

S₃₇₂

Integration einer Dämpfungsfunktion in eine aktive Luftfeder

Integration of a Damper in an Active Air Spring

Autor: Jakob Vogt, B.Sc. (Betreuer: Manuel Rexer, M.Sc.)

Forschungsbericht Fluidsystemtechnik, Darmstadt, 25.11.2019



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT

Erklärungen

Hiermit versichere ich, die vorliegende Masterarbeit ohne Hilfe Dritter nur mit den angegebenen Quellen und Hilfsmitteln angefertigt zu haben. Alle Stellen, die den Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht worden. Diese Arbeit hat in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner Prüfungsbehörde vorgelegen.

(Ort,Datum)

(Unterschrift)

Inhalt

1	EINLEITUNG	7
1.1	Motivation und Zielsetzung	7
1.2	Methodisches Vorgehen.....	9
2	GRUNDLAGEN.....	10
2.1	Schwingungen	10
2.1.1	Einmassenschwinger	10
2.1.2	Zweimassenschwinger	13
2.2	Vertikaldynamik eines Viertelfahrzeugs	15
2.2.1	Modellierung des Viertelfahrzeugs	15
2.2.2	Stochastische Straßenanregung.....	18
2.2.3	Bewertungsgrößen der Vertikaldynamik.....	19
2.2.4	Zielkonflikt zwischen Sicherheit und Komfort	19
2.2.5	Regelung des aktiven Viertelfahrzeugs.....	21
2.3	Funktionsprinzip der aktiven Luftfeder	23
2.4	Charakteristiken eines Luftfederdämpfers	25
3	VORBEREITUNGEN AM HARDWARE-IN-THE-LOOP-PRÜFSTAND.....	31
3.1	Aufbau des Hardware-in-the-Loop-Prüfstands.....	31
3.2	Änderungen an der Hardware	33
3.3	Änderungen an der Software	37
4	DÄMPFUNG DURCH AKTORIK	42
4.1	Vorüberlegungen am Einmassenschwinger	42
4.1.1	Emulation eines Dämpfers	42
4.1.2	Einfluss der Aktordynamik	46
4.2	Simulation des aktiven Viertelfahrzeugs ohne Aufbaudämpfer	48
4.2.1	Systemanalyse anhand der Eigenwerte und der Amplitudengänge.....	49
4.2.1.1	Betrachtung verschiedener Regelgrößen	50
4.2.1.2	Einfluss der Aktordynamik	55
4.2.2	Systemanalyse anhand des Konfliktdiagramms.....	57
4.2.2.1	Einfluss der Aktordynamik	59
4.2.2.2	Einfluss der Aufbaudämpfung	61
4.2.2.3	Betrachtung verschiedener Regelungen	63
4.3	Aktive Luftfeder im Hardware-in-the-Loop-Versuch	67

4.3.1	Versuchsaufbau	67
4.3.2	Implementierte Regelungen	68
4.3.3	Einfluss des Messrauschens	69
4.3.4	Stochastische Straßenanregung.....	70
5	DÄMPFUNG DURCH LUFTDROSSEL.....	74
5.1	Entwicklung der Luftdrossel.....	75
5.1.1	Verwendete Simulationsmodelle	75
5.1.2	Entwicklungsmethodik	76
5.1.3	Prinzipieller Aufbau der Luftdrossel.....	76
5.1.4	Auslegung des Blendendurchmessers	78
5.1.5	Anforderungen an das Dichtungskonzept.....	79
5.1.6	Realisierte Konzepte der Luftdrossel	81
5.1.6.1	Konzept 1: Luftdrossel als schwimmend gelagerter PTFE-Trennkolben	81
5.1.6.2	Konzept 2 a): Luftdrossel als geklemmter Stahl-Trennkolben mit Pneumatik-Zylinder-Dichtung	82
5.1.6.3	Konzept 2 b): Luftdrossel als schwimmend gelagerter Stahl-Trennkolben mit Pneumatik-Zylinder-Dichtung.....	83
5.1.7	Umgestaltung der Kolbenstange	84
5.2	Experimente.....	86
5.2.1	Validierung der Dichtungskonzepte anhand der Reibung.....	86
5.2.2	Charakterisierung des passiven Luftfederdämpfers.....	87
5.2.2.1	Reibung	88
5.2.2.2	Dämpfarbeit.....	89
5.2.3	Aktiver Luftfederdämpfer im Hardware-in-the-Loop-Versuch	90
6	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK	94
7	LITERATURVERZEICHNIS	97
ANHANG A		100
Abbildungsverzeichnis		110
Tabellenverzeichnis		114
Verzeichnis der auf Datenträger gespeicherten Dateien		115

Symbolverzeichnis

Basissystem

Die erste Spalte der folgenden Liste zeigt die im Text verwendeten Symbole für die auftretenden physikalischen und mathematischen Größen. In der zweiten Spalte wird die Bedeutung des Symbols beschrieben. Die Dimensionsformel jeder physikalischen Größe ist als Potenzprodukt der Basisgrößen Länge (L), Masse (M), Zeit (T), Temperatur (Θ), Stoffmenge (N), Strom (I) und Lichtstärke (J) in der Spalte 3 angegeben.

Symbol	Bedeutung	Dimension
A	Fläche	L^2
c	Steifigkeit	MT^{-2}
c_p	spezifische Wärmekapazität	$L^2T^{-2}\Theta^{-1}$
d	Dämpfungskonstante	MT^{-1}
F	Kraft	MLT^{-2}
f	Frequenz	T^{-1}
G	Übertragungsfunktion	1
k	Faktor	1
L	Charakteristische Länge	L^3L^{-2}
m	Masse	M
\dot{m}	Massenstrom	MT^{-1}
n	Normiertes weißes Rauschen	1
R_L	Gaskonstante der Luft	$ML^2T^{-2}N^{-1}\Theta^{-1}$
t	Zeit	T
T	Temperatur	Θ
p	Druck	$ML^{-2}T^{-2}$
u	Stellgröße	1
U	Spannung	$ML^2T^{-3}I^{-1}$
V	Volumen	L^3
W	Arbeit	ML^2T^{-2}
\mathbf{x}	Zustandsvektor	1
x	Position des Kopplungsgliedes	L
y	Ausgangsvektor	1

z	Vertikaler Weg	L
\hat{z}	Amplitude von z	1
\dot{z}	Vertikale Geschwindigkeit	LT^{-1}
\ddot{z}	Vertikale Beschleunigung	LT^{-2}
α_F	Gewichtungsfunktion	M^{-1}
D	Dämpfungsmaß	1
K	Übertragungsfunktion P-Regler	1
δ	Abklingkonstante	1
κ	Elementmenge	1
λ	Eigenwerte	1
λ	Wärmeleitfähigkeit	$MLT^{-3}\theta^{-1}$
μ	Reibungskoeffizient	1
ρ	Dichte	ML^{-3}
σ	Standardabweichung	1
ω	Kreisfrequenz	T^{-1}

Indizes

0	Arbeitspunkt
0	ungedämpft
A	Aufbau
Akt	Aktor
äquiv	äquivalent
B	Blende
c	Feder
d	Dämpfer
diss	Dissipation
dyn	dynamisch
e	Eckfrequenz
I	Integrator
i	Parameter
lin	linear
max	maximal

mess	gemessen
min	minimal
P	Proportional
R	Rad
Reib	Reibung
s	Straße
u	Umgebung
V	Ventil

Abkürzungen

A/D	Analog/Digital
aLF	aktive Luftfeder
aLFD	Aktiver Luftfederdämpfer
BF	Bereichsforderung
bit	binary digit
ch	channel
FF	Festforderung
FST	Fluidsystemtechnik
GND	Ground
Gl.	Gleichung
HiL	Hardware-in-the-Loop
KG	Kopplungsglied
LF	Luftfeder
LFD	Luftfederdämpfer
MLB	MicroLabBox
nichtlin	nichtlinear
PTFE	Polytetrafluorethylen
PV	Preview-Vorsteuerung
qcm	Quarter Car Model
RB	Rollbalg
RTI	Real-Time Interface
SFB	Sonderforschungsbereich

Sim	Simulation
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
WF	Wunschforderung
WOK	Wurzelortskurve
XiL	X-in-the-Loop
ZF	Zielforderung
ZVF	Zustandsvariablenfilter

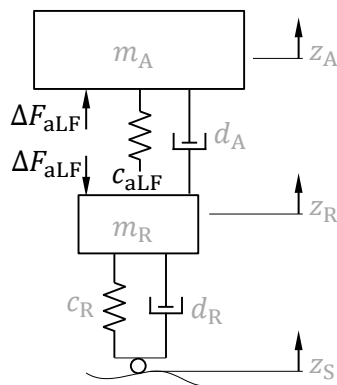
1 Einleitung

Die stetige Verbesserung von Fahrkomfort und Fahrsicherheit ist die Motivation für die Weiterentwicklung von Fahrwerken. Bei der vertikaldynamischen Abstimmung eines Fahrwerks stehen diese beiden Zielgrößen in einem Konflikt und es muss ein Kompromiss gefunden werden. Hart abgestimmte Fahrwerke bieten eine hohe Sicherheit bei vergleichsweise geringem Komfort. Weich abgestimmte Fahrwerke ermöglichen dagegen einen höheren Fahrkomfort bei reduzierter Sicherheit. Passive Fahrwerke besitzen Feder- und Dämpferelemente mit fest eingestellten Eigenschaften. Durch einen Austausch dieser Elemente können Steifigkeit und Dämpfung verändert und dadurch Komfort und Sicherheit beeinflusst werden. Durch die Verwendung eines aktiven Systems können bessere Lösungen für den genannten Zielkonflikt gefunden werden.

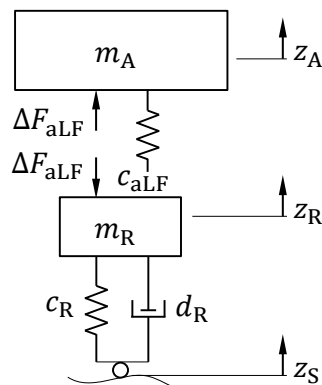
Im Rahmen des Teilprojekts C4 des Sonderforschungsbereichs (SFB) 805 „Beherrschen von Unsicherheiten in lasttragen Systemen im Maschinenbau“ wird am Institut für Fluidsystemtechnik (FST) der Technischen Universität Darmstadt ein Prototyp einer aktiven Luftfeder (aLF) entwickelt [1]. Die aktive Luftfeder stellt eine Synthese aus konventioneller Luftfederung und aktiver Federung dar und zeichnet sich vor allem durch einen hohen Fahrkomfort aus [2].

1.1 Motivation und Zielsetzung

Um die Vertikaldynamik eines Fahrzeugs zu untersuchen, wird ein sogenanntes Viertelfahrzeugmodell, ein generisches Schwingungsmodell mit zwei Freiheitsgraden, verwendet. Derzeit erfolgt die experimentelle Erprobung der aLF im Hardware-in-the-Loop-Versuch (HiL-Versuch). Dabei wird der reale Prototyp in einer Echtzeitsimulationsumgebung mit dem virtuellen Viertelfahrzeug gekoppelt und im Fußpunkt durch simulierte Straßenunebenheiten angeregt. **Bild 1-1 a)** zeigt den Aufbau des Systems. Wie aus der Abbildung hervorgeht, wird parallel zur aLF ein virtueller Aufbaudämpfer mit der Dämpfungskonstanten d_A zwischen Aufbau- m_A und Radmasse m_R geschaltet.



a) aLF im HiL-Versuch.



b) aLF im Demonstrator. Dämpfung durch Aktorik (links) und Dämpfung durch Luftdrossel (rechts).

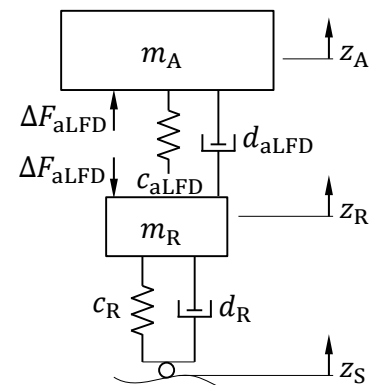


Bild 1-1: Schematische Darstellung des Viertelfahrzeugs im HiL-Versuch und im Demonstrator mit realen (schwarz) und virtuellen (grau) Größen.

Im Rahmen der dritten Förderperiode des SFB soll die aLF künftig im SFB Demonstrator eingesetzt und untersucht werden. Wie in der Abbildung zu sehen, werden dabei alle virtuellen Komponenten des HiL-Versuchs durch reale Komponenten ersetzt. Eine besondere Herausforderung stellt dabei die Realisierung der Aufbaudämpfung dar, denn die Parallelschaltung eines konventionellen hydraulischen Dämpfers würde den hohen Fahrkomfort der aLF egalalisieren. Ziel dieser Arbeit ist daher die Integration einer Dämpfungsfunktion in die aLF. Prinzipiell kommen hierfür die beiden Ansätze I) „Dämpfung durch Aktorik der aLF“ und II) „Dämpfung durch Luftdrossel“ in Frage.

- (I) Bei diesem Ansatz wird die Aufbaudämpfung durch eine geeignete Regelung der aLF realisiert. Hierbei wird, wie links in **Bild 1-1 b)** dargestellt, für die Umsetzung der Dämpfungsfunktion keine zusätzliche Komponente benötigt.
- (II) Die aLF wird um eine weitere Komponente, eine Luftdrossel, erweitert, die dem System Energie entzieht und dadurch die Dämpfungsfunktion bereitstellt. So ergibt sich ein integriertes Bauteil, das im Folgenden als aktiver Luftfederdämpfer (aLFD) bezeichnet wird. Der schematische Aufbau des Viertelfahrzeugs für diesen Ansatz ist rechts in **Bild 1-1 b)** abgebildet.

Der erste Ansatz bietet die Vorteile, dass

1. die Aktorik der aLF nicht gegen die Drossel arbeiten muss und somit ihr Potential besser ausgenutzt werden kann,
2. keine Wärmeentwicklung durch die Drossel stattfinden kann und ein kritischer Temperaturanstieg, der zur Beschädigung der Elastomerkomponenten der aLF führen würde, vermieden wird.

Ein sicherheitskritisches System wie das Fahrwerk benötigt eine Rückfallebene, die dafür sorgt, dass das Fahrzeug auch beim Ausfall der Aktorik in einem sicheren Zustand bleibt. Daher wird trotz der genannten Vorteile des ersten Ansatzes auch der zweite Ansatz verfolgt, mit dem Ziel, eine Luftdrossel zu entwickeln, die als Rückfallebene der aLF dient.

1.2 Methodisches Vorgehen

Bild 1-2 zeigt das Herangehen und die notwendigen Schritte für die Integration einer Dämpfungsfunktion in die aLF. Zunächst werden Vorbereitungen am Prüfstand getroffen, um die Versuchsumgebung auf die geplante Weiterentwicklung der Luftfeder anzupassen. Die Umsetzung der oben vorgestellten Lösungsansätze zur Realisierung der Dämpfungsfunktion erfolgt unabhängig voneinander.

Um eine Dämpfungsfunktion durch die Aktorik der aLFD bereitzustellen, wird das Systemverhalten zunächst in einer Vorbetrachtung anhand eines vorhandenen Simulationsmodells untersucht. Dies dient dazu, ein Systemverständnis aufzubauen. So können bereits zum Beginn des Entwicklungsprozesses am Modell der Einfluss verschiedener Systemparameter untersucht und verschiedene Regelungen überprüft werden. Die Güte einer Regelung wird an den Bewertungsgrößen Fahrkomfort und Fahrsicherheit bemessen. Als Vergleichswerte werden Fahrkomfort und Fahrsicherheit eines passiven Referenzfahrzeugs herangezogen. Ziel ist es, mit dem vertikaldynamisch geregelten Viertelfahrzeug den Komfort des passiven Referenzfahrzeugs zu übertreffen, ohne Einbußen bei der Fahrsicherheit hinnehmen zu müssen. Geeignete Regelungen werden anschließend am HiL-Prüfstand implementiert und es erfolgt die experimentelle Validierung des aktiven Viertelfahrzeugs.

Der Entwicklungsprozess der Luftdrossel ist im rechten Teil der Abbildung zu sehen. Bei der Konzeptionierung ist vor allem darauf zu achten, dass durch die Integration der Drossel in die Luftfeder der hohe Komfort eines luftgefederten Fahrwerks erhalten bleibt. Das Auftreten von Reibung in einem Luftfederdämpfer führt zu einer Beeinträchtigung des Fahrkomforts. Daher ist es erforderlich, ein Konzept zu entwickeln, dass sich durch eine geringe Reibung auszeichnet. Die entworfenen Konzepte werden konstruiert und anschließend gefertigt. Abgeschlossen wird der Entwicklungsprozess durch die experimentelle Überprüfung der Luftdrossel in Komponentenversuchen.

Im letzten Schritt wird im HiL-Versuch die aLF mit integrierter Luftdrossel validiert.

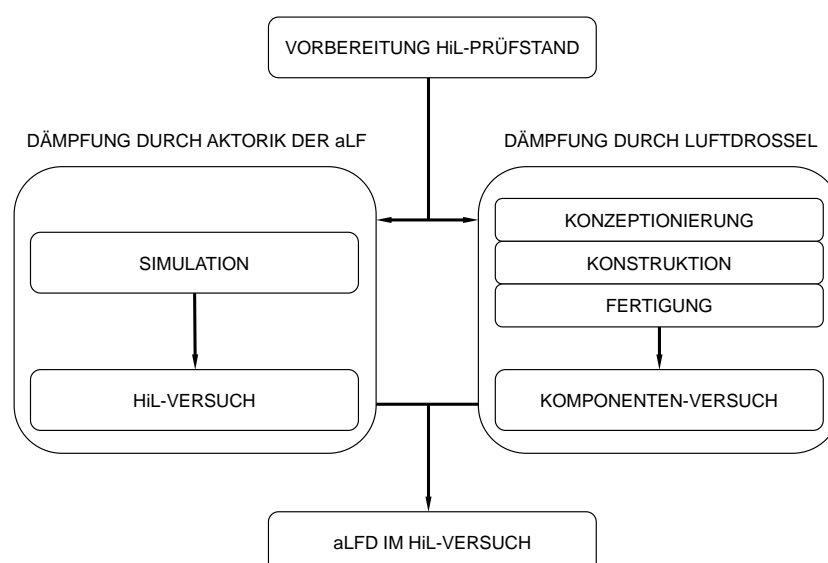


Bild 1-2: Methodisches Vorgehen der Arbeit.

2 Grundlagen

In diesem Kapitel werden die Grundlagen erarbeitet, die zum Verständnis dieser Ausarbeitung dienen. Zunächst werden in Kapitel 2.1 Grundlagen von Schwingungen vorgestellt. In Kapitel 2.2 wird die Vertikaldynamik eines Fahrzeugs betrachtet. Dabei wird auf die Modellbildung eines sog. Viertelfahrzeugs eingegangen und Bewertungsgrößen für die Vertikaldynamik werden eingeführt. Darüber hinaus werden der Zielkonflikt zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit dargelegt und ein Reglerentwurf vorgestellt, der diesem Zielkonflikt Rechnung trägt.

In Kapitel 2.3 wird das Funktionsprinzip der aktiven Luftfeder vorgestellt. Abschließend werden in Kapitel 2.4 Charakteristiken eines Luftfederdämpfers erläutert.

2.1 Schwingungen

Voraussetzung für das Verständnis dieser Arbeit sind grundlegende Kenntnisse im Bereich von mechanischen Schwingungen. Diese sollen zunächst in Kapitel 2.1.1 am Einmassenschwinger erarbeitet werden. Darauf aufbauend wird in Kapitel 2.1.2 das Schwingungsverhalten eines Zweimassenschwingers vorgestellt.

2.1.1 Einmassenschwinger

In **Bild 2-1** ist die Prinzipskizze eines Einmassenschwingers abgebildet.

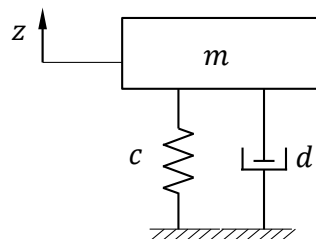


Bild 2-1: Prinzipskizze eines Einmassenschwingers.

Die homogene Bewegungsgleichung des Feder-Masse-Dämpfer-Systems mit dem Freiheitsgrad z lautet

$$m\ddot{z} + d\dot{z} + cz = 0, \quad \text{Gl. 2-1}$$

mit der Masse m , der Federkonstanten c und der Dämpfungskonstanten d , wobei der Term $F_c = cz$ die Federkraft und der Term $F_d = d\dot{z}$ die Dämpferkraft darstellen. Durch Division durch die Masse m lässt sich Gl. 2-1 in die Normalform

$$\ddot{z} + \frac{d}{m}\dot{z} + \frac{c}{m}z = 0 \quad \text{Gl. 2-2}$$

überführen. Der Exponentialansatz

$$z(t) = e^{\lambda t} \quad \text{Gl. 2-3}$$

liefert die charakteristische Gleichung,

$$\lambda^2 + \frac{d}{m}\lambda + \frac{c}{m} = 0, \quad \text{Gl. 2-4}$$

deren Lösung die Eigenwerte des Systems liefert

$$\lambda_{1,2} = -\frac{d}{2m} \pm \sqrt{\frac{d^2}{4m^2} - \frac{c}{m}}. \quad \text{Gl. 2-5}$$

Durch das Einsetzen der Eigenkreisfrequenz des ungedämpften Systems,

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}, \quad \text{Gl. 2-6}$$

des Lehrschen Dämpfungsmaßes

$$D = \frac{d}{2\sqrt{cm}} \quad \text{Gl. 2-7}$$

und der Abklingkonstanten

$$\delta = D\omega_0 \quad \text{Gl. 2-8}$$

in Gl. 2-4 ergibt sich

$$\lambda^2 + 2\delta\lambda + \omega_0^2 = 0. \quad \text{Gl. 2-9}$$

Daraus ergeben sich die beiden Eigenwerte des Systems

Gl. 2-10

In **Bild 2-3** ist für ein stabiles, schwingungsfähiges System ($0 \leq D < 1$) exemplarisch der Zusammenhang zwischen der Lage der Eigenwerte a) und dem Abklingverhalten b) zu sehen. Für eine Veränderung von D in diesem Bereich bewegen sich die Eigenwerte auf einem Kreis, denn es gilt

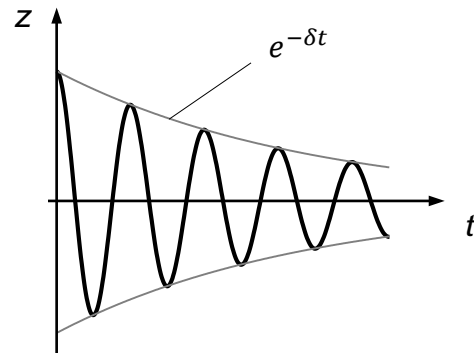
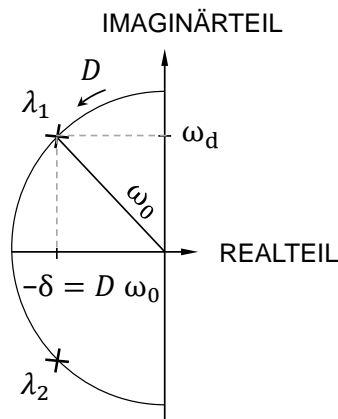
Gl. 2-11

Der Radius dieses Kreises wird durch die Eigenkreisfrequenz ω_0 bestimmt. Der Betrag des Realteils eines Eigenwerts entspricht der Abklingkonstanten δ . Der Imaginärteil eines Eigenwerts ergibt sich aus der gedämpften Eigenkreisfrequenz

$$\omega_d = \omega_0 \sqrt{1 - D^2}.$$

Gl. 2-12

Das zeitliche Abklingverhalten wird durch die einhüllende Exponentialfunktion $e^{-\delta t}$ beschrieben.



a) Lage eines Eigenwertpaares für ein stabiles, schwingungsfähiges System ($0 \leq D < 1$).

b) Abklingverhalten des Systems für eine Auslenkung durch die Anfangsbedingung $z(t=0) = z_0$, $\dot{z}(t=0) = \dot{z}_0$.

Bild 2-3: Zusammenhang zwischen der Lage der Eigenwerte und dem Abklingverhalten einer Schwingung.

2.1.2 Zweimassenschwinger

Ein Zweimassenschwinger besitzt zwei Freiheitsgrade und folglich zwei Differentialgleichungen, die die Bewegung der beiden Massen beschreiben. Für das ungestörte System lassen sich die homogenen Bewegungsgleichungen in Matrizenform in der Form

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{z}} + \mathbf{D}\dot{\mathbf{z}} + \mathbf{C}\mathbf{z} = \mathbf{0}$$

Gl. 2-13

darstellen. In Analogie zum Einmassenschwinger bezeichnet \mathbf{M} die Massenmatrix, \mathbf{D} die Dämpfungsmatrix und \mathbf{C} die Steifigkeitsmatrix. Auch das Schwingungsverhalten des Zweimassenschwingers kann anhand der Lage seiner Eigenwerte charakterisiert werden. Das Eigenwertproblem wird in Matrizenform formuliert und i.A. mit Hilfe von numerischen Berechnungsverfahren gelöst. Für einen Zweimassenschwinger ergeben sich dabei vier komplexe Eigenwerte, die stets paarweise auftreten. Zu jedem Eigenwertpaar existiert eine Eigenform, auch als

Schwingungsmode bekannt. Das Schwingungsverhalten des Zweimassenschwingers lässt sich als Überlagerung seiner beiden Eigenformen beschreiben.

In **Bild 2-4** sind exemplarisch die beiden Eigenwertpaare eines Zweimassenschwingers abgebildet.

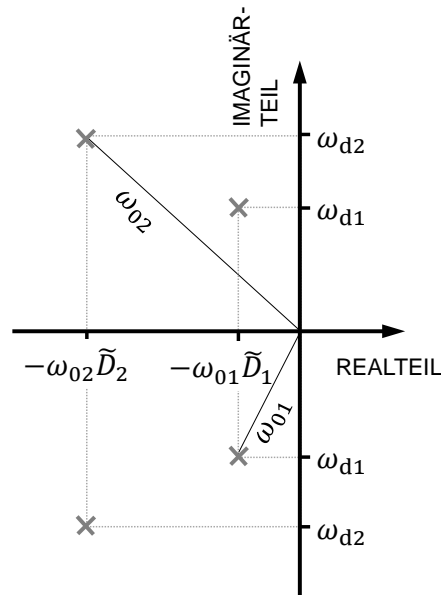


Bild 2-4: Lage der Eigenwerte eines Zweimassenschwingers in der komplexen Zahlenebene.

Wie auch schon beim Einmassenschwinger gilt für die Lage eines Eigenwerts

$$\omega_{0k}^2 \tilde{D}_k^2 + \omega_{dk}^2 = \omega_{0k}^2. \quad \text{Gl. 2-14}$$

Darin bezeichnet ω_{0k} die ungedämpfte Eigenkreisfrequenz, \tilde{D}_k die modale Dämpfung, und ω_{dk} die gedämpfte Eigenkreisfrequenz der k -ten Eigenform. Das Abklingen dieser wird durch die Abklingkonstante

$$\delta_k = \tilde{D}_k \omega_{0k} \quad \text{Gl. 2-15}$$

beschrieben. Die gedämpfte Eigenkreisfrequenz berechnet sich durch

$$\omega_{dk} = \omega_{0k} \sqrt{1 - \tilde{D}_k^2}. \quad \text{Gl. 2-16}$$

Weitere Informationen zur Strukturdynamik und zur Modalanalyse finden sich bspw. in [3].

2.2 Vertikaldynamik eines Viertelfahrzeugs

In diesem Kapitel wird die Vertikaldynamik eines Fahrzeugs, die anhand des vertikaldynamischen Schwingungsverhaltens eines sog. Viertelfahrzeugs beschrieben wird, betrachtet. Im Rahmen dieser Arbeit wird das Schwingungsverhalten eines Viertelfahrzeugs mit aktivem Fahrwerk simuliert. Dazu wird das System in MATLAB (Kapitel 4.2 und Kapitel 5.1.4) und in MATLAB/Simulink (Kapitel 4.3 und Kapitel 5.2.3) abgebildet.

Zunächst wird in Kapitel 2.2.1 auf die Modellbildung des aktiven Viertelfahrzeugs eingegangen. In Kapitel 2.2.3 werden Bewertungsgrößen für den Fahrkomfort und für die Fahrsicherheit des Fahrzeugs eingeführt. Diese stehen in einem Konflikt zueinander, welcher in Kapitel 2.2.4 diskutiert wird. Abschließend wird in Kapitel 2.2.5 die Vertikaldynamikregelung des aktiven Viertelfahrzeugs vorgestellt.

2.2.1 Modellierung des Viertelfahrzeugs

Für die Modellbildung des komplexen Systems „Fahrzeug“ ist zunächst zu klären, in welchem Detaillierungsgrad das System abgebildet werden soll. Dabei gilt es, einen Kompromiss zwischen Aufwand und Genauigkeit zu finden. Darauf basierend können Vereinfachungen bei der Abstrahierung des Systems vorgenommen werden, auf deren Grundlage das System diskretisiert werden kann. [3]

Bei unebenheitsinduzierten Schwingungen am PKW können bei einer Betrachtung des Frequenzbereichs von 0.01 Hz bis etwa zweimal Radeigenfrequenz¹ folgende Vereinfachungen bei der Modellierung getroffen werden [4]:

- Radaufhängungen des Fahrzeugs können unberücksichtigt bleiben
- Die Karosserie kann als starr angesehen werden.

Trifft man weiterhin die Annahmen, dass

- das Fahrzeug symmetrisch um die Längsachse ist,
- die Unebenheitsanregungen der beiden Fahrspuren gleich sind,
- die Bewegung der vorderen und hinteren Teil-Aufbaumassen unabhängig voneinander sind
- und der Radstand unendlich groß ist,

kann das Fahrzeug nur noch Hubbewegungen ausführen und als sog. Viertelfahrzeug – ein Zweimassenschwinger – modelliert werden [4].

Bild 2-5 zeigt das Modell eines Viertelfahrzeugs mit aktivem Fahrwerk.

¹ Das System wird in einem Frequenzbereich von 0 bis 25 Hz betrachtet [2].

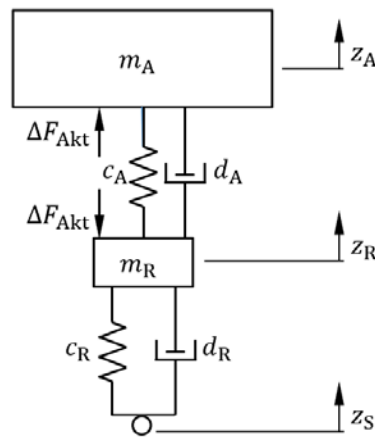


Bild 2-5: Modell des Viertelfahrzeugs mit aktivem Fahrwerk.

Zwischen der Aufbaumasse m_A , die sich u.a. anteilig aus den Massen der Karosserie, des Motors, des Gepäcks und der Fahrgäste zusammensetzt, und der Radmasse m_R sind eine lineare Feder c_A , ein linearer Dämpfer d_A und ein generischer Aktor F_{Akt} in paralleler Konfiguration angeordnet. Die Steifigkeit und die Dämpfung des Rades werden durch eine Parallelschaltung eines lineares Federelements c_R und eines lineares Dämpferelements d_R berücksichtigt.

Bewegungsgleichungen

Die Bewegungsgleichung der Aufbaumasse lautet

$$m_A \ddot{z}_A - F_c - F_d = \Delta F_{Akt} \quad \text{Gl. 2-17}$$

und die der Radmasse

$$m_R \ddot{z}_R + F_c + F_d - F_R = -\Delta F_{Akt}. \quad \text{Gl. 2-18}$$

Die Federkraft

$$F_c = c_A(z_R - z_A) \quad \text{Gl. 2-19}$$

ergibt zusammen mit der Dämpferkraft

$$F_d = d_A(\dot{z}_R - \dot{z}_A) \quad \text{Gl. 2-20}$$

die Radlast.

$$F_R = c_R(z_S - z_R) + d_R(\dot{z}_S - \dot{z}_R).$$

Gl. 2-21

Die Parameter des Systems sind in **Tabelle 2-1** aufgelistet.

Parameter	Wert
Aufbaumasse m_A	290 kg
Aufbausteifigkeit ² c_A	10 000 N/m
Aufbaudämpfung d_A	1 140 Ns/m
Radmasse m_R	40 kg
Radsteifigkeit c_R	200 000 N/m
Raddämpfung d_R	566 Ns/m

Tabelle 2-1: Parameter des Viertelfahrzeugmodells [2].

Zustandsraumdarstellung

Für die Regelung des (mechanischen) Systems ist es zweckmäßig, das lineare und zeitinvariante aktive Viertelfahrzeug in der Zustandsraumdarstellung darzustellen. Diese beschreibt ein dynamisches System anhand seines Energieinhalts, der durch die Zustandsgrößen des Systems repräsentiert wird [5]. Durch Umformung der Bewegungsgleichungen Gl. 2-17 und Gl. 2-18 entstehen aus zwei Differentialgleichungen zweiter Ordnung vier Differentialgleichungen erster Ordnung. Das so entstandene Differentialgleichungssystem kann nun in die Zustandsraumdarstellung

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u}, \quad \mathbf{x}_0 = \mathbf{x}(t_0),$$

Gl. 2-22

$$\mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{D}\mathbf{u}$$

Gl. 2-23

überführt werden. Die Eingänge des Systems werden im Vektor \mathbf{u} , die Zustandsgrößen des Systems im Zustandsvektor \mathbf{x} und die Ausgänge des Systems im Vektor \mathbf{y} zusammengefasst. \mathbf{A} wird Systemmatrix, \mathbf{B} Eingangsmatrix, \mathbf{C} Ausgangsmatrix und \mathbf{D} Durchgangsmatrix genannt.

Somit lautet die Systemgleichung des aktiven Viertelfahrzeugs

² Die Aufbausteifigkeit wird an die in der Konstruktionslage gemessene Steifigkeit der Luftfeder angepasst.

$$\begin{bmatrix} \ddot{z}_A \\ \dot{z}_A \\ \ddot{z}_R \\ \dot{z}_R \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{c_A}{m_A} & -\frac{d_A}{m_A} & \frac{c_A}{m_A} & \frac{d_A}{m_A} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{c_A}{m_R} & \frac{d_A}{m_R} & -\frac{c_A + c_R}{m_R} & -\frac{d_A + d_R}{m_R} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_A \\ \dot{z}_A \\ z_R \\ \dot{z}_R \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{m_A} & 0 & 0 \\ -\frac{1}{m_R} & \frac{c_R}{m_R} & \frac{d_R}{m_R} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta F_{\text{Akt}} \\ z_S \\ \dot{z}_S \end{bmatrix} \quad \text{Gl. 2-24}$$

und die Ausgangsgleichung

$$\begin{bmatrix} \ddot{z}_A \\ F_R \\ z \\ \dot{z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{c_A}{m_A} & -\frac{d_A}{m_A} & \frac{c_A}{m_A} & \frac{d_A}{m_A} \\ 0 & 0 & -c_R & d_R \\ -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_A \\ \dot{z}_A \\ z_R \\ \dot{z}_R \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{m_A} & 0 & 0 \\ 0 & c_R & d_R \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta F_{\text{Akt}} \\ z_S \\ \dot{z}_S \end{bmatrix} \quad \text{Gl. 2-25}$$

Als Ausgangsgrößen werden hier die Ausbaubeschleunigung \ddot{z}_A , die Radlast F_R sowie die Einfederung und die Einfederungsgeschwindigkeit gewählt. Während die ersten beiden Größen für die Bewertung von Komfort und Sicherheit herangezogen werden (siehe hierzu Kapitel 2.2.3), werden die anderen Größen benötigt, um sicherzustellen, dass die Randbedingungen eingehalten werden. Grundsätzlich können alle Eingangs- und alle Zustandsgrößen als Ausgänge des Systems definiert werden.

2.2.2 Stochastische Straßenanregung

Bei einer Überfahrt über eine Straße wird das Viertelfahrzeug im Fußpunkt an der Koordinate z_S durch Fahrbahnunebenheiten angeregt. In [4] erläutert Mitschke ein Berechnungsverfahren, um die Anregung durch stochastische Fahrbahnunebenheiten zu beschreiben. Das so generierte Signal ist abhängig von der Fahrbahnunebenheit selbst und von der Fahrzeuggeschwindigkeit. Auf dieser Grundlage stellen Lenz und Hedrich in [6] die Generierung eines Straßensignals vor, das zur Fußpunktanregung des in **Bild 2-5** gezeigten Viertelfahrzeugmodells verwendet wird. Wie in **Bild 2-6** zu sehen, wird das Signal mit Hilfe von normiertem weißem Rauschen und einem Formfilter mit der Übertragungsfunktion F_{Str} erzeugt. Diese Übertragungsfunktion beinhaltet auch einen Bandpass, der den Frequenzbereich des Signals auf den oben genannten Gültigkeitsbereichs des Viertelfahrzeugs begrenzt.

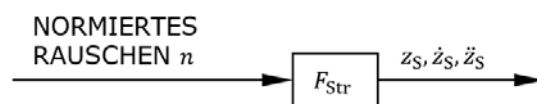


Bild 2-6: Blockschaltbild zur Erzeugung der stochastischen Straßenanregung [2].

In dieser Arbeit wird als Anregung eine charakteristische Fahrt über eine Bundesstraße mit 100 km/h betrachtet.

2.2.3 Bewertungsgrößen der Vertikaldynamik

Die Bewertung des Schwingungsverhaltens des Viertelfahrzeugs erfolgt gemäß Mitschke anhand der beiden Bewertungsgrößen Fahrsicherheit und Fahrkomfort. Der Komfort lässt sich durch die Schwingungen, die auf die Fahrzeuginsassen wirken, beschreiben. Hierzu wird die Beschleunigung der Aufbaubeschleunigung \ddot{z}_A als Bewertungsgröße herangezogen. Ein hoher Komfort ist dann gegeben, wenn die Standardabweichung der Aufbaubeschleunigung

$$\sigma(\ddot{z}_A) = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T \ddot{z}_A(t)^2 dt} \quad \text{Gl. 2-26}$$

möglichst gering ist³.

Als Bewertungsgröße für die Sicherheit wird die Radlastschwankung aus Gl. 2-21, die Normalkraft, die zwischen Rad und Straße wirkt, herangezogen. Diese berechnet sich aus

$$F_R = F_{R,0} + \Delta F_R, \quad \text{Gl. 2-27}$$

wobei $F_{R,0}$ den statischen und ΔF_R den dynamischen Anteil der Radlastschwankung darstellt. Unter hoher Fahrsicherheit werden kleine Radlastschwankungen verstanden, die durch die Standardabweichung

$$\sigma(F_R) = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T F_R(t)^2 dt} \quad \text{Gl. 2-28}$$

beschrieben werden. Für zwei Fahrzeuge mit unterschiedlichen Massen und damit unterschiedlichen statischen Radlasten hat jedoch derselbe Wert von $\sigma(F_R)$ einen geringeren Einfluss auf die Fahrsicherheit des Fahrzeugs mit der größeren statischen Radlast. Um dies zu berücksichtigen, wird die Standardabweichung aus Gl. 2-28 auf die statische Radlast bezogen. So ergibt sich der Quotient $\sigma(F_R)/F_{R,0}$ als Bewertungsgröße für die Sicherheit.

2.2.4 Zielkonflikt zwischen Sicherheit und Komfort

Bei der vertikaldynamischen Abstimmung von Fahrwerken stehen Sicherheit und Komfort in einem Konflikt – eine Erhöhung des Komforts bringt eine Reduzierung der Sicherheit mit sich und

³ Um die Frequenzabhängigkeit der menschlichen Wahrnehmung von Schwingungen zu berücksichtigen, können Aufbauschwingungen in Abhängigkeit der Frequenz gewichtet werden. Im Rahmen dieser Arbeit wird der menschliche Körper, der als schwingungsfähiges System modelliert werden kann, jedoch nicht betrachtet. Daher wird bei der Auswertung der Versuche in dieser Arbeit auf eine Gewichtung der Aufbauschwingungen verzichtet.

umgekehrt. Daher muss bei der Abstimmung ein Kompromiss zwischen diesen beiden Zielgrößen gefunden werden. Dies gilt sowohl bei der Abstimmung von passiven als auch bei der von aktiven Fahrwerken. Mit den in Kapitel 2.2.3 eingeführten Bewertungsgrößen für Sicherheit und Komfort lässt sich dieser Konflikt mathematisch als Optimierungsproblem in der Form

$$\min (\sigma(\ddot{z}_A)^2 + \alpha_F^2 \sigma(F_R)^2) \quad \text{Gl. 2-29}$$

beschreiben. Durch den Gewichtungsfaktor α_F kann die Sicherheit gegenüber dem Komfort gewichtet werden.

Der Konflikt der beiden Zielgrößen lässt sich in einem Konfliktdiagramm darstellen. Dabei wird üblicherweise die Schwankung der Aufbaubeschleunigung über die auf die statische Radlast $F_{R,0}$ bezogene Radlastschwankung aufgetragen.

Bild 2-7 zeigt exemplarisch ein solches Konfliktdiagramm für eine Überfahrt einer Bundesstraße mit 100 km/h.

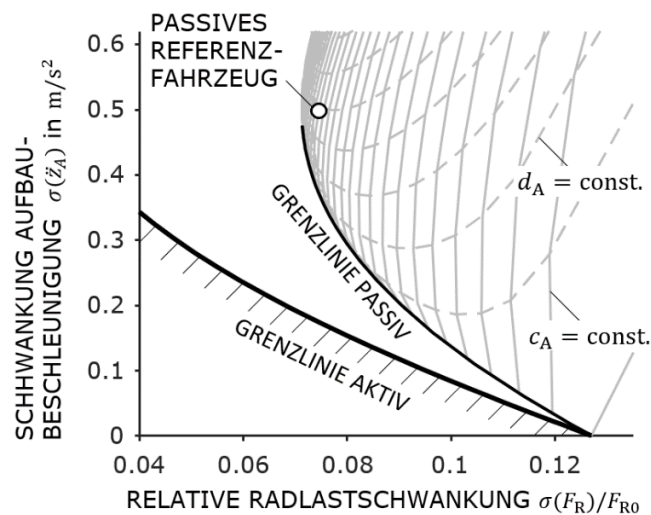


Bild 2-7: Konfliktdiagramm für die Überfahrt einer typischen Bundesstraße mit 100 km/h [2].

Die im Diagramm dargestellten Grenzlinien werden als Paretolinien (auch Paretofronten oder Paretogrenzen) bezeichnet und visualisieren die optimalen Lösungen des oben beschriebenen Optimierungsproblems für ein gegebenes System [7].

Das passive System kann lediglich durch Variation der linearen Aufbausteifigkeit c_A und der linearen Aufbaudämpfung d_A konfiguriert werden. Für konstante Werte dieser Parameter ergeben sich Isolinien. Durch Variation dieser beiden Parameter kann die Grenzlinie des passiven Systems nicht unterschritten werden – diese stellt somit die Limitierung des passiven Systems dar. Aktive Systeme erweitern den Lösungsraum in diesem Konfliktfeld und ermöglichen eine Unterschreitung der Grenzlinie der passiven Systeme. Somit kann durch ein aktives System Komfort und Sicherheit gegenüber einem passiven System gesteigert werden. Wie im Diagramm zu sehen ist, unterliegen auch aktive Fahrwerke der durch den Konflikt bedingten Limitierung. Diese ist im Diagramm durch die aktive Grenzlinie dargestellt.

2.2.5 Regelung des aktiven Viertelfahrzeugs

In **Bild 2-8** ist der Regelkreis des aktiven Viertelfahrzeugs schematisch dargestellt. Dieser besteht aus der mechanischen Strecke (Viertelfahrzeug), einem Regler und einem Aktor. Der Regelkreis wird durch die Rückführung der Messgrößen geschlossen⁴. Das Viertelfahrzeug wird im Fußpunkt an der Koordinate z_s durch Fahrbahnunebenheiten gestört. Wie in Kapitel 2.2.2 erläutert, werden die Störgrößen aus normiertem weißen Eingangsruschen n erzeugt.

H2-optimale Regelung

Für diese Art von Eingangssignal bietet sich eine H_2 -optimale Regelung an. Die H_2 -Systemnorm eines stabilen Systems ist das quadratische Mittel der Impulsantwort des Systems [8]. Für normiertes weißes Rauschen als Systemeingang entspricht die H_2 -Systemnorm der Standardabweichung eines betrachteten Ausgangssignals. Im Vektor y werden alle Ausgangssignale zusammengefasst, die als Bewertungsgrößen des Viertelfahrzeugs herangezogen werden. Die H_2 -Norm eines stabilen, durchgriffsfreien Systems mit dem Eingang n und dem Ausgang \ddot{z}_A , kurz als „ $\ddot{z}_A \leftarrow n$ “ geschrieben, entspricht also der Standardabweichung der Aufbaubeschleunigung, die, wie in Kapitel 2.2.3 dargestellt, als Bewertungsgröße für den Fahrkomfort herangezogen wird. Wird als Systemausgang die Radlast F_R gewählt, entspricht die H_2 -Norm der Standardabweichung der Radlastschwankung, die, wie in Kapitel 2.2.3 dargestellt, als Bewertungsgröße für die Fahrsicherheit verwendet wird⁵. Um den Fahrkomfort zu maximieren, muss die Standardabweichung der Aufbaubeschleunigung und damit die H_2 -Norm der Übertragungsfunktion $\ddot{z}_A \leftarrow n$ minimiert werden. Soll hingegen die Fahrsicherheit maximiert werden, muss die Standardabweichung der Radlastschwankung und damit die H_2 -Norm der Übertragungsfunktion $F_R \leftarrow n$ minimiert werden.

Ziel beim Reglerentwurf ist es, einen Regler K zu finden, der die Strecke auf Grundlage der Rückführung über die Stellgröße u_{Akt} so beeinflusst, dass Komfort und Sicherheit maximiert werden und somit die Summe der beiden H_2 -Normen minimiert wird. Wie in Kapitel 2.2.4 dargelegt, stehen Komfort und Sicherheit in einem Zielkonflikt zueinander und können nicht gleichzeitig maximiert werden. Durch den Parameter α_F kann die Sicherheit gegenüber dem Komfort gewichtet werden.

Im Rahmen dieser Arbeit wird lediglich eine statische Rückführung der Messgrößen betrachtet – die statischen Verstärkungsfaktoren aus der Reglermatrix K sind Elemente der Menge κ . Das bedeutet, dass die zurückgeführten Messgrößen durch einen Proportional-Regler verstärkt werden. Dies wird als strukturbeschränktes Optimierungsproblem bezeichnet [9].

Somit ist das Ziel beim Entwurf des strukturbeschränkten Reglers, die statischen Verstärkungen des Reglers so zu wählen, dass die Strecke auf Grundlage der Rückführung über die Stellgröße u_{Akt} so beeinflusst wird, dass das Optimierungsproblem

⁴ Bei der schematischen Darstellung des Regelkreises wurde angenommen, dass die Messgrößen, die für die Regelung zurückgeführt werden, direkt aus dem Viertelfahrzeug-Modell abgegriffen werden können. Bei HiL-Versuchen können die zurückgeführten Größen auch am realen System gemessen werden. Die gemessenen Signale werden von Messrauschen und der Sensordynamik beeinflusst.

⁵ Neben diesen beiden Bewertungsgrößen werden zur Sicherstellung der Funktion die Beschränkung der Einfederung z und der Stellgröße u_{Akt} als Nebenbedingungen des Optimierungsproblems formuliert. In der Abbildung ist dies im Vektor y angedeutet.

$$\min_{K \in K} (||\ddot{z}_A \leftarrow n||_2^2 + \alpha_F^2 ||F_R \leftarrow n||_2^2)$$

Gl. 2-30

u. d. Bedingungen $||z \leftarrow n||_2 < \sigma_{z,\max}$, $||u_{\text{Akt}} \leftarrow n||_2 < \sigma_{u_{\text{Akt}},\max}$

gelöst wird⁶. Für eine gegebene Gewichtung α_F ergibt sich eine Reglermatrix K mit statischen Verstärkungsfaktoren.

Für die H_2 -optimale Regelung kann also die Güte des Reglerentwurfs direkt an den in Kapitel 2.2.3 vorgestellten Bewertungsgrößen bemessen werden.

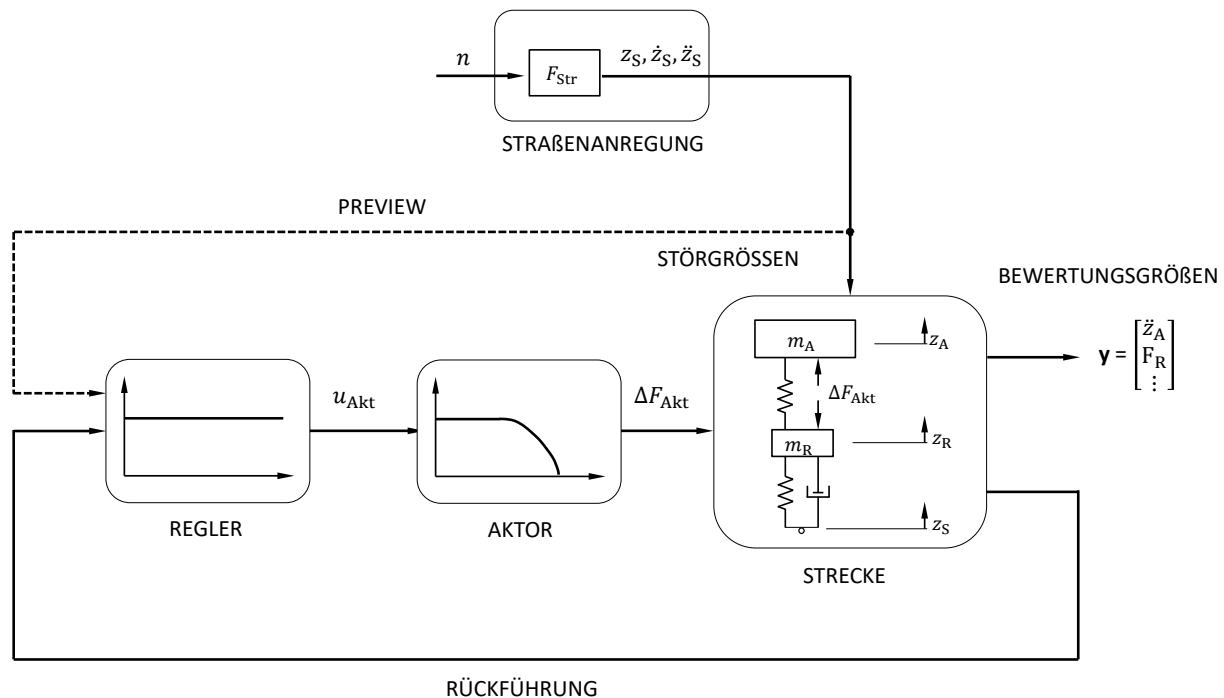


Bild 2-8: Schematische Darstellung des Regelkreises des aktiven Viertelfahrzeugs.

Preview-Regelung

Der oben vorgestellte Regelkreis kann durch eine Preview-Regelung nach dem Konzept von Schindler erweitert werden [11]. Diese ist in **Bild 2-8** durch die Strichlinie angedeutet. Neben den zurückgeführten mechanischen Größen des Viertelfahrzeugs werden hier durch eine Vorsteuerung auch die Störgrößen durch die Fahrbahnnunehheiten dem Regler zugeführt⁷. Beim Reglerentwurf werden somit neben den statischen Verstärkungsfaktoren der Rückführungen auch statische Verstärkungsfaktoren für die Störgrößen gesucht.

⁶ Das Optimierungsproblems wird numerisch mit der Funktion *systeme* [10] der *Control System Toolbox* von MATLAB gelöst.

⁷ Da die Straßenanregung in einer Simulation generiert wird, sind auch die Störgrößen bekannt. Die technische Umsetzung zur Detektion der Straßenoberfläche ist Stand der Technik und wird im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter betrachtet [12].

Aus der Kombination aus Rückführung der Einfederungsgeschwindigkeit mit Preview-Regelung resultiert beispielsweise die Stellgröße

$$u_{\text{Akt}} = k_z \dot{z} + k_S z_S + k_{\dot{z}_S} \dot{z}_S + k_{\ddot{z}_S} \ddot{z}_S, \quad \text{Gl. 2-31}$$

wobei sich die Reglerparameter k_i aus Lösung des Optimierungsproblems nach Gl. 2-30 für ein gegebenes α_F ergeben.

2.3 Funktionsprinzip der aktiven Luftfeder

Die Federwirkung einer Luftfeder beruht auf der Kompressibilität der Luft. Dies gilt sowohl für passive als auch für aktive Systeme. Während passive Systeme ausschließlich Kennlinien mit positiven Steifigkeiten aufweisen, ist ein Charakteristikum aktiver Systeme, dass diese Kennlinien sowohl mit positiven als auch negativen Steifigkeiten annehmen können. Dazu muss einem aktiven System Fremdenergie zugeführt werden [13].

Die Axialkraft einer Luftfeder ergibt sich, indem die Druckdifferenz zwischen Innendruck p und Umgebungsdruck p_u mit der tragenden (druckeffektiven) Fläche A_T multipliziert wird

$$(p - p_u)A_T. \quad \text{Gl. 2-32}$$

Da der Umgebungsdruck im Allgemeinen nicht beeinflusst wird, gibt es zwei Möglichkeiten, um die Axialkraft einfederungsunabhängig zu verändern:

- Veränderung des Innendrucks,
- Veränderung der tragenden Fläche.

Die Anforderung an die Dynamik des Systems kann nur durch eine Veränderung der tragenden Fläche erfüllt werden. Nach diesem Prinzip wurde am FST ein Funktionsprototyp einer aktiven Luftfeder entwickelt. Hierbei wird die Verstellung der tragenden Fläche erzielt, indem vier im Kolben integrierte Segmente verfahren werden, wie in **Bild 2-9** (links) dargestellt. Weitere Bestandteile der aktiven Luftfeder sind eine Außenführung und ein Rollbalg, der zwischen Außenführung und Abrollkolben befestigt ist und somit ein Volumen einschließt.

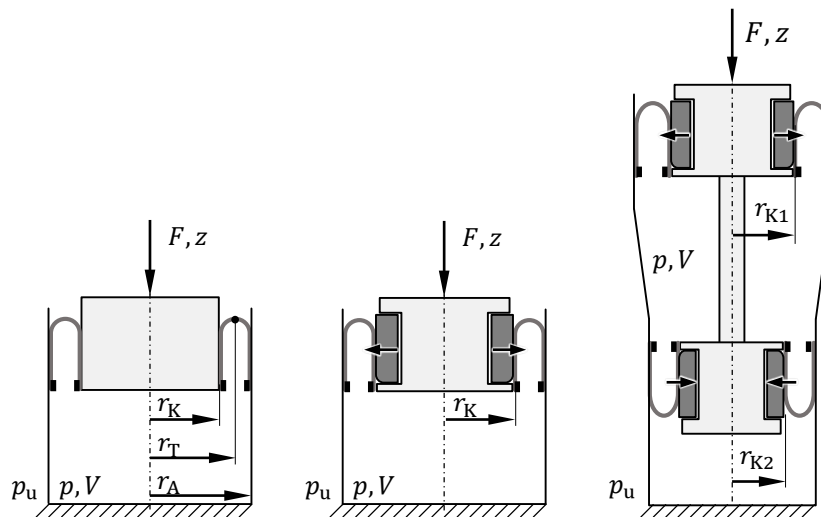


Bild 2-9: Prinzipskizze einer einfachwirkenden aktiven Luftfeder (links) und der aktiven Doppelbalg-Luftfeder (rechts).

Im Gegensatz zur einfachwirkenden aktiven Luftfeder besitzt die am FST verwendete aktive Doppelbalg-Luftfeder einen zweiten aktiven Abrollkolben, wie in **Bild 2-9** (rechts) dargestellt. Die Tragflächen der beiden Abrollkolben werden gegenläufig verstellt – fahren die Segmente des oberen Kolbens aus, fahren die des unteren ein und umgekehrt. Bei gleicher Änderung eines Abrollkolbenradius kann die aktive Doppelbalg-Luftfeder eine größere Änderung der tragenden Fläche und damit eine größere Änderung der Axialkraft erzielen als die einfachwirkende.

Dem in **Bild 2-8** gezeigten Regelkreis des Viertelfahrzeugs ist ein weiterer Regelkreis zur Regelung der Axialkraft ΔF_{Akt} der aLF unterlagert. Wie erläutert, wird die Axialkraft der aLF durch das Verfahren der Segmente eingestellt. Die Positionierung der Segmente erfolgt durch einen hydraulischen Aktor. Der Aufbau zur Regelung des hydraulischen Aktors sowie das zugehörige Blockschaltbild sind in **Bild 2-10** dargestellt. Eingang des Systems ist die Stellgröße u_{Akt} , die dem Sollwert der Aktorkraft, also dem Sollwert der Axialkraft der aLF entspricht. Geregelt wird die Position des Kopplungsgliedes x , die mit der Position der Segmente des oberen und des unteren Abrollkolbens in einem linearen Zusammenhang steht. Aus dem Sollwert der Aktorkraft wird mithilfe des Faktors \hat{K} der Sollwert für die Position des Kopplungsgliedes ermittelt. Dieser wird über den inneren Regelkreis durch Vorgabe der Ventilsollspannung U_V eingestellt. Somit werden schließlich die Segmente der Abrollkolben positioniert und damit die Istkraft ΔF_{Akt} der Aktorik eingestellt.

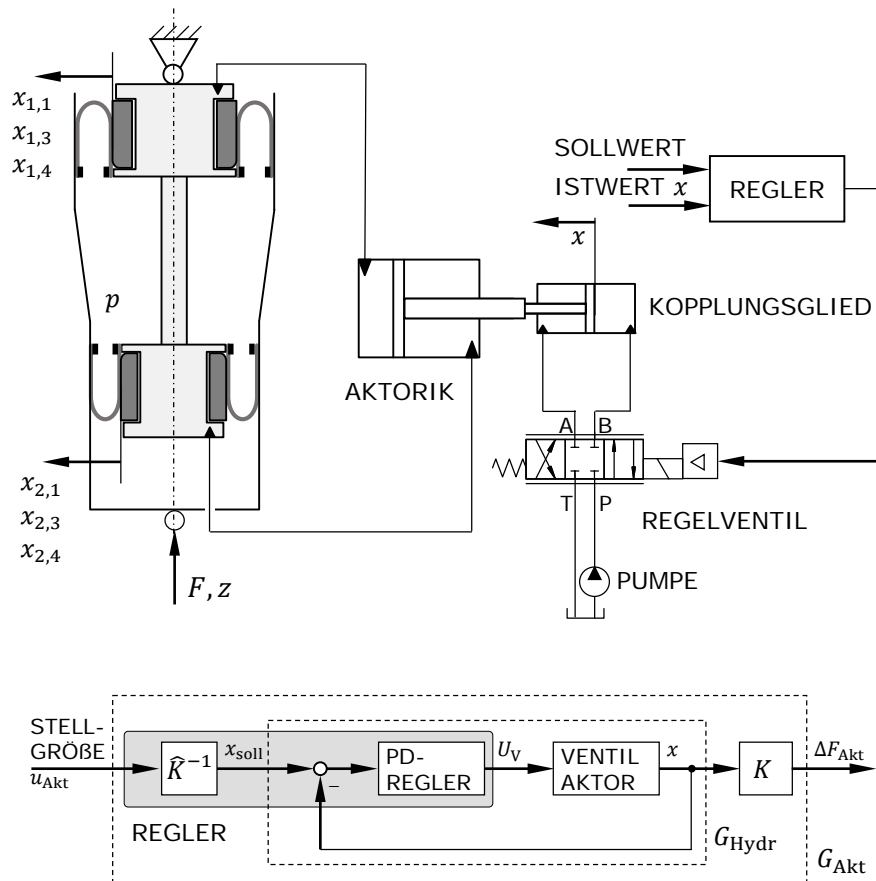


Bild 2-10: Regelung des hydraulischen Aktors. Prinzipskizze des Aufbaus zur Regelung des hydraulischen Aktors oben [2] und das zugehörige Blockschaltbild unten [14].

2.4 Charakteristiken eines Luftfederdämpfers

Im Folgenden werden die Eigenschaften eines Luftfederdämpfers (LFD) erläutert. Als Beispiel eines LFDs ist in **Bild 2-11** das bereits bekannte System „aLF“ als aLFD ausgeführt⁸. Das Gesamtvolumen der aLF durch die Integration einer Luftdrossel in zwei Kammern unterteilt. Die Drossel besitzt eine Blende mit dem Durchmesser d_B und der Querschnittsfläche A_B , die die beiden Kammern miteinander verbindet. Beim Einfedern kann durch die Blende ein Druckausgleich stattfinden, der einen Luftstrom \dot{m} zur Folge hat. Dieser strömt von der Kammer mit dem größeren hin zur Kammer mit dem kleineren Druck. Stromab der Blende zerfällt der Freistrah in Wirbel und durch innere Reibung wird die kinetische Energie der Luft in Wärme umgesetzt, welche schließlich an die Umgebung übergeht [15]. Durch das Dissipieren der Energie wird das System pneumatisch gedämpft. Sowohl die in Kapitel 2.3 beschriebene Federwirkung als auch das Verrichten der Dämpfarbeit beruht beim LFD auf Stoff- und Strömungseigenschaften der Luft.

⁸ Bei den im Folgenden beschriebenen Eigenschaften eines LFDs wird ein passiver Betrieb des aLFDs zugrunde gelegt, bei dem sich die Position der Segmente nicht verändert.

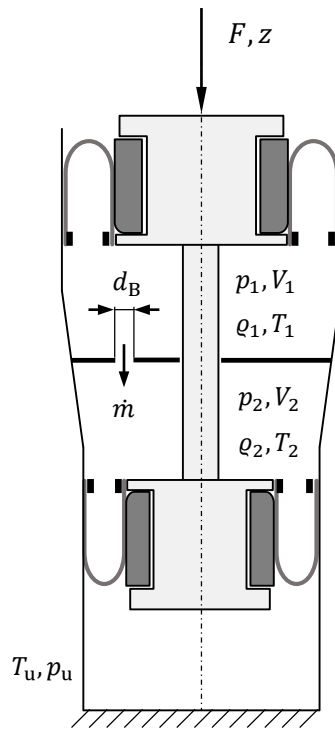


Bild 2-11: Prinzipskizze eines Luftfederdämpfers [2].

Um die physikalischen Eigenschaften und das daraus resultierende Übertragungsverhalten eines LFDs zu analysieren, wird zunächst auf **Bild 2-12** eingegangen. Hier wird eine harmonische Relativbewegung zwischen Rad und Aufbau betrachtet. Dazu wird der LFD am oberen Abrollkolben festgehalten und die Außenführung in vertikale Richtung harmonisch ausgelenkt⁹. Betrachtet man eine Schwingung und trägt den Verlauf der Kraft F über den der Amplitude \hat{z} auf, so ergibt sich die für ein gedämpftes System charakteristische Kraft-Weg-Hysteresekurve.

Nach Puff [16] entspricht die (dynamische) Steifigkeit der Steigung der Diagonalen eines gedachten Rechtecks, das die Hysteresekurve einschließt¹⁰. Diese kann durch

$$c_{\text{dyn}} := \frac{F_{\text{max}} - F_{\text{min}}}{2\hat{z}} \quad \text{Gl. 2-33}$$

berechnet werden.

Der Inhalt der Kraft-Weg-Hysteresekurve entspricht der dissipierten Energie. Bei einem idealisierten LFD, bei dem außer der Dämpfarbeit W_d keine weiteren Verluste auftreten, lässt sich diese gemäß [17] aus

⁹ Hier wird die Anregung mit kleinen Weg-Amplituden ($\hat{z} \leq 10 \text{ mm}$) betrachtet, für die ein lineares Verhalten des LFDs beobachtet werden kann.

¹⁰ Bei der Anregung mit größeren Amplituden treten Nichtlinearitäten durch den progressiven Verlauf der Steifigkeit einer Luftfeder auf. Der Verlauf der Kraft-Weg-Hysteresekurve gleicht dann nicht mehr dem einer Ellipse. Für diesen Fall wird zur Bestimmung der Steifigkeit eine Regressionsgerade in einem Auswertefenster, das nur einen Teilbereich der Amplitude betrachtet, herangezogen. Dadurch kann die Steifigkeit abschnittsweise linearisiert werden.

$$W_d := \oint F dz$$

Gl. 2-34

berechnen.

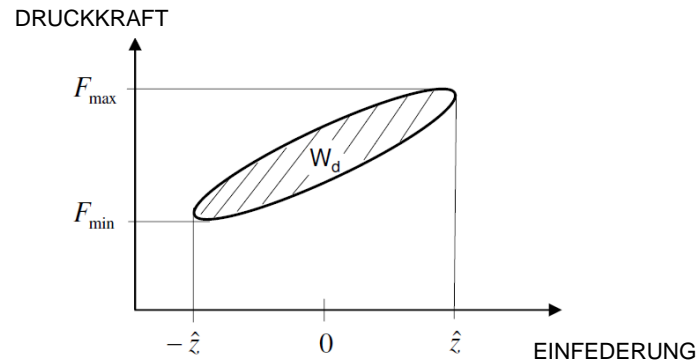


Bild 2-12: Qualitative Kraft-Weg-Hysteresekurve nach [17].

Führt man dieses Vorgehen für verschiedene Anregungsfrequenzen bei gegebener Wegamplitude durch und trägt die ermittelte Steifigkeit bzw. die ermittelte Dämpfarbeit über die jeweilige Anregungsfrequenz auf, ergeben sich die in **Bild 2-13** dargestellten charakteristischen Verläufe eines Luftfederdämpfers mit zwei Kammern gemäß **Bild 2-11**.

Im Steifigkeitsverlauf des 2-Raum-LFDs sind die drei Steifigkeitsniveaus $\frac{c_0}{\gamma}$, c_0 und c_1 zu erkennen, die durch die Eckfrequenzen f_γ und f_0 voneinander getrennt sind. Im Bereich dieser Eckfrequenzen weist die Dämpfarbeit Maxima auf.

Frequenzbereich $f_\gamma \ll f \ll f_0$:

In diesem Bereich weist der LFD die adiabate Steifigkeit c_0 (Auslegungssteifigkeit des Bauteils) auf. Die Anregungsfrequenz ist klein genug, dass zu jedem Zeitpunkt ein thermodynamischer Ausgleich zwischen den beiden Kammern des LFDs stattfinden kann. Gleichzeitig ist in diesem Bereich die Anregungsfrequenz groß genug, dass der LFD während eines Schwingenspiels keine Wärme mit der Umgebung ausgetauscht werden kann. Somit kann der LFD in diesem Frequenzbereich keine Dämpfarbeit verrichten. Der sich einstellende Luftmassenstrom zwischen den beiden Kammern ist vernachlässigbar gering und der 2-Raum-LFD verhält sich wie eine LF, deren Gesamtvolumen sich aus den Teilvolumen der beiden Kammern ergibt (entsprechend der rechten Abbildung aus **Bild 2-9**).

Frequenzbereich $f \ll f_\gamma$:

Wird der LFD mit Frequenzen deutlich unterhalb der Eckfrequenz f_γ angeregt, steht das System zu jedem Zeitpunkt im thermischen Gleichgewicht mit seiner Umgebung. Die Steifigkeit des LFDs ist durch den Quotienten c_0/γ gegeben, wobei γ den Isotropenexponenten der Luft bezeichnet.

Somit kennzeichnet die Eckfrequenz f_γ den Übergang zwischen einer isothermen und einer adiabaten Zustandsänderung, der zwischen 0.001 Hz und 0.1 Hz liegt [18]. Mit dimensionsanalytischen Methoden zeigt Pelz [19], dass

$$f_Y \sim \frac{\lambda}{c_p \rho_0} \frac{1}{L^2}.$$

Gl. 2-35

Darin bezeichnet λ die Wärmeleitfähigkeit, c_p die isobare spezifische Wärmekapazität, ρ_0 die Dichte in Auslegungslage und L die charakteristische Länge. Letztere ist definiert als

$$L := \frac{V}{A_V},$$

Gl. 2-36

wobei V das Gesamtvolumen und A_V^{11} die Verdrängerfläche des LFDs darstellen.

Frequenzbereich $f \gg f_0$:

Erfolgt die Anregung des LFDs mit Frequenzen deutlich oberhalb der Abstimmungsfrequenz f_0 , ist die Zeit für einen Druckausgleich zwischen den beiden Kammern zu gering. Folglich strömt keine Luft durch die Blende und somit wird auch keine Dämpfarbeit verrichtet. Stattdessen findet in den beiden Kammern lediglich eine Kompression bzw. eine Expansion der eingeschlossenen Luft statt. In diesem Frequenzbereich verhält sich die LFD wie zwei parallelgeschaltete Luftfedern mit der Steifigkeit c_1 .

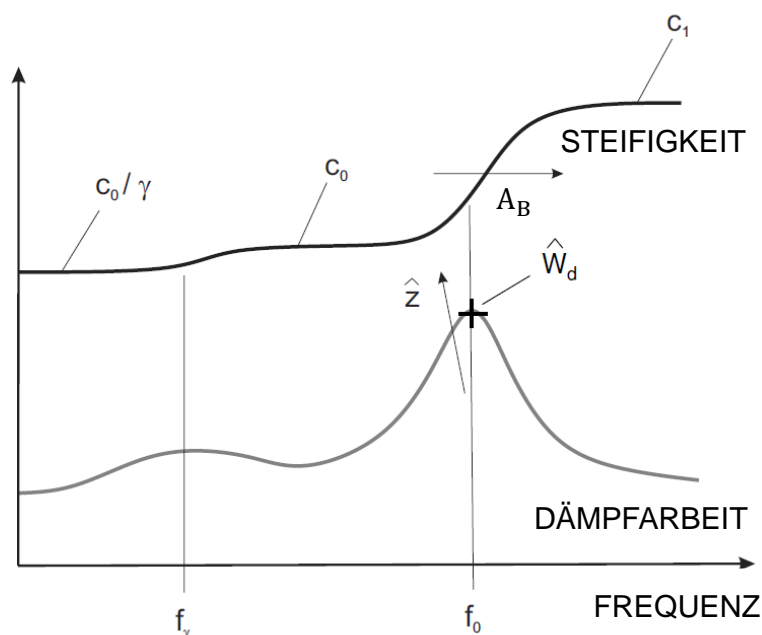


Bild 2-13: Qualitativer frequenzabhängiger Verlauf von Steifigkeit und Dämpfarbeit eines 2-Raum-LFDs mit Einfluss von Blendenfläche und Amplitude [17].

¹¹ Die Verdrängerfläche ist definiert als $A_V := -\frac{dV}{dz}$ [17].

Die Dämpfarbeit eines hydraulischen Dämpfers nimmt proportional mit der Anregungsfrequenz zu. Bei hohen Anregungsfrequenzen versteift ein hydraulischer Dämpfer und leitet, ähnlich einer starren Anbindung, Kräfte vom Rad direkt auf die Karosserie. Dies führt zu einer Beeinträchtigung des Fahrzeugkomforts. Im Gegensatz dazu weist der LFD ein frequenzselektives Dämpfungsverhalten auf, wie in **Bild 2-13** zu sehen ist. Der LFD versteift bei hohen Anregungsfrequenzen nicht, da die Dämpfarbeit W_d bei der Abstimmungsfrequenz f_0 ein Maximum aufweist und bei Frequenzen oberhalb von f_0 wieder abnimmt. Prinzipbedingt kann somit durch Luftdämpfung eine Steigerung des Komforts erzielt werden.

Ehrt und Pelz konnten dimensionsanalytisch zeigen, dass für die maximale Dämpfarbeit

$$\hat{W}_{d,\max} \sim p_0 \frac{\hat{z}^2 (A_{V,1} + A_{V,2})^2}{V_{1,0} + V_{2,0}} \quad \text{Gl. 2-37}$$

gilt, worin p_0 den Druck in Konstruktionslage, \hat{z} die Amplitude der Weganregung, $A_{V,i}$ die untere bzw. obere Verdrängerfläche und $V_{i,0}$ die Volumina der beiden Kammern des LFDs darstellen [15], [20]. Durch eine Erhöhung der Anregungsamplitude steigt demnach die maximale Dämpfarbeit, wie in **Bild 2-13** dargestellt.

Für die Abstimmungsfrequenz f_0 konnte Ehrt in [20]

$$f_0 \sim \sqrt{\gamma R_L T_0} \frac{A_b}{V} f_n \left(\frac{V}{\hat{z} A_V} \right) \quad \text{Gl. 2-38}$$

dimensionsanalytisch herleiten. Darin bezeichnet R_L die spezifische Gaskonstante der Luft und T_0 die mittlere Temperatur. Aus Gl. 2-38 geht hervor, dass sich die Abstimmungsfrequenz f_0 durch eine Veränderung der Querschnittsfläche der Blende A_B beeinflussen lässt. Dieser Zusammenhang ist auch in **Bild 2-13** angedeutet.

Zusammenfassend sollen hier noch einmal die genannten Vorzüge von Luftdämpfern aufgeführt werden, die zu einem hohen Fahrkomfort führen.

- I. LFDs weisen frequenzselektives Dämpfungsverhalten auf und versteifen im Gegensatz zu hydraulischen Dämpfern bei hohen Anregungsfrequenzen nicht.
- II. Durch die konstruktive Ausführung der Blendenquerschnittsfläche A_B der Drossel kann die Abstimmungsfrequenz f_0 , bei der die maximale Dämpfarbeit $\hat{W}_{d,\max}$ verrichtet wird, eingestellt werden.

Reibung und Komfort

Bisher wurde ein LFD betrachtet, bei dem die Verluste durch Reibung zwischen Luftfederbalg und Außenführung und innere Materialreibung des Luftfederbalgs vernachlässigt wurden. Im Folgenden soll auf diese kurz näher eingegangen werden.

Allgemein wird zwischen innerer und äußerer (Coulombscher) Reibung unterschieden [21]. Innere Reibung tritt zwischen benachbarten Teilchen bei Verformungsvorgängen innerhalb von Festkörpern, Flüssigkeiten und Gasen auf. Coulombsche Reibung tritt zwischen den Kontaktflächen von sich berührenden Festkörpern auf. Weiterhin wird diese in Haft- und Gleitreibung unterteilt [22]. Vereinfacht lässt sich der Reibungseinfluss auf den Komfort durch

$$Komfort = \frac{1}{\sum \text{Coulombsche Reibung}} \quad \text{Gl. 2-39}$$

beschreiben. Um einen möglichst hohen Komfort zu erzielen, muss bei der Fahrwerksauslegung die Coulombsche Reibung möglichst geringgehalten werden. Insbesondere sind für einen hohen Komfort Kraftspitzen, die durch das Losbrechen aus der Haftreibung gegeneinander bewegter Komponenten resultieren, zu vermeiden. Dämpferbeine mit hydraulischen Dämpfern führen prinzipbedingt zu Coulombscher Reibung und damit einhergehend zu Komforteinbußen. Grund hierfür sind die erforderlichen, vorgespannten Gleitringdichtungen, die bei Bewegung zu Reibkräften führen. [23]

Meß und Pelz charakterisieren in [23] die Reibung, die bei einem Luftfederbalg auftritt. Dazu wird im Versuch nach dem oben beschriebenen Vorgehen die Kraft-Weg-Hysteresekurve eines Luftfederbalgs gemessen, dessen Luftvolumen beim Ein- und Ausfedern konstant ist. Die dabei gemessene Kraft wird als Walkkraft und die Verlustarbeit, die eingeschlossene Fläche der Hysteresekurve, als Walkarbeit bezeichnet. Meß und Pelz stellen fest, dass die Walkkräfte maßgeblich durch die innere Materialreibung bestimmt sind und somit nicht zwingend zu Komforteinbußen führen.

Durch Gleichsetzen der Walkarbeit mit der Dämpfarbeit eines linearen Dämpfers lässt sich eine äquivalente Dämpfungskonstante

$$d_{\text{äquiv}} := \frac{W_D}{\pi F_{D,\text{lin}} \hat{z}} = \frac{\oint F dz}{2\pi^2 f \hat{z}^2} \quad \text{Gl. 2-40}$$

ermitteln [2]. Somit lassen sich die Verluste eines Luftfederbalgs als äquivalenter linearer Dämpfer modellieren.

In [2] ermittelt Hedrich gemäß Gl. 2-40 für den am FST verwendeten Prototyp der aLF die äquivalente Dämpfungskonstante $d_{\text{äquiv}}$ eines linearen Dämpfers (siehe **Bild 4-20**). Er stellt einen hyperbelähnlichen Verlauf von $d_{\text{äquiv}}$ im Frequenzbereich fest, der im Widerspruch zu dem als konstant angenommenen Wert $d_{\text{äquiv}}$ eines linearen Dämpfers steht. Somit erwies sich der Ansatz, die Reibung als linearen Dämpfer zu beschreiben, als nicht zielführend.

3 Vorbereitungen am Hardware-in-the-Loop-Prüfstand

In diesem Kapitel wird zunächst die Echtzeit-Versuchsumgebung vorgestellt, in der die experimentelle Validierung des Funktionsprototypen der Luftfeder durchgeführt wird. Bevor die Experimente durchgeführt werden können, muss zunächst der Versuchsprüfstand an die Veränderungen des Funktionsprototypen angepasst werden. Dazu müssen hardware- und softwareseitige Änderungen am Prüfstand vorgenommen werden. Die Änderungen der Hardware werden in Kapitel 3.2 beschreiben. Softwareseitige Änderungen werden in Kapitel 3.3 vorgestellt.

3.1 Aufbau des Hardware-in-the-Loop-Prüfstands

Im Rahmen dieser Arbeit soll eine Dämpfungsfunktion in den Prototyp der aLF integriert werden. Wie in Kapitel 1 erläutert, kann diese durch eine geeignete Regelung des aktiven Systems oder durch die Integration einer Drossel in die Luftfeder realisiert werden. Beide Ansätze sollen im Experiment überprüft werden.

Unter dem Begriff „*Hardware-in-the-Loop-Versuch*“ versteht man den Betrieb realer Komponenten in Verbindung mit echtzeit-simulierten Komponenten [24]. Somit stellen HiL-Versuche eine Symbiose aus Versuch und Simulation dar.

Im Rahmen dieser Arbeit wird im HiL-Versuch der reale Prototyp der Luftfeder in einer Echtzeitsimulationsumgebung mit dem virtuellen Viertelfahrzeug-Modell gekoppelt. Vereinfacht ausgedrückt wird im HiL-Versuch der reale Funktionsprototyp der Luftfeder in das virtuelle, simulierte Viertelfahrzeug eingesetzt und die Überfahrt einer simulierten Straße untersucht. So kann der Funktionsprototyp unter realistischen Bedingungen untersucht werden. Der Aufbau des HiL-Prüfstands, der die Echtzeitsystemumgebung darstellt, und die Signalflüsse bei den HiL-Versuchen, sind in vereinfachter Form in **Bild 3-1** zu sehen. Das Viertelfahrzeug wird in einer Echtzeitsystemumgebung von dSPACE simuliert. Anhand dieser Simulation wird die Einfederung z der Luftfeder berechnet und an den Regler der Einachsprüfmaschine übermittelt. Durch die interne Wegregelung der Einachsprüfmaschine wird hardwareseitig die vom Simulationsmodell vorgegebene Einfederung der Luftfeder eingestellt. Die resultierende Axialkraft F wird gemessen und als Eingangsgröße des Simulationsmodells zurück an die Echtzeitsimulation übertragen, wodurch der Regelkreis geschlossen wird. Der Regler, der die Axialkraft ΔF_{Akt} einstellt (siehe **Bild 2-8** und **Bild 2-10**), wird ebenfalls im Simulationsmodell abgebildet.

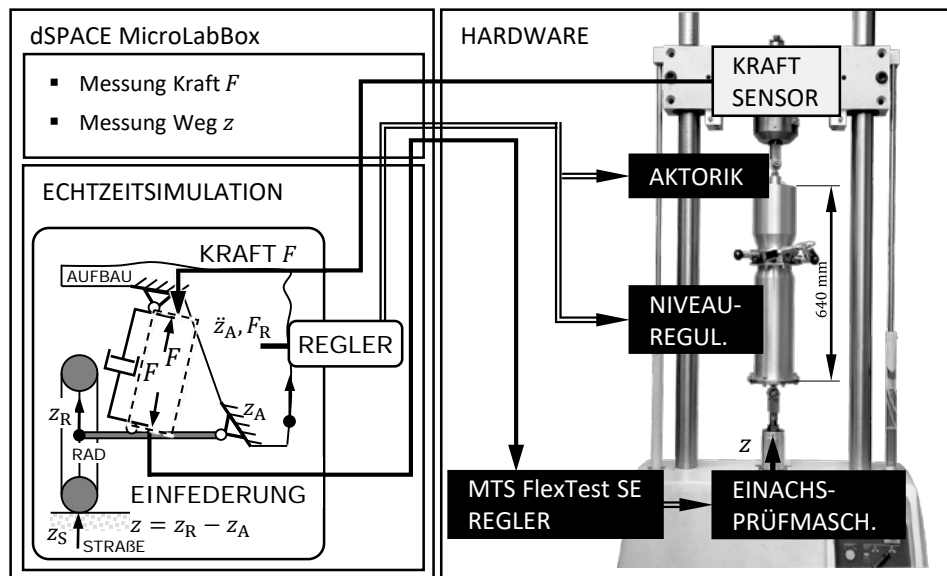


Bild 3-1: Prinzipieller Aufbau des HiL-Prüfstands mit der aktiven Luftfeder aus [2] in Anlehnung an [14].

Neben den beschriebenen HiL-Versuchen wird der passive Luftfederdämpfer bei den in Kapitel 5.2.2 vorgestellten Komponentenversuchen charakterisiert. Dazu wird die Solleinfederung direkt vorgegeben, ohne das Viertelfahrzeug zu simulieren.

Verwendung des Echtzeitsystems

Wie oben erläutert wird das Viertelfahrzeug in einer Echtzeitsimulationsumgebung von dSPACE simuliert. Das in Kapitel 2.2.1 vorgestellte Viertelfahrzeug wird in MATLAB/Simulink abgebildet. Durch den C-Code-Generator „*Simulink Coder*“ von MATLAB wird aus dem Simulink-Modell ein C-Code-basiertes Modell generiert, das auf dem Echtzeitsystem appliziert werden kann. Neben dem Viertelfahrzeug und dessen Regler wird im Simulink-Modell auch die Funktionalität für die Prüfstandssteuerung implementiert. Außerdem werden im Simulink-Modell die Messdaten definiert, die über das dSPACE-System erfasst werden. Zur Messdatenerfassung wird die XiL-Schnittstelle genutzt, über die MATLAB mit dem Echtzeitsystem kommunizieren kann. Die dSPACE-Experimentier-Software „*ControlDesk*“ ermöglicht über graphische Instrumente den Zugriff auf die Echtzeitanwendung während der Laufzeit.

Bisher wurde zur Simulation des Viertelfahrzeugs und zur Steuerung des Prüfstands das Echtzeitsystem DS1103 von dSPACE verwendet. Um alle relevanten Messgrößen zu erfassen, werden alle verfügbaren analogen Eingänge des verwendeten Echtzeitsystems benötigt. Im Rahmen dieser Arbeit soll die aLF, wie in Kapitel 2.4 beschrieben, nun durch eine Drossel gemäß **Bild 2-11** zum aLFD erweitert werden. Um den thermodynamischen Zustand der beiden Kammern bestimmen zu können, müssen neben den bisher erfassten Messgrößen der Druck p_2 und die Temperatur T_2 der unteren Kammer (siehe **Bild 2-11**) erfasst werden.

Da das Echtzeitsystem DS1103 über keine weiteren analogen Eingänge verfügt, wird es durch das Echtzeitsystem MicroLabBox DS1202 (MLB) ersetzt¹². Die MLB verfügt über 32 analoge

¹² Für das neue Echtzeitsystem wird außerdem vom Hersteller dSPACE ein Support-Service angeboten. Das alte Echtzeitsystem hingegen wurde von dSPACE nicht länger unterstützt.

Eingangskanäle und kann damit alle 28 analogen Eingangssignale aufnehmen. Weitere Spezifikationen der MLB können dem Datenblatt entnommen werden [25].

Im Folgenden werden die erforderlichen Änderungen an Hard- und Software beschrieben, die durchgeführt werden mussten, um die Prüfstandssteuerung auszutauschen.

3.2 Änderungen an der Hardware

Für die Prüfstandssteuerung wird die MicroLabBox DS1202 in der Top-Panel-Variante verwendet. Diese bietet durch Sub-D und BNC Schnittstellen Zugang zu den Ein- (I engl. „Input“) und Ausgängen (O engl. „Output“) der MLB. Um eine bequeme und übersichtliche Verkabelung des Schaltschranks für die Prüfstandssteuerung zu gewährleisten, werden Übergabemodule verwendet. Diese werden über 50 polige Sub D Stecker mit der MLB verbunden. Die Übergabemodule werden nach den Schnittstellen der MLB benannt, mit welchen diese verbunden sind. Die Pinbelegung der Übergabemodule bzw. der MLB kann **Tabelle 3-1**, **Tabelle 3-2** und **Tabelle 3-3** entnommen werden¹³.

Bild 3-2 zeigt die MLB mit dem angeschlossenen Übergabemodul „Analog I/O A“.

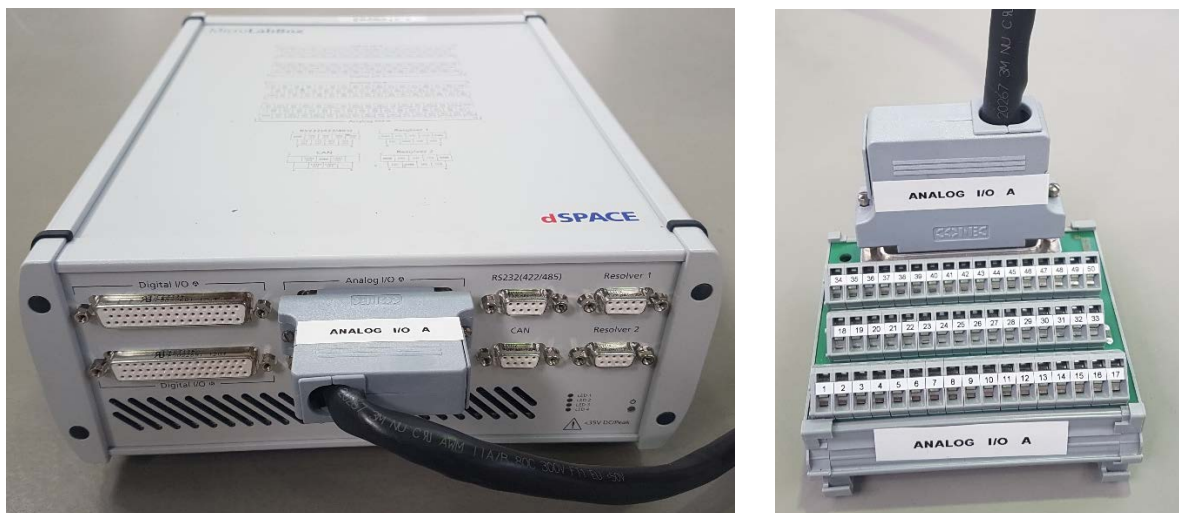


Bild 3-2: MicroLabBox DS1202 mit I/O Zugängen (links) und angeschlossenem Übergabemodul (rechts).

Über das Übergabemodul „Analog I/O A“ können die 24 differentiellen, analogen Eingänge der MLB, die je über eine 16-bit Auflösung und eine Abtastrate von 1 Msps verfügen, verwendet werden. Der Eingangsspannungsbereich beträgt (-10 ...10) V. Die am Übergabemodul „Analog I/O A“ angeschlossenen Verdrahtungsleitungen werden durch Nummern entsprechend ihrer Kanäle gekennzeichnet.

¹³ Freie Kanäle, Grounds, Invertierende Eingänge und Referenzpotentiale für Analoge Ausgänge sind in den Tabellen nicht aufgeführt.

Kanal	PIN	Belegung	Kanal	PIN	Belegung
AI1 ch1	17	Systemtemperatur	AI1 ch12	26	Systemdruck
AI1 ch2	49	Temperatur LF oben	AI1 ch13	9	Weg KG
AI1 ch3	32	Temperatur LF unten	AI1 ch17	39	Weg HMA OBEN 1
AI1 ch4	15	Umgebungstemperatur	AI1 ch18	22	Weg HMA OBEN 3
AI1 ch5	47	Druck LF oben	AI1 ch19	5	Weg HMA OBEN 4
AI1 ch6	30	Druck LF unten	AI1 ch20	37	Weg HMA UNTEN 1
AI1 ch7	13	Druck HZA	AI1 ch21	20	Weg HMA UNTEN 3
AI1 ch8	45	Druck HZB	AI1 ch22	3	Weg HMA UNTEN 4
AI1 ch9	28	Druck KGA	AI1 ch23	35	Druck Aktor oben KL
AI1 ch10	11	Druck KGB	AI1 ch24	18	Druck Aktor unten KL
AI1 ch11	43	Rücklaufdruck			

Tabelle 3-1: Pinbelegung des Sub-D-Steckers für *Analog I/O A*.

Das Übergabemodul „*Analog I/O B*“ ermöglicht den Zugang zu 8 differentiellen, analogen Eingängen sowie 16 analogen Ausgängen der MLB. Jeder Eingangskanal verfügt über eine 14-bit Auflösung und eine Abtastrate von 10 Msps. Die Ausgangskanäle weisen je eine Auflösung von 16 bit und eine Übertragungsrate von 1 Msps auf. Der Eingangsspannungsbereich beträgt (-10 ...10) V.

Da für keine der zu erfassenden Messgrößen spezielle Anforderungen an die Auflösung oder an die Abtastrate gestellt werden, werden die Messgrößen, wie in den Tabellen angegeben, den Eingängen der MLB zugeordnet.

Auch die am Übergabemodul „*Analog I/O B*“ angeschlossenen Verdrahtungsleitungen werden entsprechend der Nummern ihrer Kanäle gekennzeichnet. Um zwischen Ein- und Ausgängen zu unterscheiden, wird Ausgängen ein zusätzliches „O“ vorangestellt. So kennzeichnet beispielsweise die Bezeichnung „O3“ den analogen Ausgangskanal AO1 ch3, über den der Soll-Weg der Luftfeder vorgegeben wird.

Kanal	PIN	Belegung	Kanal	PIN	Belegung
AI2 ch1	17	Kraft LF	AO1 ch1	49	Hydraulikventil Soll-Spannung
AI2 ch2	15	Weg LF	AO1 ch2	32	Sollwert Drossel (Chopper)
AI2 ch3	13	Beschleunigung Hydropulser	AO1 ch3	47	Soll-Weg LF
AI2 ch4	11	Hydraulikventil Spannung			
AI2 ch5	9	Motorstrom effektiv			
AI2 ch6	7	Drosselstrom			
AI2 ch7	5	Volumenstrom			

Tabelle 3-2: Pinbelegung des Sub-D-Steckers für *Analog I/O B*.

Digitale Ein- und Ausgangssignale werden am Übergabemodul „*Digital I/O A*“ an die MLB übergeben. Die Schnittstelle „*Digital I/O A*“ der MLB bietet Zugriff auf 48 bidirektionale, single-ended Kanäle mit Transistor-Transistor-Logik. Die digitalen Kanäle können als Eingang oder als Ausgang verwendet werden und müssen softwareseitig definiert werden. Der Kanal „*DO ch 8*“ wird zur Generierung eines Pulsweitenmodulation-Signals verwendet, dessen Frequenz die Drehzahl des Motors vorgibt, der die ABC-Pumpe antreibt. Die am Übergabemodul „*Digital I/O A*“ angeschlossenen Verdrahtungsleitungen werden entsprechend der Nummern ihrer Kanäle gekennzeichnet. Um zwischen Ein- und Ausgängen zu unterscheiden, wird Ausgängen ein zusätzliches „O“ vorangestellt.

Die Schnittstelle „*Digital I/O B*“ der MLB bietet weitere digitale Kanäle, die für die in dieser Arbeit betrachtete Anwendung nicht benötigt werden.

Kanal	PIN	Belegung	Kanal		PIN	Belegung
DI1 ch1	17	Kopplungsglied Not-Aus	DO1 ch14		4	Schaltschrank Motor Ch4
DI1 ch2	16	Kopplungsglied Aus A	DO1 ch15		3	Schaltkasten 0
DI1 ch3	15	Kopplungsglied Aus B	DO1 ch16		2	Schaltkasten 1
DO1 ch4	14	Druckregelung LF (Ventil auf)	DO1 ch17		49	Schaltkasten 2
DO1 ch5	13	Druckregelung LF (Ventil zu)	DO1 ch18		48	Schaltkasten 3
DO1 ch6	12	Reglerfreigabe Pumpenmotor	DO1 ch19		47	Schaltkasten 4
DO1 ch7	11	Kühlung Leistungsversorgung	DO1 ch20		46	Schaltkasten 5
DO1 ch8	10	PWM-Frequenz Pumpenmotor	DO1 ch21		45	Schaltkasten 6
DO1 ch9	9	Drehrichtung Pumpenmotor	DO1 ch22		44	Schaltkasten 7
DO1 ch10	8	Überdruckventil Leistungsvers.	DO1 ch23		43	Schaltkasten 8
DO1 ch11	7	Schaltschrank Motor Ch1	DO1 ch24		42	Schaltkasten 9
DO1 ch12	6	Schaltschrank Motor Ch2	DO1 ch25		41	Schaltkasten 10
DO1 ch13	5	Schaltschrank Motor Ch3	DO1 ch26		40	Schaltkasten 11

Tabelle 3-3: Pinbelegung des Sub-D-Steckers für *Digitale I/O A*.

Im Zuge des Austauschs der Prüfstandssteuerung wurde auch der Schaltschrank für die Prüfstandssteuerung überarbeitet. Analoge Sensoren werden über 5 polige Binder Steckverbindungen, die sich an den Seiten des Schaltschranks befinden (siehe **Bild A- 1**), mit der MLB verbunden. Der Schaltschrank wurde so verkabelt, dass alle 5 poligen Binder Steckverbindungen eine einheitliche Pinbelegung besitzen (siehe **Tabelle A- 1**). Dies ermöglicht es, einen analogen Sensor an eine beliebige 5 polige Binder Steckverbindung anzuschließen und gewährleistet somit Flexibilität beim Anschluss des Sensors an die MLB. Dabei ist allerdings zu beachten, dass alle analogen Sensoren, außer die Drucksensoren „Druck Aktor oben KL“ und „Druck Aktor unten KL“ (siehe **Tabelle 3-1**), mit einer Versorgungsspannung von 24 V betrieben werden. Die beiden genannten Drucksensoren werden dagegen mit einer Versorgungsspannung von 5 V betrieben und dürfen daher nicht an die übrigen Steckverbindungen angeschlossen werden. Sowohl an der Außenseite des Schaltschranks als auch im Schaltschrank sind die Versorgungsspannungen 5 V entsprechend gekennzeichnet, um einen fehlerhaften Anschluss zu vermeiden.

Bild 3-3 zeigt links den Schaltschrank für die Prüfstandssteuerung vor und rechts nach der neuen Verkabelung.

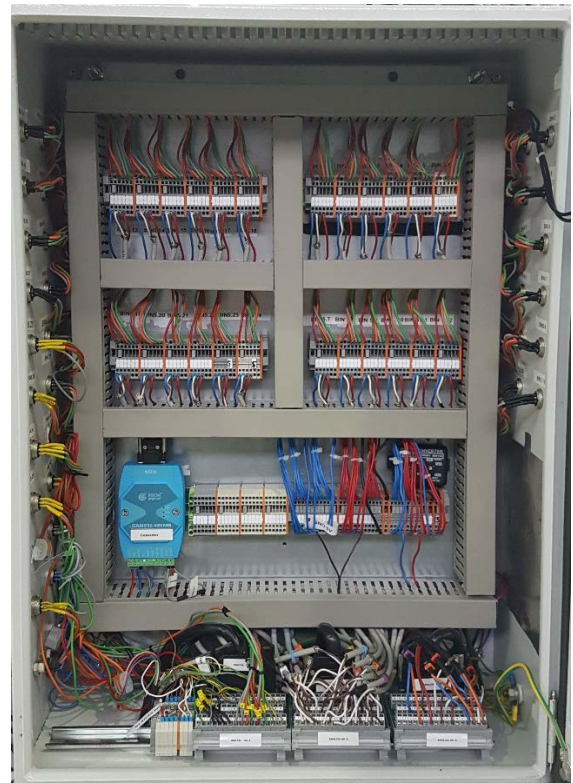
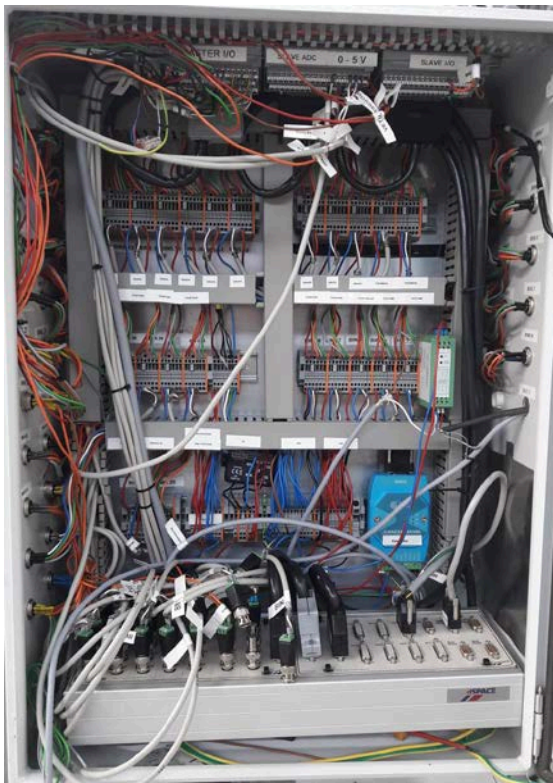


Bild 3-3: Schaltschrank der Prüfstandssteuerung vor (links) und nach (rechts) dem Umbau.

3.3 Änderungen an der Software

Das MATLAB/Simulink-Modell „LuftFederDaempfer_aktiv_HiL“ bildet softwareseitig das in Kapitel 2.2.1 vorgestellte Viertelfahrzeug und dessen Vertikaldynamikregler ab und implementiert die Funktionalität für die Prüfstandssteuerung. Durch den C-Code-Generator „*Simulink Coder*“ von MATLAB wird aus dem Simulink-Modell ein C-Code-basiertes Modell für die Echtzeitanwendung generiert. Dieses wird auf dem Echtzeitsystem appliziert, wodurch zum einen die Prüfstandssteuerung samt Messdatenerfassung und zum andern eine Echtzeitsimulation des virtuellen Viertelfahrzeugs ermöglicht wird.

Jedes dSPACE Echtzeitsystem verfügt über ein spezifisches Real-Time Interface (RTI), das die Verbindung zwischen der dSPACE Hardware und der Entwicklungssoftware MATLAB/Simulink darstellt. Die RTI-Blockbibliothek erweitert die Blockbibliotheken von MATLAB/Simulink um Simulink-Blöcke, durch die das Modell auf die Ein- und Ausgänge der MLB zugreifen kann. So kann ein Signal, das an einem Eingang der MLB anliegt, als Eingangsgröße des Simulationsmodells genutzt werden bzw. eine Ausgangsgröße des Simulationsmodells über einen Ausgang der MLB an Prüfstandskomponenten übertragen werden. Das RTI-Blockset ermöglicht außerdem die Konfiguration der Ein- und Ausgänge der Echtzeit-Hardware und erweitert den C-Code-Generator „*Simulink Coder*“.

Als Plattform für die Echtzeitanwendung wurde bisher das Echtzeitsystem DS1103 von dSPACE verwendet. Beim Aufbau des Simulink-Modells wurden daher Blöcke aus der DS1103-RTI-Blockbibliothek verwendet. Künftig soll anstelle des Echtzeitsystems DS1103 die MLB verwendet

werden. Daher müssen die Blöcke aus der DS1103-RTI-Blockbibliothek durch entsprechende Blöcke aus der Blockbibliothek der MLB ersetzt werden¹⁴.

Das Simulink-Modell „*LuftFederDaempfer_aktiv_HiL*“ ist in Subsysteme unterteilt (siehe **Bild A- 2**). Im Subsystem „*channels_in*“ sind die RTI-Blöcke zusammengefasst, die die Kommunikation mit den Eingängen der MLB ermöglichen. RTI-Blöcke, die eine Kommunikation mit den Ausgängen der MLB bereitstellen, befinden sich im Subsystem „*ausgänge_dspace*“, das in **Bild 3-6** zu sehen ist.

In **Bild 3-4** ist das Subsystem „*channels_in*“ abgebildet. Zur besseren Übersicht werden gleiche Eingänge gruppiert. Neben den analogen und den digitalen Eingängen wird die serielle Schnittstelle (RS232) genutzt, über die die Drehzahl und das Drehmoment des Antriebsmotors der ABC-Pumpe übermittelt werden. Alle Eingangssignale werden durch den Block „*Bus Creator*“ zu einem Bus-Signal zusammengefasst und über ein Gateway aus dem Subsystem hinausgeführt. Wird an einer anderen Stelle im Modell ein einzelnes Signal aus dem Bus-Signal benötigt, so kann durch den Block „*Bus Selector*“ das gewünschte Signal anhand seines Namens ausgewählt werden. Dies gewährleistet einen übersichtlichen Signalfuss des Modells.

¹⁴ Das Simulinkmodell wurde für die bisherigen Experimente der aLF in der HiL-Simulationsumgebung genutzt und soll auch für die HiL-Versuche in dieser Arbeit verwendet werden.

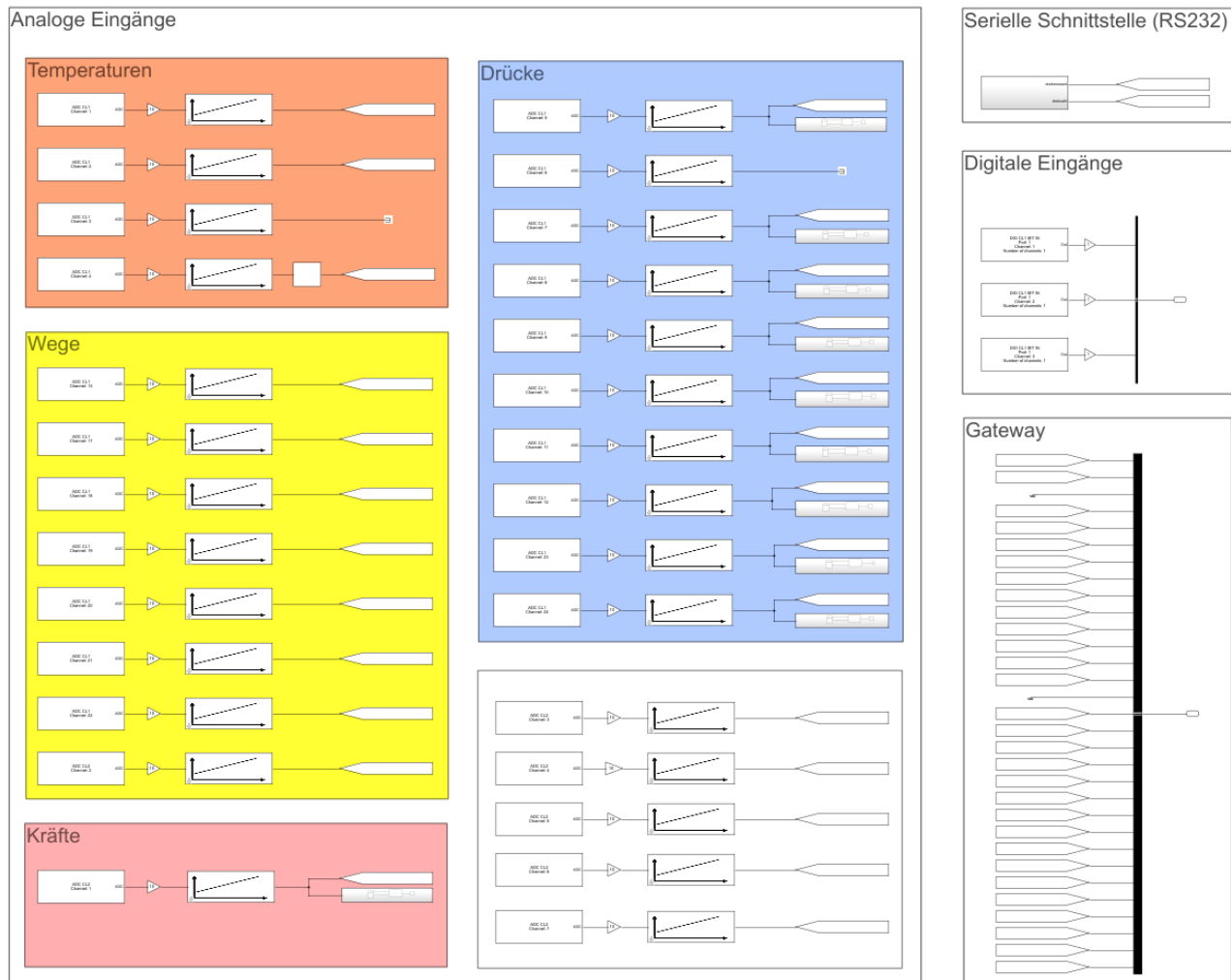
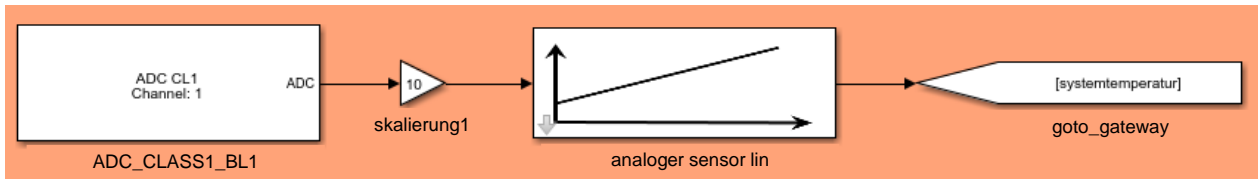


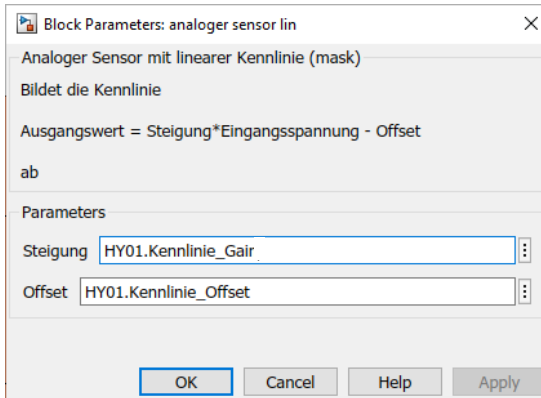
Bild 3-4: Eingänge des Simulink-Modells „LuftFederDaempfer_aktiv_Hil“ aus dem Subsystem „channels_in“.

Die analogen Eingänge werden anhand ihrer zu erfassenden Messgrößen unterteilt. Im orangefarbenen Kasten werden Temperaturen, im gelben Wege und im blauen Drücke ermittelt. Durch die Blöcke im roten Kasten wird die Axialkraft, die die Luftfeder ausübt, bestimmt. Alle Blöcke, die im weißen Kasten enthalten sind, dienen der Erfassung und Berechnung aller anderen Messgrößen. Die Farben wurden so ausgewählt, dass sie mit den Farben aus der Experimentiersoftware ControlDesk übereinstimmen.

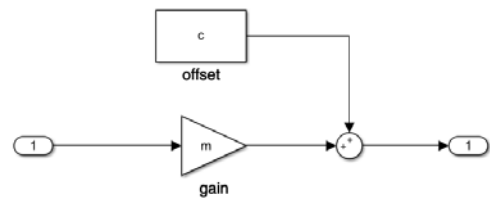
In **Bild 3-5 a)** ist exemplarisch anhand der Systemtemperatur der Signalfluss zur Ermittlung einer analogen Messgröße dargestellt. Durch den RTI-Block „ADC_CLASS1_BL1“ wird das analoge Eingangssignal, das am Kanal 1 anliegt, eingelesen und anschließend durch einen Gain-Block skaliert. Der Block „analoger sensor lin“ implementiert die Kennlinie eines linearen Sensors – in diesem Fall die des Sensors zur Messung der Systemtemperatur. Der Aufbau des Sensor-Blocks ist in **Bild 3-5 c)** zu sehen. Steigung und Offset können direkt in der in **Bild 3-5 b)** gezeigten Maske des Sensor-Blocks eingestellt werden. Im Rahmen dieser Arbeit wurde außerdem ein Skript erstellt, durch welches alle relevanten Daten eines Sensors in einem Structure-Array, einem MATLAB Datentyp, zusammengefasst und dem Modell bereitgestellt werden. Die berechnete Messgröße wird am Ende des gezeigten Signalflusses durch einen Goto-Block an das Gateway übertragen.



a) Signalfluss zur Erfassung einer analogen Messgröße.



b) Eingabemaske für analogen Sensor.



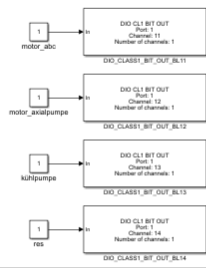
c) Kennlinie eines analogen Sensors.

Bild 3-5: Aufnahme und Berechnung einer analogen Messgröße in Simulink.

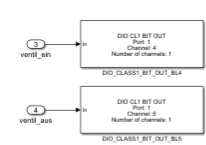
In **Bild 3-6** sind die Ausgänge des Modells aufgeführt. Zur Übersicht wurden auch hier digitale und analoge Ausgänge zu Gruppen zusammengefasst. Durch den Block „*Sensor Supply Output*“ kann die Spannungsversorgung, die die MLB über Bananenbuchsen bereitstellt, eingestellt werden. Im Rahmen dieser Anwendung wird diese auf 5 V eingestellt und zur Versorgung der manuellen Steuerung des Kopplungsglieds genutzt. Die Digitalausgänge wurden zur besseren Übersicht zusätzlich nach ihrer Funktionalität angeordnet.

Digitale Ausgänge

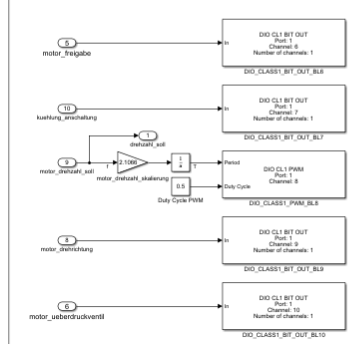
Schalter für Leistungsverorgung



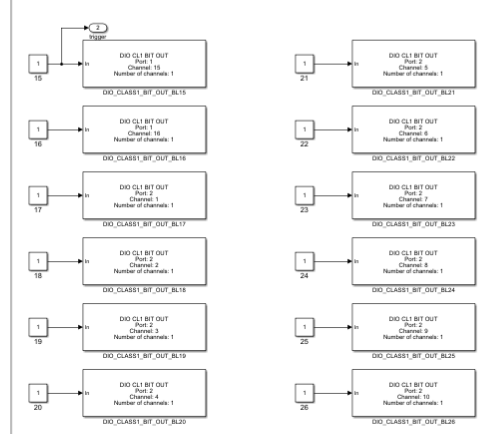
Statische Druckregelung Luftfeder (Niveauregulierung)



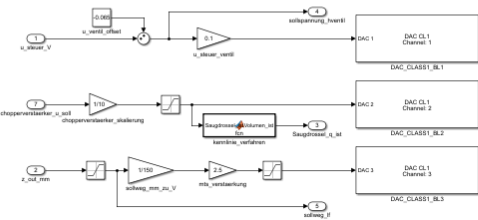
Motorsteuerung (Motor der ABC Pumpe)



Schalter für Schaltkasten (schalten Ausgänge 0-11)



Analoge Ausgänge



Sensor Supply Output



Bild 3-6: Ausgänge des Simulink-Modells „LuftFederDaempfer_aktiv_HiL“ aus dem Subsystem „ausgänge_dspace“.

4 Dämpfung durch Aktorik

In diesem Kapitel wird vorgestellt, wie durch die Aktorik der aLF eine Dämpfungsfunktion realisiert werden kann, die es ermöglicht, auf den virtuellen Aufbaudämpfer des Viertelfahrzeugs mit aLF zu verzichten. Zunächst wird in Kapitel 4.1 anhand eines einfacheren Systems, einem Einmassenschwinger, demonstriert, wie durch eine geeignete Regelung eines aktiven Systems ein Dämpfer imitiert werden kann. Dabei wird eine Systemanalyse auf Grundlage der Wurzelortskurve (WOK) und der Amplitudengänge durchgeführt. In diesem Zusammenhang wird auch die Limitierung des Systems durch eine Einschränkung der Aktordynamik diskutiert.

Darauf aufbauend wird in Kapitel 4.2 das aktive luftgefederte Viertelfahrzeug ohne Aufbaudämpfer anhand eines Modells untersucht. Dabei wird der Einfluss der Aktordynamik und der Materialdämpfung der aLF analysiert und verschiedene Vertikaldynamikreglungen betrachtet. Abschließend erfolgt die Untersuchung des Funktionsprototyps der aLF mithilfe von HiL-Versuchen bei der simulierten Überfahrt einer Bundesstraße mit 100 km/h.

4.1 Vorüberlegungen am Einmassenschwinger

Bevor das Viertelfahrzeug betrachtet wird, soll zunächst ein einfacheres System untersucht werden. Am Beispiel eines Einmassenschwingers wird im Folgenden die Emulation eines Dämpfers vorgestellt und anschließend der Einfluss der Aktordynamik untersucht.

4.1.1 Emulation eines Dämpfers

In diesem Abschnitt soll am Beispiel eines Einmassenschwingers demonstriert werden, wie ein aktives System durch eine geeignete Regelung einen Dämpfer imitieren kann. Dies wird auch als die Emulation eines Dämpfers bezeichnet.

In **Bild 4-1** ist die Prinzipskizze eines aktiven Einmassenschwingers ohne Dämpfer dargestellt, der den passiven Einmassenschwinger aus **Bild 2-1** imitieren soll¹⁵. An der Masse m greift die Kraft F_Z an, die das System stört.

¹⁵ Für die Parameter werden die Werte des Rads aus **Tabelle 2-1** festgelegt. Somit gilt: $m = m_R = 40 \text{ kg}$ und $c = c_R = 200000 \text{ Ns/m}$.

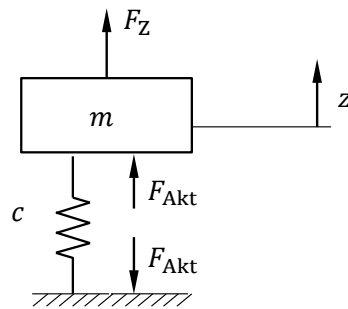


Bild 4-1: Aktiver Einmassenschwinger ohne Dämpfer.

In **Bild 4-2** ist der Regelkreis des Systems mit den Übertragungsgliedern, deren Übertragungsverhalten im Frequenzbereich beschrieben ist, dargestellt. Die Regelung erfolgt durch Rückführung der Einfederungsgeschwindigkeit \dot{z} über einen P-Regler mit der Übertragungsfunktion $K(s) = k_P$.

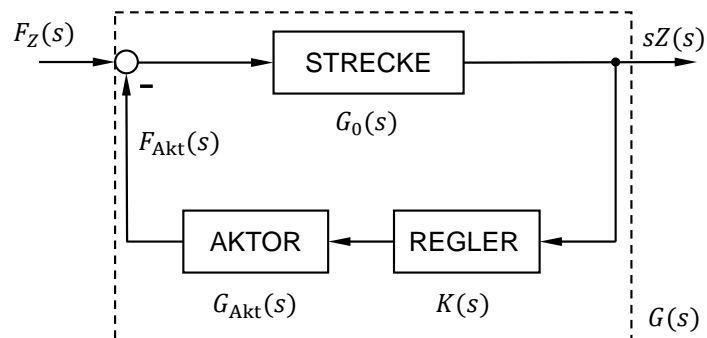


Bild 4-2: Regelkreis des Einmassenschwingers mit Rückführung der Einfederungsgeschwindigkeit.

Durch die Laplace Transformation mit der komplexen Frequenz $s = \delta + j\omega$ lässt sich die Geschwindigkeit im Frequenzbereich darstellen

$$\dot{z} \rightsquigarrow sZ(s). \quad \text{Gl. 4-1}$$

Zunächst wird angenommen, dass der Aktor ideales Übertragungsverhalten aufweist. Das bedeutet, dass dieser über alle Frequenzen uneingeschränkt Kräfte stellen kann (siehe **Bild 4-5**). Außerdem wird festgelegt, dass der Verstärkungsfaktor des Aktors $k_{\text{Akt}} = 1$ ist. Im Frequenzbereich lässt sich somit das Übertragungsverhalten des idealen Aktors durch die Übertragungsfunktion

$$G_{\text{Akt}}(s) = 1 \quad \text{Gl. 4-2}$$

beschreiben. Die Aktorkraft berechnet sich somit aus

$$F_{\text{Akt}} = k_P \dot{z} \rightsquigarrow F_{\text{Akt}}(s) = k_P s Z(s). \quad \text{Gl. 4-3}$$

Folglich wird die zurückgeführte Geschwindigkeit $sZ(s)$ nur durch den statischen Reglerparameter k_P des P-Reglers vergrößert.

Das Übertragungsverhalten der Strecke mit dem Eingang F_Z und dem Ausgang $sZ(s)$ ergibt sich aus der Bewegungsgleichung des passiven ($F_{\text{Akt}} = 0$) Einmassenschwingers

$$m\ddot{z} + cz = F_Z \rightsquigarrow ms^2 Z(s) + csZ(s) = F_Z(s). \quad \text{Gl. 4-4}$$

Durch Umstellen ergibt sich die Übertragungsfunktion der Strecke

$$G_0(s) := \frac{sZ(s)}{F_Z(s)} = \frac{s}{ms^2 + c}. \quad \text{Gl. 4-5}$$

Da die Strecke das einzige Übertragungsglied im Vorwärtszweig des Regelkreises ist, beschreibt $G_0(s)$ gleichzeitig auch das Übertragungsverhalten des offenen Kreises.

Die Übertragungsfunktion des geschlossenen Regelkreises mit dem Eingang F_Z und dem Ausgang $sZ(s)$ ist durch

$$G(s) := \frac{sZ(s)}{F_Z(s)} = \frac{s}{ms^2 + k_P s + c} \quad \text{Gl. 4-6}$$

gegeben.

Die Lage von Pol- und Nullstellen lässt sich grafisch in der komplexen Zahlenebene (s-Ebene) darstellen.

Für die Übertragungsfunktion aus Gl. 4-6 ergibt sich eine Nullstelle im Ursprung - die Pole lassen sich als Funktion der Reglerverstärkung k_P schreiben

$$s_{1,2} = -\frac{k_P}{2m} \pm \sqrt{\frac{k_P^2}{4m^2} - \frac{c}{m}}. \quad \text{Gl. 4-7}$$

Die Wurzelortskurve (WOK) beschreibt die Lage der Pole des geschlossenen Regelkreises in Abhängigkeit der Reglerverstärkung.

Für den betrachteten Regelkreis ist in **Bild 4-3** die WOK dargestellt. Für die Reglerverstärkung $k_P = 0$ Ns/m ergeben sich die Polstellen des offenen Kreises, die den Ursprung der Äste der WOK kennzeichnen und in der Abbildung als Kreuze dargestellt sind. Für $k_P = 0$ Ns/m stellt der Aktor keine Kraft und es liegt das unregelte, passive System, dessen Übertragungsverhalten durch Gl. 4-5 beschrieben wird, vor. Mit zunehmender Reglerverstärkung wandern die Pole entlang eines Halbkreises in der linken Hälfte der komplexen Zahlenebene und treffen sich auf der reellen Achse.

Wird k_P weiter erhöht, wandern die Pole entlang der reellen Achse in entgegengesetzte Richtungen. Für $k_P \rightarrow \infty$ strebt einer der beiden Pole zur Nullstelle, die im Ursprung der komplexen Zahlenebene liegt und durch einen Kreis markiert ist. Der andere Pol strebt auf der reellen Achse weiter nach links gegen $-\infty$.

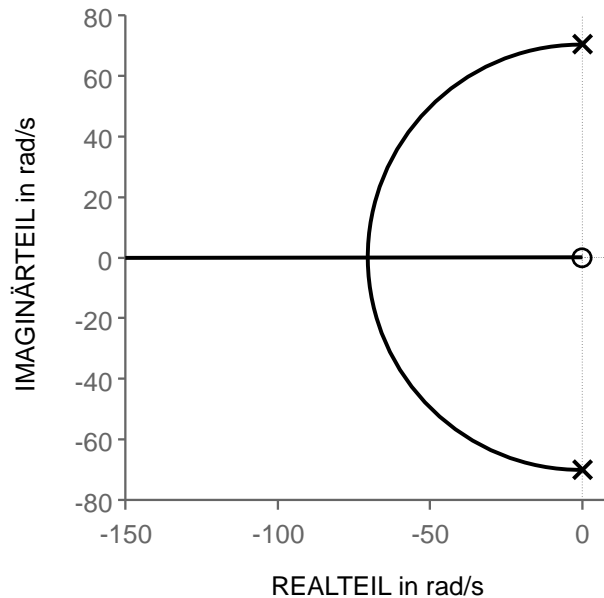


Bild 4-3: Wurzelortskurve des aktiven Einmassenschwingers ohne Dämpfer für Rückführung der Geschwindigkeit mit P-Regler.

Für die Variation von k_P zeigt die Pollage des aktiven Systems denselben Verlauf, der sich für Eigenwerte des passiven Einmassenschwingers bei einer Variation von D ergibt¹⁶ (vgl. **Bild 2-2**).

Dies ist plausibel, denn für $k_P = d$ stimmen Gl. 2-5 und Gl. 4-7 überein. Die Pole des aktiven Systems gleichen also den Eigenwerten des passiven Systems. Somit ist das Schwingungsverhalten beider Systeme identisch und alle Aussagen, die über die Charakterisierung des passiven Einmassenschwingers getroffen wurden, können auf das aktive System übertragen werden.

Somit lässt sich das Lehrsche Dämpfungsmaß D des aktiven Systems als Funktion der Reglerverstärkung k_P schreiben

$$D = \frac{k_P}{2\sqrt{cm}}. \quad \text{Gl. 4-8}$$

Durch die Rückführung der Geschwindigkeit ist das aktive System also in der Lage, den Dämpfer zu emulieren und somit das Schwingungsverhalten des passiven Systems zu imitieren.

¹⁶ Bei der WOK wurden für k_P nur Werte größer 0 angenommen. Daher ergibt sich in der WOK nur ein Halbkreis in der linken Hälfte der s-Ebene. Für eine Variation von k_P zwischen 0 und $-\infty$ ergibt sich der zweite Halbkreis in der rechten Halbebene der s-Ebene.

4.1.2 Einfluss der Aktordynamik

Im Folgenden wird untersucht, wie sich das System aus **Bild 4-2 a)** verhält, wenn anstelle des idealen Aktors ein Aktor verwendet wird, der nicht über alle Frequenzen uneingeschränkt Kräfte stellen kann (siehe **Bild 4-5**). Dazu wird die Dynamik des hydraulischen Aktors der aLF betrachtet. Hedrich beschreibt in [2], dass die Aktordynamik des verwendeten Aktors durch ein PT1-Übertragungsverhalten approximiert werden kann. Die Übertragungsfunktion des Aktors lautet dann

$$G_{\text{Akt}}(s) = \frac{1}{T_{\text{Akt}}s + 1} \quad \text{Gl. 4-9}$$

mit der Zeitkonstanten T_{Akt} . Die Eckfrequenz beträgt

$$\omega_{\text{e,Akt}} = \frac{1}{T_{\text{Akt}}} = 2\pi \cdot 5 \text{ Hz.} \quad \text{Gl. 4-10}$$

In **Bild 4-4** ist die WOK für das System mit PT1-Aktor dargestellt. Es zeigt sich, dass die Pole mit zunehmender Reglerverstärkung k_p zunächst weiter in negative Richtung der reellen Achse wandern. Wie in Kapitel 2.1 erläutert steigt mit zunehmendem (negativen) Realteil der Eigenwerte auch die Dämpfung des Systems. Mit fortschreitendem k_p nimmt der Realteil der Pole betragsmäßig immer weniger zu und für $k_p \rightarrow \infty$ verlaufen die Äste der WOK parallel zur imaginären Achse. Somit kann das System mit PT1-Aktor durch die Erhöhung von k_p nicht beliebig gedämpft werden. Die zusätzliche Polstelle auf der realen Achse resultiert aus der Übertragungsfunktion des PT1-Aktors.

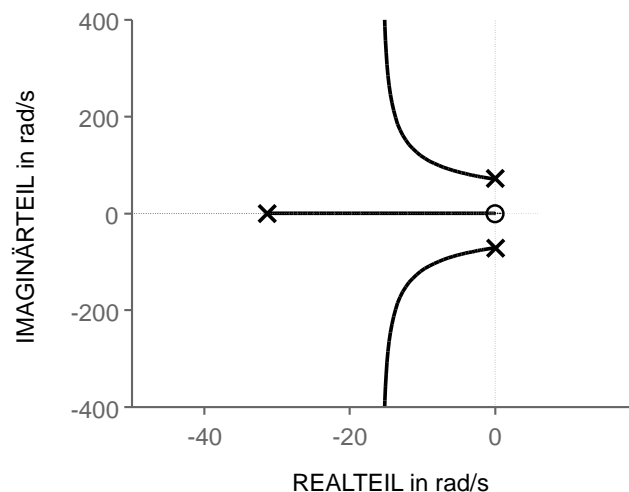


Bild 4-4: WOK des geschwindigkeitsgeregten Einmassenschwingers mit PT1-Aktor.

Anhand des Störübertragungsverhaltens $\ddot{z} \leftarrow F_z$ mit der Übertragungsfunktion

$$G_Z(s) := \frac{s^2 Z(s)}{F_Z(s)} = \frac{s G_0(s)}{1 + G_0(s) k_P G_{Akt}(s)}$$

Gl. 4-11

sollen nun das ideal aktive und das PT1-aktive System gegenübergestellt werden. Sowohl für das System mit dem idealen als auch für das System mit dem PT1-Aktor wird eine Reglerverstärkung von $k_P = d_R = 566 \text{ Ns/m}$ gewählt. Somit imitiert das System mit dem idealen Aktor das Schwingungsverhalten des Rads.

In **Bild 4-5** ist der Amplitudengang von $G_Z(s)$ dargestellt, wobei $G_{Akt}(s)$ einmal das Übertragungsverhalten des ideal Aktors nach Gl. 4-2 und einmal das des PT1-Aktors nach Gl. 4-9 abbildet. Außerdem sind die Amplitudengänge der Übertragungsfunktionen der beiden Aktoren dargestellt. Während der ideale Aktor über alle Frequenzen uneingeschränkt Kräfte stellen kann, fällt oberhalb Eckfrequenz $f_{e,Akt} = 5 \text{ Hz}$ die Stellkraft des PT1-Aktors mit steigender Frequenz ab.

Aus der Abbildung geht hervor, dass der ideale Aktor im Bereich der Resonanz das System besser dämpft als der PT1-Aktor.

Wie an der Resonanzüberhöhung zu erkennen ist, liegt die Radeigenfrequenz im Bereich zwischen (10...20) Hz und damit oberhalb der Eckfrequenz des PT1-Aktors.

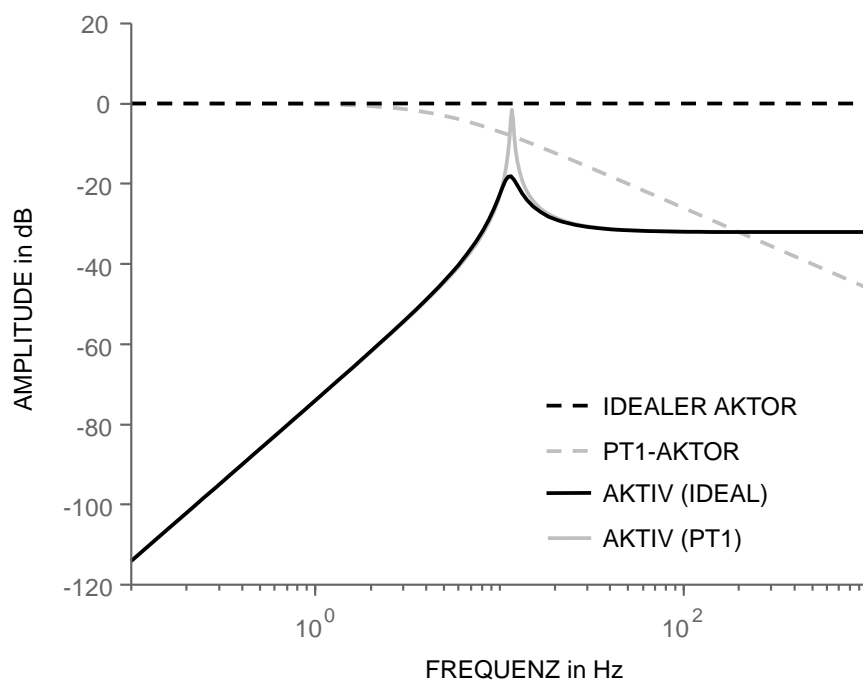


Bild 4-5: Amplitudengang des Idealen Aktors, des PT1-Aktors mit Eckfrequenz 5 Hz sowie Amplitudengang der Störübertragungsfunktion $\ddot{z} \leftarrow F_Z$ des aktiven Systems mit idealem Aktor und PT1-Aktor. Die Amplitudengänge der Aktoren sind als Strichlinien dargestellt. Die Volllinien bilden die Amplitudengänge der Störübertragungsfunktion ab. Die Reglerverstärkung beträgt $k_P = 566 \text{ Ns/m}$.

Hier zeigt sich das grundlegende Problem, das auftritt, wenn das Viertelfahrzeug ohne Aufbaudämpfer betrieben werden soll und stattdessen durch die vorhandene Aktorik der aLF gedämpft wird.

Die Radeigenfrequenz liegt oberhalb des Arbeitsbereichs der Aktorik des Funktionsprototyps der aLF. Somit kann die Amplitude im Bereich der Radresonanz durch den Aktor nur noch eingeschränkt vermindert werden. Dies führt zu Einbußen in Fahrkomfort und Fahrsicherheit.

Wie am Beispiel des Einmassenschwingers gezeigt werden konnte, ist es möglich, durch ein aktives System einen Dämpfer zu emulieren und somit das System durch die Aktorik zu dämpfen. Das Dämpfungsverhalten ist dabei jedoch abhängig von der Dynamik des Aktors.

4.2 Simulation des aktiven Viertelfahrzeugs ohne Aufbaudämpfer

Das Vorhaben dieser Arbeit ist es, das luftgefederte Viertelfahrzeug ohne Aufbaudämpfer, wie in **Bild 4-6** zu sehen, zu betreiben. Die aLF wird durch die Steifigkeit c_A und die Kraft ΔF_{Akt} abgebildet.

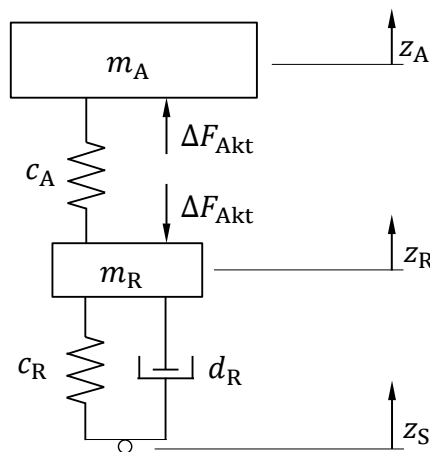


Bild 4-6: Prinzipskizze des aktiven Viertelfahrzeugs ohne Aufbaudämpfer.

Bevor in Kapitel 4.3 HiL-Versuche mit dem Funktionsprototyp der aLF durchgeführt werden, wird in diesem Kapitel anhand einer simulativen Vorbetrachtung das System untersucht. Dazu wird ein vorhandenes MATLAB-Modell verwendet, das das aktive, luftgefederte Viertelfahrzeug mit Vertikaldynamikregler entsprechend des in **Bild 2-8** gezeigten Regelkreis abgebildet.

Um ein grundlegendes Systemverständnis aufzubauen, wird zunächst in Kapitel 4.2.1 das System anhand seiner Eigenwerte und der Amplitudengänge der Aufbaubeschleunigung und der Radlastschwankung untersucht. Dabei werden exemplarisch verschiedene Regelgrößen und der Einfluss der Aktordynamik betrachtet. In Kapitel 4.2.2 erfolgt dann die Analyse des Einflusses der Aktordynamik und der Aufbaudämpfung im Konflikt diagramm. Außerdem wird die Güte verschiedener Regelungen im Konflikt diagramm betrachtet.

4.2.1 Systemanalyse anhand der Eigenwerte und der Amplitudengänge

Wird das passive, luftgefederte Viertelfahrzeug ohne Aufbaudämpfer betrieben, ergeben sich die in **Bild 4-7** dargestellten Eigenwerte. Wie in Kapitel 2.1.2 erläutert, treten beim Zweimassenschwinger zwei konjugiert komplexe Eigenwertpaare auf. Das Viertelfahrzeug besitzt also zwei Eigenformen. Die erste Eigenform wird im Folgenden als Aufbaueigenform bezeichnet mit dem Aufbaueigenwerten $\lambda_{A1,2}$, der ungedämpften Aufbaueigenkreisfrequenz ω_{0A} , der gedämpften Aufbaueigenkreisfrequenz ω_{dA} und der modalen Aufbaudämpfung \tilde{D}_A . Die zweite Eigenform wird Radeigenform genannt mit dem Radeigenwerten $\lambda_{R1,2}$, der ungedämpften Radeigenkreisfrequenz ω_{0R} , der gedämpften Radeigenkreisfrequenz ω_{dR} und der modalen Raddämpfung \tilde{D}_R . Die Werte dieser Größen sind in **Tabelle 4-1** aufgelistet. Aus den Eigenkreisfrequenzen lassen sich durch $f = \omega/2\pi$ die jeweiligen Eigenfrequenzen berechnen.

Aufbaueigenform	Radeigenform
$\lambda_{A1,2} = \pm 5.73 i$	$\lambda_{R1,2} = -7.07 \pm 72.12 i$
$\omega_{0A} = \omega_{dA} = 5.73 \text{ rad/s}$	$\omega_{0R} = 72.47 \text{ rad/s}$
$f_{0A} = f_{dA} = 0.91 \text{ Hz}$	$f_{0R} = 11.53 \text{ rad/s}$
$\tilde{D}_A = 0$	$\omega_{dR} = 72.12 \text{ rad/s}$
	$f_{dR} = 11.48 \text{ rad/s}$
	$\tilde{D}_R = 0.10$

Tabelle 4-1: Größen der Aufbaueigenform und der Radeigenform.

Es zeigt sich, dass die Aufbaueigenwerte keine Realteile besitzen und folglich die modale Aufbaudämpfung $\tilde{D}_A = 0$ ist. Somit ist die Aufbaueigenform grenzstabil. Da sich das Schwingungsverhalten des Viertelfahrzeugs aus der Superpositionierung der beiden Eigenformen ergibt, ist auch das Gesamtsystem grenzstabil. Im HiL-Versuch könnten bereits minimale Veränderungen der Systemeigenschaften zur Instabilität führen. Daher muss mithilfe der Aktorik und einer geeigneten Regelung das System, insbesondere die Aufbaueigenform, gedämpft werden.

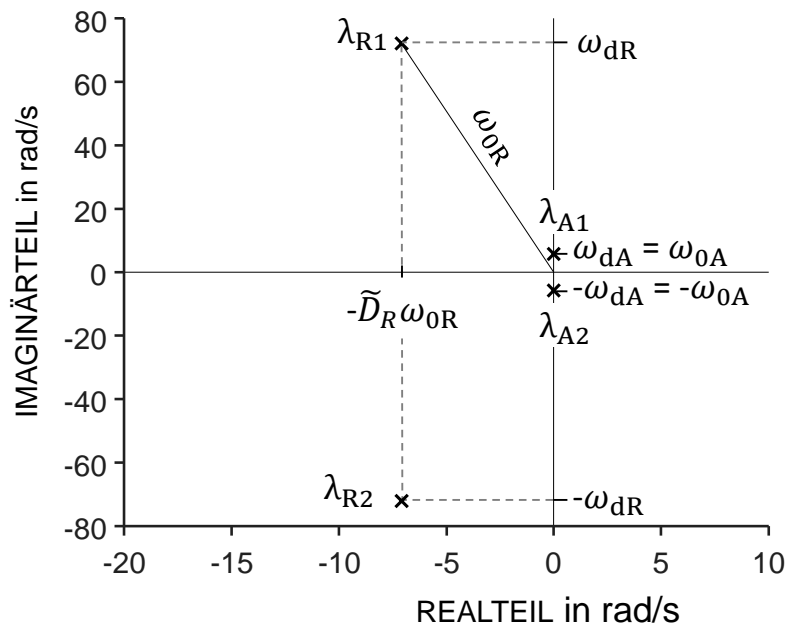


Bild 4-7: Lage der Aufbaueigenwerte und der Radeigenwerte in der komplexen Zahlenebene.

4.2.1.1 Betrachtung verschiedener Regelgrößen

Im Folgenden soll eine Regelung gefunden werden, die das aktive Viertelfahrzeug ohne Aufbaudämpfer, insbesondere die Aufbaueigenform, dämpft. In Kapitel 4.1 wurde am Einmassenschwinger gezeigt, dass durch die Rückführung der Einfederungsgeschwindigkeit auf den Dämpfer verzichtet werden kann. Nun wird nach einer geeigneten Regelgröße beim Zweimassenschwinger gesucht. Hierfür wird im Folgenden exemplarisch die Rückführung des Aufbauwegs, die Rückführung der Aufbaugeschwindigkeit und die Rückführung der Einfederungsgeschwindigkeit analysiert.

Rückführung des Aufbauwegs

Zunächst soll überprüft werden, ob anhand der Rückführung des Aufbauwegs z_A die Aufbaueigenform gedämpft werden kann. Dazu wird in **Bild 4-8** die WOK für die Rückführung des Aufbauwegs betrachtet. In der linken Hälfte der Abbildung ist zu sehen, dass die beiden Radeigenwerte für alle Verstärkungen ($k_P = 0$ bis $k_P \rightarrow -\infty$) negative Realteile besitzen. Somit ist die Radeigenform stets gedämpft und führt zu keiner Destabilisierung des Systems. In der rechten Hälfte der Abbildung ist die Lage der Aufbaueigenwerte vergrößert dargestellt. Es zeigt sich, dass die Aufbaueigenwerte bei zunehmender Reglerverstärkung zunächst auf der imaginären Achse in Richtung des Ursprungs der komplexen Zahlenebene wandern. Beide Eigenwerte weisen in diesem Bereich der WOK keinen Realteil auf und charakterisieren somit die ungedämpfte (modale Dämpfung $\tilde{D} = 0$) Aufbaueigenform. Wird die Reglerverstärkung weiter erhöht, streben die Eigenwerte entlang der realen Achse in entgegengesetzte Richtungen. Beide Eigenwerte weisen nun keinen Imaginärteil mehr auf und die Aufbaueigenform ist nicht mehr schwingungsfähig. Ein Eigenwert liegt dabei in der rechten Halbebene der komplexen Zahlenebene und charakterisiert somit, dass die Aufbaueigenform instabil wird, aufklingt und das System destabilisiert (siehe hierzu Kapitel 2.1).

Um die Aufbaueigenform zu dämpfen und somit die Amplituden im Bereich der Aufbauresonanzfrequenz zu reduzieren, ist eine Regelung durch die ausschließliche Rückführung des Aufbauweges also nicht zielführend. Für dieses Regelungskonzept kann nicht auf den Aufbaudämpfer verzichtet werden.

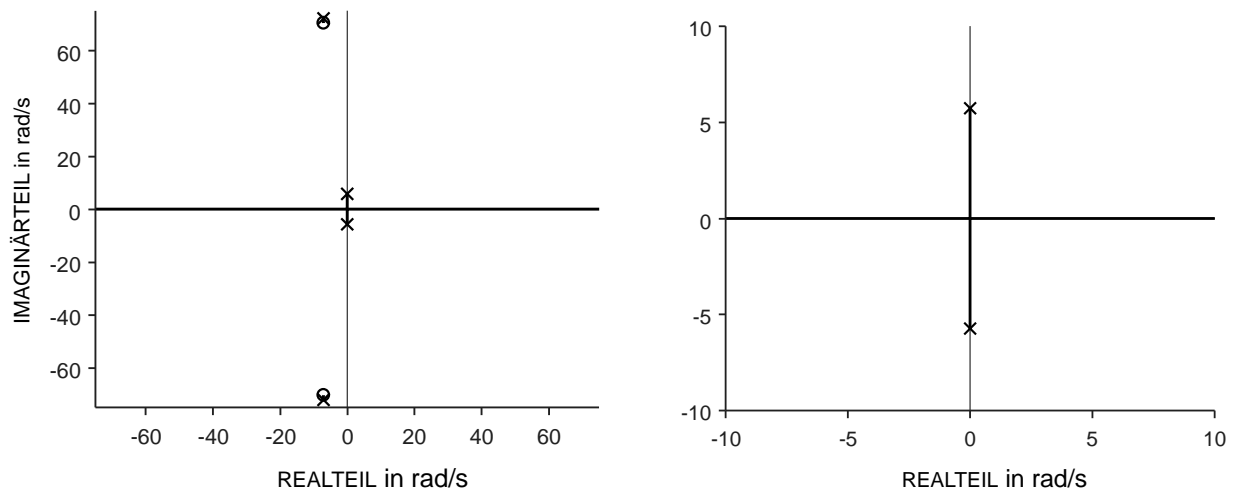


Bild 4-8: WOK für die Rückführung des Aufbauwegs z_A (links) und Ausschnitt der Lage der Aufbaueigenwerte (rechts).

Rückführung der Aufbaugeschwindigkeit (Sky-Hook-Regelung)

Aus der Literatur ist der Ansatz der sog. Sky-Hook-Regelung bekannt [26]. Bei diesem Prinzip wird ein Dämpfer zwischen Aufbau und Himmel (engl. Sky) virtuell befestigt. Umgesetzt wird dies, indem die Aufbaugeschwindigkeit \dot{z}_A zurückgeführt wird. Die Kraft, die ein idealer Aktor stellt, berechnet sich aus

$$\Delta F_{\text{Akt}} = k_P \dot{z}_A.$$

Gl. 4-12

Für dieses Regelungsprinzip ist in **Bild 4-9** die WOK dargestellt¹⁷. Bei Betrachtung der linken Hälfte der Abbildung zeigt sich erneut, dass die Radeigenwerte für alle Reglerverstärkungen negative Realteile aufweisen. Somit weist die Radeigenform stets (modale) Dämpfung auf und ist für alle Reglerverstärkungen stabil. In der rechten Bildhälfte wird der Ausschnitt der WOK betrachtet, der die Lage der Aufbaueigenwerte zeigt. Es ist erkennbar, dass die Aufbaueigenwerte mit zunehmender Reglerverstärkung zunächst in der linken Halbebene entlang eines Halbkreises in Richtung der Realachse wandern. Dabei nehmen die Realteile der Aufbaueigenwerte betragsmäßig zu, womit die Dämpfung der Aufbaueigenform steigt. Somit ist dieses Regelungskonzept geeignet, um die Amplituden im Bereich der Aufbauresonanzfrequenz zu reduzieren (siehe **Bild 4-10**). Für sehr große Reglerverstärkungen versteift der durch den Aktor realisierte Sky-Hook-Dämpfer komplett und der Freiheitsgrad der Aufbaumasse wird unterdrückt. Infolgedessen ist die Aufbaumasse nicht mehr

¹⁷ Hierbei wird der Verlauf von $k_P = 0$ bis $k_P \rightarrow -\infty$ betrachtet, was einer negativen Rückführung der Aufbaugeschwindigkeit mit positiver Reglerverstärkung entspricht.

schwingungsfähig und nur noch das Rad kann Schwingungen ausführen. Dieses Verhalten ist auch am Verlauf der WOK zu erkennen. Große Reglerverstärkungen wandern die Aufbaueigenwerte entlang der Realen Achse in entgegengesetzte Richtungen, wobei der eine in die Nullstelle im Ursprung und der andere gegen $-\infty$ strebt. In diesem Fall ist die Aufbaumode nicht mehr schwingungsfähig. Die Radeigenwerte hingegen liegen auch für große Reglerverstärkungen als komplex konjugiertes Paar vor. Die Radeigenform bleibt also schwingungsfähig. Die (Grenz)Stabilität des Systems ist für alle Reglerverstärkungen gegeben, da keine Eigenwerte mit positivem Realteil existieren.

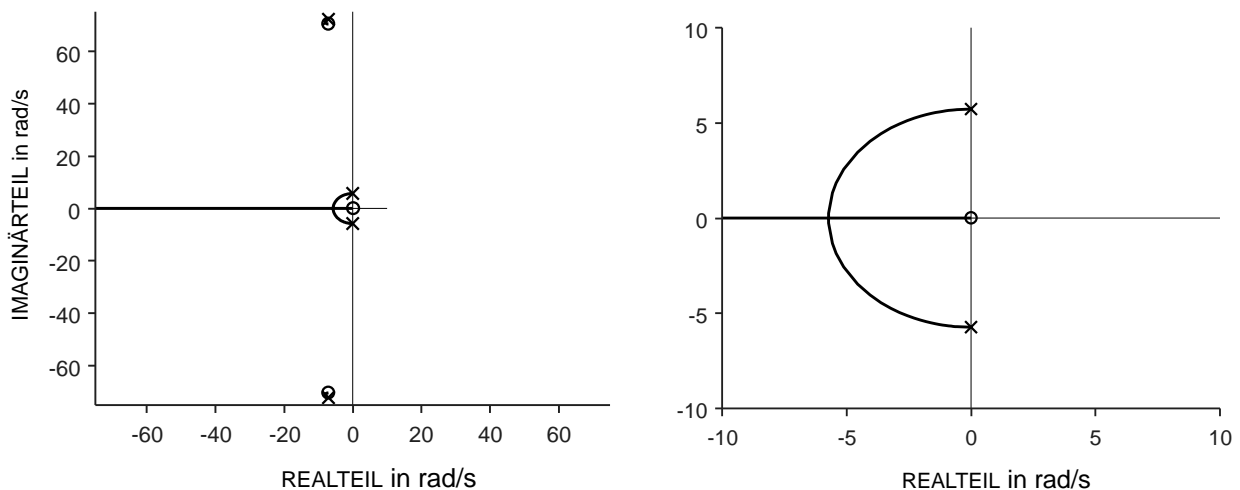


Bild 4-9: WOK für die Rückführung der Aufbaugeschwindigkeit \dot{z}_A (Sky-Hook-Dämpfung) (links) und Ausschnitt der Lage der Aufbaueigenwerte (rechts).

Bild 4-10 zeigt die Amplitudengänge des Störeingangs n auf die Aufbaubeschleunigung \ddot{z}_A und die Radlastschwankung F_R für verschiedene Reglerverstärkungen. Es zeigt sich, dass mit zunehmender Reglerverstärkung eine Reduzierung der Amplituden im Bereich der Aufbauresonanzfrequenz einhergeht. So kann in diesem Frequenzbereich bei einer Vervielfachung der Reglerverstärkung k_P die Aufbaubeschleunigung \ddot{z}_A von etwa 0.26 m/s^2 auf 0.06 m/s^2 und die Radlastschwankung F_R von etwa 80 N auf etwa 20 N reduziert werden. Die Amplituden im Bereich der Radresonanzfrequenz werden durch eine Veränderung der Reglerverstärkung nur unwesentlich beeinflusst. Im Amplitudengang der Radlastschwankung $|F_R \leftarrow n|$ zeigt sich für alle Reglerverstärkungen eine stark ausgeprägte Radresonanzüberhöhung.

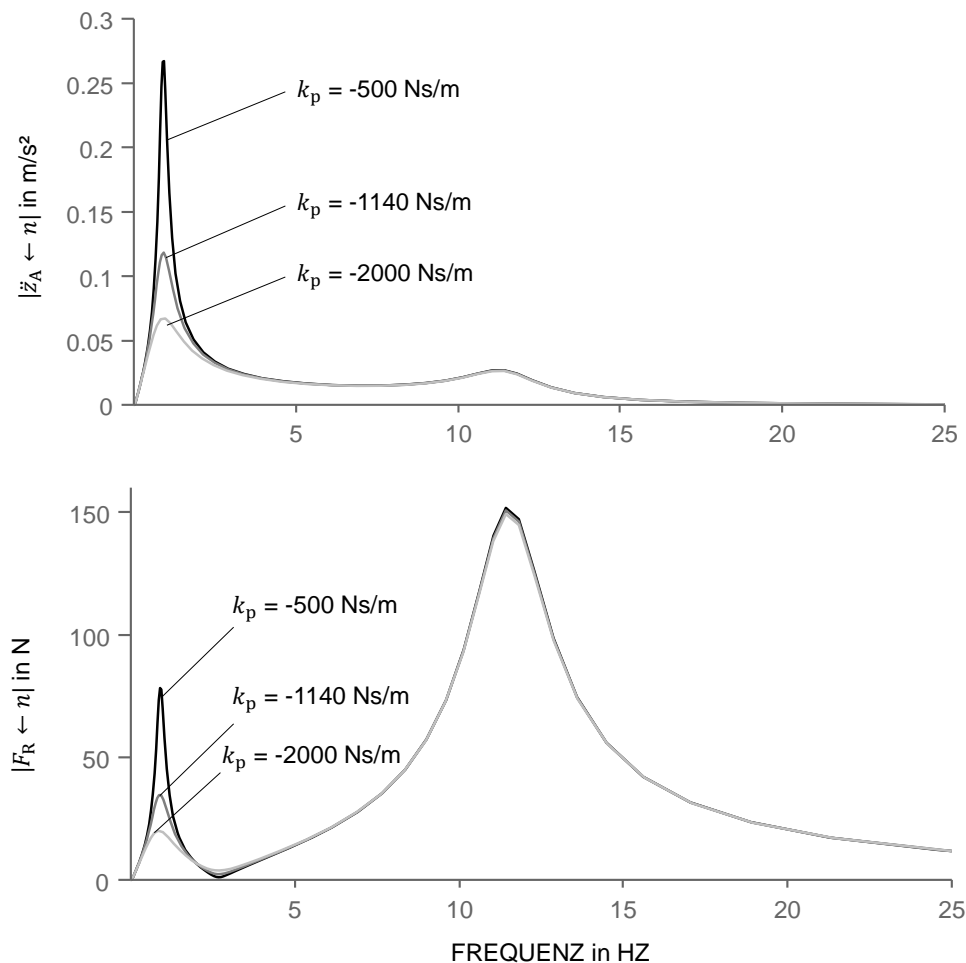


Bild 4-10: Amplitudengänge in Abhängigkeit der Reglerverstärkung k_p bei Rückführung der Aufbaugeschwindigkeit \dot{z}_A (Sky-Hook-Dämpfung).

Die Anwendung dieses Regelungskonzeptes ermöglicht es also, auch ohne den Aufbaudämpfer die Amplituden im Bereich der Aufbauresonanzfrequenz zu reduzieren. Allerdings tritt im Amplitudengang der Radlastschwankung eine stark ausgeprägte Resonanzüberhöhung auf, die durch diese Regelung nicht beeinflusst werden kann. Gemäß Gl. 2-28 führt eine höhere Radlastschwankung zu einer reduzierten Fahrsicherheit.

Rückführung der Einfederungsgeschwindigkeit

Wird die Einfederungsgeschwindigkeit als Regelgröße verwendet, berechnet sich die Kraft, die ein idealer Aktor stellt, durch

$$\Delta F_{\text{Akt}} = k_p(\dot{z}_R - \dot{z}_A). \quad \text{Gl. 4-13}$$

Wird $k_p = d_A$ gewählt, so entspricht diese Kraft der Kraft des Aufbaudämpfers gemäß Gl. 2-20. Somit ist es möglich, durch ein ideal aktives System mit dem hier betrachteten Regelungskonzept den Aufbaudämpfer zu emulieren. Für $k_p = 1140 \text{ Ns/m}$ verhält sich das System also wie das passive Viertelfahrzeug aus Kapitel 2.2.1.

Bild 4-11 zeigt die WOK für dieses Regelungskonzept. Mit zunehmender Reglerverstärkung wandern sowohl die Aufbau- als auch die Radeigenwerte auf Halbkreisen in der linken Halbebene der komplexen Zahlenebene. Somit nimmt die Dämpfung beider Eigenformen in diesem Bereich zu. Insbesondere liegen die Aufbaueigenwerte für $k_P > 0$ Ns/m nicht mehr auf der imaginären Achse. Durch die Rückführung der Einfederungsgeschwindigkeit kann also die grenzstabile Aufbaueigenform des unregulierten Systems ($k_P = 0$ Ns/m) stabilisiert werden.

Für sehr große Reglerverstärkungen versteift der durch den Aktor emulierte Aufbaudämpfer komplett und hebt die Entkopplung zwischen Aufbau- und Radmasse auf. Das mechanische Ersatzsystem ist in diesem Fall ein Einmassenschwinger mit der resultierenden Gesamtmasse ($m_A + m_R$), der Radsteifigkeit c_R und der Raddämpfung d_R . In der WOK ist dies dadurch zu erkennen, dass zwei Äste für $k_P \rightarrow \infty$, also eine vollständig starre Verbindung zwischen Rad und Aufbau, in dem konjugiert komplexen Nullstellenpaar enden und damit die Schwingung des resultierenden Einmassenschwingers kennzeichnen. Die anderen beiden Eigenwerte liegen für große Rückführungsverstärkungen auf der realen Achse (einer strebt in die Richtung der Nullstelle im Ursprung, der andere gegen $-\infty$).

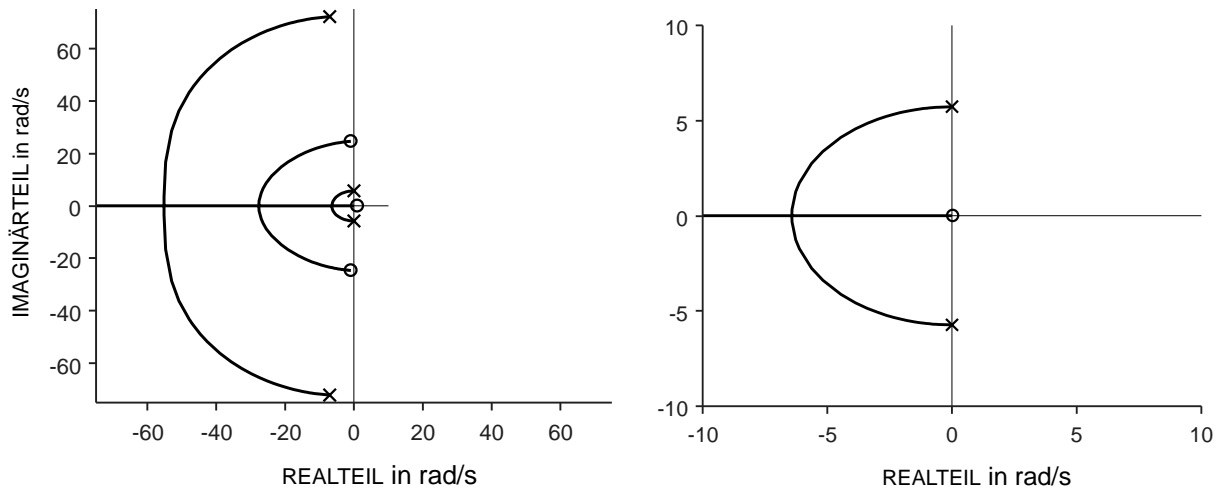


Bild 4-11: WOK für die Rückführung der Einfederungsgeschwindigkeit \dot{z} (links) und Ausschnitt der Lage der Aufbaueigenwerte (rechts).

In **Bild 4-12** sind die Amplitudengänge des Störeingangs n auf die Aufbaubeschleunigung \ddot{z}_A und die Radlastschwankung F_R für verschiedene Reglerverstärkungen dargestellt. Bei beiden Amplitudengängen zeigt sich, dass mit zunehmender Reglerverstärkung die Amplituden im Bereich der Aufbauresonanzfrequenz stärker vermindert werden. So kann in diesem Frequenzbereich bei einer Vervierfachung der Reglerverstärkung k_P die Aufbaubeschleunigung \ddot{z}_A von etwa 0.29 m/s^2 auf knapp 1.2 m/s^2 und die Radlastschwankung F_R von etwa 85 N auf unter 40 N reduziert werden. Außerdem ist zu sehen, dass die Radresonanzfrequenz mit zunehmender Reglerverstärkung abnimmt. Dies ist auch am Verlauf der WOK aus **Bild 4-11** zu erkennen. Mit steigender Reglerverstärkung nimmt die ungedämpfte Radeigenkreisfrequenz $\omega_{R,0}$, also der Abstand zwischen Radeigenwerten und Ursprung, ab (siehe hierzu Kapitel 2.1). Im Gegensatz zur Sky-Hook-Regelung (Rückführung der Aufbaugeschwindigkeit \dot{z}_A) kann durch die Rückführung der Einfederungsgeschwindigkeit \dot{z} auch die Resonanzüberhöhung im Amplitudengang $|F_R \leftarrow n|$ im

Bereich der Radresonanzfrequenz vermindert werden. Für eine Vervielfachung der Reglerverstärkung k_p können in diesem Bereich die Amplituden halbiert werden.

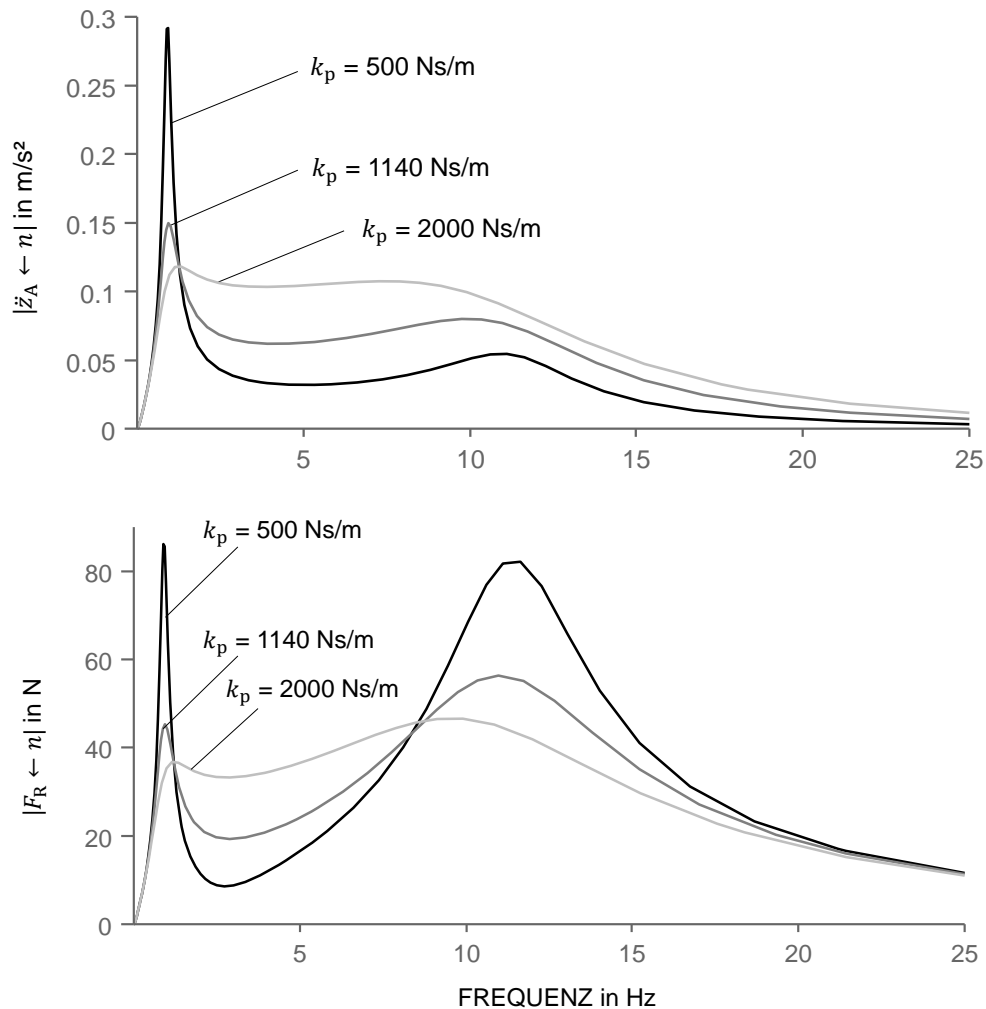


Bild 4-12: Amplitudengänge in Abhängigkeit der Reglerverstärkung k_p bei Rückführung der Einfederungsgeschwindigkeit \dot{z} .

Durch die Rückführung der Einfederungsgeschwindigkeit können die Amplituden im Bereich der Aufbauresonanzfrequenz reduziert werden. Somit ist dieses Regelungskonzept geeignet, um auf den Aufbaudämpfer verzichten zu können. Darüber hinaus kann auch die Resonanzüberhöhung im Amplitudengang der Radlastschwankung im Bereich der Radresonanzfrequenz reduziert werden. Durch die Reduzierung der Radlastschwankung wird eine Erhöhung der Fahrsicherheit erreicht (siehe Gl. 2-28).

4.2.1.2 Einfluss der Aktordynamik

Im vorherigen Kapitel wurde gezeigt, dass bei einem Viertelfahrzeug auf den Aufbaudämpfer verzichtet werden kann, wenn stattdessen ein ideal aktives System mit einem geeigneten Regelungskonzept verwendet wird. In Kapitel 4.1 wurde anhand eines Einmassenschwingers gezeigt, dass die Dynamik eines Aktors die Emulation des Dämpfers beeinflusst. Nun soll der Einfluss der

Aktordynamik beim Viertelfahrzeug untersucht werden. Insbesondere soll überprüft werden, ob bei Verwendung des Aktors des Funktionsprototyps der aLF, dessen Dynamik begrenzt ist, auf den Aufbaudämpfer verzichtet werden kann. Auch hier wird die Dynamik des Aktors durch das von Hedrich approximierte PT1-Glied abgebildet. Außerdem wird das System ohne Aufbaudämpfer aus **Bild 4-7** betrachtet und stattdessen zur Dämpfung die Einfederungsgeschwindigkeit \dot{z} zurückgeführt.

In **Bild 4-13** ist die WOK für das Viertelfahrzeug in der beschriebenen Konfiguration dargestellt. Beim Vergleich mit der WOK aus **Bild 4-11** fällt auf, dass sich die Verläufe der Äste unterscheiden. Es zeigt sich, dass bei Verwendung des PT1-Aktors der Realteil der Radeigenwerte nur geringfügig beeinflusst werden kann. Die modale Dämpfung der Radeigenform kann also kaum beeinflusst werden. Dies ist plausibel, da der PT1-Aktor eine Eckfrequenz von 5 Hz besitzt und die Radeigenfrequenz mit etwa 11.5 Hz oberhalb des Arbeitsbereichs des Aktors liegt. Bei der Betrachtung der Lage der Aufbaueigenwerte zeigt sich, dass deren Realteil durch eine Erhöhung der Reglerverstärkung zunächst betragsmäßig steigt und somit die modale Dämpfung der Aufbaueigenform zunimmt. Wird die Rückführung weiter verstärkt, so streben die Eigenwerte in Richtung des konjugiert komplexen Nullstellenpaars, wobei die Realteile der Eigenwerte dann wieder betragsmäßig abnehmen.

Für $k_P \rightarrow \infty$ versteift auch hier wieder der emulierte Aufbaudämpfer, wodurch beide Massen starr miteinander verbunden sind. Das System verhält sich dann wie ein Einmassenschwinger, dessen Eigenwertpaar in den Nullstellen der WOK liegt.

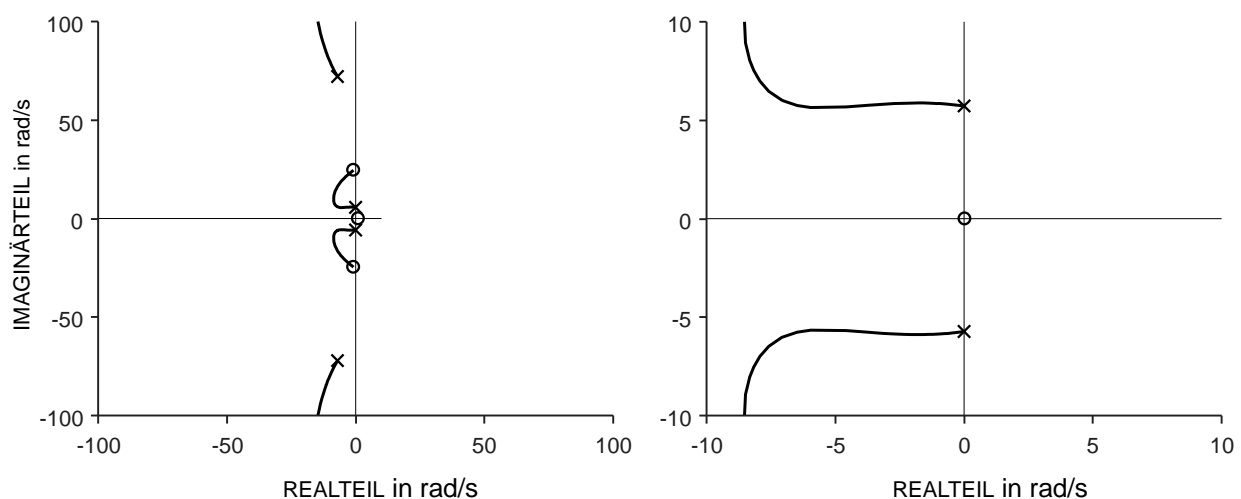


Bild 4-13: WOK für Rückführung der Einfederungsgeschwindigkeit PT1-Aktor und Ausschnitt der Lage der Aufbaueigenwerte (rechts).

In **Bild 4-14** sind die Amplitudengänge des Störeingangs n auf die Aufbaubeschleunigung \ddot{z}_A und die Radlastschwankung F_R für das ideal aktive und das System mit PT1-Aktor dargestellt. Als Reglerverstärkung wird $k_P = 1140 \text{ Ns/m}$ gewählt, sodass der ideale Aktor den Aufbaudämpfer aus **Tabelle 2-1** emuliert und das Schwingungsverhalten des ideal aktiven Systems dem des passiven Viertelfahrzeugs entspricht.

Aus dem Verlauf der WOK konnte geschlossen werden, dass das System mit PT1-Aktor in der Lage ist, die Aufbaueigenform zu dämpfen. Dies zeigt sich auch bei der Betrachtung der Amplitudengänge. Bei beiden Amplitudengängen ist zu sehen, dass im Bereich der Aufbauresonanzfrequenz die Amplituden des Systems mit PT1-Aktor nur geringfügig über denen des ideal aktiven Systems liegen.

Der PT1-Aktor kann also im Bereich der Aufbauresonanzfrequenz das System ähnlich dämpfen wie der ideale Aktor. Im Frequenzbereich der Radresonanzfrequenz hingegen ist anhand des Amplitudengangs der Radlastschwankung $|F_R \leftarrow n|$ zu erkennen, dass der PT1-Aktor bei gleicher Reglerverstärkung eine deutlich geringere Verminderung der Amplitude (auf etwa 100 N) bewirken kann als der ideale Aktor (weniger als 60 N).

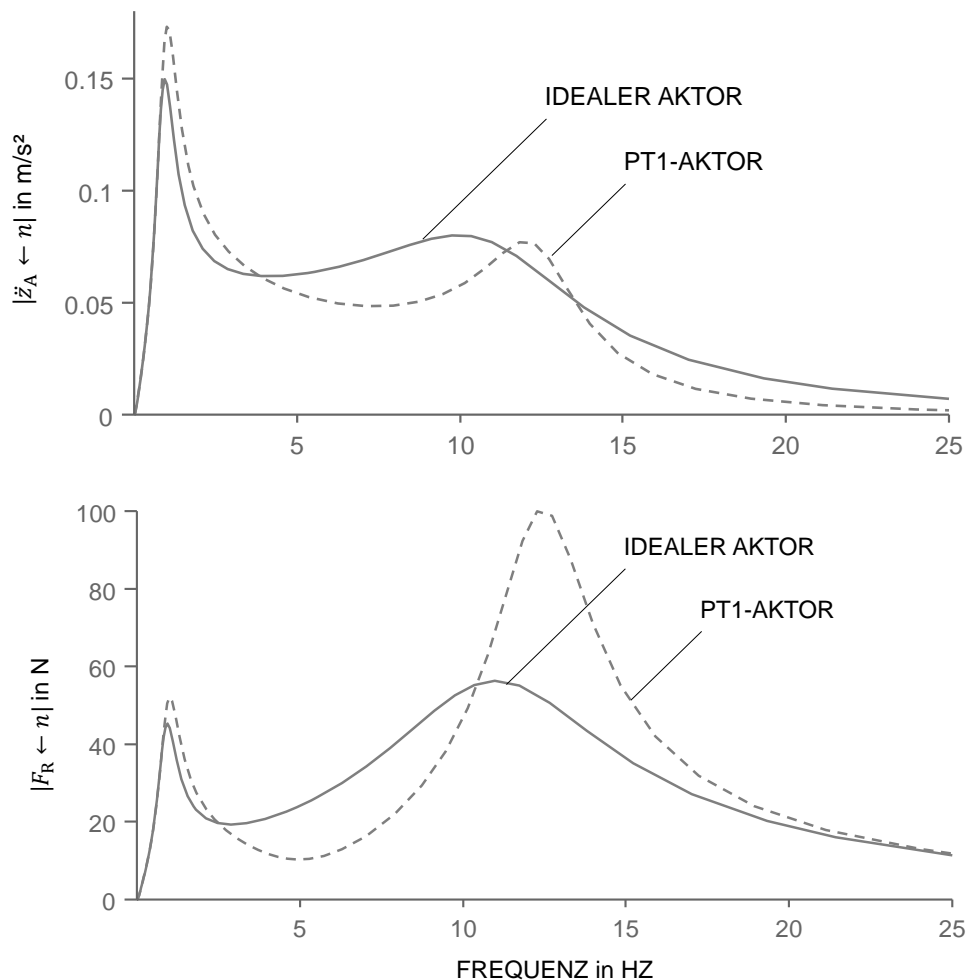


Bild 4-14: Amplitudengänge bei Rückführung der Einfederungsgeschwindigkeit mit idealem Aktor und PT1-Aktor.

Soll auf den Aufbaudämpfer verzichtet werden, muss, wie zu Beginn von Kapitel 4.2.1 dargelegt, die Aufbaueigenform gedämpft werden. Dies ist auch durch den approximierten Aktor der aLF möglich, da die Aufbaueigenfrequenz etwa 1 Hz beträgt und damit unterhalb der Eckfrequenz (5 Hz) des Aktors liegt. Im Bereich der Radresonanz (etwa 11.5 Hz) hingegen kann der Aktor des aLF-Prototyps Radlastschwankungen deutlich schlechter dämpfen als der ideale Aktor. Dies kann zu einer reduzierten Fahrsicherheit führen (siehe Gl. 2-28).

4.2.2 Systemanalyse anhand des Konfliktdiagramms

In Kapitel 4.1 wurde die WOK eingeführt, die die Abhängigkeit der Pole bzw. der Eigenwerte des geschlossenen Regelkreises von der Verstärkung der Rückführung beschreibt. In Kapitel 4.2.1 wurde

mithilfe dieses Werkzeugs das System anhand der Lage seiner Eigenwerte untersucht und die Amplitudengänge des Störeingangs n auf die Aufbaubeschleunigung \ddot{z}_A und die Radlastschwankung F_R betrachtet. Insbesondere wurde dabei die Frage geklärt, welche Rückführungen geeignet sind, um auf den Aufbaudämpfer des Viertelfahrzeugs verzichten zu können. Darüber hinaus wurde auch der Einfluss der Aktordynamik auf das aktive System anhand der WOK und der Amplitudengänge $|\ddot{z}_A \leftarrow n|$ und $|F_R \leftarrow n|$ analysiert.

Die Systemanalyse anhand der Eigenwerte und der Amplitudengänge half dabei,

- ein grundlegendes Systemverständnis aufzubauen und
- Aussagen darüber zu treffen, welche Regelungen grundsätzlich geeignet sind, um auf den Aufbaudämpfer zu verzichten.

Prinzipbedingt kann die WOK nicht angewendet werden, wenn

- Regelungen analysiert werden sollen, bei denen mehrere Größen zurückgeführt werden oder
- zusätzlich neben einer Regelung eine Vorsteuerung wie die in Kapitel 2.2.5 vorgestellte Preview-Regelung eingesetzt wird.

Außerdem ist die Systemanalyse anhand der Eigenwerte und der Amplitudengänge nicht geeignet, um das Schwingungsverhalten des Viertelfahrzeugs anhand der in Kapitel 2.2.3 eingeführten Größen für Komfort und Sicherheit zu bewerten.

In Kapitel 2.2.4 wurde das Konfliktdiagramm vorgestellt, das eine Analyse auf Basis dieser Bewertungsgrößen ermöglicht. Als Bewertungsgröße für den Komfort wird die Standardabweichung der Aufbaubeschleunigung $\sigma(\ddot{z}_A)$ - als Bewertungsgröße für die Sicherheit die auf die statische Radlast bezogene Standardabweichung der Radlastschwankung $\sigma(F_R)/F_{R,0}$ herangezogen.

Zwischen den Bewertungsgrößen und den Amplitudengängen besteht folgender Zusammenhang

$$\sigma_{\ddot{z}_A} = \int_0^{f_{\max}} |\ddot{z}_A \leftarrow n|^2 df, \quad \text{Gl. 4-14}$$

$$\frac{\sigma_{F_R}}{F_{R,0}} = \frac{1}{F_{R,0}} \int_0^{f_{\max}} |F_R \leftarrow n|^2 df. \quad \text{Gl. 4-15}$$

Der Komfort kann also aufgefasst werden als Integral des quadrierten Amplitudengangs der Aufbaubeschleunigung $|\ddot{z}_A \leftarrow n|$. Analog dazu entspricht die Sicherheit dem auf die statische Radlast $F_{R,0}$ bezogenen Integral des quadrierten Amplitudengangs der Radlastschwankung $|F_R \leftarrow n|$. Dies wird in **Bild 4-15** grafisch dargestellt.

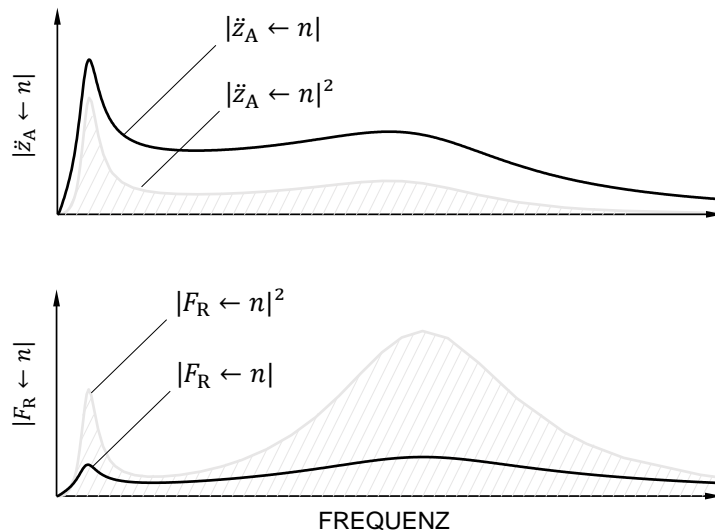


Bild 4-15: Betrachtung von Sicherheit und Komfort anhand der Amplitudengänge.

Für einen hohen Komfort muss $\sigma_{\ddot{z}_A}$ minimiert werden. Folglich muss auch die Fläche unter der Kurve $|\ddot{z}_A \leftarrow n|^2$ bzw. $|\ddot{z}_A \leftarrow n|$ minimiert werden. Analog dazu muss für eine hohe Sicherheit die Fläche unter der Kurve $|F_R \leftarrow n|^2$ bzw. $|F_R \leftarrow n|$ minimiert werden, wodurch auch der Quotient $\sigma(F_R)/F_{R,0}$ minimiert wird.

Im Folgenden wird eine Analyse anhand des Konfliktdiagramms vorgestellt. Die Betrachtung des Zusammenhangs zwischen den Bewertungsgrößen und den Amplitudengängen soll dabei helfen, die Ergebnisse besser verstehen zu können.

Zunächst wird in Kapitel 4.2.2.1 der Einfluss der Aktordynamik untersucht. Dabei wird der ideale Aktor, der approximierte PT1-Aktor und der identifizierte Aktor des Funktionsprototypen der aLF betrachtet. Anschließend wird in Kapitel 4.2.2.2 eine Variation der Aufbaudämpfung d_A untersucht. Schließlich werden in Kapitel 4.2.2.3 verschiedene Regelungen vorgestellt. Dabei wird geklärt, welche Regelung geeignet ist, um bei gleicher Sicherheit den Komfort des passiven Referenzfahrzeugs zu übertreffen. Darüber hinaus wird auch die Robustheit der gefundenen Regelung überprüft.

Durch die Analyse im Konfliktdiagramm können der Einfluss der Aktordynamik, die Variation der Aufbaudämpfung und die Güte einer Regelung direkt am Komfort und an der Sicherheit bemessen werden.

4.2.2.1 Einfluss der Aktordynamik

Zunächst soll der Einfluss der Aktordynamik diskutiert werden. In [2] identifiziert Hedrich das Übertragungsverhalten des hydraulischen Aktors des Funktionsprototypen der aLF. Er schlägt vor, das Übertragungsverhalten des Aktors durch ein PT1-Glied mit einer Eckfrequenz von 5 Hz zu approximieren. Der identifizierte Aktor und der approximierte PT1-Aktor werden im Folgenden gegenübergestellt. Darüber hinaus wird auch ein idealer Aktor betrachtet, dessen Dynamik nicht limitiert ist.

Bild 4-16 zeigt das Konfliktdiagramm des Viertelfahrzeug ohne Aufbaudämpfer ($d_A = 0$ Ns/m) bei der Überfahrt einer Bundesstraße mit 100 km/h. Betrachtet werden zwei verschiedene Regelungen.

Zum einen die Rückführung der Einfederungsgeschwindigkeit \dot{z} , zum andern die Rückführung von Einfederungsgeschwindigkeit \dot{z} und Aufbaugeschwindigkeit \dot{z}_A . Darüber hinaus sind die Grenzlinien des aktiven und die des passiven Systems zu sehen. Für beide Regelungen werden jeweils der identifizierte Aktor, der approximierte PT1-Aktor und der ideale Aktor gegenübergestellt.

Sowohl für die Rückführung der Einfederungsgeschwindigkeit als auch für die Rückführung von Einfederungsgeschwindigkeit und Aufbaugeschwindigkeit ist erkennbar, dass die Paretolinie des approximierten PT1-Aktors nahe der Paretolinie des identifizierten Aktors liegt. Eine Abschätzung der Aktordynamik durch ein PT1-Glied mit einer Eckfrequenz von 5 Hz ist daher zulässig. Die beiden Grenzlinien unterscheiden sich hauptsächlich für stärkere Gewichtungen der Sicherheit (siehe Gl. 2-29). In diesen Bereichen erzielt der approximierte PT1-Aktor bessere Ergebnisse. Wie bereits bei der Analyse des Amplitudengangs der Radlastschwankung aus **Bild 4-14** geschlussfolgert werden konnte, beschränkt die Aktordynamik die Reduzierung der Amplitude im Bereich der Radresonanz. Das bedeutet, dass ein schnellerer Aktor die Amplitude in diesem Bereich stärker vermindern kann. Wie anhand von **Bild 4-15** erläutert, entspricht die Sicherheit dem Integral des quadrierten Amplitudengangs der Radlastschwankung. Mit steigender Aktordynamik und sinkender Amplitude im Bereich der Radresonanz verringert sich die Fläche unter der Kurve des Amplitudengangs und die Sicherheit steigt. Daraus kann geschlussfolgert werden, dass der identifizierte Aktor eine geringere Dynamik aufweist als der approximierte PT1-Aktor mit der Eckfrequenz von 5 Hz.

Bei beiden Regelungen zeigt sich, dass sowohl Sicherheit als auch Komfort gesteigert werden können, wenn anstelle der Aktoren mit beschränkter Dynamik der ideale Aktor verwendet würde.

Außerdem ist festzustellen, dass für gleiche Aktoren durch die Rückführung von Einfederungsgeschwindigkeit und Aufbaugeschwindigkeit die Grenzlinien, die aus der alleinigen Rückführung der Einfederungsgeschwindigkeit resultieren, unterschritten werden können. Dies ist plausibel, da durch die zusätzlich zurückgeführte Aufbaugeschwindigkeit eine weitere Größe zur Regelung verwendet und damit eine zusätzliche Information des mechanischen Systems genutzt wird.

Um bei gleicher Sicherheit den Komfort des passiven Referenzfahrzeugs zu übertreffen, müsste ein idealer Aktor verwendet und sowohl Einfederungs- als auch Aufbaugeschwindigkeit zurückgeführt werden.

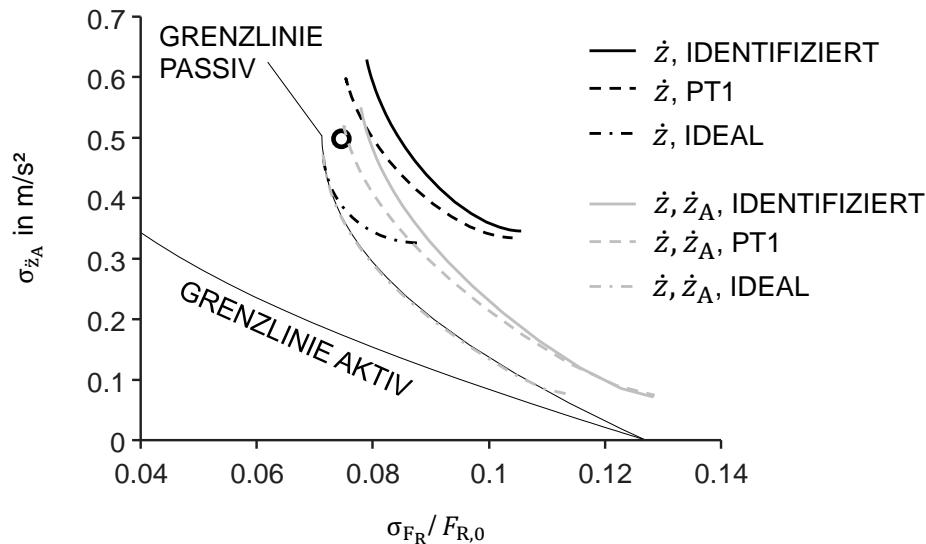


Bild 4-16: Vergleich des identifizierten Aktors mit dem approximierten PT1-Aktor und dem idealen Aktor für Rückführung der Einfederungsgeschwindigkeit \dot{z} und Rückführung von Einfederungsgeschwindigkeit \dot{z} und Aufbaugeschwindigkeit \dot{z}_A im Konflikt diagramm für die Überfahrt einer Bundesstraße mit 100 km/h ohne Aufbaudämpfer ($d_A = 0$ Ns/m). Der Punkt kennzeichnet das passive Referenzfahrzeug mit der Aufbaudämpfung $d_A = 1140$ Ns/m.

4.2.2.2 Einfluss der Aufbaudämpfung

In diesem Abschnitt soll die Variation der Aufbaudämpfung d_A untersucht werden. Wie in Kapitel 1.1 dargelegt, ist es das Ziel dieser Arbeit, das Viertelfahrzeug ohne virtuellen Aufbaudämpfer zu simulieren. Dieser Fall wird betrachtet, indem $d_A = 0$ Nm/s gewählt wird. Außerdem wird die Aufbaudämpfung des passiven Referenzfahrzeugs $d_A = 1140$ Nm/s (siehe **Tabelle 2-1**) analysiert. Neben diesen beiden Werten wird auch die minimale äquivalente Aufbaudämpfung betrachtet, die, bedingt durch die Innere Reibung des Rollbalgs, am Prüfstand ermittelt werden konnte. Im Folgenden wird vorgestellt, wie diese im Versuch bestimmt wurde.

Ermittlung der minimalen Aufbaudämpfung durch die passive Luftfeder

Dazu wurde die Luftfeder passiv betrieben und im Fußpunkt durch eine Dreiecksfunktion mit einer Amplitude von 10 mm bei verschiedenen Geschwindigkeiten angeregt. Anhand Gl. 2-34 wurde für jede Anregungsgeschwindigkeit die Dissipationsarbeit W_{diss} bestimmt, über die durch Gl. 2-40 eine äquivalente Dämpfungskonstante $d_{\text{äquiv}}$ bestimmt werden konnte.

In **Bild 4-17** ist die ermittelte äquivalente Dämpfungskonstante $d_{\text{äquiv}}$ über der Einfederungsgeschwindigkeit \dot{z} aufgetragen. Die Fläche unter der Kurve entspricht der Dissipationsarbeit W_{diss} . In Kapitel 2.4 wurde erläutert, dass die innere Materialreibung des Luftfederbalgs zu Verlusten führt, die sich durch einen äquivalenten linearen Aufbaudämpfer abbilden lassen. Würden neben diesen keine weiteren Verluste entstehen, so ergäbe sich in der Abbildung ein konstanter Wert für $d_{\text{äquiv}}$.

Allerdings zeigt sich ein hyperbelähnlicher Verlauf, da neben den Verlusten durch innere Materialreibung offenbar noch andere Verluste auftreten¹⁸. Daher wird, wie in der Abbildung dargestellt, die Dissipationsarbeit in einen linearen und in einen nichtlinearen Anteil unterteilt. Aus dem linearen Anteil lässt sich schließlich eine äquivalente lineare Dämpfungskonstante $d_{\text{lin}} = 100 \text{ Ns/m}$ bestimmen.

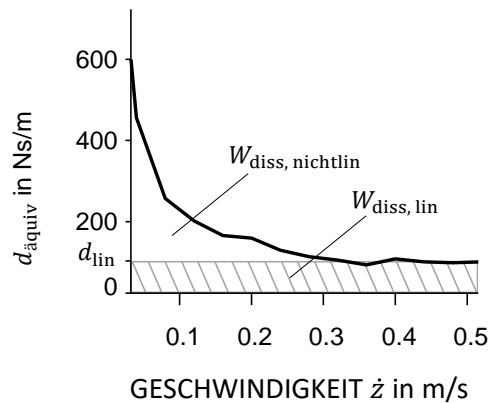


Bild 4-17: Ermittlung der Aufbaudämpfung durch den Luftfederrollbalg.

Durch die innere Materialreibung des Rollbalgs der Luftfeder beträgt die minimale Aufbaudämpfung $d_A = d_{\text{lin}} = 100 \text{ Ns/m}$. Die Annahme $d_A = 0 \text{ Nm/s}$ ist dagegen eine Idealisierung,

Analyse der Aufbaudämpfung anhand des Konfliktdiagramms

Im Konfliktdiagramm aus **Bild 4-18** wird der Einfluss Aufbaudämpfung d_A bei der Überfahrt einer Bundesstraße mit 100 km/h dargestellt. Für die Aufbaudämpfung werden die oben beschriebenen Werte von $d_A = 0 \text{ Nm/s}$, $d_A = 100 \text{ Nm/s}$ und $d_A = 1400 \text{ Nm/s}$ betrachtet. Als Regelungen werden auch hier wieder die Rückführung der Einfederungsgeschwindigkeit und die Rückführung von Einfederungsgeschwindigkeit und Aufbaugeschwindigkeit herangezogen. Ebenfalls abgebildet sind die Grenzlinien des aktiven und des passiven Systems sowie die Lage des passiven Referenzfahrzeugs. Prinzipiell ist zu erkennen, dass mit steigender Dämpfung höhere Fahrsicherheiten erzielt werden können. Dies ist plausibel, da durch die Erhöhung der Aufbaudämpfung d_A eine größere (Dämpfer)Kraft auf das Rad einwirkt.

Der Fahrkomfort hingegen nimmt mit steigender Dämpfung ab. Hier zeigt sich der Zielkonflikt zwischen Sicherheit und Komfort. Das härtere Fahrwerk mit der größeren Dämpferkraft leitet Fahrbahnunebenheiten stärker auf den Aufbau als das Fahrwerk mit kleinerer Aufbaudämpfung d_A . Dies führt zu einer Reduzierung des Komforts.

Durch die zusätzliche Rückführung der Aufbaugeschwindigkeit kann bei einer Aufbaudämpfung von $d_A = 1140$ die Sicherheit nicht erhöht werden. Für diese Aufbaudämpfung kann mit beiden Regelungen bei gleicher Sicherheit der Komfort des passiven Referenzfahrzeugs übertroffen werden.

¹⁸ Hedrich nennt als weitere Verlustquelle die Reibung zwischen dem Elastomer des Rollbalgs und der Außen- und Innenführung der Luftfeder [2].

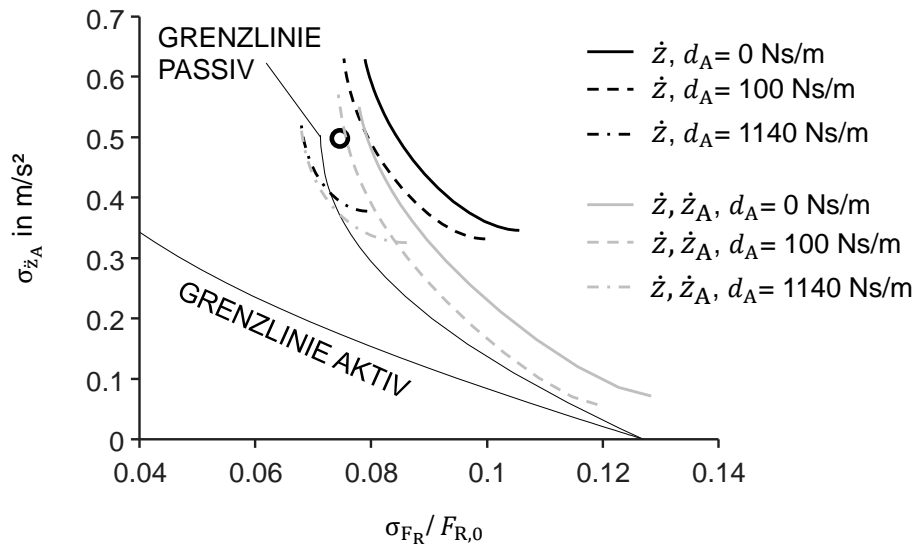


Bild 4-18: Variation der Aufbaudämpfung d_A für Rückführung der Einfederungsgeschwindigkeit \dot{z} und Rückführung von Einfederungsgeschwindigkeit \dot{z} und Aufbaugeschwindigkeit \dot{z}_A im Konfliktdiagramm für die Überfahrt einer Bundesstraße mit 100 km/h mit identifiziertem Aktor. Der Punkt kennzeichnet das passive Referenzfahrzeug mit der Aufbaudämpfung $d_A = 1140$ Ns/m.

4.2.2.3 Betrachtung verschiedener Regelungen

In diesem Abschnitt werden verschiedene Vertikaldynamik-Regelungen des Viertelfahrzeugs im Konfliktdiagramm untersucht. Für die Überfahrt einer Bundesstraße mit 100 km/h ist dieses in **Bild 4-19** dargestellt. Gegenübergestellt werden drei verschiedene Regelungen - jeweils ohne und mit Preview (siehe Kapitel 2.2.5). Neben den beiden Regelungen, die bereits aus Kapitel 4.2.2.1 und Kapitel 4.2.2.2 bekannt sind, wird hier die Rückführung aller Zustandsgrößen¹⁹ (siehe Kapitel 2.2.1) vorgestellt. Die Aufbaudämpfung beträgt $d_A = 100$ Ns/m und es wird der identifizierte Aktor verwendet.

Die Paretolinien, die aus der Rückführung der Einfederungsgeschwindigkeit resultieren, werden von denen, die sich aus der Rückführung von Einfederungsgeschwindigkeit und Aufbaugeschwindigkeit ergeben, unterschritten. Auch durch die Rückführung aller mechanischen Zustände können keine günstigeren Lösungen für den Konflikt zwischen Sicherheit und Komfort gefunden werden – die Grenzlinie liegt in diesem Fall nahe der, die sich aus der Rückführung von Einfederungsgeschwindigkeit und Aufbaugeschwindigkeit ergibt.

Feststellbar ist außerdem, dass die Verwendung des Previews bei jeder Regelung zu einer Verbesserung der Sicherheit beiträgt. Bei der Rückführung der Einfederungsgeschwindigkeit kann mit Hilfe des Previews auch eine deutliche Verbesserung des Komforts erzielt werden. Bei der Rückführung von Einfederungsgeschwindigkeit und Aufbaugeschwindigkeit hingegen kann der maximale Komfort durch die Verwendung des Previews nicht weiter gesteigert werden. Für die

¹⁹ Anstelle der Position des Rades z_R und der Radgeschwindigkeit \dot{z}_R werden hier die Einfederung z und die Einfederungsgeschwindigkeit \dot{z} verwendet. Diese lassen sich durch den Zusammenhang $z = z_R - z_A$ einfach ineinander umformen.

Kombination aus der Rückführung aller Zustandsgrößen und Preview kann der maximale Komfort erzielt werden, der durch ein aktives System realisierbar ist.

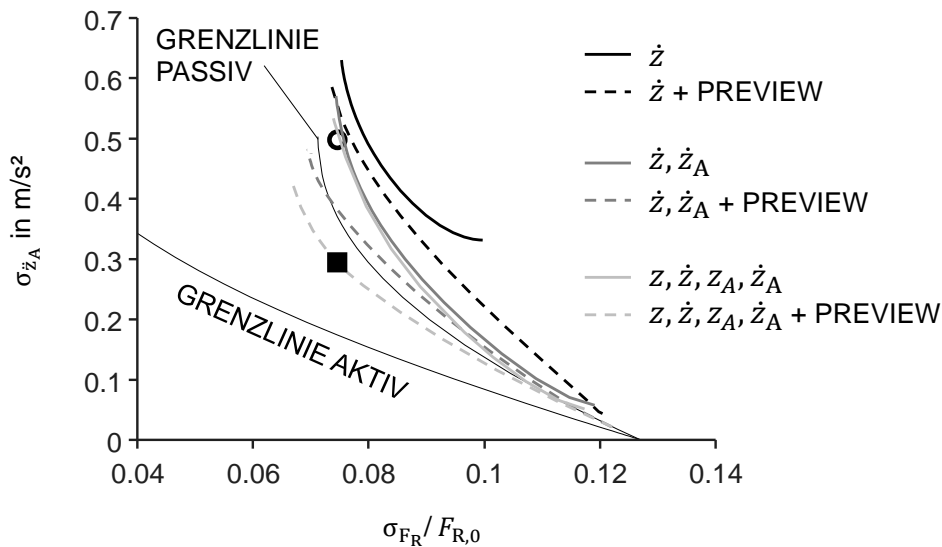


Bild 4-19: Gegenüberstellung verschiedener Rückführungen jeweils ohne und mit Preview im Konfliktdiagramm für die Überfahrt einer Bundesstraße mit 100 km/h mit identifiziertem Aktor und Aufbaudämpfung $d_A = 100 \text{ Ns/m}$. Das Viereck kennzeichnet die Lage der ausgewählten Regelung, der Punkt die des passiven Referenzfahrzeug mit der Aufbaudämpfung $d_A = 1140 \text{ Ns/m}$.

Auswahl der Regelung (für HiL-Versuche)

Die Regelung soll so gewählt werden, dass bei gleicher Sicherheit der Komfort des passiven Referenzfahrzeugs übertroffen wird. Dazu kommen zwei der vorgestellten Regelungen in Frage. Die Kombination aus Rückführung von Einfederungsgeschwindigkeit und Aufbaugeschwindigkeit mit Preview sowie die Kombination aus Rückführung aller Zustandsgrößen mit Preview. Da durch letztere ein höherer Komfort erzielt werden kann, wird diese ausgewählt. Das Viereck in **Bild 4-19** kennzeichnet die Lage im Konfliktdiagramm, die sich bei der Verwendung der in **Tabelle 4-2** gezeigten Reglerparameter ergibt. Im Vergleich zum passiven Referenzfahrzeug ist eine Verbesserung des Fahrkomforts um 40 % möglich.

Reglerparameter	Wert
z_A	-90000 N/m
\dot{z}_A	98 Ns/m
z	-100000 N/m
\dot{z}	-126 Ns/m
z_S	90000 N/m
\dot{z}_S	261.5 Ns/m
\ddot{z}_S	-12.5 Ns ² /m

Tabelle 4-2: Festgelegte Reglerparameter für eine Aufbaudämpfung von $d_A = 100$ Ns/m und den identifizierten Aktor.

Robustheitsanalyse der Regelung

Im Folgenden wird die Robustheit, genauer gesagt die robuste Stabilität des oben vorgestellten festen Reglers untersucht. Unter der Robustheit einer Regelung versteht man, dass ein Regelkreis trotz Abweichung des Streckenverhaltens von einem Nominalverhalten gewünschte Eigenschaften annimmt [27].

Bisher wurde davon ausgegangen, dass alle Streckenparameter, also alle Parameter des Viertelfahrzeugs, bekannt sind und von den angenommenen Werten nicht abweichen. Im HiL-Versuch ist davon nicht auszugehen. Wie bereits in Kapitel 3.1 beschrieben, wird dabei der reale Funktionsprototyp der Luftfeder in das virtuelle, simulierte Viertelfahrzeug eingesetzt und die Überfahrt einer simulierten Straße untersucht. Die Luftfeder sitzt zwischen der Rad- und der Aufbaumasse und wird im passiven Betrieb durch die Aufbausteifigkeit c_A und die Aufbaudämpfung d_A abgebildet (siehe **Bild 2-5**²⁰). Bedingt durch die reale Komponente im Regelkreis treten im HiL-Versuch parametrische Unsicherheiten auf. Die realen Parameter c_A und d_A des Funktionsprototypen der Luftfeder weichen von ihren Nominalwerten, die zur Auslegung des Reglers verwendet wurden, ab. Dies ist in **Bild 4-20** zu sehen. Dargestellt ist die gemessene linearisierte Steifigkeit c_{lin} und Dämpfungskonstante d_{lin} jeweils aufgetragen über die Frequenz f für verschiedene Anregungsamplituden. Diese wurden von Hedrich in [2] gemäß Gl. 2-33 und Gl. 2-40 ermittelt²¹.

²⁰ Im passiven Betrieb der Luftfeder ist $\Delta F_{Akt} = 0$ N.

²¹ Für weiteren Informationen zur Ermittlung sei an dieser Stelle auf [2] verwiesen.

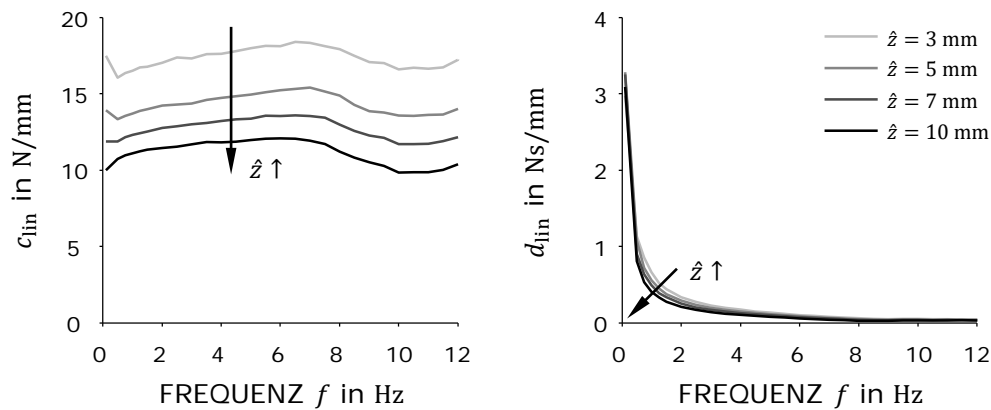
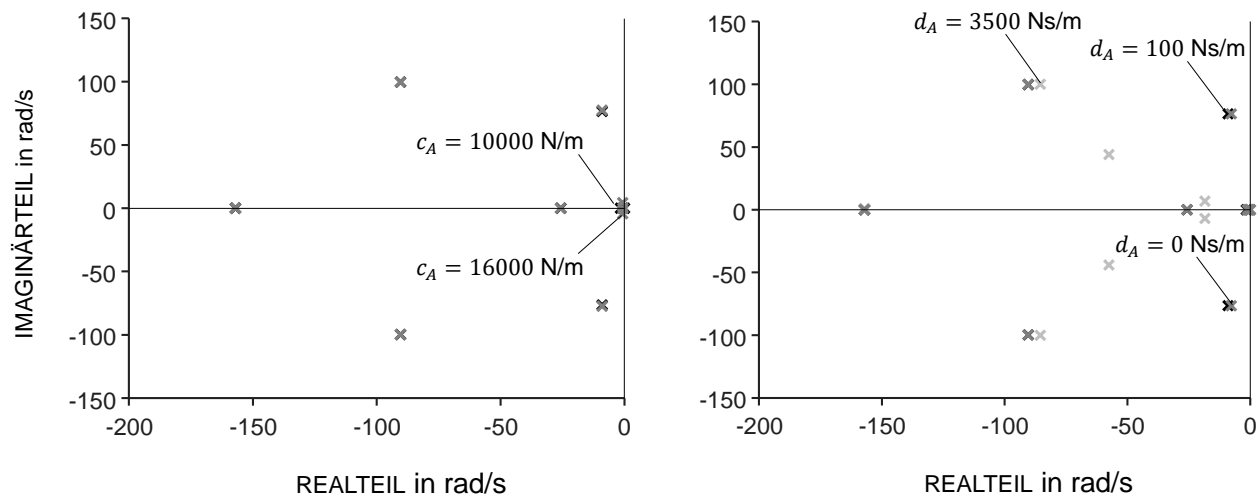


Bild 4-20: Verläufe der gemessenen linearisierten Steifigkeit und Dämpfungskonstante der Luftfeder bei unterschiedlichen harmonischen Weganregungen mit der Amplitude \hat{z} und der Frequenz f aus [2] in Anlehnung an [14].

Im Folgenden soll geklärt werden, ob der Regelkreis auch bei einer Abweichung von den zur Auslegung des Reglers festgelegten Nominalwerten von c_A und d_A stabil bleibt. Dazu wird in **Bild 4-21** die Lage der Pole des geschlossenen Regelkreises betrachtet. In **Bild 4-21 a)** sind die Pole für den Nominalwert von $c_A = 10000$ N/m und die größte gemessene Abweichung von diesem ($c_A = 16000$ N/m, siehe **Bild 4-20**) abgebildet. In **Bild 4-21 b)** sind die Pole für den Nominalwert von $d_A = 100$ Ns/m und den größten gemessenen Wert von $d_A = 3500$ Ns/m (siehe **Bild 4-20**) zu sehen. Zusätzlich werden auch die Pole betrachtet, die sich für $d_A = 0$ Ns/m ergeben – falls die Luftfeder also keine Dämpfung in Form von innerer Materialreibung aufweist.

Wie aus der Abbildung hervorgeht, liegen alle Pole in der linken Hälfte der komplexen Zahlenebene und charakterisieren somit ein stabiles System. Somit kann davon ausgegangen werden, dass bei einer Verwendung des festgelegten Reglers die parametrischen Unsicherheiten der Strecke zu keiner Instabilität des Regelkreises führen. Der Regler kann also prinzipiell auch am HiL-Prüfstand verwendet werden.



a) Pollage des Regelkreises für eine Variation der Aufbausteifigkeit bei nominaler Aufbaudämpfung von $d_A = 100$ Ns/m.

b) Pollage des Regelkreises für eine Variation der Aufbaudämpfung bei nominaler Aufbausteifigkeit von $c_A = 16000$ N/m.

Bild 4-21: Betrachtung der Pollage des Regelkreises bei verschiedenen Werten von Aufbausteifigkeit c_A und Aufbaudämpfung d_A .

4.3 Aktive Luftfeder im Hardware-in-the-Loop-Versuch

Nach der simulativen Vorbetrachtung soll die aLF nun im HiL-Versuch validiert werden. Zunächst wird in Kapitel 4.3.1 der verwendete HiL-Aufbau gezeigt. Anschließend werden in Kapitel 4.3.2 die beiden implementierten Regler vorgestellt. Im Rahmen der Untersuchungen wird dann in Kapitel 4.3.3 der Einfluss des Messrauschens auf das System gezeigt und abschließend in Kapitel 4.3.4 eine Fußpunktanregung des Viertelfahrzeugs durch das in Kapitel 2.2.2 beschriebene stochastische Straßensignal analysiert.

4.3.1 Versuchsaufbau

In diesem Abschnitt wird der HiL-Aufbau vorgestellt, der für die im Folgenden vorgestellten HiL-Versuche verwendet wurde. Dabei wird der Funktionsprototyp der aLF, wie in Kapitel 3.1 beschrieben, als reale Komponente mit dem virtuellen Viertelfahrzeug gekoppelt. **Bild 4-22** zeigt, dass sich der HiL-Versuch als Symbiose aus Simulation (links in der Abbildung) und Versuch (rechts in der Abbildung) beschreiben lässt. Das virtuelle Viertelfahrzeug wird dabei ohne Aufbaudämpfer simuliert, sodass zwischen Rad- und Aufbaumasse lediglich der Funktionsprototyp der aLF sitzt (vgl. **Bild 4-6**). Die Straßenanregung z_s und deren Anregungen \dot{z}_s und \ddot{z}_s werden wie in Kapitel 2.2.2 beschrieben erzeugt. Eingangsgrößen des Viertelfahrzeugs sind neben der Unebenheitsanregung der Straße die Luftfederkraft F^* , die Einfederung z und die Einfederungsgeschwindigkeit \dot{z} . Diese Größen werden mithilfe von Zustandsvariablenfiltern (ZVF) aus der gemessenen Axialkraft F_{mess} und der gemessenen Einfederung z_{mess} der Luftfeder ermittelt [28]. Der Zustandsvariablenfilter, ein Butterworthfilter zweiter Ordnung mit einer Eckfrequenz von 170 Hz, kombiniert das Ableiten der

Größen mit einer Tiefpassfilterung. Ausgangsgrößen der Simulation sind die berechnete Einfederung z der Luftfeder und die Stellgröße des Aktors u_{Akt} ²². Die ermittelte Einfederung z der Luftfeder wird an die weggeregelte Prüfmaschine übermittelt, welche hardwareseitig die vom Simulationsmodell vorgegebene Einfederung der Luftfeder einstellt.

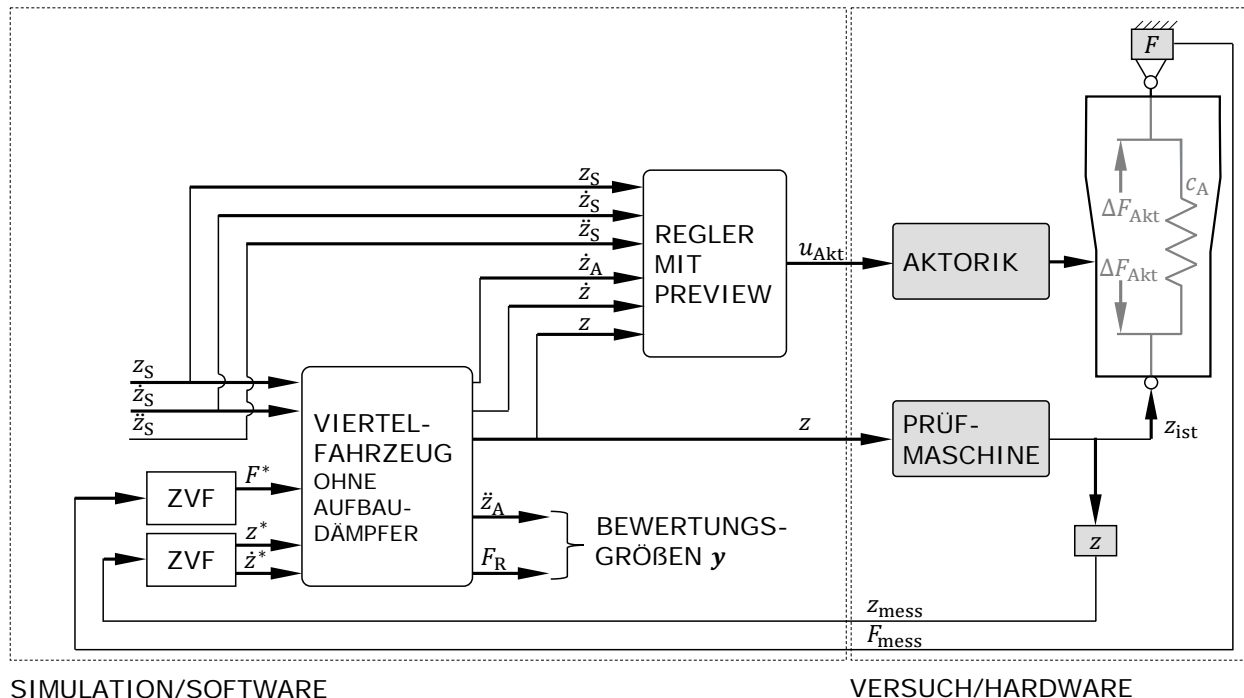


Bild 4-22: Prinzipskizze zum Aufbau der HiL-Versuche.

4.3.2 Implementierte Regelungen

Um die Einfederung der Luftfeder am HiL-Prüfstand zu begrenzen, wird die Sollwertvorgabe der weggeregelten Einachsprüfmaschine (siehe **Bild 3-1**) auf ± 30 mm festgelegt. Bei der Implementierung des Reglers aus **Tabelle 4-2** wurde bei einer stochastischen Straßenanregung des Systems dieser Grenzwert überschritten²³.

Stattdessen werden die beiden Regler implementiert, die in **Tabelle 4-3** aufgeführt sind. Der Sky-Hook-Regler wurde bereits in Kapitel 4.2.1.1 vorgestellt. Dieser wird um die Preview-Vorsteuerung gemäß **Bild 2-8** erweitert und im Folgenden als „Sky-Hook-Regler mit PV“ bezeichnet. Die Parametrierung des Reglers wurde aus [2] übernommen²⁴. Beim kombinierten Sky-Hook-Regler mit Preview wird neben der Aufbaugeschwindigkeit zusätzlich die Einfederungsgeschwindigkeit

²² In der Abbildung werden dem Regler zur Berechnung der Stellgröße u_{Akt} alle Zustandsgrößen (siehe Kapitel 2.2.1) sowie alle Anregungen durch den Preview (siehe Kapitel 2.2.5) zur Verfügung gestellt. Die implementierten Regler, die in Kapitel 4.3.2 vorgestellt werden, verwenden nicht alle Zustandsgrößen und können als Sonderfall dieser Zustandsregelung mit Preview betrachtet werden.

²³ Die Gründe für die Überschreitung sind nicht bekannt und müssen künftig behoben werden, um den Regler im HiL-Versuch verwenden zu können.

²⁴ Die Reglerparameter wurden gemäß dem Vorgehen aus Kapitel 4.2.2.3 bestimmt. Für das Viertelfahrzeug wurden dabei die Parameter aus **Tabelle 2-1** verwendet.

zurückgeführt. Diese Regelung ist bereits aus Kapitel 4.2.2 bekannt und wird im Folgenden als „Sky-Hook-Regler mit PV“ bezeichnet²⁵.

Um das „Wegdriften“ des Aufbaus zu verhindern, wird bei beiden Regelungen die Einfederungsgeschwindigkeit über einen Integrator zurückgeführt und mit dem Faktor $k_{I,z}$ verstärkt [29].

Sky-Hook-Regler mit Preview „Sky-Hook-Regler mit PV“	kombinierter Sky-Hook-Regler mit Preview „Kombinierter Regler mit PV“
$k_{\dot{z}_A} = -1750 \text{ Ns/m}$	$k_{\dot{z}_A} = -505 \text{ Ns/m}$
$k_{z_S} = -3860 \text{ N/m}$	$k_{\dot{z}} = 796 \text{ Ns/m}$
$k_{\dot{z}_S} = -1016 \text{ Ns/m}$	$k_{z_S} = -3000 \text{ N/m}$
$k_{\ddot{z}_S} = -18.29 \text{ Ns}^2/\text{m}$	$k_{\dot{z}_S} = -609 \text{ Ns/m}$
$k_{I,z} = 6000 \text{ N/(ms)}$	$k_{\ddot{z}_S} = -1.4 \text{ Ns}^2/\text{m}$
	$k_{I,z} = 6000 \text{ N/(ms)}$

Tabelle 4-3: Parameter der implementierten Regler.

Für den Sky-Hook-Regler mit PV ergibt sich die Stellgröße

$$u_{\text{Akt}} = k_{\dot{z}_A} \dot{z}_A + k_{z_S} z_S + k_{\dot{z}_S} \dot{z}_S + k_{\ddot{z}_S} \ddot{z}_S + k_{I,z} \int z \, dt \quad \text{Gl. 4-16}$$

und für den kombinierten Regler mit PV ergibt sich die Stellgröße

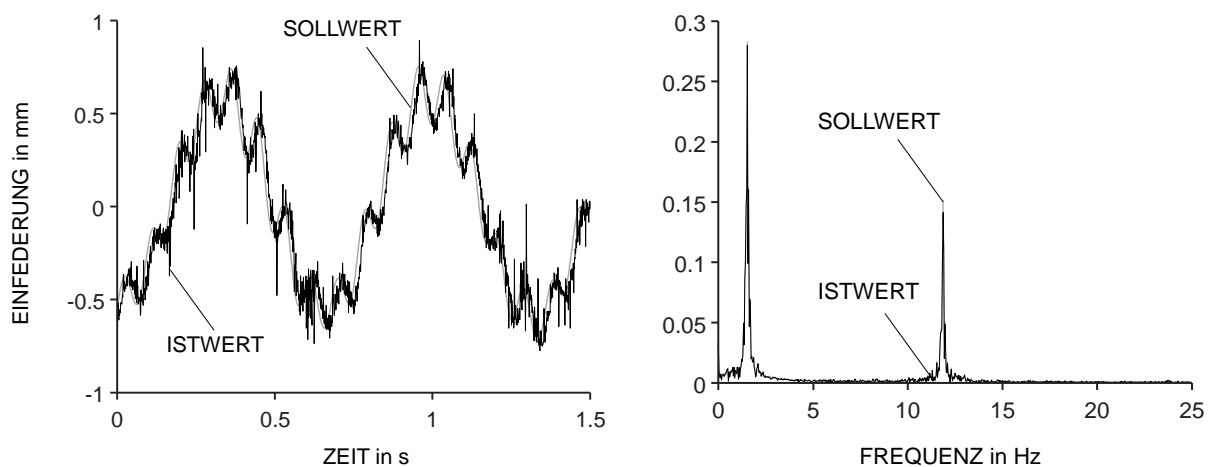
$$u_{\text{Akt}} = k_{\dot{z}_A} \dot{z}_A + k_{\dot{z}_D} \dot{z}_D + k_{z_S} z_S + k_{\dot{z}_S} \dot{z}_S + k_{\ddot{z}_S} \ddot{z}_S + k_{I,z} \int z \, dt. \quad \text{Gl. 4-17}$$

4.3.3 Einfluss des Messrauschens

Im Folgenden wird der Einfluss des Messrauschens untersucht. Dazu wird das aktive Viertelfahrzeug ohne Aufbaudämpfer und ohne Fußpunktanregung, also im Stillstand, simuliert. Als Vertikaldynamikregelung wird der Sky-Hook-Regler ohne PV verwendet. **Bild 4-23** zeigt den Einfluss des Messrauschens auf die Einfederung der Luftfeder, die durch die Einachsprüfmaschine vorgegeben wird (siehe **Bild 3-1**). In **Bild 4-23 a**) ist die Einfederung über die Zeit aufgetragen. Soll- und Istwert der Einfederung liegen nahe beieinander. Der geringe zeitliche Versatz ist auf die Totzeit des Prüfstands zurückzuführen.

²⁵ Der Wert von k_{z_S} wurde bei der Parametrierung so angepasst, dass im Versuch die Begrenzung der Sollwertvorgabe der weggeregelten Einachsprüfmaschine eingehalten wurde.

Auch im simulierten Stillstand des Viertelfahrzeugs ist eine Einfederung im Bereich von $(-0.7 \dots 0.7)$ mm zu beobachten. Es ist zu erkennen, dass die Signale aus zwei überlagerten harmonischen Schwingungen bestehen. Dies wird bei der Betrachtung von **Bild 4-23 b)** deutlich, wo Soll- und Istwert der Einfederung im Frequenzbereich dargestellt sind. Das Spektrum der Signale weist einen deutlichen Ausschlag im Bereich der Aufbau- und der Radeigenfrequenz auf (vgl. **Tabelle 4-1**). Dies kann anhand **Bild 4-22** erklärt werden. Die Messsignale z_{mess} und F_{mess} sind von Rauschen überlagert. Das Rauschen beeinflusst unmittelbar die Eingangsgrößen des Viertelfahrzeugs und führt so zu einer Verfälschung der Zustandsgrößen. Somit wird auch die Regelgröße \dot{z}_A beeinflusst und der Regler stellt als Folge eine Stellgröße an die Aktorik, die schließlich die Luftfeder anregt. Der Verlauf der Einfederung der Luftfeder ist das Resultat der Überlagerungen der beiden Eigenformen des Viertelfahrzeugs (siehe Kapitel 4.2.1).



a) Zeitsignal der Einfederung mit Soll- (graue Linie) und Istwert (schwarze Linie).

b) Soll- (graue Linie) und Istwert (schwarze Linie) der Einfederung im Frequenzbereich.

Bild 4-23: Einfluss des Messrauschens auf das Viertelfahrzeug ohne Aufbaudämpfer im Stillstand im Zeit- und Frequenzbereich. Verwendung des Sky-Hook-Regler ohne Preview zur Vertikaldynamikregelung.

4.3.4 Stochastische Straßenanregung

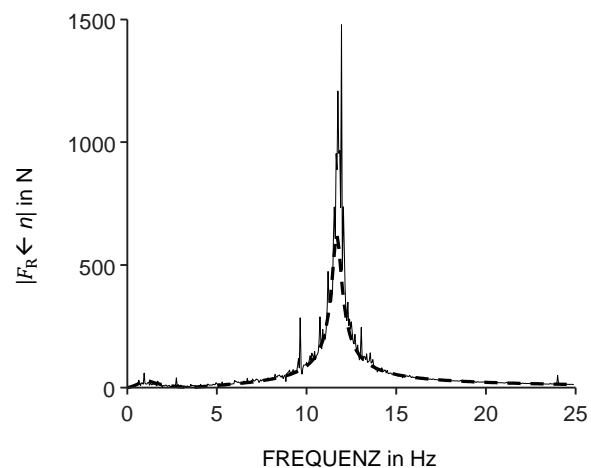
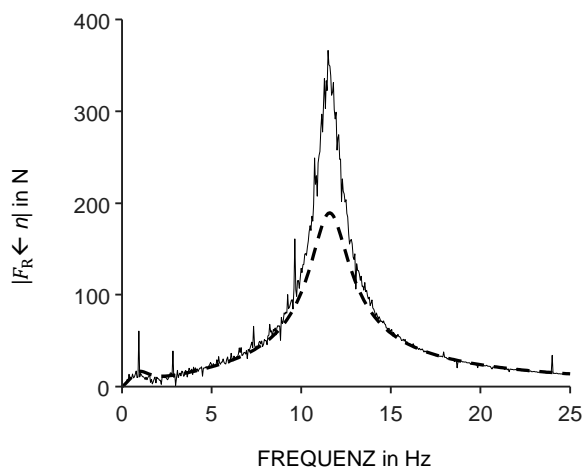
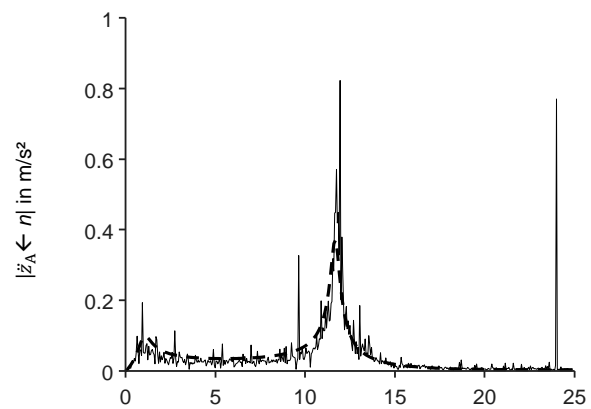
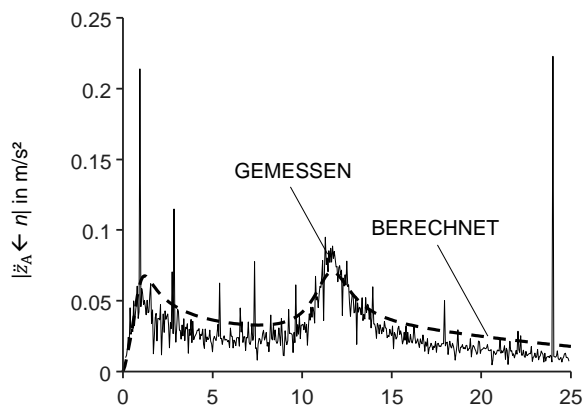
In diesem Abschnitt wird die Überfahrt einer Bundesstraße mit 100 km/h betrachtet. Dazu wird das virtuelle Viertelfahrzeug im Fußpunkt durch das in Kapitel 2.2.2 beschriebene stochastische Straßensignal angeregt. In **Bild 4-24** sind die Amplitudengänge der Aufbaubeschleunigung und der Radlastschwankung dargestellt. **Bild 4-24 a)** zeigt die Amplitudengänge für das Viertelfahrzeug mit Sky-Hook-Regler mit Preview und **Bild 4-24 b)** die Amplitudengänge für das Viertelfahrzeug mit kombiniertem Regler mit Preview. Gegenübergestellt ist jeweils die Messung aus dem HiL-Versuch und die Berechnung aus der Simulation²⁶.

²⁶ Bei der Simulation wurde der Einfluss des HiL-Prüfstands berücksichtigt. In [2] wurde erläutert, dass dieser maßgeblich durch die Totzeit der weggeregelten Einachsprüfmaschine beeinflusst wird. Bis 25 Hz beträgt die

Bei der Gegenüberstellung der beiden Regelungen fällt zunächst auf, dass die Amplitudengänge, die durch den Sky-Hook-Regler mit PV erzielt werden, deutlich kleinere Werte aufweisen als die, welche aus der Verwendung des kombinierten Reglers mit PV resultieren. Es zeigt sich, dass die Ergebnisse aus Versuch und Simulation in weiten Frequenzbereichen gute Übereinstimmungen aufweisen. Lediglich die Radresonanz ist im Versuch größer als in der Simulation. Dies ist dadurch zu erklären, dass der HiL-Prüfstand, der zur Entkopplung von der Versuchsumgebung elastisch gelagert ist und die Resonanzfrequenz des Prüfstands im Bereich der Radresonanzfrequenz liegt. Dadurch wird die Messung im Bereich der Radresonanzfrequenz beeinflusst, respektive die Amplituden werden durch die Prüfstandsresonanz erhöht. Besonders deutlich ist dies bei den Amplitudengängen der Radlastschwankung zu erkennen. Einzig bei der durch den Sky-Hook-Regler mit PV erzielten Aufbaubeschleunigung stimmen die Amplituden im Bereich der Radresonanzfrequenz überein, jedoch weichen hier Versuchs- und Simulationsergebnisse über den gesamten Frequenzbereich leicht voneinander ab.

Bei allen Amplitudengängen zeigt sich eine deutliche Resonanzüberhöhung im Bereich der Radresonanzfrequenz bei etwa 12 Hz. Besonders deutlich ausgeprägt ist diese im Amplitudengang der Radlastschwankung $|F_R \leftarrow n|$. Gemäß Gl. 4-15 führt diese zu einer reduzierten Fahrsicherheit. In Kapitel 4.2.1.2 wurde erläutert, dass die Ursache hierfür die begrenzte Dynamik des Aktors der aLF ist.

Totzeit der Prüfmaschine etwa 10 ms [14]. Dies wird im Simulationsmodell durch eine Padé-Approximation dritter Ordnung abgebildet.



a) Sky-Hook-Regler mit PV.

b) Kombiniertes Regler mit PV.

Bild 4-24: Vergleich der gemessenen (Volllinie) und der berechneten (Strichlinie) Amplitudengänge für die Überfahrt einer Bundesstraße mit 100 km/h. Das Viertelfahrzeug wird ohne Aufbaudämpfer ($d_A = 0$ Ns/m) simuliert. Bei der Berechnung wird der Einfluss der Prüfmaschine durch eine Padé-Approximation dritter Ordnung mit einer Totzeit von 10 ms abgebildet.

In **Bild 4-25** sind die beiden Vertikaldynamikregelungen im Konfliktidagramm für eine Überfahrt einer Bundesstraße mit 100 km/h gegenübergestellt. Für jede Regelung sind jeweils die Simulationsergebnisse mit und ohne HiL-Einfluss und die Messung aus dem HiL-Versuch eingetragen. Bei der Simulation ohne HiL-Einfluss wird durch beide Regelungen der Komfort des passiven Referenzfahrzeugs übertroffen – die Sicherheit der vertikaldynamisch geregelten Systeme fällt dagegen schlechter aus. Durch den Sky-Hook-Regler mit PV wird im Vergleich zum kombinierten Regler ein höherer Komfort bei reduzierter Sicherheit erzielt.

Bei der Simulation unter Berücksichtigung des HiL-Einflusses werden bei beiden Regelungen schlechtere Ergebnisse erzielt. Besonders deutlich wird die Abweichung zwischen den berechneten Simulationsergebnissen mit und ohne HiL-Einfluss beim kombinierten Regler mit PV. Hier wird deutlich, dass die Totzeit der Prüfmaschine den Regelkreis stark beeinflusst. Somit wird bereits schon anhand der Betrachtung am Modell ersichtlich, dass HiL-Versuch und Simulation (ohne HiL-Einfluss) nicht vergleichbar sein werden.

Ebenfalls wird im HiL-Versuch durch den Sky-Hook-Regler mit PV ein höherer Komfort und eine höhere Sicherheit erzielt als durch den kombinierten Regler mit PV. Auch der Komfort des passiven

Referenzfahrzeugs wird durch das aktive Fahrzeug mit Sky-Hook-Regler mit PV übertroffen. Hier kann eine Erhöhung um 50 % beobachtet werden. Die Sicherheit beider aktiver Systeme ist dagegen deutlich schlechter als die des passiven Referenzfahrzeugs. Im Vergleich zum passiven Referenzfahrzeug wird die Sicherheit des aktiven Systems mit Sky-Hook-Reglers mit PV um 58 % verschlechtert. Wie bereits oben dargelegt, ist die Ursache hierfür die begrenzte Dynamik des Aktors der aLF.

Außerdem ist bei beiden Vertikaldynamikregelungen eine deutliche Abweichung zwischen berechneten und gemessenen Ergebnissen zu erkennen. Auch unter Berücksichtigung des HiL-Einflusses stimmen die Simulationsergebnisse nicht mit den Messungen überein. Vor allem bei der Sicherheit ist eine Diskrepanz zwischen Messung und Berechnung zu erkennen. Dies war bereits beim Vergleich des Amplitudengangs der Radlastschwankung, der, wie anhand Gl. 4-15 erläutert, unmittelbar Aufschluss über die Sicherheit des Viertelfahrzeugs gibt, ersichtlich geworden (siehe **Bild 4-24**).

Um die Wiederholgenauigkeit zu überprüfen, wurden für das aktive Fahrzeugs mit kombiniertem Regler mit PV zwei Messungen durchgeführt. Die Kreuze, die diese in der Abbildung markieren, liegen übereinander, was eine hohe Wiederholgenauigkeit verdeutlicht.

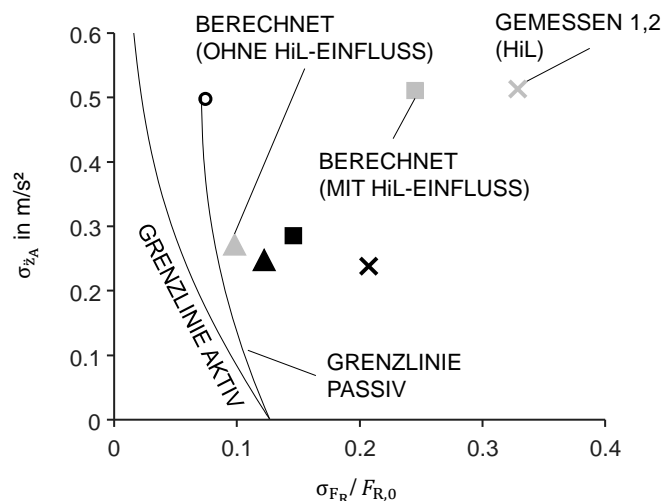


Bild 4-25: Gegenüberstellung des aktiven Fahrzeugs mit Sky-Hook-Regler mit PV (schwarze Symbole) und kombiniertem Regler mit PV (graue Symbole) bei Überfahrt einer Bundesstraße mit 100 km/h. Das Viertelfahrzeug wird im HiL-Versuch ohne Aufbaudämpfer simuliert. Für die Berechnung wird als Aufbaudämpfung die minimale Dämpfung der Luftfeder von $d_A = 100 \text{ Ns/m}$ angenommen. Der HiL-Einfluss wird durch eine Padé-Approximation dritter Ordnung mit einer Totzeit von 10 ms abgebildet. Für das aktive Fahrzeug mit kombiniertem Regler mit PV wurden zwei Messungen (gekennzeichnet durch 1, 2) durchgeführt. Der Kreis markiert das passive Referenzfahrzeug.

5 Dämpfung durch Luftdrossel

Ein sicherheitskritisches System wie das Fahrwerk benötigt stets eine Rückfallebene, die dafür sorgt, dass das Fahrzeug auch beim Ausfall der Aktorik der aLF in einem sicheren Zustand bleibt. Im Rahmen dieser Arbeit wird eine Luftdrossel entwickelt, die als Rückfallebene der aLF dient. Wie in **Bild 5-1** dargestellt soll diese in das Mittelstück der aLF integriert werden. Durch die Drosselung der Luft wird die aLF, wie in Kapitel 2.4 beschrieben, um eine Dämpfungsfunktion ergänzt und zum aLFD erweitert. Die Entwicklung der Luftdrossel wird im Folgenden in Kapitel 5.1 dargelegt. In Kapitel 5.2 wird anschließend die entwickelte Drossel experimentell validiert.

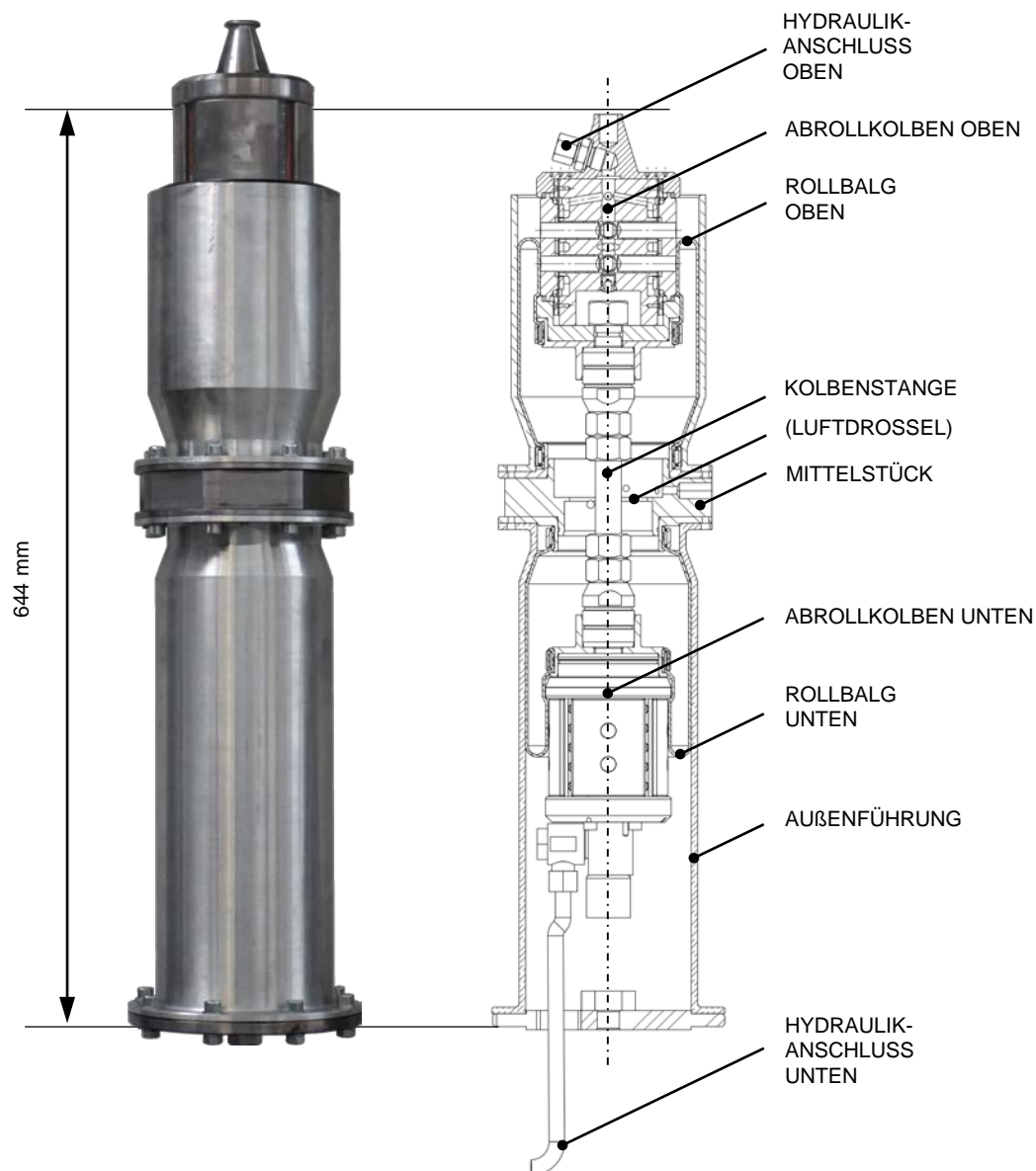


Bild 5-1: Prototyp der aLF (links) und deren Aufbau in Schnittdarstellung (rechts) nach [2].

5.1 Entwicklung der Luftdrossel

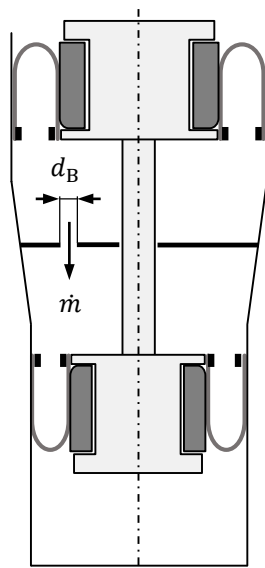
Im Folgenden werden die Modelle vorgestellt, die für die Entwicklung der Luftdrossel verwendet wurden. Anhand der modellierten Systeme soll dabei vorab ein Überblick über das Gesamtsystem, das aktive Viertelfahrzeug mit aLFD, gegeben werden.

5.1.1 Verwendete Simulationsmodelle

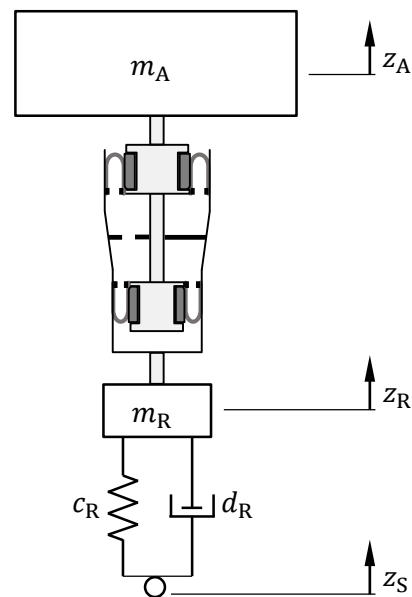
In **Bild 5-2** sind die Prinzipskizzen der beiden Systeme dargestellt, die in der Arbeit von Fischer [30] in Simulink modelliert wurden. Das Modell „aLFD“ bildet, entsprechend **Bild 5-2 a)**, den um eine Luftdrossel erweiterten Funktionsprototypen der aLF ab und erweitert damit die aLF zum aLFD (siehe hierzu auch Kapitel 2.4). Das zweite Modell „qcm with aLFD“ bildet, gemäß **Bild 5-2 b)** das Viertelfahrzeug (engl. Quarter Car Model, kurz qcm) mit dem aLFD ab. Somit ist das Modell „aLFD“ Teil des Modells „qcm with aLFD“.

Im ursprünglichen Modell nach Fischer wurde das Viertelfahrzeug ohne Raddämpfung d_R modelliert. Diese wurde nachträglich in das Modell eingefügt. Bei der Parametrierung der Modelle wurden Parameter aus [2] und [31] verwendet. Dies ist in den Parameterskripten der Modelle entsprechend kommentiert.

Weitere Informationen zur Modellierung des aktiven Luftfederdämpfers können der Arbeit von Fischer [30] und der Arbeit von Hedrich [2] entnommen werden.



a) Schematische Darstellung des modellierten aktiven Luftfederdämpfers („aLFD“).



b) Schematische Darstellung des modellierten Viertelfahrzeugs mit aktivem Luftfederdämpfer („qcm with aLFD“).

Bild 5-2: Schematische Darstellung der in MATLAB/Simulink modellierten Systeme in Anlehnung an [30].

5.1.2 Entwicklungsmethodik

Bild 5-3 gibt einen Überblick über den Entwicklungsprozess der Luftdrossel. Mittig ist der Aufbau der Luftdrossel dargestellt. Durch die geometrischen Maße des Funktionsprototypen der aLF sind der Kolbenstangendurchmesser d_{KS} sowie der Außendurchmesser der Luftdrossel d_a vorgegeben. Anhand der Simulationsergebnisse des Modells „qcm with aLFD“ wird der Blendendurchmesser d_B ermittelt (siehe Kapitel 5.1.4) und das Modell „aLFD“ entsprechend parametriert. Um einen unerwünschten Luftmassenstrom zu unterdrücken, muss der Spalt zwischen Kolbenstange und Luftdrossel abgedichtet werden. Wie aus Kapitel 2.4 bekannt, muss zur Gewährleistung eines hohen Fahrkomforts ein besonderes Augenmerk auf eine geringe Reibung zwischen Kolbenstange und Luftdrossel gelegt werden. Neben dieser werden weitere Anforderungen an das Dichtungskonzept aus dem Prototyp der aLFD und aus dem Modell „aLFD“ ermittelt. Darauf basierend werden zwei Konzepte der Luftdrossel ausgearbeitet.

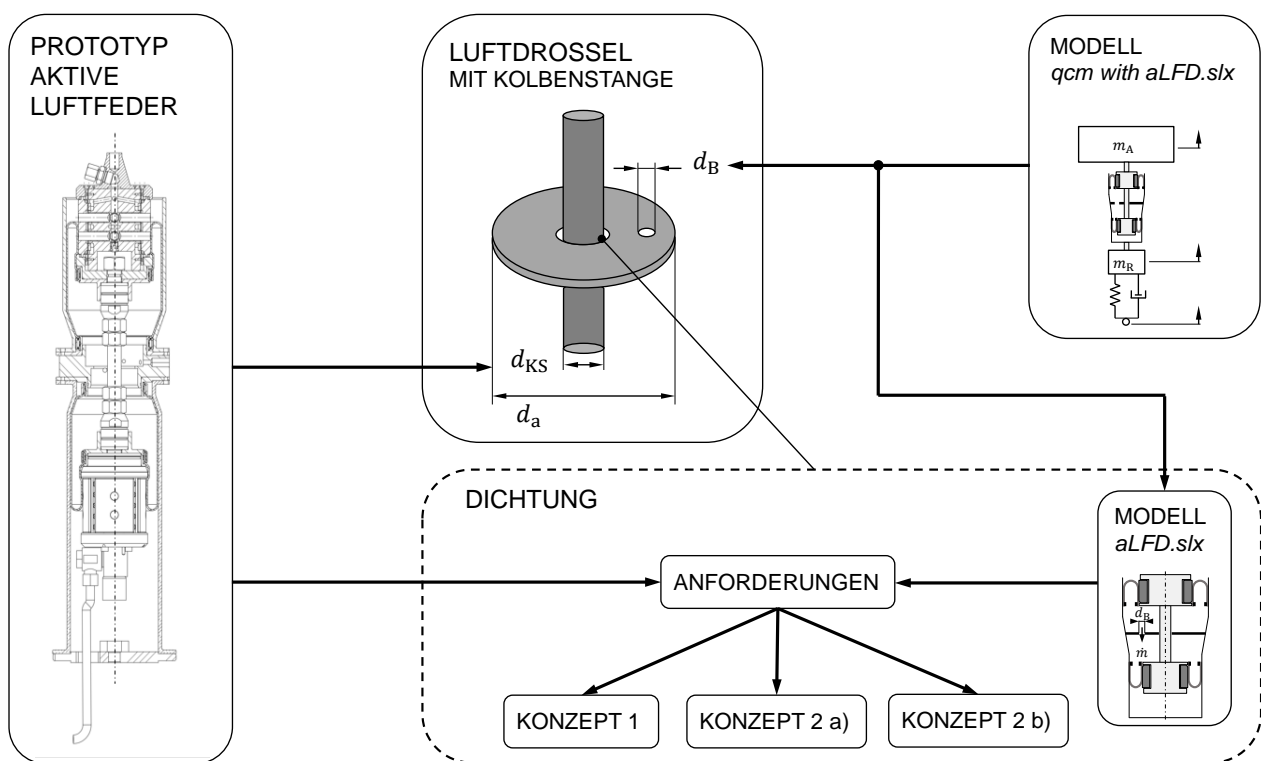


Bild 5-3: schematische Darstellung des Entwicklungsprozesses der Luftdrossel.

5.1.3 Prinzipieller Aufbau der Luftdrossel

In **Bild 5-4** ist der prinzipielle Aufbau der Luftdrossel zu sehen. Dieser besteht aus der oberen und der unteren Lagerungsscheibe, deren Abstand in axialer Richtung durch ein Abstandselement festgelegt wird. Zwischen den beiden Lagerungsscheiben sitzt der Trennkolben, der die beiden Kammern des LFDs voneinander trennt und zentrisch eine Durchgangsbohrung für die Kolbenstange besitzt. Durch die Blende im Trennkolben werden die beiden Kammern des LFDs miteinander verbunden und die Dissipation von Energie ermöglicht (siehe Kapitel 2.4).

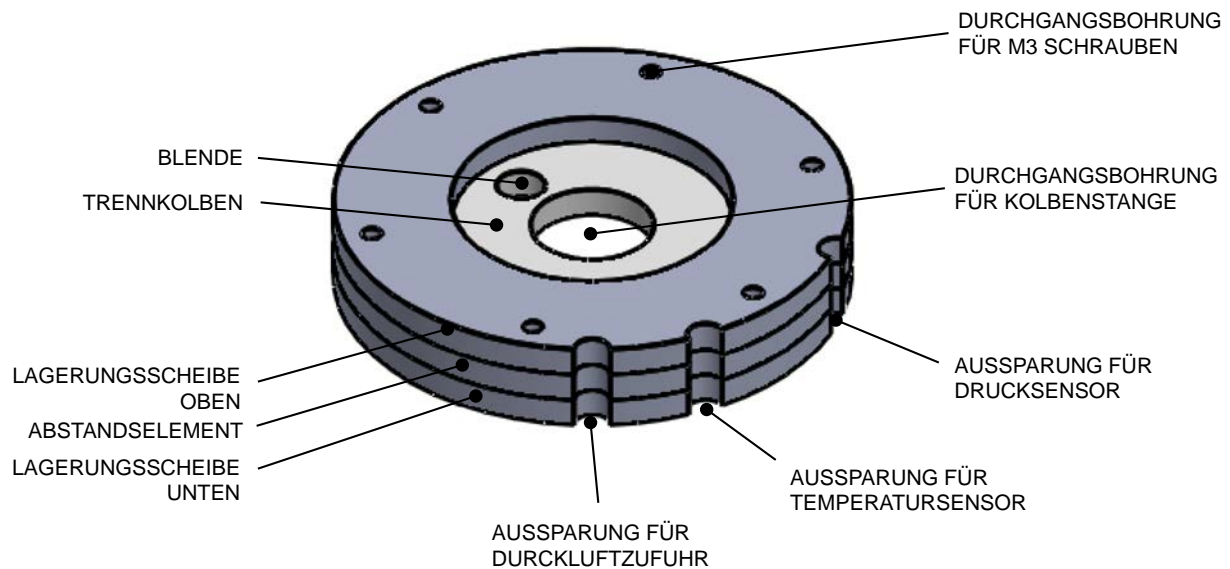


Bild 5-4: Grundlegender Aufbau der Luftdrossel.

Die Luftdrossel wird mit sechs M3 Schrauben im Mittelstück der Luftfeder, das in **Bild 5-5** dargestellt ist, montiert. Um einen unerwünschten Luftmassenstrom zwischen der oberen und der unteren Kammer des LFDs zu verhindern, werden in die Lagerungsscheiben, wie in **Bild 5-8**, **Bild 5-9** und **Bild 5-10** zu sehen ist, O-Ringe eingesetzt, die beim Anziehen der Schrauben in axialer Richtung gegen das Abstandselement verpresst werden.

Um die Temperatur und den Druck der oberen Kammer messen zu können, besitzt das Mittelstück zwei Durchgangsbohrungen, in die ein Drucksensor und ein Temperatursensor eingesetzt werden. Damit die Luftdrossel die Durchgangsbohrungen nicht verdeckt und dadurch die Messungen verfälschen könnte, sind am äußeren Rand der Luftdrossel zwei Aussparungen vorgesehen. Eine dritte Aussparung sorgt dafür, dass der Anschluss für die Druckluftzufuhr nicht verdeckt wird.



Bild 5-5: Mittelstück der Luftfeder in Anlehnung an [31].

5.1.4 Auslegung des Blendendurchmessers

Nachdem der prinzipielle Aufbau der Luftdrossel vorgestellt wurde, soll nun die Blende dimensioniert werden, indem deren Durchmesser ausgelegt wird. Die Dimensionierung des Blendendurchmessers bestimmt maßgeblich die Dämpfarbeit des LFDs und damit die Vertikaldynamik des Viertelfahrzeugs. Nun stellt sich die Frage, wie groß der Blendendurchmesser gewählt und wie das Viertelfahrzeug vertikaldynamisch abgestimmt werden sollte. Dazu wird eine Überfahrt eines Fahrzeugs mit passivem Fahrwerk mit Luftdrosseln mit verschiedenen Blendendurchmessern über eine Bundesstraße mit 100 km/h simuliert. Hierfür wird das Simulationsmodell „qcm with aLFD“ nach Fischer [30] verwendet. Die vertikaldynamische Analyse erfolgt in **Bild 5-6** anhand des Konfliktgramms. Als Ziel der Auslegung wird vorgegeben, dass das passive luftgedämpfte Fahrwerk eine ähnliche Fahrsicherheit aufweist wie das passive Referenzfahrzeug²⁷. Wie aus der Abbildung hervorgeht, ist dies für einen Blendendurchmesser von $d_B = 8$ mm (Blendenquerschnittsfläche $A_B = 50.27 \text{ mm}^2$) erfüllt. Für diesen Blendendurchmesser ergibt sich bei leicht gesteigerter Sicherheit eine Komfortsteigerung von 20 % im Vergleich zum passiven Referenzfahrzeug. Bemerkenswert ist, dass in diesem Fall das Fahrwerk mit diesem nichtlinearen Luftdämpfer nahe der passiven Grenzlinie liegt, die die Limitierung eines Fahrwerks mit linearer Aufbaufeder und linearem Aufbaudämpfer kennzeichnet.

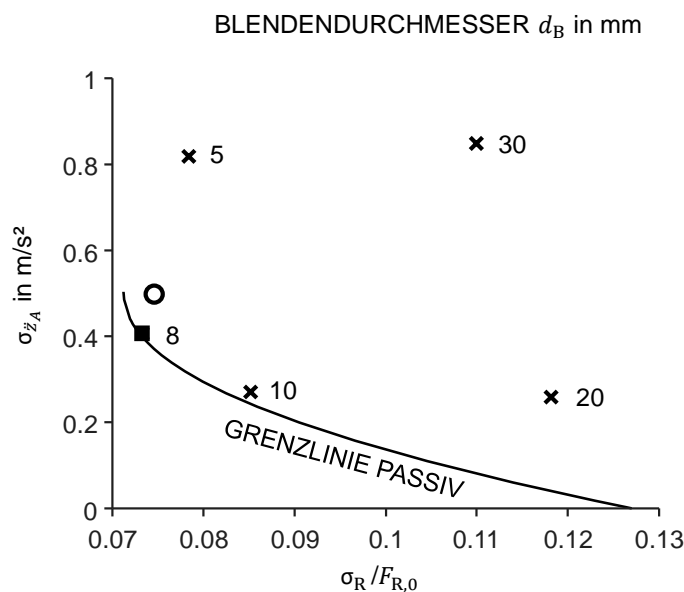


Bild 5-6: Passives Fahrwerk mit Luftdrosseln mit verschiedenen Blendendurchmessern und Grenzlinie für die optimale vertikaldynamische Abstimmung des passiven Fahrwerks mit linearem Aufbaudämpfer bei Überfahrt einer Bundesstraße mit 100 km/h. Das Viereck kennzeichnet das passive, luftgedämpfte Fahrwerk mit dem ausgelegten Blendendurchmesser. Der Kreis stellt das passive Referenzfahrzeug dar.

Anhand der Betrachtung der Dämpfarbeit W_d kann die Plausibilität des ausgelegten Blendendurchmessers erläutert werden. Um den Einfluss des Blendendurchmessers auf die Dämpfarbeit zu untersuchen, wird das Simulink-Modell „aLFD“ verwendet (siehe Kapitel 5.1.1). Der aLFD wird passiv, also als LFD, betrieben und im Fußpunkt harmonisch im Frequenzbereich von

²⁷ Das Fahrwerk des passiven Referenzfahrzeugs besteht aus einer Parallelschaltung aus linearer Aufbaufeder und linearem Aufbaudämpfer.

(1...25) Hz mit einer Amplitude von 10 mm angeregt. In **Bild 5-7** ist für verschiedene Blendendurchmesser die Dämpfarbeit über der Anregungsfrequenz aufgetragen. Das Dämpfungsmaximum der Drossel mit einem Blendendurchmesser von $d_B = 8$ mm tritt etwa bei 12 Hz auf. In diesem Frequenzbereich liegt auch Radresonanzfrequenz (siehe **Tabelle 4-1**). Somit wird die Drossel auf die Radresonanzfrequenz abgestimmt.

Außerdem zeigt sich, dass sich mit zunehmendem Blendendurchmesser das Maximum der verrichteten Dämpfarbeit zu höheren Frequenzen verschiebt. Für $d_B = 20$ mm und für $d_B = 30$ mm liegen die Maxima der Dämpfarbeit bereits außerhalb des betrachteten Frequenzbereichs.

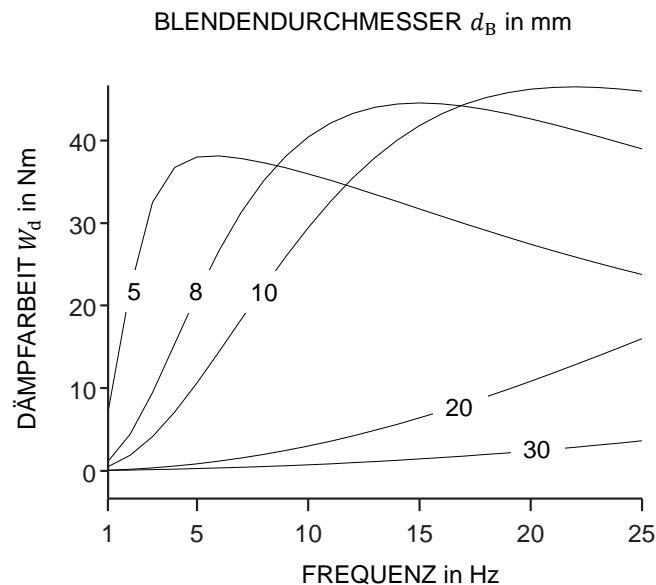


Bild 5-7: Dämpfarbeit W_d des passiven LFDs für verschiedene Blendendurchmesser d_B bei monofrequenter harmonischer Weganregung mit einer Amplitude von 10 mm.

5.1.5 Anforderungen an das Dichtungskonzept

Nachdem nun der Blendendurchmesser festgelegt wurde, kann das Modell „aLFD“ vollständig parametrisiert werden. Mit Hilfe dieses Modells kann der auftretende Differenzdruck zwischen oberer und unterer Kammer abgeschätzt werden, der als Anforderung in die Anforderungsliste aus **Tabelle 5-1** eingeht. Die Ermittlung der einzelnen Anforderungen kann dem Anhang entnommen werden.

Die Anforderungen an das Dichtungskonzept werden entsprechend der VDI-Richtlinie 2221 [32] definiert und gegliedert. Es wird zwischen Festforderung (FF), Bereichsforderung (BF), Zielforderung (ZF) und Wunschforderung (WF) unterschieden. Das Nichterfüllen einer Festforderung führt zum Ausschluss eines Konzepts. Ebenfalls muss eine Bereichsforderung, die vorgibt, in welchem Bereich ein Wert liegen muss, erfüllt werden. Eine Zielforderung definiert ein Ergebnis, das so gut wie möglich erreicht werden soll. Das Nichterreichen der Zielforderung führt nicht zum Ausschluss des Konzepts. Eine Wunschforderung führt lediglich zu einem zusätzlichen Nutzen und ist nicht obligatorisch.

In Kapitel 2.4 wurde erläutert, dass die Eigenschaften eines Luftdämpfer zu einer Verbesserung des Fahrkomforts führen. Um dies zu gewährleisten, muss sichergestellt werden, dass die Reibung an den Kontaktflächen zwischen Kolbenstange und Luftdrossel möglichst gering ist

(siehe Gl. 2-39). Daher muss bei der Entwicklung des Dichtungskonzepts ein besonderer Fokus auf einem geringen Reibwert liegen.

Gängige dynamische, translatorische Dichtungen wie Stoffbuchsen und Kolbenringe werden daher nicht berücksichtigt. Faltenbalgdichtungen hingegen weisen prinzipbedingt keine äußere Reibung auf. Die erforderlichen Federwege und der begrenzte Bauraum würden allerdings eine kostenintensive Spezialanfertigung einer Faltenbalgdichtung erfordern. Außerdem wird durch dieses Dichtungskonzept eine zusätzliche Steifigkeit in die Luftfeder eingebracht. Darüber hinaus ist ein Einsatz dieses Dichtungskonzeptes in einem Fahrzeug wenig erfolgsversprechend, da die Dauerfestigkeit des Faltenbalgs bei der auftretenden Beanspruchung sehr gering ist [33]. Eine sehr geringe Reibung weisen Bürstendichtungen auf, welche allerdings aus Kostengründen nicht in Betracht gezogen werden [34].

Art	Bezeichnung	Werte, Daten, Erklärung
FF	Geringe Kosten	möglichst gering
WF	Aufwand (Konstruktion, Montage, Fertigung)	möglichst geringer Aufwand bei Konstruktion, Fertigung und Montage
FF	Fertigungs- und Montagegerechtheit	
FF	Innendurchmesser der Dichtung	20 mm
BF	Außendurchmesser der Dichtung	20 mm bis 44 mm
FF	Temperaturbeständigkeit	bis 80 °C
FF	Federweg	-70 mm bis 70 mm
ZF	Druckbeständigkeit für Differenzdruck zwischen oberer und unterer Kammer des LFDs	1.5 bar
FF	Relativgeschwindigkeit zwischen Dichtung und Kolbenstange	0.63 m/s
ZF	Reibung zwischen Dichtung und Kolbenstange	möglichst gering
ZF	Dichtheit	möglichst geringe Leckage durch Dichtspalt zwischen Dichtung und Kolbenstange

Tabelle 5-1: Anforderungsliste für das Dichtungskonzept.

Auf Grundlage der Anforderungen wurden zwei Dichtungskonzepte erarbeitet und in die Luftdrossel integriert. Diese werden im Folgenden vorgestellt. Die technischen Zeichnungen der Bauteile befinden sich im Anhang.

5.1.6 Realisierte Konzepte der Luftdrossel

Im Folgenden werden die beiden Konzepte vorgestellt, die im Rahmen dieser Arbeit entwickelt wurden. Für das zweite Konzept wurden zwei Varianten ausgearbeitet.

5.1.6.1 Konzept 1: Luftdrossel als schwimmend gelagerter PTFE-Trennkolben

Bei dem in **Bild 5-8** dargestellten Konzept wird der Trennkolben aus PTFE gefertigt. Dieser Werkstoff eignet sich, da er bei einer Materialpaarung mit Stahl, aus welchem die Kolbenstange gefertigt ist, einen vergleichsweise geringen Reibwert aufweist²⁸. Das Passungssystem zwischen Kolbenstange und Trennkolben muss so ausgelegt werden, dass ein Kompromiss zwischen Reibung und Dichtheit gefunden wird. In Anlehnung an das Passungssystem eines Führungsringes eines Pneumatik-Zylinders wird eine H8/h6 Spielpassung gewählt [36]. Im Betrieb kann ein radialer Versatz zwischen Kolbenstange und Trennkolben auftreten. Die dabei auftretenden Radialkräfte würden zu einer Erhöhung der Normalkraft zwischen Kolbenstange und Trennkolben und somit zu einer Erhöhung der Reibungskräfte führen. Um dies zu vermeiden, wird bei diesem Konzept der Trennkolben schwimmend gelagert, sodass keine Radialkräfte auftreten können. Dazu wird die Höhe des Abstandselements, die den Abstand zwischen oberer und unterer Lagerungsscheibe definiert, entsprechend ausgelegt. Bei der Auslegung muss berücksichtigt werden, dass sich der Trennkolben stärker ausdehnt als das Abstandselement, da der Wärmeausdehnungskoeffizient von PTFE [37] etwa um den Faktor 10 größer ist als der von Stahl [38].

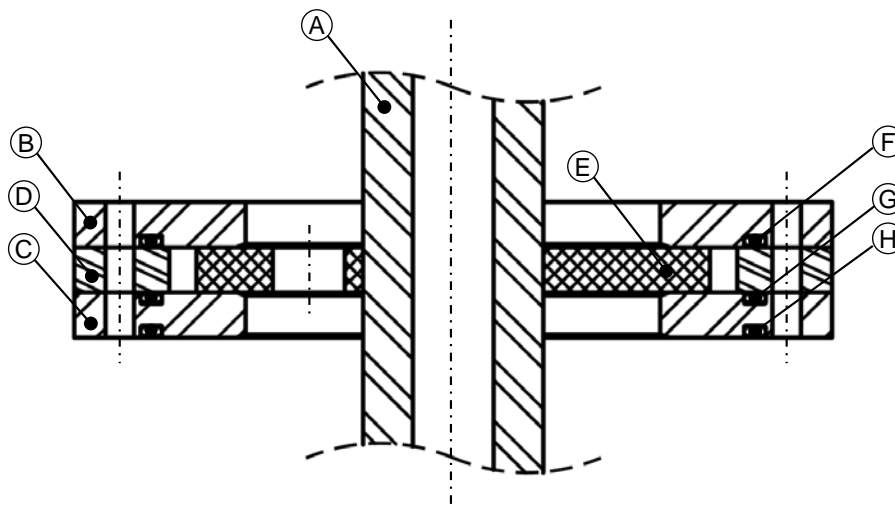


Bild 5-8: Luftdrossel in Ausführung als schwimmend gelagerter PTFE-Trennkolben mit Blende. Bauteile sind: Kolbenstange (A), Lagerungsscheibe oben (B), Lagerungsscheibe unten (C), Abstandselement (D), PTFE-Trennkolben (E) und O-Ringe (F - H).

²⁸ Ohne Schmierung beträgt dieser $\mu = 0.04$. Im Vergleich dazu ergibt sich bei einer trockenen Materialpaarung von Stahl mit Stahl ein Reibungskoeffizient von $\mu = 0.10 - 0.12$. [35].

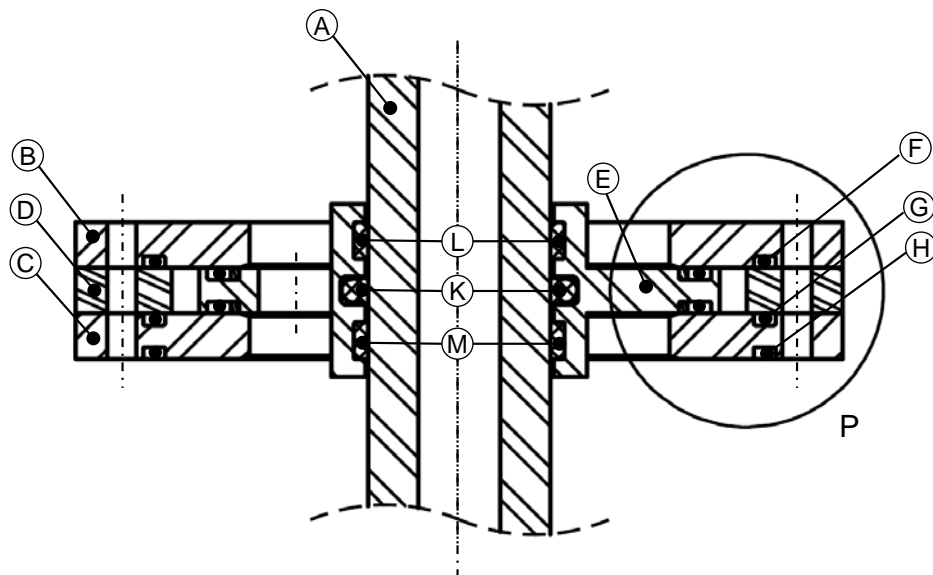
5.1.6.2 Konzept 2 a): Luftdrossel als geklemmter Stahl-Trennkolben mit Pneumatik-Zylinder-Dichtung

Bei diesem Konzept wird der Trennkolben aus Stahl ausgeführt. Im Gegensatz zu dem vorherigen Konzept wird hier der Trennkolben jedoch nicht schwimmend gelagert, sondern stattdessen zwischen der oberen und der unteren Lagerungsscheibe eingeklemmt. Es wird das Abstandselement aus dem vorherigen Konzept verwendet und in die Nuten auf der Ober- und Unterseite des Trennkolbens werden O-Ringe eingesetzt. Diese verhindern zum einen unerwünschten Luftmassenstrom zwischen den beiden Kammern und sorgen zum anderen durch ihre Elastizität dafür, dass der Trennkolben fest eingeklemmt und dessen radialer Freiheitsgrad unterdrückt wird. Die Höhe des Stahl-Trennkolbens wird so definiert, dass in Kombination mit dem Abstandselement die erforderlichen Einbaumaße für die O-Ringe eingehalten werden [39]. Da in die Nuten des Trennkolbens bei der zweiten Variante dieses Konzepts PTFE-Gleitringe eingesetzt werden sollen, wird die Breite der Nuten für die Gleitringe ausgelegt und beträgt 3.50 mm. Die für die O-Ringe vorgeschriebene Nutbreite beträgt jedoch 2.70 mm [39]. Die Nutbreiten werden auf die O-Ringe angepasst, indem ein 1.80 mm breiter Radialabstandsring in die Nuten eingesetzt wird.

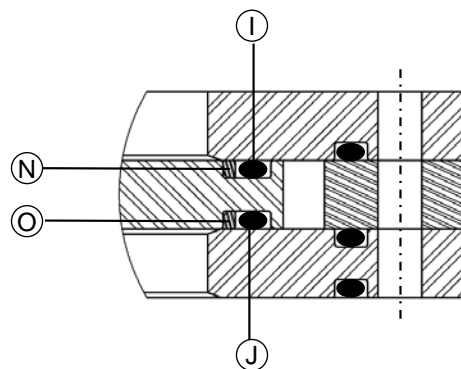
Um den Spalt zwischen Kolbenstange und Trennkolben abzudichten, wird das Dichtungskonzept eines Pneumatik-Zylinders verwendet²⁹. Dieses besteht aus einer Stangendichtung und zwei Führungsringen. Als Stangendichtung wird ein Polyurethan-Ring verwendet, der durch einen O-Ring vorgespannt wird. Die Führungsringe bestehen aus Polyacetale. Beide Werkstoffe zeichnen sich durch geringe Reibwerte aus [36]. Das Konzept ist in **Bild 5-9** dargestellt.

Es ist zu vermuten, dass dieses Konzept zu einer höheren Dichtheit führt als das erste Konzept. Jedoch ist auch davon auszugehen, dass die Stangendichtung und die auftretenden Radialkräfte zu größeren Reibungskräften führen.

²⁹ Bei Pneumatik-Zylinder-Dichtungen kommen häufig zusätzlich Abstreifer zum Einsatz, die verhindern, dass Schmutz- und Staubpartikel in den Zylinder eindringen. Bei der hier vorliegenden Anwendung ist dies nicht erforderlich, da es sich bei der Luftfeder um ein geschlossenes System handelt.



a) Schnittdarstellung der Luftdrossel.



b) Detailansicht P der Schnittdarstellung der Luftdrossel.

Bild 5-9: Luftdrossel in Ausführung als geklemmter Stahl-Trennkolben mit Blende und Pneumatik-Zylinder-Dichtung. Bauteile sind: Kolbenstange (A), Lagerungsscheibe oben (B), Lagerungsscheibe unten (C), Abstandselement (D), Stahl-Trennkolben (E), O-Ringe (F - J), Stangendichtung (K), Führungsringe (L, M) und Radialabstandsringe (N, O).

5.1.6.3 Konzept 2 b): Luftdrossel als schwimmend gelagerter Stahl-Trennkolben mit Pneumatik-Zylinder-Dichtung

Bei der in **Bild 5-10** gezeigten Variante wird der Stahl-Trennkolben schwimmend gelagert. Wie schon beim ersten Konzept soll auch hier durch die schwimmende Lagerung sichergestellt werden, dass bei einem Versatz zwischen Kolbenstange und Trennkolben keine Radialkräfte auftreten, die zu einer Erhöhung der Reibungskräfte zwischen Kolbenstange und Trennkolben führen würden. Damit bei einer Radialbewegung der Trennkolben auf der Lagerung mit möglichst geringem Widerstand gleiten kann, werden in die Nuten auf Ober- und Unterseite des Trennkolbens PTFE-Gleitringe eingesetzt. Um den gewünschten Abstand zwischen oberer und unterer Lagerungsscheibe einzustellen, wird ein zweites Abstandselement verwendet.

Da bei dieser Lagerung keine Radialkräfte auftreten, ist davon auszugehen, dass diese Variante zu kleineren Reibungskräften führt als die vorherige. Jedoch ist auch zu vermuten, dass der schwimmend

gelagerte Stahl-Trennkolben bedingt durch die vorgespannte Stangendichtungen größere Reibungskräfte verursachen wird als der PTFE-Trennkolben.

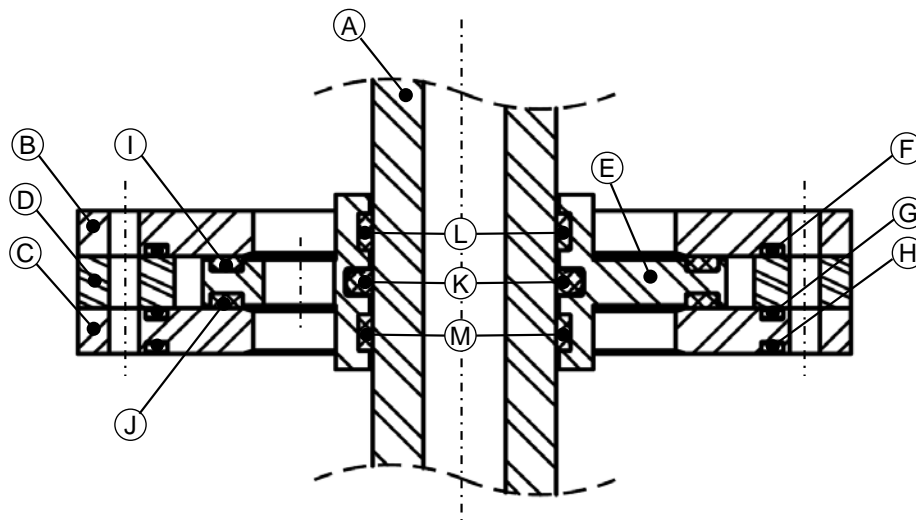


Bild 5-10: Luftdrossel in Ausführung als schwimmend gelagerter Stahl-Trennkolben mit Blende und Pneumatik-Zylinder-Dichtung. Bauteile sind: Kolbenstange (A), Lagerungsscheibe oben (B), Lagerungsscheibe unten (C), Abstandselement (D), Stahl-Trennkolben (E), O-Ringe (F - H), PTFE-Gleitringe (I, J), Stangendichtung (K) und Führungsringe (L, M).

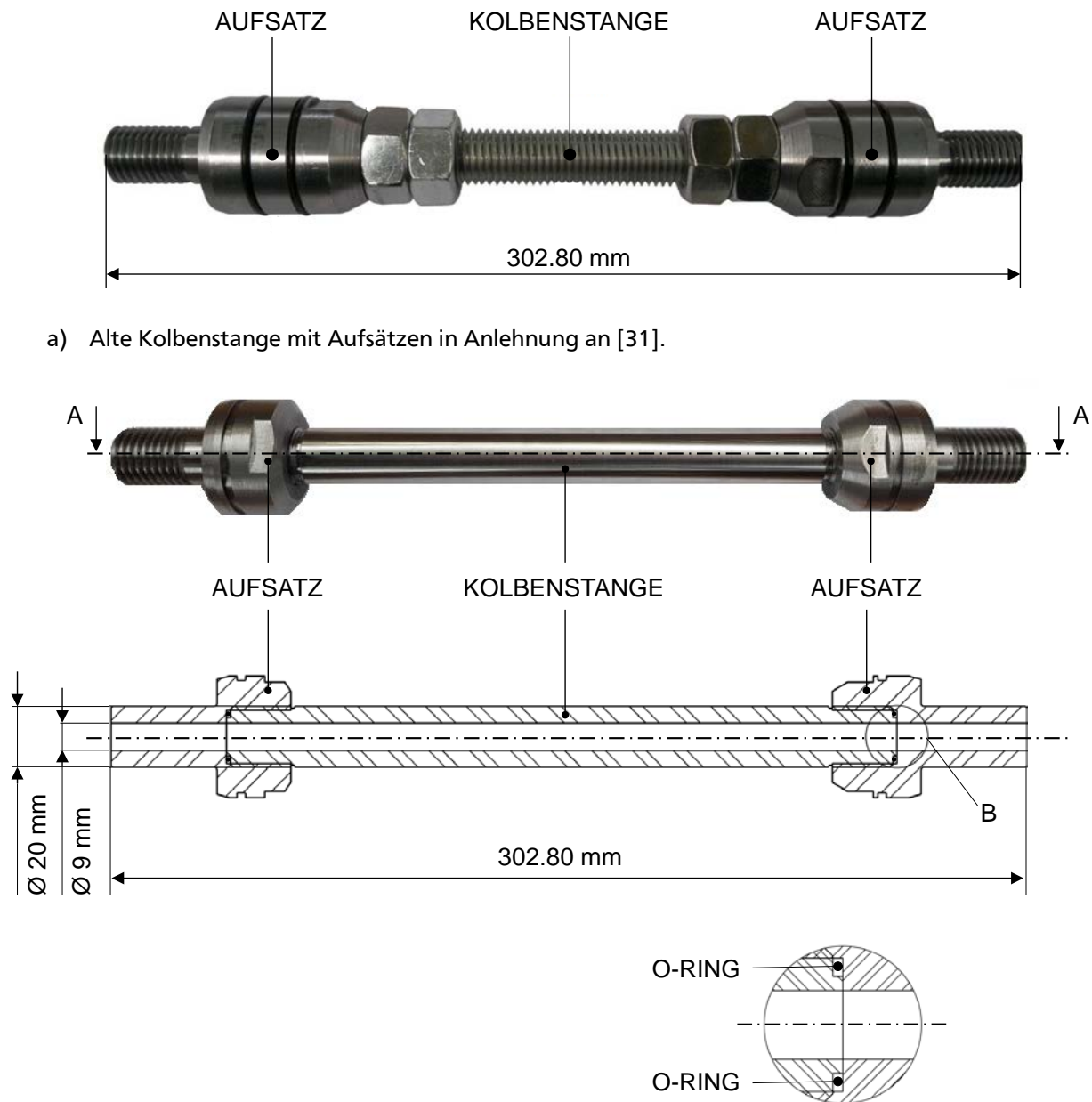
5.1.7 Umgestaltung der Kolbenstange

Um die vorgestellten Konzepte der Luftdrossel in den Prototypen der aLF einbauen zu können, muss die Kolbenstange, die für den Prototyp der aLF bisher verwendet wurde, ausgetauscht werden.

Die bisher verwendete Kolbenstange ist in **Bild 5-11 a)** zu sehen. Dabei handelt es sich um einen M20 Gewindestab, der nun für den aLFD nicht länger genutzt werden kann, da durch diesen keine Dichtung zwischen Trennkolben und Stange realisierbar ist. Daher wird die alte durch eine neue Kolbenstange (**Bild 5-11 b)**) ersetzt. An den Enden der Kolbenstangen werden Aufsätze angeschraubt, auf denen die Klemmsitze, in den der Rollbalg eingeklemmt ist, und die Kolben befestigt werden (siehe **Bild 5-1**).

Bei der Konstruktion der Kolbenstange wird berücksichtigt, dass künftig der untere Aktor über einen zweiten Hydraulikanschluss im oberen Abrollkolben versorgt werden soll. Dies hat den Vorteil, dass der untere Aktor besser zugänglich ist und leichter entlüftet werden kann³⁰. Um die Ölzufuhr zum unteren Aktor zu gewährleisten, werden sowohl Kolbenstange als auch die beiden Aufsätze in axialer Richtung durchbohrt. In die Aufsätze werden O-Ringe eingesetzt, um die Spalte zwischen Kolbenstange und Aufsätzen abzudichten. Die Einbaumaße für die O-Ringe werden durch die Freistiche an den Stirnseiten der Kolbenstangen eingehalten (vgl. [39]).

³⁰ Luft in den Hydraulikleitungen beeinträchtigt die Aktorik in ihrer Funktionsfähigkeit.



b) Neue Kolbenstange mit Aufsätzen.

Bild 5-11: Alte und neue Kolbenstange.

Besondere Anforderungen werden an die Oberflächenrauheit der Kolbenstange gestellt, da zwischen Kolbenstange und Trennkolben bzw. zwischen Kolbenstange und Dichtung möglichst geringe Reibungskräfte auftreten sollen. Für die Gegenlauffläche eines Führungsringes eines Pneumatik-Zylinders wird gefordert, dass die Oberflächenrauheit im Bereich von $(0.1 \dots 0.4) \mu\text{m}$ liegt [36]. In Anlehnung daran wird für die Kolbenstange dieselbe Oberflächenrauheit gefordert. Diese kann günstig als Zukaufteil erworben werden.

5.2 Experimente

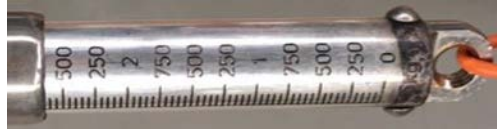
Im Folgenden wird die experimentelle Validierung des Luftfederdämpfers vorgestellt. Um einen möglichst hohen Komfort zu gewährleisten, lag der Fokus bei der Entwicklung der Luftdrossel auf einem Dichtungskonzept, das sich durch eine geringe Reibung auszeichnet (siehe Gl. 2-39). Die beiden realisierten Konzepte werden zunächst in Kapitel 5.2.1 in einem Vorversuch anhand der Reibung miteinander verglichen. Das Konzept, das eine geringere Reibung aufweist, wird anschließend in Kapitel 5.2.2 weiter untersucht. Abschließend wird der aLFD im HiL-Versuch charakterisiert.

5.2.1 Validierung der Dichtungskonzepte anhand der Reibung

In einer Voruntersuchung soll ermittelt werden, welches der beiden entwickelten Dichtungskonzepte eine geringere Reibung aufweist. Dazu wird der Trennkolben samt Kolbenstange horizontal in einen Schraubstock eingesetzt und am gegenüberliegenden Ende der Kolbenstange eine Federwaage eingehängt. Beim Ziehen an der Federwaage wird der Trennkolben seitlich gegen die Backen des Schraubstocks gedrückt und blockiert. **Bild 5-12 a)** zeigt den Aufbau für die Kolbenstange mit PTFE-Trennkolben, **Bild 5-12 c)** den für die Kolbenstange mit Stahl-Trennkolben. Während des Versuchs wird der Ausschlag der Federwaage gefilmt. Den Aufnahmen kann der größte angezeigte Wert entnommen werden, der kurz vorm Losbrechen gemessen wird. Dieser Wert entspricht der maximalen Haftreibung zwischen Kolbenstange und Trennkolben. Für den PTFE-Trennkolben ist dieser in **Bild 5-12 b)** dargestellt. **Bild 5-12 c)** zeigt die maximale Haftreibung für den Stahltrennkolben. Der Ausschlag gibt an, welche Masse im Erdschwerefeld an die Federwaage gehängt werden müsste, um die erforderliche Gegenkraft zu der maximalen Haftreibung aufzubringen. Für den PTFE-Trennkolben ergibt sich eine Masse von 2.65 kg. Für den Stahltrennkolben mit Pneumatik-Zylinder-Dichtung ergibt sich eine Masse von 6.40 kg.



a) Aufbau zur Ermittlung der Haftreibung zwischen Kolbenstange und PTFE-Trennkolben.



b) Messung der Haftreibung zwischen Kolbenstange und PTFE-Trennkolben.



c) Aufbau zur Ermittlung der Haftreibung zwischen Kolbenstange und Stahl-Trennkolben.



d) Messung der Haftreibung zwischen Kolbenstange und Stahl-Trennkolben.

Bild 5-12: Ermittlung der Haftreibung zwischen Kolbenstange und Trennkolben.

Durch diesen Versuch konnten bereits im Vorfeld die maximalen Reibungswerte beider Dichtungskonzepte überschlägig bestimmt werden. Im Vergleich zum zweiten Konzept (Stahl-Trennkolben mit Pneumatik-Zylinder-Dichtung) weist das erste Konzept (PTFE-Trennkolben) eine um 59 % geringere Reibung auf.

Da als Anforderung an das Dichtungskonzept ein möglichst geringer Reibungswert verlangt wurde, wird im Folgenden nur das erste Konzept aus Kapitel 5.1.6.1 untersucht.

5.2.2 Charakterisierung des passiven Luftfederdämpfers

In diesem Abschnitt soll der entwickelte LFD mit PTFE-Trennkolben im passiven Betrieb charakterisiert werden. Zunächst wird in Kapitel 5.2.2.1 der Einfluss der Reibung genauer diskutiert. Anschließend wird in Kapitel 5.2.2.2 die Dämpfarbeit des LFDs analysiert³¹. Anhand der Messergebnisse erfolgt die Validierung von Fischers Modell „*aLFD*“ [30], das in Kapitel 5.1 zur Entwicklung der Luftdrossel verwendet wurde.

³¹ Die Ermittlung der Dissipationsenergie (Reibung und Dämpfung) erfolgt anhand von Gl. 2-34.

5.2.2.1 Reibung

In Kapitel 5.2.1 wurden bereits beide Dichtungskonzepte im Experiment verglichen. Dabei konnte gezeigt werden, dass der PTFE-Trennkolben eine deutlich geringere Haftreibung aufweist als der Stahl-Trennkolben mit Pneumatik-Zylinder-Dichtung. Gemäß Gl. 2-39 steigt mit sinkenden Reibungsverlusten der Fahrkomfort. Im Folgenden sollen Reibungsverluste zwischen Kolbenstange und PTFE-Trennkolben, die im Betrieb des LFDs auftreten, charakterisiert werden.

Dazu werden die Verluste der LF mit den Verlusten des LFDs verglichen. Die Verluste der LF setzen sich zusammen aus

$$W_{\text{diss,LF}} = W_{\text{diss,RB}} = W_{\text{diss,RB,innere}} + W_{\text{diss,RB,äußere}} \quad \text{Gl. 5-1}$$

Darin bezeichnet $W_{\text{diss,RB,innere}}$ die Dissipationsenergie durch innere Materialreibung des Rollbalgs und $W_{\text{diss,RB,äußere}}$ die Verluste, die durch die Reibung zwischen Rollbalg und Außen- und Innenführung der LF entstehen. Beide werden als Rollbalgverluste zusammengefasst $W_{\text{diss,RB}}$.

Die Dissipationsenergie des LFDs

$$W_{\text{diss,LFD}} = W_{\text{diss,RB}} + W_{\text{d}} + W_{\text{Reib,KS}} \quad \text{Gl. 5-2}$$

umfasst neben den Rollbalgverlusten auch die Dämpfarbeit W_{d} sowie die Reibungsverluste, die zwischen Kolbenstange und Trennkolben auftreten.

Gelingt es, den Einfluss der Dämpfarbeit W_{d} geringzuhalten, so kann aus der Differenz zwischen $W_{\text{diss,LFD}}$ und $W_{\text{diss,LF}}$ ermittelt werden, welche zusätzlichen Verluste durch die Reibung zwischen Kolbenstange und Trennkolben beim LFD auftreten.

Um die Dämpfarbeit zu reduzieren, wird der PTFE-Trennkolben mit 8 Durchgangsbohrungen à 8 mm Durchmesser aufgebohrt, sodass die obere und die untere Kammer des LFDs durch 8 Blenden mit einer Gesamtquerschnittsfläche von $A_{\text{B}} = 402.12 \text{ mm}^2$ miteinander verbunden sind. So kann zwischen beiden Kammern ein Druckausgleich stattfinden und es erfolgt im Frequenzbereich (0.01...20) Hz nahezu keine Drosselung der Luft an den Blenden. Weiterhin wird die Dämpfarbeit reduziert, indem der LFD mit einer geringen Amplitude angeregt wird, da gemäß Gl. 2-37 für die maximale Dämpfungsarbeit $W_{\text{d}} \sim \dot{z}^2$ gilt. Durch eine geringe Anregungsamplitude verschiebt sich das Maximum der Dämpfungsarbeit zu höheren Frequenzen, da für die Abstimmungsfrequenz $f_0 \sim 1/\dot{z}$ gilt (siehe Gl. 2-38).

Im Versuch wird der LFD harmonisch im Frequenzbereich von (1...25) Hz mit einer Amplitude von 3 mm angeregt. Für jede Anregungsfrequenz³² wird anhand der Hysteresekurve gemäß Gl. 2-34 die Dissipationsenergie ermittelt.

In **Bild 5-13** ist die Dissipationsenergie über der jeweiligen Anregungsfrequenz aufgetragen. Gegenübergestellt sind die gemessenen Verluste von LF und LFD. Im Bereich von (0.05...20) Hz zeigt sich nur eine geringe Abweichung zwischen der Dissipationsenergie der LF und der des LFDs. Dadurch kann gezeigt werden, dass die Integration der Luftdrossel in die LF keinen wesentlichen Einfluss auf die

³² Der LFD wird monofrequent angeregt.

Reibungsverluste des Systems hat. Der Vorzug gegenüber einem hydraulischen Dämpfer, ein hoher Fahrkomfort, ist durch die geringe Reibung also auch beim LFD gegeben.

Für eine Anregungsfrequenz von 0.01 Hz ergeben sich vergleichsweise große Werte. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Hysteresekurven in diesem Frequenzbereich nicht geschlossen sind und die Auswertung daher kritisch ist. Außerdem ist im Bereich von 10 Hz der Einfluss des Prüfaufbaus zu sehen (siehe Kapitel 4.3.4).

Ebenfalls abgebildet ist der berechnete Verlauf der Dissipationsarbeit des LFDs. Im Simulationsmodell „aLFD“³³ werden keine Reibungsverluste abgebildet. Gemäß Gl. 5-2 bildet das Modell somit lediglich die durch die Luftdämpfung dissipierte Energie ab. Es ist zu erkennen, dass diese mit steigender Anregungsfrequenz wächst. Dieser Anstieg ist auch beim gemessenen Verlauf der Dissipationsenergie des LFDs zu erkennen.

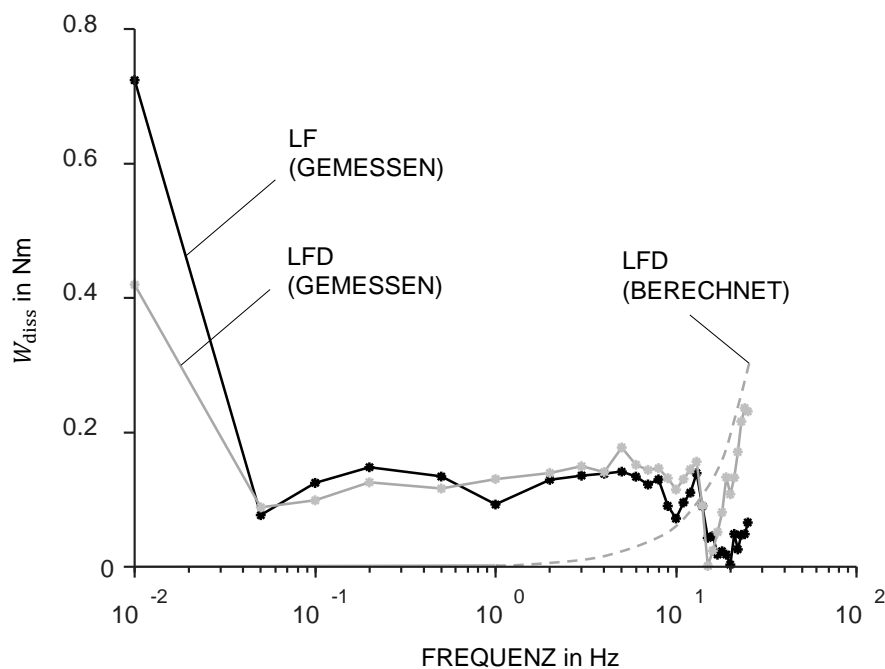


Bild 5-13: Vergleich der Dissipationsarbeit W_{diss} von LF und LFD mit Blendenquerschnittsfläche $A_B = 402.12 \text{ mm}^2$ bei harmonischer Weganregung mit Anregungsamplitude $\hat{z} = 3 \text{ mm}$.

5.2.2.2 Dämpfarbeit

In **Bild 5-14** ist die gemessene und die simulierte Dämpfarbeit W_d des LFDS bei monofrequenter, harmonischer Weganregung für verschiedene Anregungsamplituden \hat{z} über der jeweiligen Anregungsfrequenz aufgetragen. Der Blendendurchmesser d_B beträgt 8 mm, was einer Querschnittsfläche von $A_B = 50.27 \text{ mm}^2$ entspricht³⁴. Es zeigt sich eine hohe Übereinstimmung zwischen simulierten und berechneten Verläufen. Gemäß Gl. 2-37 steigt mit der Anregungsamplitude

³³ Simuliert wird ein passiver Betrieb des LFDs.

³⁴ Um den LFD nicht zu beschädigen muss mit größer werdender Anregungsamplitude die maximale Anregungsfrequenz, die im Versuch vorgegeben werden darf, reduziert werden.

auch die maximale Dämpfarbeit $\hat{W}_{d,\max}$, die bei der Abstimmungsfrequenz f_0 auftritt. Entsprechend Gl. 2-38 sinkt die Abstimmungsfrequenz f_0 mit zunehmender Anregungsamplitude.

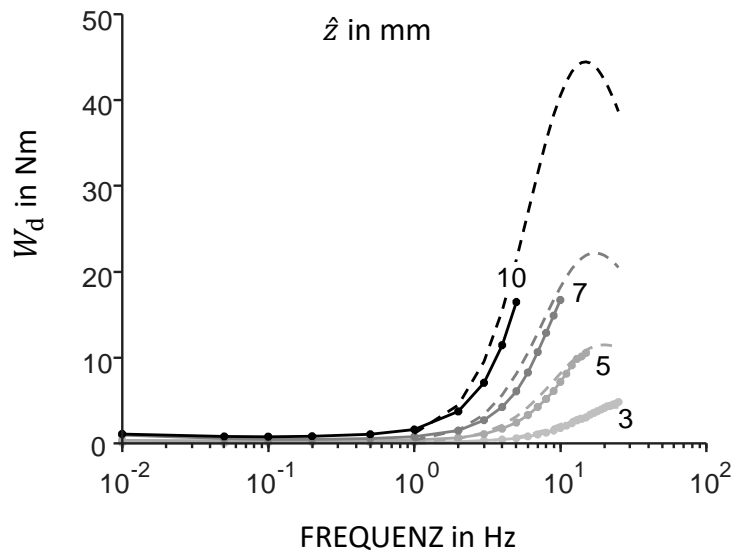


Bild 5-14: Gemessener (Volllinien) und simulierter (Strichlinien) Verlauf der Dämpfarbeit W_d des LFDs mit Blendenquerschnittsfläche $A_B = 50.27 \text{ mm}^2$ bei harmonischer Weganregung mit verschiedenen Anregungsamplituden \hat{z} .

5.2.3 Aktiver Luftfederdämpfer im Hardware-in-the-Loop-Versuch

Im Folgenden wird die Validierung des Luftfederdämpfers im HiL-Versuch vorgestellt. Der Versuchsaufbau gleicht dem aus Kapitel 4.3.1. Anstelle der Luftfeder wird nun jedoch der Luftfederdämpfer als reale Komponente mit dem virtuellen Viertelfahrzeug gekoppelt. Das Viertelfahrzeug wird ohne Aufbaudämpfer ($d_A = 0 \text{ Ns/m}$) simuliert.

Die Validierung des passiven LFDs mit dem in Kapitel 5.1.4 ausgelegten Blendendurchmesser konnte nicht durchgeführt werden, da im HiL-Versuch die zulässige Einfederungsbegrenzung³⁵ der Prüfmaschine bei stochastischer Straßenanregung³⁶ überschritten wurde. Um die Funktionsfähigkeit des aktiven Systems im HiL-Versuch zu überprüfen, wird der Trennkolben mit 8 Blenden und einer Gesamtquerschnittsfläche von $A_B = 402.12 \text{ mm}^2$ in die Luftfeder eingebaut.

Im Folgenden wird die Validierung des aktiven Luftfederdämpfers vorgestellt. Dazu sind in **Bild 5-15** die im HiL-Versuch gemessenen und die anhand des Simulationsmodells „qcm with aLFD“ berechneten Amplitudengänge gegenübergestellt.

Bei der Betrachtung des Amplitudengangs der Aufbaubeschleunigung $|\ddot{z}_A \leftarrow n|$ ist zu erkennen, dass der berechnete Verlauf in weiten Frequenzbereichen oberhalb des gemessenen Verlaufs liegt. Einzig

³⁵ Diese wurde auf $\pm 30 \text{ mm}$ festgelegt.

³⁶ Simuliert wurde die Überfahrt einer Bundesstraße mit 100 km/h .

im Bereich der Aufbaueigenfrequenz weist der gemessene Verlauf geringere Werte auf als der berechnete.

Die Betrachtung des Amplitudengangs der Radlastschwankung $|F_R \leftarrow n|$ zeigt eine höhere Übereinstimmung beider Verläufe. Sowohl im gemessenen als auch im berechneten Verlauf ist im Bereich der Radresonanzfrequenz eine deutlich ausgeprägte Resonanzüberhöhung zu erkennen. Wie bereits in Kapitel 4.2.1.2 und 4.3.4 dargelegt, ist der Aktor der aLF zu langsam, um Schwingungen in diesem Frequenzbereich zu vermindern. Auch die verwendete Luftdrossel mit einer Blendenquerschnittsfläche von $A_B = 402.12 \text{ mm}^2$ kann Schwingungen im Bereich der Radresonanzfrequenz nur leicht dämpfen. Wie in **Bild 5-13** zu sehen, ist die Dissipationsarbeit, die die Luftdrossel im Frequenzbereich von (0.01...25) Hz leistet, gering (vgl. **Bild 5-14**).

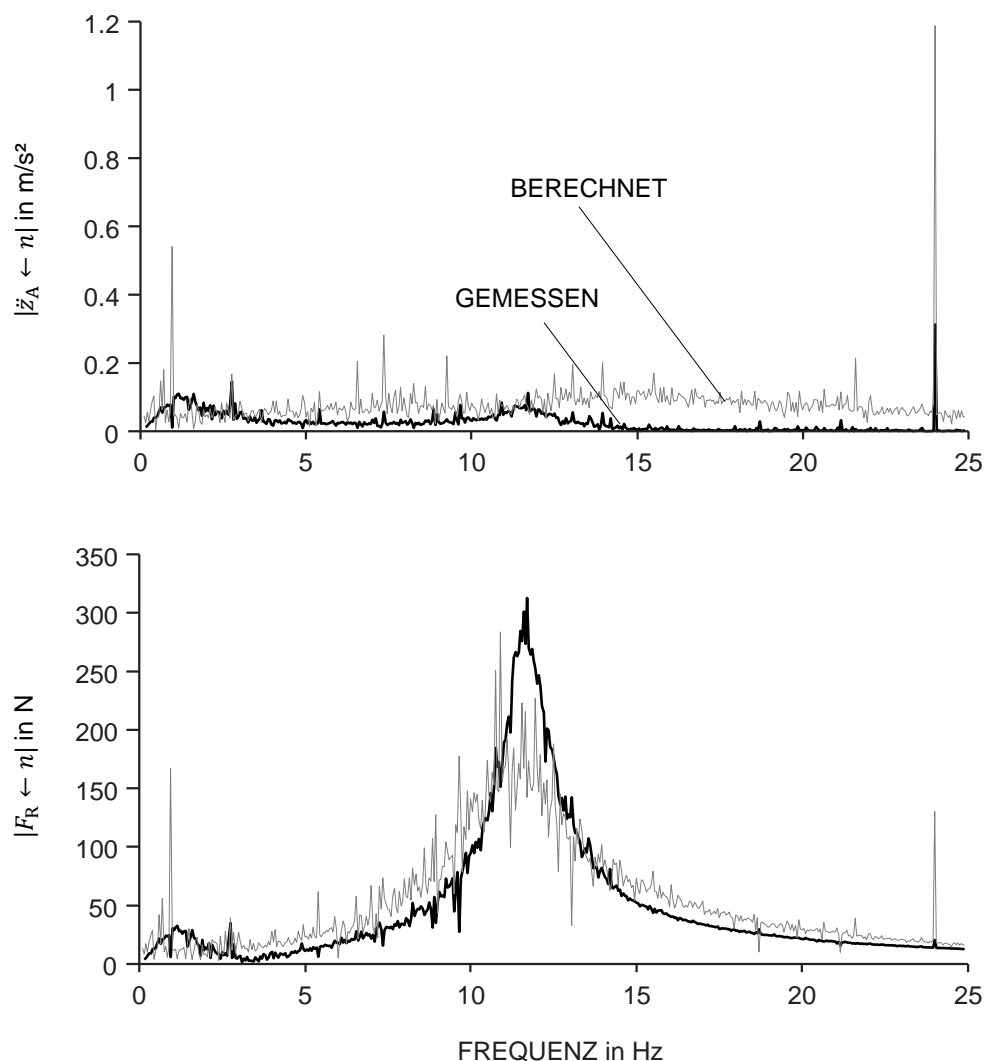


Bild 5-15: Gegenüberstellung der gemessenen und der anhand des Modells „qcm with aLFD“ berechneten Amplitudengänge für die Überfahrt einer Bundesstraße mit 100 km/h. Das Viertelfahrzeug wird ohne Aufbaudämpfer ($d_A = 0 \text{ Ns/m}$) simuliert. Zur Vertikaldynamikregelung wird der Sky-Hook-Regler mit PV verwendet. Die Blendenquerschnittsfläche des aLFDs beträgt $A_B = 402.12 \text{ mm}^2$.

Bild 5-16 zeigt die Darstellung von Mess- und Simulationsergebnis im Konfliktprogramm. Zusätzlich ist das aktive Viertelfahrzeug mit aLF im HiL-Versuch als Referenz abgebildet. Der gemessene Komfort

des Viertelfahrzeugs mit aLFD ist fast dreimal so hoch wie der berechnete. Die Abweichung zwischen gemessener und simulierter Sicherheit fällt dagegen geringer aus. Diese Erkenntnisse decken sich mit den Beobachtungen aus **Bild 5-15**.

Die Messergebnisse zeigen, dass durch den Einsatz der aktiven Systeme der Komfort des passiven Referenzfahrzeugs übertroffen werden kann. Allerdings müssen bei der Sicherheit hohe Einbußen hingenommen werden. Jedoch ist auch zu erkennen, dass bereits die integrierte Drossel mit einer Blendenquerschnittsfläche von $A_B = 402.12 \text{ mm}^2$ zu einer Steigerung der Sicherheit beiträgt, ohne den Komfort zu beeinträchtigen³⁷. Im Vergleich zur aLF ohne Drossel konnte die Sicherheit um etwa 18 % gesteigert werden.

Es ist davon auszugehen, dass die in Kapitel 5.1.4 ausgelegte Drossel zu einer weiteren Erhöhung der Fahrsicherheit beiträgt, da die Abstimmungsfrequenz f_0 der Drossel im Bereich der Radresonanzfrequenz liegt und die Drossel somit ihre maximale Dämpfarbeit in diesem Frequenzbereich verrichtet (siehe **Bild 5-7**). So kann die hohe Radlastschwankung im Bereich der Radresonanz verringert und damit die Fahrsicherheit erhöht werden.

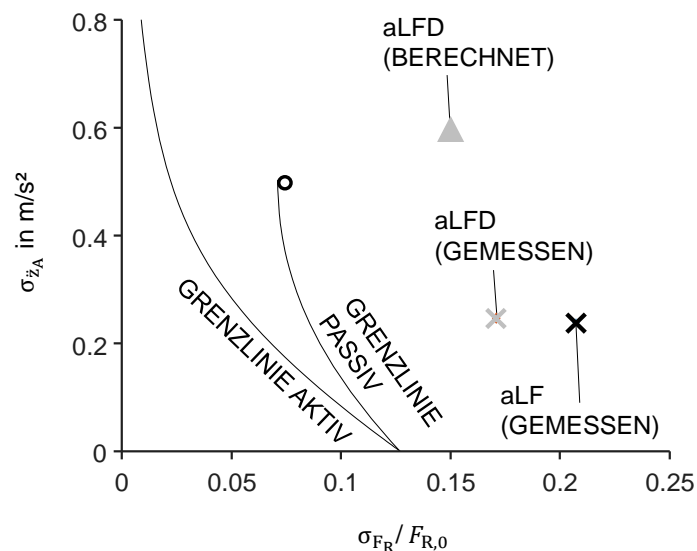


Bild 5-16: Vergleich aktives Viertelfahrzeug mit aLF und aLFD im HiL-Versuch (gemessen) und Simulation (berechnet) bei Überfahrt einer Bundesstraße mit 100 km/h. Das Viertelfahrzeug wird ohne Aufbaudämpfer ($d_A = 0 \text{ Ns/m}$) simuliert. Zur Vertikaldynamikregelung wird der Sky-Hook-Regler mit PV verwendet. Die Blendenquerschnittsfläche des aLFDs beträgt $A_B = 402.12 \text{ mm}^2$. Der Kreis kennzeichnet das passive Referenzfahrzeug.

Abschließend wird in **Bild 5-17** der Temperaturverlauf der beiden Kammern des aLFDs bei wiederholter Überfahrt der Bundesstraße im HiL-Versuch betrachtet. Die Blendenquerschnittsfläche der Drossel beträgt $A_B = 402.12 \text{ mm}^2$ (8 Bohrungen mit jeweils 8 mm Durchmesser). Wie bereits anhand **Bild 5-13** zu sehen war, ist die Dissipationsarbeit, die die Drossel verrichtet, gering (vgl. **Bild 5-14**). Dadurch findet in den beiden Kammern des aLFDs nur eine geringe Wärmeentwicklung statt.

³⁷ Für den aLFD mit Luftdrossel ist die Radresonanz im Amplitudengang $|F_R \leftarrow n|$ mit etwa 320 N etwas geringer als die der aLF (etwa 380 N). Vergleiche **Bild 5-15** und **Bild 4-24 a**).

Folglich steigt die Temperatur im Betrieb nur leicht an. Im Vergleich zum ersten Durchgang steigt die Temperatur in beiden Kammern bei der 10. Überfahrt der Bundesstraße lediglich um 0.2 °C an³⁸.

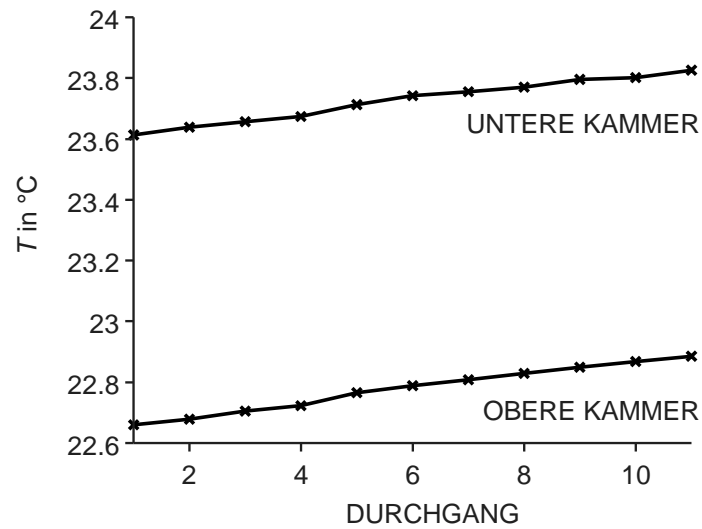


Bild 5-17: Temperaturverlauf T in oberer und unterer Kammer des aLFDs mit Blendenquerschnittsfläche $A_B = 402.12 \text{ mm}^2$ im HiL-Versuch bei wiederholter Überfahrt einer Bundesstraße mit 100 km/h.

³⁸ Der Offset im Temperaturverläufe in den beiden Kammern des aLFDs ist auf einen Offsetfehler der Temperatursensoren zurückzuführen.

6 Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Förderperiode des SFB soll der am FST entwickelte Prototyp der aLF in den SFB Demonstrator eingebaut werden. Dabei werden alle virtuellen Komponenten des HiL-Versuchs durch reale Komponenten ersetzt. Der virtuelle Aufbaudämpfer, der bisher im HiL-Versuch zwischen Rad und Fahrzeugaufbau parallel zum Prototyp der aLF geschaltet wurde, soll folglich nicht länger verwendet werden. Deshalb sollte im Rahmen dieser Arbeit eine Dämpfungsfunktion in die aLF integriert werden.

Zu Beginn wurden Vorbereitungen am HiL-Prüfstand durchgeführt, um die Versuchsumgebung auf die geplante Weiterentwicklung der Luftfeder anzupassen. Bis dato wurde zur Simulation des Viertelfahrzeugs im HiL-Versuch und zur Steuerung des HiL-Prüfstands das Echtzeitsystem DS1103 der Firma dSPACE verwendet. Zur Erfassung aller relevanten Messgrößen der aLF im HiL-Versuch wurden alle 28 analogen Eingänge der DS1103 benötigt. Soll die Dämpfungsfunktion der aLF durch die Integration einer Drossel erbracht werden, so müssen, zusätzlich zu den bisher erfassten, zwei weitere Messgrößen aufgenommen werden. Daher wurde die DS1103 durch ein neues Echtzeitsystem der Firma dSPACE, die MLB DS1202, ersetzt. Die MLB verfügt u.a. über 32 analoge Eingänge und kann damit alle relevanten Messgrößen des aLFDs erfassen. Das vorhandene Simulink-Modell, das im HiL-Versuch das Viertelfahrzeug und dessen Vertikaldynamikregler abbildet, und die Funktionalität für die Prüfstandssteuerung implementiert, wurde entsprechend angepasst, sodass es auf die MLB übertragen werden kann. Im Zuge des Austauschs des Echtzeitsystems wurde auch der Schaltschrank für die Prüfstandssteuerung überarbeitet. Dieser wurde so verkabelt, dass ein analoger Sensor an einen beliebigen analogen Eingang der MLB angeschlossen werden kann.

Die Realisierung einer Dämpfungsfunktion durch die integrierte Aktorik der aLF wurde mittels Modell und Experiment analysiert. Zunächst wurde in Voruntersuchungen anhand eines vorhandenen MATLAB-Modells analysiert, ob es möglich ist, durch eine geeignete Regelung der Aktorik auf den virtuellen Aufbaudämpfer des Viertelfahrzeugs zu verzichten. Die Systemanalyse anhand der Eigenwerte und der Amplitudengänge konnte als erste Abschätzung genutzt werden, um geeignete Regelgrößen zu identifizieren und den Einfluss der Aktordynamik zu analysieren. So konnte bereits bei der Untersuchung anhand des Modells erkannt werden, dass durch die begrenzte Dynamik des Aktors der aLF (Eckfrequenz³⁹ von 5 Hz) Schwingungen der Radlast im Bereich der Radresonanzfrequenz (11.5 Hz) nur eingeschränkt gedämpft werden können. Die Güte einer Regelung wurde an den Bewertungsgrößen Fahrkomfort (Standardabweichung der Aufbaubeschleunigung) und Fahrsicherheit (auf die statische Radlast bezogene Standardabweichung der Radlastschwankung) bemessen. Als Vergleichswerte wurden Fahrkomfort (0.50 m/s^2) und Fahrsicherheit (0.08) eines passiven Referenzfahrzeugs bei der Überfahrt einer Bundesstraße mit 100 km/h herangezogen. Durch die Kombination aus Preview-Regelung und der Rückführung aller Zustandsgrößen des Viertelfahrzeugs wurde eine Vertikaldynamikregelung gefunden, durch die bei leicht verbesserter Sicherheit eine Komfortsteigerung von 40 % beim Überfahren einer Bundesstraße mit 100 km/h ermöglicht werden kann. Diese Regelung konnte jedoch nicht am HiL-Prüfstand implementiert werden, da die zulässige Einfederungsbegrenzung der Prüfmaschine überschritten

³⁹ bei einem PT1-Übertragungsverhalten

wurde⁴⁰. Um diese vielversprechende Regelung künftig nutzen zu können, muss das System weiter analysiert werden. Beispielsweise könnte bereits beim Reglerentwurf die Robustheit einer Regelung mitberücksichtigt werden. Erste Betrachtungen hierzu wurden in dieser Arbeit vorgestellt.

Für die anschließende experimentelle Validierung im HiL-Versuch wurde der von Hedrich [2] vorgestellte Sky-Hook-Regler mit Preview sowie ein kombinierter Regler (Rückführung von Aufbaugeschwindigkeit und Einfederungsgeschwindigkeit) mit Preview verwendet. Bessere Ergebnisse konnten mit dem Sky-Hook-Regler mit Preview erzielt werden. Im Vergleich zum passiven Referenzfahrzeug konnte durch diesen Vertikaldynamikregler bei der Überfahrt einer Bundesstraße mit 100 km/h eine Komfortsteigerung von etwa 50 % gemessen werden. Allerdings mussten Einbußen von 58 % bei der Sicherheit verzeichnet werden. Dies ist hauptsächlich darauf zurückzuführen, dass der Aktor der aLF zu langsam ist, um Radlastschwingungen im Bereich der Radresonanzfrequenz zu dämpfen. Diese Feststellung deckt sich mit den Erkenntnissen aus der Vorbetrachtung am Modell. Um künftig bessere Ergebnisse zu erzielen, sollten beide Regler überarbeitet werden. So kann das Potential einer Dämpfungsfunktion mittels integrierter Aktorik der aLF voll ausgeschöpft werden.

Im zweiten Teil der Arbeit wurde die Entwicklung einer Luftdrossel vorgestellt, die beim Ausfall der Aktorik der aLF als passive Rückfallebene dient. Dadurch wird sichergestellt, dass das Fahrzeug auch beim Versagen der Aktorik in einem sicheren Zustand bleibt.

Für den Entwicklungsprozess der Luftdrossel wurde ein vorhandenes Simulationsmodell aus der Arbeit von Fischer [30] verwendet. So konnte bereits beim Entwurf der Drossel anhand von Simulationen Komfort und Sicherheit des Gesamtsystems „Viertelfahrzeug mit LFD“ untersucht werden. Die beiden Bewertungsgrößen können durch die Dimensionierung des Blendendurchmessers beeinflusst werden. Gefordert wurde, dass das passive luftgedämpfte Fahrwerk eine ähnliche Fahrsicherheit aufweist wie das passive Referenzfahrzeug. Als Blendendurchmesser wurde $d_B = 8 \text{ mm}$ ($A_B = 50.27 \text{ mm}^2$) festgelegt, wodurch die Drossel auf die Radresonanzfrequenz abgestimmt wurde. Im Vergleich zum passiven Referenzfahrzeug weist das passive luftgefederte Fahrzeug mit diesem Blendendurchmesser bei leicht verbesserter Sicherheit eine Komfortsteigerung von 20 % beim Überfahren einer Bundesstraße mit 100 km/h auf.

Für den verfolgten Konzeptentwurf der Drossel musste ein Dichtungskonzept erarbeitet werden, das einen Luftmassenstrom durch den Spalt zwischen Kolbenstange und Drossel unterdrückt. Da Reibung an der Kolbenstange zu Komforteinbußen führt, wurden zwei Dichtungskonzepte erarbeitet, die sich durch eine geringe Reibung auszeichnen. Beim ersten Konzept wird der Trennkolben der Luftdrossel aus PTFE gefertigt und schwimmend im Mittelstück der aLF gelagert. Beim zweiten Konzept wird ein Stahl-Trennkolben mit einer Pneumatik-Zylinder-Dichtung verwendet. Dieser kann sowohl schwimmend als auch geklemmt im Mittelstück der aLF gelagert werden.

Um die Luftdrossel in die aLF integrieren zu können, musste der M20 Gewindestab, der bisher als Kolbenstange verwendet wurde, durch einen Stab mit glatter Oberfläche ersetzt werden. Bei der Umgestaltung der Kolbenstange wurde auch berücksichtigt, dass der untere Aktor künftig über einen zweiten Hydraulikanschluss im oberen Abrollkolben versorgen soll.

Die anschließende experimentelle Validierung der entwickelten Konzepte ergab, dass der PTFE-Trennkolben eine deutlich geringere Reibung verursacht als der Stahl-Trennkolben mit Pneumatik-Zylinder-Dichtung. Im Vergleich zum zweiten Konzept weist das erste Konzept eine um 59 %

⁴⁰ Diese wurde auf $\pm 30 \text{ mm}$ festgelegt.

reduzierte Reibung auf. Die Gegenüberstellung mit der Luftfeder ohne Drossel zeigte, dass der Einbau des PTFE-Trennkolbens zu keiner feststellbaren Erhöhung der reibungsbedingten Verluste führte. Für die ausgelegte Luftdrossel mit PTFE-Trennkolben wurde der Frequenzgang der Dämpfarbeit experimentell ermittelt. Anhand der Messungen konnte das Simulationsmodell, das für den Entwicklungsprozess der Drossel verwendet wurde, validiert werden. Der gemessene und der simulierte Frequenzgang der Dämpfarbeit zeigten eine hohe Übereinstimmung. Die experimentelle Überprüfung der Luftfeder mit Stahl-Trennkolben ist ausstehend.

Ebenfalls konnte bisher die (passive) Luftfeder mit integrierter Drossel und ausgelegtem Blendendurchmesser nicht im HiL-Versuch untersucht werden, da die zulässige Einfederungsbegrenzung der Prüfmaschine überschritten wurde. Stattdessen wurde ein PTFE-Trennkolben mit einer Blendenquerschnittsfläche von $A_B = 402.12 \text{ mm}^2$ (8 Bohrungen mit jeweils 8 mm Durchmesser) in die aLF integriert und im HiL-Versuch validiert. Dabei wurde bei gleicher Vertikaldynamikregelung die aLF mit und ohne Drossel betrieben. Die Messungen konnten zeigen, dass bereits die Integration dieser Drossel mit vergleichsweise großer Querschnittsfläche und geringer Drosselwirkung bei der Überfahrt einer Bundesstraße mit 100 km/h zu einer Erhöhung der Sicherheit von etwa 18 % führt, ohne den Komfort des Systems zu reduzieren.

7 Literaturverzeichnis

- [1] Bedarff, T., Hedrich, P. u. Pelz, P.: Design of an Active Air Spring Damper. In: . Modern Fluid Power - Challenges, Responsibilities, Markets, IFK, International Fluid Power Conference, 9, Modern Fluid Power - Challenges, Responsibilities, Markets, IFK, Internationales Fluidtechnisches Kolloquium, 9. 2014, S. 356–365
- [2] Hedrich, P.: Konzeptvalidierung einer aktiven Luftfederung im Kontext autonomer Fahrzeuge. Forschungsberichte zur Fluidsystemtechnik, Bd. 20. Herzogenrath: Shaker 2018
- [3] Markert, R.: Strukturdynamik. Mechanik. Aachen: Shaker 2013
- [4] Mitschke, M. u. Wallentowitz, H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge. VDI-Buch. Wiesbaden: Springer Vieweg 2014
- [5] Lunze, J.: Regelungstechnik. Springer-Lehrbuch. Berlin: Springer 2010
- [6] Active Pneumatic Suspension for Future Autonomous Vehicles: Design, Prove of Concept and Hardware-in-the-Loop Simulations, Hedrich, P., Lenz, E., Brötz, N. u. Pelz, P. F.
- [7] Ehrgott, M.: Multicriteria Optimization. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin · Heidelberg 2005
- [8] Matlab Hilfe: Norm of linear model. Aufgerufen am 23.11.2019.
<https://de.mathworks.com/help/control/ref/norm.html#bsq4tol>
- [9] Lenz, E.: Robuste Regelung. Regelungstechnik und Mechatronik (TU Darmstadt) 2017
- [10] Matlab Hilfe: Tune control system parameters in Simulink using slTuner interface. Aufgerufen am 23.11.2019. <https://de.mathworks.com/help/slcontrol/ug/sltuner.systune.html>
- [11] Neue Konzeption und erstmalige Realisierung eines aktiven Fahrwerks mit Preview-Strategie, Schindler, A.
- [12] Weist, U., Missel, J., Cytrynski, S., Mehren, D., Schwarz, T. u. Kern, S.: Fahrkomfort der Extraklasse. ATZextra 18 (2013) 5, S. 124–128
- [13] VDI~2064: Aktive Schwingungsisolierung. Berlin: Beuth Verlag 2010
- [14] Lenz, E., Hedrich, P. u. Pelz, P. F.: Aktive Luftfederung – Modellierung, Regelung und Hardware-in-the-Loop-Experimente. Forschung in Ingenieurwesen (2018), S. 1–15
- [15] Beschreibung von pneumatischen Dämpfungssystemen mit dimensionsanalytischen Methoden. VDI Berichte. 2007
- [16] Puff, M. u. Pelz, P. F.: Entwicklung einer Prüfspezifikation zur Charakterisierung von Luftfedern. FAT-Schriftenreihe. Berlin: Verband der Automobilindustrie (VDA) 2009
- [17] Puff, M.: Entwicklung von Regelstrategien für Luftfederdämpfer zur Optimierung der Fahrdynamik unter Beachtung von Sicherheit und Komfort, Universität, T. Dissertation. Darmstadt 2011
- [18] Pelz, P. u. Buttenbender, J.: The dynamic stiffness of an air spring. In: Sas, P. u. Munck, M. D. (Hrsg.): Noise and vibration engineering. PROCEEDINGS OF ISMA -CD-ROM EDITION-. Katholieke Universiteit Leuven 2004, S. 1727–1736
- [19] Pelz, P. F.: Dimensionieren und prinzipielles Verhalten von Luftfeder-/Dämpfermodulen (2007)
- [20] Ehrh, T.: Simulation des dynamischen Verhaltens von Luft"=Feder"=Dämpfern, Darmstadt, T. U. Diplomarbeit. Darmstadt 2001

- [21] Bartel, D.: Reibung. In: Bartel, D. (Hrsg.): Simulation von Tribosystemen. Grundlagen und Anwendungen. Wissenschaft. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage, Wiesbaden 2010, S. 75–95
- [22] Gross, D., Hauger, W., Schröder, J. u. Wall, W. A.: Haftung und Reibung. In: Gross, D., Hauger, W., Schröder, J. u. Wall, W. A. (Hrsg.): Technische Mechanik. Springer-Lehrbuch. Berlin: Springer 2016, S. 253–273
- [23] Pelz, P. F. u. Mess, M.: Luftfederung und Luftdämpfung im Spannungsfeld Komfort, Dynamik und Sicherheit. ATZ 109 (2007) 03, S. 230–237
- [24] Isermann, R., Schaffnit, J. u. Sinsel, S.: Hardware-in-the-loop simulation for the design and testing of engine-control systems. Control Engineering Practice 7 (1999) 5, S. 643–653
- [25] dSPACE GmbH Handbuch: MicroLabBox. Aufgerufen am 23.11.2019.
http://www.cokesen.com/resimler/1521101701_Dokuman1.pdf
- [26] Karnopp, D., Crosby, M. J. u. Harwood, R. A.: Vibration Control Using Semi-Active Force Generators. Journal of Engineering for Industry 96 (1974) 2, S. 619–626
- [27] Weinmann, A.: Regelungen Analyse und technischer Entwurf. Band 2: Nichtlineare, abtastende und komplexe Systeme; modale, optimale und stochastische Verfahren. Vienna, s.l.: Springer Vienna 1984
- [28] Lenz, E.: Identifikation dynamischer Systeme. Regelungstechnik und Mechatronik (TU Darmstadt) 2015
- [29] Streiter, R.: Entwicklung und Realisierung eines analytischen Regelkonzeptes für eine aktive Federung, Berlin, T. U. Dissertation. Berlin 1996
- [30] Fischer, F.: Modellierung eines aktiven Luftdämpfers, TU Darmstadt Bachelorarbeit. Darmstadt 2015
- [31] Bieberstein, P.: Fertigstellung und Inbetriebnahme einer aktiven Luftfeder mit verstellbarem Abrollkolben, Darmstadt, T. U. Masterthesis 2016
- [32] VDI~2221: Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte. Berlin: Beuth Verlag 1993
- [33] Waninger T., F. W.: Persönliche Mitteilung. 2019
- [34] Beichl, Stefan, Fa. mtu Aero engines: Persönliche Mitteilung. 2019
- [35] Gomeringer, R., Heinzler, M., Kilgus, R., Menges, V., Näher, F., Oesterle, S., Scholer, C., Stephan, A. u. Wieneke, F. (Hrsg.): Tabellenbuch Metall. Ohne Formelsammlung. Haan: Europa-Lehrmittel 2017
- [36] Pneumatik Dichtungen: Trelleborg. Aufgerufen am 25.11.2019. <https://www.fag-ina.at/explorer/download/dichtungstechnik/TrelleborgPneumatikkatalog.pdf>
- [37] Geier, S., Schmitz, H., Göschel, U., Eyerer, P., Ostrowicki, A., Woicke, N., Ulrich, C., Lutz, W., Eschl, J., Rüb, G., Keuerleber, M., Diemert, J., Hauk, J., Stieneker, A., Woidasky, J., Fischer, I., Kretschmer, K., Ober, L., Kohlert, C., Ganslmeier, S., Schlade, C., Schüle, H., Kurz, K., Tönnies, K. U., Elsner, P., Protte, R., Liebing, D., Rodríguez, A., Raisch, S. R., Dern, H.-J., Schlünken, S., Bräuning, R. u. König, A.: Synthetische Kunststoffe. In: Elsner, P., Eyerer, P. u. Hirth, T. (Hrsg.): DOMININGHAUS - Kunststoffe. Eigenschaften und Anwendungen. VDI-Buch. Dordrecht: Springer 2011, S. 115–1201

-
- [38] Matek, W., Muhs, D. u. Roloff, H. (Hrsg.): Maschinenelemente. Viewegs Fachbücher der Technik. Braunschweig: Vieweg 2007
- [39] O-Ring Handbuch: Parker Hannifin. Aufgerufen am 25.11.2019.
https://www.parker.com/literature/Praedifa/Catalogs/Catalog_O-Ring-Handbook_PTD5705-DE.pdf

Anhang A

Prüfstand

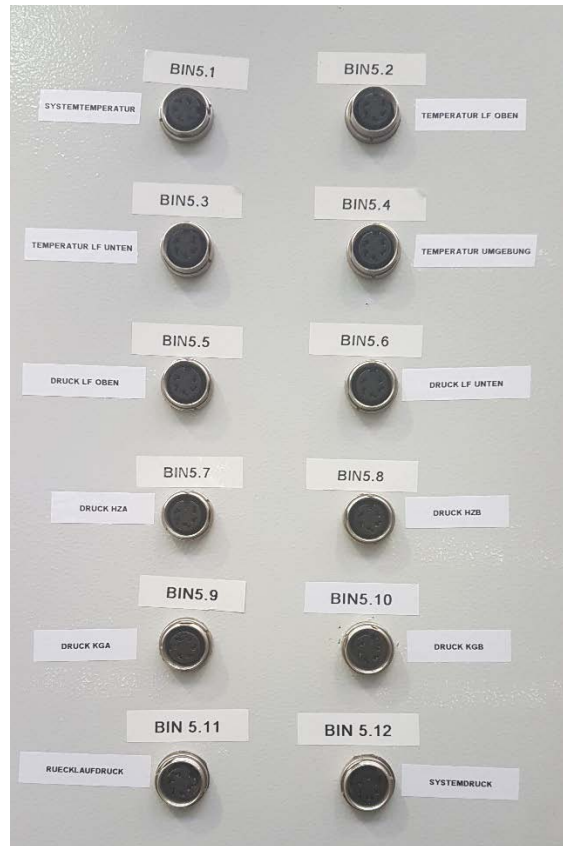


Bild A- 1: Außenseite des Schaltschranks mit 5-Pol-Bindersteckverbindungen für analoge Messsignale.

Pin	Belegung	Kabelfarbe	Kommentar
1	GND	rot	
2	V_{IN}	braun	
3	V_{CC}	orange	5V für Aktor klein oben/unten 24V für alle anderen Sensoren
4		grau	
5		grün	

Tabelle A- 1: Pinbelegung einer 5 poligen Binder Steckverbindungen.

Ermittlung der Anforderungen an das Dichtungskonzept

Bauraum für die Stangendichtung

Der Außendurchmesser des Trennkolbens ist durch den Innendurchmesser des Mittelstücks begrenzt und darf maximal $d_a = 60 \text{ mm}$ betragen (siehe **Bild 5-5**). Der Innendurchmesser des Trennkolbens wird durch den Außendurchmesser der Kolbenstange limitiert. Dieser beträgt $d_{KS} = 20 \text{ mm}$. In **Bild A-3** ist die Prinzipskizze von Trennkolben und Kolbenstange in der Draufsicht dargestellt. Abzüglich des Blendendurchmessers $d_B = 8 \text{ mm}$ (siehe Kapitel 5.1.4) ergibt sich der maximale Außenradius $r_{\text{dicht}} = 22 \text{ mm}$, der nach außen als Bauraum für die Stangendichtung zur Verfügung steht.

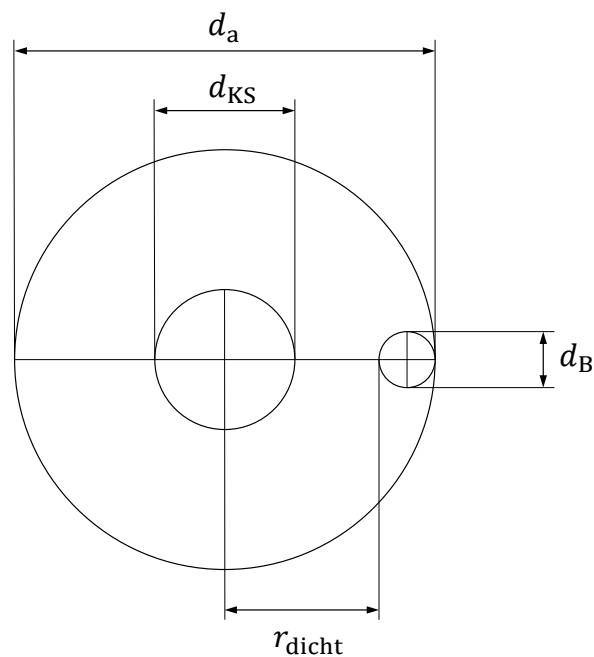


Bild A- 3: Prinzipskizze eines Trennkolbens mit Blende in der Draufsicht zur Abschätzung des verfügbaren Bauraums für die Stangendichtung.

Mit der Begrenzung nach innen durch die Kolbenstange ergibt sich also der Bauraum für die Stangendichtung:

$$20 \text{ mm} \leq D_{\text{dicht}} \leq 44 \text{ mm}$$

Gl. A- 1

Relativgeschwindigkeit zwischen Kolbenstange und Trennkolben und Differenzdruck zwischen oberer und unterer Kammer des passiven LFDs

Anhand einer Simulation soll die Druckdifferenz zwischen oberer und unterer Kammer des LFDs ermittelt werden. Dazu wird das Modell „aLFD“ verwendet, wobei der Luftdämpfer bei der Simulation passiv betrieben wird. Dieser wird durch eine monofrequente Weganregung von $f = 10 \text{ Hz}$ mit einer Amplitude von $\hat{z} = 10 \text{ mm}$ angeregt. Aus der vorgegebenen Einfederung des Luftfederdämpfers

$$z(t) = \hat{z} \sin(2\pi f t)$$

Gl. A- 2

lässt sich durch Ableiten die Einfederungsgeschwindigkeit ermitteln

$$\dot{z}(t) = 2\pi f \hat{z} \cos(2\pi f t).$$

Gl. A- 3

Diese entspricht der Relativgeschwindigkeit zwischen Kolbenstange und Trennkolben und beträgt maximal

$$\dot{z}_{max} = 2\pi f \hat{z} = 0.63 \text{ m/s.}$$

Gl. A- 4

In **Bild A- 4** ist der Verlauf des Differenzdrucks zwischen oberer und unterer Kammer des LFDs im passiven Betrieb, der sich bei der oben genannten Anregung ergibt, dargestellt. Es ist zu erkennen, dass dieser bei etwa +/- 1.5 bar liegt.

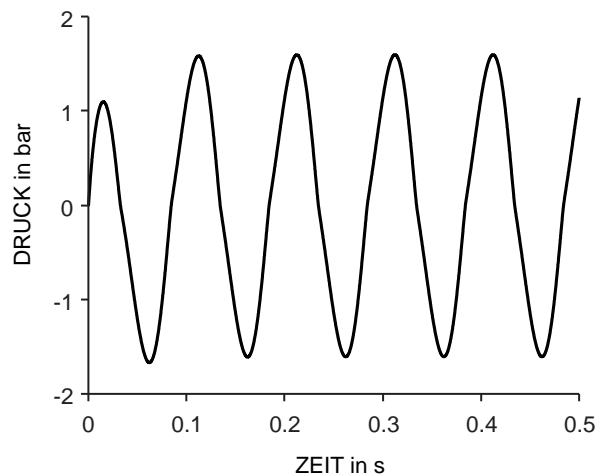


Bild A- 4: Simulierter Verlauf des Differenzdruck zwischen oberer und unterer Kammer des LFDs im passiven Betrieb bei harmonischer Weganregung mit einer Amplitude von 10 mm und einer Frequenz von 10 Hz.

Bauteilzeichnungen

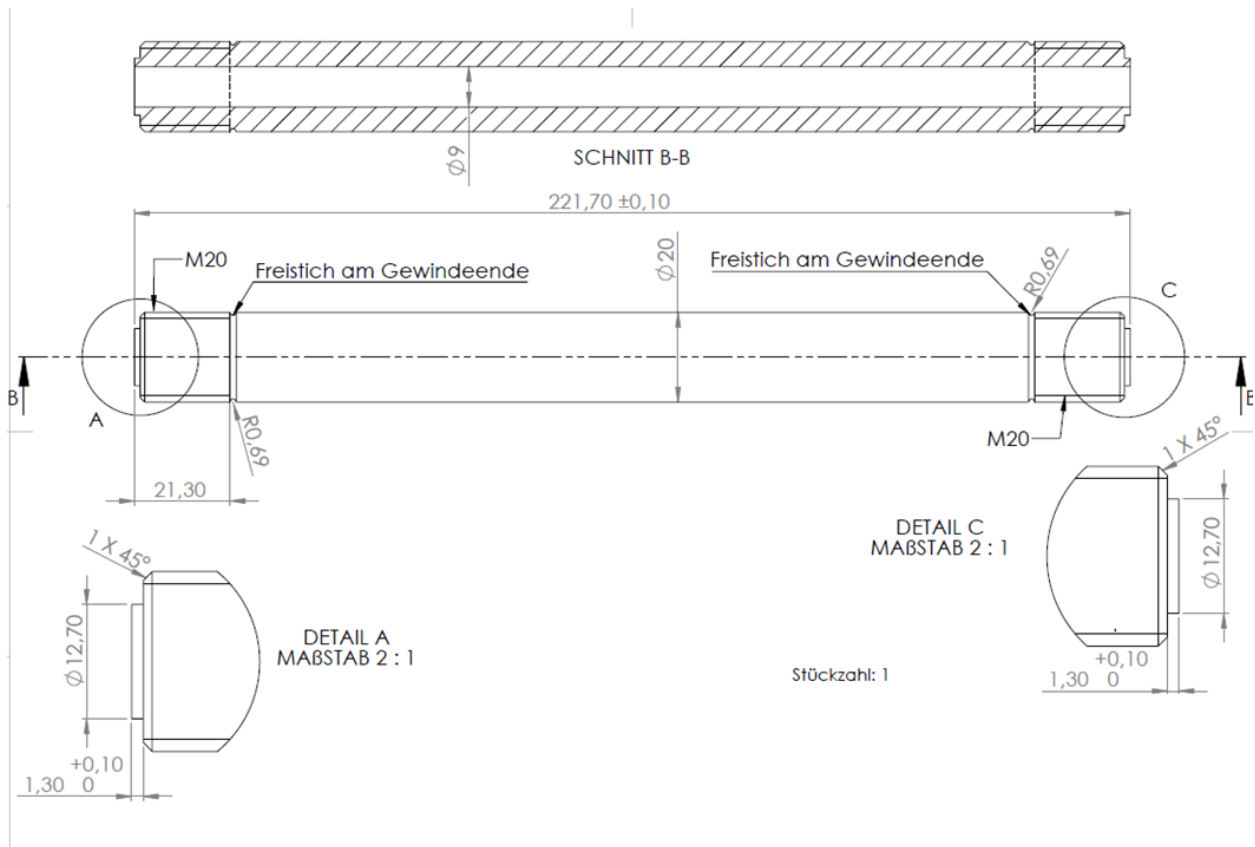


Bild A- 5: Kolbenstange mit Angaben in mm.

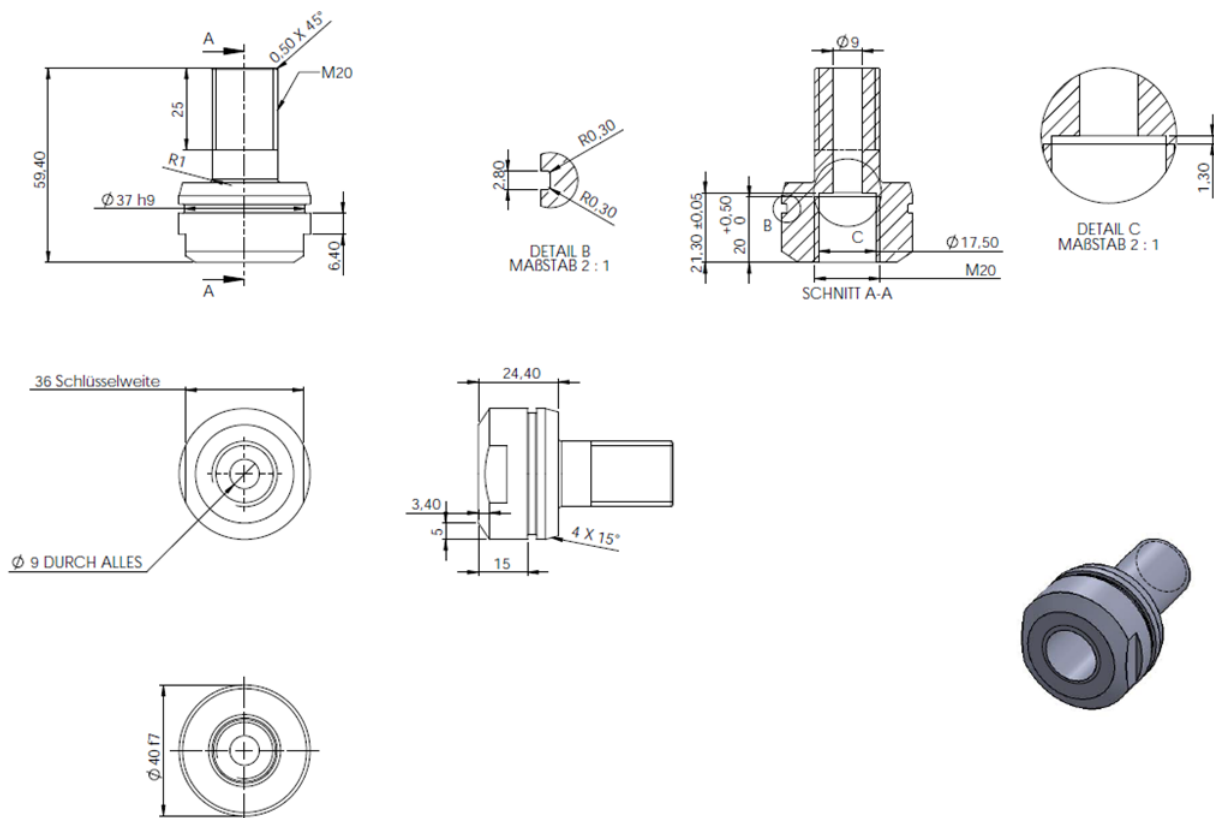


Bild A- 6: Kolbenstange Endstück oben mit Angaben in mm.

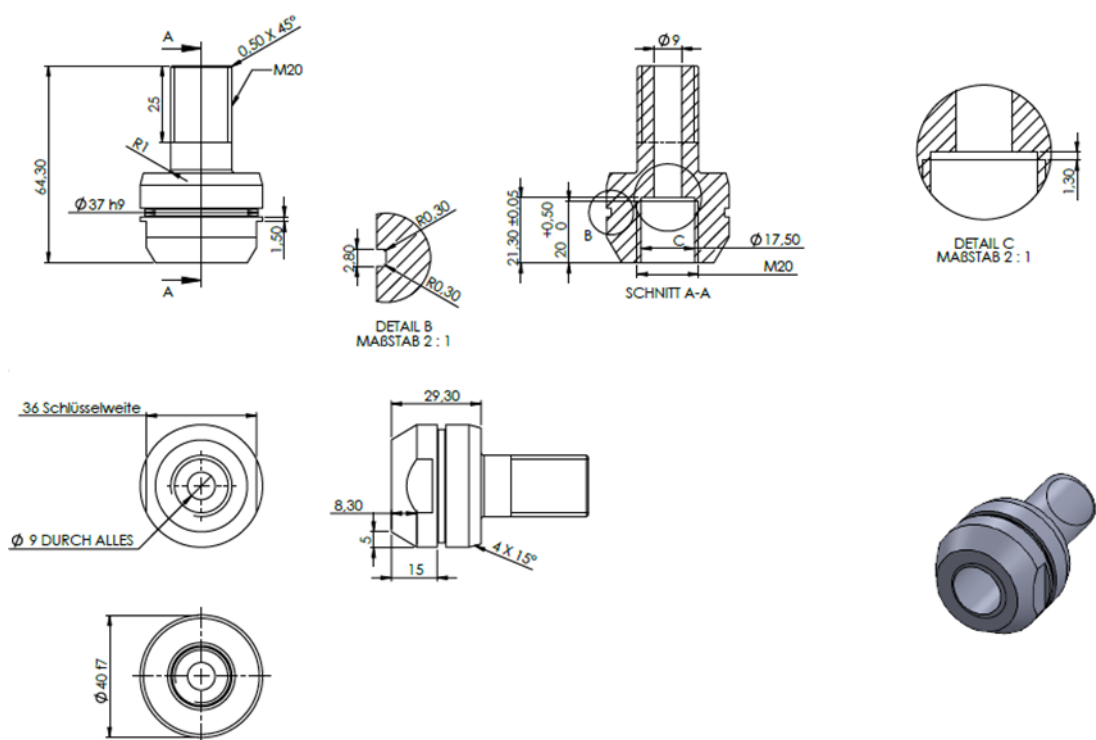


Bild A- 7: Kolbenstange Endstück unten mit Angaben in mm.

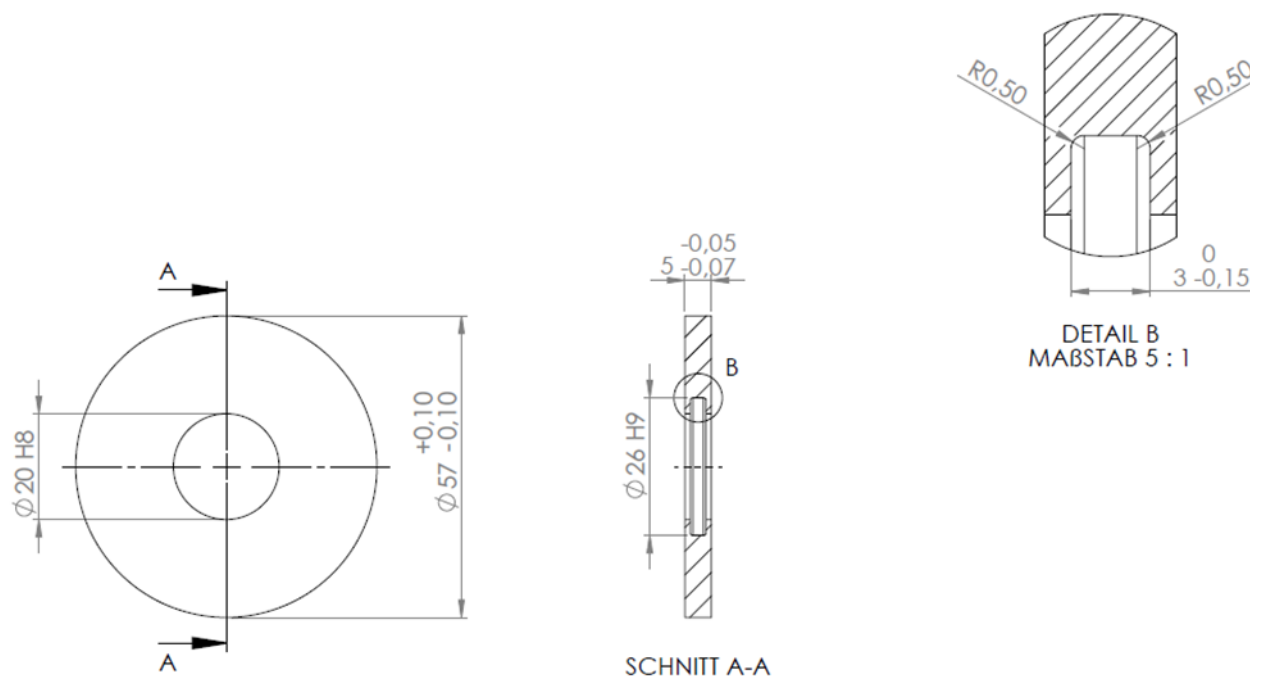


Bild A- 8: PTFE-Trennkolben mit Angaben in mm.

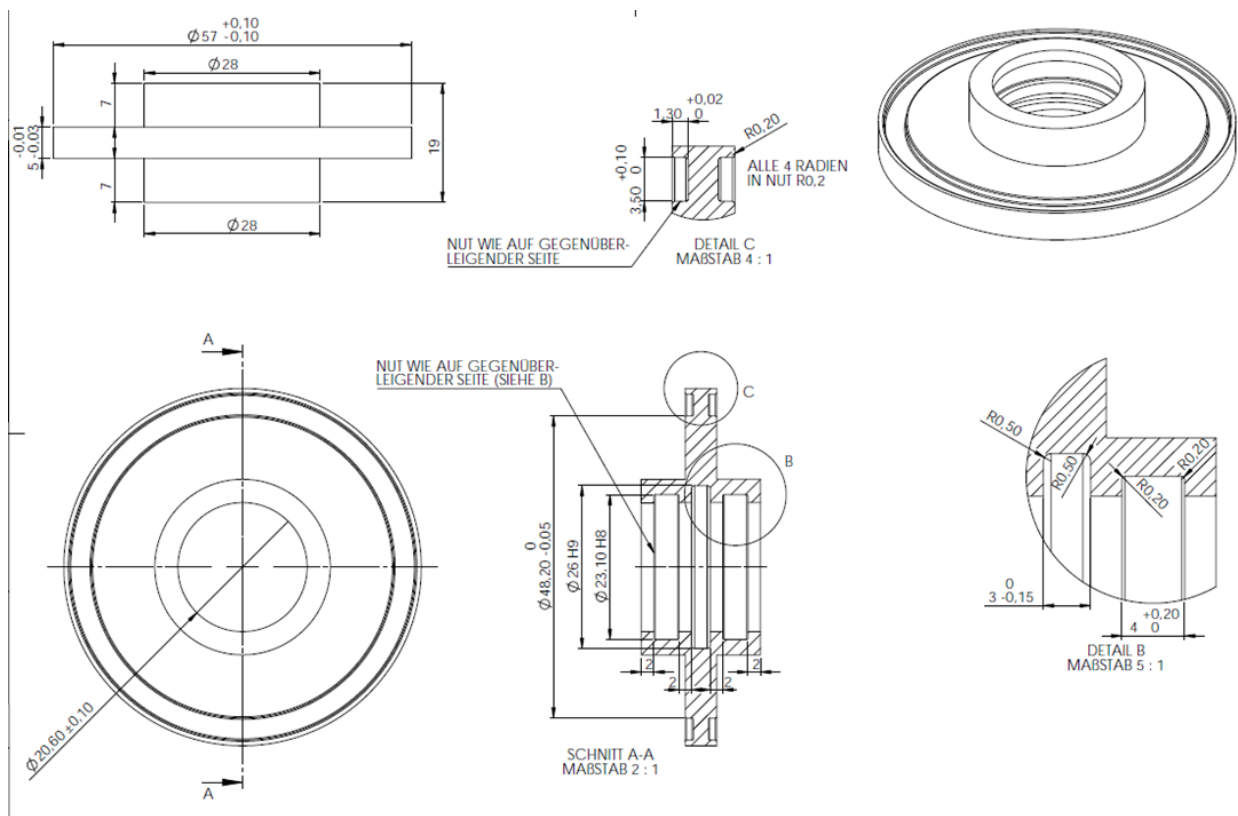


Bild A- 9: Stahl-Trennkolben mit Angaben in mm.

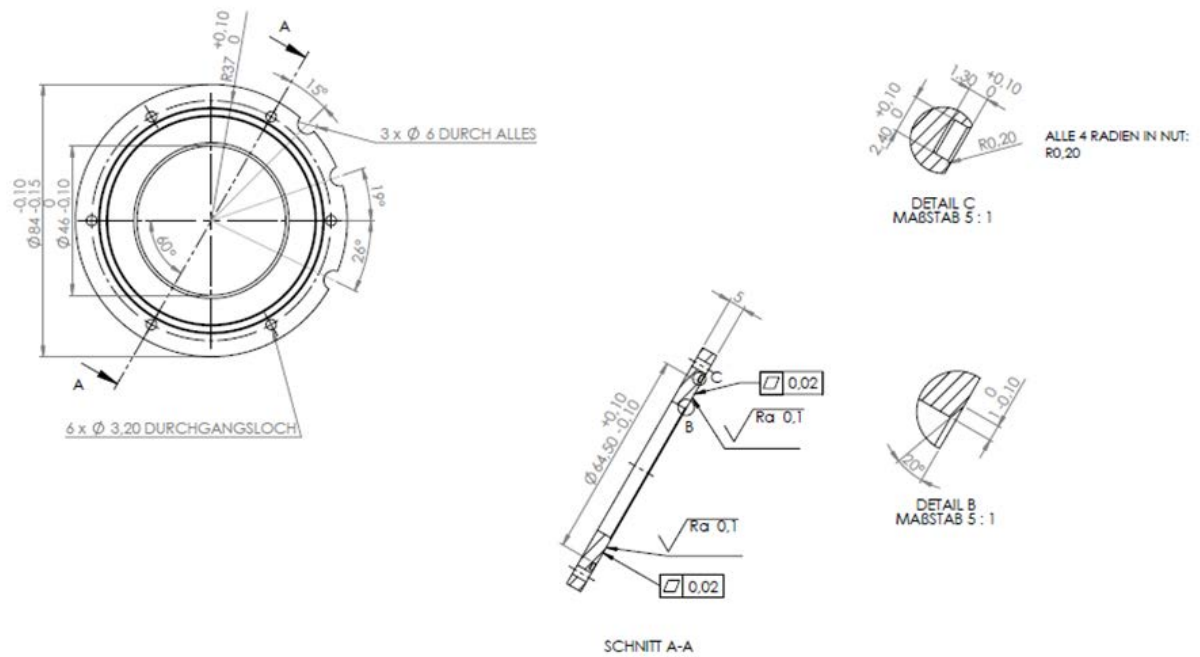


Bild A- 10: Lagerungsscheibe oben mit Angaben in mm.

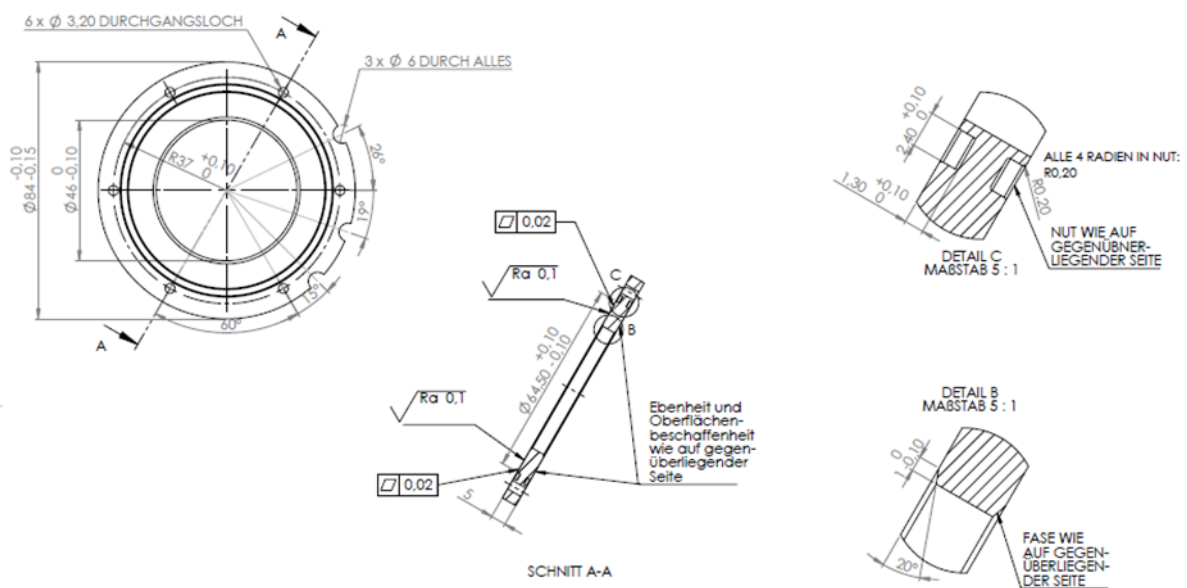


Bild A- 11: Lagerungsscheibe unten mit Angaben in mm.

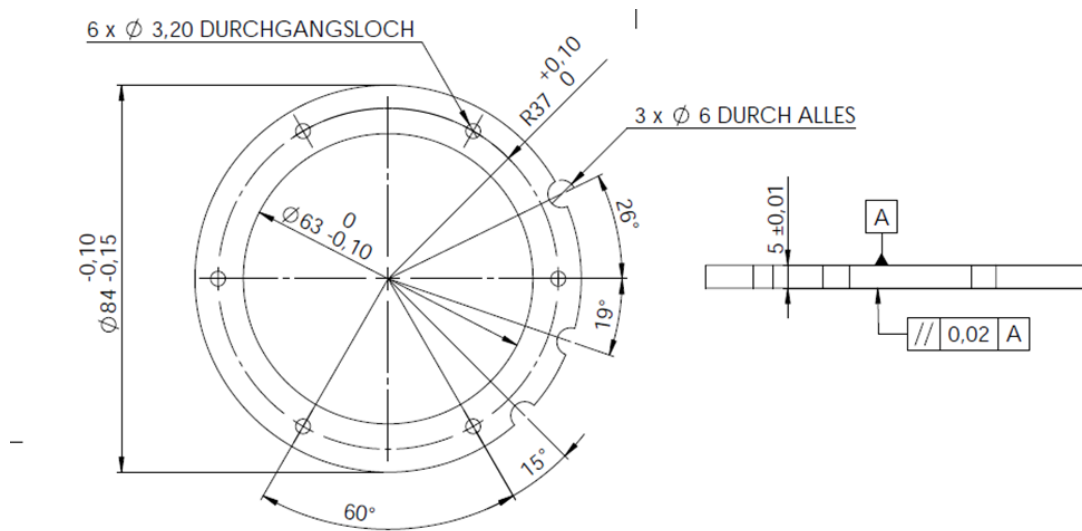


Bild A- 12: Abstandselement 1 für schwimmend gelagerter PTFE-Trennkolben und geklemmter Stahl-Trennkolben mit Angaben in mm.

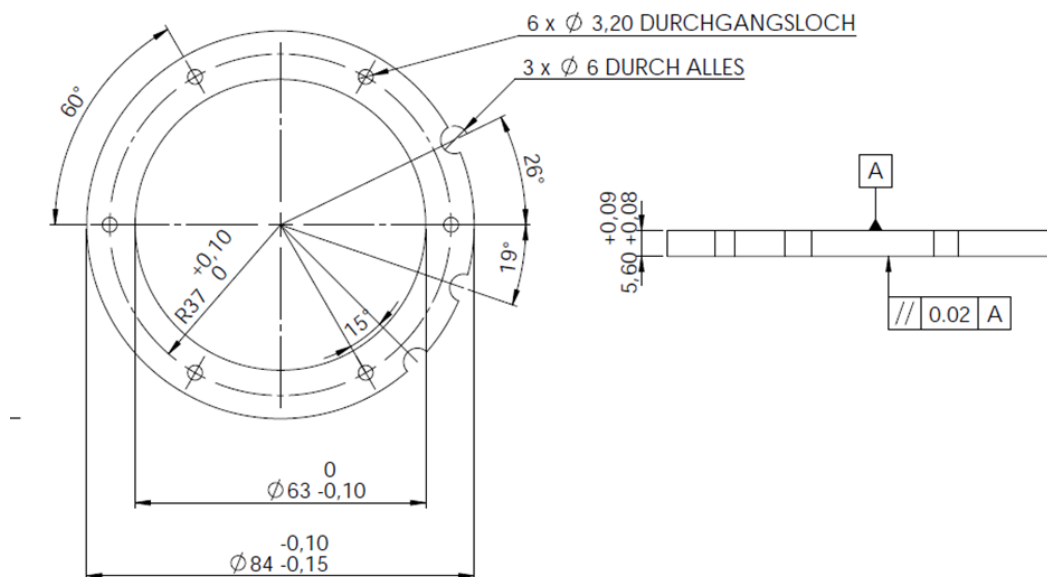


Bild A- 13: Abstandselement 2 für schwimmend gelagerter Stahl-Trennkolben mit Angaben in mm.

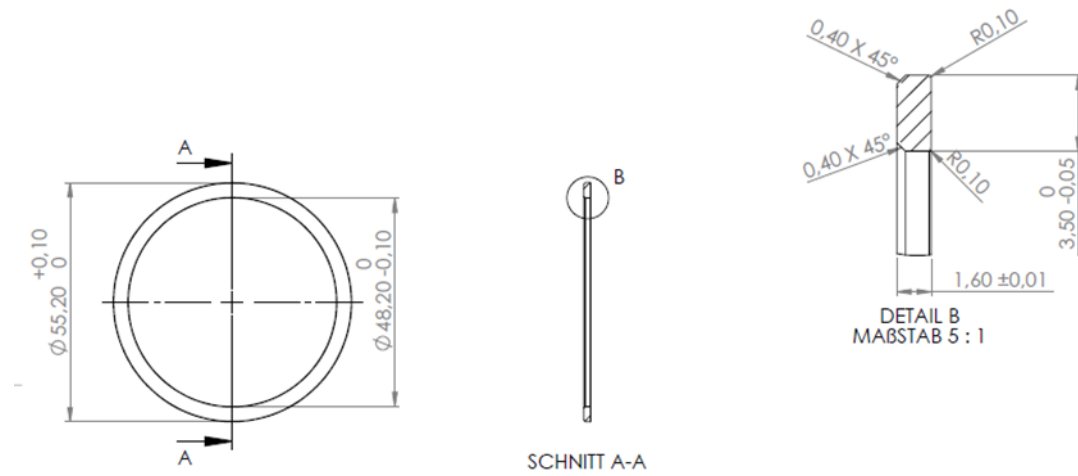


Bild A- 14: PTFE-Gleitring mit Angaben in mm.

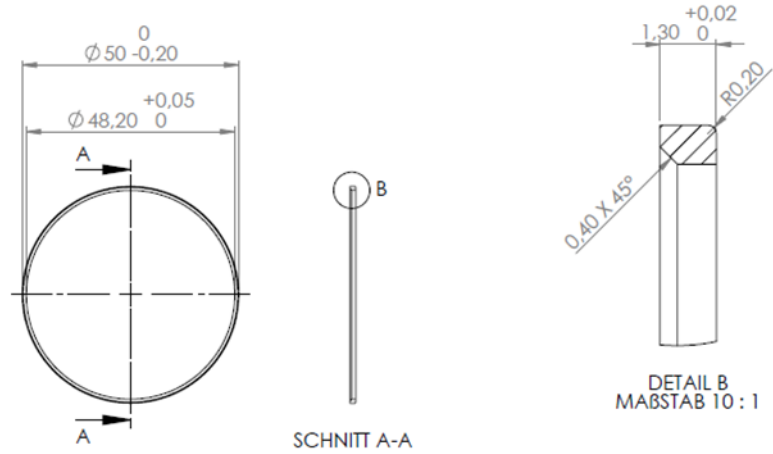


Bild A- 15: Radialabstandsring mit Angaben in mm.

Abbildungsverzeichnis

Bild 1-1: Schematische Darstellung des Viertelfahrzeugs im HiL-Versuch und im Demonstrator mit realen (schwarz) und virtuellen (grau) Größen.	8
Bild 1-2: Methodisches Vorgehen der Arbeit.	9
Bild 2-1: Prinzipskizze eines Einmassenschwingers.	10
Bild 2-2: Lage der Eigenwerte in Abhängigkeit des Lehrschen Dämpfungsmaßes D und Reaktionen des Systems auf eine Auslenkung durch die Anfangsbedingung $z_t = 0 = z_0, \dot{z}_t = 0 = \dot{z}_0$ in Anlehnung an [3].	12
Bild 2-3: Zusammenhang zwischen der Lage der Eigenwerte und dem Abklingverhalten einer Schwingung.	13
Bild 2-4: Lage der Eigenwerte eines Zweimassenschwingers in der komplexen Zahlenebene.	14
Bild 2-5: Modell des Viertelfahrzeugs mit aktivem Fahrwerk.	16
Bild 2-6: Blockschaltbild zur Erzeugung der stochastischen Straßenanregung [2].	18
Bild 2-7: Konfliktdiagramm für die Überfahrt einer typischen Bundesstraße mit 100 km/h [2].	20
Bild 2-8: Schematische Darstellung des Regelkreises des aktiven Viertelfahrzeugs.	22
Bild 2-9: Prinzipskizze einer einfachwirkenden aktiven Luftfeder (links) und der aktiven Doppelbalg-Luftfeder (rechts).	24
Bild 2-10: Regelung des hydraulischen Aktors. Prinzipskizze des Aufbaus zur Regelung des hydraulischen Aktors oben [2] und das zugehörige Blockschaltbild unten [14].	25
Bild 2-11: Prinzipskizze eines Luftfederdämpfers [2].	26
Bild 2-12: Qualitative Kraft-Weg-Hysteresekurve nach [17].	27
Bild 2-13: Qualitativer frequenzabhängiger Verlauf von Steifigkeit und Dämpfarbeit eines 2-Raum-LFDs mit Einfluss von Blendenfläche und Amplitude [17].	28
Bild 3-1: Prinzipieller Aufbau des HiL-Prüfstands mit der aktiven Luftfeder aus [2] in Anlehnung an [14].	32
Bild 3-2: MicroLabBox DS1202 mit I/O Zugängen (links) und angeschlossenem Übergabemodul (rechts).	33
Bild 3-3: Schaltschrank der Prüfstandssteuerung vor (links) und nach (rechts) dem Umbau.	37
Bild 3-4: Eingänge des Simulink-Modells „ <i>LuftFederDaempfer_aktiv_HiL</i> “ aus dem Subsystem „ <i>channels_in</i> “.	39
Bild 3-5: Aufnahme und Berechnung einer analogen Messgröße in Simulink.	40
Bild 3-6: Ausgänge des Simulink-Modells „ <i>LuftFederDaempfer_aktiv_HiL</i> “ aus dem Subsystem „ <i>ausgänge_dspace</i> “.	41
Bild 4-1: Aktiver Einmassenschwinger ohne Dämpfer.	43
Bild 4-2: Regelkreis des Einmassenschwingers mit Rückführung der Einfederungsgeschwindigkeit.	43
Bild 4-3: Wurzelortskurve des aktiven Einmassenschwingers ohne Dämpfer für Rückführung der Geschwindigkeit mit P-Regler.	45
Bild 4-4: WOK des geschwindigkeitsgeregelten Einmassenschwingers mit PT1-Aktor.	46

Bild 4-5: Amplitudengang des Idealen Aktors, des PT1-Aktors mit Eckfrequenz 5 Hz sowie Amplitudengang der Störübertragungsfunktion $z \leftarrow FZ$ des aktiven Systems mit idealem Aktor und PT1-Aktor. Die Amplitudengänge der Aktoren sind als Strichlinien dargestellt. Die Volllinien bilden die Amplitudengänge der Störübertragungsfunktion ab. Die Reglerverstärkung beträgt $kP = 566 \text{ Ns/m}$.	47
Bild 4-6: Prinzipskizze des aktiven Viertelfahrzeugs ohne Aufbaudämpfer.	48
Bild 4-7: Lage der Aufbaueigenwerte und der Radeigenwerte in der komplexen Zahlenebene.	50
Bild 4-8: WOK für die Rückführung des Aufbauwegs zA (links) und Ausschnitt der Lage der Aufbaueigenwerte (rechts).	51
Bild 4-9: WOK für die Rückführung der Aufbaugeschwindigkeit zA (Sky-Hook-Dämpfung) (links) und Ausschnitt der Lage der Aufbaueigenwerte (rechts).	52
Bild 4-10: Amplitudengänge in Abhängigkeit der Reglerverstärkung kP bei Rückführung der Aufbaugeschwindigkeit zA (Sky-Hook-Dämpfung).	53
Bild 4-11: WOK für die Rückführung der Einfederungsgeschwindigkeit z (links) und Ausschnitt der Lage der Aufbaueigenwerte (rechts).	54
Bild 4-12: Amplitudengänge in Abhängigkeit der Reglerverstärkung kP bei Rückführung der Einfederungsgeschwindigkeit z .	55
Bild 4-13: WOK für Rückführung der Einfederungsgeschwindigkeit PT1-Aktor und Ausschnitt der Lage der Aufbaueigenwerte (rechts).	56
Bild 4-14: Amplitudengänge bei Rückführung der Einfederungsgeschwindigkeit mit idealem Aktor und PT1-Aktor.	57
Bild 4-15: Betrachtung von Sicherheit und Komfort anhand der Amplitudengänge.	59
Bild 4-16: Vergleich des identifizierten Aktors mit dem approximierten PT1-Aktor und dem idealen Aktor für Rückführung der Einfederungsgeschwindigkeit z und Rückführung von Einfederungsgeschwindigkeit z und Aufbaugeschwindigkeit zA im Konfliktdiagramm für die Überfahrt einer Bundesstraße mit 100 km/h ohne Aufbaudämpfer ($dA = 0 \text{ Ns/m}$). Der Punkt kennzeichnet das passive Referenzfahrzeug mit der Aufbaudämpfung $dA = 1140 \text{ Ns/m}$.	61
Bild 4-17: Ermittlung der Aufbaudämpfung durch den Luftfederrollbalg.	62
Bild 4-18: Variation der Aufbaudämpfung dA für Rückführung der Einfederungsgeschwindigkeit z und Rückführung von Einfederungsgeschwindigkeit z und Aufbaugeschwindigkeit zA im Konfliktdiagramm für die Überfahrt einer Bundesstraße mit 100 km/h mit identifiziertem Aktor. Der Punkt kennzeichnet das passive Referenzfahrzeug mit der Aufbaudämpfung $dA = 1140 \text{ Ns/m}$.	63
Bild 4-19: Gegenüberstellung verschiedener Rückführungen jeweils ohne und mit Preview im Konfliktdiagramm für die Überfahrt einer Bundesstraße mit 100 km/h mit identifiziertem Aktor und Aufbaudämpfung $dA = 100 \text{ Ns/m}$. Das Viereck kennzeichnet die Lage der ausgewählten Regelung, der Punkt die des passiven Referenzfahrzeug mit der Aufbaudämpfung $dA = 1140 \text{ Ns/m}$.	64
Bild 4-20: Verläufe der gemessenen linearisierten Steifigkeit und Dämpfungskonstante der Luftfeder bei unterschiedlichen harmonischen Weganregungen mit der Amplitude z und der Frequenz f aus [2] in Anlehnung an [14].	66

Bild 4-21: Betrachtung der Pollage des Regelkreises bei verschiedenen Werten von Aufbausteifigkeit c_A und Aufbaudämpfung d_A .	67
Bild 4-22: Prinzipskizze zum Aufbau der HiL-Versuche.	68
Bild 4-23: Einfluss des Messrauschens auf das Viertelfahrzeug ohne Aufbaudämpfer im Stillstand im Zeit- und Frequenzbereich. Verwendung des Sky-Hook-Regler ohne Preview zur Vertikaldynamikregelung.	70
Bild 4-24: Vergleich der gemessenen (Volllinie) und der berechneten (Strichlinie) Amplitudengänge für die Überfahrt einer Bundesstraße mit 100 km/h. Das Viertelfahrzeug wird ohne Aufbaudämpfer ($d_A = 0$ Ns/m) simuliert. Bei der Berechnung wird der Einfluss der Prüfmaschine durch eine Padé-Approximation dritter Ordnung mit einer Totzeit von 10 ms abgebildet.	72
Bild 4-25: Gegenüberstellung des aktiven Fahrzeugs mit Sky-Hook-Regler mit PV (schwarze Symbole) und kombiniertem Regler mit PV (graue Symbole) bei Überfahrt einer Bundesstraße mit 100 km/h. Das Viertelfahrzeug wird im HiL-Versuch ohne Aufbaudämpfer simuliert. Für die Berechnung wird als Aufbaudämpfung die minimale Dämpfung der Luftfeder von $d_A = 100$ Ns/m angenommen. Der HiL-Einfluss wird durch eine Padé-Approximation dritter Ordnung mit einer Totzeit von 10 ms abgebildet. Für das aktive Fahrzeug mit kombiniertem Regler mit PV wurden zwei Messungen (gekennzeichnet durch 1, 2) durchgeführt. Der Kreis markiert das passive Referenzfahrzeug.	73
Bild 5-1: Prototyp der aLF (links) und deren Aufbau in Schnittdarstellung (rechts) nach [2].	74
Bild 5-2: Schematische Darstellung der in MATLAB/Simulink modellierten Systeme in Anlehnung an [30].	75
Bild 5-3: schematische Darstellung des Entwicklungsprozesses der Luftdrossel.	76
Bild 5-4: Grundlegender Aufbau der Luftdrossel.	77
Bild 5-5: Mittelstück der Luftfeder in Anlehnung an [31].	77
Bild 5-6: Passives Fahrwerk mit Luftdrosseln mit verschiedenen Blendendurchmessern und Grenzlinie für die optimale vertikaldynamische Abstimmung des passiven Fahrwerks mit linearem Aufbaudämpfer bei Überfahrt einer Bundesstraße mit 100 km/h. Das Viereck kennzeichnet das passive, luftgedämpfte Fahrwerk mit dem ausgelegten Blendendurchmesser. Der Kreis stellt das passive Referenzfahrzeug dar.	78
Bild 5-7: Dämpfarbeit W_d des passiven LFDs für verschiedene Blendendurchmesser d_B bei monofrequenter harmonischer Weganregung mit einer Amplitude von 10 mm.	79
Bild 5-8: Luftdrossel in Ausführung als schwimmend gelagerter PTFE-Trennkolben mit Blende. Bauteile sind: Kolbenstange (A), Lagerungsscheibe oben (B), Lagerungsscheibe unten (C), Abstandselement (D), PTFE-Trennkolben (E) und O-Ringe (F - H).	81
Bild 5-9: Luftdrossel in Ausführung als geklemmter Stahl-Trennkolben mit Blende und Pneumatik-Zylinder-Dichtung. Bauteile sind: Kolbenstange (A), Lagerungsscheibe oben (B), Lagerungsscheibe unten (C), Abstandselement (D), Stahl-Trennkolben (E), O-Ringe (F - J), Stangendichtung (K), Führungsringe (L, M) und Radialabstandsringe (N, O).	83
Bild 5-10: Luftdrossel in Ausführung als schwimmend gelagerter Stahl-Trennkolben mit Blende und Pneumatik-Zylinder-Dichtung. Bauteile sind: Kolbenstange (A), Lagerungsscheibe oben (B), Lagerungsscheibe unten (C), Abstandselement (D), Stahl-Trennkolben (E), O-Ringe (F - H), PTFE-Gleitringe (I, J), Stangendichtung (K) und Führungsringe (L, M).	84
Bild 5-11: Alte und neue Kolbenstange.	85

- Bild 5-12:** Ermittlung der Haftreibung zwischen Kolbenstange und Trennkolben. 87
- Bild 5-13:** Vergleich der Dissipationsarbeit W_{diss} von LF und LFD mit Blendenquerschnittsfläche $AB = 402.12 \text{ mm}^2$ bei harmonischer Weganregung mit Anregungsamplitude $z = 3 \text{ mm}$. 89
- Bild 5-14:** Gemessener (Volllinien) und simulierter (Strichlinien) Verlauf der Dämpfarbeit W_d des LFDs mit Blendenquerschnittsfläche $AB = 50.27 \text{ mm}^2$ bei harmonischer Weganregung mit verschiedenen Anregungsamplituden z . 90
- Bild 5-15:** Gegenüberstellung der gemessenen und der berechneten Amplitudengänge für die Überfahrt einer Bundesstraße mit 100 km/h. Das Viertelfahrzeug wird ohne Aufbaudämpfer ($dA = 0 \text{ Ns/m}$) simuliert. Zur Vertikaldynamikregelung wird der Sky-Hook-Regler mit PV verwendet. Die Blendenquerschnittsfläche des aLFDs beträgt $AB = 402.12 \text{ mm}^2$. 91
- Bild 5-16:** Vergleich aktives Viertelfahrzeug mit aLF und aLFD im HiL-Versuch (gemessen) und Simulation (berechnet) bei Überfahrt einer Bundesstraße mit 100 km/h. Das Viertelfahrzeug wird ohne Aufbaudämpfer ($dA = 0 \text{ Ns/m}$) simuliert. Zur Vertikaldynamikregelung wird der Sky-Hook-Regler mit PV verwendet. Die Blendenquerschnittsfläche des aLFDs beträgt $AB = 402.12 \text{ mm}^2$. Der Kreis kennzeichnet das passive Referenzfahrzeug. 92
- Bild 5-17:** Temperaturverlauf T in oberer und unterer Kammer des aLFDs mit Blendenquerschnittsfläche $AB = 402.12 \text{ mm}^2$ im HiL-Versuch bei wiederholter Überfahrt einer Bundesstraße mit 100 km/h. 93

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2-1: Parameter des Viertelfahrzeugmodells [2].	17
Tabelle 3-1: Pinbelegung des Sub-D-Steckers für <i>Analog I/O A</i>	34
Tabelle 3-2: Pinbelegung des Sub-D-Steckers für <i>Analog I/O B</i>	35
Tabelle 3-3: Pinbelegung des Sub-D-Steckers für <i>Digitale I/O A</i>	36
Tabelle 4-1: Größen der Aufbaueigenform und der Radeigenform.....	49
Tabelle 4-2: Festgelegte Reglerparameter für eine Aufbaudämpfung von $dA = 100 \text{ Ns/m}$ und den identifizierten Aktor.....	65
Tabelle 4-3: Parameter der implementierten Regler.	69
Tabelle 5-1: Anforderungsliste für das Dichtungskonzept.	80

Verzeichnis der auf Datenträger gespeicherten Dateien

Datei	Anwendung	Beschreibung
Ausarbeitung\Thesis_JakobVogt	Word16	Dieses Dokument
Präsentationen\Kolloq_JakobVogt	PowerPoint16	Zwischenpräsentation
Präsentationen\Zwischenkolloq_JakobVogt	PowerPoint16	Abschlusspräsentation
Berechnung_Simulation\aktiveDaempfung		Simulationen zu Dämpfung durch Aktorik
...\Einmassenschwinger		Simulationen zu Dämpfung durch Aktorik am Einmassenschwinger
...\Zweimassenschwinger		Simulationen zu Dämpfung durch Aktorik am Einmassenschwinger
Berechnung_Simulation\passiveDaempfung		Auslegung der Luftdrossel
Sim_Auslegung_Blende\09_alfd_matlabrtm_git\Blende		Simulationen zur Auslegung des Blendendurchmessers
...\aLFD_sim		Simulationen mit passivem/aktivem Luftfederdämpfer
...\qcm_sim		Simulationen Viertelfahrzeug mit passivem/aktivem Luftfederdämpfer
CAD\Ausarbeitung		Aufbereitete Teile/Baugruppen für Thesis
CAD\Luftfederdaempfer_aktiv_2Aktoren		Modell des aktiven Luftfederdämpfers