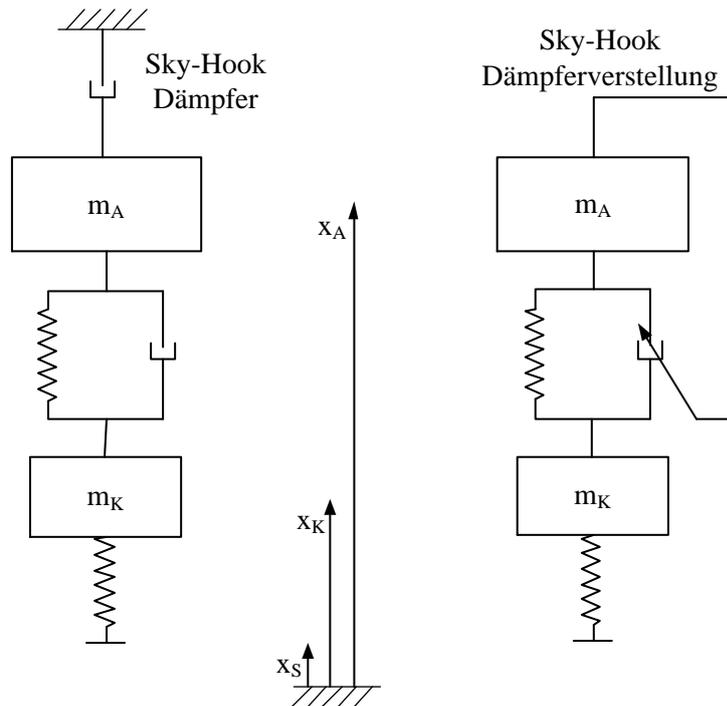


Abbildung 4.6: Sky-Hook Dämpfer

Abbildung 4.6 zeigt das Modell des Sky-Hook-Dämpfers auf der linken Seite. Die rechte Seite enthält eine prinzipielle Skizze für die praktische Umsetzung des Sky-Hook Reglers zur Adaption der Dämpfung. Im Folgenden werden zwei Strategien zur Implementierung des Sky-Hook Reglers untersucht. Die erste Strategie nutzt den Sky-Hook Regler um direkt eine Sollkraft für den LFD zu generieren. Diese Sollkraft wird mithilfe des vorgestellten Kraftregelungsansatzes umgesetzt. Die zweite Strategie realisiert eine Kennlinienumschaltung des LFDs. Hierbei wird in Abhängigkeit von Bewegungsrichtung und Lageabweichung von der Gleichgewichtslage eine andere Drosselkennlinie eingestellt. In Abbildung 3.1 wurde das Ersatzschaltbild des LFDs vorgestellt. Durch eine Verstellung des Proportionalitätsfaktors der linearisierten Drossel kann hier die Dämpfung des Systems direkt beeinflusst werden.

4.3.1 Regelungsentwurf

Bei der Umsetzung der ersten Strategie zur Realisierung des Sky-Hook Regelungsansatzes dient der Sky-Hook Regler zur Gewinnung einer Sollkraft für den LFD. Für die Sollkraftvorgabe wird die Kraft der passiven Feder-Dämpfer Anordnung F_{FD} und die Kraft des Sky-Hook Dämpfers F_{Sky} ermittelt.

$$F_{FD} = (x_R - x_A) \cdot c_{FD} + (\dot{x}_R - \dot{x}_A) \cdot b_{FD} \quad 4.14$$

$$F_{Sky} = \dot{x}_A \cdot b_{Sky}$$

Dabei sind c_{FD} die Steifigkeit der konventionellen Tragfeder, b_{FD} die Dämpfungskonstante des konventionellen Dämpfers und b_{Sky} die Dämpfungskonstante des Sky-Hook Dämpfers. Aus der Addition dieser beiden Kräfte erhält man

$$F_{Soll} = F_{FD} + F_{Sky} = (x_R - x_A) \cdot c + (\dot{x}_R - \dot{x}_A) \cdot b_{FD} + \dot{x}_A \cdot b_{Sky} \quad 4.15$$

den Sollwert für die Kraft des LFDs F_{Soll} . Diese Kraft wird als Eingangsgröße der Kraftregelung verwendet.

	$\ddot{x}_A < 0$	$\ddot{x}_A \cong 0$	$\ddot{x}_A > 0$
$\dot{x}_R - \dot{x}_A < 0$	geringe Dämpfung großer Massenstrom	normale Dämpfung mittlerer Massenstrom	hohe Dämpfung kleiner Massenstrom
$\dot{x}_R - \dot{x}_A \cong 0$	normale Dämpfung mittlerer Massenstrom	normale Dämpfung mittlerer Massenstrom	normale Dämpfung mittlerer Massenstrom
$\dot{x}_R - \dot{x}_A > 0$	hohe Dämpfung kleiner Massenstrom	normale Dämpfung mittlerer Massenstrom	geringe Dämpfung großer Massenstrom

Tabelle 4.1 Entscheidungsmatrix Dämpfungsverstellung für Sky-Hook Regler

Bei der Umsetzung der zweiten Strategie zur Realisierung des Sky-Hook Reglers wird zwischen verschiedenen Proportionalitätsfaktoren für den Massenstrom des LFDs variiert. In Tabelle 4.1 wird eine Systematik für die Kennwerte für diesen Proportionalitätsfaktor angegeben. Kleine Durchflusskennwerte entsprechen nach Gleichung 3.35 einer hohen Dämpfung, große einer niedrigen. Die Entscheidungsmatrix in Tabelle 4.1 gibt an, wann welche Kennwerte Anwendung finden. Grundsätzlich gilt: Sofern eine erhöhte Dämpfungskraft die Aufbaubeschleunigung erhöht, wird eine weiche Kennung, das heißt eine geringe Dämpfung, verwendet. Verringert die Dämpfung die Aufbaubeschleunigung wird eine harte Kennung, das heißt eine große Dämpfung, verwendet.

4.3.2 Ergebnisse

Abbildung 4.7 zeigt den Verlauf des Amplitudenganges für die Aufbaubeschleunigung eines LFDs. Die Anregungsamplitude betrug über den gesamten Bereich 1 mm. Man erkennt eine deutliche Verbesserung der Aufbauschwingungen im Bereich von 2 bis 7 Hz. Im Bereich der Eigenfrequenz des Rades bei circa 10 Hz ergibt sich durch den Sky-Hook Regelungsansatz eine etwas größere Überhöhung, die aus Komfortgründen aber in Kauf genommen werden kann. Wird die Kraftregelung zur Realisierung des Sky-Hook Regelungsalgorithmus angewandt, so erhöht sich die Abweichung aufgrund des Übertragungsverhaltens der Kraftregelung minimal.

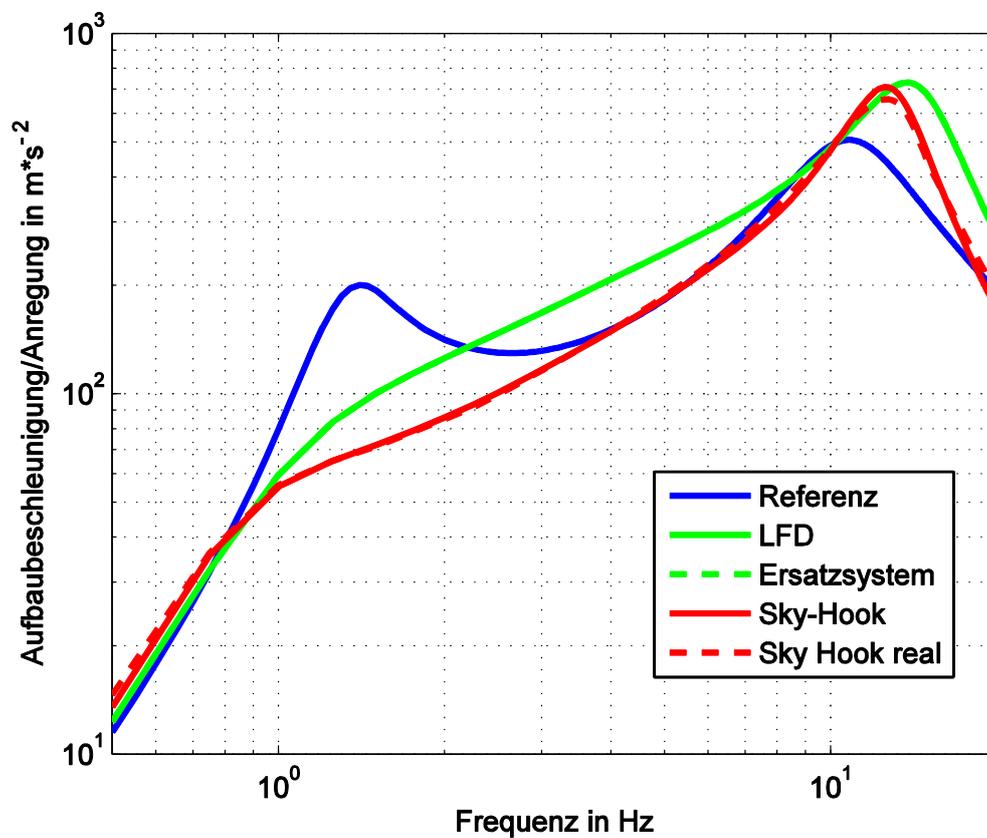


Abbildung 4.7: Amplitudengang der Aufbaubeschleunigung am Viertelfahrzeugmodell: aufgenommen mit einer sinusförmigen Fußpunktanregung von 1 mm als Vergleich zwischen einem passiven Feder-Dämpfer-System (Referenz), dem LFD, einem linearen Ersatzsystem des LFDs, einem Sky-Hook geregelten LFD und einem Sky-Hook geregelten LFD mit realisierter Kraftregelung (real)

In Abbildung 4.8 ist der Verlauf der Radlastschwankung eines LFDs aufgetragen. Auch hier ergibt sich eine leichte Verbesserung im Bereich von 2 bis 8 Hz. Allerdings ist die auftretende Verschlechterung im Bereich der Radeigenfrequenz stärker als bei der Aufbaubeschleunigung. Insgesamt ist der LFD mit Sky-Hook Regelalgorithmus in seiner Umsetzung mit Kraftregelung geeignet, ein Viertelfahrzeug sinnvoll zu dämpfen, solange der Fokus auf dem Fahrkomfort liegt. Verschiebt sich der Focus in Richtung Fahrsicherheit, sollte auf die Addition der zusätzlichen Dämpfungskraft durch den Sky-Hook Regler F_{sky} verzichtet werden.

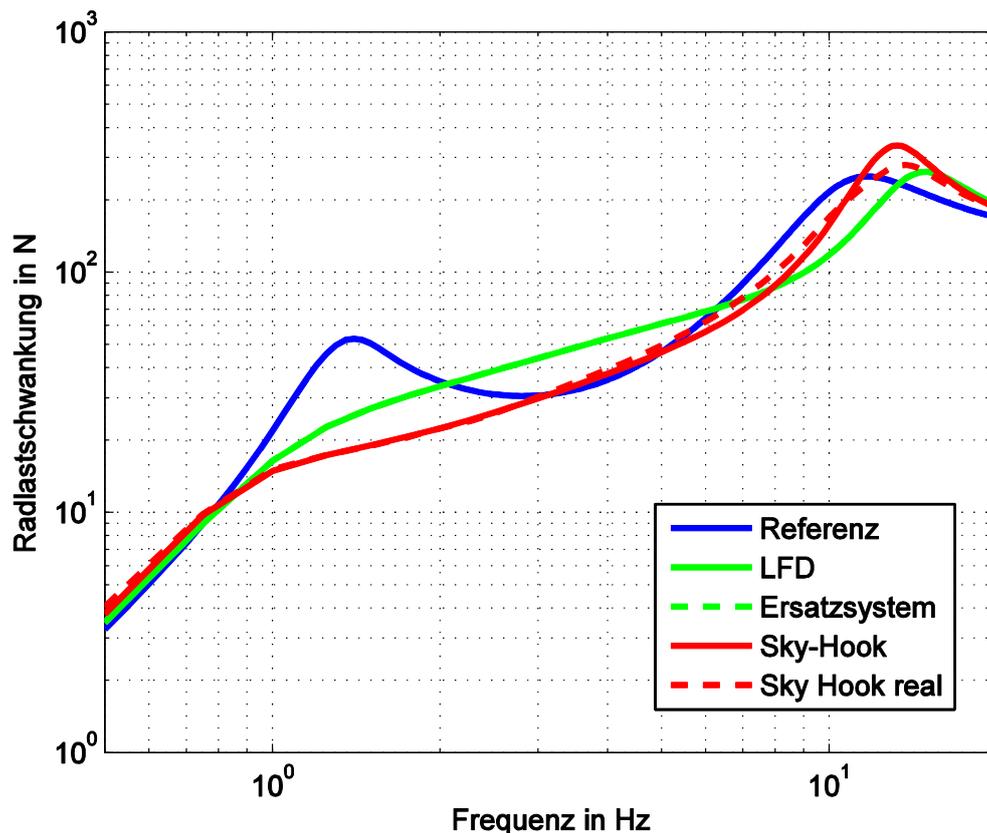


Abbildung 4.8: Amplitudengang der Radlastschwankung am Viertelfahrzeugmodell: aufgenommen mit einer sinusförmigen Fußpunktanregung von 1 mm als Vergleich zwischen einem passiven Feder-Dämpfer-System (Referenz), dem LFD, einem linearen Ersatzsystem des LFDs, einem Sky-Hook geregelten LFD und einem Sky-Hook geregelten LFD mit realisierter Kraftregelung (real)

4.4 Zusammenfassung

Durch die Linearisierung der Drosselnichtlinearität wurde erreicht, dass der LFD die Schwingungen des Aufbaus und des Rades mit einer Einstellung gut dämpfen kann. Der Entwurf ei-

nes Kraftreglers gibt die Möglichkeit verschiedene Regelungsstrategien mit dem LFD zu realisieren und zu bewerten. Die Implementierung des Sky-Hook Regelungsalgorithmus führte zu einer deutlichen Reduktion der Aufbauschwingungen. Die Umsetzung der Sollkraftvorgabe der Sky-Hook Regelung über den Kraftregler ließ sich für die gewählten Anregungen darstellen. Bei der Analyse der Öffnungsquerschnitte der Drossel stellte sich heraus, dass ab circa 25 mm² Öffnungsquerschnitt sowohl die Kompensation der Nichtlinearität als auch die Kraftregelung zu zufriedenstellenden Ergebnissen führte. Werden geringere maximale Öffnungsquerschnitte angewandt, ist die Funktion der Kraftregelung eingeschränkt.

5 Aktives Drosselement mit strukturierter Piezokeramik

In Kapitel 4 wurden Regelstrategien zur Ansteuerung der Drossel im LFD entwickelt. Zur Umsetzung dieser Regelungsstrategien ist ein schnelles Drosselement für hohe und stark variierende Volumenströme notwendig. Die Steuerung des Massenstromes für die Regelung eines adaptiven LFDs kann nicht durch ein bereits auf dem Markt befindliches Drosselement bewerkstelligt werden. Das Drosselement muss bis zu einer Grenzfrequenz von circa 50 Hz eine Drossel-öffnung in der Größe von bis zu 25 mm² verstellen können.

In diesem Kapitel wird ein geeignetes Drosselement auf Basis einer strukturierten Piezokeramik vorgestellt. Zuerst wird hierfür ein WVS entwickelt, welches den Stellweg des piezokeramischen Aktuators erhöht. Ausgehend von der kinematischen Beschreibung dieses WVSs werden Finite Elemente (FE) Berechnungsmodelle entwickelt, mit denen der Stellweg des WVSs berechnet und optimiert wird. Parallel dazu werden die Prototypen vorgestellt, die zur Validierung der Simulationsergebnisse angefertigt wurden. Um die Serienfertigung zu ermöglichen und den erreichten Stellweg des WVSs zu erhöhen, wurde gemeinsam mit dem Institut für Micro- und Sensorsysteme der Otto-von-Guericke Universität Magdeburg ein integriertes WVS entwickelt [39], [40]. Bei diesem sind Stahlspeichen in ein Polymer eingebettet, um diese mit der Piezokeramik zu verbinden. Zur Entwicklung einer Drossel wird dieses WVS in ein Gehäuse integriert. Dabei verschließt der Piezoaktuator im elektrisch spannungsfreien Zustand die Drosselöffnungen des Gehäuses. Durch das Anlegen einer äußeren elektrischen Spannung wird dann der Drosselquerschnitt freigegeben und es kommt zu einem Volumenstrom zwischen den Kammern des LFDs. Eine Strömungssimulation zeigt, dass der notwendige Massenstrom vom Ventil aufgebracht werden kann. Die Entwicklung des Drosselementes richtet sich hierbei an der Entwicklung aus, wie sie in KASPER [41] aufgezeigt wird.

5.1 Wegvergrößerungssystem

Das Wegvergrößerungssystem (WVS) besteht wie in Abbildung 5.1 dargestellt aus einem piezokeramischen Ring. Dieser ist über sechs Speichen mit einem inneren feststehenden Lager verbunden. Legt man an den piezokeramischen Ring ein elektrisches Feld senkrecht zur dargestellten Ebene an, so verringert dieser seinen Durchmesser. Da die Speichen ihre Länge nicht in gleichem Maße ändern, versetzen sie den Ring durch ihre Schrägstellung in eine Drehbewegung.

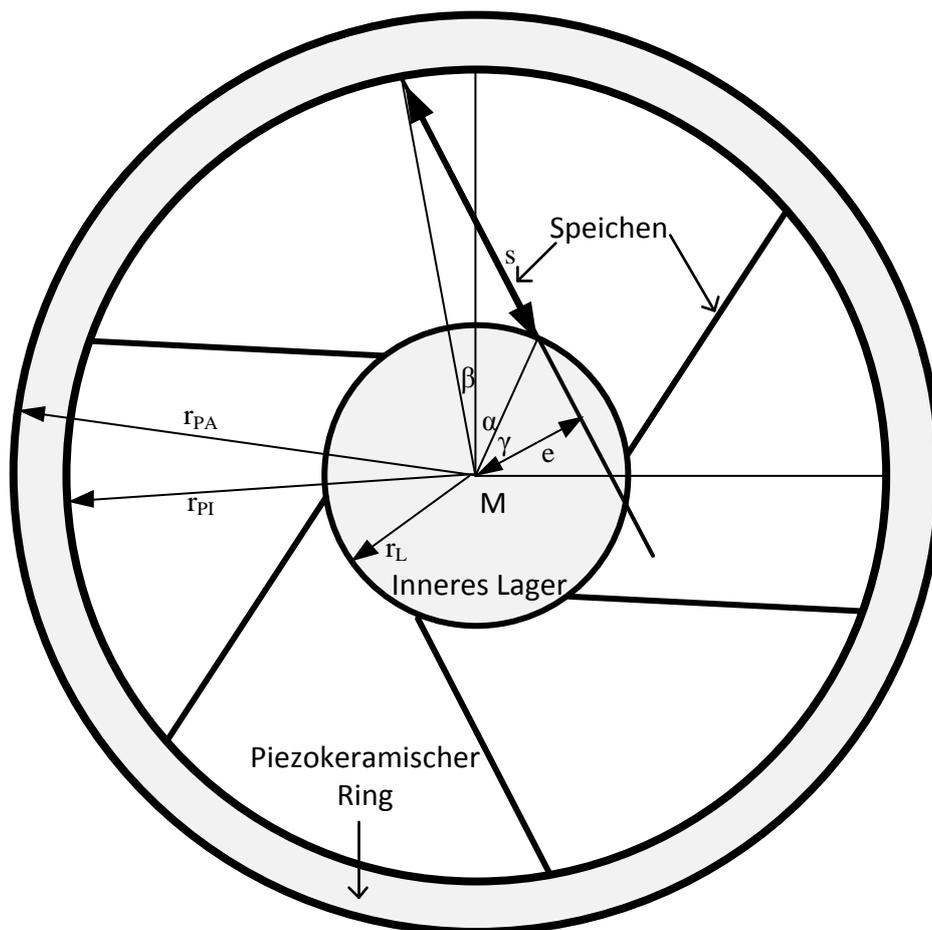


Abbildung 5.1: Geometrisches Modell des Wegvergrößerungssystems

Die Grenzfrequenz, mit der eine Veränderung des Massenstromes durch das Drosselement beeinflusst werden kann, wird durch die Dynamik des WVSs vorgegeben. Da für einen vollständigen Schwingungszyklus das Ventil jeweils für einen positiven und negativen Durchfluss geöffnet werden muss, sollte die erste Eigenfrequenz des WVS wesentlich mehr als das doppelte der zu dämpfenden Schwingfrequenz betragen. Bei der ersten Eigenfrequenz des WVS

verdrehen sich der piezokeramische Ring gegenüber dem inneren Lager um die gemeinsame Symmetrieachse. Möchte man bei einem Kraftfahrzeug die vertikalen Schwingungen des Aufbaus und des Rades über der Straße dämpfen, welche einen Frequenzbereich von bis etwa 15 Hz erreichen, sollte die erste Eigenfrequenz des WVS mehr als 100 Hz betragen.

5.1.1 Kinematisches Modell

Zur Abschätzung des maximal erzielbaren Stellweges werden in einem kinematischen Modell die Speichen als steife, drehbar gelagerte Stäbe modelliert. In der Skizze des WVSs in Abbildung 5.1 ist der Lagerradius mit r_L , der Innenradius des piezokeramischen Ringes mit r_{PI} und sein Außenradius mit r_{PA} bezeichnet. Die Länge der Speichen wird mit s beschrieben. Die kürzeste Entfernung zwischen der Verlängerung der Speiche und dem Mittelpunkt der Anordnung M ist die Exzentrizität e . Die Winkel zu der Anbindungsstelle der Speiche werden mit α (Anbindung an das Lager) und β (Anbindung an den piezokeramischen Ring) bezeichnet.

Eine Längenänderung wird durch die Nutzung des piezoelektrischen (3,1)-Effektes (Absatz 2.5) erzielt. Die Ober- und Unterseite des piezokeramischen Außenringes sind metallisch kontaktiert. Durch das Anlegen einer elektrischen Spannung wächst die Dicke des Ringes (piezoelektrischer 3,3-Effekt). Gleichzeitig verringern sich der Umfang und der Durchmesser des Ringes in der in Abbildung 5.1 dargestellten Ebene (piezoelektrischer 3,1-Effekt). Aufgrund der symmetrischen Speichenanordnung bleibt die Konzentrität der Ringe erhalten. Eine Radiusänderung der Piezokeramik kann somit nur durch die gewünschte Rotationsbewegung kompensiert werden.

Legt man den Ursprung des Koordinatensystems in den Mittelpunkt der konzentrischen Ringe, so ergibt sich für die Position der Anknüpfungspunkte der Speichen $\begin{pmatrix} x_i \\ y_i \end{pmatrix}$ und $\begin{pmatrix} x_{a,0} \\ y_{a,0} \end{pmatrix}$

$$\begin{pmatrix} x_i \\ y_i \end{pmatrix} = r_L \cdot \begin{pmatrix} \sin(\alpha) \\ \cos(\alpha) \end{pmatrix} \text{ und} \quad 5.1$$

$$\begin{pmatrix} x_{a,0} \\ y_{a,0} \end{pmatrix} = r_{PI,0} \cdot \begin{pmatrix} -\sin(\beta_0) \\ \cos(\beta_0) \end{pmatrix}.$$

Hierbei bezeichnen die Größen $R_{PI,0}$ den Innenradius des piezokeramischen Ringes und β_0 den Winkel β im elektrisch spannungsfreien Zustand. Das Quadrat der Speichenlänge l_{Sp}^2 kann nach folgender Formel ermittelt werden:

$$l_{Sp}^2 = r_L^2 + r_{PI,0}^2 - 2 \cdot \cos(\alpha + \beta_0) \cdot r_L \cdot r_{PI,0}. \quad 5.2$$

Verringert sich der Innenradius des piezokeramischen Ringes durch Anlegen eines elektrischen Feldes, ergibt sich die neue Position der Anknüpfungspunkte, zu

$$\begin{pmatrix} x_i \\ y_i \end{pmatrix} = r_L \cdot \begin{pmatrix} \sin(\alpha) \\ \cos(\alpha) \end{pmatrix} \text{ und} \quad 5.3$$

$$\begin{pmatrix} x_{a,1} \\ y_{a,1} \end{pmatrix} = r_{PI,1} \cdot \begin{pmatrix} -\sin(\beta_1) \\ \cos(\beta_1) \end{pmatrix}.$$

Unter der Wirkung der Rückstellkräfte des piezokeramischen Aktuators werden die Speichen gestaucht. Dieser Effekt kann bei hinreichender Steifigkeit der Speichen gegen diese Stauchung und hinreichender Nachgiebigkeit bei Biegung vernachlässigt werden. Im Folgenden wird darum von einer konstanten Speichenlänge ausgegangen. Damit ergibt sich die gleiche Speichenlänge unter Berücksichtigung des neuen Innenradius des piezokeramischen Ringes, zu

$$l_{Sp}^2 = r_L^2 + r_{PI,1}^2 - 2 \cdot \cos(\alpha + \beta_1) \cdot r_L \cdot r_{PI,1}. \quad 5.4$$

Durch Gleichsetzen von 5.2 und 5.4 und Umstellen nach β_1 , ergibt sich die neue Lage des Außenrings zu

$$\beta_1 = \arccos\left(\frac{r_{PI,1}^2 - r_{PI,0}^2 + 2 \cdot \cos(\alpha + \beta_0) \cdot r_L \cdot r_{PI,0}}{2 \cdot r_L \cdot r_{PI,1}}\right) - \alpha. \quad 5.5$$

Die Verschiebung am äußeren Rand der Piezokeramik beträgt

$$\begin{aligned} \Delta x &= (\beta_1 - \beta_0) \cdot r_{PA} & 5.6 \\ &= \left(\arccos\left(\frac{r_{PI,1}^2 - r_{PI,0}^2 + 2 \cdot \cos(\alpha + \beta_0) \cdot r_L \cdot r_{PI,0}}{2 \cdot r_L \cdot r_{PI,1}}\right) - \alpha - \beta_0 \right) \\ &\quad \cdot r_{PA}. \end{aligned}$$

Die Winkel α , β_0 und γ können auch durch die Exzentrizität ausgedrückt werden:

$$\begin{aligned} e &= r_L \cdot \sin(\gamma) \text{ und} \\ e &= r_{PI} \cdot \sin(\alpha + \beta_0 + \gamma). \end{aligned} \quad 5.7$$

Dabei sind die Winkel in Gleichung 5.6 durch

$$\alpha + \beta_0 = \arcsin\left(\frac{e}{r_{PI}}\right) - \arcsin\left(\frac{e}{r_L}\right) \quad 5.8$$

zu ersetzen.

Abbildung 5.2 zeigt einen Vergleich der mit dem WVS erzielbaren Stellwege bei der Variation der Exzentrizität und der Radien des Innen- und Außenrings. Es wird angenommen, dass sich der piezoelektrische Aktuator um 0,5 Promille kontrahiert. Dies entspricht einem neuen Innenradius des Aktuators im ausgelenkten Zustand von 29,985 mm bei einem Ausgangswert von 30 mm. In der oberen Darstellung ist der erreichte Stellweg über der Exzentrizität aufgetragen. Drei verschiedene Radien des inneren Lagers (10, 5 und 3 mm) werden dabei untersucht. Der Außenradius des piezokeramischen Aktuators beträgt 40 mm, der Innenradius des Ringes beträgt hier 30 mm. Die Exzentrizität wird im Bereich von 0,1 mm bis 1,5 mm variiert. Dabei kann eine deutliche Zunahme der Wegvergrößerung mit abnehmender Exzentrizität beobachtet werden. Dieser Zusammenhang nimmt mit einer kleineren Exzentrizität immer stärker zu.

In der mittleren Darstellung ist der erreichte Stellweg über der Radius des Innenlagers aufgetragen. Dabei wurden für die Exzentrizität die Stufen 1000, 700 und 500 μm verwendet. Der Außenradius des piezokeramischen Aktuators beträgt 40 mm, der Innenradius des Ringes beträgt hier 30 mm. Der Radius des Innenlagers wird im Bereich von 1 mm bis 10 mm variiert. Dabei besteht eine leichte Zunahme der Wegvergrößerung mit abnehmendem Radius.

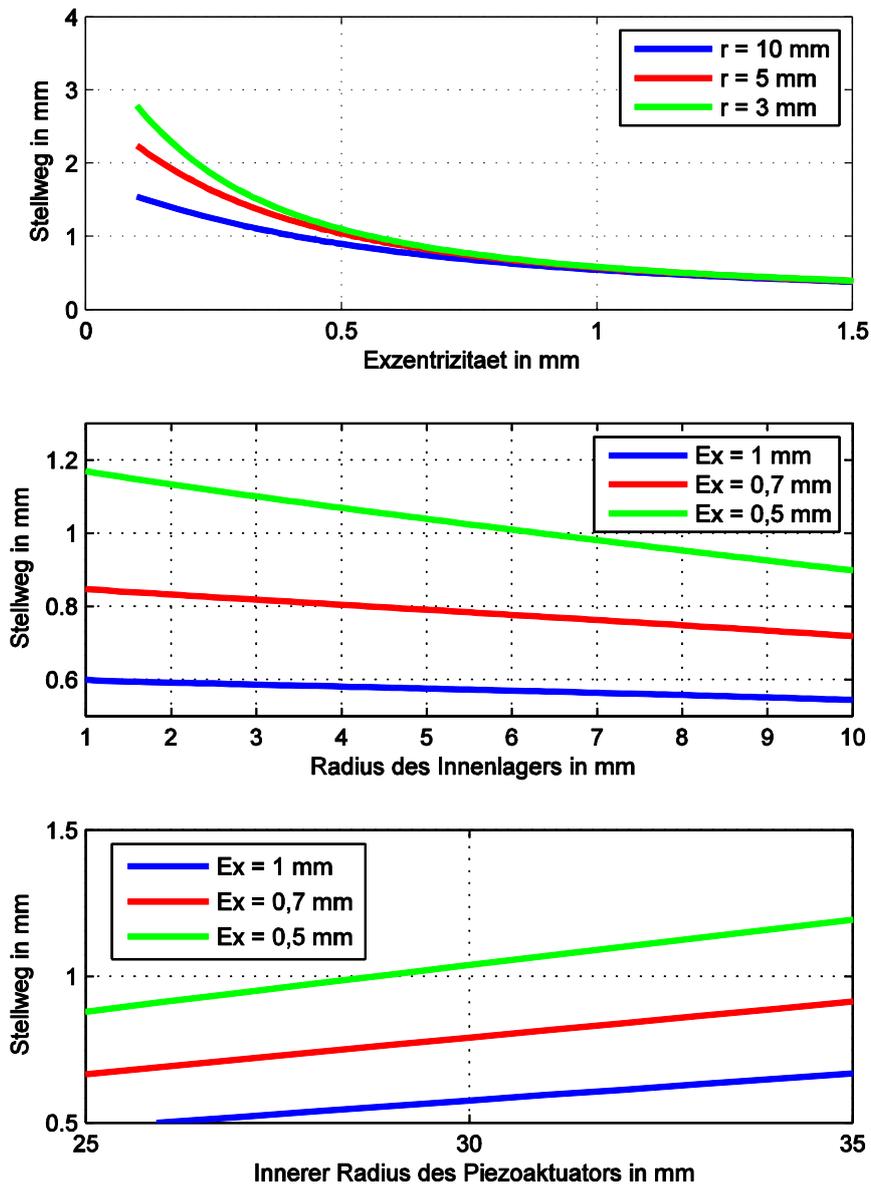


Abbildung 5.2: Vergleich des erzielbaren Stellweges des kinematischen Modells: über der Exzentrizität für verschiedene Radien des Innenlagers (oben), über dem Radius des Innenlagers für verschiedene Exzentrizitäten (Mitte), über dem Innenradius des piezokeramischen Ringes für verschiedene Exzentrizitäten (unten)

In der unteren Darstellung von Abbildung 5.2 ist der erreichte Stellweg über dem Innenradius des Rings aufgetragen. Dabei wurden für die Exzentrizität die Stufen 1000, 700 und 500 μm verwendet. Der Außenradius des piezokeramischen Aktuators beträgt 40 mm, der Radius des Innenlagers beträgt hier 5 mm. Der Innenradius des Rings wird im Bereich von 25 mm bis 35 mm variiert. Dabei kann eine proportionale Zunahme der Wegvergrößerung zum Außenradius beobachtet werden.

5.1.2 Manuell angefertigter Prototyp

In Abbildung 5.3 sind verschiedene manuell angefertigte Prototypen für das WVS dargestellt. Die Stahlspeichen und die verwendeten Lager wurden mit minimalen Toleranzen durch Drahterodieren gefertigt. Die Lager halten die eingesetzten Stahlspeichen exakt in der vorher errechneten Position. Mit Isolationsstreifen, zwischen dem piezoelektrischen Ring und den äußeren Lagern, wird ein Kurzschluss des piezoelektrischen Aktuators über das ihn führende äußere Lager verhindert. Das in Abbildung 5.3 links dargestellte WVS hat einen Außendurchmesser von 56 mm, das Rechte einen von 78 mm. Die Exzentrizität beträgt bei beiden WVS 1 mm. Um die verbleibenden Fertigungstoleranzen, vor allem des piezokeramischen Ringes, auszugleichen sind an den Außenlagern jeweils zwei Schrauben zum Vorspannen des WVSs vorgesehen.

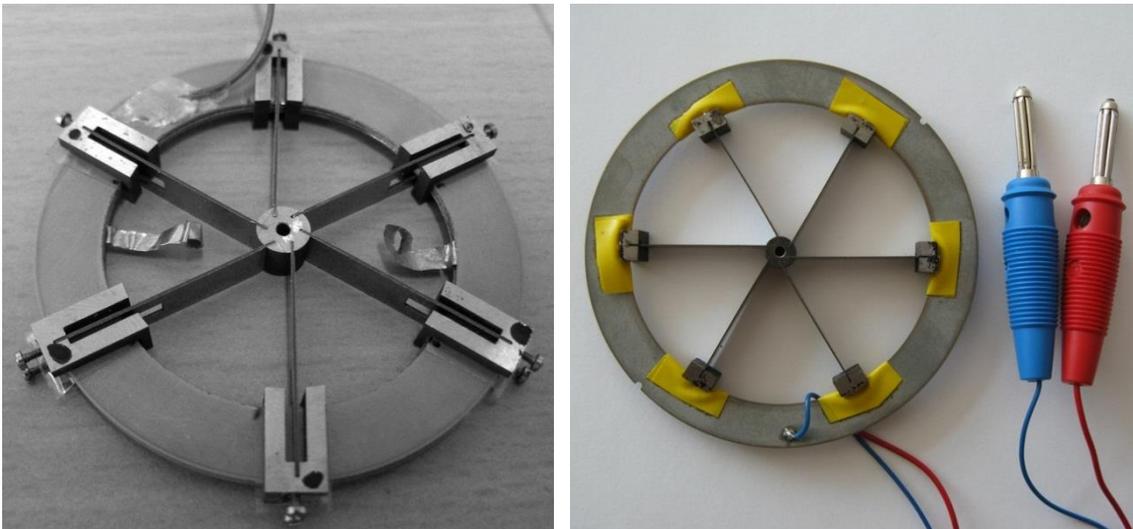


Abbildung 5.3: Manuell angefertigte Prototypen für das Wegvergrößerungssystem

In Abbildung 5.4 ist das Ergebnis einer FE-Simulation für den Stellweg des piezoelektrischen WVS simuliert. Sie beträgt für das berechnete Beispiel 400 μm und liegt damit in etwa im

Bereich der Vorgabewerte von circa 0,5 mm. Diese Verschiebung konnte für den Prototyp mit Hilfe einer festen Einspannung am inneren Lager, dem Anlegen eines äußeren Feldes am piezokeramischen Ring und Messung der Verschiebung mit einem Mikroskop ebenfalls nachgewiesen werden.

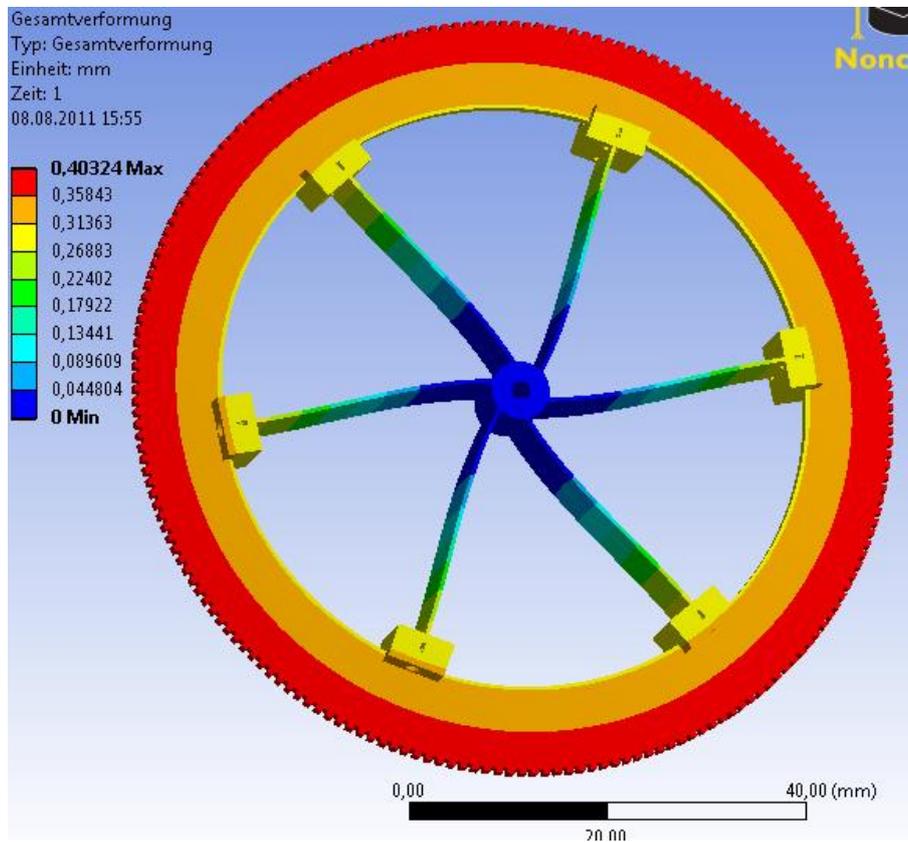


Abbildung 5.4: FE-Simulation der Wegvergrößerung für den manuell angefertigten Prototyp

5.1.3 Gespritzter Prototyp

Aufgrund der Komplexität des vorgestellten Aktuators mit einem WVS sind die Herstellung eines Serienbauteils mit hochpräzisen Lagern aus Stahl und das Einpassen von Hand fertigungstechnisch nicht darstellbar. Aus diesem Grund wird das WVS im Folgenden weiterentwickelt, damit es im Spritzgussverfahren gefertigt werden kann [39]. Die Fertigung des WVSs im Spritzgussverfahren ermöglicht eine automatisierte Serienfertigung unter Einhaltung der Toleranzen. Dabei wird erst das piezoelektrische Material mit einem Binder gemischt, danach in die Form gespritzt und anschließend durch thermische Behandlung vom Binder getrennt und gesintert. Dieser piezokeramische Ring wird anschließend in einem weiteren Schritt umspritzt. Hierbei werden sowohl die Lager als auch die Speichen durch ein fa-

serverstärktes Polymer ersetzt. Die bestehende Geometrie und damit die erzielbare Wegvergrößerung sollen weitestgehend erhalten bleiben.

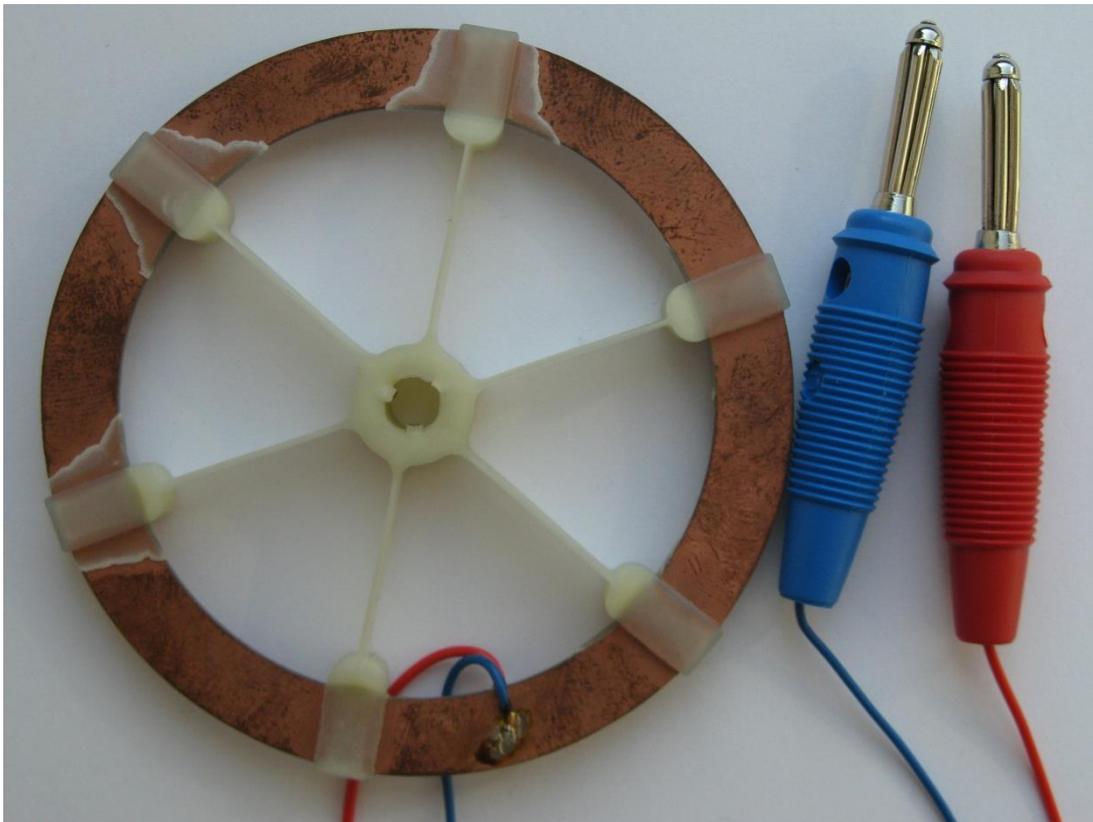


Abbildung 5.5: Im Spritzgussverfahren hergestellter Prototyp für das WVS

Abbildung 5.5 zeigt den im Spritzgussverfahren hergestellten Prototyp. Beim Umspritzen des piezokeramischen Ringes entsteht eine formschlüssige Verbindung, so dass keine manuelle Einstellung einer Vorspannung notwendig ist. Mit Hilfe der FEM wurde die in Abbildung 5.6 dargestellte Wegvergrößerung des gespritzten Prototyps ermittelt. Diese liegt mit $450\ \mu\text{m}$ höher als beim manuell angefertigten Prototyp. Die gemessene Wegvergrößerung beträgt $390\ \mu\text{m}$ und ist damit 15% geringer als die simulierte. Eine Ursache hierfür ist der trapezförmige Querschnitt der Speichen des spritzgegossenen WVSs. Dieser trapezförmige Querschnitt ist notwendig, um das WVS aus der Spritzgussform lösen zu können. Die Speichen des fertigen Prototyps besitzen dadurch eine größere mittlere Dicke. Dies erhöht das Flächenträgheitsmoment, welches die Biegung der Speichen und damit die Rotation des Ringes hemmt.

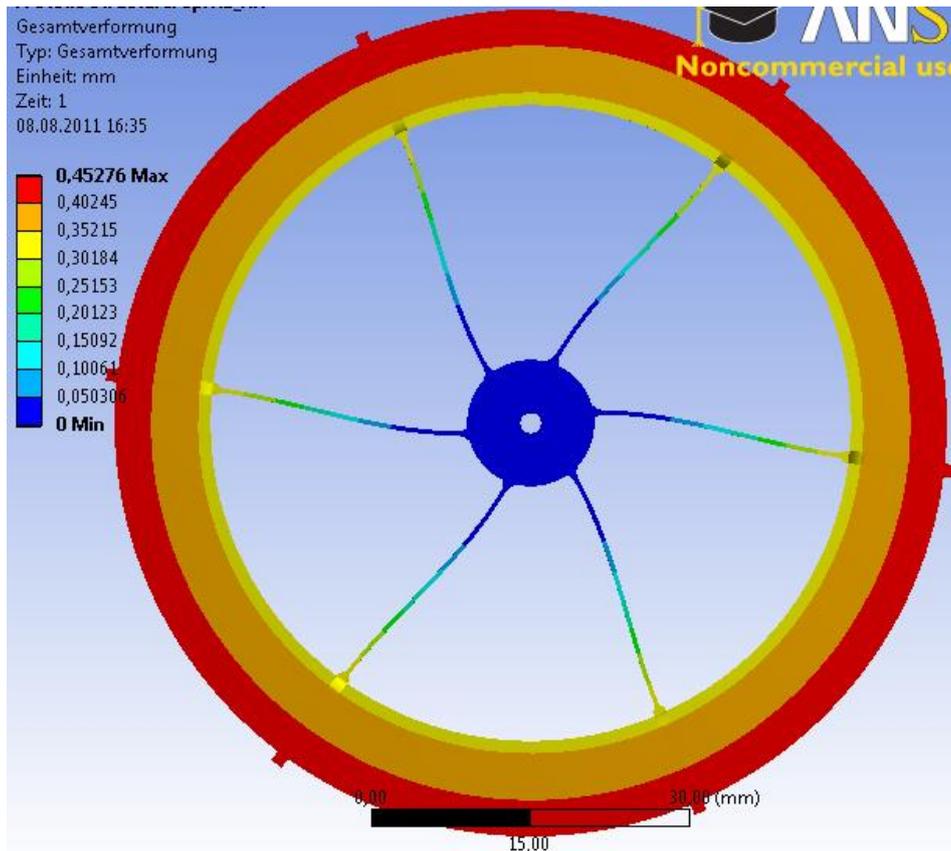


Abbildung 5.6: FE- Simulation der Wegvergrößerung für den gespritzten Prototyp

5.1.4 Optimierung des WVS durch die FEM

Eine Optimierung der Geometrie der Speichen kann dazu beitragen, das Potential des WVSs auszuschöpfen. Ein wichtiger Parameter ist die Dicke der Speichen. Je dünner die Speichen sind, desto geringer ist ihr Flächenträgheitsmoment. Bei dickeren Speichen erhöht sich die Steifigkeit gegen Stauchung. Dies geschieht jedoch nur in erster Potenz der Dicke. Der Zuwachs des Flächenträgheitsmomentes erfolgt mit der dritten Potenz der Dicke. Möchte man sehr dünne Speichen verbauen, müssen diese aus einem sehr festen Material gefertigt sein. Federstahl eignet sich aufgrund seiner mechanischen Eigenschaften für den Einsatz als Speiche. Er besitzt neben einer sehr großen Steifigkeit auch eine große Zähigkeit und ist damit äußerst haltbar.

Abbildung 5.7 zeigt den Entwurf des verbesserten WVSs mit Stahlspeichen (grau) als Einlegeteil. Das Innen- und die Außenlager aus faserverstärktem Polymer sind in schwarz dargestellt. Der piezokeramische Ring ist ockerfarben abgebildet. Der bei der Spritzgussfertigung

verwendete Einpressdruck des Polymers konnte reduziert werden, da die zu füllenden Kavitäten eine minimale Dicke von einem Millimeter besitzen. Dies verringert die Ausschussrate durch gebrochene Piezokeramiken. Eine an den Enden der Speichen angebrachte Rundung kann verhindern, dass diese in das Polymer einschneiden. Die Enden der Federstahlspeichen werden durch das Polymer vollständig umschlossen. Sie stellen damit eine formschlüssige Verbindung her und schließen somit jegliches Spiel aus.

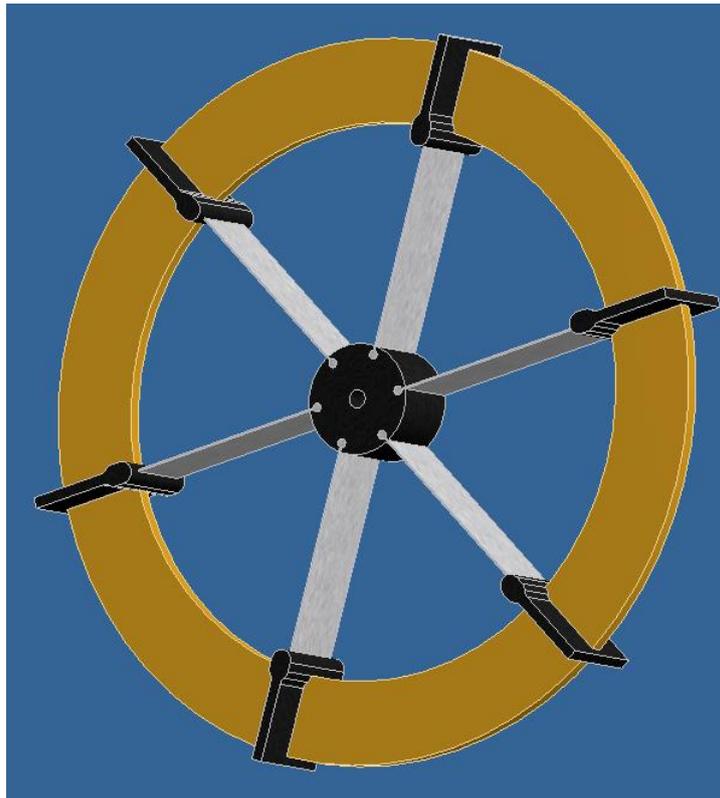


Abbildung 5.7: CAD-Modell verbessertes Wegvergrößerungssystem mit Stahlspeichen

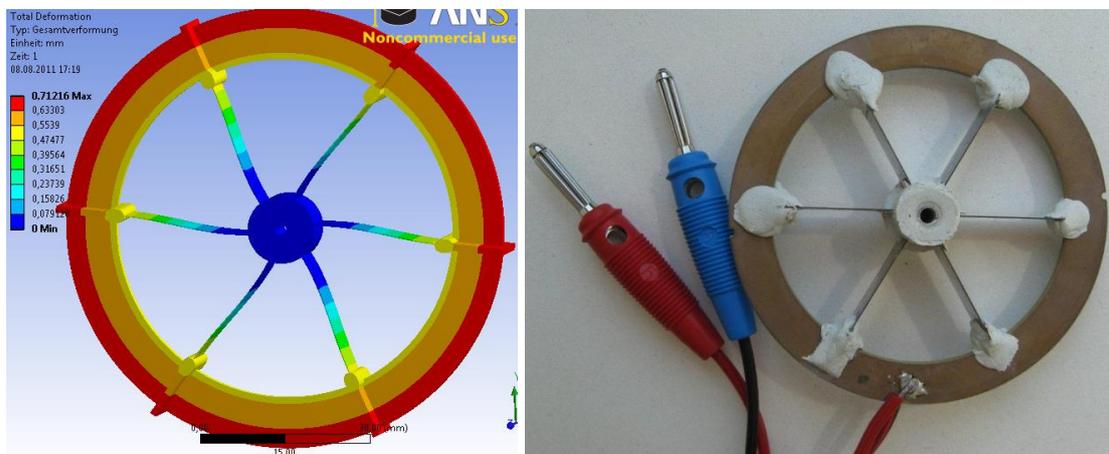


Abbildung 5.8: FE-Simulation verbessertes Wegvergrößerungssystem mit Stahlspeichen

Die linke Seite von Abbildung 5.8 zeigt die in der FE Simulation ermittelten Verschiebungen des verbesserten Prototyps. Mit diesem kann rechnerisch ein Stellweg von bis zu 710 μm erreicht werden. Gleichzeitig kann die Forderung einer ersten Eigenfrequenz von mehr als 100 Hz erfüllt werden. Mit Hilfe eines Prototyps, bei dem die Lager mit einer Verbindungsmasse aus Epoxidharz angebracht wurden, konnte der Stellweg auch praktisch nachgewiesen werden. Dieser Prototyp ist auf der rechten Seite von Abbildung 5.8 dargestellt.

Aktuator	Erreichter Stellweg [μm]	Maximales Drehmoment [Nm]	Erste Eigenfrequenz [Hz]
Manuell angefertigter Prototyp	410	0,8	248
Spritzguss Prototyp	390	0,18	121
Verbessertes Wegvergrößerungssystem mit Stahlspeichen			
Exzentrizität 1,0 mm	470	0,54	197
Exzentrizität 0,8 mm	570	0,44	155
Exzentrizität 0,7 mm	630	0,38	144
Exzentrizität 0,6 mm	710	0,33	129

Tabelle 5.1: Vergleich der berechneten Werte der Wegvergrößerungssysteme

In Tabelle 5.1 ist ein Vergleich der Stellwege für die verschiedenen WVS dargestellt. Der manuell angefertigte Prototyp hat aufgrund seiner massiven Struktur aus Stahllagern, Stahlspeichen und der Piezokeramik das höchste Moment und die höchste Eigenfrequenz. Jedoch liegt sein erreichter Stellweg von circa 400 μm am unteren Ende des geforderten Bereiches. Die Serienfertigung des manuellen Prototyps ist mit dem heutigen Stand der Technik nicht darstellbar. Der Prototyp mit spritzgegossenen Speichen und Lagern, der einfacher zu fertigen ist, erreicht aufgrund der dickeren Speichen einen geringeren Stellweg. Das erzielbare Drehmoment erscheint aufgrund der erwarteten Reibungsverluste bei der Verschiebung des piezoke-

ramischen Ringes gegenüber dem Gehäuse in der Drossel als nicht ausreichend. Das verbesserte WVS liefert aufgrund der dünneren Speichen und der Elastizität in den Lagern ebenfalls ein geringeres Moment als der manuell angefertigte Prototyp. Der erreichte Wert liegt mit mindestens 0,33 Nm allerdings doppelt so hoch wie beim gespritzten Prototyp. Der Stellweg für diesen Prototyp konnte bis über 700 μm gesteigert werden. Dies entspricht einer Verdoppelung des Stellweges im Vergleich zum ursprünglichen Prototyp. Die Eigenfrequenz liegt für alle WVS oberhalb der geforderten 100 Hz.

In Kapitel 5.1.1 wurde die theoretische Wegvergrößerung des kinematischen Modells ermittelt. Bei einer Exzentrizität von 1 mm liegt diese bei circa 0,6 mm und bei einer Exzentrizität von 0,6 mm bei circa 0,9. Zum Vergleich hat der neue Prototyp bei einer Exzentrizität von 0,6 mm einen Stellweg von 0,7 mm erreicht. Der Verlust von circa 30 % des theoretischen Stellweges erscheint aufgrund der notwendigen Biegekräfte der Speichen realistisch.

5.2 Pneumatisches System

Um eine ausreichende Dämpfung des LFDs zu realisieren, muss die Drossel einen Massenstrom von 30 g/s stellen können. Dabei liegt zwischen den Anschlüssen der Drossel eine Druckdifferenz von einem halben Bar an. Da die Verstellbewegung und die zur ersten Eigenfrequenz gehörende Schwingungsform identisch sind, ist die Verstellgeschwindigkeit durch diese begrenzt. Für das entwickelte WVS konnte eine Eigenfrequenz von 130 Hz erreicht werden. Bei einem Stellweg von maximal 700 μm muss eine Drosselfläche von circa 30 mm^2 dargestellt werden.

5.2.1 Anordnung der Drosselöffnungen

Aus den Vorgaben des verfügbaren Stellweges und der notwendigen Drosselfläche ergibt sich eine Länge der erforderlichen Drosselöffnung von mindestens 42 mm. Um eine so lange Drosselöffnungsfläche zu vermeiden wird eine Anordnung von sechs Langlöchern gewählt. In Abbildung 5.9 ist auf der linken Seite das Drosselgehäuse zur Aufnahme des WVSs dargestellt. In den LFD wird das Drosselgehäuse so integriert, dass die Vorderseite mit der einen Luftfeder und die Rückseite inklusive des Außenbereiches mit der anderen Luftfeder pneumatisch verbunden sind. Ein passender Gesamtaufbau sorgt dafür, dass keine Luft an die Umgebung austritt und vervollständigt gleichzeitig die Trennung der beiden Luftfedern an der Vor-

derseite. Auf der zylinderförmigen Außenfläche des Drosselgehäuses sind die Langlöcher jeweils im Abstand von 60° angeordnet.

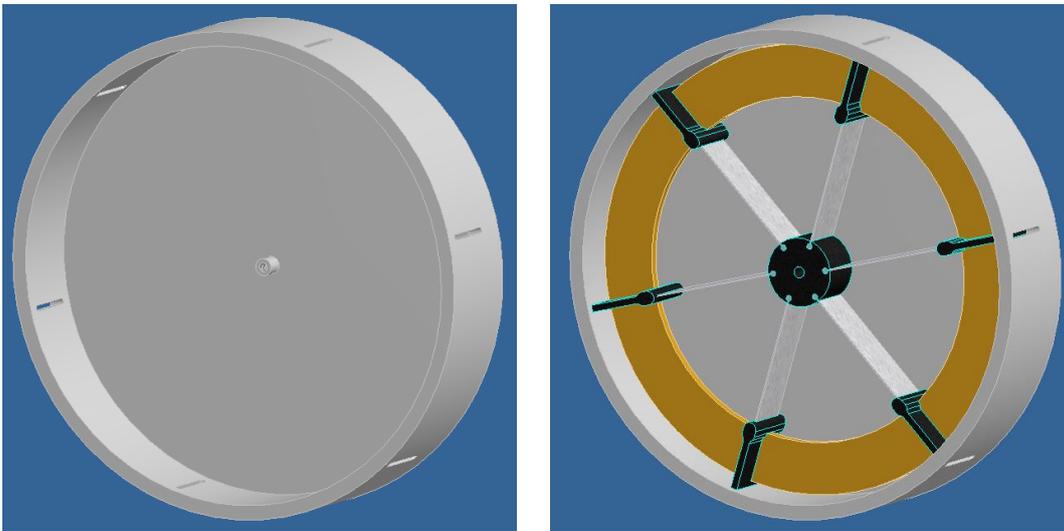


Abbildung 5.9: Drosselgehäuse (links) und Einbausituation des WVSs (rechts)

Auf der rechten Seite von Abbildung 5.9 ist die Einbaulage des WVSs in das Gehäuse dargestellt. Im elektrisch spannungsfreien Zustand verdecken die an dem Außenlager angebrachten Abschlüsse die Drosselöffnungen von innen. Dadurch ist die Drossel im spannungsfreien Zustand, bis auf den Leckagestrom, geschlossen. Durch das Anlegen einer elektrischen Spannung an den Piezoaktuator setzt im WVS eine Drehbewegung ein. Dies verschiebt die Abschlüsse am Außenlager des WVS gegenüber den Langlöchern. Durch die somit freigegebenen Querschnitte kann die Luft von einer Gehäuseseite auf die andere überströmen. Die symmetrische Verteilung dieser Durchlassöffnungen im Abstand von jeweils 60° über den Umfang des WVSs ermöglicht die Kompensation der statischen Gaskräfte, welche an das Drosselelement angreifen.

5.2.2 Strömungssimulation

Um festzustellen ob der geforderte Massenstrom durch das Drosselelement gestellt werden kann, wurde in ANSYS eine Strömungssimulation für den LFD mit Drossel durchgeführt. Hierfür wurde ein CAD-Modell verwendet aus dem die Druckräume, die Kammern des LFDs, extrahiert wurden. Um den Durchfluss durch die Drossel zu ermitteln wurde der Druck in einer Kammer mit 6 bar angenommen. Der Druck der anderen Kammer wurde im Bereich von 6 bis 7 bar variiert.

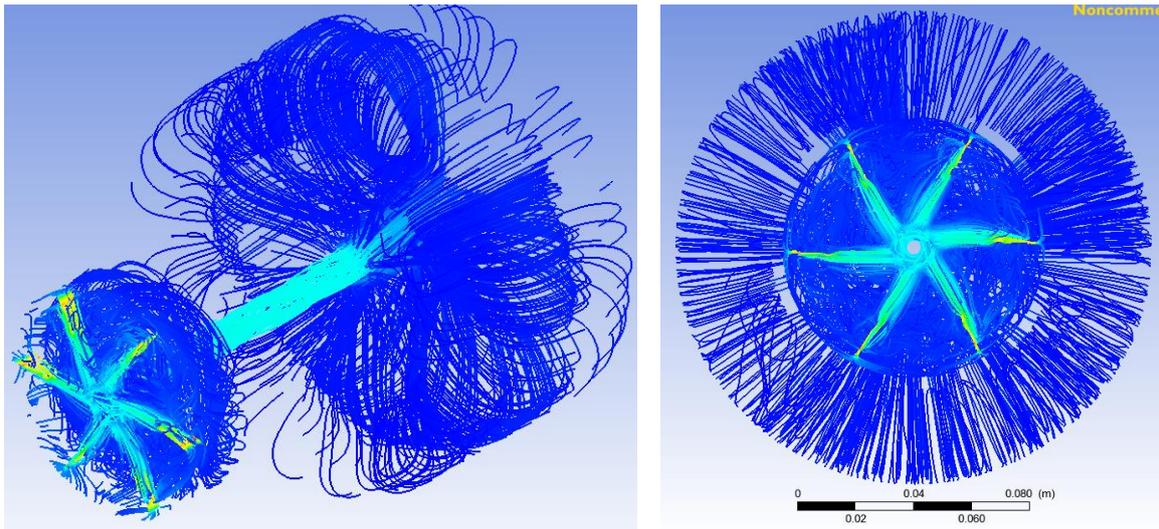


Abbildung 5.10: Strömungssimulation des Luftfederdämpfers

In Abbildung 5.10 ist der Verlauf der Strömungslinien im LFD und im Drosselement dargestellt. Hierbei handelt es sich um eine Darstellung der Strömungslinien in der die vordere Luftfeder zur besseren Übersicht abgeschnitten wurde. Man erkennt sehr gut die sechs Drosselstellen an denen die Strömungsgeschwindigkeiten ihr Maximum erreichen. Auf der linken Seite ist in der Mitte ein Kanal zu erkennen, der das Drosselement mit der Luftfeder verbindet. Diese Anbindung entspricht dem ersten Prototyp des LFDs.

In Abbildung 5.11 ist ein Vergleich des Massenstroms bei Einstellung einer Druckdifferenz zwischen den Kammern dargestellt. Die Kammer des höheren Druckes hat hierbei den auf der Abszisse dargestellten Druck. Die andere Kammer hat einen konstanten Druck von 6 bar. Die Ergebnisse der Strömungssimulation entsprechen dem ebenfalls dargestellten Massenstrom durch eine ideale Blende mit gleichem Strömungsquerschnitt. Die grüne und hellblaue Linie begrenzen den Bereich in dem der Massenstrom des LFDs bei konstantem Proportionalitätsfaktor k gute Dämpfungsergebnisse erzielt. Für einen adaptiven Dämpfer ist das Abdecken dieses Bereiches ein Minimalziel. Dieses wurde durch das Drosselement für einen Bereich der Druckdifferenz bis zu einem Bar erreicht. Um Druckspitzen, aus welchen sich komfortmindernde Kraftspitzen ergeben, zu verringern wird die Verwendung eines Überdruckventils empfohlen. Dieses Überdruckventil schaltet bei einem zu hohen Differenzdruck einen großen Drosselquerschnitt frei und begrenzt damit sowohl die Druckdifferenz im LFD als auch die Dämpfungskraft. Diese großen Druckdifferenzen treten im Fahrzeug bei sehr großen Bodenunebenheiten auf, welche sehr schnell überrollt werden (z.B. Bahnschwellen). Insgesamt

ist die dargestellte Drossel in der Lage, den Anforderungen an den Einsatz im LFD zu entsprechen.

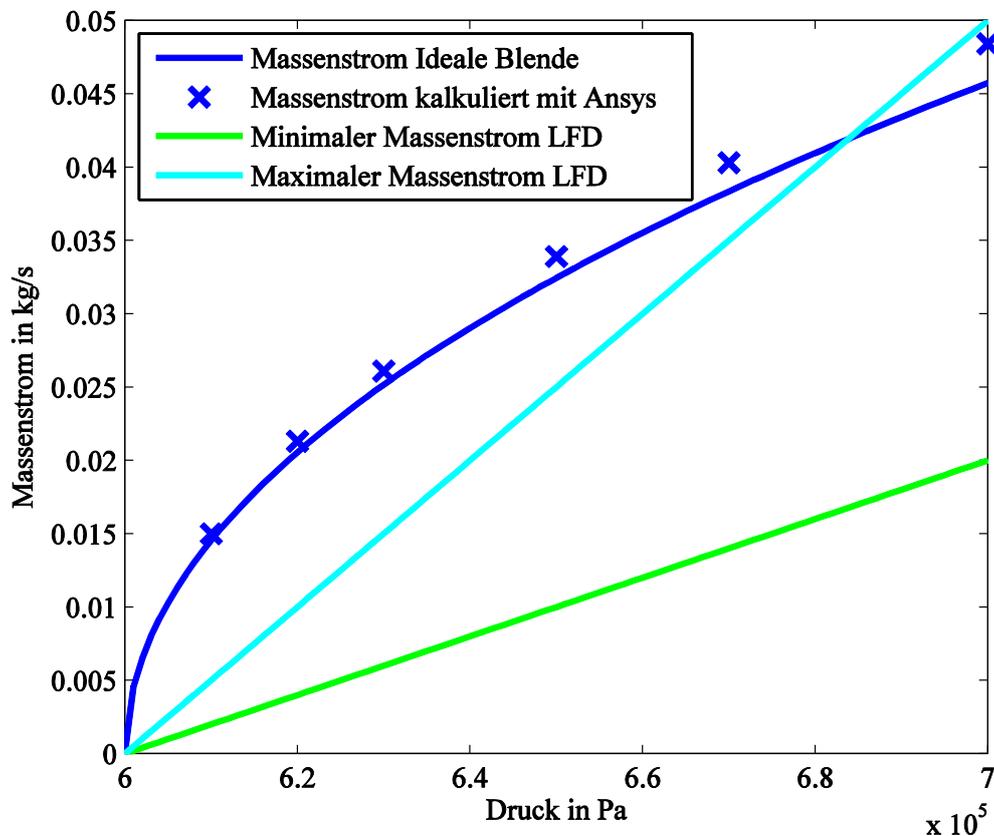


Abbildung 5.11: Massenstrom an der Drosselstelle

5.2.3 Leckage

Im geschlossenen Zustand verdecken die Abschlüsse an den Außenlagern des WVS die Durchlassöffnungen im Gehäuse. Durch geometrische Toleranzen am WVS und am Gehäuseteil und unterschiedlicher thermischer Ausdehnung kann die Drosselöffnung nicht exakt verschlossen werden. Bleibt im spannungsfreien Zustand ein Restspalt bestehen, kann die Luft an dieser Stelle weiterhin überströmen. Um die dabei entstehende Leckage zu minimieren muss der Strömungswiderstand im spannungsfreien Zustand maximiert werden. Hierfür wurde mit den Langlöchern ein möglichst kompakter Öffnungsquerschnitt realisiert. Ein quadratischer Öffnungsquerschnitt, welcher noch günstigere Eigenschaften hätte, wird wegen des geringen Stellweges ausgeschlossen.

Eine weitere Möglichkeit der Reduktion der Leckage ist die Verwendung einer positiven Überdeckung. Dabei wird das WVS so montiert, dass die Abschlüsse zur Abdichtung der Drosselstellen die entsprechenden Langlöcher zuzüglich eines kleinen Randbereiches abdecken. Zur Freigabe des Öffnungsquerschnittes muss dann erst ein Anfangsweg zurückgelegt werden. Da dieser vom Gesamtstellweg abzuziehen ist kann diese Maßnahme nur begrenzt realisiert werden. Eine Ausführung als Sitzventil verhindert oder reduziert den Luftdurchfluss durch das Anpressen einer Abdichtung in die Durchlassöffnung. Dies ist bei sechs simultan öffnenden Querschnitten nur schwierig darzustellen.

In einer Durchflussmessung an einem fertigen Drosselement wurde ein Leckagestrom mit positiver Überdeckung von 15 l/min oder 1,5 g/s ermittelt. Bei vollständig geöffneter Drossel erreichte der Volumenstrom 239 l/min bzw. 24 g/s. Bei beiden Messungen wurde am Einlass ein Überdruck von 5 bar gegenüber dem atmosphärischen Luftdruck angelegt. Beachtet werden muss an dieser Stelle, dass mit einem Stellweg von 700 µm nicht gleichzeitig eine positive Überdeckung bei geschlossener Drossel und das vollständige Öffnen des Drosselquerschnittes erreicht werden können.

5.3 Fertigung des aktiven Drosselementes

Bei der Fertigung der Prototypen wurden die piezokeramischen Ringe durch Wasserstrahl-schneiden aus einer Platte gewonnen. Die Speichen und die Lager wurden durch Elektroerosion gefertigt. Danach wurden die Prototypen von Hand zusammengebaut. Für den Serienprozess ist dieses Verfahren zu aufwändig. Aus diesem Grund wird der piezoelektrische Ring des Aktuators im Spritzgussverfahren hergestellt [39].

Beim Spritzgussverfahren wird ein piezoelektrisches keramisches Pulver mit einem thermoplastischen Binder vermischt und anschließend in eine Form für den Ring gespritzt. Im Ofen wird dann zunächst bei geringer Temperatur (circa 160 °C) der Binder ausgetrieben. Anschließend wird die Keramik bei circa 1300 °C gesintert. Dabei verschmelzen die einzelnen Körner des piezoelektrischen Aktuators wieder zu einer zusammenhängenden Struktur. Durch den Materialverlust beim Entbindern und die Verdichtung beim Sintern ist der fertige piezoelektrische Aktuator etwas kleiner als die ursprüngliche Form. Dies wird mit einem Aufmaß berücksichtigt. Zum Abschluss wird der Aktuator metallisiert und polarisiert. Hierbei erfährt er nochmals eine geringe Verformung [42],[43].

Die Struktur des WVSs wird ebenfalls durch das Spritzgussverfahren erzeugt [39]. Hier werden der piezokeramische Ring und die Federstahl-Speichen in eine Form eingelegt. In dieser Form werden dann die Innenlager und die Außenlager mit den Verschlüssen für die Drosselöffnungen mit einem faserverstärkten Polymer angespritzt.

In diesem Kapitel wurde ein WVS auf Basis eines piezokeramischen Ringes entworfen. Nach der Herleitung der Kinematik des WVSs wurden verschiedene Prototypen vorgestellt und weiter optimiert. Basierend auf einem optimierten Prototyp wurde eine Drossel entworfen. Der Volumenstrom der Drossel ist ausreichend, um die Dämpfungsverstellung für den in Kapitel 3 vorgestellten LFD zu gewährleisten.

6 Integration des Luftfederdämpfers

Nachdem in den vorangegangenen Kapiteln die Regelung des Luftfederdämpfers und die Entwicklung eines Drosselementes für diesen LFD vorgestellt wurde, beschäftigt sich dieses Kapitel mit dem Bau eines LFD-Prototyps in dem diese Entwicklungen eingesetzt werden. Im Folgenden wird zuerst auf einige theoretische Grundlagen, wie die Anordnung der Funktionselemente und Luftfedern eingegangen. Im Anschluss daran wird der Aufbau von einem Prototyp für den Prüfstand und der Aufbau des Prototyps für den Einsatz in einem Fahrzeug erläutert. Der erste Prototyp, der den Integrationsgrad für die Versuche am Prüfstand beschreibt wird aus zwei Luftfedern aufgebaut, deren Federwege mechanisch gekoppelt sind. Der zweite Prototyp ist für den Einsatz als Federbein in einem Fahrzeug vorgesehen. Daher wird bei der Auslegung ein Verkanten des Federbeins im Belastungsfall verhindert. Die besondere Bedeutung der Integration der Drossel wird anschließend erläutert.

6.1 Möglichkeiten zum Bau von Luftfederdämpfern

In Kapitel 2.4 wurden bereits die Bauformen des LFDs erläutert. Abbildung 2.2 zeigt dabei den schematischen Aufbau eines Zwei- und Dreikammer-LFDs. Die Vielfalt der Möglichkeiten zur Realisierung von LFDn kann anhand von vielen erteilten Patenten z.B. [44], [45] innerhalb der letzten 10 Jahre nachvollzogen werden.

Neben den Varianten in Abbildung 2.2 existiert eine Variante, bei der der LFD aus zwei Kammern besteht, die durch zwei Rollbälge gleicher Größe getrennt sind [44]. Im Gegensatz zum Zweikammer-LFD nach OHKAWA [25] ist dabei jedoch ein dritter Rollbalg notwendig, der eine Kolbenführung realisiert. Die hohen Hysteresekräfte, aufgrund der zu erwartenden Balgverhärtung, erschweren den Einsatz eines solchen Systems im Fahrzeug. In [45] wurde dieser LFD noch einmal verbessert. Um die Reibung der gleich großen Rollbälge zu minimie-

ren, wurde zwischen den Rollbälgen ein inkompressibles Stützmedium eingesetzt. Damit dieses nicht entweichen kann, ist eine Außenführung der Bälge notwendig, die den Druckraum für das Stützmedium gleichzeitig abdichtet. Aufgrund der hohen Komplexität dieser neuen Konstruktionen für LFD liegt der Fokus der hier verwendeten LFD auf den Zweikammersystemen, wie sie prinzipiell in [25] dargestellt sind.

6.2 Auslegung eines Prototyps für den Prüfstand

Das Ziel bei der Auslegung des LFDs ist, die Aufbaueigenfrequenz des Fahrzeuges im Bereich von einem Hz zu halten und Federwege von mindestens 7 cm am Rad zuzulassen. Dabei muss gleichzeitig die erzielbare Dämpfung mit dem LFD maximiert werden. In den Gleichungen 3.30 und 3.32 wurde für einen LFD die minimale und maximale Steifigkeit angegeben. Um ein Maximum an Dämpfungsarbeit verrichten zu können, muss diese Differenz möglichst groß sein. Insbesondere für den Fall, dass die Federfläche der ersten Kammer $A_{1,0}$ nur geringfügig größer ist als $A_{2,0}$, ergibt sich eine große erzielbare Dämpfung. Diese führt zu sehr kurzen Federwegen des LFDs oder einer sehr geringen Steifigkeit des LFDs bei geöffneter Drossel. Im ersten Fall kann ein Erreichen der Endlagen des LFDs durch ein hartes Einlaufen in die Endanschläge die Komfort- und Sicherheitsverbesserungen wieder aufheben. Im zweiten Fall führt eine zu geringe Aufbaueigenfrequenz zu einer Komfortverschlechterung für die Fahrzeuginsassen und wiederum größeren benötigten Federwegen. Eine Konturierung, die die Steifigkeit des LFDs erhöht, kann hier Abhilfe schaffen. Diese ist allerdings mit wesentlichen Kosten verbunden, nur in begrenztem Maß darstellbar und führt zu einer Reduzierung der Haltbarkeit des Balges da dieser stärkeren Belastungen unterliegt.

Der LFD wurde, wie in OHKAWA [25] beschrieben, aus zwei Schlauchrollbälgen unterschiedlicher Größe aufgebaut. Als Schlauchrollbälge wurden Serienbauteile verwendet, wie sie zur Schwingungsisolierung von Maschinen Anwendung finden. Die Bälge besitzen eine Bodenplatte mit einer Bohrung für einen Führungsstift, der eine feste Verbindung mit dem Prüfstand herstellt. An der gegenüberliegenden Seite befindet sich ein hohles Schraubengewinde, das gleichzeitig die Befestigung der Luftfeder an der Maschine und das Befüllen der Luftfeder sichert. Das Gewinde wurde in das Drosselgehäuse, in der Mitte des Bildes, eingeschraubt. Im Drosselgehäuse befinden sich sowohl Drucksensoren zur Überwachung der Kammerdrücke des LFDs als auch das Drosselement und ein Ventil zur externen Beaufschlagung des LFDs mit Druckluft. Abbildung 6.1 zeigt den Aufbau des Prototyps auf dem Prüfstand. Da für die

ersten Versuche das integrierte Drosselement noch nicht zur Verfügung stand, musste auf ein externes Wegeventil zurückgegriffen werden.

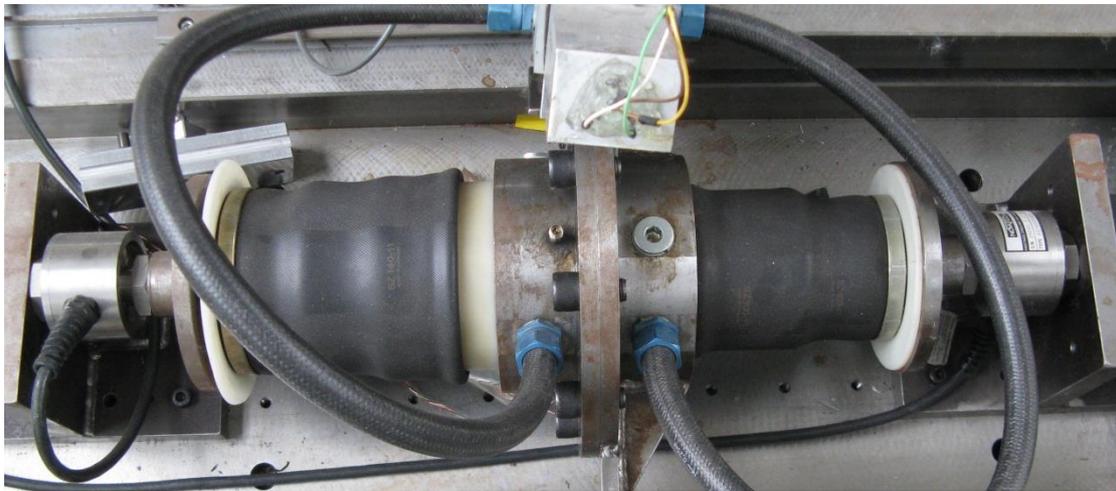


Abbildung 6.1: Prototyp für den Einsatz im Prüfstand

Die Weganregung des LFDs erfolgt über die Verschiebung des Ventilgehäuses in der Mitte. Bei einer solchen Verschiebung verändern sich die Längen der Luftfedern gegenläufig, wie es bei diesem LFD konstruktiv vorgesehen ist. Die Kraft des LFDs kann sowohl aus den Drücken der einzelnen Luftfedern sowie den Geometriedaten als auch über die an den Stirnseiten der Luftfedern angebrachten Kraftmessdosen ermittelt werden.

6.3 Konstruktion eines Prototyps für den Einsatz in einem Fahrzeug

In Abbildung 6.2 ist eine Explosionszeichnung des Prototyps des adaptiven LFD für den Einbau in ein Fahrzeug dargestellt. Von links unten nach rechts oben sind folgende Teile dargestellt:

- a) Führung der Mittelplatte
- b) Anbindung an den Lenker, welcher das Rad führt
- c) Untere Aufnahme der kleinen Luftfeder
- d) Hülse zur Begrenzung des Durchmessers der kleinen Luftfeder
- e) Obere Aufnahme der kleinen Luftfeder inklusive ihrer Abrollkontur

- f) Mittelplatte
- g) Untere Aufnahme der großen Luftfeder inklusive ihres Abrollkonus
- h) Obere Aufnahme der großen Luftfeder inklusive Anbindung an die Karosserie
- i) Hülse zur Begrenzung der großen Luftfeder

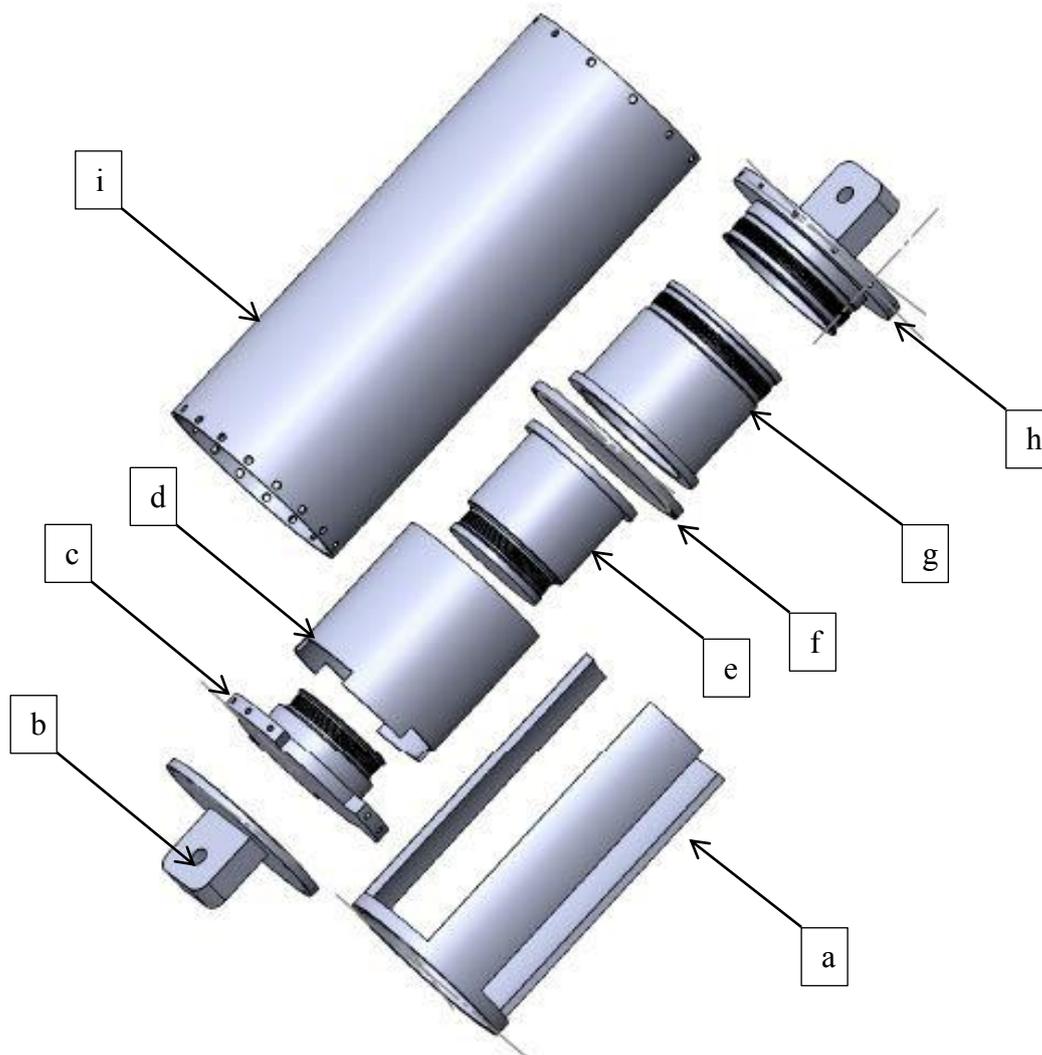


Abbildung 6.2: Explosionszeichnung Luftfederdämpferprototyp für den Einsatz in einem Fahrzeug

Von diesen Teilen sind sowohl die obere Aufnahme der kleinen Luftfeder als auch die untere Aufnahme der großen Luftfeder mit der Mittelplatte verbunden. Die Führung unten rechts verbindet die Mittelplatte mit dem Lenker der Radführung. Die Mittelplatte und die beiden Abrollkonturen bewegen sich in vertikaler Richtung mit dem Rad. Die Hülse (oben links dar-

gestellt) verbindet die untere Aufnahme der kleinen Luftfeder mit der oberen Aufnahme der großen Luftfeder. Ihre Bewegung ist damit fest mit der Bewegung der Karosserie gekoppelt. Gleichzeitig begrenzt diese Hülse den Durchmesser der großen Luftfeder. Um ein Verkippen des LFDs und eine damit verbundene Beschädigung des Systems auszuschließen, sind zwischen der Hülse (oben links) und der Führung (oben rechts) Gleitlager angebracht. Die Abrollkonturen der Luftfedern sind hierbei hohl ausgeführt und in Richtung der Luftfedern verschlossen. Um das Totvolumen (Volumen, welches nicht für den Hub des LFDs zur Verfügung steht) möglichst gering zu halten, sind die Abrollkonusse der Luftfedern hohl und in Richtung der Luftfedern verschlossen. In den entgegengesetzten Aufnahmen der Luftfedern sind jeweils Anschlagpuffer integriert, die eine sanfte und zerstörungsfreie Begrenzung des Federweges realisieren. Im Hohlraum der unteren Anbindung für die große Luftfeder befindet sich die Drossel des LFDs.

6.4 Integration der Drossel und der Drucksensoren

Für die Integration der Drossel wurde beim ersten Prototyp ein Hohlraum innerhalb des Drosselgehäuses in der Mitte vorgesehen. Hierin wurden für Testzwecke mehrere konstante Drosseln mit verschiedenen Querschnitten integriert. Da das fertige Drosselement nicht für den ersten Prototyp zur Verfügung stand, und ein in den LFD integrierbares Serienventil nicht kommerziell zur Verfügung stand, wurde eine Bypasslösung gesucht. Eine kommerziell erhältliche Seriendrossel wurde extern am LFD befestigt. Das Drosselement wurde, wie in Abbildung 6.3 dargestellt, über Druckleitungen mit dem LFD verbunden.

Für den zweiten Prototyp ist eine Integration des Drosselementes in den Hohlraum des größeren Abrollkolbens vorgesehen. Die kleine Luftfeder muss hierfür mit dem Hohlraum im großen Abrollkolben verbunden werden. Solange die Fertigung des integrierten Drosselementes aus Kapitel 5 nicht fertig gestellt ist, kann auch hier eine alternative Lösung über ein extern auf dem LFD sitzendes Drosselement realisiert werden.

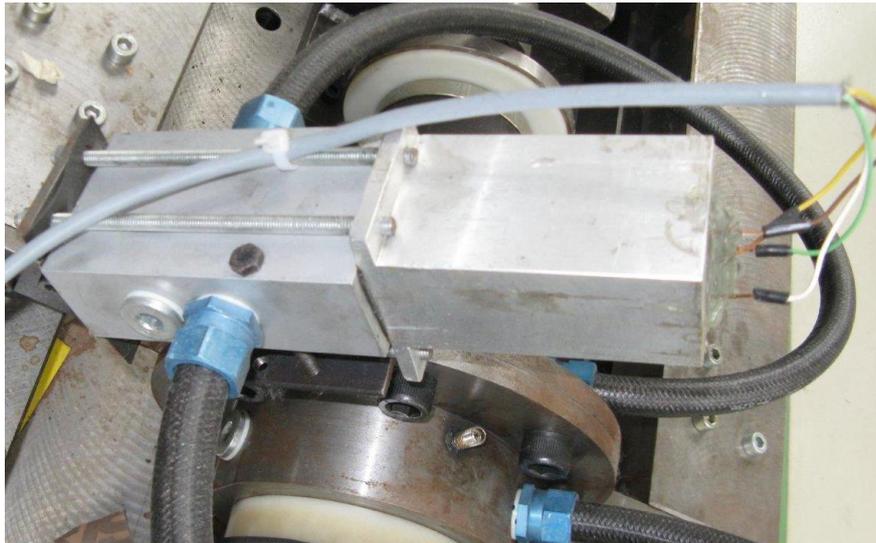


Abbildung 6.3: Drosselement außen am Prototyp

Die Drucksensoren des ersten Prototyps befinden sich auf der linken und rechten Seite des Ventilgehäuses in der Mitte und messen den Druck der Kammern des LFDs gegenüber der Umgebung. Für den zweiten Prototyp ist eine Integration in die Aufnahmen der Luftfeder mit Abrollkontur vorgesehen. Der in das Drosselement integrierter Differenzdrucksensor wird auf der runden Seite des Gehäuses in Abbildung 5.9 eingebaut. Die Verwendung eines Differenzdrucksensors ermöglicht diesen präziser zu erfassen, da sich im Gegensatz zur Differenzbildung verschiedener Sensoren die Fehler hier nicht addieren und ein kleinerer Messbereich verwendet werden kann. Damit ist eine genauere Ermittlung des realisierten Massenstromes möglich. Da die Druckerfassung von zwei Kammerdrücken mit drei Drucksensoren überbestimmt ist, kann einer der beiden Drucksensoren für die absoluten Kammerdrücke entfallen oder zur gegenseitigen Plausibilisierung verwendet werden.

In diesem Kapitel wurden die Anforderungen an die Konstruktion des adaptiven LFDs beschrieben. Im Anschluss wurden der Aufbau eines Prototyps für den Prüfstandsbetrieb und der Aufbau eines Prototyps für den Einsatz in einem Fahrzeug erläutert. Abschließend wurde die Integration der Drossel in diese Prototypen erläutert und der Einsatz der Druck und Kraftsensoren dargestellt.

7 Erprobung am Prüfstand

In diesem Kapitel wird der Aufbau eines Prüfstandes für den adaptiven LFD und die Erprobung des Prototyps dokumentiert. Der Prüfstand muss die statische Kraft des LFDs überwinden und im Bereich von 0 bis mindestens 15 Hz, welcher die Eigenfrequenz des Aufbaus (1 Hz) und die Eigenfrequenz des Rades (10 Hz) abdeckt, eine geeignete Weganregung darstellen, damit eine Bewertung des vorgestellten LFD-Systems möglich ist. Ein Linearmotor eignet sich hier als Antrieb: er bietet eine gute Dynamik und lässt sich einfach in einen Prüfstand implementieren.

7.1 Prüfstandsaufbau

Abbildung 7.1 zeigt den schematischen Aufbau des Prüfstandes als CAD Modell. Im unteren Abschnitt befindet sich die Grundplatte mit den Achsen der Linearführungen und dem elektromagnetisch betriebenen Linearmotor. Im oberen Bereich befinden sich der Schlitten, der mit sechs Wagen an der Linearführung befestigt wird und der magnetische Weg.

Der Vortrieb des Prüfstandes wird durch einen Linearmotor erzeugt. Dabei interagiert das magnetische Feld des Linearmotors mit dem Feld des magnetischen Weges und erzeugt somit den horizontalen Vortrieb. Gleichzeitig entstehen in vertikaler Richtung sehr große magnetische Anziehungskräfte zwischen dem Linearmotor und dem magnetischen Weg. Diese werden über die Linearführungen abgestützt. Die Steuerungselektronik des Prüfstandes ist mit einem PC verbunden und kann die vorgegebenen Wegvorgaben umsetzen. Die Ist-Position wird über einen inkrementellen Geber ständig von der Steuerung erfasst. In Abbildung 7.2 sind links und rechts vom Schlitten zwei Anschlagpuffer abgebildet. Diese verhindern, dass dieser seinen Betriebsbereich überschreitet und den LFD oder den Prüfstand beschädigt. Die Kraftsensoren zur Erfassung der Kräfte der einzelnen Luftfedern sind links und rechts der jeweili-

gen Luftfedern angeordnet. Sie messen die von den einzelnen Luftfedern aufgebrachtene Kräfte und stützen sich dabei von der Grundplatte ab. Die Anregung wird durch den Ventilhalter vom Schlitten auf die Luftfedern übertragen. Der Schlitten greift dabei um die kleinere Luftfeder herum, um eine Anregung am Ventilhalter in der Mitte realisieren zu können. Der Ventilhalter beinhaltet gleichzeitig die Drucksensoren des Prüfstandes.

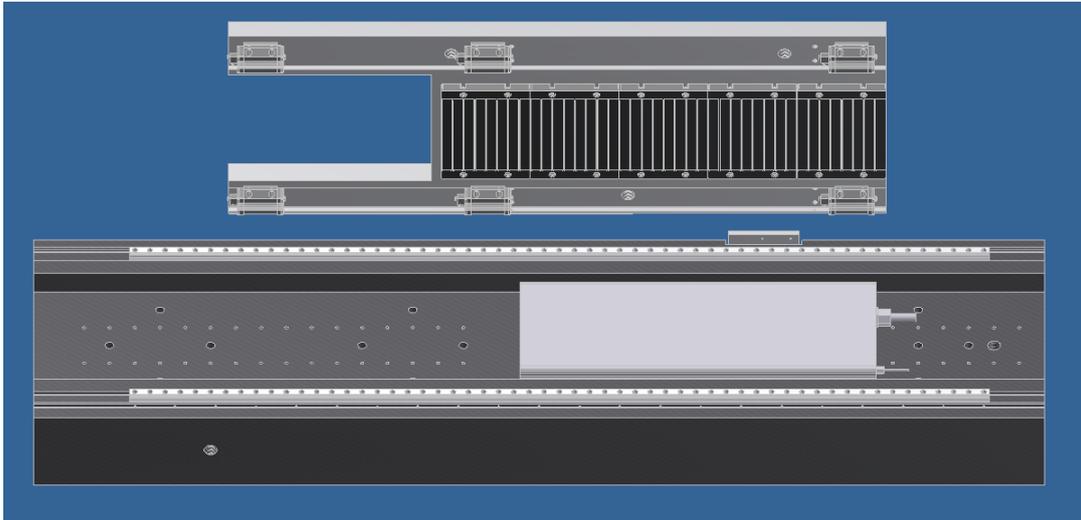


Abbildung 7.1: CAD-Konstruktion des Prüfstands

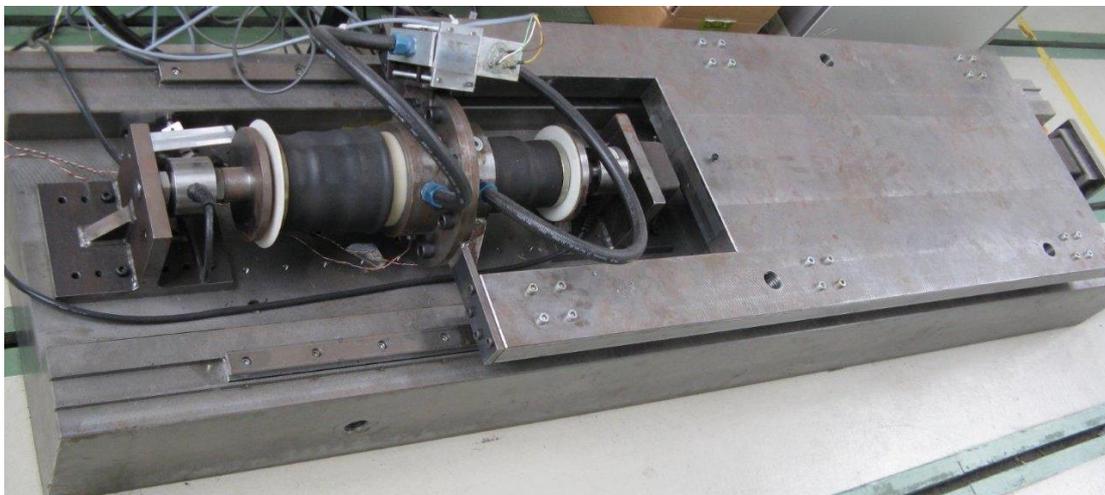


Abbildung 7.2: Foto Schwingungsprüfstand LFD

Zur Signalerfassung dienen übliche Messsignalverstärker sowie ein dSPACE Rapid Control Prototyping System. Aufgabe des Systems ist ebenfalls die Ansteuerung der Drossel, um den Massenstrom zwischen den Luftfedern einzustellen.

7.2 Versuche am Prüfstand

Der LFD wurde in drei Schritten erprobt. Das Ziel des ersten Untersuchungsschrittes ist herauszufinden, inwieweit das reelle Verhalten der Luftfedern dem simulierten Verhalten entspricht. Im zweiten Schritt wird das Modell des LFDs aus Kapitel 3 validiert. In einem letzten Schritt wurde die in Kapitel 4.2 vorgestellte Kraftregelung des LFDs auf dem Prüfstand implementiert und die Wirkungsweise untersucht.

7.2.1 Vermessung der Luftfeder

Um das Modell einer Luftfeder zu überprüfen, wurde beim Aufbau des LFDs die zweite Luftfeder entfernt und die verbleibende Öffnung mit einem Blindstopfen verschlossen. Die Kraft des LFDs und der Druck konnten direkt aus den Messdaten abgelesen werden. Ihr Verlauf ist in Abbildung 7.3 dargestellt.

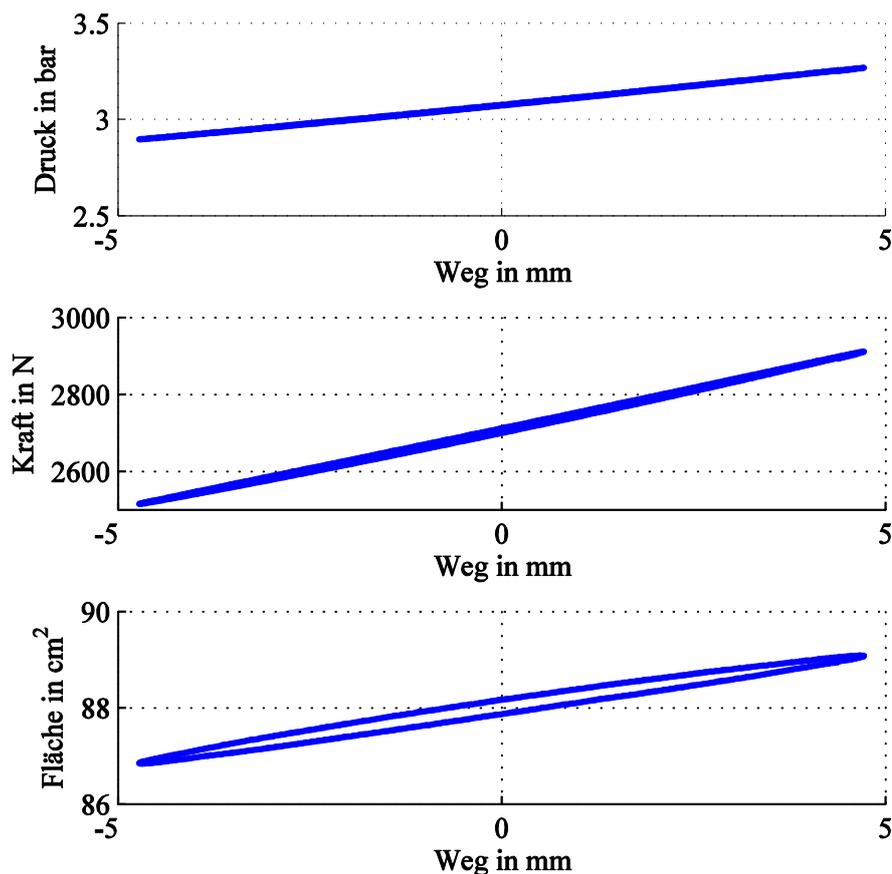


Abbildung 7.3: Kraft und Druckverlauf der kleinen Luftfeder: aufgenommen am Prüfstand mit einer sinusförmigen Weganregung der Amplitude 5 mm und der Frequenz 2 Hz

Durch die Division der Federkraft durch den Druck, unter Berücksichtigung des Umgebungsdruckes, kann die Federfläche der Luftfeder mit circa 88 cm^2 ermittelt werden. Sie ist im unteren Teil von Abbildung 7.3 dargestellt. Die theoretische Länge und damit das Volumen können nach Gleichung 3.3 zu circa $8,6 \text{ cm}$ und $0,75 \text{ l}$ ermittelt werden. Das Volumen der Luftfeder ist im Datenblatt mit circa $0,71 \text{ l}$ angegeben. Hierzu muss ein geringes Volumen innerhalb der Drosselaufnahme, welches ebenfalls mit Luft gefüllt ist, addiert werden.

In der unteren Darstellung in Abbildung 7.3 ist erkennbar, dass eine Abhängigkeit der Federfläche vom Weg gegeben ist. Dieses Phänomen konnte in gleicher Weise für verschiedene Frequenzen und Amplituden nachvollzogen werden. Ursache hierfür ist die Variation des Außendurchmessers. Dies konnte durch Messung des Balgaußendurchmessers am Prüfstand nachgewiesen werden.

Für gleiche Drücke und gleiche Positionen werden geringfügig unterschiedliche Kräfte am LFD gemessen. Damit kann von einer geänderten Federfläche ausgegangen werden. Dieses Verhalten basiert auf der Reibung des Balges und wird in der Literatur [35] mit den Begriffen Harshness oder Verhärtung bezeichnet. Da dieser Effekt komfortmindernd wirkt, werden zur Minimierung der Harshness für den zweiten Prototyp spezielle reibungsarme Federbälge eingesetzt.

7.2.2 Validierung des Luftfederdämpfermodells

Zur Validierung des LFD-Modells wurde dieser mit konstanten Öffnungsquerschnitten der Drossel am Prüfstand aufgebaut. Abbildung 7.4 zeigt den Druck und den Kraftverlauf für diesen LFD. Hierbei bezeichnen der Index 1 die Kraft und den Druck in der großen Luftfeder, der Index 2 bezeichnet Kraft und Druck in der kleinen Luftfeder. Die Drossel wurde als Blende mit einem Bohrungsdurchmesser von 2 mm realisiert. Dabei wurde die Abhängigkeit der Federfläche vom Fülldruck, wie sie bei den Messungen zur Luftfeder festgestellt wurde, berücksichtigt. Die gute Übereinstimmung der Kammerdrücke mit den Ergebnissen der Simulation ist offensichtlich. Ebenfalls kann festgehalten werden, dass die Veränderung der Drücke der ersten und der zweiten Kammer gegenläufig erfolgt. Im unteren Bild ist der Verlauf der Federkraft für die gegeneinander wirkenden Luftfedern und für den untersuchten LFD dargestellt. Die Kraft der größeren Luftfeder verändert sich dabei gleichsinnig mit der Kraft des

LFDs. Die Gesamtkraft des LFDs ergibt sich als Differenz der Federkräfte der beiden Luftfedern. Auch hier stimmen Messung und Simulation sehr gut überein.

Aufgrund der Verhärtung der einzelnen Luftfedern besitzt der LFD bei geringer Anregungsamplitude eine etwas größere Steifigkeit als ursprünglich errechnet. Eine Ursache hierfür ist die Reibung des Balges beim Abrollen. Diese verschiebt die Eigenfrequenzen des Schwingungssystems Viertelfahrzeug bei geringen Amplituden zu höheren Frequenzen. Gleichzeitig ist die Dämpfung etwas erhöht, was im Bereich von 2 Hz noch keine Störungen hervorruft. Bei höheren Frequenzen kann der LFD die Schwingungen des Rades nicht mehr ausreichend vom Aufbau isolieren. Bälge mit einer reduzierten Verhärtung können hier Abhilfe schaffen.

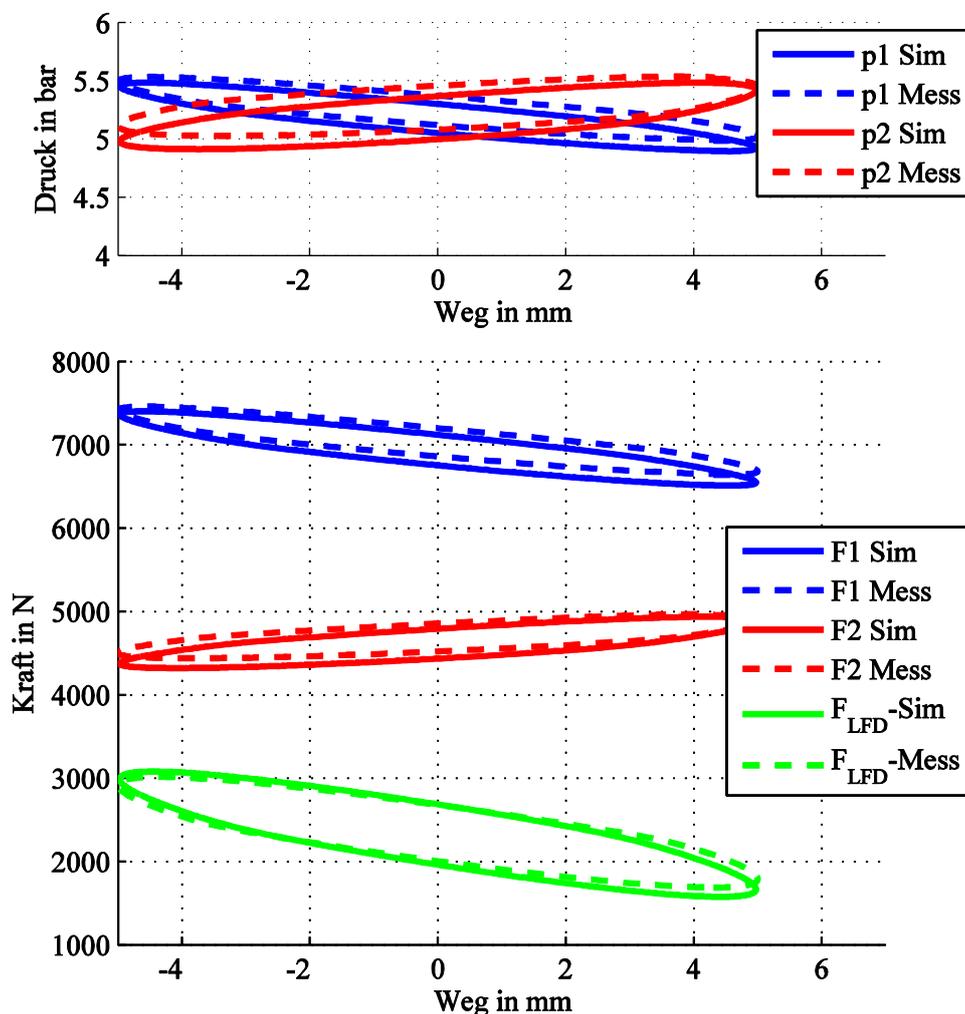


Abbildung 7.4: Vergleich von Messung und Simulation für einen LFD mit kontantem Drosselquerschnitt: aufgenommen am Prüfstand mit einer sinusförmigen Weganregung der Amplitude 5 mm und der Frequenz 2 Hz

7.2.3 Erprobung der Kraftregelung

Die Erprobung der Kraftregelung erfolgt mit einem magnetischen Bypass-Ventil, dessen maximaler Öffnungsquerschnitt bei einer Steuerspannung von 5 V erreicht wird. Der Hohlraum zur Integration des piezoelektrischen Drosselementes wird hierbei durch einen Dummy verschlossen. Abbildung 7.5 zeigt den Verlauf der Kraft des LFDs mit dem Verlauf der Sollwertvorgabe. Der Kraftverlauf des LFDs im oberen Bild folgt dem Vorgabewert sehr präzise. Darunter sind die sich einstellenden Kammerdrücke der einzelnen Luftfedern sowie die elektrische Spannung mit der das Ventil angesteuert wurde und der Stellweg, aufgetragen. Der Vergleich zeigt, dass der Vorgabewert der Kraftregelung vom System umgesetzt werden konnte.

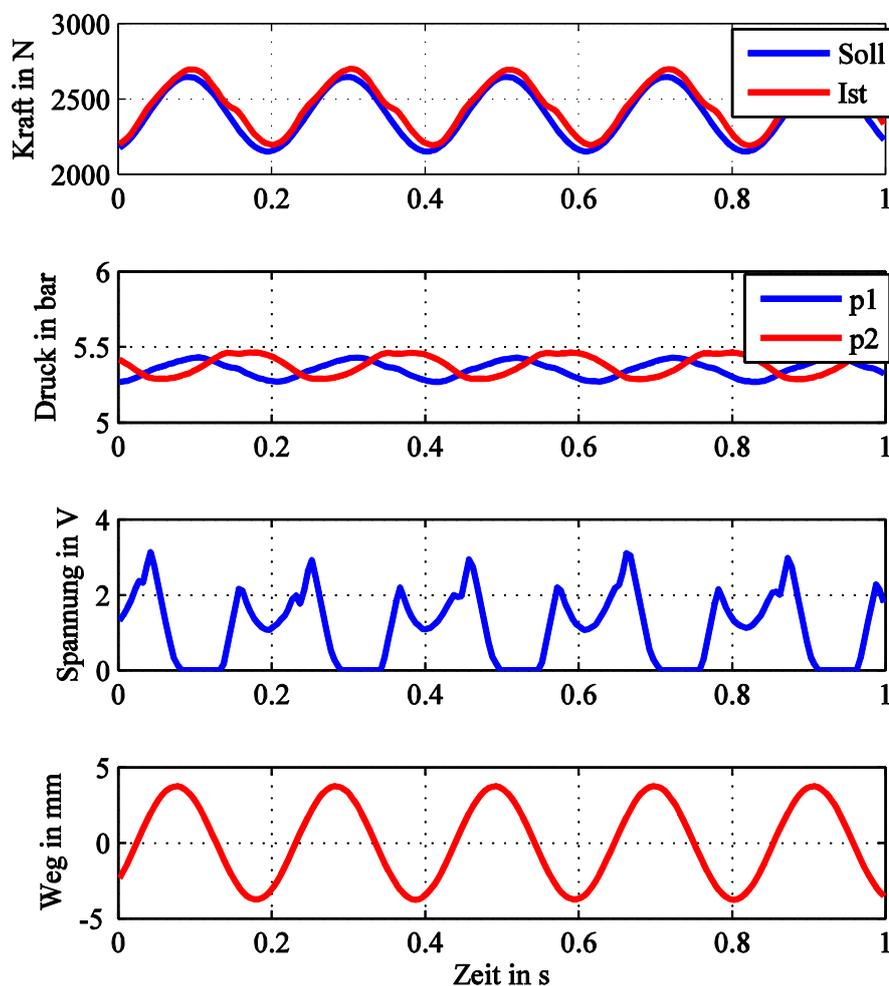


Abbildung 7.5: Zeitverläufe der Kraft, des Druckes, der Steuerspannung und des Weges beim implementierten Kraftregler: aufgenommen am Prüfstand mit einer sinusförmigen Weganregung der Amplitude 4 mm und der Frequenz 5 Hz

In diesem Kapitel wurde der Prüfstand zur Erprobung der Luftfedern und des LFDs vorgestellt. Der Prüfstand wurde eingesetzt, um eine Luftfeder, einen LFD und den kraftregelten LFD zu testen. Beim Test der Luftfeder fiel eine Abhängigkeit der Federfläche vom Druck auf. Die Ursache hierfür ist die Elastizität der Fäden, die den Durchmesser des LFDs begrenzen. Diese geben bei größerer Belastung nach. Da dies nicht gewünscht ist, wird für den Einsatz im PKW die Verwendung von Luftfedern vorgeschlagen, deren Begrenzung im Durchmesser durch ein Gehäuse realisiert wird. Nachdem die Veränderung der Federfläche in Abhängigkeit vom Druck im Modell der Luftfeder und des LFDs berücksichtigt wurde, konnten die Modelle durch die Prüfstandmessungen bestätigt werden. Ebenfalls konnte für die Kraftregelung der Funktionsnachweis erbracht werden.

8 Fazit und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurde zur optimalen Reduktion der Aufbauschwingungen eines PKWs ein adaptiver LFD entwickelt. Der vorgestellte LFD besteht aus zwei gegeneinander wirkenden und über eine Drossel verbundenen Luftfedern. Ein veränderlicher Öffnungsquerschnitt des Drosselementes sichert in jedem Arbeitspunkt die optimale Einstellung der Dämpfung. Zu diesem Zweck wurde eine Drossel entwickelt, in die ein piezoelektrischer Aktuator mit einem WVS integriert ist. Dieser ist in der Lage einen Öffnungsquerschnitt von bis zu 30 mm^2 hochdynamisch zu verstellen.

Zuerst wurde der Stand der Technik in den für die Arbeit relevanten Bereichen dokumentiert. Zu diesen Bereichen gehören die Federung und Dämpfung heutiger PKWs, inklusive der adaptiven Systeme, Piezokeramiken, Wegvergrößerungssysteme und pneumatischen Drosseln. Zur Einordnung der Ergebnisse wurde auf die Bereiche Fahrbahnanregung und Bewertungsgrößen für PKW-Dämpfungen eingegangen. Ausgehend vom Stand der Technik wurden die Ziele der Arbeit definiert. Um eine Regelstrategie für den LFD entwickeln zu können und zur Ermittlung der erforderlichen Drosselquerschnitte, wurde im Anschluss ein Modell für den LFD entwickelt. In einem ersten Schritt wurden zunächst die Teilmodelle einer Luftfeder und einer pneumatischen Drossel in der Arbeit dokumentiert. Für den LFD gibt es grundsätzlich drei verschiedene Varianten: die Luftfeder mit Zusatzvolumen, den Zweikammer- und den Dreikammer-LFD. Für ein aus der Literatur entnommenes Ersatzschaltbild des LFDs wurden im Anschluss, mit Hilfe eines Koeffizientenvergleichs, die Feder- und Dämpferparameter des Ersatzschaltbildes bestimmt. In verschiedenen Parameterstudien wurde die Möglichkeit des Einsatzes einer Luftfeder mit Zusatzvolumen und eines Zwei- und Dreikammer-LFDs untersucht. Hierbei kann eine Luftfeder mit Zusatzvolumen Dämpfungsarbeit nicht in ausreichendem Maße aufnehmen, ohne den Federweg unzulässig einzuschränken. Bei allen

LFDn ergibt sich eine Abhängigkeit der Federraten vom maximalen Federweg, wenn Füll- druck und Tragkapazität konstant bleiben. Da die Eigenfrequenzen der Vertikalschwingungen über die Federraten bestimmt werden, erschwert diese Abhängigkeit die Auslegung des LFDs im Fahrzeug.

Mithilfe eines Viertelfahrzeugmodells wurden verschiedene Simulationsergebnisse für die Luftfeder, den LFD und den in einem Viertelfahrzeugmodell eingesetzten LFD dargestellt. Da ein LFD mit konstanter Drosselfläche die Vertikalschwingungen eines PKWs nicht hinrei- chend dämpfen kann, wurde in einem ersten Schritt die Nichtlinearität der Strömung durch die Drossel kompensiert. Im Anschluss wurden die Regelstrategien Kraftregelung und Sky- Hook Regler erläutert, für den LFD im Modell implementiert und die Ergebnisse mit einem passiven Dämpfer verglichen. Die Linearisierung der Drosselnichtlinearität ermöglicht eine akzeptable Aufbaufederung. Im Bereich der ersten Eigenfrequenzen weist der LFD eine we- sentlich geringere Resonanzüberhöhung auf, als ein konventionelles Fahrwerk. Die Imple- mentierung eines Sky-Hook Regelungsalgorithmus mit Hilfe der Kraftregelung ermöglichte eine deutliche Reduktion der Aufbauschwingungen. Mithilfe von Simulationen wurde eine Abschätzung eines maximalen Öffnungsquerschnittes, ab welchem die Funktionsweise des LFDs sichergestellt ist, erreicht.

Basierend auf den Ergebnissen zum erforderlichen Drosselquerschnitt und der erforderlichen Verstellgeschwindigkeit wurde ein WVS und mit diesem ein Drosselement entwickelt. Das WVS basiert dabei auf einer Speichenstruktur, innerhalb eines piezokeramischen Rings. Das Anlegen von elektrischer Spannung bewirkt eine Kontraktion des Rings. Da die Speichen diese Kontraktionsbewegung durch Biegung ausgleichen können, kommt es zu einer resultie- renden Drehbewegung des Außenrings. Zur Maximierung von Stellkraft und Stellweg, unter Berücksichtigung des Schwingungsverhaltens, wurde sowohl die Position der Speichen als auch deren Dicke optimiert. Dabei wurden, unter Berücksichtigung der Fertigungstechnik, verschiedene Materialien eingesetzt. Durch Integration in ein Gehäuse mit sechs Ein- bzw. Auslassöffnungen wurde eine Drossel dargestellt, welche sich durch Anlegen einer Spannung an die Piezokeramik öffnen lässt. Im Anschluss daran wurde die Möglichkeit zum Bau von LFDn diskutiert. Hierbei wurde noch einmal auf die Bauformen als Zwei- und Dreikammer- system eingegangen. Zum Abschluss wurde ein Prüfstand für den Test der Luftfedern, des LFDs und der Regelstrategien vorgestellt. Auf diesem Prüfstand wurden die Prototypen für

die Luftfeder und den LFD überprüft, sowie die Kraftregelung für den LFD realisiert. In einem ersten Schritt wurden hierfür die Modelle für Luftfedern und LFD validiert. Dabei konnte eine wesentliche Verhärtung der Bälge nachgewiesen werden. Dies wurde bei der Validierung der Modelle berücksichtigt.

Die Fertigung eines neuen Prototyps mit verbesserten Bälgen, in Kooperation mit einem Industriepartner, ermöglicht eine weitere Optimierung des LFDs. Insbesondere die Verhärtung des LFDs bei kleinen Anregungen kann durch den Einsatz von reibungsarmen Luftfederbälgen, aus dem Seriengeschäft des Industriepartners, erreicht werden. Weiterhin kann das aktive Drosselement mit dem piezokeramischen Ring, zur Steuerung des Volumenstromes eingesetzt werden. Nachdem dieser Prototyp am Prüfstand ausreichend getestet wird, kann dieser in ein am Lehrstuhl vorhandenes Forschungsfahrzeug integriert werden.

Mögliche Ansatzpunkte für eine weitere Optimierung des aktiven Drosselementes ist die Abdichtung bei geschlossener Drossel. Hier kann eine Verringerung der Fertigungstoleranzen oder der Einsatz von Dichtlippen, welche bei geschlossener Drossel wirken, Abhilfe schaffen. Durch die Applikation von piezokeramischen Folien auf den Speichen kann eine Erhöhung des Stellweges erreicht werden oder die Dehnung und damit der Stellweg überwacht werden. Für Applikationen mit reduzierten Vorgaben für den Bauraum ist eine Verkleinerung des Drosselementes sinnvoll.

Die in der Arbeit dargestellten Regelstrategien für den LFD basieren auf der Beruhigung eines Viertelfahrzeugmodells. Hiermit lassen sich bereits erhebliche Erfolge erzielen. Weiteres Potential verspricht die Berücksichtigung von Lenk- und Beschleunigungssignalen. Dabei kann die dynamische Gewichtsverlagerung bei Kurvenfahrt und Beschleunigung verzögert werden, um ein besseres Fahrgefühl zu erreichen. Dafür muss die Dämpfung des LFDs in Richtung der Nick- oder Wankbewegung erhöht dargestellt werden. Ein anderer Ansatz ist, über die Vorderräder das Anregungsprofil der Straße zu identifizieren. Dieses Anregungsprofil liegt bei Geradeausfahrt verzögert an der Hinterachse an. Für die Dämpfung der Hinterachse kann damit „virtuell“ in die Zukunft geschaut werden.

Um Lageabweichungen durch die Zuladung und die Ausdehnung der Druckluft auszugleichen, ist die Verwendung einer Niveauregulierung notwendig. Diese ermöglicht auch die gezielte Einstellung der Bodenfreiheit bei Autobahnfahrt und Schlechtwegestrecken. Bei ausrei-

chender Dynamik kann die Niveauregulierung zum vollständigen Ausgleich von Wank- und Nickbewegungen verwendet werden.

Durch kleine Anpassungen können LFD für andere Anwendungen erschlossen werden. Insbesondere der Zweikammer-LFD ist für den Einsatz als Dämpfer innerhalb einer Felge geeignet. Hierbei wirken die Luftfedern, jeweils mit einer Seite, auf die Felge und mit der Anderen auf die Karosserie. Die entgegengesetzte Volumenänderung der Luftfedern wird dabei durch die Anordnung der größeren Luftfeder unterhalb der Karosserieanbindung, und der Kleineren oberhalb dieser, erreicht. Eine weitere Anwendung für LFD ist die Dämpfung von Fahrerka-binen und Fahrersitzen in Arbeitsmaschinen und Lastkraftwagen. Im Motorradbereich wurden LFD bereits eingesetzt, um in einer geländegängigen Sportmaschine optimale Fahreigenschaften zu erreichen. Der Einsatz in Fahrrädern und Quads ist ebenfalls denkbar. Hierbei muss die Robustheit der LFD erhöht werden, da diese nicht durch eine Karosserie geschützt werden können.

9 Literaturverzeichnis

- [1] M. Ersoy, B. Heißing, *Fahrwerkhandbuch: Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven*, 1st ed. Wiesbaden: Vieweg, 2007.
- [2] M. Mitschke, *Dynamik der Kraftfahrzeuge: Band B: Schwingungen*, 3rd ed. Berlin: Springer, 1997.
- [3] K. Ruschmeyer and W. J. Bartz, *Piezokeramik: Grundlagen, Werkstoffe, Applikationen*. Renningen-Malmsheim: expert-Verl, 1995.
- [4] G. Gautschi, *Piezoelectric sensorics: Force, strain, pressure, acceleration and acoustic emission sensors, materials and amplifiers*. Berlin, New York: Springer, 2002.
- [5] T. J. Kazmierski and S. Beeby, *Energy harvesting systems: Principles, modeling and applications*. New York: Springer, 2011.
- [6] H. Janocha, *Unkonventionelle Aktoren: Eine Einführung*. München: Oldenbourg, 2010.
- [7] K. Mollenhauer and H. Tschöke, *Handbuch Dieselmotoren*, 3rd ed. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007.
- [8] M. A. a. Wahab, “Neue Aktorsysteme auf Basis strukturierter Piezokeramik,” Dissertation, Otto-von-Guericke Universität, Magdeburg, Magdeburg, 2004.
- [9] H. Gold, “Über das Dämpfungsverhalten von Kraftfahrzeug-Gasfedern,” Dissertation, RWTH Aachen, Aachen, 1973.
- [10] W. Bauer, *VDI-Buch: Hydropneumatische Federungssysteme*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2008.

- [11] M. Scarlett, "The insider: Michelin's Active Wheel, which integrates suspension and electric drive inside the rim, has been unveiled," *Tire technology international*, <http://www.worldcat.org/oclc/316238206>.
- [12] Jörg Christoffel, "Integration is just around the corner," *Automotive engineer*, September 2006, pp. 21–22, 2006.
- [13] H. Dubbel, K.-H. Grote, and J. Feldhusen, *Taschenbuch für den Maschinenbau*, 22nd ed. Berlin ;, New York: Springer, 2007.
- [14] M. Meissner, H.-J. Schorcht, and K. Wanke, *Metallfedern: Grundlagen, Werkstoffe, Berechnung, Gestaltung und Rechnereinsatz*, 2nd ed. Berlin: Springer, 2007.
- [15] P. Causemann, *Kraftfahrzeugstossdämpfer: Funktionen, Bauarten, Anwendungen*. Landsberg/Lech: Verl. Moderne Industrie, 1999.
- [16] J. Busshardt, *Selbsteinstellende Feder-Dämpfer-Systeme für Kraftfahrzeuge*. Düsseldorf: VDI, 1995.
- [17] R. Isermann, *Fahrdynamik-Regelung: Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme, Mechatronik*. Available: <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-9049-8>.
- [18] P. Causemann, *Kraftfahrzeugstoßdämpfer: Funktionen, Bauarten, Anwendungen*, 2nd ed. Landsberg/Lech: Verl. Moderne Industrie, 2001.
- [19] T. Jungmann, *Intelligente Fahrwerkämpfung von ZF Sachs*. Available: <http://www.atzonline.de/Aktuell/Nachrichten/1/1289/Intelligente-Fahrwerkdaempfung-von-ZF-Sachs.html> (2011, Oct. 12).
- [20] Stephan Janouch, "Dämpfungsanpassung im Magnetfeld," *Elektronik automotive*, April 2007, p. 30, 2007.
- [21] M. Pyper, W. Schiffer, and W. Schneider, *ABC - Active Body Control: Von der Blattfederung zum aktiven System für mehr Fahrsicherheit und Fahrkomfort*. München: Verl. moderne industrie AG & Co. KG, 2003.

- [22] Ben Coxworth, *Electromagnetic automobile suspension demonstrated*. Available: http://www.gizmag.com/electromagnetic-automobile-suspension-demonstrated/18331/?utm_source=Gizmag+Subscribers&utm_campaign=4c9ef8681e-UA-2235360-4&utm_medium=email (2011, Apr. 21).
- [23] Jean Jennings, *A Bose Suspension*. Available: http://www.automobilemag.com/features/news/0410_bose_suspension/index.html (2011, Jul. 29).
- [24] J. Kock and A. Rohde, "Potenziale und Grenzen bei der Abstimmung von elektrisch geregelten Luftfedersystemen mit variabler Dämpfung," in *Reifen - Fahrwerk - Fahrbahn: Tagung Hannover, 29. und 30. Oktober 2003 ; [4 Tabellen]*, Düsseldorf: VDI-Verl, 2003, pp. 243–263.
- [25] F. Ohkawa, A. Higashidani, and M. Hiroyuki, "Diaphragm Type Air Spring" US19870113406 19871026.
- [26] P. Müller, H. Reichl, G. Heyl, R. Wanitschke, H. Gold, and H. P. Krauß, "Das neue "Air Damping System" der BMW HP2 Enduro," *Automobiltechnische Zeitschrift*.
- [27] T. Althoff, *Konzept, Auslegung und Regelung eines semiaktiven Gasfederdämpfers*. Aachen: Shaker, 2008.
- [28] J. Koch, *Piezoxide: Eigenschaften und Anwendungen*, 1st ed. Heidelberg: Dr. Alfred Hüthig Verlag GmbH, 1988.
- [29] A. Fröhlich, *Mikromechanisches Modell zur Ermittlung effektiver Materialeigenschaften von piezoelektrischen Polykristallen*. Zugl.: Karlsruhe, Univ, Diss, 2001, 2001.
- [30] R. Kasper and M. Al Wahab, "Mechanically Structured Piezoelectric Actuators," in *Actuator 2004: 9th International Conference on New Actuators & 3rd International Exhibition on Smart Actuators and Drive Systems, 14-16 June 2004, Bremen, Germany : conference proceedings*, Bremen, Germany: HVG Hanseatische Veranstaltungs-GmbH Division Messe Bremen, 2004, pp. S. 68-71.
- [31] R. Kasper, W. Heinemann, and M. Al Wahab, "Berechnung und Entwurf strukturierter Piezoaktoren," in *Intelligente technische Systeme und Prozesse: Grundlagen, Entwurf,*

- Realisierung ; Tagungsband ; 6. Magdeburger Maschinenbau-Tage, 24. bis 26. September 2003*, Berlin: Logos-Verl, 2003, pp. S.25-32.
- [32] H. Watter, *Hydraulik und Pneumatik: Grundlagen und Übungen - Anwendungen und Simulation ; mit 23 Tabellen*. Available: <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-9557-8>.
- [33] K. Reif, Ed, *Fahrstabilisierungssysteme und Fahrerassistenzsysteme*, 1st ed. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2010.
- [34] *Einwirkungen mechanischer Schwingungen auf den Menschen*, VDI 2057, 2002.
- [35] J. Hempel, *Schwingungstechnik für Automobile*. Weinheim: Vibracoustic, 2002.
- [36] A. Heim, G. Sauerbier, and T. Pawletta, “Modellierung und Simulation des dynamischen Verhaltens von Gas-Feder-Dämpfer-Einheiten (GFD-Einheiten),” in *ASIM Workshop Wismar: Modellierung und Simulation in Automotive und Prozessautomation*, C. Deatcu, S. Pawletta, and T. Pawletta, Eds, Vienna: ARGESIM - Verlag, 2003, pp. 9–16.
- [37] H. Sigloch, *Technische Fluidmechanik: 61 Tabellen*, 5th ed. Berlin [u.a.]: Springer, 2005.
- [38] O. Ohligschläger, “Pneumatische Zylinderantriebe,” Techn. Hochsch, Aachen, 1990.
- [39] M. Hartmann, “Entwicklung einer Fertigungstechnologie für ein hybrides piezoelektrisches Drosselement zum Einsatz in einem adaptiven Gasfederdämpfer,” Dissertation, Otto-von-Guericke Universität, Magdeburg, 2011.
- [40] Kasper, Roland; Bärecke, Frank; Al Wahab, Muhammed; Hartmann, Matthias, “High flow piezo ceramic valve for an adaptive vehicle gas spring damper,” in *Borgmann, Hubert (Hg.): Actuator 08. 11th International Conference on New Actuators & 5th International Exhibition on Smart Actuators and Drive Systems, 9 - 11 June 2008, Bremen, Germany*, HVG Hanseatische Verant.-GmbH Div. Messe Bremen, 2008, S. 927-930.
- [41] R. Kasper, “Methodische Entwicklung mechatronischer Systeme,” in *4. ATZ/MTZ Konferenz: Mechatronik & Engineering-Reengineering: Die neuen Megatrends in der Automobilentwicklung*, 2000.

- [42] M. Hartmann, T. Lemke, B. Ranzenberger, S. Hirsch, and B. Schmidt, "Herstellung spritzgegossener dreidimensionaler piezokeramischer Funktionselemente für Sensor- / Aktoranwendungen im Automobilbereich," in *Automotive, Impulse für den Maschinenbau, impulses for mechanical engineering: Tagungsband*, Magdeburg: Univ, 2007, pp. 159–172.
- [43] M. Hartmann, S. Schimpf, T. Lemke, S. Hirsch, and B. Schmidt, "Research into ceramic injection molding of PZT for new 3D shapes on prototyping and mass production in Microsystems," in *3rd IMAPS/ACers International Conference and Exhibition on Ceramic Interconnect and Ceramic Microsystems Technologies: CICMT 2007 ; April 23 - 26, 2007, Denver, Colorado, USA*, Redhook, NY: Curran, 2007.
- [44] C. Behmenburg, J. U. Gleu, H. Job, D. Deiters, H. Hoinkhaus, and K. Wenger, "Luftfeder- und Dämpfeinheit mit Zuganschalg", Deutschland PCT/EP/2006/069455, August 9, 2007
- [45] J. U. Gleu, "Luftfeder- und Dämpfeinheit mit druckentlasteter Rollfalte".

A. Anhang

Der Anhang enthält eine Dokumentation der Implementation des Simulationsmodells in Matlab / Simulink für den Luftfederdämpfer im Viertelfahrzeug, sowie die Amplitudengänge des ungerelgten Luftfederdämpfers bei großen Anregungen.

Dokumentation des Simulationsmodells

Die oberste Ebene des Simulationsmodells ist bereits in Abbildung 3.3 dargestellt.

Abbildung A.1 zeigt die für die Simulation möglichen Fußpunktanregungen des Simulationsmodells. Hiermit kann zum Beispiel eine Sprungfunktion, eine Rampe oder eine Sinusanregung den Fußpunkt eines Viertelfahrzeuges anregen.

Abbildung A.2 zeigt die Federung und Dämpfung des Reifens als Reaktionskräfte der Fahrbahnanregung und der Bewegung des Rades.

Abbildung A.3 zeigt die Bewegungsgleichung des Rades als Beispiel für die Bewegungsgleichung von Rad und Aufbau.

Abbildung A.4 zeigt das Simulationsmodell des Luftfederdämpfers. Hierbei können die Varianten Luftfederdämpfer, Ersatzmodell, konventionelles System, linearisierter LFD und LFD mit Kraftregelung ausgewählt werden.

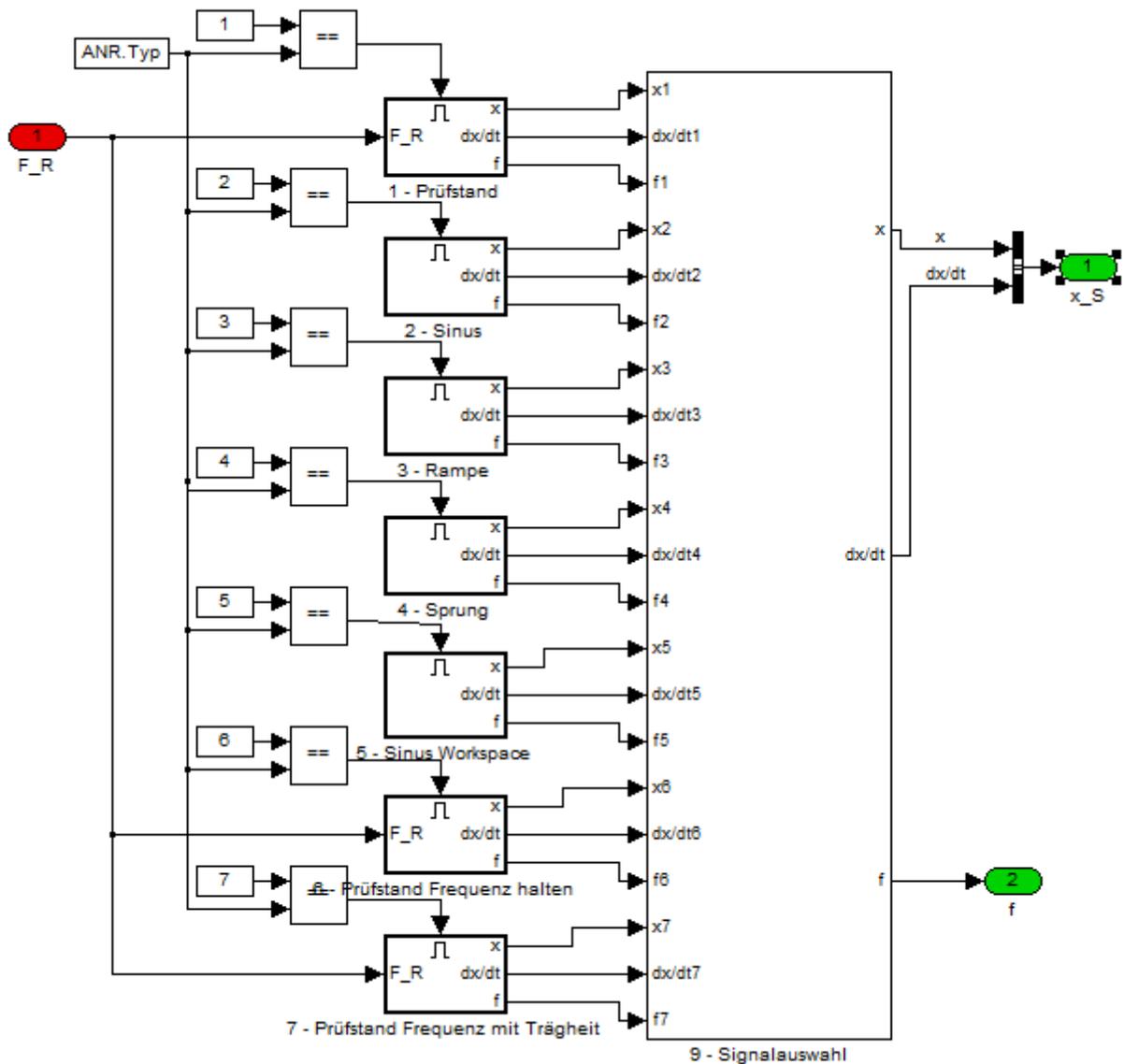


Abbildung A.1: Fußpunktanregung des Simulationsmodells

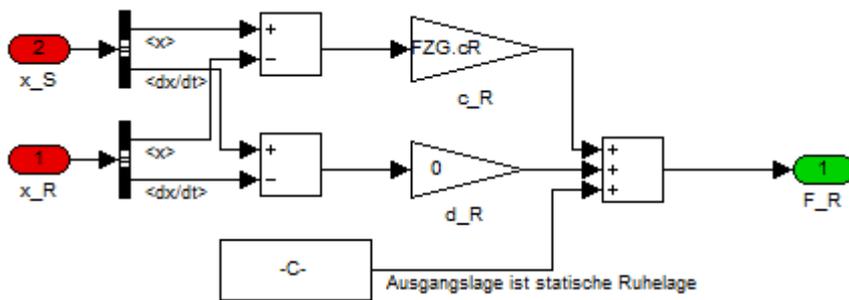


Abbildung A.2: Federung und Dämpfung des Reifens

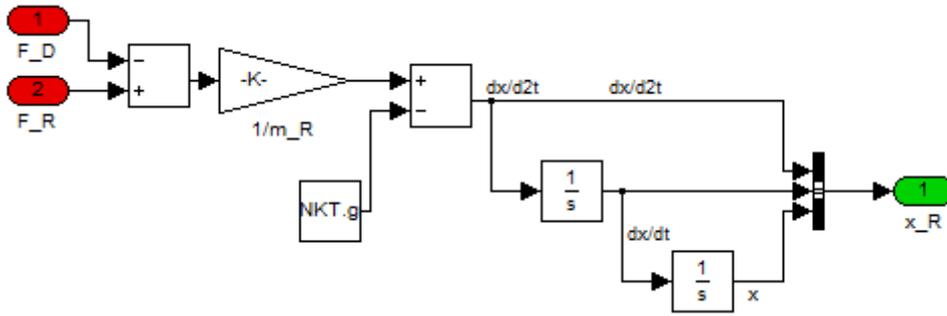


Abbildung A.3: Bewegungsgleichung des Rades bzw. des Aufbaus

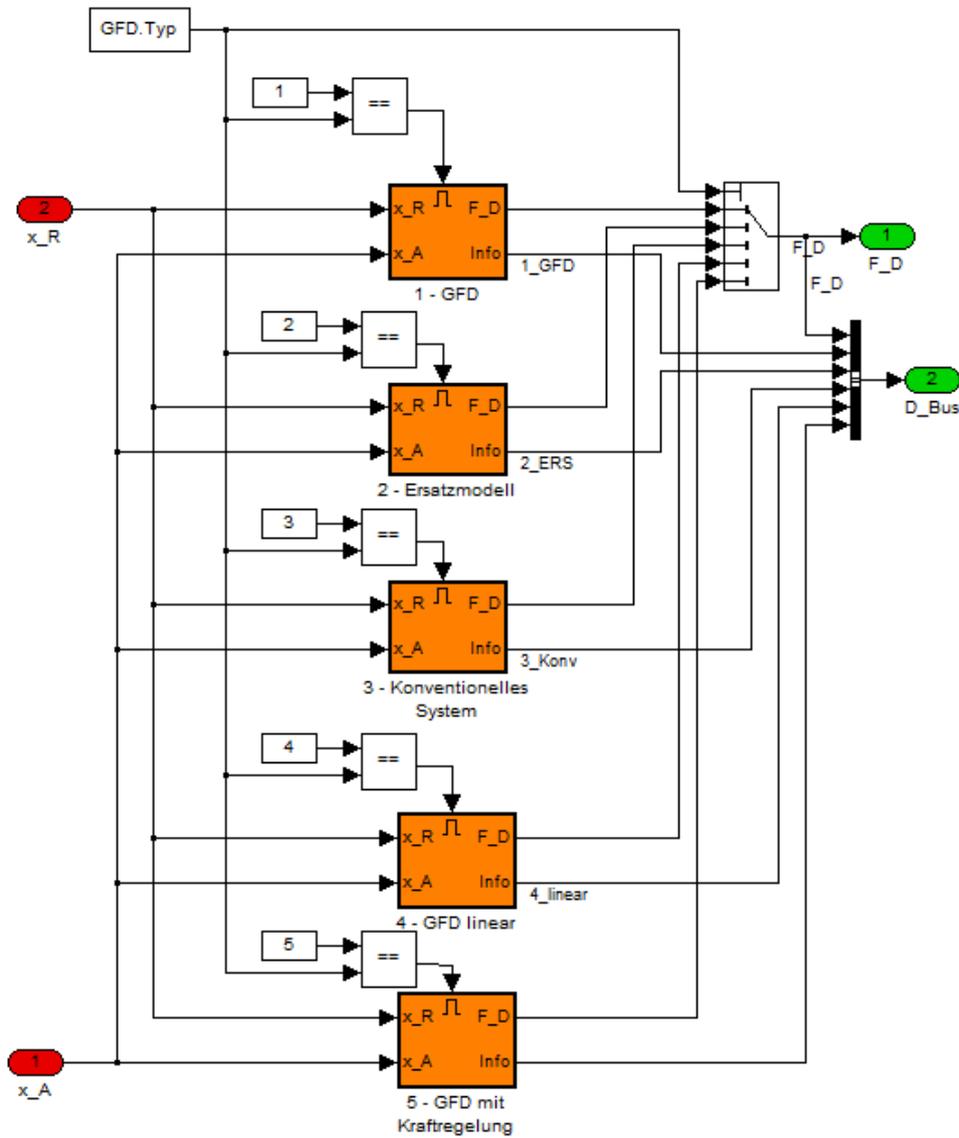


Abbildung A.4: Simulationsmodell des Luftfederdämpfers in den Varianten LFD, Ersatzmodell, konventioneller Dämpfer, linearisierter LFD, LFD mit Kraftregelung

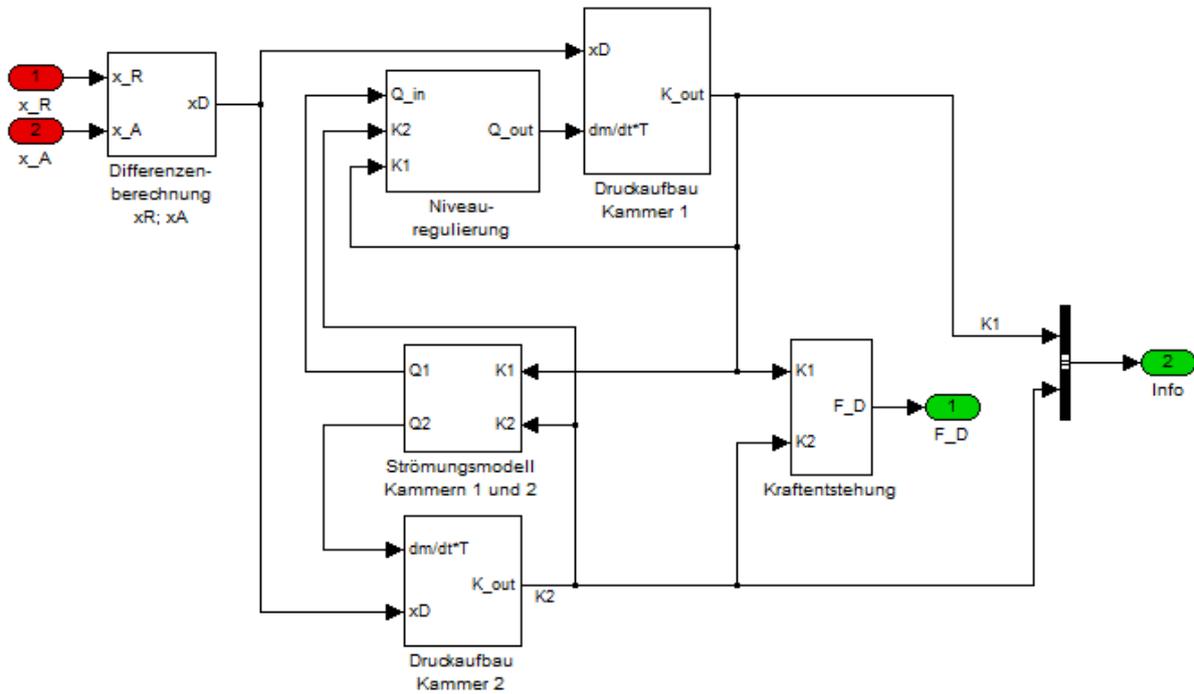


Abbildung A.5: Funktionsübersicht Luftfederdämpfer

Abbildung A.5 zeigt die Funktionsübersicht des Luftfederdämpfers. Diese gliedert sich in die Teilfunktionen Längenberechnung, Druckaufbau der Kammern, Strömungsmodell, Niveauregulierung und Kraftberechnung.

Abbildung A.6 zeigt die Berechnung der Längenänderung des Luftfederdämpfers als Differenz der Positionen von Aufbau und Rad.

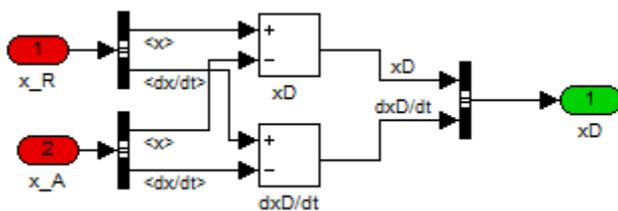


Abbildung A.6: Berechnung der Längenänderung am LFD

Abbildung A.7 zeigt die Berechnung des Druckes einer Kammer des LFDs unter Berücksichtigung der Wärme und Massenströme.

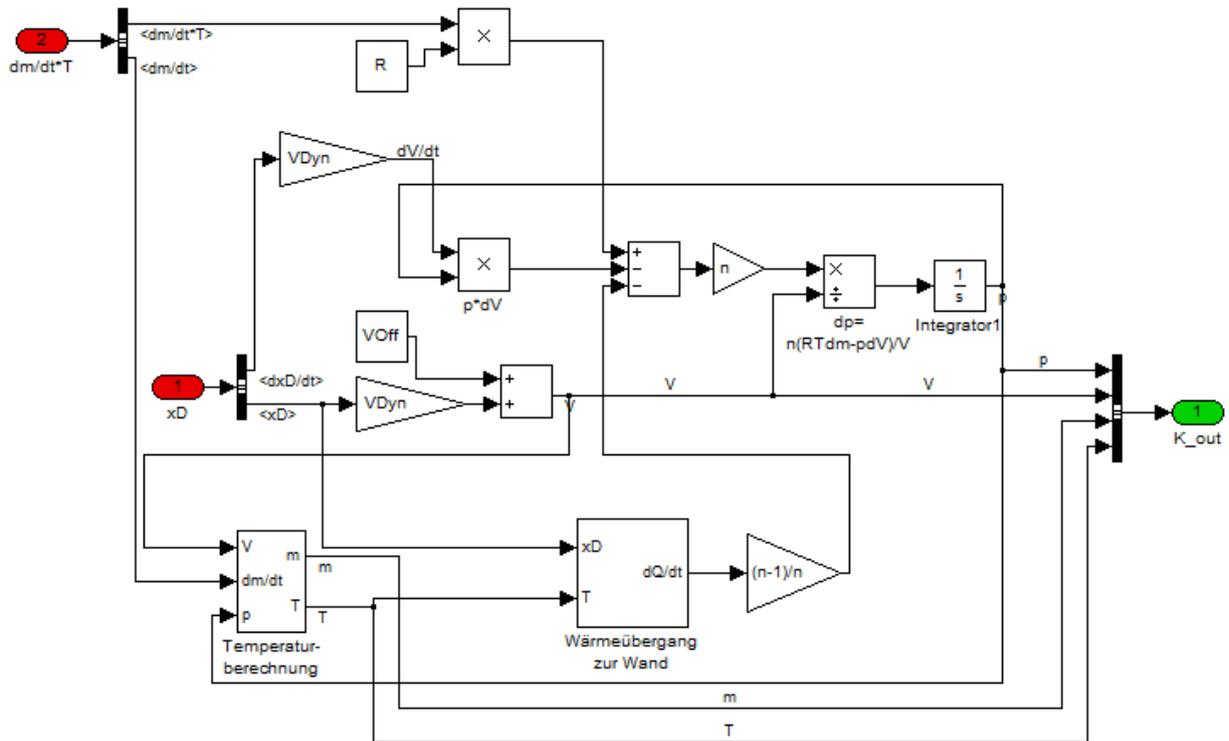


Abbildung A.7: Berechnung des Druckaufbaus einer Kammer im LFD

Abbildung A.8 zeigt die Ermittlung der Kraft des LFDs aus den einzelnen Kammerdrücken unter Berücksichtigung des Umgebungsdruckes.

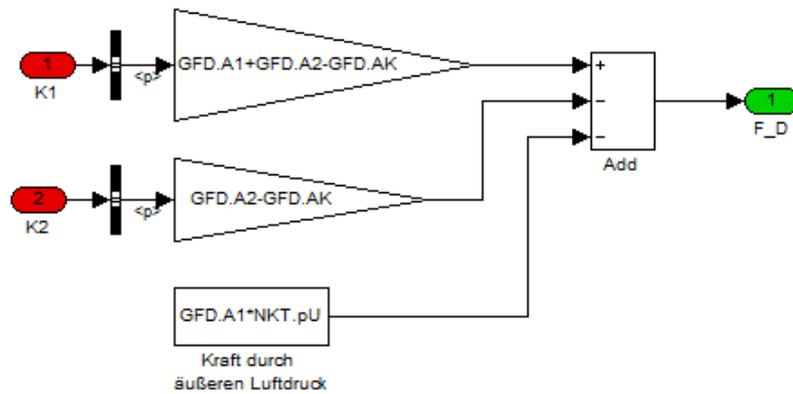


Abbildung A.8: Berechnung der Kraft des LFDs

Abbildung A.9 zeigt die Niveauregulierung, die Lageabweichungen durch Temperaturänderungen und Zuladung ausgleicht.

Abbildung A.10 zeigt die Massenstromberechnung. Hier besteht die Möglichkeit den notwendigen Drosselquerschnitt zum Erreichen des Massenstromes vorherzuberechnen und unter Einhaltung physikalischer Randbedingungen vorzugeben.

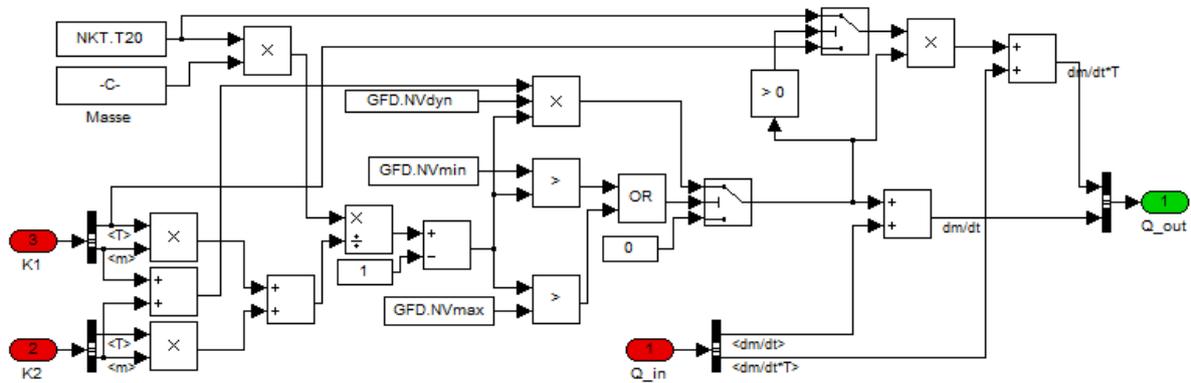


Abbildung A.9: Niveauregulierung zum Ausgleich von Lageabweichungen im LFD

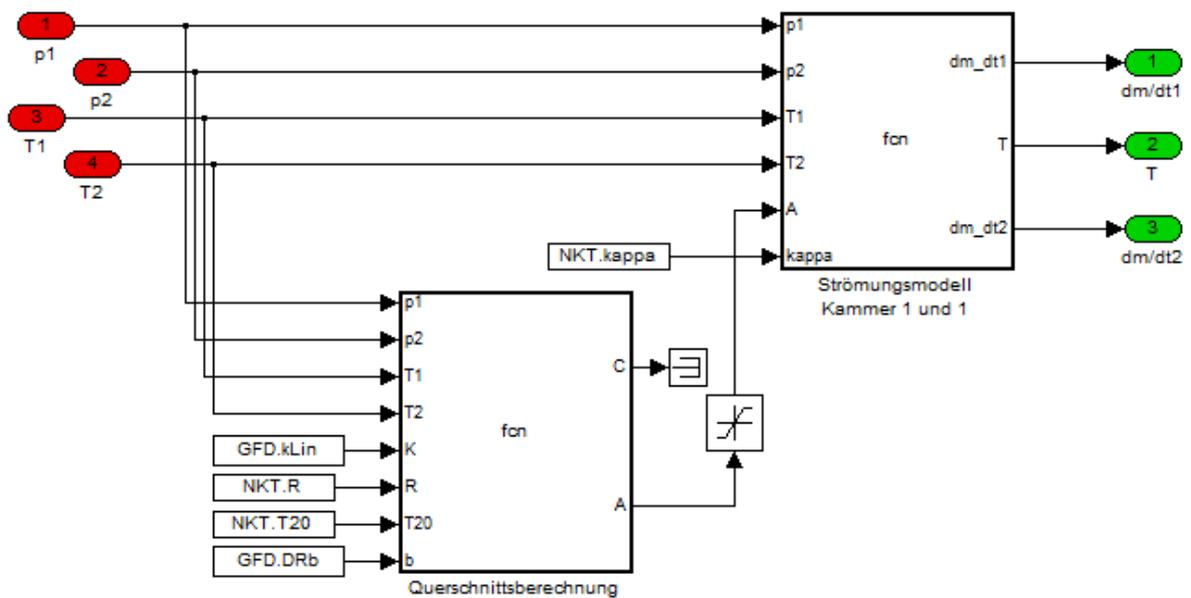


Abbildung A.10: Volumenstrommodell mit der Möglichkeit einen diskreten Volumenstrom über den Öffnungsquerschnitt einzustellen

Funktionsblock zur Berechnung des Volumenstromes durch das Drosselement

```
function [dm_dt1, T, dm_dt2] = fcn(p1, p2, T1, T2,A,kappa)
R = 287.058; % Joule je Kilogramm und Kelvin
if (p1>p2) % Strömt die Luft von 1 nach 2
    T=T1; % Luftmassenstromtemperatur immer nach Herkunftstemp.
    p2 = max(p2, p1*0.528); % Maximaler Differenzdruck
    dm_dt1 = -A*sqrt(2*p1^2/(R*T1))*sqrt(kappa/(kappa-1)* ...
        ((p2/p1)^(2/kappa)-(p2/p1)^((kappa+1)/kappa)));
elseif (p2>p1)
    T=T2; % Luftmassenstromtemperatur immer nach Herkunftstemp.
    p1 = max(p1, p2*0.528); % Maximaler Differenzdruck
    dm_dt1 = A*sqrt(2*p2^2/(R*T2))*sqrt(kappa/(kappa-1)* ...
        ((p1/p2)^(2/kappa)-(p1/p2)^((kappa+1)/kappa)));
else
    T=T1; dm_dt1=0;
end
dm_dt2 = - dm_dt1;
```

Funktionsblock zur Berechnung des Öffnungsquerschnitts um einen gewünschten Volumenstrom einzustellen

```
function [C,A] = fcn(p1, p2, T1, T2,K,R,T20,b)
C=0;
if (p1>p2) % Querschnittsberechnung
    p2 = max(p2, p1*0.528); % Maximaler Differenzdruck
    C=K*(p1-p2)/p1*sqrt(T1/293)/sqrt(1-((p2/p1-b)/(1-b))^2);
else
    p1 = max(p1, p2*0.528); % Maximaler Differenzdruck
    C=K*(p2-p1)/p2*sqrt(T2/293)/sqrt(1-((p1/p2-b)/(1-b))^2);
end
A=C*sqrt(T20*R/2)/0.4842;
```

Amplitudengang für eine Anregung von 10 mm durch die Fahrbahnunebenheiten:

In den folgenden drei Grafiken ist der Amplitudengang des LFDs für eine größere Anregungsamplitude dokumentiert. Im Vergleich mit den Amplitudengängen in Kapitel 3.8.3 fällt eine frequenzabhängige Verschiebung der Resonanzüberhöhung auf.

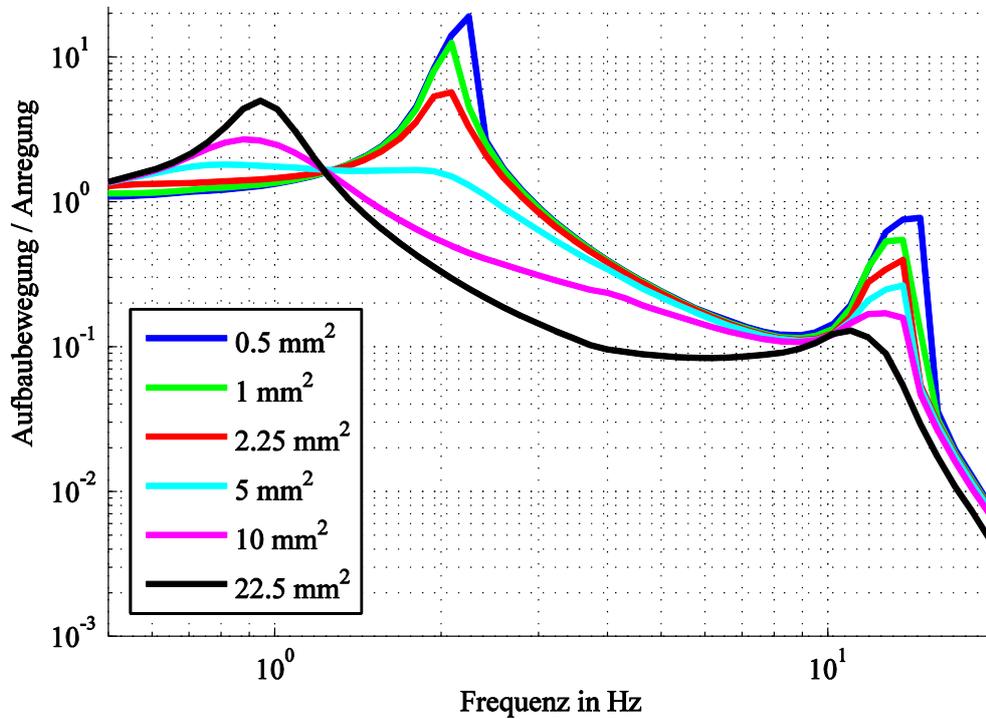


Abbildung A.11: Amplitudengang der Aufbaubewegung am Viertelfahrzeugmodell: Aufgenommen mit einer sinusförmigen Fußpunktanregung von 10 mm durch den Untergrund mit verschiedenen Drosselöffnungsquerschnitten

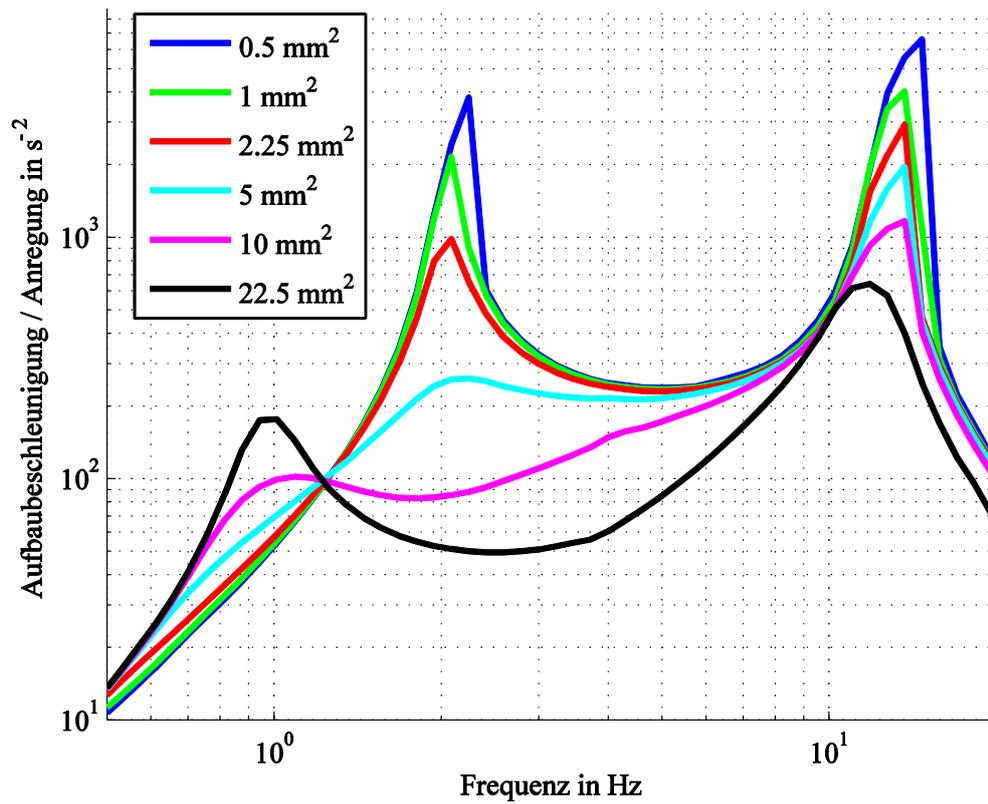


Abbildung A.12: Amplitudengang der Aufbaubeschleunigung am Viertelfahrzeugmodell: Aufgenommen mit einer sinusförmigen Fußpunktanregung von 10 mm durch den Untergrund mit verschiedenen Drosselöffnungsquerschnitten

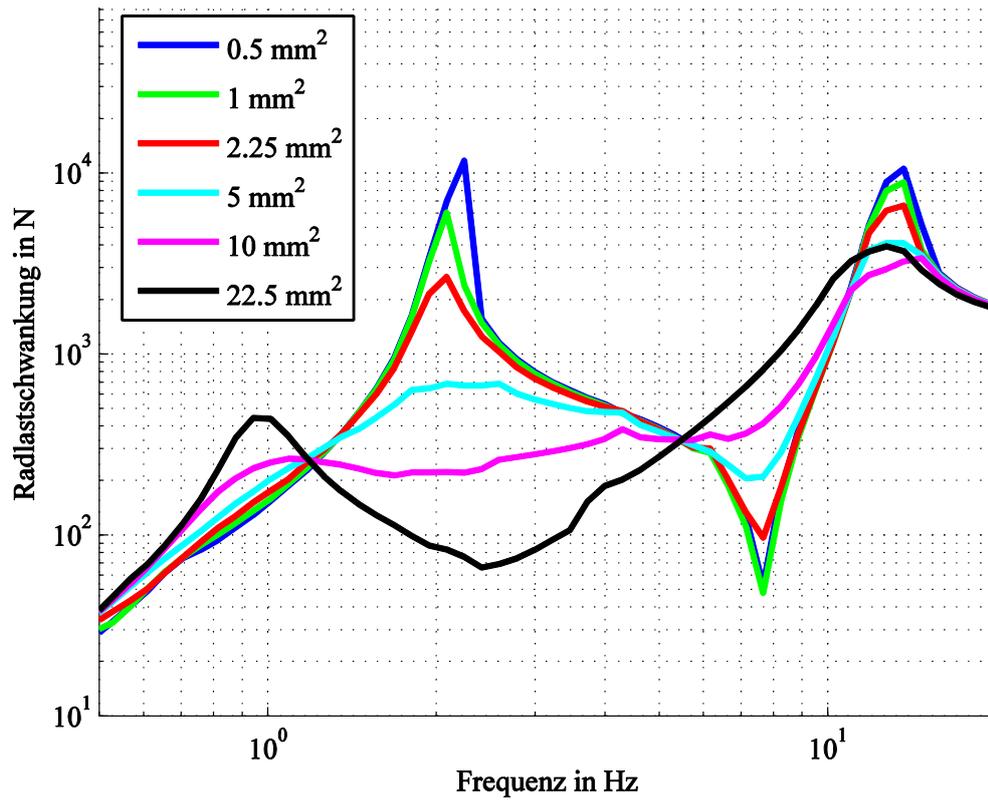


Abbildung A.13: Amplitudengang der Radlastschwankung am Viertelfahrzeugmodell: Aufgenommen mit einer sinusförmigen Fußpunktanregung von 10 mm durch den Untergrund mit verschiedenen Drosselöffnungsquerschnitten