

# **Entwurf mechatronischer Fahrzeugfederungen am Beispiel eines geländegängigen Nutzfahrzeugs**

zur Erlangung des akademischen Grades eines  
DOKTORS DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN (Dr.-Ing.)  
der Fakultät für Maschinenbau  
der Universität Paderborn

genehmigte  
DISSERTATION

von  
Dipl.-Ing. Andreas Wielenberg  
aus Damme

Tag des Kolloquiums: 30.09.2014

Referent: Prof. Dr.-Ing. habil. Ansgar Trächtler

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Detmar Zimmer



Für meine erste Tochter Sarah in Liebe.



---

## Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Regelungstechnik und Mechatronik (RtM) der Universität Paderborn, früher Mechatronik Laboratorium Paderborn (MLaP).

Mein besonderer Dank gilt dem ehemaligen Leiter des MLaP, dem viel zu früh verstorbenen Herrn Prof. Dr.-Ing. Joachim Lückel, der mein Verständnis für Mechatronik maßgeblich geprägt hat.

Dem Leiter des RtM, Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Ansgar Trächtler, gilt mein herzlicher Dank für die Möglichkeit, diese Arbeit durchzuführen, für die große Unterstützung durch Gespräche und Diskussionen, in denen er mir mit Rat und konstruktiver Kritik zur Seite stand, und schließlich für die Begutachtung meiner Arbeit.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Detmar Zimmer, Leiter des Instituts für Konstruktions- und Antriebstechnik an der Universität Paderborn, danke ich für die Übernahme des Korreferats und die Durchsicht meiner Arbeit.

Bedanken möchte ich mich auch bei meinen ehemaligen Kolleginnen und Kollegen des Instituts für die freundschaftliche, vertrauensvolle und kollegiale Arbeitsatmosphäre. Besonders bedanken möchte ich mich bei Herrn Dr.-Ing. Karl-Peter Jäker und Herrn Dr.-Ing. Jewgenij Harchenko, die durch viele Diskussionen mit Rat und konstruktiver Kritik zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Weiterhin bedanke ich mich auch bei den Studien- und Diplomarbeitern sowie den studentischen Hilfskräften, die mich bei meiner Arbeit unterstützt haben.

Frau Annette Bökamp-Gros danke ich für die sorgfältige Durchsicht des Manuskripts.

Meinen Eltern danke ich für ihr Vertrauen und ihre Unterstützung, durch die mir der Weg bis hierher erst möglich war.

Da es mir beim Erstellen dieser Arbeit nicht immer gelungen ist, meiner Familie die Aufmerksamkeit zu widmen, die sie verdient hätte, gebührt mein ganz besonderer Dank meiner lieben Frau Anette, ohne deren Unterstützung und Verständnis es mir nicht möglich gewesen wäre, diese Arbeit fertigzustellen.

Herford, im November 2014

Andreas Wielenberg



---

## Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wird der Entwurf mechatronischer Fahrzeugfederungen am Beispiel eines geländegängigen Nutzfahrzeugs beschrieben. Die dargestellte Vorgehensweise basiert auf dem Entwicklungsprozess für mechatronische Produkte. Dieser wird durch die Übertragung des modellbasierten Ansatzes auf die Entwurfsschritte Planung und Konzeption erweitert.

Zunächst wird anhand von Beispielen ein Überblick über den Stand der Technik mechatronischer Fahrzeugfederungen gegeben. Im Vordergrund steht dabei die Funktionsstruktur, die in der Konzeptphase erneut aufgegriffen wird. Danach werden Anforderungen und Auslegungsziele für die zu entwerfende mechatronische Fahrzeugfederung und entsprechenden Beurteilungsgrundlagen definiert. Sowohl die Anforderungen und die Auslegungsziele als auch die Beurteilungsgrundlagen werden in entsprechenden Modellen abgebildet. Diese Modelle sind Teil der modellbasierten Entwurfsumgebung. Im Anschluss daran erfolgt in der Konzeptphase zunächst die Analyse der bestehenden passiven Fahrzeugfederung. Danach werden die Funktionsstruktur für die mechatronische Fahrzeugfederung ausgearbeitet und die geeigneten Wirkprinzipien ausgewählt. Abschließend erfolgen die Ausarbeitung der Wirkstruktur, die Detaillierung des Federungs- und Aktorkonzepts sowie die Synthese der Wunschdynamik. Alle Schritte der Konzeptphase werden modellbasiert durchgeführt. Nach der Konzeptphase erfolgt die modellbasierte Auslegung der mechatronischen Fahrzeugfederung. Neben den Aktoren für den aktiven Eingriff werden die Komponenten für die eingesetzte semiaktive hydropneumatische Federung ausgelegt. Zum Abschluss der Arbeit werden die Inbetriebnahme und die Erprobung der Komponenten der mechatronischen Fahrzeugfederung auf einem Prüfstand beschrieben.

## Summary

In this thesis the design of mechatronic vehicle-suspension systems is described, using the example of an off-road utility vehicle. The presented approach is based on the development process for mechatronic products. It is extended by transferring the model-based approach into the design steps of planning and conception.

First, an overview of the state of the art in mechatronic vehicle-suspension systems is given by examples. The focus is on the functional structure which is used again in the conception. Then the requirements and design objectives for designing the mechatronic vehicle-suspension system and the corresponding evaluation criteria will be defined. Both the requirements and the design objectives as well as the evaluation criteria are represented in corresponding models. These models are part of the model-based design environment. In the following, during the concept phase, the existing passive vehicle suspension system will be analysed at first. Afterwards the functional structure of the new mechatronic vehicle-suspension system will be developed and the appropriate principles will be selected. Finally, the development of the structure, the detailing of the suspension and the actuator concept, as well as the synthesis of the desired dynamics will be performed. All the steps of the concept phase are done in a model-based way. After the concept phase, the model-based design of the mechatronic vehicle suspension system will be effected. In addition to the actuators for the active intervention the components for the used semi-active hydro-pneumatic suspension will be designed. To round off the thesis the initial start-up and testing of the components of the mechatronic vehicle-suspension system on a test bench will be described.



# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b> .....	<b>1</b>
1.1	Zielsetzung und Aufbau der Arbeit .....	2
1.2	Das geländegängige Nutzfahrzeug DINGO .....	4
<b>2</b>	<b>Mechatronische Fahrzeugfederungssysteme</b> .....	<b>7</b>
2.1	Klassifizierung von Fahrzeugfederungen .....	7
2.2	Aktive Fahrzeugfederungssysteme .....	9
2.2.1	Aktorprinzip .....	9
2.2.2	Vollaktive Fahrzeugfederungssysteme.....	11
2.2.3	Teilaktive Fahrzeugfederungssysteme .....	14
2.3	Semiaktive Fahrzeugfederungssysteme .....	14
<b>3</b>	<b>Modellbasierte Entwurfsumgebung</b> .....	<b>17</b>
3.1	Erstellung der modellbasierten Entwurfsumgebung .....	17
3.1.1	Aufstellen und Detaillieren der Anforderungen und Auslegungsziele .....	18
3.1.2	Definieren der Beurteilungsgrundlagen.....	18
3.1.3	Identifizieren des entwurfsrelevanten Systemumfelds .....	19
3.1.4	Vorgehensweise zum Erstellen der modellbasierten Entwurfsumgebung.....	20
3.2	Modellbasierte Entwurfsumgebung für die mechatronische Fahrzeugfederung .....	22
3.2.1	Betriebsbedingungen für die Fahrzeugfederung .....	23
3.2.2	Anforderungen an Fahrzeugfederungen .....	24
3.2.3	Beurteilung von Fahrzeugfederungen .....	32
3.2.4	Einsatz von Modellen im Rahmen des mechatronischen Entwurfs.....	38
3.2.5	Fahrzeugmodelle.....	39
3.2.6	Anregungsmodelle .....	45
3.2.7	Bewertungsfilter.....	47
3.3	Zusammenfassung der modellbasierten Entwurfsumgebung .....	48
<b>4</b>	<b>Konzeption der mechatronischen Fahrzeugfederung</b> .....	<b>51</b>
4.1	Analyse der konventionellen passiven Fahrzeugfederung .....	51
4.1.1	Analyse der Hubdynamik .....	52
4.1.2	Analyse der Wankdynamik.....	54
4.1.3	Konfliktdiagramm und Zusammenfassung der Analyseergebnisse .....	54
4.2	Ausarbeitung der Funktionsstruktur und der Wirkprinzipien für das mechatronische Federungssystem .....	56
4.3	Erstellung und Analyse möglicher Wirkstrukturen .....	58
4.3.1	Theoretische Vorüberlegungen .....	58
4.3.2	Konzeptanalyse .....	63
4.4	Detaillierung des Federungs- und Aktorkonzepts.....	66
4.4.1	Flügelzellenaktor .....	67
4.4.2	HP-Gleichlaufzylinder .....	68
4.4.3	Ventilblock .....	69
4.5	Synthese der Wunschdynamik für die mechatronische Fahrzeugfederung .....	71
4.5.1	Synthese der passiven Grundabstimmung .....	71
4.5.2	Synthese des aktiven Eingriffs .....	75
4.6	Ergebnis der Konzeptphase .....	78
<b>5</b>	<b>Modellbasierte Auslegung der mechatronischen Fahrzeugfederung</b> .....	<b>81</b>
5.1	Modellierung der Fahrzeugfederungskomponenten.....	81
5.1.1	HP-Gleichlaufzylinder .....	81
5.1.2	HP-Federung.....	83
5.1.3	Flügelzellenaktor .....	85
5.2	Quasistatische Vorauslegung der Federungskomponenten.....	91
5.2.1	HP-Gleichlaufzylinder .....	91
5.2.2	HP-Federung.....	94

---

5.2.3	Flügelzellenaktor .....	95
5.3	Modellbasierte Analyse des mechatronischen Fahrzeugfederungssystems .....	98
5.3.1	Analyse der passiven Grundabstimmung .....	99
5.3.2	Analyse des aktiven Eingriffs .....	100
5.3.3	Zusammenfassung der Analyseergebnisse .....	104
5.4	Modellbasierte Analyse und Optimierung des Flügelzellenaktors .....	105
5.4.1	Analyse des Führungs- und des Störübertragungsverhaltens .....	105
5.4.2	Konstruktive Änderungen der Verstelleinrichtung des Flügelzellenaktors .....	107
5.4.3	Anpassung des Modells der Verstelleinheit .....	108
5.4.4	Auslegung und Analyse der Verstelleinheit des Flügelzellenaktors .....	113
<b>6</b>	<b>Prüfstandserprobung der Federungsaktoren .....</b>	<b>117</b>
6.1	Prüfstands Aufbau .....	117
6.2	Identifizierung und Validierung des Modells der HP-Federung .....	119
6.3	Messtechnische Analyse des Einflusses des Ventilblocks und der Hydraulikleitungen ..	120
6.4	Experimentelle Untersuchung des Flügelzellenaktors .....	122
6.4.1	Parameteridentifizierung des Modells des Antriebsmotors .....	122
6.4.2	Analyse der Druckrückführung und der internen Rückstellkräfte .....	125
6.5	Führungs- und Störübertragungsverhalten des Flügelzellenaktors .....	128
6.5.1	Führungsübertragungsverhalten .....	128
6.5.2	Störübertragungsverhalten .....	130
6.6	Zusammenfassung der Prüfstandserprobung .....	130
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>133</b>
<b>8</b>	<b>Literatur .....</b>	<b>135</b>
 <b>Anhang</b>		
<b>A1</b>	<b>Funktionsorientierte Anforderungsliste .....</b>	<b>141</b>
<b>A2</b>	<b>Bewertungsgrößen und Auslegungsziele .....</b>	<b>142</b>
<b>A3</b>	<b>Führungs- und Störübertragungsfunktion der Druckrückführung .....</b>	<b>143</b>
<b>A4</b>	<b>Aus der Verstellung resultierende Kräfte auf den Hubring .....</b>	<b>146</b>
1.	Betriebsfall .....	146
2.	Betriebsfall .....	147
<b>A5</b>	<b>Informationsverarbeitung .....</b>	<b>149</b>
	Aktorregelung .....	150
	Fahrwerksregelung .....	153

## Formelzeichen

$a_1$	Längsbeschleunigung	[m/s <sup>2</sup> ]
$a_q$	Querbeschleunigung	[m/s <sup>2</sup> ]
$a_z$	vertikale Aufbaubeschleunigung	[m/s <sup>2</sup> ]
$a_{zb}$	bewertete vertikale Aufbaubeschleunigung	[m/s <sup>2</sup> ]
$a_{zb, \text{eff}}$	Effektivwert der bewerteten vertikalen Aufbaubeschleunigung	[m/s <sup>2</sup> ]
$A_{GL}$	Kolbenfläche des Gleichlaufteils	[m <sup>2</sup> ]
$A_{HP}$	Kolbenfläche des HP-Teils	[m <sup>2</sup> ]
$A_{IR}$	interne Rückstellfläche	[m <sup>2</sup> ]
$A_R$	wirksame Fläche der Druckrückführung	[m <sup>2</sup> ]
$A_{RK}$	Fläche der Rückstellkolben	[m <sup>2</sup> ]
$A_1$	Kolbenfläche innerer Rückstellkolben	[m <sup>2</sup> ]
$A_2$	Kolbenfläche äußerer Rückstellkolben	[m <sup>2</sup> ]
$c$	Federsteifigkeit	[N/m]
$c_A$	Federsteifigkeit der Aufbaufeder	[N/m]
$c_{HP}$	Federsteifigkeit HP-Federung	[N/m]
$c_L$	Leckölkoeffizient	[m <sup>3</sup> /s/Pa]
$c_{St}$	Federsteifigkeit des Stabilisators (radbezogen)	[N/m]
$c_R$	Federsteifigkeit der Reifenfeder	[N/m]
$c_V$	Steifigkeit der Verstellfedern	[N/m]
$c_1$	Federsteifigkeit der inneren Verstellfeder	[N/m]
$c_2$	Federsteifigkeit der äußeren Verstellfeder	[N/m]
$C_{GL}$	hydraulische Kapazität einer Gleichlaufkammer	[Pa/m <sup>3</sup> ]
$C_{\text{leer}}$	hydraulische Kapazität der leeren Hydraulikspeicher	[Pa/m <sup>3</sup> ]
$C_{Sp}$	hydraulische Kapazität der Hydraulikspeicher	[Pa/m <sup>3</sup> ]
$d_A$	Dämpfungskonstante des Aufbaudämpfers	[Ns/m]
$d_{FZP}$	durch die Flügelzellenpumpe realisierte Dämpfung	[Ns/m]
$d_{HK}$	Dämpfung des Hubkolbens	[Ns/m]

---

$d_{\text{MPE}}$	Reibkoeffizient der MPE	[Nms/rad]
$d_{\text{R}}$	Dämpfungskonstante der Reifendämpfung	[Ns/m]
$d_{\text{VB}}$	vom Ventilblock verursachte Dämpfung	[Ns/m]
$d_1$	Durchmesser innerer Kolben HP-Gleichlaufzylinder	[m]
$d_2$	Durchmesser Kolbenstange HP-Gleichlaufzylinder	[m]
$d_3$	Durchmesser äußerer Kolben HP-Gleichlaufzylinder	[m]
$e_{\text{HK}}$	Auslenkung der Flügelzellenpumpe	[m]
$e_{\text{max}}$	maximale Auslenkung der Flügelzellenpumpe	[m]
$e_{\text{VK2}}$	Verschiebung des äußeren Verstellkolbens	[m]
$e_{\text{v}}$	Auslenkung der Verstellung	[m]
$e_{\text{V, x}}$	Verschiebung der Verstellung	[m]
$E_{\text{Öl}}$	Kompressionsmodul des Öls	[N/m <sup>2</sup> ]
$f_{\text{A}}$	Eigenfrequenz der Aufbaumasse	[Hz]
$f_{\text{Aktor}}$	Bandbreite des Aktors	[Hz]
$f_{\text{R}}$	Eigenfrequenz der Radmasse	[Hz]
$F_{\text{aktiv}}$	Kraft für den aktiven Eingriff	[N]
$F_{\text{c}}$	Federkraft	[N]
$F_{\text{c1}}$	Federkraft der inneren Verstellfeder	[N]
$F_{\text{c2}}$	Federkraft der äußeren Verstellfeder	[N]
$F_{\text{d}}$	Dämpferkraft	[N]
$F_{\text{DR}}$	Rückstellkraft der Druckrückführung	[N]
$F_{\text{FB}}$	Federbeinkraft	[N]
$F_{\text{GL}}$	Kraft aus dem Gleichlaufteil	[N]
$F_{\text{HK, d}}$	Dämpfungskraft am Hubkolben	[N]
$F_{\text{HP}}$	Kraft aus der HP-Federung	[N]
$F_{\text{h1}}$	hydraulische Kraft am inneren Verstellkolben	[N]
$F_{\text{h2}}$	hydraulische Kraft am äußeren Verstellkolben	[N]

$F_{IR}$	interne Rückstellkraft	[N]
$F_l$	Längskraft (auf Grund der Längsbeschleunigung)	[N]
$F_P$	Panhard-Stab-Kräfte	[N]
$F_q$	Querkraft (auf grund der Querbeschleunigung)	[N]
$F_R$	Radlast	[N]
$F_{R, x}$	Rückstellkräfte der Druckrückführung	[N]
$F_{Stör}$	Störkraft am Aufbau	[N]
$F_{V, x}$	Verstellkräfte	[N]
$F_{w, max}$	maximale Kraft für den Wankausgleich	[N]
$g$	Erdbeschleunigung	[m/s <sup>2</sup> ]
$G(j\omega)$	komplexer Frequenzgang	
$G_{a_{z_b, z_c}}(j\omega)$	Frequenzgang von der Straßenanregung zur bewerteten vertikalen Aufbaubeschleunigung	[1/s <sup>2</sup> ]
$G_L(j\omega)$	Frequenzgang des Latschfilters	[-]
$G_V(j\omega)$	Frequenzgang des Bewertungsfilters der vertikalen Aufbaubeschleunigung	[-]
$h_n$	Höhe des Schwerpunkts über dem Nickpol	[m]
$h_w$	Höhe des Schwerpunkts über dem Wankpol	[m]
$h_{Zyl}$	Hub des Zylinders	[m]
$i_M$	Motorstrom Antriebsmotor	[A]
$k_M$	Motorkonstante Antriebsmotor	[Nm/A]
$k_{Verlust}$	Verlustbeiwert der Flügelzellenpumpe	[Nm/U/s]
$K_q$	Verstärkungsfaktor für die aktive Wankkompensation	[N/m/s <sup>2</sup> ]
$l_L$	Latschlänge	[m]
$l_n$	Abstand des Radaufstandspunktes vom Nickpol	[m]
$l_w$	Abstand des Radaufstandspunktes vom Wankpol	[m]
$l_1$	Abstand: Lager der Blattfeder / Auflagepunkt Verstellkolben	[m]
$l_2$	Abstand vom Lager der Blattfeder / Koppelpunkt der Zahnstange	[m]

$L_M$	Ankerinduktivität Antriebsmotor	[H]
$m$	Masse	[kg]
$m_A$	Aufbaumasse, Viertelfahrzeugmodell	[kg]
$m_{HK}$	Masse des Hubkolbens	[kg]
$m_R$	Radmasse	[kg]
$M_A$	Aufbaumasse, Gesamtfahrzeug	[kg]
$M_{Antrieb}$	Antriebsmoment des Antriebsmotors	[Nm]
$M_{hyd}$	theoretisches Lastmoment der Pumpe	[Nm]
$M_{Last}$	Lastmoment der Pumpe	[Nm]
$M_{Verlust}$	Verlustmoment	[Nm]
$n_{MPE}$	Drehzahl der Motor-Pumpen-Einheit	[U/s]
$p$	Druck	[Pa]
$p_a$	Arbeitsdruck des Federungssystems	[Pa]
$p_{GL}$	Druck im Gleichlaufteil	[Pa]
$p_{HP}$	Druck im HP-Teil	[Pa]
$p_{Sp}$	Speicherdruck	[Pa]
$p_0$	Vorspanndruck des Speichers	[Pa]
$P$	Leistung	[W]
$P_A$	Leistung für den aktiven Eingriff	[W]
$P_D$	Dämpferleistung	[W]
$P_{el}$	elektrische Leistung	
$P_F$	Federleistung	[W]
$Q_{FZP}$	Ölvolumenstrom der Flügelzellenpumpe	[m <sup>3</sup> /s]
$Q_{GL}$	Ölvolumenstrom des Gleichlaufteils	[m <sup>3</sup> /s]
$Q_{HP}$	Ölvolumenstrom des HP-Teils	[m <sup>3</sup> /s]
$Q_L$	Leckölvolumenstrom	[m <sup>3</sup> /s]
$Q_{Sp}$	Ölvolumenstrom in den Speicher	[m <sup>3</sup> /s]
$Q_{th}$	theoretischer Ölvolumenstrom	[m <sup>3</sup> /s]

---

$Q_{\text{Ventil}}$	durch das Ventil fließender Ölvolumenstrom	$[\text{m}^3/\text{s}]$
$R_{\text{FZP}}$	Drosselwiderstand der Flügelzellenpumpe	$[\text{Pa}/\text{m}^3/\text{s}]$
$R_{\text{Gl}}$	Drosselwiderstand des Gleichlaufteils	$[\text{Pa}/\text{m}^3/\text{s}]$
$R_{\text{M}}$	Ankerwiderstand Antriebsmotor	$[\Omega]$
$R_{\text{Ventil}}$	Drosselwiderstand des Ventils	$[\text{Pa}/\text{m}^3/\text{s}]$
$R_{\text{VB}}$	Drosselwiderstand des Ventilblocks	$[\text{Pa}/\text{m}^3/\text{s}]$
$t$	Zeit	$[\text{s}]$
$T_{\text{iR}}$	Zeitkonstante des geschlossenen Stromregelkreises	$[\text{s}]$
$T_{\text{L}}$	Zeitkonstante des Latschfilters	$[\text{s}]$
$T_{\text{V}}$	Zeitkonstante der Verstellung des FZA	$[\text{s}]$
$u_{\text{VB}}$	Ansteuerung Ventilblock	$[\text{V}]$
$u_{\text{Ventil}}$	Ansteuerspannung Ventil	$[\text{V}]$
$u_{\text{K}}$	Klemmenspannung Antriebsmotor	$[\text{V}]$
$v$	Fahrzeuggeschwindigkeit	$[\text{m}/\text{s}]$
$\text{Var}(F_{\text{R}})$	Variationskoeffizient der Radlast	$[-]$
$V_{\text{g}}$	Schluckvolumen der Flügelzellenpumpe	$[\text{m}^3/\text{U}]$
$V_{\text{g, max}}$	maximales Schluckvolumen der Flügelzellenpumpe	$[\text{m}^3/\text{U}]$
$V_0$	Nennvolumen des Speichers	$[\text{m}^3]$
$w$	Welligkeit der Fahrbahn	$[-]$
$W$	Arbeit	$[\text{W}]$
$z_{\text{A}}$	Auslenkung der Aufbaumasse	$[\text{m}]$
$z_{\text{e}}$	Fahrbahnanregung	$[\text{m}]$
$z_{\text{FB}}$	Verfahrweg des Zylinders	$[\text{m}]$
$z_{\text{L}}$	Anregung in vertikaler Richtung	$[\text{m}]$
$z_{\text{R}}$	Auslenkung des Rades	$[\text{m}]$
$\Delta e_{1, \text{max}}$	maximaler Federweg der inneren Verstellfeder	$[\text{m}]$
$\Delta p_{\text{GL}}$	Druckdifferenz im Gleichlaufteil	$[\text{Pa}]$
$\Delta p_{\text{Ventil}}$	Druckabfall am Ventil	$[\text{Pa}]$

---

$\Delta z$	Federweg	[m]
$\Delta\Delta z_{\text{stat}}$	statischer Federweg	[m]
$\zeta_A$	Dämpfungsmaß der Aufbaumasse	[-]
$\zeta_R$	Dämpfungsmaß der Radmasse	[-]
$\zeta_V$	Dämpfungsmaß der Verstellung des FZA	[-]
$\eta_{\text{Rück}}$	Wirkungsgrad der Energierückgewinnung	[-]
$\Theta_{A, \text{WP}}$	Massenträgheitsmoment der Aufbaumasse um den Wankpol	[kgm <sup>2</sup> ]
$\Theta_{A, \text{NP}}$	Massenträgheitsmoment der Aufbaumasse um den Nickpol	[kgm <sup>2</sup> ]
$\Theta_{\text{MPE}}$	Massenträgheit der MPE	[kgm <sup>2</sup> ]
$\kappa$	Polytropenexponent	[-]
$\kappa_A$	Nickwinkel des Aufbaus	[rad]
$\lambda$	Wellenlänge	[m]
$\sigma$	Standardabweichung	[-]
$\sigma_A$	Verspannung des Aufbaus	[-]
$\tau_A$	Abklingdauer	[s]
$\varphi_A$	Wankwinkel des Aufbaus	[rad]
$\varphi_{\text{VM}}$	Position Verstellmotor	[rad]
$\Phi_h$	Spektraldichte der Unebenheit	[m <sup>3</sup> ]
$\Phi_h(\Omega_0)$	Unebenheitsmaß der Fahrbahn	[m <sup>3</sup> ]
$\omega_{\text{MPE}}$	Winkelgeschwindigkeit der MPE	[rad/s]
$\omega_0$	Eigenkreisfrequenz	[rad/s]
$\omega_{0, A}$	Eigenkreisfrequenz der Aufbaumasse	[rad/s]
$\omega_{0, R}$	Eigenkreisfrequenz der Radmasse	[rad/s]
$\Omega$	Wegkreisfrequenz	[1/m]
$\Omega_0$	Bezugswegkreisfrequenz	[1/m]

## Indizes

aktiv	aktiv
A	Aufbau
Aktor	Aktor
BG	Bewertungsgröße
dyn	dynamisch
erf	erforderlich
ges	gesamt
h	hinten
l	links
leer	leer
max	maximal
min	minimal
mittel	Mittelwert
neg	negativ
pos	positiv
r	rechts
R	Rad
soll	Sollwert
stat	statisch
v	vorne
voll	vollbeladen

Anmerkung: Bei mehrfach verwendeten Bezeichnungen wird die Bedeutung im Kontext erläutert oder ist im Zusammenhang eindeutig.

## Abkürzungen

FZA	Flügelzellenaktor
FZP	Flügelzellenpumpe
HP	hydropneumatisch
LKW	Lastkraftwagen
MPE	Motor-Pumpen-Einheit
NFZ	Nutzfahrzeug
NP	Nickpol
SP	Schwerpunkt
WP	Wankpol

# 1 Einleitung

Fahrwerke moderner Kraftfahrzeuge sollen maximale Sicherheit bei gleichzeitig höchstem Komfort gewährleisten. Diese Anforderung scheint zunächst sehr einfach, stellt für die Entwickler aber eine enorme Herausforderung dar. Sicherheit und Komfort erfordern gegensätzliche Fahrwerksabstimmungen. So weist zum Beispiel ein „straff“ abgestimmtes Fahrwerk eines Sportwagens mit entsprechend „harten“ Feder- und Dämpferelementen ein höheres Maß an Fahrsicherheit auf als das eher „weich“ abgestimmte Fahrwerk einer Limousine; dies bietet dafür aber bei weitem mehr Fahrkomfort.

Den dominanten Einfluss auf Fahrsicherheit und Fahrkomfort hat dabei die Fahrzeugfederung. Diese ist Teil des Fahrwerks und umfasst alle Komponenten, die eine direkte Auswirkung auf die Vertikaldynamik haben, wobei hier primär die Aufbaubewegungen Huben, Wanken und Nicken sowie die Einfederung der Räder betrachtet werden. Die Komponenten einer passiven Fahrzeugfederung sind:

- Reifen (Feder- und Dämpfereigenschaften, Filterwirkung des Latsches)
- Radaufhängung mit der zugehörigen Elastokinematik
- Aufbaufeder und -dämpfer
- Stabilisatoren

Das Bestreben der Fahrwerksentwickler, ein Optimum an Fahrsicherheit und Fahrkomfort zu erreichen, hat zu einem hohen Reifegrad der passiven Fahrzeugfederungen geführt, so dass diese zunehmend an ihre Grenzen stoßen. Eine weitere Verbesserung von Fahrkomfort oder Fahrsicherheit ist nur noch auf Kosten der jeweils anderen Eigenschaft möglich. Aus diesem Grund wird bereits seit Mitte des letzten Jahrhunderts an der Entwicklung aktiver und semiaktiver Fahrzeugfederungen gearbeitet. Diese können den Zielkonflikt zwischen Fahrsicherheit und Fahrkomfort zwar nicht eliminieren, eröffnen dem Entwickler aber zusätzliche Freiheitsgrade bei der Federungsauslegung, um sowohl Fahrkomfort als auch Fahrsicherheit weiter zu optimieren [Kau02]. Aktive und semiaktive Fahrzeugfederungen sind mechatronische Systeme und werden im Folgenden unter dem Begriff „mechatronische Fahrzeugfederungssysteme“ zusammengefasst.

Die Grundstruktur mechatronischer Systeme ist in Bild 1-1 dargestellt.

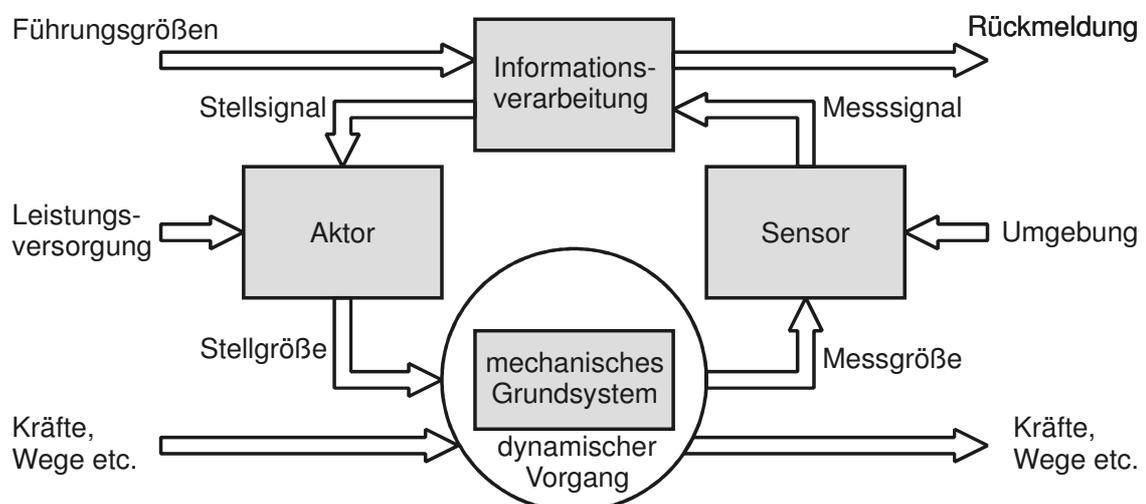


Bild 1-1: Grundstruktur eines mechatronischen Systems (nach [VDI 2206])

Die Basis bildet ein mechanisches Grundsystem, das einem dynamischen Vorgang unterliegt. Mit Hilfe von integrierten Aktoren kann in den dynamischen Vorgang eingegriffen und das gewünschte Verhalten eingestellt werden. Die erforderlichen Stellsignale für die Aktoren werden von entsprechenden Regelalgorithmen in der Informationsverarbeitung bestimmt. Die dazu benötigten Zustandsgrößen des dynamischen Vorgangs werden durch Sensoren erfasst und als Messsignal an die Informationsverarbeitung weitergeleitet. Mechatronische Systeme umfassen Komponenten der Disziplinen Maschinenbau, Elektrotechnik und Informatik.

## 1.1 Zielsetzung und Aufbau der Arbeit

Thema dieser Arbeit ist der Entwurf eines mechatronischen Fahrzeugfederungssystems für ein geländegängiges Nutzfahrzeug. In den vergangenen Jahren sind einige Arbeiten zum Entwurf mechatronischer Systeme entstanden ([Toe02], [Koc05], [Har10] usw.). Dabei hat sich eine Vorgehensweise nach Bild 1-2 als geeignete Entwurfsmethode etabliert und gehört heute zum Stand der Technik.

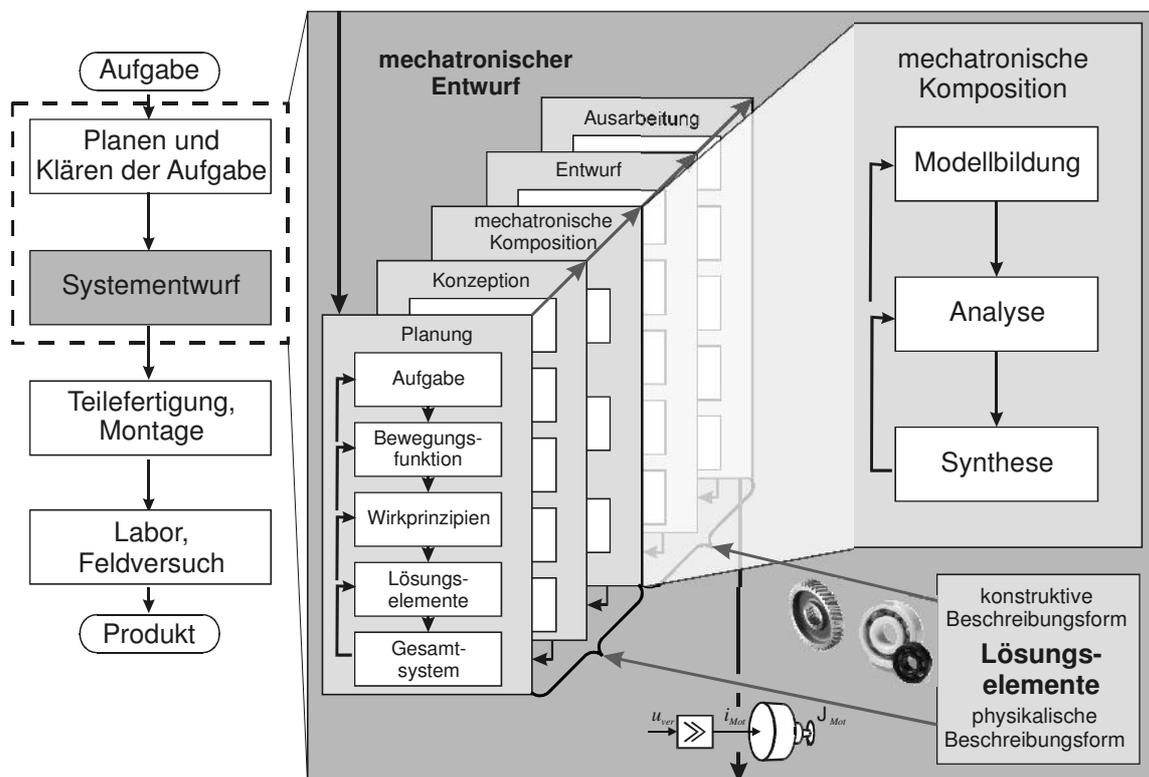


Bild 1-2: Entwicklungsprozess für mechatronische Produkte [Har10]

Der mechatronische Entwurf umfasst fünf Phasen: Planung, Konzeption, mechatronische Komposition, Entwurf und Ausarbeitung. Die wichtigsten Merkmale des mechatronischen Entwurfs sind [Har10]:

- Funktionsorientierte Vorgehensweise:  
Beim Entwurf mechatronischer Systeme steht besonders in den frühen Phasen die dynamische Funktion in Vordergrund. Erst später wird diese mit den üblichen Gebrauchsfunktionen in die Konstruktionssystematik eingegliedert.
- Ganzheitliche Betrachtung:  
Im Rahmen des mechatronischen Entwurfs wird von Anfang an ein integriertes Gesamt-

system unter Berücksichtigung aller Systemkomponenten (Sensoren, Aktoren und Informationsverarbeitung) betrachtet.

- Modellbasierte und rechnergestützte Entwurfsverfahren:  
Konzeption, Analyse und Auslegung des zu entwerfenden Produkts erfolgen modellgestützt im Rechner.

Beim Entwurf des mechatronischen Federungssystems müssen bereits in den frühen Entwurfsphasen Planung und Konzeption viele Einzelentscheidungen getroffen werden, die das dynamische Verhalten des Gesamtsystems erheblich beeinflussen. Dazu ist auch in diesen frühen Entwurfsphasen ein systematisches Vorgehen mit der konsequenten Verwendung von Modellen erforderlich. Dies wird durch die oben beschriebene Methode des mechatronischen Entwurfs derzeit nicht berücksichtigt. In dieser Arbeit wird daher die Entwurfsphase Planung um die Erstellung der *modellbasierten Entwurfsumgebung* erweitert. Die modellbasierte Entwurfsumgebung ist die modelltechnische Beschreibung der im Rahmen der Aufgabenklärung ermittelten und für den Entwurf relevanten Informationen. Damit stellt sie eine konsequente Erweiterung der modellbasierten Entwurfsmethode auf die Aufgabenklärung dar.

Außerdem erfolgt die Konzeption unter Verwendung einfacher und vom konkreten Wirkprinzip unabhängiger Modelle der einzelnen Teilfunktionen. Die Modelle der Teilfunktionen lassen sich zu unterschiedlichen Funktionsstrukturen kombinieren. Dadurch können unterschiedliche Konzepte lösungsneutral modellbasiert analysiert und bewertet werden.

Diese beiden Erweiterungen des mechatronischen Entwurfs werden am Beispiel des Entwurfs des mechatronischen Federungssystems gezeigt. Diese erweiterte Entwurfsmethode lässt sich aber auch auf den Entwurf anderer mechatronischer Systeme übertragen.

Der Aufbau dieser Arbeit entspricht dem Vorgehen beim mechatronischen Entwurf. Im Anschluss an diesen Abschnitt wird das Zielfahrzeug kurz vorgestellt. Dabei wird insbesondere auf die Gründe eingegangen, weswegen es mit einer mechatronischen Federung ausgestattet werden soll.

In Kapitel 2 wird der Stand der Technik mechatronischer Federungssysteme aufgezeigt. Um einen Überblick über die möglichen Varianten mechatronischer Federungssysteme zu erhalten, wird zunächst auf eine Klassifizierung der unterschiedlichen Federungssysteme eingegangen. Im Anschluss daran werden typische aktive und semiaktive Federungssysteme betrachtet. Im Hinblick auf die Konzeption des zu entwerfenden mechatronischen Federungssystems liegt der Schwerpunkt dabei auf aktiven Systemen mit hydraulischen Aktoren. Diese werden anhand von Beispielen bezüglich der Funktionsstruktur und des eingesetzten Aktorprinzips analysiert.

Mit dem Entwurf des mechatronischen Federungssystems wird in Kapitel 3 begonnen. Der erste Entwurfsschritt umfasst die Aufgabenklärung und die Erstellung der modellbasierten Entwurfsumgebung. Zunächst wird auf die Besonderheiten bei der Aufgabenklärung im Rahmen des mechatronischen Entwurfs und die Vorgehensweise bei der Erstellung der modellbasierten Entwurfsumgebung eingegangen. Anschließend werden die beschriebenen Methoden auf das mechatronische Federungssystem angewendet.

In Kapitel 4 wird die Konzeption des mechatronischen Federungssystems beschrieben. Dafür werden die in Kapitel 2 vorgestellten Funktionsstrukturen aktiver Federungssysteme erneut aufgegriffen und anhand einfacher Modelle analysiert. Auf der Basis der Analyseergebnisse wird anschließend das am besten geeignete Konzept für die weitere Entwicklung ausgewählt. Auslegung und Optimierung des Federungssystems erfolgen in Kapitel 5.

In Kapitel 6 wird die Erprobung der entworfenen Aktoren im Rahmen des Prüfstandsversuchs beschrieben. Zunächst wird auf den Aufbau des Prüfstands eingegangen. Im Anschluss daran werden die Versuchsergebnisse vorgestellt und erläutert. Die Schwerpunkte liegen dabei auf dem Nach-

weis des gewünschten Systemverhaltens und in dem Zusammenhang auf der Identifizierung und der Validierung der Aktormodelle.

Kapitel 7 enthält eine kurze Zusammenfassung dieser Arbeit und einen Ausblick auf weiterführende Arbeiten. Die im Rahmen der Aufgabenklärung erstellten Dokumente sowie zusätzliche Erläuterungen zur Modellbildung und ein Vorschlag für die Struktur der Informationsverarbeitung sind im Anhang zu finden.

## 1.2 Das geländegängige Nutzfahrzeug DINGO

Das zu entwerfende mechatronische Fahrzeugfederungssystem ist für das Allschutz-Transport-Fahrzeug DINGO (Bild 1-3) vorgesehen. Das Fahrwerk des DINGO besteht aus zwei starren Portalachsen, die über Schubrohre und Schraubenfedern am Fahrzeugrahmen aufgehängt sind (Bild 1-4). Seitlich werden die Achsen jeweils durch einen Panhard-Stab geführt. Die Aufbaudämpfung erfolgt durch parallel zu den Schraubenfedern angeordnete hydraulische Dämpfer. Diese Achsaufhängung ermöglicht eine große Verschränkung der Achsen gegenüber dem Fahrzeug ( $30^\circ$ ), was maßgeblich für die hohe Geländegängigkeit des Fahrzeugs ist. Unterstützt wird diese durch den verwindungsfähigen, als Leiterrohrrahmen ausgeführten Fahrzeugrahmen [Dai04].



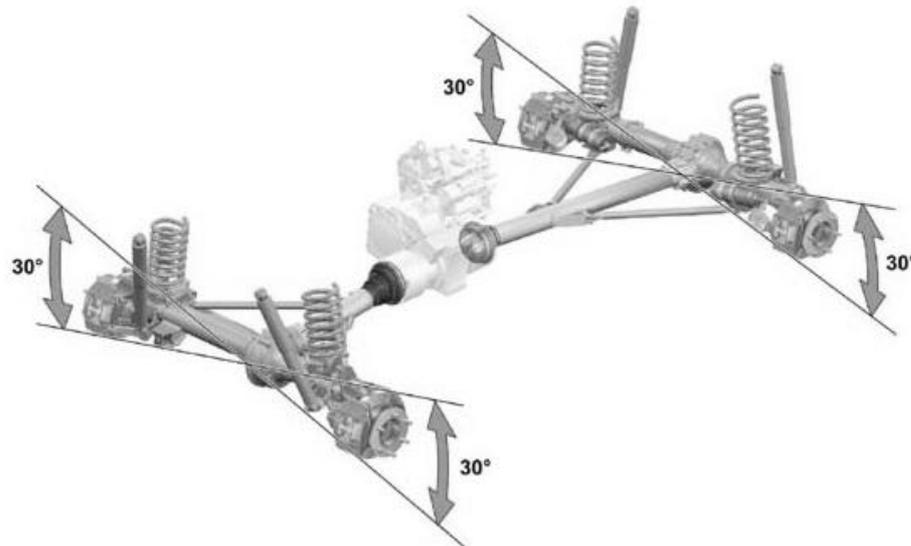
*Bild 1-3: Allschutz-Transport-Fahrzeug DINGO*

Der Aufbau des DINGO besteht aus der mittig auf dem Rahmen platzierten gepanzerten Kabine, dem hinter der Kabine angeordneten Lastenträger, der gepanzerten Motorhaube, dem Motor und dem Getriebe. Sämtliche Aufbauten sind elastisch gegenüber dem Rahmen gelagert. Dadurch bleibt die Verwindungsfähigkeit des Rahmens erhalten, und die Aufbauten werden auch bei extremen Geländefahrten nur wenig beansprucht.

Die Abstimmung der Federungskomponenten (Feder, Dämpfer und Stabilisatoren) ist ein Kompromiss zwischen Fahrsicherheit, Geländegängigkeit und Fahrkomfort. Das Resultat ist ein insgesamt „weich“ abgestimmtes Fahrwerk. Die Dämpfungskonstante der Dämpfer sowie die Steifigkeit der Aufbaufedern und der Stabilisatoren sind entsprechend niedrig.

Bedingt durch die niedrige Dämpfungskonstante der Dämpfer, sind die Bewegungen des Fahrzeugaufbaus nur schwach gedämpft. Dies ist vor allem bei Fahrten mit mittleren Geschwindigkeiten über unebene Fahrbahnen, wie zum Beispiel schlecht befestigte Wege und Schotterpisten,

nachteilig. Dabei wird der Aufbau zu Schwingungen in den Freiheitsgraden Huben, Wanken und Nicken angeregt, die nur sehr langsam abklingen. Besonders schwerwiegend ist dies bei nahezu periodischen Bodenwellen, die quer zur Fahrtrichtung verlaufen. Diese können im ungünstigen Fall dazu führen, dass die Nickeigenfrequenz des Aufbaus angeregt wird. Das führt zu starken Schwingungen der Nickbewegung, in deren Folge die Räder der Vorder- oder Hinterachse kurzzeitig abheben können. Insgesamt beeinträchtigt dies nicht nur massiv die Fahrsicherheit, sondern stellt auch eine enorme Belastung für die Fahrzeuginsassen und das Fahrwerk dar.



*Bild 1-4: Fahrwerk des DINGO [Dai04]*

Aufgrund der schweren gepanzerten Kabine weist das Fahrzeug einen hohen Schwerpunkt auf. In Verbindung mit der geringen Steifigkeit der Aufbaufedern und Stabilisatoren führen bereits geringe Querbeschleunigungen zu deutlichen Wankbewegungen. Vor allem bei der Fahrt mit höherer Geschwindigkeit führt dies zu kritischen Zuständen. Starke Lenkmanöver verursachen dann bereits große Wankbewegungen, aus denen eine Verlagerung des Fahrzeugschwerpunkts und damit eine einseitige Entlastung der Räder resultieren. Dadurch werden die Fahrstabilität beeinträchtigt und die Kippgefahr deutlich erhöht. Insgesamt ist die Agilität des Fahrzeugs deutlich eingeschränkt.

Diesen negativen Eigenschaften des konventionellen Fahrwerks soll durch die mechatronische Federung entgegengewirkt werden. Die Basis dafür bieten eine aktive Bedämpfung des Aufbaus und eine aktive Wankstabilisierung. Das Auslegungsziel ist dabei eine deutliche Verbesserung der Fahrsicherheit und des Fahrkomforts ohne Einschränkung der Geländegängigkeit. Als Randbedingungen sind variierende Beladung, ein geringer Leistungsbedarf sowie gute Notlaufeigenschaften bei Ausfall der Aktoren zu beachten.



## 2 Mechatronische Fahrzeugfederungssysteme

In diesem Kapitel soll ein Einblick in den Stand der Technik mechatronischer Fahrzeugfederungssysteme gegeben werden. Mittlerweile existieren auf diesem Gebiet eine Vielzahl unterschiedlicher Systeme (siehe zum Beispiel [WK91], [FA00] und [WS04]), die an dieser Stelle nicht im Einzelnen betrachtet werden. Im Hinblick auf das zu entwerfende mechatronische Fahrzeugfederungssystem für das geländegängige Nutzfahrzeug wird stattdessen auf folgende Punkte eingegangen:

- Klassifizierung von Fahrzeugfederungen
- Aktorprinzipien aktiver Fahrzeugfederungen
- vollaktive Fahrzeugfederungen
- teilaktive Fahrzeugfederungen
- semiaktive Fahrzeugfederungen

Die verwendete Klassifizierung von Fahrzeugfederungssystemen dient zum Einen zur eindeutigen Begriffsbestimmung, zum Anderen gibt sie einen systematischen Überblick über die unterschiedlichen Varianten mechatronischer Fahrzeugfederungssysteme. Aufgrund ihrer hohen Leistungsdichte können für eine aktive Federung des geländegängigen Nutzfahrzeugs nur hydraulische Aktoren eingesetzt werden. Daher liegt bei der Betrachtung der Aktorprinzipien der Fokus auf hydraulischen Aktoren. Die aktiven und die semiaktiven Fahrzeugfederungen werden anhand von Beispielen erläutert. Dabei wird außerdem auf die unterschiedlichen Funktionsstrukturen eingegangen. Diese werden später für die Konzeption erneut aufgegriffen.

Die **Funktionsstruktur** stellt den Zusammenhang der einzelnen Teilfunktionen dar und verdeutlicht deren Zusammenwirken. Die Teilfunktionen mechatronischer Fahrzeugfederungssysteme sind:

- Federn der Aufbau- und Radbewegung
- Dämpfen der Aufbau- und Radbewegung
- Aktive Reglereingriffe ermöglichen
- Semiaktive Reglereingriffe ermöglichen

### 2.1 Klassifizierung von Fahrzeugfederungen

Die Klassifizierung der Fahrzeugfederungen erfolgt in dieser Arbeit entsprechend den in [Har10] vorgeschlagenen physikalischen Kriterien:

- Art und Wirkungsbereich der Kräfte
- Bandbreite der Aktorik
- Abstützart der Aufbaumasse
- Beeinflusste Freiheitsgrade

Entscheidend für die Einteilung nach **Art und Wirkungsbereich der Kräfte** sind die Kräfte, die unmittelbar auf die schwingenden Massen (Aufbau und Rad) wirken. Diese können sowohl zwischen den beiden Massen als auch auf eine der beiden Massen wirken. Unterschieden werden drei Gruppen: passive, semiaktive und aktive Systeme (Bild 2-1).

	passiv	semiaktiv	aktiv
Kräfte			
Bandbreite		quasistationär (adaptiv) niederfrequent hochfrequent	(0 bis $f_{\text{Aufbau}}$ ) (0 bis $f_{\text{Rad}}$ ) (0 bis $\approx 25$ Hz)
Abstützarten		nicht tragend teiltragend volltragend	
Freiheitsgrade		Teil- (semiaktiv, aktiv) (niederfrequent <3 DOF, hochfrequent <7 DOF) Voll- (semiaktiv, aktiv) (niederfrequent $\geq 3$ DOF, hochfrequent $\geq 7$ DOF)	

Bild 2-1: Klassifizierung von Fahrzeugfederungen [Har10]

Bei passiven Systemen ergeben sich Betrag und Richtung der Kräfte eindeutig aus den Bewegungen der schwingenden Massen und sind nur von unveränderlichen Systemparametern (Feder- und Dämpferkennlinien) abhängig. Das dynamische Verhalten passiver Systeme kann nur durch den Austausch der an der Federung beteiligten Komponenten geändert werden. Dagegen kann bei semiaktiven Systemen die Größe der Kräfte beeinflusst werden, indem die Systemparameter (Feder- und Dämpferkennlinien) diskret oder kontinuierlich verändert werden. Die Richtung der Kräfte ist weiterhin wie bei den passiven Systemen festgelegt. Semiaktive System benötigen eine Signalverarbeitung sowie eine Energiezufuhr für die Signalverarbeitung und die Verstellung der Komponenten. Aktive Systeme bieten dagegen die Möglichkeit, Kräfte, die in Betrag und Richtung unabhängig von den Systemeigenbewegungen sind, zu erzeugen. Die Kräfte können sowohl in Richtung der Systembewegung als auch entgegen der Systembewegung wirken. Neben der Signalverarbeitung benötigen aktive Systeme eine Energiezufuhr für den aktiven Eingriff.

Bei der Einteilung nach der **Bandbreite der Aktorik** werden quasistationär, niederfrequent und hochfrequent wirkende Systeme unterschieden. Ausschlaggebend dafür ist die Bandbreite der Aktorik im Vergleich zu den charakteristischen Systemeigenfrequenzen (Eigenfrequenzen der Aufbau- und Radbewegung). Die Aufbaubewegung umfasst die Hub-, Wank- und Nickbewegung, deren Eigenfrequenzen in der Regel im Bereich zwischen  $0,7 \text{ Hz} \leq f_A \leq 2,5 \text{ Hz}$  liegen. Die Eigenfrequenz der für die Fahrzeugfederung relevanten Hubbewegung des Rades liegt üblicherweise im Bereich zwischen  $10 \text{ Hz} \leq f_R \leq 15 \text{ Hz}$ . Als hochfrequent werden Systeme bezeichnet, wenn die Bandbreite der Aktoren ausreicht, um sowohl die Aufbaubewegung als auch die Radbewegung aktiv beeinflussen zu können. Dazu muss sie mindestens doppelt so hoch sein wie die höchste Systemeigenfrequenz (Radeigenfrequenz), das heißt:  $f_{\text{Aktor}} \geq 2f_R$ . Als niederfrequent wird das System bezeichnet, wenn die Bandbreite der Aktoren zwar ausreicht, um die Aufbaubewegung, aber nicht die Radbewegung aktiv zu beeinflussen  $2f_A \leq f_{\text{Aktor}} < 2f_R$ . Kann aufgrund der geringen Bandbreite der Aktoren weder die Radbewegung noch die Aufbaubewegung aktiv beeinflusst werden  $f_{\text{Aktor}} < 2f_A$ , wird das System als quasistationär bezeichnet.

Entsprechend der **Abstützart der Aufbaumasse** können semiaktive und aktive Fahrzeugfederungssysteme in volltragende, teiltragende und nichttragende Systeme eingeteilt werden, je nachdem, wie groß der Anteil der Aufbaumasse ist, der über die Aktoren abgestützt wird. Wird die ge-

samte Aufbaumasse über die Aktoren abgestützt, ist das System volltragend. Bei teiltragenden Systemen tragen die Aktoren nur einen Teil der Aufbaumasse, der Rest wird über passive Elemente, die parallel zu den Aktoren angeordnet sind, abgestützt. Wird nur im Rahmen des aktiven Eingriffs ein Teil der Aufbaumasse durch die Aktoren getragen, ist das System ebenfalls teiltragend. Systeme, deren Aktoren aus konstruktiven Gründen keine tragende Funktion übernehmen können und dementsprechend nicht an der Abstützung der Aufbaumasse beteiligt sind, werden den nichttragenden Systemen zugeordnet.

Je nach Anzahl der **beeinflussten Freiheitsgrade** werden teil- und vollaktive bzw. teil- und vollsemiaktive Systeme unterschieden. Vollaktive bzw. vollsemiaktive Systeme beeinflussen alle Freiheitsgrade, teilaktive bzw. teilsemiaktive Systeme beeinflussen nur einen Teil der Freiheitsgrade. Bei quasistationären und niederfrequenten Systemen sind dafür nur die Freiheitsgrade des Aufbaus entscheidend, während bei hochfrequenten Systemen pro Rad ein weiterer Freiheitsgrad hinzukommt.

## 2.2 Aktive Fahrzeugfederungssysteme

Im Folgenden wird zunächst auf die üblichen Aktorprinzipien für aktive Fahrzeugfederungen eingegangen. Anschließend werden die Funktionsstrukturen gängiger aktiver Fahrzeugfederungen erläutert und einige Beispiele für aktive Fahrzeugfederungssysteme angegeben. Weder bei der Auswahl der Beispiele noch bei deren Beschreibung wird ein Anspruch auf Vollständigkeit erhoben. Sie sollen lediglich zur Verdeutlichung und zum besseren Verständnis der Funktionsstruktur und des Aktorprinzips dienen.

### 2.2.1 Aktorprinzip

Derzeit werden für aktive Fahrzeugfederungen hauptsächlich hydraulische Aktoren eingesetzt. Der Einsatz elektrischer Aktoren ist bislang auf wenige Versuchsfahrzeuge beschränkt geblieben [Kau02]. Die Gründe dafür sind unter anderem die hohe Leistungsdichte hydraulischer Aktoren und der daraus resultierende geringe Bauraumbedarf sowie das geringe Leistungsgewicht. An dieser Stelle wird deswegen nur auf hydraulische Federungsaktoren eingegangen. Grundsätzlich kann dabei zwischen nach dem Drosselprinzip und nach dem Verdrängerprinzip arbeitenden Aktoren unterschieden werden.

Bei Systemen, deren Aktoren nach dem **Drosselprinzip** arbeiten, wird durch eine druckgeregelte Pumpe ein zentraler Hydraulikspeicher auf einem konstanten Druckniveau gehalten. Mit Hilfe eines Regelventils wird der hohe Druck des Versorgungsspeichers auf den niedrigeren, für den Aktor gerade benötigten Druck herabgedrosselt (Bild 2-2). Die Vorteile dieses Systems sind:

- Einfache, günstige Komponenten  
Druckgeregelte Hydraulikpumpen und Regelventile gehören schon seit Langem zum Stand der Technik.
- Einfacher Antrieb der Versorgungspumpe  
Der Antrieb der Versorgungspumpe kann direkt durch den Verbrennungsmotor erfolgen. Die Drehzahlschwankungen des Verbrennungsmotors werden durch die Druckregelung ausgeglichen.

Die Nachteile dieses Systems sind:

- Hohe Drosselverluste  
Beim Herabdrosseln des hohen Versorgungsdrucks auf den für den Aktor erforderlichen niedrigeren Druck ergeben sich hohe Drosselverluste und ein entsprechend geringer Wir-

kungsgrad des Systems.

- Keine Energierückgewinnung möglich  
Um den Druck im Aktor abzubauen, wird das Fluid gedrosselt in den zentralen Tank abgelaassen. Die dabei frei werdende Energie wird als Wärme an die Umgebung abgegeben.
- Aufwändige Verrohrung  
Bedingt durch die zentrale Druckversorgung, ergibt sich eine aufwändige Verrohrung mit entsprechenden Drosselverlusten in den Rohrleitungen.

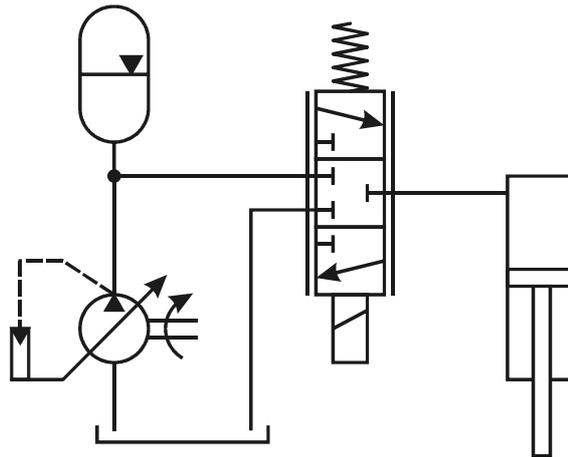


Bild 2-2: Drosselprinzip

Bei Systemen, deren Aktoren nach dem **Verdrängerprinzip** arbeiten, entfallen die zentrale Druckversorgung und die Regelventile. Stattdessen wird der für den Aktor benötigte Druck durch jeweils eine Pumpe pro Aktor erzeugt (Bild 2-3). Die Vorteile des Verdrängerprinzips gegenüber dem Drosselprinzip sind:

- Keine Drosselverluste  
Durch die bedarfsgerechte Druckerzeugung ist das Verdrängerprinzip energetisch günstiger als das Drosselprinzip.
- Energierückgewinnung möglich  
Hydraulikpumpen lassen sich in der Regel auch als Motoren betreiben. Beim Druckabbau kann so Energie zurückgewonnen werden.
- Keine aufwändige Verrohrung  
Die Pumpen können dezentral in der Nähe der Aktoren platziert werden; dadurch entfällt die aufwändige Verrohrung.

Als Pumpe kommen Konstantpumpen mit variabler Antriebsdrehzahl und Drehrichtung oder reversible Verstellpumpen in Frage. Beim Einsatz einer Konstantpumpe kann auf eine einfache Pumpenbauart, zum Beispiel auf eine Zahnradpumpe, zurückgegriffen werden. Dafür müssen Drehzahl und Drehrichtung des Antriebsmotors hochdynamisch geregelt werden können. Die Anforderungen an die Drehzahlregelung des Antriebs einer Verstellpumpe sind deutlich geringer. Selbst größere Drehzahlschwankungen können durch die Pumpe ausgeregelt werden. Dafür ist die Pumpe deutlich aufwändiger. Ende der 1990er Jahre wurde speziell dafür eine reversible Flügelzellenpumpe entwickelt [BJS98], [Bec01] und später im Rahmen der Weiterentwicklung mit einer hydraulischen Druckregelung ausgestattet [BJN+01]. Bei der Verwendung eines Elektromotors für den Antrieb der Pumpe kann dieser mit der Pumpe zu einer kompakten Motor-Pumpen-Einheit (MPE) kombiniert werden.

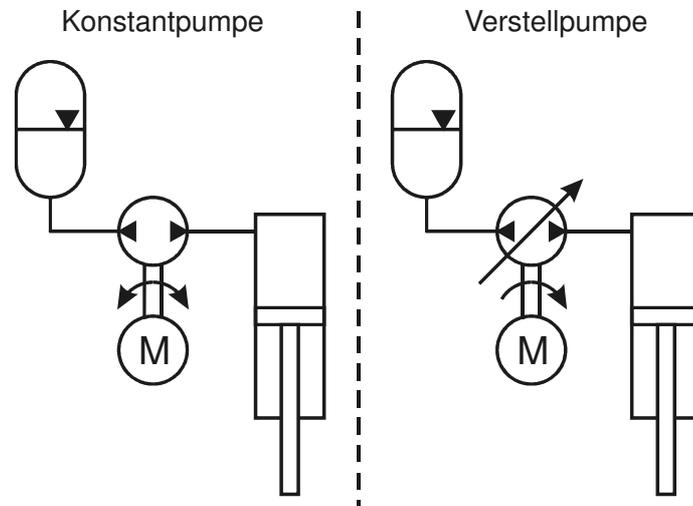


Bild 2-3: Verdrängerprinzip

### 2.2.2 Vollaktive Fahrzeugfederungssysteme

Die bisher realisierten vollaktiven Fahrzeugfederungssysteme lassen sich im Wesentlichen auf die in Bild 2-4 dargestellten Funktionsstrukturen zurückführen. Außerdem gibt das Bild von links nach rechts den Verlauf der Entwicklung vollaktiver Fahrzeugfederungen wieder.

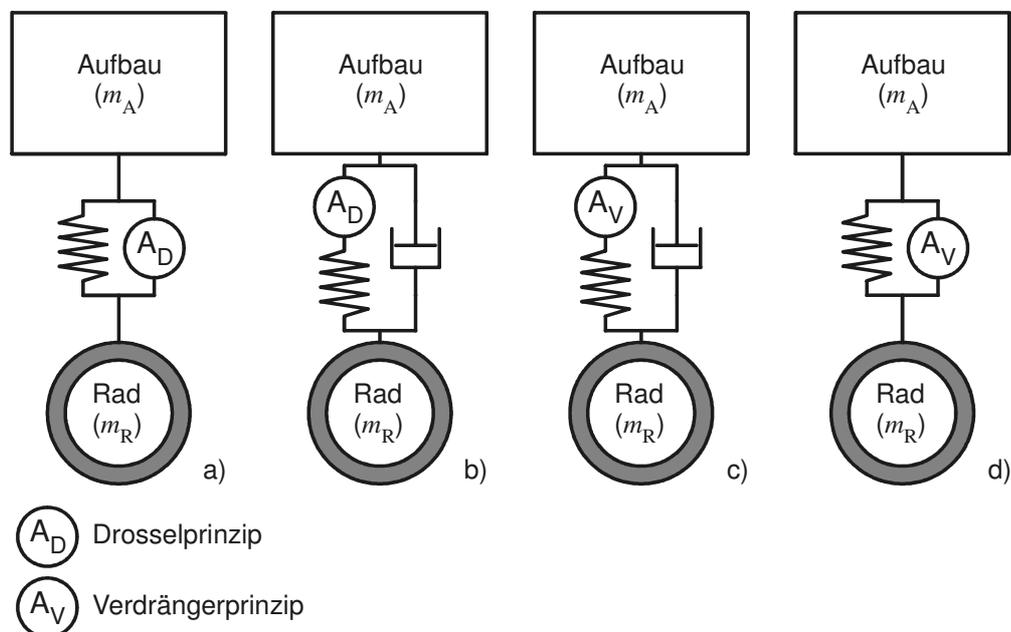


Bild 2-4: Funktionsstrukturen aktiver Fahrzeugfederungssysteme

Bei den ersten aktiven Fahrzeugfederungssystemen sind zwischen Aufbau und Rad eine weich abgestimmte Tragfeder und parallel dazu ein nach dem Drosselprinzip arbeitender Aktor angeordnet (Bild 2-4, a). Da bei dieser Anordnung die passiven Dämpfer entfallen, müssen sowohl die nieder-

frequenten Bewegungen des Aufbaus als auch die hochfrequenten Schwingungen der Räder durch die Aktoren bedämpft werden. Das System ist damit vollaktiv, hochfrequent und teiltragend.

Ein solches System wurde 1985 in einem Forschungsfahrzeug entsprechend dem in Bild 2-5 dargestellten Aufbau realisiert. Zwischen Rad und Aufbau ist ein Hydraulikzylinder mit drei hydraulischen Kammern angeordnet. Zwei Kammern bilden einen Gleichlaufzylinder, die dritte Kammer einen Plungerzylinder. Dieser wirkt mit dem angeschlossenen Hydraulikspeicher als weich abgestimmte Tragfeder parallel zum Gleichlaufzylinder, weshalb es sich um eine teiltragende Abstützung handelt. Das Niveau der Feder kann über das 3/3-Wegeventil eingeregelt werden. Der aktive Eingriff erfolgt über den Gleichlaufteil mit Hilfe des 4/3-Wegeventils [Frü85].

Der größte Nachteil dieser Systeme ist der sehr hohe Leistungsbedarf, der aus dem hochfrequenten aktiven Eingriff mit Aktoren, die nach dem Drosselprinzip arbeiten, resultiert. Außerdem bieten diese Systeme gerade bei hochfrequenten Anregungen keine Verbesserung gegenüber passiven Systemen [WS99]. Aus diesen Gründen blieb eine Serieneinführung aus.

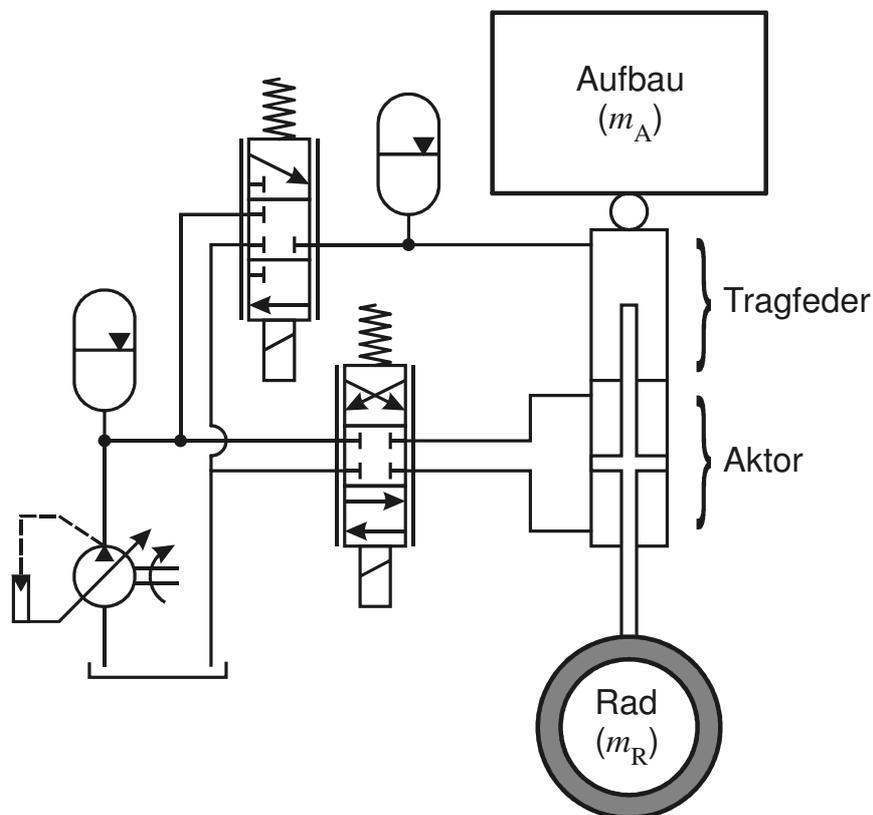


Bild 2-5: Prinzipschema einer vollaktiven, hochfrequenten, teiltragenden Fahrzeugfederung (vgl. [Frü85])

Stattdessen wurden aktive Fahrzeugfederungssysteme entwickelt, bei denen sich der aktive Eingriff auf die Aufbaubewegung beschränkt, während die Radbewegung weiterhin passiv bedämpft wird. Die ersten Ansätze dazu entsprechen den Funktionsstrukturen in Bild 2-4 b) und c). Bei diesen vollaktiven, niederfrequenten, volltragenden Fahrzeugfederungssystemen sind der Aktor und eine passive Feder in Reihe geschaltet, parallel dazu ist ein passiver Dämpfer angeordnet. Mit Hilfe des Aktors wird die Feder zusätzlich gespannt oder entspannt und dadurch die für den aktiven Eingriff erforderliche Kraft realisiert. Der Aktor weist eine Bandbreite von 5 Hz auf, wodurch der aktive Eingriff auf die niederfrequente Aufbaubewegung beschränkt ist. Bei höheren Frequenzen blockiert der Aktor, und es wirken ausschließlich die passive Feder und der passive Dämpfer.

Durch die Beschränkung des aktiven Eingriffs verringert sich der Leistungsbedarf deutlich gegenüber dem hochfrequent arbeitenden System.

Seit 1999 wird ein solches vollaktives niederfrequentes volltragendes Fahrzeugfederungssystem mit nach dem Drosselprinzip arbeitenden Aktoren für PKW in Serie angeboten [WS99]. Der Aufbau dieses Systems ist in Bild 2-6 links dargestellt. Durch einen Hydraulikzylinder wird eine Stahlfeder gespannt und entspannt. Parallel dazu ist ein passiver Dämpfer angeordnet. Rechts daneben ist eine Variante mit hydropneumatischer Federung und nach dem Verdrängerprinzip arbeitender Aktorik dargestellt. Die Feder wird durch den Hydraulikzylinder und den daran angeschlossenen Hydraulikspeicher realisiert. Die Dämpfung erfolgt durch die zwischen Zylinder und Speicher angeordnete Drossel. Für den aktiven Eingriff wird durch die Verstellpumpe Öl zwischen dem Federspeicher und einem Versorgungsspeicher hin und her gefördert. Diese Lösung wurde 2001 für die aktive Federung eines Reisebusses vorgeschlagen [Bec01].

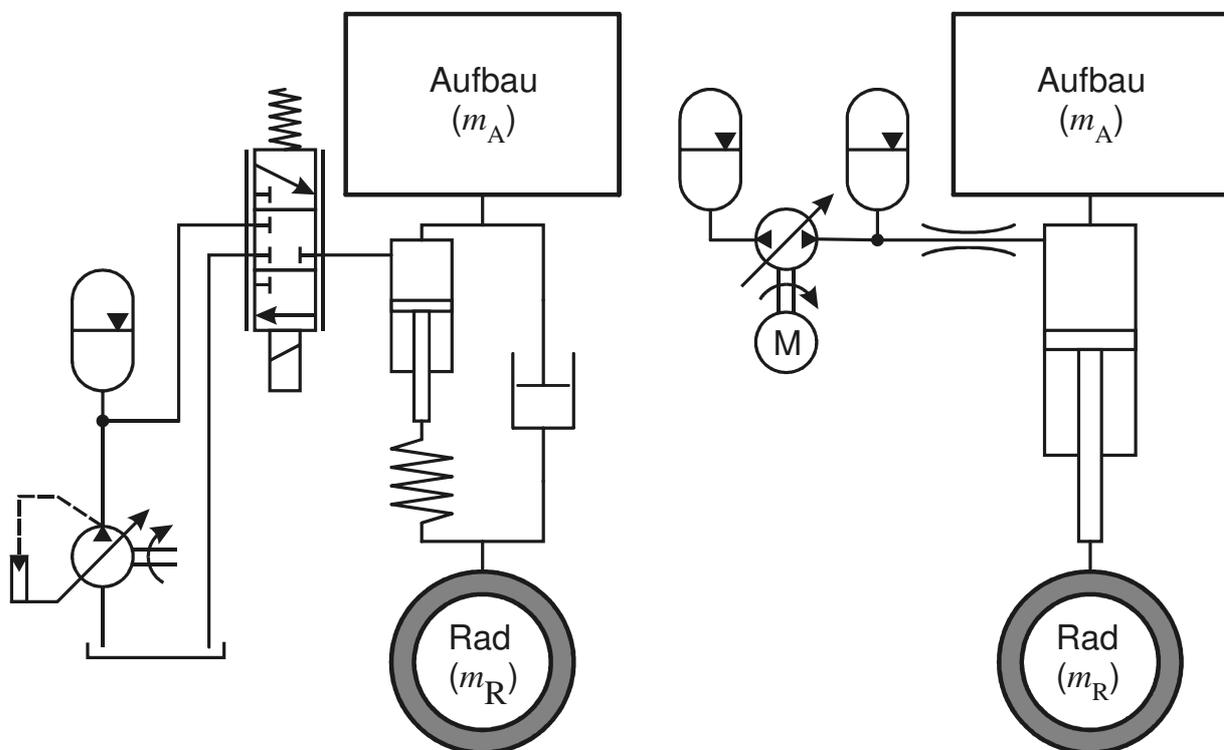


Bild 2-6: Prinzipschema einer vollaktiven, niederfrequenten, volltragenden Fahrzeugfederung (vgl. [PSS03])

Die neueste Entwicklung im Bereich aktiver Fahrzeugfederungen stellen Systeme entsprechend der Funktionsstruktur Bild 2-4 d) dar. Wie bei der Funktionsstruktur a) ist der Aktor parallel zur Tragfeder angeordnet, und der passive Dämpfer entfällt. Der Aktor arbeitet nach dem Verdrängerprinzip. Das Kernstück des Aktors ist eine Verstellpumpe mit hydraulischer Druckregelung. Sie ist mit einem Gleichlaufverdränger als Kraftsteller kombiniert und pumpt Öl zwischen den beiden Kammern des Gleichlaufverdrängers hin und her. Für den aktiven Eingriff reicht es aus, wenn die Verstellung der Pumpe eine Bandbreite von 5 Hz aufweist. Damit ist der aktive Eingriff auf die niederfrequente Aufbaubewegung beschränkt. Die Bandbreite der hydraulischen Druckregelung muss dagegen so hoch sein, dass sie ausreicht, um neben der niederfrequenten Aufbaubewegung auch die höherfrequente Radbewegung zu dämpfen. Auf diese Weise werden durch die Pumpe und den Gleichlaufverdränger sowohl der Aktor als auch der passive Dämpfer realisiert. Die Dämpfersteifigkeit wird dabei durch die Auslegung der Druckregelung festgelegt. Dieses System ist damit

vollaktiv, niederfrequent und teiltragend. Erstmals zur Anwendung kam dieses Lösungskonzept in einem PKW. Als Kraftsteller wurde dafür ein im Querlenker integrierter Schwenkmotor eingesetzt (Bild 2-7) [Har05], [Har10].

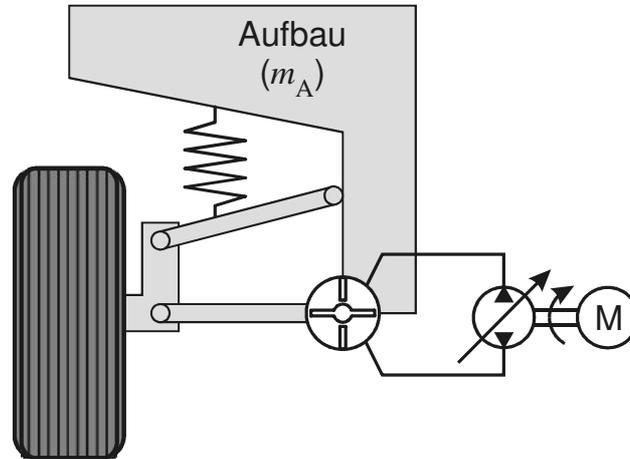


Bild 2-7: Prinzipschema einer vollaktiven, niederfrequenten, teiltragenden Fahrzeugfederung [Har10]

### 2.2.3 Teilaktive Fahrzeugfederungssysteme

Bei den bisher realisierten teilaktiven Fahrzeugfederungssystemen handelt es sich in der Regel um Systeme zur aktiven Wankstabilisierung. Der aktive Eingriff erfolgt bei diesen Systemen über den Stabilisator. Hierbei können zwei Konzepte unterschieden werden: Beim ersten Konzept wird in den Stabilisatoren ein hydraulischer Schwenkmotor integriert, mit dessen Hilfe die Stabilisatorhälften gegeneinander verdreht werden können. Dadurch wird im Stabilisator ein zusätzliches Torsionsmoment erzeugt, das über die Stabilisatoranbindung in ein Wankstabilisierungsmoment umgewandelt wird. Dadurch lässt sich die Wankbewegung des Fahrzeugaufbaus minimieren oder gänzlich unterdrücken [JBB+01]. Beim zweiten Konzept wird einer der Stabilisatorlenker durch einen Hydraulikzylinder ersetzt. Mit dessen Hilfe können zusätzliche Kräfte zwischen Stabilisator und Aufbau und damit ein zusätzliches Wankstabilisierungsmoment erzeugt werden [Nis05]. In beiden Fällen können bei Geradeausfahrt und bei sehr geringen Querschleunigungen die Aktoren drucklos geschaltet und damit die Stabilisatoren entkoppelt werden, so dass diese bei einseitiger Einfederung keinen Einfluss haben. Die derzeit in Serie eingeführten Systeme arbeiten nach dem Drosselprinzip, das heißt die Schwenkmotoren werden durch entsprechende Ventile angesteuert, und die Druckversorgung erfolgt durch eine Zentralhydraulik. Der Einsatz von Aktoren, die nach dem Verdrängerprinzip arbeiten, wäre ebenfalls möglich [HOI06].

## 2.3 Semiaktive Fahrzeugfederungssysteme

Im Gegensatz zu den aktiven Systemen sind semiaktive Systeme sowohl im PKW- und vor allem auch im NFZ-Bereich mittlerweile sehr weit verbreitet. Zu den bekanntesten semiaktiven Systemen gehören:

- verstellbare Dämpfer
- verstellbare Federn
- schaltbarer Stabilisator

Je nach Regelstrategie können verstellbare Federn und Dämpfer den voll- oder teilsemiaktiven Systemen zugeordnet werden, während schaltbare Stabilisatoren immer teilsemiaktiv sind, da mit ihnen nur der Wankfreiheitsgrad beeinflusst werden kann.

Bei **verstellbaren Dämpfern** können zwei Prinzipien unterschieden werden: Dämpfer mit elektrisch angesteuerten Ventilen und solche mit elektro- oder magnetorheologischen Fluiden.

Am weitesten verbreitet sind Dämpfer mit elektrisch angesteuerten Ventilen. Im einfachsten Fall werden über Ventile Bypässe geschaltet und so die Dämpfercharakteristik zwischen definierten Kennlinien variiert [EBK+05]. Darüber hinaus können durch entsprechende Proportionalventile auch kontinuierlich verstellbare Dämpfer realisiert werden. Die Proportionalventile sind entweder direkt im Verdrängerkolben des Dämpfers untergebracht oder als Bypassventile angeordnet [WS08].

Bei elektro- und magnetorheologischen Fluiden kann deren Fließwiderstand durch elektrische bzw. magnetische Felder kontinuierlich gesteuert werden. Dieser Effekt wird bei Dämpfern dazu genutzt, die Dämpfercharakteristik durch Anlegen entsprechender elektrischer oder magnetischer Felder zu ändern.

Die Möglichkeit, **verstellbare Federn** zu realisieren, ist auf die Bereiche der hydropneumatischen und pneumatischen Federn beschränkt. Die Verstellbarkeit, das heißt die Anpassung der Federsteifigkeit, wird durch das Zu- bzw. Abschalten von zusätzlichen Kapazitäten erreicht. Bei Luftfedern sind dies zusätzliche Luftvolumina, bei hydropneumatischen Federn zusätzliche Hydraulikspeicher. Fast immer werden diese Federn auch mit einer Niveauregelung ausgestattet, die ein belastungsunabhängiges Niveau sicherstellt.

**Schaltbare Stabilisatoren** bestehen wie aktive Stabilisatoren aus zwei Hälften, die über eine schaltbare Kupplung miteinander verbunden sind. Ist die Kupplung geöffnet, so ist der Stabilisator abgeschaltet. Dadurch werden der Fahrkomfort bei Geradeausfahrt und die Geländegängigkeit erhöht, da sich die Steifigkeit des Stabilisators bei einseitigem Einfedern nicht mehr auswirkt. Erst bei höheren Geschwindigkeiten oder entsprechenden Querbeschleunigungen wird die Kupplung geschlossen und der Stabilisator wirksam [EV02].



### 3 Modellbasierte Entwurfsumgebung

Nachdem im vorangegangenen Kapitel auf den Stand der Technik von mechatronischen Federungssystemen eingegangen wurde, wird in den folgenden Kapiteln der Entwurf der mechatronischen Fahrzeugfederung für das geländegängige Nutzfahrzeug beschrieben. Wie eingangs bereits erwähnt, erfolgt der Entwurf der mechatronischen Fahrzeugfederung nach der Methode des mechatronischen Entwurfs. In diesem Kapitel wird die erste Entwurfsphase des mechatronischen Entwurfs (Planung und Aufgabenklärung) behandelt. Diese Entwurfsphase dient zur Beschaffung aller für den Entwurf relevanten Informationen über die Anforderungen an das zu entwerfende Produkt sowie die zu berücksichtigenden Randbedingungen. Das Ergebnis ist eine Anforderungsliste, in der alle Auslegungsziele und Bedingungen in Form von Forderungen und Wünschen lösungsneutral aufgelistet sind. Bei der Aufstellung der Anforderungsliste ist es hilfreich, systematisch anhand von Hauptmerkmalen (z. B. Geometrie, Kinematik, Kräfte, Energie, Stoff, Signal) vorzugehen [PB97].

Beim mechatronischen Entwurf stehen zunächst die auf den dynamischen Vorgang ausgerichteten Anforderungen im Vordergrund. Diese sind durch das Definieren von Bewertungsgrößen und gegebenenfalls entsprechenden Bewertungsfiltern sowie Auslegungszielen weiter zu detaillieren. Im Unterschied zur herkömmlichen Vorgehensweise werden die Anforderungen nicht nur in einer Liste textuell zusammengefasst, sondern in entsprechenden Modellen abgebildet. Diese Modelle des entwurfsrelevanten Systemumfelds bilden zusammen mit dem Modell des zu entwerfenden Systems die modellbasierte Entwurfsumgebung.

Die modellbasierte Entwurfsumgebung umfasst damit alle für den mechatronischen Entwurf benötigten Modelle und ist das Arbeitsumfeld für den Entwickler während des mechatronischen Entwurfs. Der Detaillierungsgrad der verwendeten Modelle nimmt während des Entwurfs stetig zu, so dass am Ende detaillierte Modelle der Systemumgebung und des zu entwerfenden mechatronischen Systems vorliegen.

Im folgenden ersten Abschnitt wird auf die einzelnen Schritte zur Erstellung der modellbasierten Entwurfsumgebung eingegangen. Anschließend erfolgt im zweiten Abschnitt die Beschreibung dieser Schritte für die zu entwerfende mechatronische Fahrzeugfederung.

#### 3.1 Erstellung der modellbasierten Entwurfsumgebung

Die Erstellung der modellbasierten Entwurfsumgebung im Rahmen des mechatronischen Entwurfs umfasst die Schritte:

- Aufstellen und Detaillieren der Anforderungen und Auslegungsziele
- Definieren der Beurteilungsgrundlagen
- Identifizieren des entwurfsrelevanten Systemumfelds
- Erstellen des Modells des entwurfsrelevanten Systemumfelds

Die Reihenfolge, in der diese Schritte erfolgen, kann dabei variieren. Gegebenenfalls ist es sinnvoll, zunächst das Systemumfeld zu identifizieren, um anschließend die Anforderungen und Auslegungsziele darauf zu beziehen. Darüber hinaus kann es erforderlich sein, eine oder mehrere Iterationsschleifen zu durchlaufen.

### 3.1.1 Aufstellen und Detaillieren der Anforderungen und Auslegungsziele

Wie eingangs beschrieben, erfolgt die Aufstellung der Anforderungen in der Regel anhand von Hauptmerkmalen. Dies gehört zum Stand der Technik und wird hier nicht weiter betrachtet (vgl. [BG01]). Für den modellbasierten Entwurf sind die Anforderungen bezüglich des Systemverhaltens relevant. In der Regel sind diese in der Anforderungsliste verbal formuliert. Für den mechanischen Entwurf ist es allerdings erforderlich, sie mathematisch zu beschreiben. Dies geschieht in Form von Modellen. Um diese zu erstellen, ist es hilfreich, zunächst aus den verbal formulierten Anforderungen Hauptmerkmale abzuleiten und diesen anschließend Bewertungsgrößen zuzuordnen. Im Anschluss daran werden für die einzelnen Bewertungsgrößen Auslegungsziele definiert. Das Ergebnis ist eine detaillierte, auf Bewertungsgrößen bezogene Anforderungsliste.

Unter **Bewertungsgrößen** sind in diesem Zusammenhang Systemgrößen zu verstehen, anhand derer der Erfüllungsgrad der auf das Systemverhalten ausgerichteten Anforderungen beurteilt werden kann. Gegebenenfalls müssen dafür Bewertungsfilter für einzelne Bewertungsgrößen definiert werden. Außerdem kann es erforderlich sein, mehrere Bewertungsgrößen für eine Anforderung zu definieren, um alle Randbedingungen für den Entwurf aufzudecken. Unter Umständen können aber auch mehrere Anforderungen mit einer Bewertungsgröße erfasst werden; dies ist dann im Rahmen der Beurteilung durch eine entsprechende Gewichtung zu berücksichtigen.

**Bewertungsfilter** werden benötigt, wenn einzelne Bewertungsgrößen nur in einem bestimmten Frequenzbereich für die Beurteilung relevant sind oder in bestimmten Frequenzbereichen hervorgehoben werden sollen. Als Bewertungsfilter können alle aus der Mess- und Regelungstechnik bekannten Filterbausteine sowie deren Kombinationen eingesetzt werden [Jäk91].

Bei der Vorgabe von **Auslegungszielen** sind bei den Bewertungsgrößen Grenzen und Optimierungsgrößen zu unterscheiden. Für Grenzen werden Bereiche definiert, die eingehalten werden müssen, während für Optimierungsgrößen eine Optimierungsrichtung als Auslegungsziel vorgegeben wird. Grundsätzlich kann eine Bewertungsgröße sowohl eine Grenze darstellen als auch eine Optimierungsgröße sein. In dem Fall werden für die betreffende Bewertungsgröße eine Ober- oder Untergrenze und eine Optimierungsrichtung vorgegeben. Bei komplexeren Systemen mit mehreren Optimierungsgrößen kann es vorkommen, dass diese nicht gleichermaßen optimiert werden können. In diesem Fall liegt ein Zielkonflikt zwischen den betreffenden Anforderungen vor, für den im Rahmen der Auslegung ein geeigneter Kompromiss gefunden werden muss.

### 3.1.2 Definieren der Beurteilungsgrundlagen

Die Beurteilungsgrundlagen werden im Rahmen des modellbasierten Entwurfs zur Beurteilung des Systemverhaltens während der Konzeption, der Analyse und der Optimierung des Systems benötigt. Dabei ist entscheidend, dass diese im Vorfeld lösungsneutral definiert werden, um sicherzustellen, dass sie nicht unbewusst auf eine Lösung ausgerichtet sind. Darüber hinaus ist es sinnvoll, die Beurteilungsgrundlagen so zu definieren, dass sie auch für die spätere Beurteilung des realen Systems herangezogen werden können, damit die Ergebnisse der Labor- und Felderprobung mit denen der modellbasierten Analyse vergleichbar sind.

Die Beurteilungsgrundlagen basieren auf den Bewertungsgrößen und legen die Art der Auswertung, die Bestimmung von Kennwerten und die Gewichtung der Bewertungsgrößen untereinander fest. Grundsätzlich kann die Auswertung im Zeit- und im Frequenzbereich erfolgen. Dazu werden im Zeitbereich die Verläufe der Bewertungsgrößen über der Zeit bei bestimmten Anregungen betrachtet. Für die Auswertung im Frequenzbereich wird dagegen das Übertragungsverhalten von bestimmten Anregungseingängen zu den Bewertungsgrößen analysiert. Die Zeitverläufe sowie die Frequenzgänge liefern dabei bereits erste Aussagen über das dynamische Verhalten des betrachte-

ten Systems. Außerdem lassen sich daran die Unterschiede verschiedener Konzepte oder Abstimmungen gut darstellen. Für eine objektive Beurteilung ist es allerdings erforderlich, charakteristische Kenngrößen wie zum Beispiel Dämpfungen, Zeitkonstanten, Eigenfrequenzen, Effektivwerte, Mittelwerte, Extremwerte usw. zu bestimmen, die, entsprechend gewichtet, für die Beurteilung und den Vergleich unterschiedlicher Systeme und Abstimmungen herangezogen werden können.

### 3.1.3 Identifizieren des entwurfsrelevanten Systemumfelds

Für den Entwurf mechatronischer Systeme ist die Kenntnis des Systemumfelds von besonderer Bedeutung. Nur durch dessen Berücksichtigung während des Entwurfs kann das System optimal auf den Betrieb abgestimmt werden. Das Systemumfeld umfasst alle äußeren Einflüsse, die das Verhalten des Systems beeinflussen oder den dynamischen Vorgang anregen. Um diese aufzudecken, ist es erforderlich, das entwurfsrelevante Systemumfeld (Bild 3-1) abzugrenzen. Dazu werden die Wechselwirkungen zwischen dem zu entwerfenden mechatronischen System und der Umgebung analysiert und auf den für den Entwurf relevanten Anteil reduziert. Äußere Einflüsse, die keinen oder nur einen vernachlässigbar geringen Einfluss auf das dynamische Verhalten oder die Funktion des Systems haben, werden nicht weiter berücksichtigt.

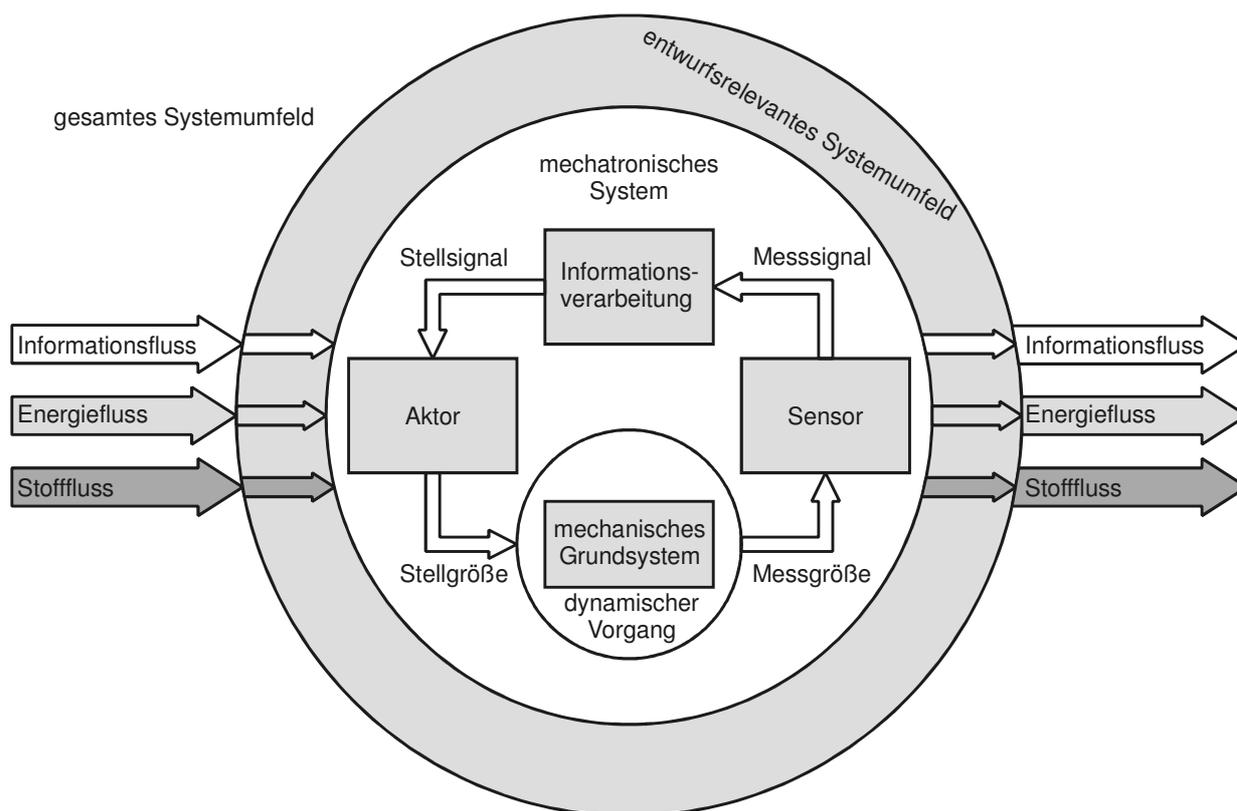


Bild 3-1: Abgrenzung des entwurfsrelevanten Systemumfelds

Für die Analyse der Wechselwirkungen ist es sinnvoll, die in [VDI 2206] beschriebene Einteilung in Flüsse zu nutzen. Grundsätzlich können drei Arten von Flüssen unterschieden werden: Informationsfluss, Energiefluss und Stofffluss. Bezogen auf die Wechselwirkungen mit der Umgebung ist darunter folgendes zu verstehen:

- **Informationsfluss:** Informationen, die zwischen dem mechatronischen System und der Umgebung ausgetauscht werden. Dies sind zum Beispiel Führungsgrößen oder Rückmel-

dungen von oder an überlagerten Steuergeräten oder die Mensch-Maschinen-Schnittstelle.

- **Energiefluss:** Jede Form von Energie, die zwischen System und Umgebung ausgetauscht wird, zum Beispiel mechanische, thermische oder elektrische Energie. Darüber hinaus sind auch Größen, die in einem Zusammenhang mit Energie stehen, wie zum Beispiel Kraft, Weg oder Strom, dem Energiefluss zuzuordnen.
- **Stofffluss:** Stoffe, die über die Systemgrenzen verschoben werden, zum Beispiel Werkstücke, Betriebsmittel usw.

Die für den Entwurf relevanten Wechselwirkungen zwischen dem mechatronischen System und der Umgebung können vier Kategorien zugeordnet werden:

- **Anregungen**  
Diese umfassen Führungs- und Störungsgrößen für den dynamischen Vorgang. Führungsgrößen ergeben sich in erster Linie aus dem Informationsfluss und umfassen neben den Sollwertvorgaben für die eingesetzten Regler auch Schalt- und Logiksignale. Darüber hinaus können Führungsgrößen auch aus dem Energiefluss resultieren, wenn diese zum Beispiel durch Einprägen von Kräften oder Wegen vorgegeben werden. Störungsgrößen können aus allen drei Flüssen resultieren. Dazu gehören zum Beispiel: Einbrüche oder Grenzen der Leistungsversorgung für die Aktoren, Störsignale im Informationsfluss oder von außen wirkende Kräfte auf bewegte Massen usw.
- **Umwelteinflüsse**  
Unter den Umwelteinflüssen werden alle während des Betriebs des mechatronischen Systems auftretenden Änderungen der Systemparameter zusammengefasst. Diese werden durch den Energie- oder Stofffluss verursacht. Im Zusammenhang mit dem Energiefluss sind dies zum Beispiel Temperatureinflüsse auf die Eigenschaften der Aktoren und Sensoren des mechatronischen Systems. Zum Stofffluss gehören zum Beispiel Änderungen der bewegten Massen des mechanischen Grundsystems.
- **Informationstechnische Systemschnittstelle**  
Die informationstechnische Systemschnittstelle berücksichtigt die Wechselwirkungen zwischen dem betrachteten mechatronischen System und anderen mechatronischen Systemen oder der Umgebung auf der Ebene der Informationsverarbeitung.
- **Bewertung**  
Zur Bewertung gehören die in den beiden vorangegangenen Unterabschnitten beschriebenen Bewertungsgrößen, Bewertungsfilter und Beurteilungsgrundlagen.

Im folgenden Unterabschnitt wird auf die Vorgehensweise beim Erstellen der modellbasierten Entwurfsumgebung eingegangen. Auf Basis der in diesem Unterabschnitt beschriebenen Strukturierung des entwurfsrelevanten Systemumfelds wird die Erstellung des Modells des entwurfsrelevanten Systemumfeldes beschrieben. Anschließend wird auf die Modellierung des zu entwerfenden mechatronischen Systems eingegangen.

### 3.1.4 Vorgehensweise zum Erstellen der modellbasierten Entwurfsumgebung

Wie eingangs bereits beschrieben, besteht die modellbasierte Entwurfsumgebung aus dem Modell des zu entwerfenden mechatronischen Systems und dem Modell des entwurfsrelevanten Systemumfelds. Dieses wiederum besteht aus Anregungs- und Bewertungsmodellen sowie einem Modell der informationstechnischen Schnittstelle und Modellen der Umgebungseinflüsse (Bild 3-2). Während die Anregungs- und die Bewertungsmodelle immer erforderlich sind, werden das Modell der

informationstechnischen Schnittstelle und die Modelle der Umgebungseinflüsse nur benötigt, wenn sie für den Entwurf relevant sind.

Die Anregungsmodelle berücksichtigen sowohl die Führungsgrößen als auch die Störgrößen. Diese können abgebildet werden durch:

- einfache Testfunktionen wie Sprünge, Rampen oder periodische Signale
- analytische Beschreibungen typischer Anregungssignale
- synthetische Anregungssignale
- aufgezeichnete Messsignale

Die Bewertungsmodelle enthalten in erster Linie die Bewertungsfilter; darüber hinaus können sie aber auch Teile der Bewertungsgrundlagen berücksichtigen.

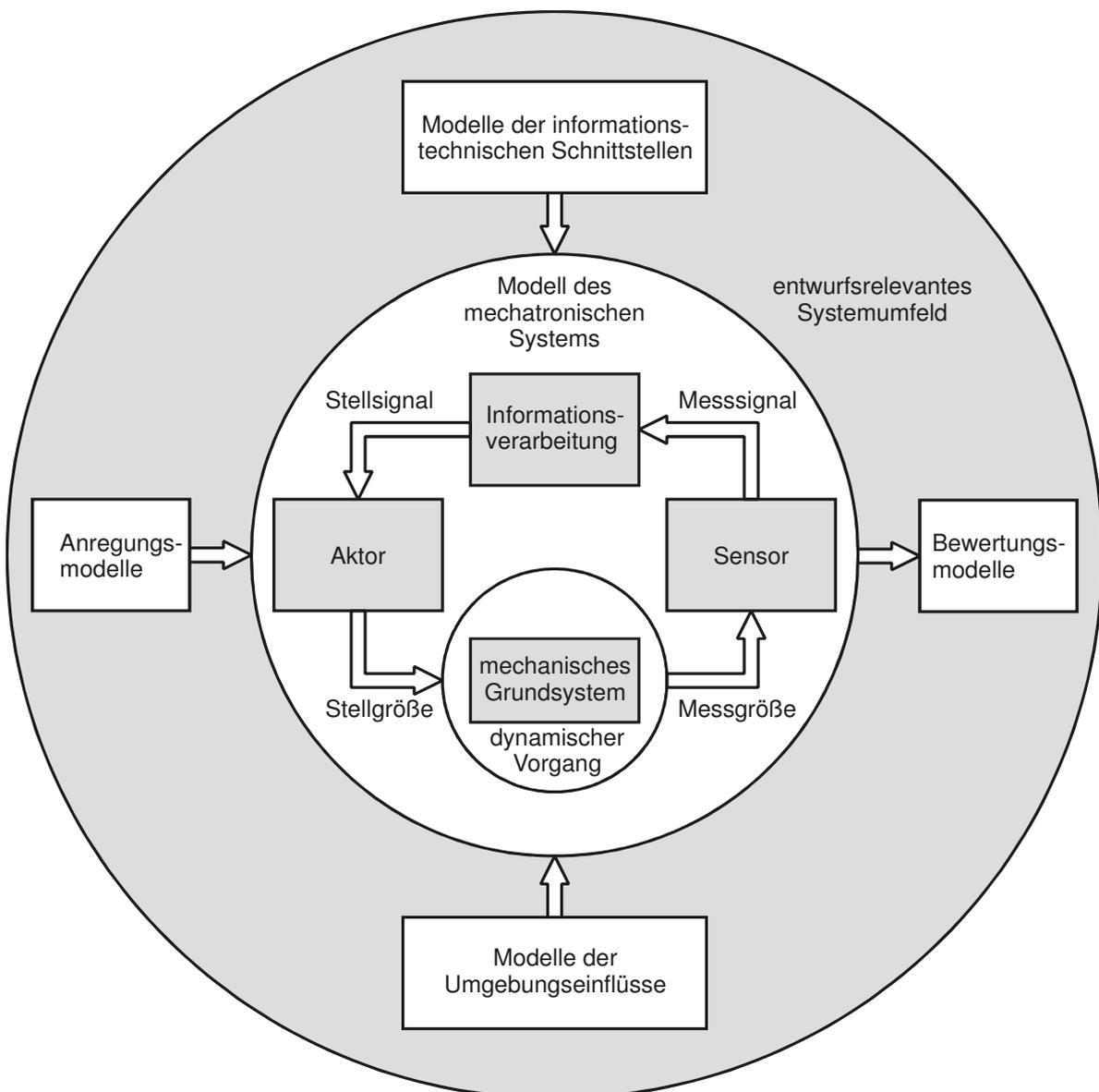


Bild 3-2: Modellbasierte Entwurfsumgebung

Bevor mit dem Erstellen eines Modells des zu entwerfenden mechatronischen Systems begonnen wird, ist die Frage zu klären, wofür das Modell benötigt wird. Dies ist entscheidend für die Wahl der **Modellierungstiefe**, das heißt für den Detaillierungsgrad des Modells. Für grundsätzliche Untersuchungen, zum Beispiel während der Konzeptphase, reichen häufig Modelle mit einer geringen Modellierungstiefe aus. Unter Umständen genügt es sogar, das dynamische Systemverhalten um einen bestimmten Arbeitspunkt durch eine allgemeine Übertragungsfunktion anzunähern. Wird das Modell dagegen für eine detaillierte Analyse oder Optimierung des Systems benötigt, wie zum Beispiel bei der Optimierung des dynamischen Verhaltens einzelner Systemkomponenten, ist es erforderlich, diese detailliert durch physikalisch motivierte Modelle abzubilden. Grundsätzlich gilt für die Wahl der Modellierungstiefe der Grundsatz: „Nicht so genau wie möglich, sondern so genau wie nötig!“ Denn mit zunehmender Modellierungstiefe steigt nicht nur der Rechenaufwand und damit die Simulationszeiten, sondern auch der Aufwand und die Schwierigkeit bei der Modellidentifizierung.

Unter **Identifizierung** ist in diesem Zusammenhang der Abgleich zwischen Messergebnissen und Simulationsergebnissen mit dem Ziel einer Verbesserung der Modellgüte zu verstehen. Dabei ist zwischen der Parameteridentifizierung und der Systemidentifizierung zu unterscheiden. Das Ziel der Parameteridentifizierung ist es, die Parameter einer festgelegten Modellstruktur zu bestimmen, während die Systemidentifizierung dazu dient, die erforderliche Modellstruktur zu ermitteln. Die Bedeutung der Modellidentifizierung wird häufig unterschätzt. Unter der Annahme, eine Erhöhung der Modellierungstiefe allein würde ausreichen, um eine Verbesserung der Modellgüte zu erreichen, werden oft Modelle mit einer großen Modellierungstiefe erstellt, die trotzdem das reale Systemverhalten nur unzureichend abbilden. Vielfach ist es dann sinnvoller, ein Modell mit geringerer Modellierungstiefe zu nutzen und mehr Aufwand in die Identifizierung zu investieren [Nye06].

Bei einem komplexen mechatronischen System ist es darüber hinaus erforderlich, das Modell des Gesamtsystems in mehrere, weniger komplexe Teilmodelle zu gliedern. Die **Modellgliederung** kann sich dabei an der Bauteilstruktur des Systems orientieren. Darüber hinaus sollten die Teilmodelle so abgegrenzt sein, dass sie für sich gekapselte Systeme mit eindeutig definierten Schnittstellen bilden. Dies ermöglicht [Bec03]:

- Eine einfache Identifizierung der Teilmodelle, da diese für sich allein identifiziert werden können.
- Die Verwendung von Teilmodellen mit unterschiedlicher Modellierungstiefe entsprechend den jeweiligen Entwicklungsschritten.
- Den Ersatz einzelner Teilmodelle durch reale Komponenten im Rahmen einer Hardware-in-the-Loop-Simulation (HIL-Simulation).

### 3.2 Modellbasierte Entwurfsumgebung für die mechatronische Fahrzeugfederung

In diesem Abschnitt wird die Erstellung der modellbasierten Entwurfsumgebung für den Entwurf mechatronischer Fahrzeugfederungen entsprechend der oben vorgestellten Vorgehensweise beschrieben. Da sich die Anforderungen an Fahrzeugfederungen immer auf das Systemverhalten bei bestimmten Anregungen oder Betriebsbedingungen beziehen, werden diese im Folgenden zunächst geklärt. Anschließend werden die Anforderungen und Bewertungsgrößen aufgestellt und detailliert. Danach wird auf die Vorgehensweise bei der Beurteilung eingegangen. Zum Abschluss wird auf die für den Entwurf eingesetzten Fahrzeugmodelle und die modelltechnische Beschreibung des entwurfsrelevanten Systemumfelds eingegangen. Die Beschreibung der einzelnen Schritte erfolgt, soweit möglich, jeweils allgemeingültig für mechatronische Fahrzeugfederungen. Le-

diglich die Angabe konkreter Werte wie zum Beispiel der Festlegung der Auslegungsziele und der Wahl der Parameter für die erstellten Modelle erfolgt für die zu entwerfende mechatronische Fahrzeugfederung.

### 3.2.1 Betriebsbedingungen für die Fahrzeugfederung

Die durch die mechatronische Fahrzeugfederung kontrollierten dynamischen Vorgänge betreffen die Vertikaldynamik des Fahrzeugs, das heißt die Hub-, Wank- und Nickbewegung des Fahrzeugaufbaus sowie die vertikale Bewegung der Räder. Umgebungseinflüsse, die sich auf die Vertikaldynamik auswirken, sind wesentliche Änderungen der Aufbau- oder Radmasse sowie Fahrmanöver und Fahrbahnanregungen.

Änderungen der bewegten Massen wirken sich direkt auf die Systemeigenschaften aus. Während die Radmasse in der Regel nahezu konstant bleibt, ändert sich die Aufbaumasse durch Be- und Entladen des Fahrzeugs erheblich. Für den Entwurf der Fahrzeugfederung müssen daher die beiden Extreme - leeres Fahrzeug und vollbeladenes Fahrzeug - berücksichtigt werden.

Durch Fahrmanöver und die Fahrbahnanregungen werden die der Vertikaldynamik zugeordneten Bewegungen des Fahrzeugaufbaus und der Räder angeregt. Bei der Fahrbahnanregung sind langwellige und kurzwellige Anteile zu unterscheiden. Die langwelligen Anteile entsprechen dem Straßenniveau, dem das Fahrzeug folgen muss. Sie können und dürfen durch die Federung nicht ausgeglichen werden. Die kurzwelligen Anteile werden durch die Fahrbahnunebenheit oder durch einzelne Hindernisse hervorgerufen und sollen durch die Federung ausgeglichen werden. Die durch Fahrmanöver verursachten Anregungen (fahrmanöverinduzierten Anregungen) sind: Querbeschleunigungen aufgrund von Lenkmanövern und Längsbeschleunigungen aufgrund von Beschleunigungs- oder Bremsvorgängen. Während durch die Fahrbahnanregung alle Freiheitsgrade angeregt werden, wirken sich die fahrmanöverinduzierten Anregungen im Wesentlichen auf das Wanken (Querbeschleunigung) und das Nicken (Längsbeschleunigung) aus. Des Weiteren können sowohl die Fahrbahnanregungen als auch die fahrmanöverinduzierten Anregungen in deterministische und stochastische Anregungen unterteilt werden. Bei den deterministischen Anregungen sind darüber hinaus periodische Anregungen und Einzelereignisse zu unterscheiden.

Im Rahmen der Konzeptphase (Kapitel 4.2) hat sich ergeben, dass für die Fahrzeugfederung unterschiedliche Betriebsmodi vorgesehen werden müssen. Dabei soll der Fahrer die Möglichkeit haben, den Betriebsmodus als Fahrerwunsch vorzugeben. Im Vorgriff auf die Konzeptphase wird dies hier bereits als Wechselwirkung mit der Umgebung berücksichtigt.

Zusammengefasst ergibt sich die Abgrenzung des entwurfsrelevanten Systemumfelds für die mechatronische Fahrzeugfederung, wie in Bild 3-3 dargestellt. Die für den Entwurf relevanten Wechselwirkungen mit der Umgebung sind:

Informationsfluss:

- Fahrerwunsch
- Rückmeldung des Systemzustands

Energiefluss:

- Leistungsversorgung für die Aktoren
- Fahrbahnanregung
- Fahrmanöver
- Aufbaubewegung

- Radbewegung

Stofffluss:

- Be- und Entladen

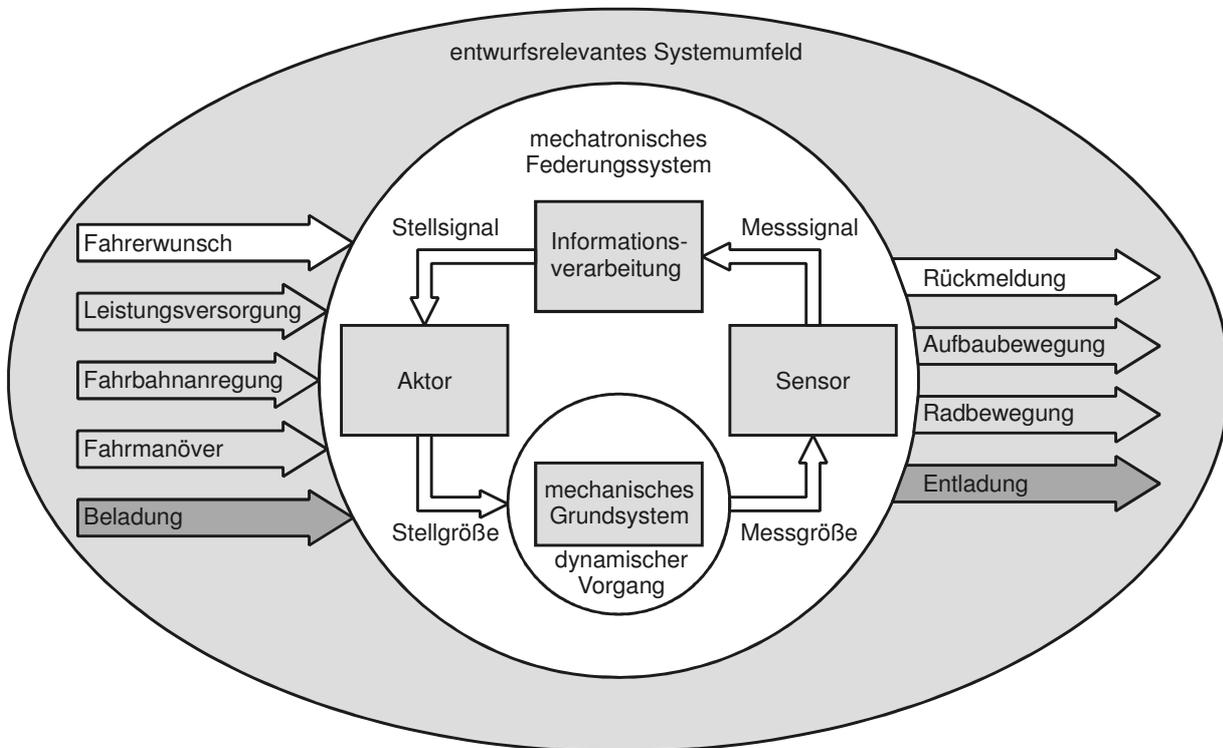


Bild 3-3: Entwurfsrelevantes Systemumfeld für die mechatronische Fahrzeugfederung

### 3.2.2 Anforderungen an Fahrzeugfederungen

Die Anforderungen an Fahrzeugfederungen lassen sich folgenden Hauptmerkmalen zuordnen (vgl. Anhang A.1):

- Fahrkomfort
- Fahrsicherheit
- Beladungsunabhängige Funktion
- Geländegängigkeit (bei Geländefahrzeugen)
- Energieeffizienz (bei aktiven Fahrzeugfederungen)

Im Folgenden werden die einzelnen Anforderungen und die dazugehörigen Bewertungsgrößen entsprechend den aufgelisteten Hauptmerkmalen detailliert beschrieben. Besondere Bedeutung kommt dabei der Wahl der Bewertungsgrößen zu, denn die heute gängige Praxis zur Beurteilung der Federungseigenschaften ist der Fahrversuch. Große Bedeutung wird dabei der subjektiven Bewertung durch den Testfahrer zugemessen. Heißing und Brandel schreiben dazu:

*„Die Abstimmung der fahrdynamischen Eigenschaften eines Automobils ist ein ähnlich kreativer Prozess wie der Entwurf eines neuen Fahrzeugdesigns und basiert auch heute noch vorwiegend auf dem subjektiven Empfinden während des Fahrvorgangs.“ [HB02, S. 5].*

Letztlich ist das Wohlbefinden des Fahrers und der Fahrzeuginsassen das ausschlaggebende Kriterium; schließlich handelt es sich dabei um eines der wesentlichen Auslegungsziele. Die subjektive Beurteilung durch einen Testfahrer ist allerdings sehr stark von der einzelnen Person und deren aktueller Wahrnehmung abhängig. Bei der Wahl der Bewertungsgrößen geht es darum, objektive Bewertungsgrößen zu finden, die mit dem subjektiven Empfinden der breiten Masse korrelieren. Diese können entweder aus Messdaten, die während Versuchsfahrten aufgezeichnet wurden, oder aus Simulationsdaten gewonnen werden. Die Auswertung der Daten erfolgt sowohl im Zeitbereich als auch im Frequenzbereich. Erste Aussagen können bereits anhand der Zeitverläufe der Daten oder daraus abgeleiteten Frequenzgängen gemacht werden. Darüber hinaus werden aus den Zeitverläufen und Frequenzgängen Kenngrößen abgeleitet, anhand derer unterschiedliche Systeme verglichen werden können [ZBR97].

### Fahrkomfort

Ein komfortables Fahrverhalten liegt vor, wenn die für die Fahrzeuginsassen spürbaren Beschleunigungen und Aufbaubewegungen möglichst gering sind. Im Einzelnen bedeutet das:

- Die Aufbaubeschleunigungen sollen so gering wie möglich sein.
- Die Aufbaubewegungen in den Freiheitsgraden Huben, Wanken und Nicken müssen gut gedämpft sein. Auftretende Schwingungen sollen schnell abklingen.
- Wank- und Nickbewegungen sollen weitgehend kompensiert werden.

Zunächst wird im Folgenden auf die Beurteilung des Fahrkomforts anhand der Aufbaubeschleunigung eingegangen. Dabei wird nur die vertikale Aufbaubeschleunigung betrachtet, da die horizontale Beschleunigung im Allgemeinen nur eine untergeordnete Bedeutung hat [Frü85]. Danach wird auf die Beurteilung des Wank- und Nickverhaltens eingegangen. Diese erfolgt anhand der resultierenden Wank- und Nickwinkelverläufe bei aussagekräftigen Fahrmanövern.

Zur Bewertung des Fahrkomforts bei stochastischen und periodischen Fahrbahnanregungen wird zunächst der Amplitudengang von der Fahrbahnanregung zur vertikalen bewerteten Aufbaubeschleunigung betrachtet. Durch die Bewertung wird berücksichtigt, dass Beschleunigungsamplituden vom Menschen in Abhängigkeit ihrer Frequenz unterschiedlich stark wahrgenommen werden. Der Grund dafür liegt darin, dass der menschliche Körper selbst ein schwingungsfähiges Gebilde darstellt, in dem die einzelnen Körperteile und Organe bestimmte Eigenfrequenzen haben. Bei vertikalen Schwingungen nimmt die Empfindlichkeit zwischen 2 Hz und 4 Hz deutlich zu. Der Bereich, in dem der Mensch am empfindlichsten reagiert, liegt hier zwischen 4 Hz und 10 Hz; erst ab 10 Hz nimmt die Empfindlichkeit wieder ab. Obwohl Schwingungen mit Frequenzen unterhalb von 0,5 Hz nicht wahrgenommen werden, können sie dennoch Übelkeit verursachen. Die oben angegebenen Werte sind der VDI-Richtlinie 2057 ([VDI 2057]) entnommen. Dort werden auch Frequenzbewertungsfilter in Form von Bewertungskurven angegeben, die der Wahrnehmung des Menschen entsprechen. Diese werden für die weiteren Betrachtungen in Form von Bewertungsfiltern (siehe Kapitel 3.2.6) berücksichtigt.

In Bild 3-4 ist der typische Verlauf des Amplitudengangs von der Fahrbahnanregung  $z_e$  zur bewerteten Aufbaubeschleunigung  $a_{zb}$

$$G_{a_{zb}, z_e}(j\omega) = \frac{a_{zb}(j\omega)}{z_e(j\omega)} \quad (3-1)$$

für einen PKW dargestellt. Für die Beurteilung ist der Frequenzbereich zwischen 0,5 Hz und 25 Hz relevant [MW03]. Darüber hinaus kann der Frequenzbereich in die Bereiche Aufbaukomfort ( $f \leq 4\text{ Hz}$ ) und Abrollkomfort ( $f > 4\text{ Hz}$ ) unterteilt werden. Der Amplitudengang zeigt deutlich die Eigenfrequenz der Aufbaumasse bei ca. 1 Hz und die Eigenfrequenz der Radmasse bei ca. 10 Hz.

Kriterien für den Komfort sind die Höhe der Beschleunigungsamplituden und die Lage der Eigenfrequenzen der Aufbau- und der Radmasse. Die Aufbaueigenfrequenz sollte zwischen 0,8 Hz und 2 Hz und die Radeigenfrequenz oberhalb von 10 Hz liegen. In diesen Frequenzbereichen wirken sich vertikale Schwingungen nur gering auf den Menschen aus. Die Aufbaueigenkreisfrequenz ergibt sich aus der Aufbaumasse und der Aufbaufedersteifigkeit:

$$\omega_{0, A} = \sqrt{\frac{c_A}{m_A}}. \quad (3-2)$$

Die Radeigenkreisfrequenz aus der Radmasse und der Summe der Aufbaufedersteifigkeit und der Reifenfedersteifigkeit:

$$\omega_{0, R} = \sqrt{\frac{c_A + c_R}{m_R}}. \quad (3-3)$$

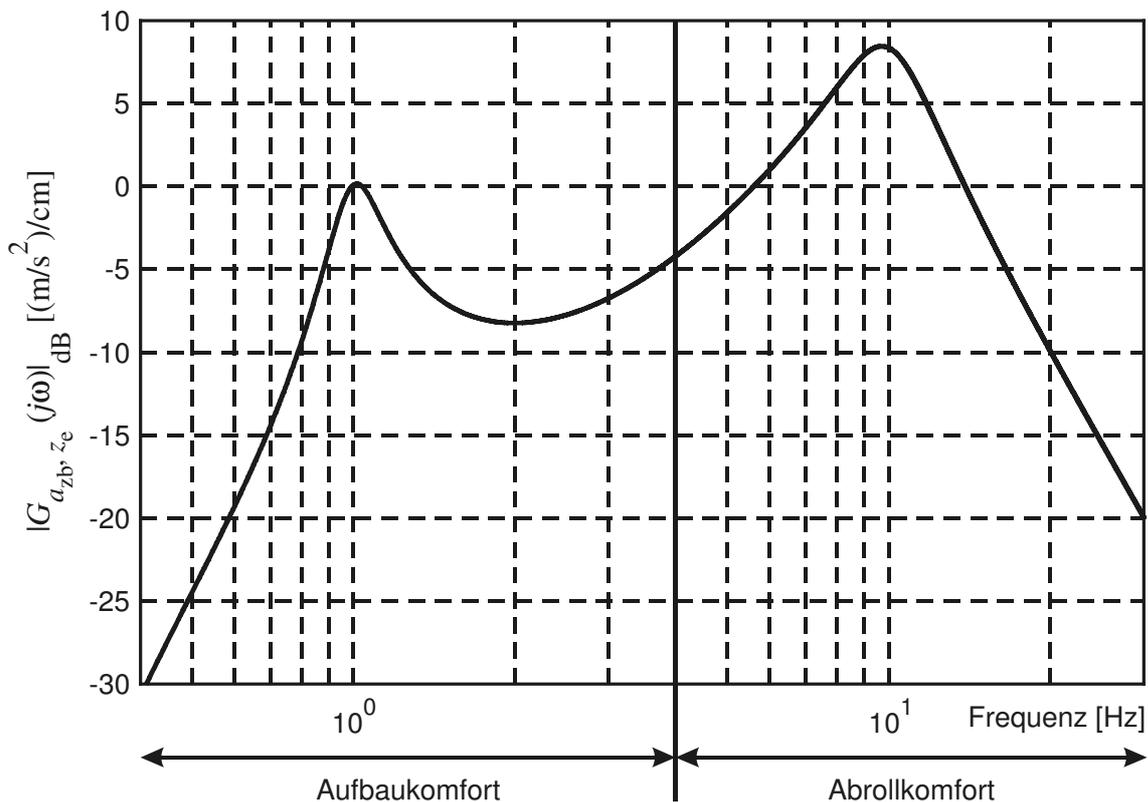


Bild 3-4: Amplitudengang: Fahrbahnanregung zu bewerteter Aufbaubeschleunigung

Da die Aufbaumasse oder der Bereich, in dem diese variiert, die Radmasse und die Reifenfedersteifigkeit in der Regel fest vorgegeben sind, lassen sich die Rad- und die Aufbaueigenfrequenz nicht unabhängig voneinander festlegen. Unter Umständen können die oben angegebenen Grenzen daher nicht einhalten werden; in diesem Fall ist ein geeigneter Kompromiss zu finden.

Insgesamt sollten die Amplituden der Aufbaubeschleunigung möglichst gering sein. Für eine erste Beurteilung kann die Fläche unter dem Amplitudengang als anschauliches Maß für den Komfort

herangezogen werden. Allerdings wird dadurch nicht berücksichtigt, dass bei realer Anregung nicht alle Frequenzen des betrachteten Frequenzbereichs gleichmäßig angeregt werden. Daher wird als Kenngröße der Effektivwert der Aufbaubeschleunigung herangezogen. Dieser ergibt sich zu:

$$a_{zb, \text{eff}} = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T a_{zb}^2(t) dt}. \quad (3-4)$$

Streng mathematisch ist der Effektivwert der Grenzwert für  $T \rightarrow \infty$ . Für die praktische Beurteilung der Fahrzeugfederung reicht hier eine hinreichend lange Zeit, zum Beispiel die Fahrt über eine längere Wegstrecke, aus.

Zwar machen stochastische Fahrbahnanregungen den Großteil der auftretenden Anregungen aus; dennoch ist es vor allem bei Geländefahrzeugen sinnvoll, zur Beurteilung des Komforts außerdem den Verlauf der Aufbaubeschleunigung bei deterministischen Fahrbahnanregungen, wie der Überfahrt eines Hindernisses, zu berücksichtigen. In Bild 3-5 ist dazu die vertikale Aufbaubeschleunigung bei der Fahrt über ein Einzelhindernis dargestellt.

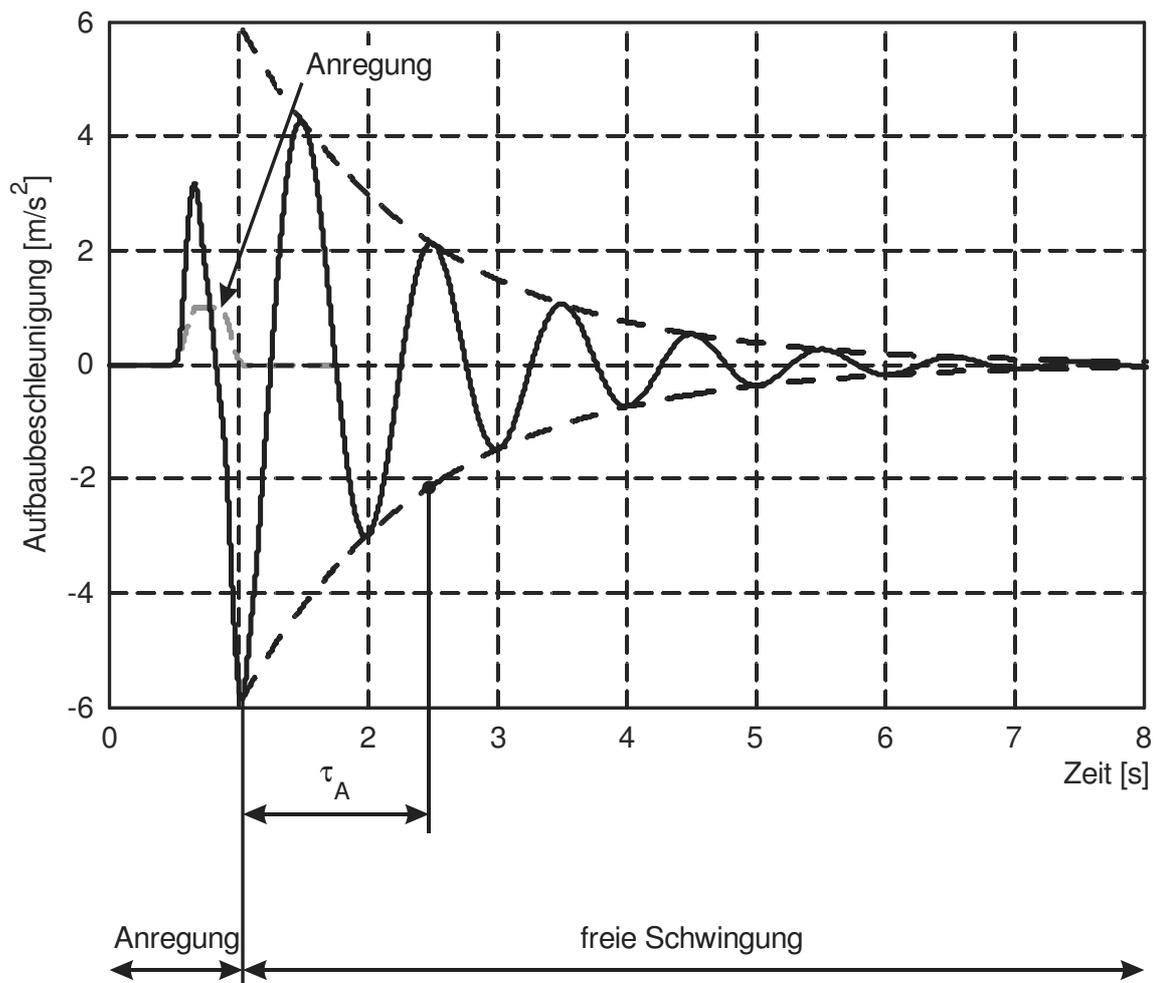


Bild 3-5: Vertikale Aufbaubeschleunigung bei der Fahrt über ein Einzelhindernis

Der Verlauf der Aufbaubeschleunigung ist unterteilt in den Bereich, in dem die Anregung (Hindernis) wirkt, und den Bereich der resultierenden freien, gedämpften Schwingung. Entscheidend für die Beurteilung sind der maximale Betrag der Aufbaubeschleunigung  $\ddot{z}_{A, \max}$  sowie die Abklingdauer  $\tau_{A, z}$  der Schwingung. Der maximale Betrag der Aufbaubeschleunigung kann direkt aus dem Zeitverlauf abgelesen werden. Die Abklingdauer ergibt sich aus der Amplitude der freien Schwingung. Für diese gilt allgemein:

$$x(t) = x_0 \cdot e^{-\frac{t}{\tau_A}} \cdot \sin(\omega t + \varphi_0). \quad (3-5)$$

Die Amplitude der Schwingung ist demnach von der Anfangsauslenkung  $x_0$  und der Abklingdauer abhängig. Die Abklingdauer entspricht der Zeit, in der die Amplitude der Schwingung auf den Wert  $x_0/e$  abgefallen ist.

Für die Beurteilung des Fahrkomforts anhand der Aufbaubeschleunigung ergeben sich damit folgende Optimierungsgrößen und Grenzen:

Optimierungsgrößen:

- Effektivwert der bewerteten Aufbaubeschleunigung
- Maximalwert der Aufbaubeschleunigung bei der Überfahrt eines Hindernisses
- Abklingdauer der Schwingungen nach der Überfahrt eines Hindernisses

Grenzen:

- Lage der Aufbau- und Radeigenfrequenz

Das Auslegungsziel für die Optimierungsgrößen besteht darin, diese zu minimieren. Diese sollen geringer als bei der konventionellen passiven Fahrzeugfederung sein. Bei der Aufbau- und der Radeigenfrequenz sollten die oben angegebenen Grenzen eingehalten werden oder, wenn dies nicht möglich ist, sollten die Eigenfrequenzen im gleichen Bereich wie bei der konventionellen passiven Fahrzeugfederung liegen.

Bei fahrmanöverinduzierten Anregungen stellen die auf den Aufbau wirkenden Längs- und Querschleunigungen die Störung dar. Die Beurteilungsgrößen sind in diesem Fall die resultierenden Wank- und Nickbewegungen des Aufbaus. Die Beurteilung des Wank- und Nickverhaltens erfolgt ähnlich. Da für die zu entwerfende Fahrzeugfederung das Nickverhalten von untergeordneter Bedeutung ist, wird im Folgenden darauf nicht eingegangen.

Zur Beurteilung des Wankverhaltens werden sowohl der stationäre Wankwinkel in Abhängigkeit der Querschleunigung bei konstanter Kreisfahrt als auch der dynamische Wankwinkel bei einfachen Lenkmanövern betrachtet. Der stationäre Wankwinkel kann aus der Fahrwerksgeometrie, den Federsteifigkeiten der Aufbaufeder und des Wankstabilisators, dem aktiv aufgebrauchten Stabilisationsmoment sowie dem Abstand des Schwerpunkts von der Wankachse berechnet werden (siehe Kapitel 3.2.5). Der Verlauf des dynamischen Wankwinkels bei einem einfachen Fahrspurwechsel ist in Bild 3-6 dargestellt. Ähnlich wie beim Verlauf der Aufbaubeschleunigung bei einer Hindernisüberfahrt werden hier die maximalen Amplituden des Wankwinkels und die Abklingdauer der sich einstellenden freien Schwingung beurteilt. Damit ergeben sich für die Beurteilung des Wankverhaltens die Optimierungsgrößen:

- Maximalwert der Wankwinkelamplituden
- Abklingdauer der Schwingungen der Wankbewegung

Das Auslegungsziel für beide Optimierungsgrößen ist, diese zu minimieren. Darüber hinaus soll die Wankbewegung bis zu einer Querschleunigung von  $3 \text{ m/s}^2$  vollständig kompensiert werden.

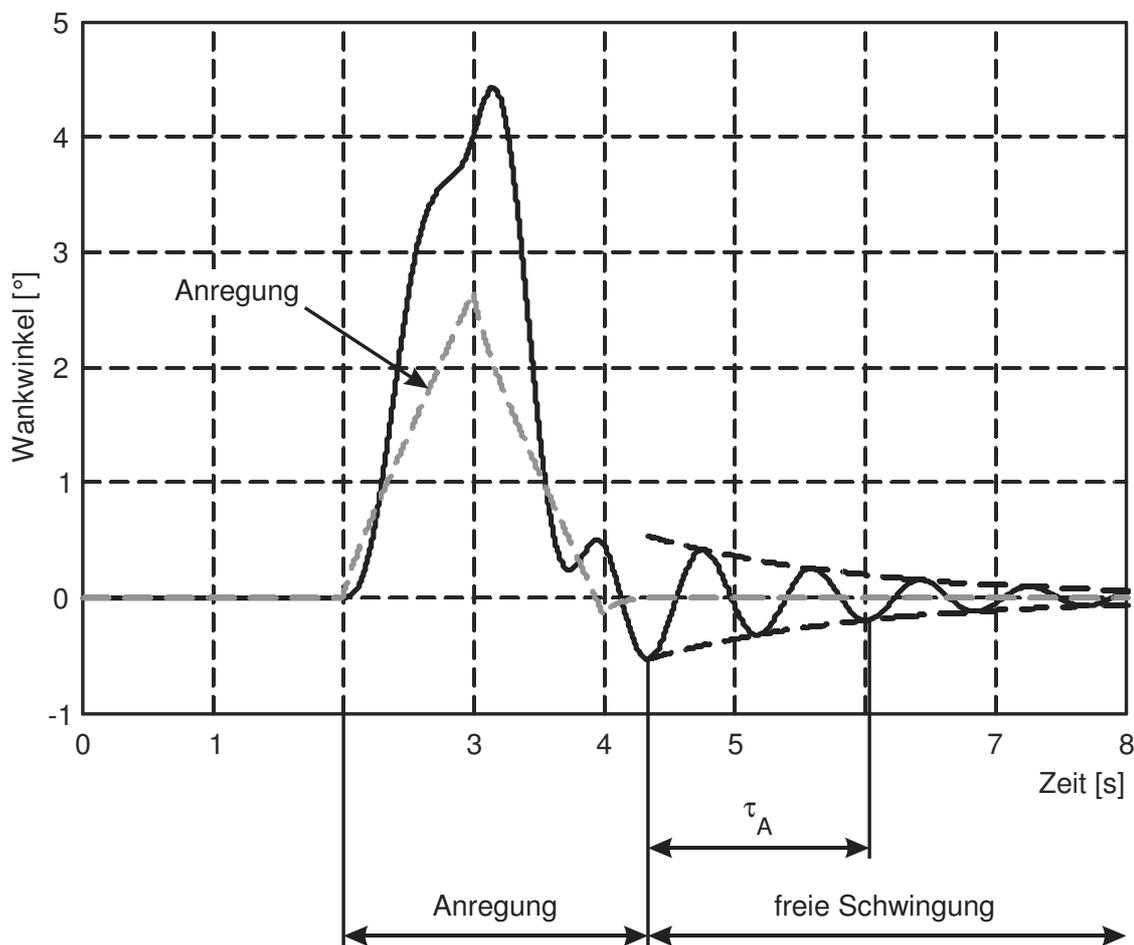


Bild 3-6: Verlauf des Wankwinkels bei einem einfachen Lenkmanöver

### Fahrsicherheit

Für ein sicheres Fahrverhalten ist es erforderlich, dass die Antriebs- und die Führungskräfte in jeder Fahrsituation sicher durch die Räder auf den Boden übertragen werden können. Das Vermögen der Räder, diese Kräfte zu übertragen, hängt von der Radaufstandskraft (Radlast) ab. Schwankungen oder ein Zusammenbruch der Radaufstandskraft wirken sich daher negativ auf die Fahrsicherheit aus. Die Forderung nach einer hohen Fahrsicherheit lässt sich damit bezüglich des dynamischen Systemverhaltens wie folgt beschreiben:

- Die vertikale Radbewegung muss ausreichend gedämpft sein, so dass Schwingungen vermieden und damit die Radlastschwankungen minimiert werden.

Ein erster Anhaltswert für die Fahrsicherheit ist das Lehrsche Dämpfungsmaß der Radmasse. Liegt dieses zwischen 0,15 und 0,2, so ist erfahrungsgemäß eine ausreichende Fahrsicherheit gewährleistet [Str96]. Entscheidend für die Fahrsicherheit ist aber die im Betrieb auftretende Radlastschwankung. Zur Herleitung des Auslegungsziels wird daher die Radlast näher betrachtet. Um ausreichende Fahrsicherheit zu gewährleisten, muss für die Radlast  $F_R$  gelten:

$$F_R = F_{R, \text{stat}} - F_{R, \text{dyn}} > 0. \quad (3-6)$$

Dies ist gewährleistet, wenn gilt:

$$F_{R, \text{dyn}} < F_{R, \text{stat}}, \quad (3-7)$$

mit:

$F_{R, \text{stat}}$             statische Radlast

$F_{R, \text{dyn}}$             dynamische Radlast

Als Auslegungsziel würde Gleichung (3-7) bereits genügen; es kann aber noch allgemeiner formuliert werden (vgl. dazu [MW03]). Bei einer Gaußschen Verteilung der Radlastschwankung gilt in 99,85 % der Fälle für die dynamische Radlast:

$$F_{R, \text{dyn}} \leq 3\sigma_{F_R}. \quad (3-8)$$

Durch das Normieren der Standardabweichung der Radlast auf die statische Radlast ergibt sich der Variationskoeffizient der Radlast zu:

$$\text{Var}(F_R) = \frac{\sigma_{F_R}}{F_{R, \text{stat}}}. \quad (3-9)$$

Der Variationskoeffizient ist damit sowohl eine Optimierungsgröße als auch eine Grenze für die Beurteilung der Fahrsicherheit. Das Auslegungsziel besteht darin, diesen zu minimieren. Aus den Gleichungen (3-7) bis (3-9) folgt, dass eine ausreichend Fahrsicherheit gegeben ist, wenn gilt:

$$\text{Var}(F_R) \leq \frac{1}{3}. \quad (3-10)$$

### Beladungsunabhängige Funktion

Beladungsunabhängige Funktion bedeutet, dass die aus der Änderung der Beladung resultierenden Änderungen der Systemeigenschaften keine oder nur eine geringe Auswirkung auf die Funktion des Fahrzeugfederungssystems haben. Dementsprechend können folgende Anforderungen an das dynamische Systemverhalten formuliert werden:

- Es muss unabhängig von der statischen Last ausreichend Federweg zur Verfügung stehen.
- Die Abstimmung der Fahrzeugfederung soll sich bei unterschiedlichen Lasten nicht oder nur wenig ändern.

Zur Bewertung der ersten Anforderung werden die statischen und die dynamischen Federwege bei leerem und beladenem Fahrzeug betrachtet (Bild 3-7). Daraus ergibt sich der erforderliche Federweg  $\Delta z_{\text{erf}}$  zu ([MW03]):

$$\Delta z_{\text{erf}} = \Delta z_{\text{voll}} - \Delta z_{\text{leer}} + 3\sigma_{\Delta z, \text{leer}} + 3\sigma_{\Delta z, \text{voll}}, \quad (3-11)$$

mit:

$\Delta z_{\text{leer}}$             statischer Federweg des leeren Fahrzeugs

$\Delta z_{\text{voll}}$             statischer Federweg des vollbeladenen Fahrzeugs

$\sigma_{\Delta z, \text{leer}}$         Standardabweichung des Federwegs bei leerem Fahrzeug

$\sigma_{\Delta z, \text{voll}}$         Standardabweichung des Federwegs bei vollbeladenem Fahrzeug

Damit eine sichere Funktion der Fahrzeugfederung gewährleistet ist, muss der zur Verfügung stehende Federweg  $\Delta z_{\max}$  größer sein als der erforderliche Federweg. Um dies zu gewährleisten, sollte der statische Federweg, das heißt die Änderung zwischen der statischen Einfederung bei leerem und bei vollbeladenem Fahrzeug,  $\Delta\Delta z_{\text{stat}}$  möglichst gering sein. Dadurch steht dann ausreichend Federweg für die dynamischen Federwege zur Verfügung.

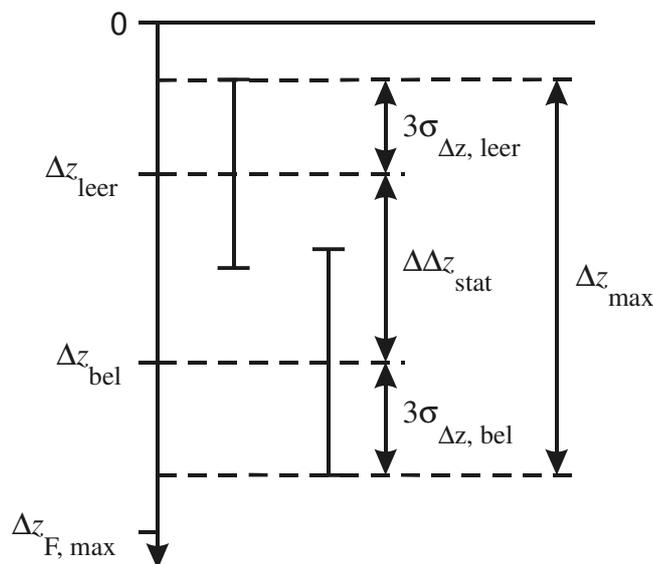


Bild 3-7: Federwege vgl. [MW03]

Für die zweite Anforderung sind die charakteristischen Größen der Federungsabstimmung bezüglich der Aufbaumasse relevant. Dies sind die Aufbaueigenfrequenz  $f_A$  und die Lehrsche Dämpfung der Aufbaumasse  $\zeta_A$ . Beide sollten bei vollbeladenem Fahrzeug in etwa den gleichen Wert wie bei leerem Fahrzeug haben.

Damit ergeben sich als Grenzen für die Beurteilung der belastungsunabhängigen Funktion der erforderliche Federweg und die charakteristischen Größen der Federungsabstimmung. Die Auslegungsziele sind:

$$\Delta z_{\text{erf}} < \Delta z_{\text{max}}$$

$$f_{A, \text{leer}} \approx f_{A, \text{voll}}$$

$$\zeta_{A, \text{leer}} \approx \zeta_{A, \text{voll}}$$

### Geländegängigkeit

Für eine hohe Geländegängigkeit müssen bei der Überfahrt von Hindernissen große Federwege und hohe Federgeschwindigkeiten bei geringem Anstieg der Feder- und Dämpferkräfte möglich sein. Dies hat zur Folge, dass die resultierende vertikale Aufbaubeschleunigung ebenfalls gering ist, denn es gilt:

$$\ddot{z}_A \sim F_c + F_d \quad (3-12)$$

Damit sind die Anforderungen an die Aufbaubeschleunigung bezüglich Komfort und Geländegängigkeit identisch, so dass die Geländegängigkeit gesondert bewertet werden muss. Es gelten die

gleichen Bewertungsgrößen und Auslegungsziele wie für den Fahrkomfort. Bei Geländefahrzeugen werden lediglich die Auslegungsziele für die Überfahrt von Hindernissen stärker gewichtet als bei reinen Straßenfahrzeugen.

### Energieeffizienz

Ein geringer Leistungsbedarf ist eine der wesentlichen Anforderungen an aktive Fahrzeugfederungen. Dabei ist zwischen dem mittleren Leistungsbedarf und dem erforderlichen Leistungsbereich zu unterscheiden. Der erforderliche Leistungsbereich ergibt sich aus den maximal zu erwartenden Leistungsspitzen und ist relevant für die Auslegung der Aktoren sowie der Leistungsversorgung. Dabei sind sowohl positive als auch negative Leistungsspitzen zu berücksichtigen. Die Aktoren müssen in der Lage sein, die positiven Leistungsspitzen mindestens kurzfristig aufzubringen und die negativen Leistungsspitzen abzubauen. Bei der Bestimmung des mittleren Leistungsbedarfs ist es sinnvoll, die positiven und die negativen Anteile der Leistung getrennt zu betrachten. Die positive mittlere Leistung ergibt sich zu:

$$P_{\text{pos, mittel}} = \frac{\int_{t_0}^{t_n} P_{\text{pos}}(t) dt}{t_n - t_0}. \quad (3-13)$$

Entsprechend gilt für die negative mittlere Leistung:

$$P_{\text{neg, mittel}} = \frac{\int_{t_0}^{t_n} P_{\text{neg}}(t) dt}{t_n - t_0}. \quad (3-14)$$

Sind die Aktoren in der Lage, beim Abbauen der negativen Leistung Energie zurückzugewinnen, ergibt sich der mittlere Leistungsbedarf aus der Summe der positiven und der negativen mittleren Leistung, wobei der Wirkungsgrad der Energierückgewinnung  $\eta_{\text{Rück}}$  zu berücksichtigen ist:

$$P_{\text{mittel}} = P_{\text{pos, mittel}} + \eta_{\text{Rück}} \cdot P_{\text{neg, mittel}}. \quad (3-15)$$

Ansonsten entspricht der mittlere Leistungsbedarf der positiven mittleren Leistung:

$$P_{\text{mittel}} = P_{\text{pos, mittel}}. \quad (3-16)$$

Die Anforderungen bezüglich des Leistungsbedarfs sind:

- Der erforderliche Leistungsbereich sollte möglichst klein sein (maximale Leistung pro Aktor 5 kW).
- Es ist ein geringer Leistungsbedarf anzustreben (mittlerer Leistungsbedarf für die gesamte Fahrzeugfederung maximal 5 kW).

Damit sind sowohl der Leistungsbedarf als auch der Leistungsbereich Optimierungsgrößen mit Obergrenze.

### 3.2.3 Beurteilung von Fahrzeugfederungen

Im Folgenden wird die Vorgehensweise zur Beurteilung von Fahrzeugfederungen vorgestellt. Zunächst wird der Stand der Technik bei der Beurteilung von passiven Federungssystemen beschrieben. Im Anschluss daran wird dieser für die Beurteilung mechatronischer Federungssysteme erweitert.

### Beurteilung passiver Federungssysteme

Für die Beurteilung passiver Federungssysteme werden zunächst die beiden Bewertungsgrößen Effektivwert der bewerteten Aufbaubeschleunigung und Variationskoeffizient der Radlast betrachtet. Zwischen diesen und damit zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit besteht ein Zielkonflikt. Dieser lässt sich am sogenannten Konfliktdiagramm verdeutlichen (Bild 3-8). Dazu wird der Effektivwert der bewerteten Aufbaubeschleunigung über dem Variationskoeffizienten der Radlastschwankung aufgetragen. Durch Einzeichnen von Linien mit konstanter Aufbaufedersteifigkeit und konstanten Aufbaudämpferkonstanten ergibt sich der Bereich möglicher passiver Federungsabstimmungen. Die Grenze dieses Bereichs nach unten und nach links ergibt sich aus dem Auslegungsziel für die Aufbau- und die Radeigenfrequenzen. Die Grenzkurve ergibt sich aus der Linie der Aufbaufedersteifigkeit, bei der die Aufbaueigenfrequenz größer als 1 Hz und die Radeigenfrequenz größer als 10 Hz sind. Dabei muss außerdem sichergestellt sein, dass der erforderliche Federweg kleiner als der zu Verfügung stehende Federweg ist. Nach rechts ist der Bereich möglicher Federungsabstimmungen durch den maximal zulässigen Variationskoeffizienten der Radlast begrenzt. Die Grenzkurve nach oben entspricht der Aufbaufedersteifigkeit, bei der die Aufbaueigenfrequenz 2 Hz beträgt [MW03].

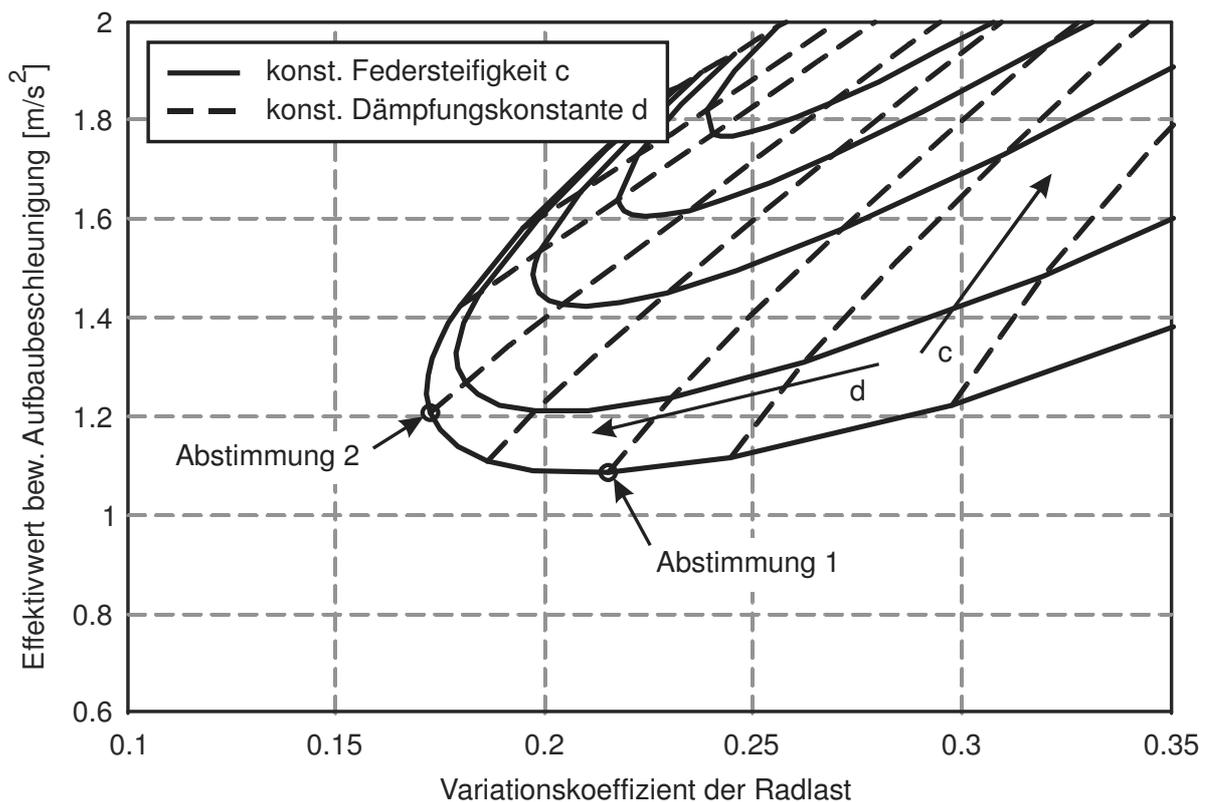


Bild 3-8: Konfliktdiagramm (nach [MW03])

Zur Erläuterung des Konflikts sind zwei passive Federungsabstimmungen in das Diagramm eingezeichnet. Beide liegen auf der unteren Grenzkurve, die Aufbaufedersteifigkeit ist bei beiden gleich. Bei Abstimmung 2 wurde eine größere Aufbaudämpferkonstante gewählt als bei Abstimmung 1. Dementsprechend ist bei Abstimmung 1 der Effektivwert der bewerteten Aufbaubeschleunigung im Vergleich zu Abstimmung 2 geringer und damit der Komfort höher. Dafür weist Abstimmung 1

eine geringere Fahrsicherheit auf als Abstimmung 2. Grundsätzlich bedeutet eine höhere Dämpfung auch höhere Fahrsicherheit, aber, bezogen auf die Aufbaubeschleunigung, weniger Komfort.

Das Konfliktdiagramm enthält in Form von Optimierungsgrößen oder Grenzen fast alle oben definierten Bewertungsgrößen. Lediglich die für die Überfahrt von Einzelhindernissen und die für fahrmanöverinduzierte Anregungen definierten Bewertungsgrößen sind in dem Konfliktdiagramm nicht berücksichtigt.

Bild 3-9 zeigt den Verlauf der Aufbaubeschleunigung bei der Hindernisüberfahrt für die beiden im Konfliktdiagramm eingetragenen Federungsabstimmungen. Wie deutlich zu erkennen ist, fällt die maximale Aufbaubeschleunigung bei Abstimmung 2 höher aus als bei Abstimmung 1. Dafür klingt die Schwingung schneller ab und die Abklingdauer ist geringer. Trotzdem ist Abstimmung 2 aufgrund der höheren Anfangsamplitude der Aufbaubeschleunigung weniger komfortabel als Abstimmung 1. Für passive Fahrzeugfederungen liefert die Betrachtung der maximalen Aufbaubeschleunigung und der Abklingdauer bei der Hindernisüberfahrt damit keine weiteren Erkenntnisse zum Konfliktdiagramm. Ähnlich verhält es sich mit den für fahrmanöverinduzierte Anregungen definierten Bewertungsgrößen. Für die Beurteilung passiver Fahrzeugfederungen reicht die Betrachtung des Konfliktdiagramms aus. Lediglich zur Beurteilung der Wankstabilisierung werden außerdem die maximal auftretenden Wankwinkel benötigt.

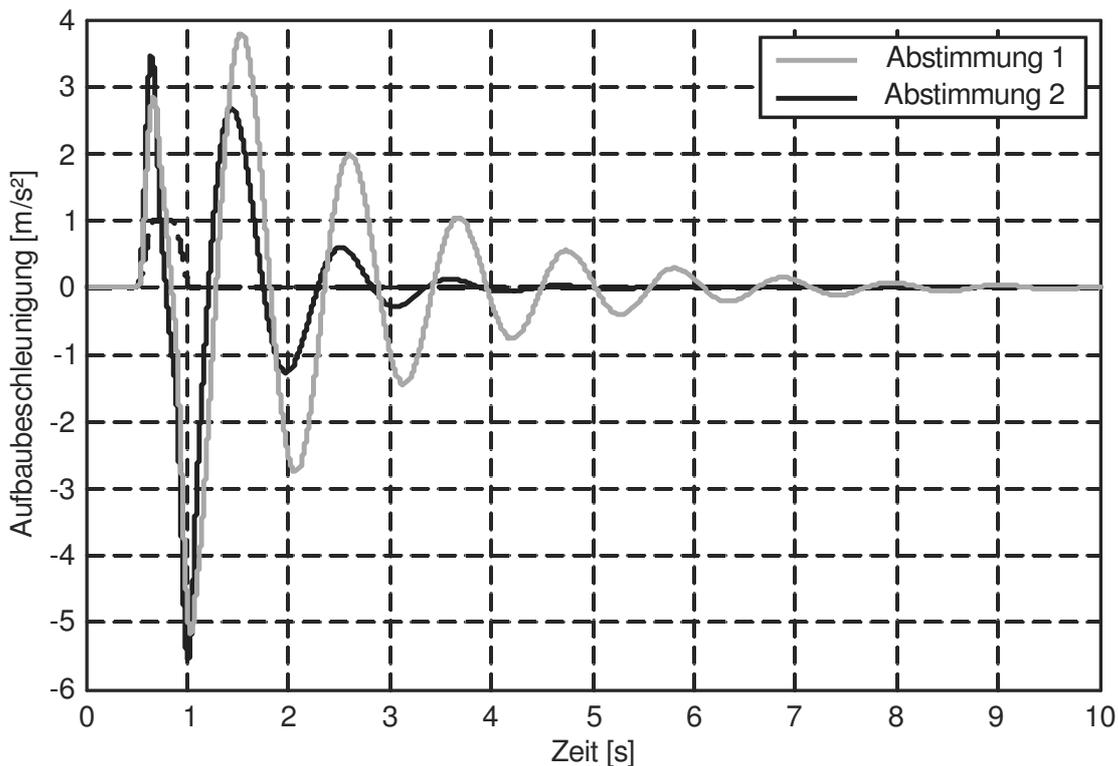


Bild 3-9: Vergleich der Aufbaubeschleunigung bei der Hindernisüberfahrt

### Beurteilung mechatronischer Fahrzeugfederungssysteme

Durch mechatronische Fahrzeugfederungssysteme können die Zusammenhänge zwischen den einzelnen Bewertungsgrößen zwar nicht eliminiert werden, doch ist es möglich, den bei der passiven Federungsabstimmung bestehenden engen Rahmen auszuweiten. Dadurch lassen sich die Aufbau-

beschleunigungen und die Radlastschwankungen weiter minimieren, ohne dass die Aufbau- und die Radeigenfrequenz in nicht zulässige Bereiche verschoben werden. Außerdem kann das Systemverhalten bei Hindernisüberfahrt oder bei kritischen Fahrmanövern verbessert werden, ohne das Systemverhalten bei normalen Fahrsituationen zu verschlechtern.

Bei semiaktiven Fahrzeugfederungen ist der dafür erforderliche Leistungsbedarf in der Regel vernachlässigbar klein. Die Beurteilung semiaktiver Fahrzeugfederungen kann daher genauso erfolgen wie bei passiven Fahrzeugfederungen, mit dem Unterschied, dass hier neben dem Konflikt- diagramm auch die für die Hindernisüberfahrt und die fahrmanöverinduzierten Anregungen definierten Bewertungsgrößen betrachtet werden müssen. Diese sind durch den semiaktiven Eingriff von den im Konfliktdiagramm berücksichtigten Bewertungsgrößen unabhängig. Gleiches gilt für die Beurteilung aktiver Fahrzeugfederungen. Zu deren Beurteilung müssen zusätzlich alle Bewertungsgrößen vor dem Hintergrund der erforderlichen Leistung betrachtet werden, wobei bei stochastischen und periodischen Anregungen die mittlere erforderliche Leistung ausschlaggebend ist, während vor allem bei Einzelereignissen wie Spurwechsel oder Hindernisüberfahrten die Leistungsspitzen zu betrachten sind. Anhand der Beurteilung des Systemverhaltens bei stochastischen Fahrbahnanregungen werden im Folgenden der Zusammenhang und die Vorgehensweise bei der Beurteilung aktiver Fahrzeugfederungssysteme erläutert.

Zur Beurteilung des Systemverhaltens wird zunächst der Amplitudengang von der Fahrbahnanregung zur bewerteten Aufbaubeschleunigung betrachtet (Bild 3-10).

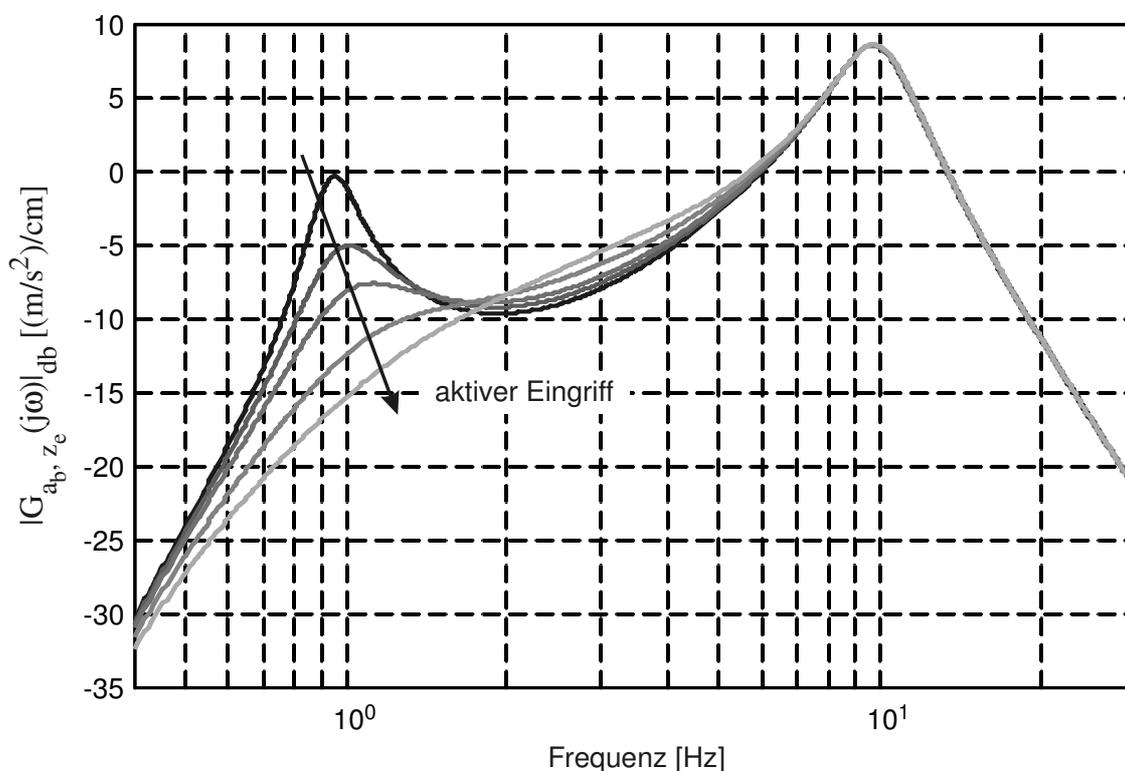


Bild 3-10: Amplitudengang von der Fahrbahnanregung zur bewerteten Aufbaubeschleunigung in Abhängigkeit des aktiven Eingriffs

Die Basis bildet die im Konfliktdiagramm (Bild 3-8) eingetragene Abstimmung 1 (schwarze Linie). Durch den aktiven Eingriff wird die Aufbaubewegung bis zu einer Frequenz von ca. 5 Hz aktiv gedämpft. Auf die Beschreibung der dafür eingesetzten Regelung und Aktoren kann hier verzichtet werden. Wie am Amplitudengang zu erkennen ist, wird mit zunehmendem aktiven Eingriff die Amplitude im Bereich der Aufbaueigenfrequenz weiter abgesenkt. Gleichzeitig wird die Amplitude im Bereich zwischen der Aufbau- und der Radeigenfrequenz leicht angehoben. Bei der Betrachtung im Konfliktdiagramm (Bild 3-11) wird deutlich, dass dadurch zunächst zwar sowohl der Effektivwert der Aufbaubeschleunigung als auch der Variationskoeffizient der Radlastschwankung minimiert werden, aber ab einem bestimmten Punkt der Effektivwert der Aufbaubeschleunigung nicht weiter abnimmt, sondern wieder leicht zunimmt. Dies ist auf die Erhöhung der Amplitude im Bereich zwischen der Aufbau- und der Radeigenfrequenz zurückzuführen.

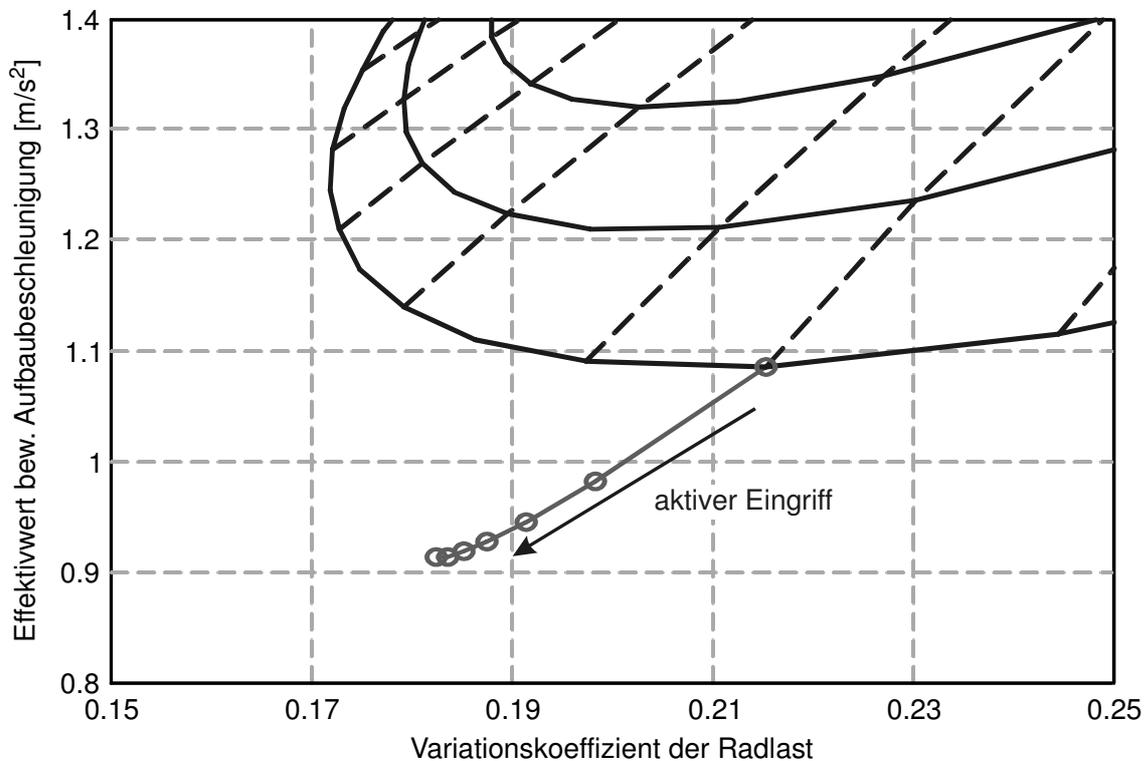


Bild 3-11: Auswirkungen des aktiven Eingriffs im Konfliktdiagramm

Zur Berücksichtigung der Leistung wird die mittlere Leistung bei der Fahrt über eine Schlechtwegstrecke bestimmt. Wie zu erwarten, nimmt diese mit zunehmendem aktiven Eingriff ebenfalls zu. Zur Ermittlung des Zusammenhangs zwischen der Minimierung der beiden Bewertungsgrößen (Effektivwert der Aufbaubeschleunigung und Variationskoeffizient der Radlastschwankung) und der dafür benötigten mittleren Leistung werden die beiden Bewertungsgrößen wie folgt zu einer Bewertungsgröße zusammengefasst:

$$K_B = k_a \cdot \frac{a_{zb, \text{eff}}}{a_{zb, \text{eff}, 0}} + k_v \cdot \frac{\text{Var}(F_R)}{\text{Var}(F_R)_0}, \quad (3-17)$$

mit:

$a_{zb, \text{eff}, 0}$	Effektivwert der Aufbaubeschleunigung ohne aktiven Eingriff
$Var(F_R)_0$	Variationskoeffizient der Radlastschwankung ohne aktiven Eingriff
$k_a$	Gewichtungsfaktor der Aufbaubeschleunigung
$k_V$	Gewichtungsfaktor der Radlastschwankung

An dieser Stelle sollen beide Bewertungsgrößen gleich gewichtet werden. Für die Gewichtungsfaktoren wird dazu der Wert 0,5 (entspricht 50 %) angenommen. In Bild 3-12 ist die erforderliche mittlere Leistung bei der Fahrt über eine Schlechtwegstrecke über der kombinierten Bewertungsgröße aufgetragen. Es ist deutlich zu erkennen, dass der Zusammenhang zwischen der Minimierung der Bewertungsgrößen und der erforderlichen Leistung nichtlinear ist. Mit kleiner werdender Bewertungsgröße steigt die erforderliche Leistung stark an. Ähnlich verhält es sich bei der Verbesserung des Systemverhaltens bei der Hindernisüberfahrt oder bei fahrmanöverinduzierten Anregungen. Bei der Beurteilung aktiver Fahrzeugfederungen ist dementsprechend zwischen dem Gewinn durch den aktiven Eingriff und der dafür erforderlichen Leistung abzuwägen. Beide müssen in einem sinnvollen Verhältnis zueinander stehen.

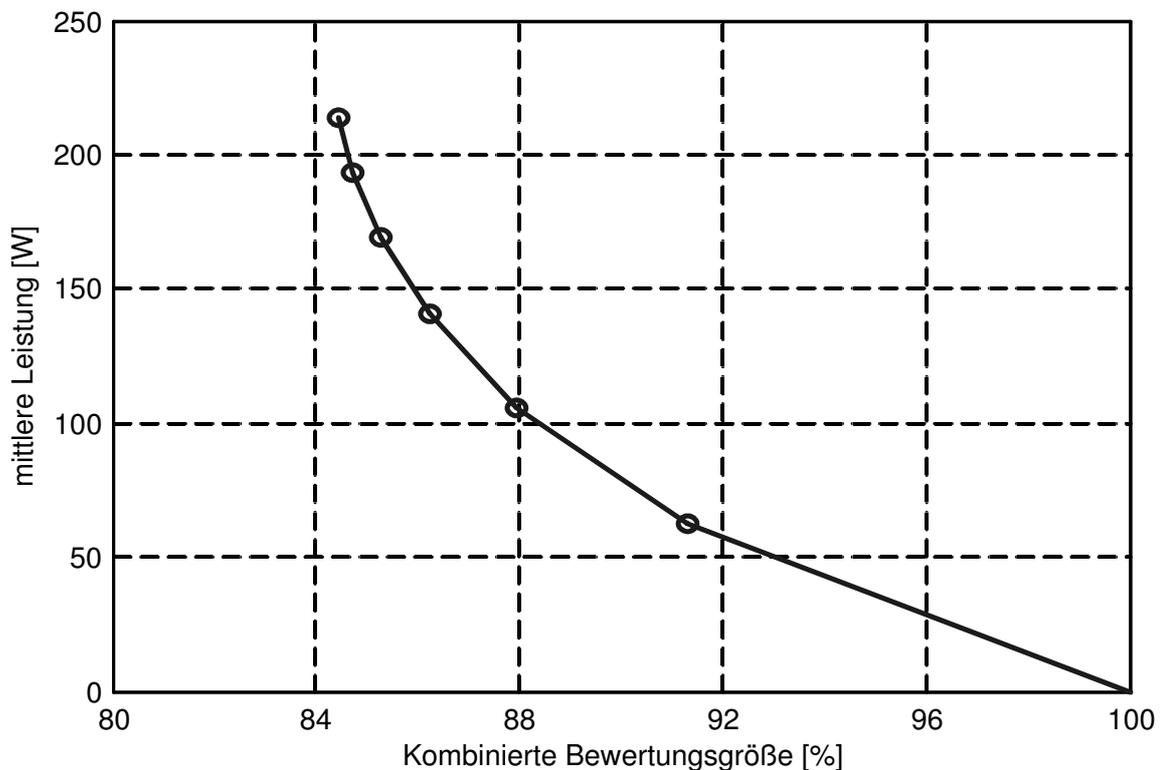


Bild 3-12: Mittlerer Leistungsbedarf in Abhängigkeit des aktiven Eingriffs

### 3.2.4 Einsatz von Modellen im Rahmen des mechatronischen Entwurfs

Für den Entwurf der mechatronischen Fahrzeugfederung werden Modelle mit unterschiedlicher Modellierungstiefe eingesetzt (vgl. Bild 3-13). Die Konzeptphase und die Synthese der Wunschdynamik erfolgen an vereinfachten Fahrzeugmodellen, bei denen die Federung durch lineare Feder- und Dämpferelemente und das dynamische Verhalten der Aktoren durch ein allgemeines Übertragungsglied angenähert werden. Für die statische Auslegung der Komponenten und vor allem für deren modellgestützte Analyse und Optimierung sind dagegen detaillierte Modelle der Federungskomponenten erforderlich. Da diese Schritte zunächst vor dem Entwurf und der Fertigung der Komponenten erfolgen, kann die Identifizierung der Modelle erst im Nachhinein durchgeführt werden. Damit hängen die Ergebnisse der ersten Analyse und Optimierung davon ab, wie gut die getroffenen Annahmen der Realität entsprechen. Im Idealfall sind nur sehr geringe Parameteränderungen erforderlich, deren Auswirkungen auf die Analyse- und die Optimierungsergebnisse überschaubar sind. Im ungünstigsten Fall werden durch die Strukturidentifizierung Effekte und Zusammenhänge aufgedeckt, die bis dahin in den Modellen nicht berücksichtigt worden sind. Dann müssen die Schritte Modellbildung, Analyse und Optimierung erneut durchgeführt und der Entwurf der entsprechenden Komponenten gegebenenfalls angepasst werden. In jedem Fall dienen die identifizierten Modelle als Wissenspeicher und können für spätere Entwurfsaufgaben genutzt werden [Mei04].

Für die Auslegung der Vertikaldynamikregelung werden die Federungskomponenten und die Aktoren durch ihr Übertragungsverhalten berücksichtigt, da die für Auslegung und Optimierung verwendeten detaillierten Modelle für die Reglerauslegung zu rechenintensiv sind. Als Fahrzeugmodell wird ein detailliertes Gesamtfahrzeugmodell verwendet [Sch09].

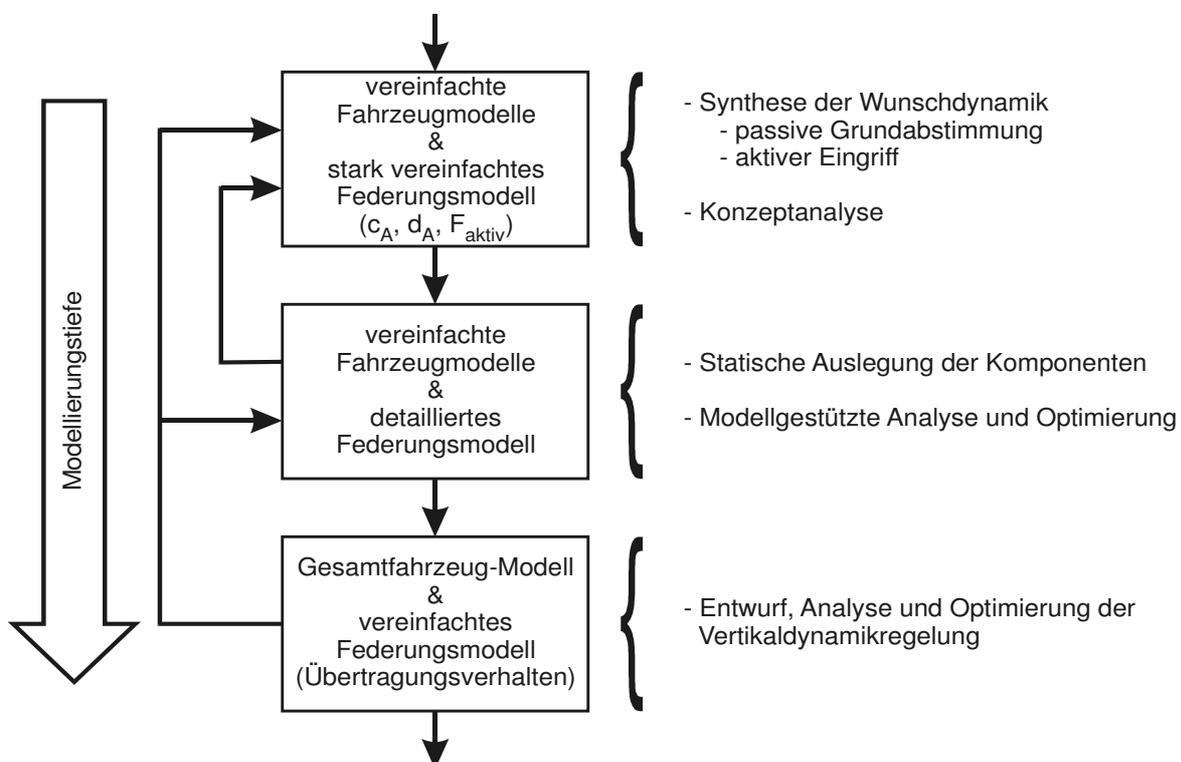


Bild 3-13: Modellierungstiefe im Rahmen des modellbasierten Entwurfs

### 3.2.5 Fahrzeugmodelle

Schäfer stellt in ihrer Arbeit [Sch09] ein Mehrkörpermodell des gesamten Fahrzeugs vor. Ausgangspunkt für das Modell ist das Fahrzeug mit passiver Federung. Die wesentlichen Massen werden als einzelne Starrkörper berücksichtigt; im Einzelnen sind dies die Kabine, das vordere und das hintere Rahmenteil sowie die Vorder- und die Hinterachse. Die Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Starrkörpern werden im Modell durch definierte Kräfte und Momente beschrieben. Diese ergeben sich aus den Modellen der Koppellelemente zwischen den Starrkörpern. Beim Fahrzeug mit passiver Federung entsprechen die Koppellelemente zwischen den Achsen und den Rahmenteilten den passiven Federungselementen. Validierung und Identifizierung des Gesamtfahrzeugmodells erfolgten anhand von Messungen am realen Fahrzeug.

Für das Modell des Fahrzeugs mit aktiver Federung werden die Modelle der passiven Federungselemente durch die entsprechenden Modelle der Aktoren ersetzt. Dazu müssen beide Teilmodelle die gleichen Schnittstellen aufweisen. Die Eingänge in beide Teilmodelle sind die Bewegungsgrößen Position und Geschwindigkeit der angeschlossenen Starrkörper. Der Ausgang beider Teilmodelle ist die Federbeinkraft  $F_{FB}$ , mit der die Federung auf die angeschlossenen Starrkörper wirkt [Sch09].

Für die Auslegung der Aktoren ist das Modell des gesamten Fahrzeugs aufgrund seiner Komplexität und des daraus resultierenden Rechenaufwands nicht geeignet, dafür werden stattdessen vereinfachte Fahrzeugmodelle genutzt. Analyse und Synthese der Hubdynamik erfolgen an einem Viertelfahrzeugmodell. Dabei handelt es sich um ein Schwingungersatzsystem, das die Hubdynamik des Gesamtfahrzeugs vereinfacht abbildet [MW03]. Dadurch ergeben sich gegenüber dem Gesamtfahrzeugmodell deutlich reduzierte Simulationszeiten, zudem sind die am Viertelfahrzeug erzeugten Simulationsergebnisse leichter zu interpretieren. Der Aufbau des Viertelfahrzeugmodells mit passiver Federung ist in Bild 3-14 dargestellt. Anschaulich besteht das Viertelfahrzeugmodell aus einer Radmasse  $m_R$  und einem Viertel der Aufbaumasse  $m_A = M_A/4$  sowie der dazwischen angeordneten Federung. Dementsprechend wird das Viertelfahrzeugmodell in die Teilmodelle Aufbau- und Radmasse, Federbein und Reifen unterteilt.

#### Aufbau- und Radmasse

Eingangsgrößen für die Modelle der Massen sind die auf die Massen wirkenden Kräfte. Bei der Aufbaumasse ist dies die Federbeinkraft  $F_{FB}$ . Auf die Radmasse wirken die Federbeinkraft und die Reifenkraft  $F_R$ . Ausgangsgrößen aus den Modellen sind die Bewegungsgrößen: Weg und Geschwindigkeit der jeweiligen Massen ( $z_A, \dot{z}_A$  für die Aufbaumasse und  $z_R, \dot{z}_R$  für die Radmasse). Die Grundgleichung für die Modelle der Massen ist die Bewegungsgleichung nach Newton-Euler:

$$m \cdot \ddot{z} = \sum F. \quad (3-18)$$

Die Bewegungsgleichung der Aufbaumasse ergibt sich entsprechend:

$$m_A \cdot \ddot{z}_A = F_{FB}. \quad (3-19)$$

Die Bewegungsgleichung der Radmasse ergibt sich zu:

$$m_R \cdot \ddot{z}_R = F_R - F_{FB}. \quad (3-20)$$

#### Reifenmodell

Die Eingangsgrößen des Reifenmodells sind die Fahrbahnnunehheit  $z_e$  (siehe Kapitel 3.2.4) sowie die Bewegungsgrößen der Radmasse. Das Reifenmodell berücksichtigt die Federungs- und die Dämpfungseigenschaften sowie den Latscheffekt des Reifens. Federungs- und Dämpfungseigenschaften werden als linear abhängig von der Reifeneindrückung angenommen. Die Reifenkraft  $F_R$  ergibt sich damit zu:

$$F_R = d_R \cdot (\dot{z}_L - \dot{z}_R) + c_R \cdot (z_L - z_R), \quad (3-21)$$

mit:

$c_R$                     Federsteifigkeit Reifenfeder

$d_R$                     Dämpfungskonstante Reifendämpfung

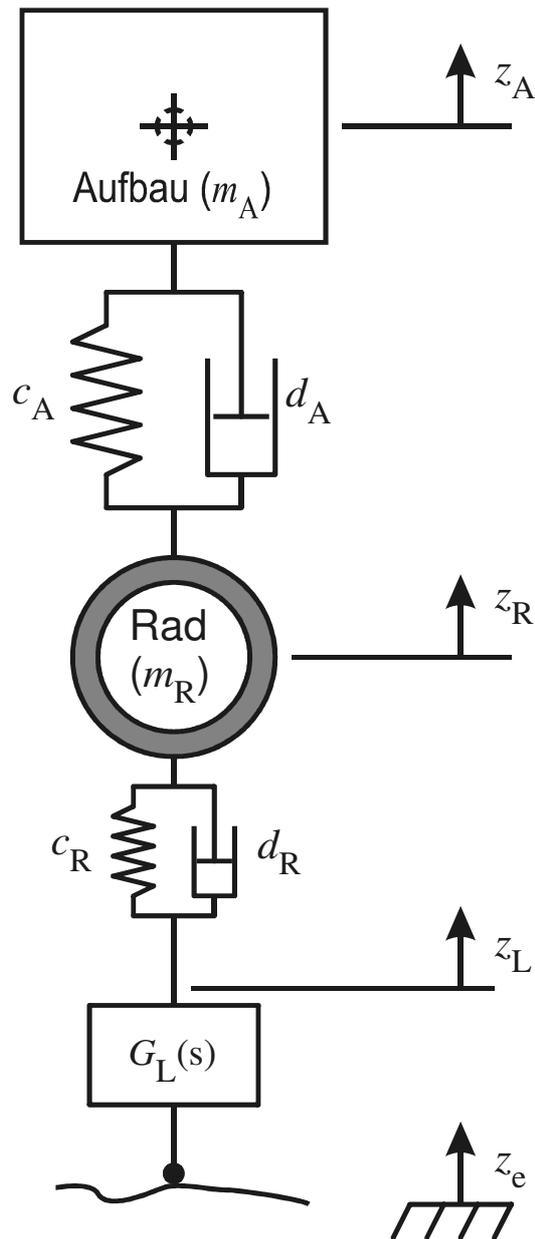


Bild 3-14: Viertelfahrzeugmodell (passive Federung)

Der **Latscheffekt** ergibt sich aus der Reifeneindrückung. Diese hat zur Folge, dass der Reifen mit der Latschlänge  $l_L$  auf dem Boden abrollt. Dadurch werden Unebenheiten mit kleiner Wellenlänge  $\lambda$  im Vergleich zur Latschlänge ( $\lambda < 2l_L$ ) nicht auf das Fahrzeug übertragen, das heißt mit abnehmender Wellenlänge der Unebenheiten nimmt auch die Intensität ab, mit der die Unebenheiten die Radmasse anregen ([Rei95], [Frü85], [Jäk91]). Dieses Verhalten wird durch ein Tiefpassfilter 1. Ordnung beschrieben:

$$G_L(s) = \frac{z_L(s)}{z_e(s)} = \frac{1}{T_L \cdot s + 1}. \quad (3-22)$$

Die Zeitkonstante des Latschfilters  $T_L$  hängt von der Latschlänge  $l_L$  und der Fahrgeschwindigkeit  $v$  ab:

$$T_L = \frac{l_L}{\pi \cdot v}. \quad (3-23)$$

Die Latschlänge ergibt sich aus der Reifengeometrie, dem Luftdruck und der Aufstandskraft.

### Federbein passive Fahrzeugfederung

Das Modell des Federbeins der passiven Fahrzeugfederung umfasst die passive Feder und den passiven Dämpfer. Für beide wurden die Kennlinien der realen Komponenten (vgl. [Sch09]) um den Nullpunkt linearisiert, so dass für die Federbeinkraft gilt:

$$F_{FB} = d_A \cdot \Delta \dot{z} + c_A \cdot \Delta z, \quad (3-24)$$

mit dem Federweg:

$$\Delta z = z_R - z_A, \quad (3-25)$$

der Dämpferkraft:

$$F_d = d_A \cdot \Delta \dot{z} \quad (3-26)$$

und der Federkraft:

$$F_c = c_A \cdot \Delta z. \quad (3-27)$$

Das Viertelfahrzeugmodell mit passiver Federung und das mit aktiver Federung unterscheiden sich nur durch das Teilmodell des Federbeins. Das Teilmodell des Federbeins mit aktiver Federung wird in Kapitel 5.1 beschrieben.

### Wank- und Nickbewegung

Da das Viertelfahrzeugmodell nur den Hubfreiheitsgrad berücksichtigt, wird für die Analyse und die Synthese der Wankdynamik ein vereinfachtes Zweispurmodell benutzt. Dazu wird das Gesamtfahrzeug auf eine Achse reduziert. Angeregt wird dieses Modell durch die aus der Querschleunigung resultierende Querkraft  $F_q$ , die ein Wankmoment um die Wankachse erzeugt. Die Wankachse ist die Achse, um die sich der Fahrzeugaufbau während der Wankbewegung dreht. Bei Fahrwerken mit Starrachsen und Panhard-Stäben wird die Wankachse durch die beiden Schnittpunkte des vorderen und hinteren Panhard-Stabs mit der Fahrzeugmittellinie festgelegt ([Rei95]). Für eine vereinfachte Beschreibung der Wankbewegung werden darüber hinaus folgende Annahmen getroffen:

- Aufbaumassen und Wankmoment verteilen sich gleichmäßig auf alle vier Federbeine.
- Die Wankachse verschiebt sich nicht und verläuft parallel zum Boden.
- Es werden nur kleine Wankbewegungen betrachtet.

Für das Zweispurmodell kann die Wankachse damit auf einen Wankpol (WP) reduziert werden. Bild 3-15 zeigt den Freischnitt dieses Systems, die Federbeine und der Panhard-Stab sind durch Wirklinien der Federbeinkräfte  $F_{FB, x}$  bzw. der Panhard-Stab-Kräfte  $F_P$  angedeutet.

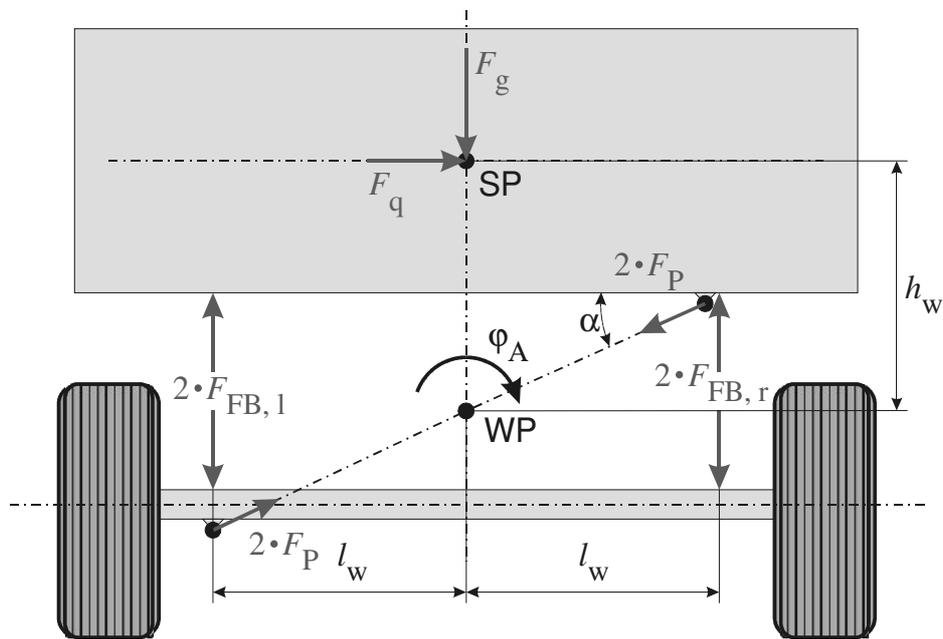


Bild 3-15: Vereinfachtes Zweispurmodell

Die Basis für das Modell der Wankbewegung des Aufbaus ist die Bewegungsgleichung:

$$\Theta_{A, WP} \cdot \ddot{\varphi}_A = \sum M_{WP} = F_q \cdot h_w + 2 \cdot F_{FB,1} \cdot l_w - 2 \cdot F_{FB,r} \cdot l_w, \quad (3-28)$$

mit:

$\Theta_{A, WP}$             Trägheitsmoment der Aufbaumasse um den Wankpol

$\varphi_A$                 Wankwinkel des Aufbaus

$F_q$                 Querkraft (aufgrund der Querbeschleunigung)

$F_{FB,1}$             Federbeinkraft links

$F_{FB,r}$             Federbeinkraft rechts

$h_w$                 Abstand zwischen Schwerpunkt (SP) und Wankpol (WP)

$l_w$                 Abstützweite der Federbeine

Die Modelle für die Federbeine und die Radmassen werden vom Viertelfahrzeugmodell übernommen. Dabei wird die Wankbewegung der Achse vernachlässigt. Bei statischer Querbeschleunigung, wie sie zum Beispiel bei statischer Kurvenfahrt auftritt, ergibt sich die Momentengleichung um den Wankpol entsprechend dem Freischnitt Bild 3-15:

$$2 \cdot F_{FB,1} \cdot l_w - 2 \cdot F_{FB,r} \cdot l_w + F_q \cdot h_w = 0. \quad (3-29)$$

Mit:

$$F_q = M_A \cdot a_q, \quad (3-30)$$

$$F_{\text{FB},l} = -F_{\text{FB},r} = c_A \cdot \Delta z_{\text{FB}} \quad (3-31)$$

und

$$\Delta z_{\text{FB}} = -\sin \varphi_A \cdot l_w \quad (3-32)$$

folgt daraus für den statischen Wankwinkel:

$$\varphi_{A, \text{stat}} = \text{asin} \left( \frac{M_A \cdot a_q \cdot h_w}{4 \cdot c_A \cdot l_w^2} \right), \quad (3-33)$$

mit:

$a_q$                       Querbeschleunigung.

Analog dazu ergibt sich das Modell für die Nickbewegung aus dem vereinfachten Einspurmodell in Bild 3-16. Bei diesem Modell wird das gesamte Fahrzeug auf eine Spur reduziert. Die Bewegungsgleichung für das Modell der Nickbewegung des Aufbaus ergibt sich zu:

$$\Theta_{A, \text{NP}} \cdot \ddot{\kappa}_A = \sum M_{\text{NP}} = F_l \cdot h_n + 2 \cdot F_{\text{FB},v} \cdot l_n - 2 \cdot F_{\text{FB},h} \cdot l_n, \quad (3-34)$$

mit:

$\Theta_{A, \text{NP}}$	Trägheitsmoment der Aufbaumasse um den Nickpol
$\kappa_A$	Nickwinkel des Aufbaus
$F_l$	Längskraft (aufgrund der Längsbeschleunigung)
$F_{\text{FB},v}$	Federbeinkraft vorne
$F_{\text{FB},h}$	Federbeinkraft hinten
$h_n$	Abstand zwischen Schwerpunkt (SP) und Nickpol (NP)
$l_n$	Abstützweite der Federbeine bezüglich Nicken

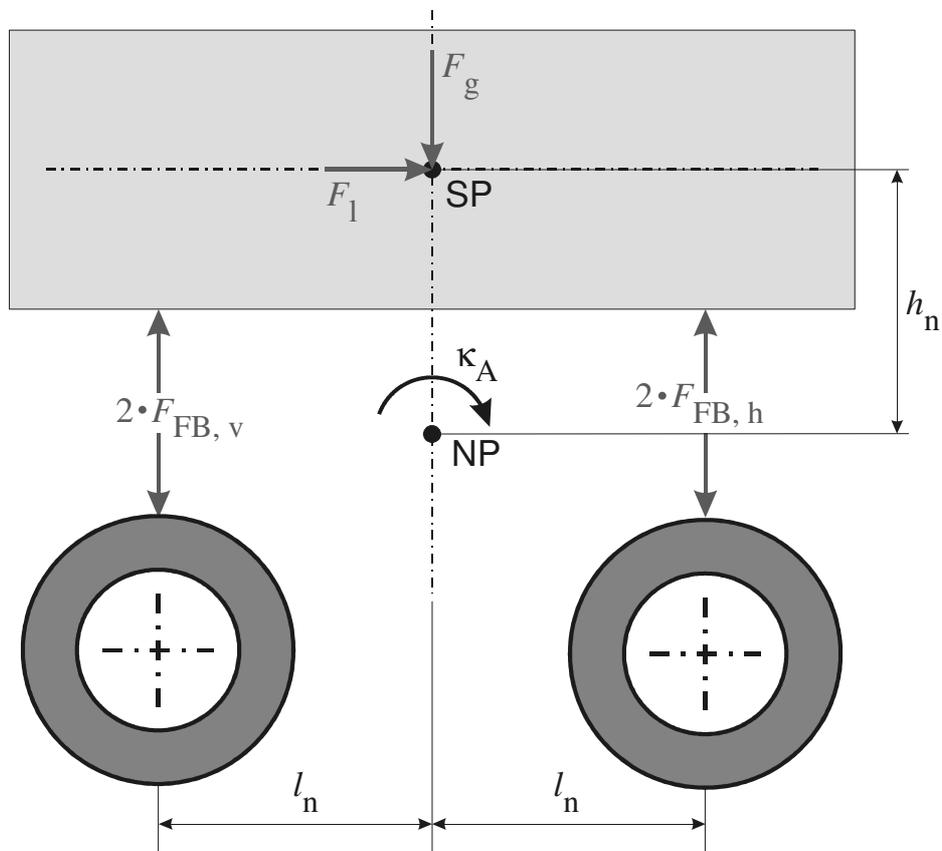


Bild 3-16: Vereinfachtes Einspurmodell

Bei statischer Längsbeschleunigung, wie sie zum Beispiel beim Bremsen auftritt, ergibt sich die Momentengleichung um den Nickpol entsprechend dem Freischnitt Bild 3-16:

$$2 \cdot F_{\text{FB},v} \cdot l_n - 2 \cdot F_{\text{FB},h} \cdot l_n + F_1 \cdot h_n = 0. \quad (3-35)$$

Mit:

$$F_1 = M_A \cdot a_1, \quad (3-36)$$

$$F_{\text{FB},v} = -F_{\text{FB},h} = c_A \cdot \Delta z_{\text{FB}} \quad (3-37)$$

und

$$\Delta z_{\text{FB}} = -\sin \kappa_A \cdot l_n \quad (3-38)$$

folgt daraus für den statischen Wankwinkel:

$$\kappa_{A, \text{stat}} = \text{asin} \left( \frac{M_A \cdot a_1 \cdot h_n}{4 \cdot c_A \cdot l_n^2} \right), \quad (3-39)$$

mit:

$a_1$  Längsbeschleunigung

### 3.2.6 Anregungsmodelle

Die Störgrößen für die mechatronische Federung werden in den Anregungsmodellen abgebildet. Die langwelligen niederfrequenten Anteile der Straßenunebenheit brauchen bei der Auslegung des dynamischen Systemverhaltens nicht berücksichtigt zu werden. Dementsprechend werden dafür keine Modelle benötigt. Im Folgenden werden daher nur die Modelle der höherfrequenten Straßenanregung und der Anregungen für die Wank- und die Nickbewegung beschrieben.

Durch die Modelle der Störgrößen müssen deren unterschiedliche Arten, wie stochastische und periodische Fahrbahnanregungen, Einzelhindernisse sowie fahrmanöverinduzierte Anregungen der Wank- und der Nickbewegung, wiedergegeben werden. Da die Nickbewegung aufgrund von Fahrmanövern beim betrachteten geländegängigen Nutzfahrzeug nur von untergeordneter Bedeutung ist, wird hier auf die modelltechnische Beschreibung der fahrmanöverinduzierten Anregungen der Nickbewegung verzichtet. Prinzipiell können diese wie die für Wankbewegung beschrieben werden.

**Stochastische Fahrbahnanregungen** können analytisch durch die Spektraldichtenverteilung der Unebenheit beschrieben werden. Braun [Bra69] und Mitschke [MW03] geben für die Spektraldichteverteilung der Unebenheit in Abhängigkeit von der Wegkreisfrequenz  $\Omega$  folgende Funktion an:

$$\Phi_h(\Omega) = \Phi_h(\Omega_0) \cdot \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-w}, \quad (3-40)$$

mit:

$\Phi_h(\Omega_0)$	Unebenheitsmaß der Fahrbahn
$\Omega$	Wegkreisfrequenz
$\Omega_0$	Bezugswegkreisfrequenz
$w$	Welligkeit der Fahrbahn

Für die Wegkreisfrequenzen gilt:

$$\Omega = \frac{\omega}{v}, \quad (3-41)$$

mit:

$v$	Fahrzeuggeschwindigkeit
-----	-------------------------

Außerdem gilt:

$$\Phi_h(\omega) = \frac{1}{v} \cdot \Phi_h(\Omega). \quad (3-42)$$

Die Welligkeit kann für die meisten Fahrbahnen mit  $w = 2$  angenommen werden. Mit Gleichung (3-41) folgt dann:

$$\Phi_h(\omega) = \frac{\Phi_h(\Omega_0)}{v} \cdot \left(\frac{\omega_0}{\omega}\right)^2. \quad (3-43)$$

Aus der Spektraldichteverteilung der Unebenheit und der Übertragungsfunktion von der Fahrbahn-anregung zu den Bewertungsgrößen  $G_{BG}(\omega)$  können die Standardabweichungen der jeweiligen Bewertungsgrößen  $\sigma_{BG}$  berechnet werden [MW03]:

$$\sigma_{BG} = \sqrt{\int_0^{\infty} (|G_{BG}(\omega)|)^2 \cdot \Phi_h(\omega) d\omega}. \quad (3-44)$$

Voraussetzung dafür ist, dass ein lineares Übertragungsverhalten von der Fahrbahn-anregung zur jeweiligen Bewertungsgröße vorliegt. Damit eignet sich die Gleichung (3-44) durch das Einsetzen der entsprechenden Übertragungsfunktionen zur Bestimmung des Effektivwerts der Aufbaubeschleunigung, der dynamischen Radlastschwankung und der dynamischen Federwege bei linearen Feder- und Dämpferelementen. Als Spektraldichteverteilung der Unebenheitsverteilung wird dazu die Unebenheitsverteilung einer schlechten Landstraße entsprechend der in Tabelle 3-1 aufgeführten charakteristischen Größen eingesetzt:

Tabelle 3-1: Charakteristische Unebenheitsparameter einer schlechten Landstraße ([Bra69]):

Parameter	Formelzeichen	Wert
Unebenheitsmaß	$\Phi_h(\Omega_0)$	$64 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$
Bezugswegkreisfrequenz	$\Omega_0$	$1 \text{ m}^{-1}$

Für die weiterführenden Untersuchungen werden die Bewertungsgrößen aus Simulationsergebnissen bestimmt. Dazu wird die aktuelle Amplitude der Fahrbahn-anregungen als Eingang für das jeweilige Fahrzeugmodell vorgegeben. In der Regel wird die Unebenheit der Fahrbahn-anregung in Abhängigkeit von der Fahrzeugposition  $x$  ausgedrückt. Mit der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Beziehung  $x = v \cdot t$  kann die Abhängigkeit der Unebenheit von der Zeit  $t$  bestimmt werden.

Als stochastische Fahrbahn-anregung wird dabei die vermessene Fahrbahnunebenheit der Schlechtwegstrecke „Schweizer Bahn“ genutzt. Diese besteht aus zwei Betonfahrspuren mit künstlich erzeugter stochastischer Unebenheitsamplitude. Die Unebenheitsamplitude ist hierbei in Abhängigkeit von der Position auf der Bahn bekannt und liegt in digitalisierter Form vor.

**Periodische Fahrbahn-anregungen** können als Sinuswellen in Abhängigkeit der Position beschrieben werden:

$$z_e(x) = \hat{z}_e \cdot \sin\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{x}{\lambda}\right). \quad (3-45)$$

Charakterisiert werden die Sinuswellen durch die Amplitude  $\hat{z}_e$  und die Wellenlänge  $\lambda$ . Für die modellbasierte Analyse sollen zwei Sinuswellenbahnen mit der Amplitude  $\hat{z}_e = 1 \text{ m}$  und den Wellenlängen  $\lambda = 3 \text{ m}$  und  $\lambda = 7 \text{ m}$  genutzt werden. Diese liegen für die späteren Fahrversuche als Betonfahrspuren vor. Je nach Fahrgeschwindigkeit und Wellenlänge werden durch diese Anregungen Schwingungen der Hub- und der Nickbewegung angeregt.

Als **Einzelhindernis** wird für die modellbasierten Untersuchungen das in Bild 3-17 dargestellte trapezförmige Hindernis mit der Höhe  $H = 200 \text{ mm}$ , der Länge  $L = 500 \text{ mm}$  und dem Anstiegswinkel  $W = 15^\circ$  genutzt. Huben und Nicken werden durch beidseitiges Überfahren und

Wanken durch einseitiges Überfahren des Hindernisses angeregt. Für die Simulation wird die Hindernishöhe in Abhängigkeit von der Position in einem Kennfeld abgelegt.

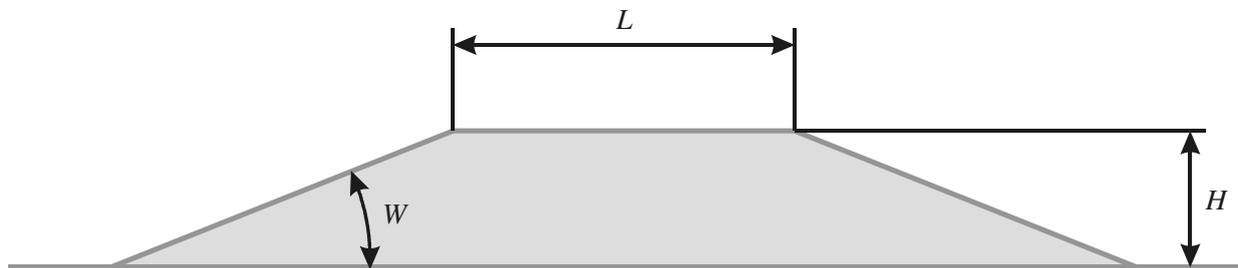


Bild 3-17: Trapezförmiges Einzelhindernis

**Fahrmanöverinduzierte Anregungen** treten hauptsächlich in Form von periodischen Anregungen und Einzelereignissen auf. Dies sind Sinuslenken (Slalomfahrt), Spurrichtungsänderungen und Spurwechsel sowie Brems- und Beschleunigungsmanöver. Für die modellbasierte Analyse werden diese durch die resultierenden Quer- und Längsbeschleunigungen beschrieben. Da bei der zu entwerfenden mechatronischen Fahrzeugfederung die Nickbewegung aufgrund von Fahrmanövern nur eine untergeordnete Bedeutung hat, wird hier nur auf die Beschreibung der Querbeschleunigung eingegangen. Für die modellbasierte Analyse wird der Verlauf der Querbeschleunigung bei Slalomfahrt vereinfacht als sinusförmig angenommen:

$$a_q(t) = \hat{a}_q \cdot \sin\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T}\right). \quad (3-46)$$

Diese Vereinfachung und die Beschränkung auf die Betrachtung der Slalomfahrt sind zulässig, da dies ein extremes Fahrmanöver darstellt und somit die Fahrzeugfederung bei anderen Fahrmanövern auf jeden Fall weniger gefordert ist. Die für die Simulation verwendeten Parameter sind in Tabelle 3-2 aufgeführt.

Tabelle 3-2: Parameter der Sinusfunktion zur Approximation der Querbeschleunigung

Parameter	Formelzeichen	Wert
Amplitude	$\hat{a}$	4 m/s <sup>2</sup>
Periodendauer	$T$	2 s

### 3.2.7 Bewertungsfiler

Wie in Kapitel 3.2.2 bereits erläutert, werden Beschleunigungen vom Menschen je nach Amplitude und Frequenz unterschiedlich stark wahrgenommen. Diese Wahrnehmung des Menschen wird bei der Analyse durch ein entsprechendes Bewertungsfiler berücksichtigt. In der VDI-Richtlinie 2057 ([VDI 2057]) ist die in Bild 3-18 dargestellte Bewertungskurve für die in vertikaler Richtung wirkenden Beschleunigungen angegeben. Diese wird durch die folgende allgemeine Übertragungsfunktion approximiert:

$$G_v = \frac{0,005 \cdot s^3 + 0,084 \cdot s^2 + 0,07 \cdot s}{6 \cdot 10^{-5} \cdot s^4 + 0,005 \cdot s^3 + 0,174 \cdot s^2 + 0,585 \cdot s + 1}. \quad (3-47)$$

Die Parameter des Bewertungsfilters wurden empirisch ermittelt. Analog dazu kann ein entsprechendes Bewertungsfiler für die in horizontaler Richtung wirkenden Beschleunigungen verwendet werden. Da die Horizontalbeschleunigungen im Allgemeinen nur eine untergeordnete Bedeutung ([Frü85]) haben, wird hier darauf verzichtet.

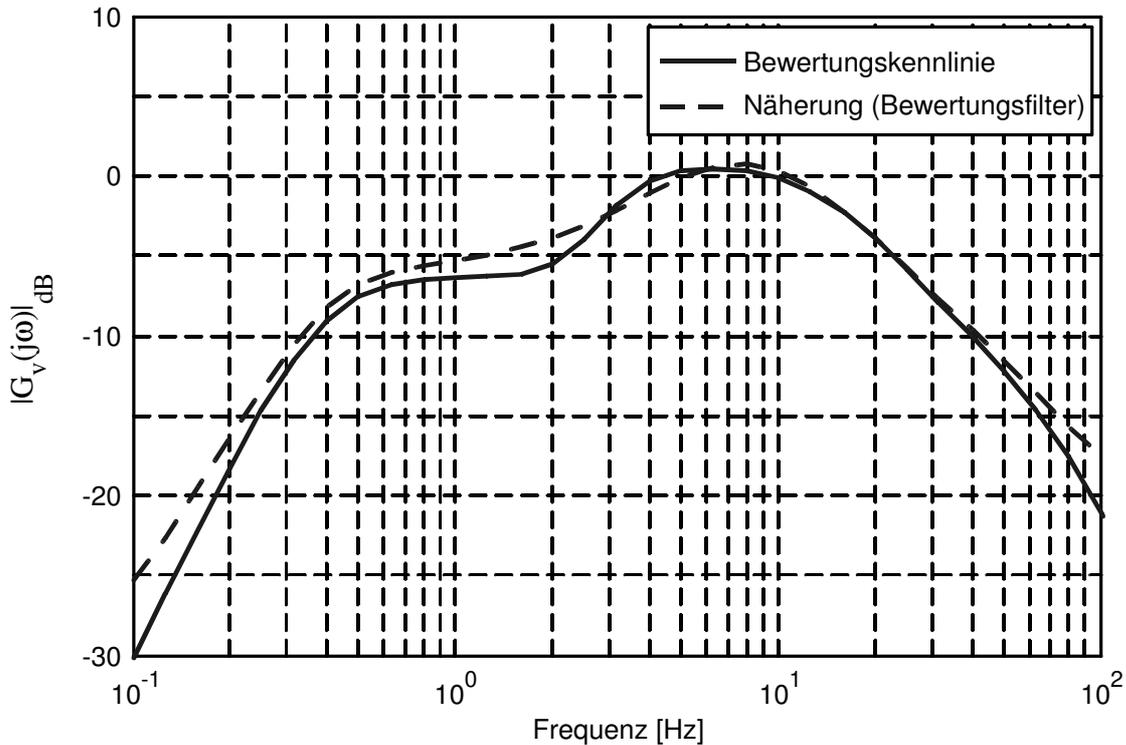


Bild 3-18: Amplitudengang des Bewertungsfilters für die vertikale Aufbaubeschleunigung

### 3.3 Zusammenfassung der modellbasierten Entwurfsumgebung

In diesem Kapitel wurde der Begriff der modellbasierten Entwurfsumgebung eingeführt. Die modellbasierte Entwurfsumgebung umfasst alle Modelle, die für den mechatronischen Entwurf benötigt werden. Dies sind (vgl. Bild 3-2):

- Modelle des zu entwerfenden mechatronischen Systems
- Modelle der Anregungen
- Modelle der Umgebungseinflüsse
- Modelle zur Bewertung des mechatronischen Systems
- Modelle der informationstechnischen Schnittstellen

Die in dieser Arbeit verwendete modellbasierte Entwurfsumgebung umfasst nur die Modelle des zu entwerfenden mechatronischen Systems, die Modelle der Anregungen und die Modelle zur Bewertung des mechatronischen Systems. Die Modelle der Umgebungseinflüsse und die Modelle der informationstechnischen Schnittstellen sind vollständigheitshalber aufgeführt, für den Entwurf der mechatronischen Fahrzeugfederung werden sie zunächst aber nicht benötigt.

Von der zu entwerfenden Fahrzeugfederung wurden die folgenden drei unterschiedlichen Modelle erstellt:

- Viertelfahrzeugmodell zur Analyse der Hubbewegungen
- Zweispurmodell zur Analyse der Wankbewegungen
- Einspurmodell zur Analyse der Nickbewegung

Als Federungskomponenten wurden in diesen Modellen zunächst nur die konventionellen passiven Elemente Federung und Dämpfung berücksichtigt. Die Modelle der mechatronischen Komponenten werden im Rahmen der Konzeption und der Ausarbeitung erstellt und weiter detailliert.

Die Modelle der Anregungen umfassen:

- stochastische und periodische Fahrbahnanregungen sowie Einzelhindernisse zur Analyse der Hubbewegungen
- periodische Anregungen zur Analyse der Wankbewegung

Da die Nickbewegung gegenüber der Wankbewegung nur eine untergeordnete Rolle hat, wurde darauf verzichtet, Modelle der Anregung der Nickbewegung zu erstellen.

Die Modelle zur Bewertung der mechatronischen Federung umfassen ein Bewertungsfilter für die Aufbaubeschleunigung, das die menschliche Wahrnehmung berücksichtigt, sowie Modelle zur Ermittlung der einzelnen Bewertungsgrößen (vgl. Anhang A.2).

Die Bewertungsgrößen für den Fahrkomfort und die Geländegängigkeit sind:

- Effektivwert der bewerteten vertikalen Aufbaubeschleunigung  $a_{zb, \text{eff}}$
- Maximalwert der vertikalen Aufbaubeschleunigung bei Hindernisüberfahrt  $a_{z, \text{max}}$
- Abklingdauer der Schwingung nach der Hindernisüberfahrt  $\tau_A$
- Aufbaueigenfrequenz  $f_A$
- Radeigenfrequenz  $f_R$

Die Bewertungsgröße für die Fahrsicherheit ist:

- Variationskoeffizient der Radlastschwankung  $Var(F_R)$

Die Bewertungsgrößen für die beladungsabhängige Funktion sind:

- erforderlicher Federweg  $\Delta z_{\text{erf}}$
- Aufbaueigenfrequenz des leeren und des vollbeladenen Fahrzeugs  $f_{A, \text{leer}}, f_{A, \text{voll}}$
- Radeigenfrequenz des leeren und des vollbeladenen Fahrzeugs  $f_{R, \text{leer}}, f_{R, \text{voll}}$

Die Bewertungsgrößen für die Energieeffizienz sind:

- maximaler Leistungsbedarf pro Aktor  $P_{A, \text{max}}$
- mittlerer Leistungsbedarf für die gesamte Fahrzeugfederung  $P_{\text{mittel}}$



## 4 Konzeption der mechatronischen Fahrzeugfederung

Der Schwerpunkt dieses Kapitels ist die Konzeption der mechatronischen Fahrzeugfederung für das geländegängige Nutzfahrzeug. Diese erfolgt anhand der in Kapitel 3.2.4 vorgestellten vereinfachten Fahrzeug- und Federungsmodelle. Ziel der Konzeptphase ist es, die Prinziplösung, das heißt, das Konzept für die zu entwerfende mechatronische Fahrzeugfederung, zu erarbeiten und festzulegen. Dazu werden folgende Arbeitsschritte durchgeführt:

- Analyse der konventionellen passiven Fahrzeugfederung
- Ausarbeitung der Funktionsstruktur
- Auswahl geeigneter Wirkprinzipien
- Ausarbeitung und Analyse der Wirkstruktur
- Detaillierung des Federungs- und des Aktorkonzepts
- Synthese der Wunschdynamik

Während der einzelnen Schritte nimmt der Detaillierungsgrad stetig zu, so dass am Ende das erarbeitete Konzept gut durch das Modell beschrieben wird und modellbasiert festgelegt werden kann.

### 4.1 Analyse der konventionellen passiven Fahrzeugfederung

Ziel der Analyse der konventionellen passiven Fahrzeugfederung ist es, die Schwachstellen des derzeitigen Systems und damit das Verbesserungspotenzial für das mechatronische Fahrzeugfederungssystem aufzudecken. Außerdem dienen die Analyseergebnisse als Referenz für die Bewertung des mechatronischen Systems. Die Analyse der konventionellen passiven Fahrzeugfederung erfolgt entsprechend den in Kapitel 3.2 definierten Beurteilungsgrundlagen. Dazu werden die Hubdynamik sowohl im Frequenz- als auch im Zeitbereich und die Wankdynamik im Zeitbereich betrachtet. Die Analyse der Hubdynamik erfolgt jeweils für das leere und das vollbeladene Fahrzeug. Außerdem wird zwischen der Fahrzeugfederung ohne Einfluss des Stabilisators (beidseitiges Federn) und mit Einfluss des Stabilisators (einseitiges Federn) unterschieden. Die Analyse der Wankdynamik erfolgt nur für das vollbeladene Fahrzeug. Bezüglich der Wankdynamik stellt diese den ungünstigsten Fall dar. Die für die Analyse verwendeten Modell-Parameter sind in Tabelle 4-1 aufgeführt:

Tabelle 4-1: Parameter für die vereinfachten Fahrzeugmodelle

Parameter	Formelzeichen	Wert	Einheit
Aufbaumasse, vollbeladen	$M_{A, \text{voll}}$	9850	kg
Aufbaumasse, leer	$M_{A, \text{leer}}$	8450	kg
Massenträgheitsmoment des Aufbaus um den Wankpol, vollbeladen	$\Theta_{A, \text{WP}}$	6980	kgm <sup>2</sup>
Radmasse	$m_R$	506	kg
Aufbaufedersteifigkeit, passive Federung	$c_A$	200000	N/m
Stabilisatorsteifigkeit, passive Federung (radbezogen)	$c_{\text{St}}$	65000	N/m

Tabelle 4-1: Parameter für die vereinfachten Fahrzeugmodelle

Parameter	Formelzeichen	Wert	Einheit
Aufbaudämpfung, passive Federung	$d_A$	6600	Ns/m
Reifenfedersteifigkeit	$c_R$	650000	N/m
Reifendämpfung	$d_R$	0	Ns/m

#### 4.1.1 Analyse der Hubdynamik

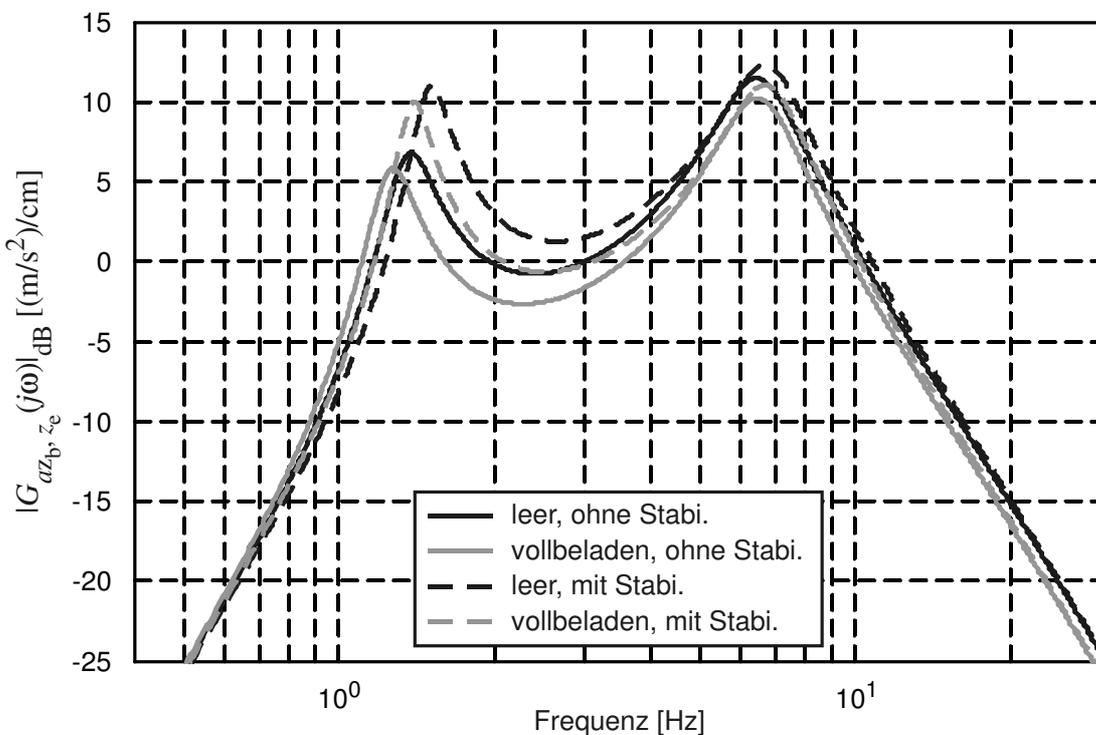


Bild 4-1: Amplitudengang bew. Aufbaubeschleunigung / Fahrbahnanregung, konventionelle passive Fahrzeugfederung

Zur Analyse der Hubdynamik werden zunächst die Amplitudengänge von der Fahrbahnanregung zur bewerteten Aufbaubeschleunigung (Bild 4-1) betrachtet. Diese zeigen, dass sich die Federungseigenschaften zwischen dem unbeladenen und dem vollbeladenen Fahrzeug nur geringfügig ändern. Ohne Berücksichtigung des Stabilisators beträgt die Aufbaueigenfrequenz des unbeladenen Fahrzeugs  $f_{A, \text{leer}} = 1,4 \text{ Hz}$ . Beim vollbeladenen Fahrzeug ist diese mit  $f_{A, \text{voll}} = 1,3 \text{ Hz}$  nur geringfügig kleiner. In beiden Fällen ist das Auslegungsziel  $1 \text{ Hz} \leq f_A \leq 2 \text{ Hz}$  erfüllt. Darüber hinaus sind die Amplituden der Aufbaubeschleunigung bei dem vollbeladenen Fahrzeug etwas geringer als bei dem leeren Fahrzeug. Der Grund dafür ist die höhere Aufbaumasse des vollbeladenen Fahrzeugs. Dafür ist die Dämpfung der Aufbaumasse mit  $\zeta_{A, \text{leer}} = 0,11$  beim leeren Fahrzeug

etwas höher als beim vollbeladenen Fahrzeug mit  $\zeta_{A,voll} = 0,1$ . Die Radeigenfrequenz ist entsprechend Gleichung (3-2) unabhängig von der Aufbaumasse und beträgt in beiden Fällen  $f_R = 6,5$  Hz. Das Auslegungsziel  $f_R \geq 10$  Hz ist damit nicht erfüllt. Die Ursache für die niedrige Radeigenfrequenz liegt in den hohen ungefederten Massen der Starrachsen. Die Dämpfung der Radmasse liegt ebenfalls in beiden Fällen bei  $\zeta_R = 0,17$ , das Rad ist damit ausreichend gedämpft. Durch den Einfluss des Stabilisators erhöht sich die Aufbaufedersteifigkeit. Dadurch werden sowohl die Eigenfrequenz der Aufbaumasse als auch die Eigenfrequenz der Radmasse zu höheren Frequenzen verschoben; gleichzeitig nimmt die Dämpfung der Aufbaumasse ab. Den größten Einfluss hat der Stabilisator auf die Amplituden der Aufbaubeschleunigung im Bereich zwischen 1 Hz und 4 Hz. Diese werden aufgrund der höheren Aufbaufedersteifigkeit deutlich größer, was eine Verschlechterung des Aufbauforts zur Folge hat.

Für die Analyse der Hubdynamik im Zeitbereich wurde die Überfahrt des trapezförmigen Hindernisses (siehe Kapitel 3.2.4) mit 10 km/h simuliert. Bild 4-2 zeigt den resultierende Verlauf der Aufbaubeschleunigung für die vier Fahrzeugkonfigurationen. Wie erwartet, decken sich diese grundsätzlich mit den Ergebnissen der Analyse im Frequenzbereich. Die höchsten Beschleunigungen treten bei der Fahrzeugfederung mit Stabilisatoranteil auf. Außerdem sind die maximalen Beschleunigungen beim leeren Fahrzeug höher als beim vollbeladenen. Dafür klingt die resultierende Schwingung der Aufbaubewegung beim leeren Fahrzeug etwas schneller ab.

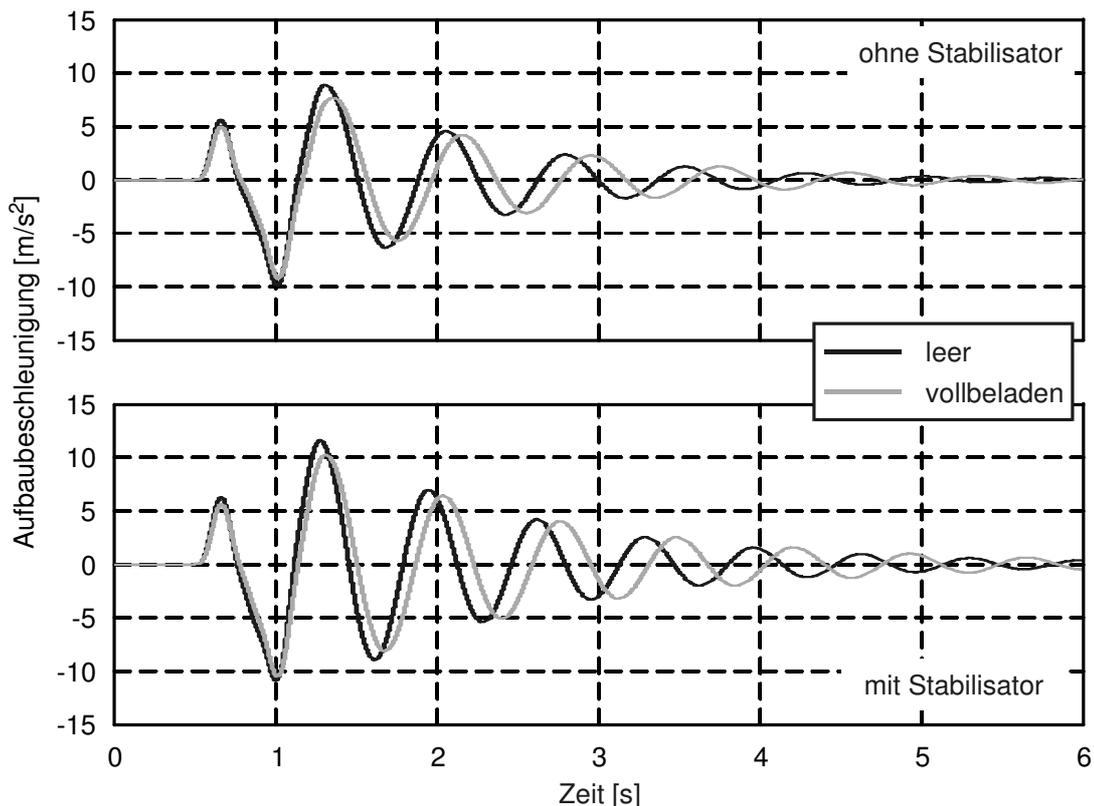


Bild 4-2 : Aufbaubeschleunigung bei Hindernisüberfahrt, konventionelle passive Fahrzeugfederung

### 4.1.2 Analyse der Wankdynamik

Die Analyse der Wankdynamik erfolgt anhand eines einfachen Fahrspurwechsels mit einer maximalen Querbeschleunigung von  $3 \text{ m/s}^2$ . Bild 4-3 zeigt den sich einstellenden Wankwinkel für das vollbeladene Fahrzeug mit und ohne Stabilisatoranteil. Es ist deutlich zu erkennen, dass der maximale Wankwinkel durch den Stabilisator nur geringfügig reduziert wird. Dies deutet darauf hin, dass der Stabilisator nur sehr schwach ausgeführt ist. Vermutlich ist die Abstimmung des Stabilisators ein Kompromiss zwischen der Notwendigkeit, die Wankbewegung zu stabilisieren, und der Anforderung, die Geländegängigkeit nicht unnötig einzuschränken.

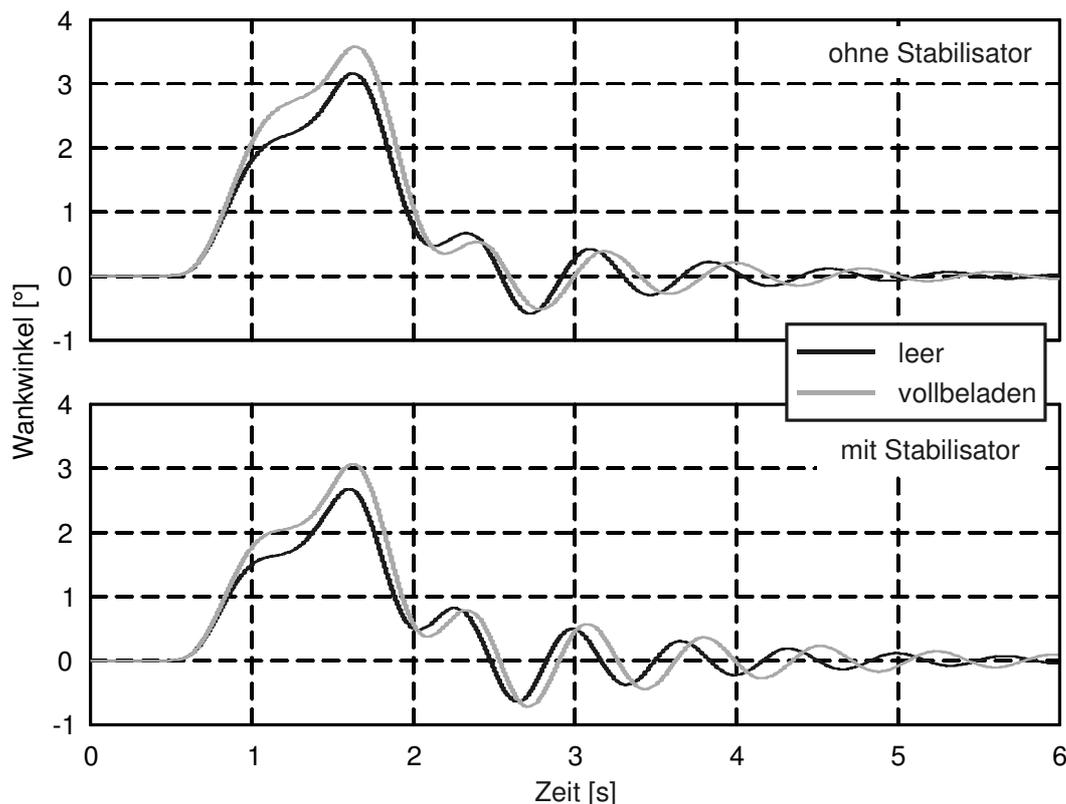


Bild 4-3 : Wankwinkel beim einfachen Fahrspurwechsel, konventionelle Fahrzeugfederung

### 4.1.3 Konfliktprogramm und Zusammenfassung der Analyseergebnisse

Zur weiteren Beurteilung der konventionellen Fahrzeugfederung wurde das Konfliktprogramm für die Fahrt mit  $60 \text{ km/h}$  über eine schlechte Landstraße ermittelt (Bild 4-4). Der Einfluss des Stabilisators wurde dabei nicht berücksichtigt. Das Konfliktprogramm zeigt, dass weder beim unbeladenen noch beim vollbeladenen Fahrzeug das Optimum bezüglich Komfort und Fahrsicherheit erreicht wird. Die Abstimmung der konventionellen Fahrzeugfederung stellt einen Kompromiss zwischen den Hauptmerkmalen Komfort, Fahrsicherheit, beladungsunabhängige Funktion und Geländegängigkeit dar. Dies wird bei der Betrachtung des statischen und des dynamischen Federweges deutlich. Die statische Einfederung ändert sich zwischen dem leeren und dem vollbeladenen Fahrzeug um  $\Delta\Delta z = 17 \text{ mm}$ . Der dynamische Federweg bei der Fahrt mit  $60 \text{ km/h}$  über eine schlechte Landstraße beträgt beim leeren Fahrzeug  $\Delta z_{\text{dyn, leer}} = 77 \text{ mm}$  und beim vollbeladenen Fahrzeug  $\Delta z_{\text{dyn, voll}} = 82 \text{ mm}$ . Entsprechend der Gleichung (3-11) ergibt sich daraus ein erforder-

derlicher Federweg von  $\Delta z_{\text{erf}} = 176 \text{ mm}$ . Dies entspricht dem bei der konventionellen Fahrzeugfederung zur Verfügung stehenden Federweg. Für die Fahrt über eine schlechte Landstraße ist 60 km/h damit die Grenzggeschwindigkeit bezüglich des Federwegs. Eine Reduzierung der Federsteifigkeit mit dem Ziel, den Fahrkomfort zu verbessern, würde die Grenzggeschwindigkeit weiter herabsetzen und ist daher nicht sinnvoll. Ähnlich verhält es sich mit der Abstimmung der Dämpfer. Eine Erhöhung der Dämpfungskonstante würde zwar die Fahrsicherheit verbessern, sich aber gleichzeitig negativ auf die Geländegängigkeit auswirken.

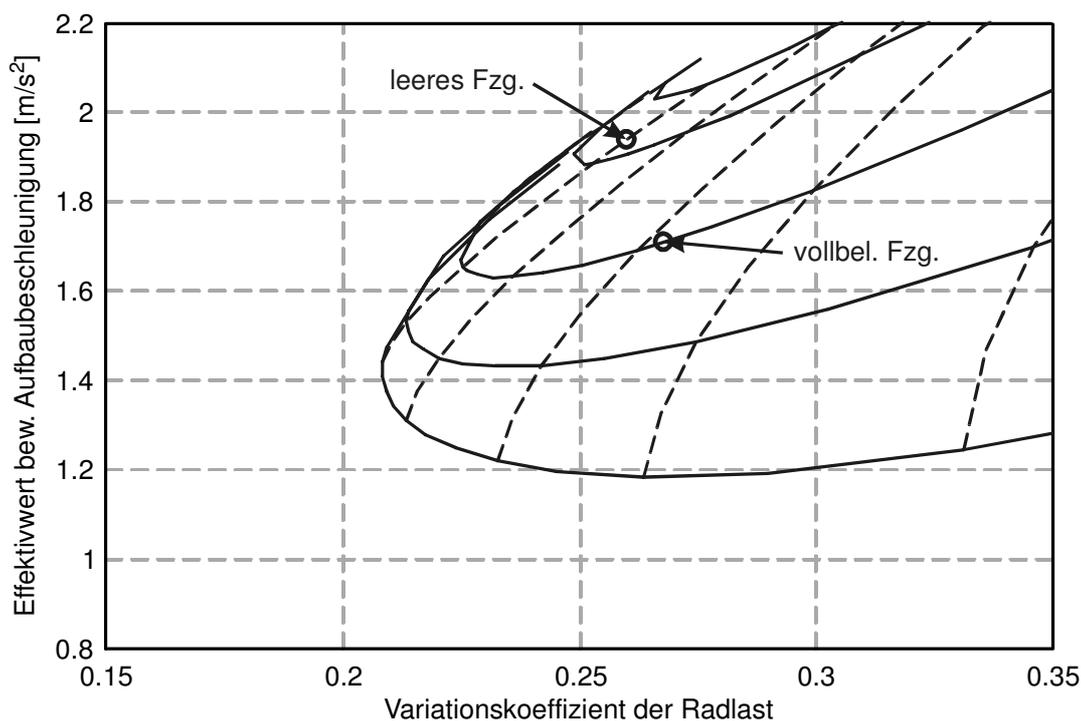


Bild 4-4 : Konflikt diagramm, konventionelle Fahrzeugfederung

Zusammenfassend kann festgehalten werden: Die Abstimmung der konventionellen Fahrzeugfederung des geländegängigen Nutzfahrzeugs stellt einen guten Kompromiss zwischen den Anforderungen Fahrkomfort, Fahrsicherheit, beladungsunabhängige Funktion und Geländegängigkeit dar. Eine Verbesserung eines dieser Merkmale ist nur zu Lasten eines der anderen Merkmale möglich. Das Verbesserungspotenzial für die mechatronische Fahrzeugfederung liegt in:

- jeweils einer für Straßenfahrt und für Geländefahrt optimierten passiven Grundabstimmung der Federungen, zwischen denen umgeschaltet wird,
- einer Niveauregelung, durch die der gesamte Federweg für den dynamischen Federweg zur Verfügung steht und damit eine weichere Aufbaufedersteifigkeit gewählt werden kann,
- einer aktiven Aufbaudämpfung, durch die der Fahrkomfort verbessert wird, ohne die Geländegängigkeit negativ zu beeinflussen,
- einer aktiven Wankstabilisierung, durch die auf die passiven Stabilisatoren verzichtet werden kann.

## 4.2 Ausarbeitung der Funktionsstruktur und der Wirkprinzipien für das mechatronische Federungssystem

Das Erstellen der Funktionsstruktur des mechatronischen Federungssystems erfolgt anhand der Anforderungsliste (Anhang A.1) und der Ergebnisse der Analyse des konventionellen Federungssystems. Dazu werden aus den funktionalen Hauptmerkmalen die erforderlichen Hauptfunktionen abgeleitet. Diese werden weiter in Teilfunktionen unterteilt. Die Haupt- und Teilfunktionen sind:

- Sicherheit: Fahrzeug sicher auf der Straßen halten
  - Fahrsicherheit: Radlastschwankungen minimieren
  - Stabilisierung: Fahrzeugaufbau bei Kurvenfahrt stabilisieren
- Fahrkomfort: Aufbaubeschleunigungen minimieren
  - Abrollkomfort: hochfrequente Aufbaubeschleunigungen minimieren
  - Aufbaukomfort: niederfrequente Aufbaubeschleunigungen minimieren
- Niveau: Fahrzeugniveau anpassen
  - Beladungskompensation: quasistationäre Niveauregelung
  - Verspannung: Karosserieverspannung minimieren
  - dynamisches Niveau: Straßenverlauf folgen
- Horizontierung: Nick- und Wankwinkel bei fahrdynamischen Manövern beeinflussen
  - Kurvenverhalten: Wankwinkel minimieren
  - Brems- und Beschleunigungsverhalten: Nickwinkel minimieren
- Geländegängigkeit: Fahrten in schwerem Gelände ermöglichen
  - Bodenfreiheit: Fahrzeugniveau anheben
  - Hindernisüberfahrt: Feder- und Dämpferkräfte reduzieren

Nachdem die Funktionsstruktur aufgestellt wurde, werden den einzelnen Funktionen Wirkprinzipien zugeordnet, mit denen sich diese realisieren lassen. Dabei sind die Besonderheiten des zu entwerfenden mechatronischen Fahrzeugfederungssystems zu beachten. Diese ergeben sich aus dem breiten Einsatzspektrum des Fahrzeugs. Es können grundsätzlich drei Fahrsituationen mit unterschiedlichen Schwerpunkten bezüglich des Funktionsumfangs und der Auslegungsziele unterschieden werden:

### 1. Geländefahrten und Schlechtwegstrecken

Diese Fahrsituation macht den Hauptteil des Fahrzeugeinsatzes aus. Kennzeichnend dafür sind niederfrequente Anregungen mit hohen Amplituden sowie das häufige Auftreten von Einzelhindernissen. Die Schwerpunkte für den Entwurf des Fahrzeugfederungssystems liegen hier auf:

- Fahrkomfort zur Schonung der Fahrzeuginsassen und des Materials
- beladungsunabhängiger Funktion
- Geländegängigkeit
- Reduktion der Verspannung des Fahrzeugrahmens (insbesondere bei der Überfahrt von Hindernissen)

## 2. Straßenfahrt bei Geschwindigkeiten bis 80 km/h

Bei diesen Fahrsituationen treten Anregungen mit geringerer Amplitude und höheren Frequenzen als bei Geländefahrten auf. Einzelhindernisse kommen nur selten vor, dafür wird die Wankbewegung aufgrund von Lenkmanövern stärker angeregt. Die Schwerpunkte für den Entwurf liegen hier auf den Funktionen:

- Sicherheit
- Wankkompensation

## 3. Fahrt mit ausgefallenen Aktoren

Dieser Fahrmodus ergibt sich aus der Forderung, dass das Fahrzeug auch bei einem Ausfall der Aktoren sicher und mit ausreichend hoher Geschwindigkeit fahrbar sein muss. Die wichtigste Funktion in diesem Fall ist:

- Fahrsicherheit

Bei der Wahl der Wirkprinzipien ist zu berücksichtigen, dass für die Fahrt mit ausgefallenen Aktoren passive Feder- und Dämpferelemente benötigt werden (Notlaufeigenschaften). Darüber hinaus sollen die Abstimmung der passiven Federungselemente (passive Grundabstimmung) sowie die aktiven Elemente der Fahrzeugfederung auf die jeweilige Fahrsituation (Straßenfahrt / Geländefahrt) angepasst werden können. Um dies zu realisieren, wurden folgende Wirkprinzipien ausgewählt:

### 1. Sicherheit und Fahrkomfort

Die Funktionen Sicherheit und Fahrkomfort sollen durch die Kombination von passiven Feder- und Dämpferelementen mit aktiver Dämpfung des Fahrzeugaufbaus (aktiver Eingriff) realisiert werden. Die passiven Elemente sind dabei so abzustimmen, dass die Fahrsicherheit auch bei einem Ausfall des aktiven Eingriffs gewährleistet ist.

### 2. Niveau

Die Niveaufunktionen werden ebenfalls durch einen aktiven Eingriff realisiert. Für die Beladungskompensation sowie für die Minimierung der Verspannung des Fahrzeugrahmens reicht eine quasistationäre Niveauregelung aus.

### 3. Horizontierung

Bei der Horizontierung steht die Minimierung des Wankwinkels bei Kurvenfahrten im Vordergrund. Diese erfolgt durch eine aktive Wankkompensation. Auf den Einsatz passiver Stabilisatoren wird verzichtet, da diese den Fahrkomfort und die Geländegängigkeit einschränken.

### 4. Geländegängigkeit

Zur Erhöhung der Geländegängigkeit und des Komforts bei Geländefahrten soll die für Straßenfahrt und Notbetrieb ausgelegte Feder- und Dämpferabstimmung auf eine weichere, für Geländefahrt optimierte Feder- und Dämpferabstimmung umgeschaltet werden. Darüber hinaus besteht durch die Niveauregelung die Möglichkeit, das Fahrzeugniveau für Geländefahrt anzuheben.

Die Zuordnung der Wirkprinzipien zu den einzelnen Funktionen und Teilfunktionen ist anhand der Funktionsstruktur in Bild 4-5 dargestellt:

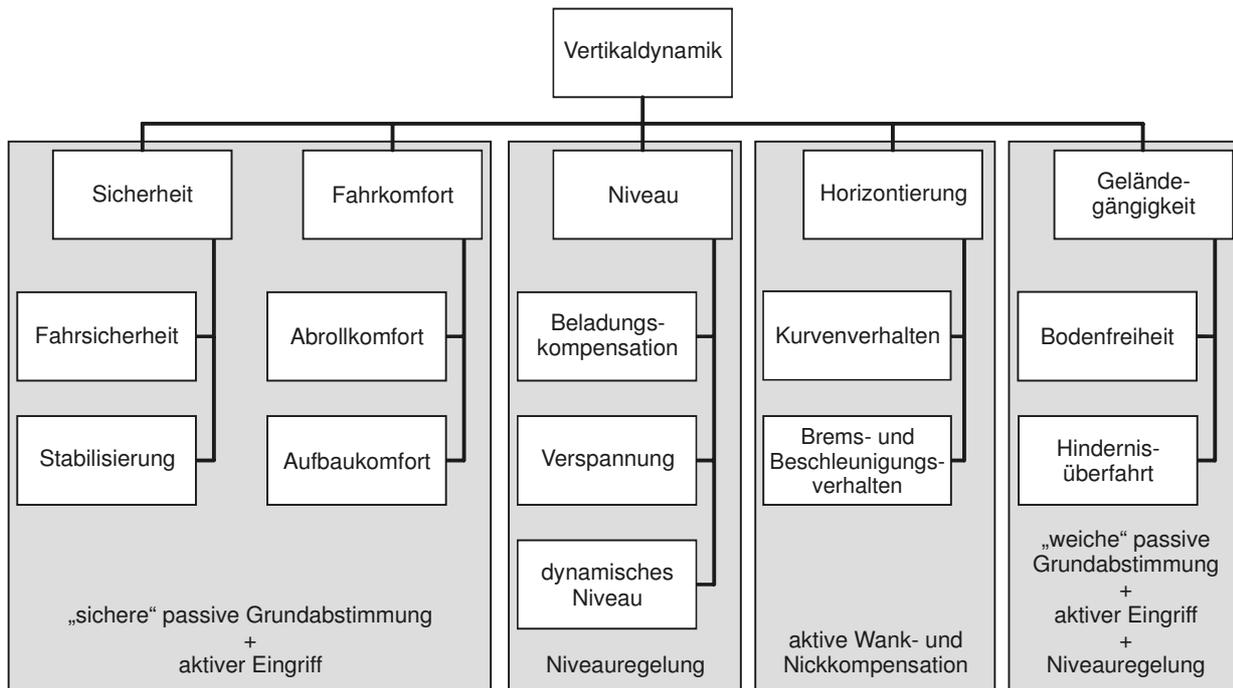


Bild 4-5 : Funktionsstruktur des mechatronischen Fahrzeugfederungssystems

### 4.3 Erstellung und Analyse möglicher Wirkstrukturen

Die gewählten Wirkprinzipien lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- passive Feder- und Dämpferelemente zur Realisierung einer passiven Grundabstimmung
- semiaktiver Eingriff zum Wechsel zwischen zwei passiven Grundabstimmungen (Straßen- und Geländemodus)
- aktiver Eingriff zur Aufbaudämpfung (Komfort)
- aktiver Eingriff zur Horizontierung
- aktiver quasistationärer Eingriff zur Niveauregelung

Für diese Wirkprinzipien werden im Folgenden Wirkstrukturen erarbeitet. Wie in Kapitel 2 erläutert, hat die Wirkstruktur einen entscheidenden Einfluss auf den Energie- und Leistungsbedarf einer aktiven Fahrzeugfederung. Daher werden die erarbeiteten Wirkstrukturen im Wesentlichen bezüglich ihrer Energieeffizienz analysiert. Auf der Basis der Analyseergebnisse erfolgt eine Vorauswahl der geeigneten Wirkstruktur für die Detaillierung. Zunächst werden im Rahmen einer theoretischen Vorüberlegung einige Zusammenhänge unabhängig vom Federungs- und Aktorkonzept geklärt.

#### 4.3.1 Theoretische Vorüberlegungen

Für die folgenden theoretischen Vorüberlegungen ist der qualitative Verlauf der umgesetzten Leistung relevant; die angegebenen Werte dienen zur Orientierung. Auf die Randbedingungen wie zum Beispiel die Federungsabstimmung, die gewählte Fahrgeschwindigkeit usw., die ebenfalls ent-

scheidend für die Höhe des Leistungsbedarfs sind, wird an dieser Stelle nicht eingegangen. Die Wirkung der Aktoren wird durch die Aktorkraft  $F_A$  berücksichtigt.

Für die mechanische Leistung gilt allgemein:

$$P = F \cdot v. \quad (4-1)$$

Daraus folgt:

$$P_F = c_A \cdot \Delta z(t) \cdot \Delta \dot{z}(t) \quad (4-2)$$

$$P_D = d_A \cdot \Delta \dot{z}^2(t) \quad (4-3)$$

$$P_A = F_A \cdot \Delta \dot{z}(t) \quad (4-4)$$

mit:

$\Delta z = z_A - z_R$  Federweg

$P_F$  Federleistung (durch die Feder aufgenommene Leistung)

$P_D$  Dämpferleistung (durch den Dämpfer aufgenommene Leistung)

$P_A$  vom Aktor abgegebene Leistung für den aktiven Eingriff

Für die verrichtete Arbeit bzw. für die umgesetzte Energie gilt:

$$W = \int F dz \quad (4-5)$$

oder:

$$W = \int P dt. \quad (4-6)$$

Zunächst wird der Verlauf der Feder- und Dämpferleistung bei der Überfahrt eines Hindernisses ohne aktiven Eingriff ( $F_A = 0$ ) betrachtet (Bild 4-6). Bei der Auffahrt auf das Hindernis federt das Rad ein, dabei wird die Feder zusammengedrückt. Die dabei geleistete Verformungsarbeit wird als potentielle Energie in der Feder gespeichert. Gleichzeitig erfährt die Aufbaumasse eine Beschleunigung, das heißt, ihr wird kinetische Energie hinzugefügt. Die für die Verformung der Feder und die Beschleunigung der Aufbaumasse benötigte Leistung wird der kinetischen Energie des fahrenden Fahrzeugs entnommen und damit effektiv vom Vortrieb zur Verfügung gestellt.

Im Verlauf der sich einstellenden Schwingung wird die Relativbewegung zwischen Rad und Aufbau durch die Feder abwechselnd beschleunigt und abgebremst. Die Beschleunigung erfolgt, wenn die Änderung der Federkraft und die Federgeschwindigkeit das gleiche Vorzeichen haben. Dies ist der Fall, wenn die Längenänderung in Richtung der Nulllage erfolgt. Die Feder gibt dann Energie ab, die Federleistung ist positiv. Das Abbremsen erfolgt bei einer Längenänderung der Feder aus der Nulllage heraus. In diesem Fall haben die Federgeschwindigkeit und die Änderung der Federkraft ein entgegengesetztes Vorzeichen. Die Feder entzieht der Relativbewegung Energie und speichert diese als potentielle Energie. Die Federleistung ist negativ. Für die Leistung gilt: Ist sie positiv, wird der Bewegung Energie hinzugefügt, ist sie negativ, wird der Bewegung Energie entzogen.

Der Dämpfer hat die Aufgabe, die Bewegung der Rad- und der Aufbaumasse zu bedämpfen und dadurch dafür zu sorgen, dass auftretende Schwingungen schnell abklingen. Dementsprechend wirkt die Dämpferkraft immer der Relativbewegung zwischen Rad und Aufbau entgegen, so dass der Dämpfer der Bewegung einen Teil der Energie entzieht und in Wärme umwandelt. Damit haben auch Fahrzeugfederungen mit rein passiven Elementen indirekt einen Energieverbrauch.

Die durch die Dämpfer in Wärme umgewandelte Bewegungsenergie wurde zuvor vom Vortrieb bereitgestellt.

Zusammenfassend bleibt festzuhalten: Für die Funktion des Federns ist es unter anderem erforderlich, der Relativbewegung zwischen Rad und Aufbau Energie zu entziehen, dies zu speichern und sie wieder abgeben zu können. Die Funktion des Dämpfens besteht darin, der Relativbewegung zwischen Aufbau und Rad Energie zu entziehen und diese abzuführen.

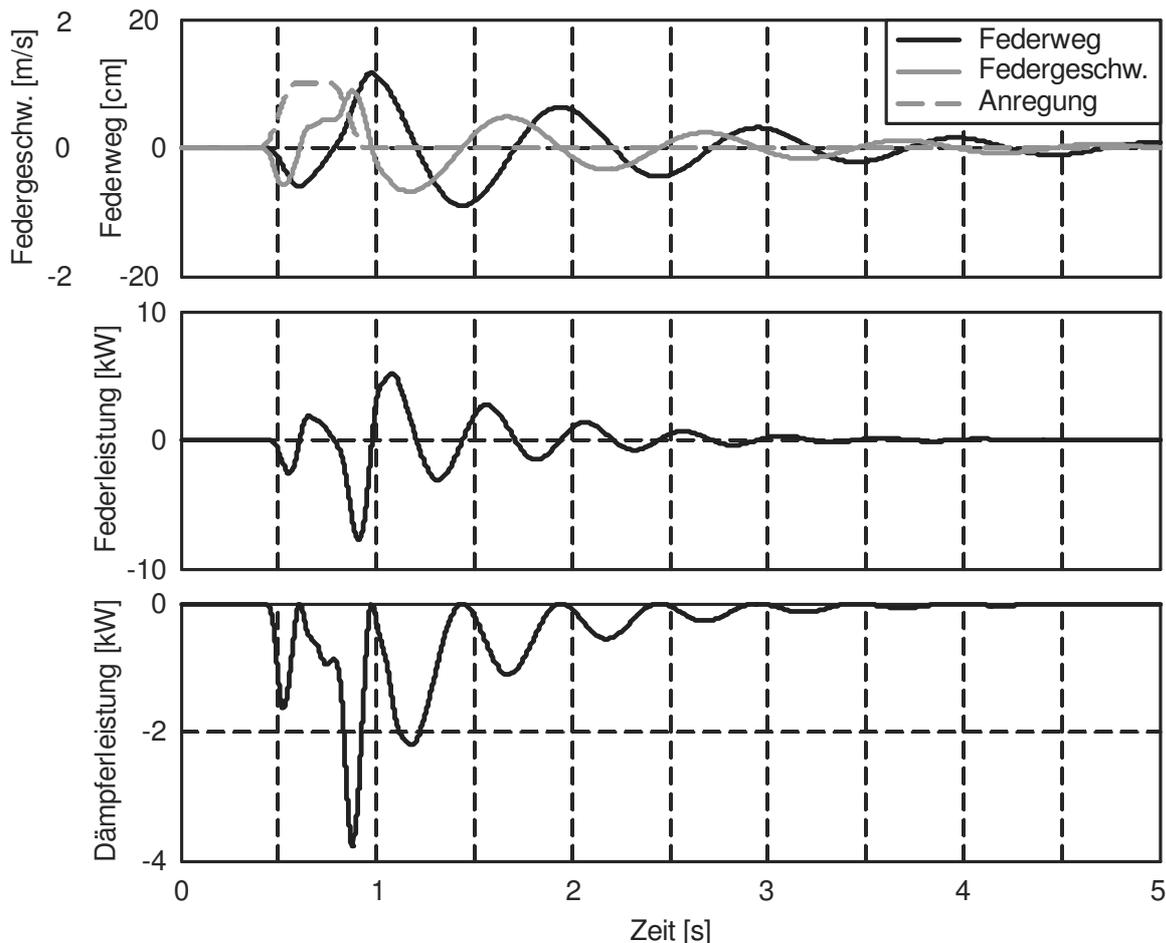


Bild 4-6 : Leistungsbetrachtung bei der Überfahrt eines Einzelhindernisses, passive Fahrzeugfederung

Als Nächstes wird die Leistung für den aktiven Eingriff bei der Auffahrt auf das gleiche Hindernis wie oben betrachtet. Die passiven Komponenten (Feder und Dämpfer) wurden ebenfalls beibehalten. Die Kraft für den aktiven Eingriff ergibt sich aus der Aufbauregelung (Kapitel 4.5.2). Wie später noch gezeigt wird (Kapitel 4.3.2), hat die Anordnung der Aktoren zu den passiven Komponenten einen erheblichen Einfluss auf die für die aktive Federung erforderliche Leistung. An dieser Stelle soll die für den reinen aktiven Eingriff erforderliche Leistung betrachtet werden. Deswegen wird hier angenommen, dass die Kraft für den aktiven Eingriff unmittelbar und parallel zu den passiven Komponenten zwischen Aufbau- und Radmasse angreift. Bei der Betrachtung der für den aktiven Eingriff erforderlichen Leistung (Bild 4-7) fällt auf, dass diese nur bei der Auffahrt auf das Hindernis und der Abfahrt vom Hindernis positiv ist, also nur in diesem Bereich Leistung für den aktiven Eingriff aufgewandt werden muss. Die eingesetzte Sky-Hook-Regelung dämpft die absolute vertikale Aufbaubewegung. Im idealen Fall soll sich der Aufbau bei der Überfahrt eines Hin-

dernisses nicht bewegen. Um dies zu erreichen, muss das Rad bei der Auffahrt auf das Hindernis eingezogen und quasi auf das Hindernis gehoben werden, während es bei der Abfahrt vom Hindernis schnell ausgefahren werden muss. Dazu ist in beiden Fällen eine Kraft in Richtung der Bewegung erforderlich; es muss Leistung aufgebracht werden. In den anderen Bereichen wirkt der aktive Eingriff wie ein Dämpfer und entzieht der Aufbaubewegung Energie. Dementsprechend fällt die Energie, die der passive Dämpfer der Bewegung entzieht, deutlich geringer aus.

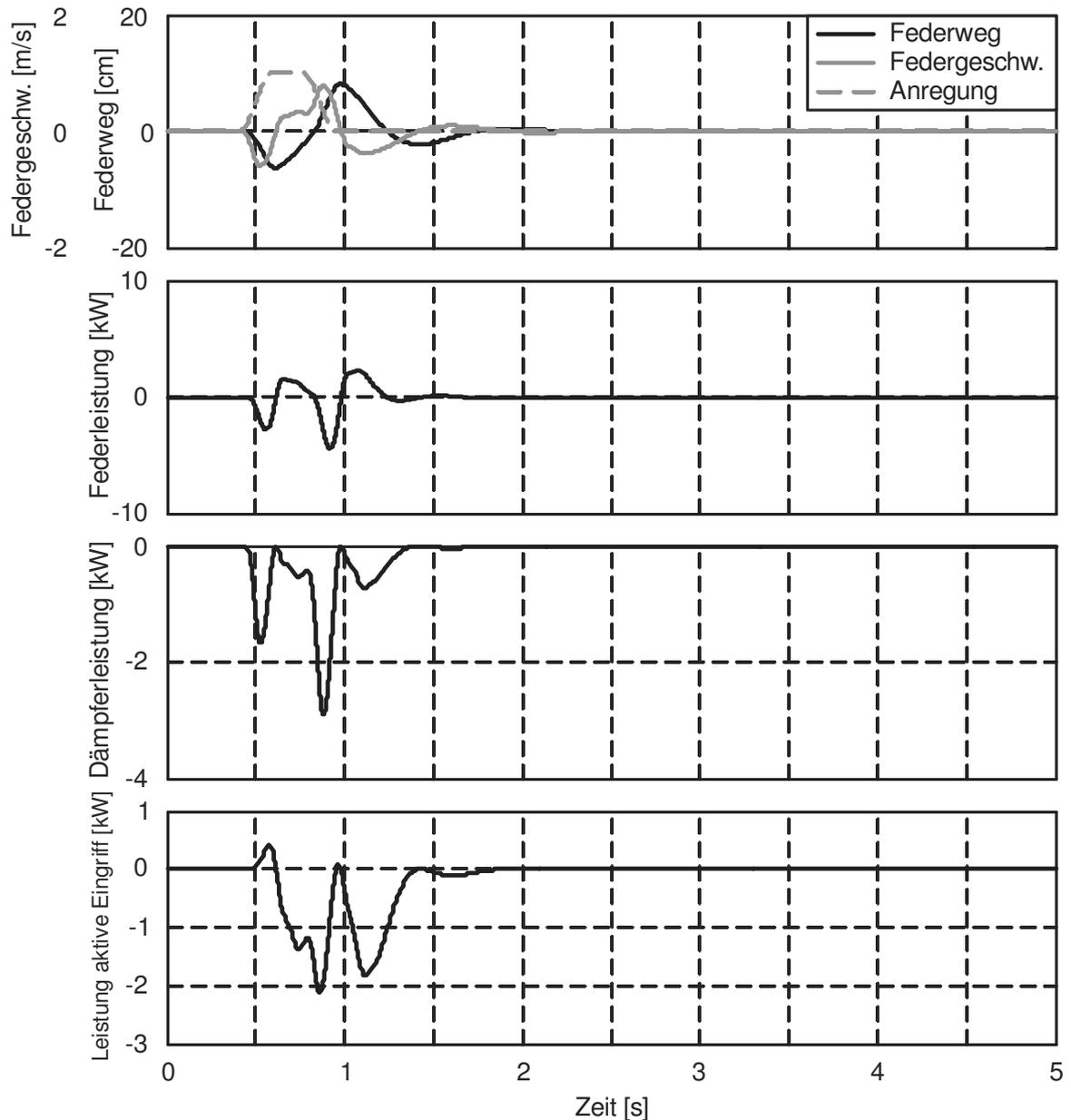


Bild 4-7 : Leistungsbetrachtung, Überfahrt Einzelhindernis mit aktivem Eingriff

Aus Gleichung (4-6) folgt, dass die Fläche zwischen der Leistungskurve und der Nulllinie der umgesetzten Energie entspricht. Werden die positiven und die negativen Anteile entsprechend aufsummiert, ergibt sich die im Bild 4-8 dargestellte Energiebilanz. Ein positives Vorzeichen bedeutet, die Energie muss dem System zugeführt werden, ein negatives Vorzeichen bedeutet, die Energie wird dem System entzogen. Ist die Summe der Energie negativ, kann diese theoretisch zurück-

gewonnen werden. Die Energiebetrachtung bei stochastischer Anregung (Bild 4-9) liefert qualitativ die gleiche Aussage wie die Energiebetrachtung bei der Überfahrt eines Einzelhindernisses.

Für die Aufbaustabilisierung ist die Energiebilanz theoretisch ausgeglichen. Ziel der Aufbaustabilisierung ist es, die Aufbaubewegung aufgrund von Quer- und Längsbeschleunigungen zu reduzieren. Dafür muss an den Federbeinen eine entsprechende Gegenkraft gestellt werden, die den Aufbau in der waagerechten Position hält oder nur geringe Abweichungen davon zulässt. Wird der Aufbau aus der waagerechten Position ausgelenkt, weisen die Stabilisierungskräfte und die sich einstellenden Federwege ein gegensätzliches Vorzeichen auf. Entsprechend Gleichung (4-5) können die Aktoren demnach Energie zurückgewinnen. Diese muss nach dem Abklingen der Störung aber wieder aufgebracht werden, um den Aufbau in die waagerechte Position zurückzubringen.

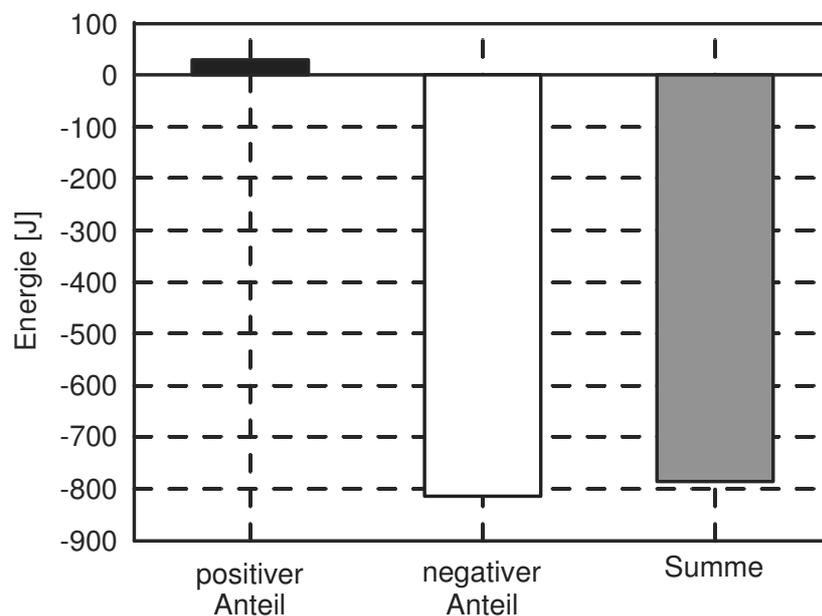


Bild 4-8 : Energiebetrachtung aktiver Eingriff, Überfahrt Einzelhindernis

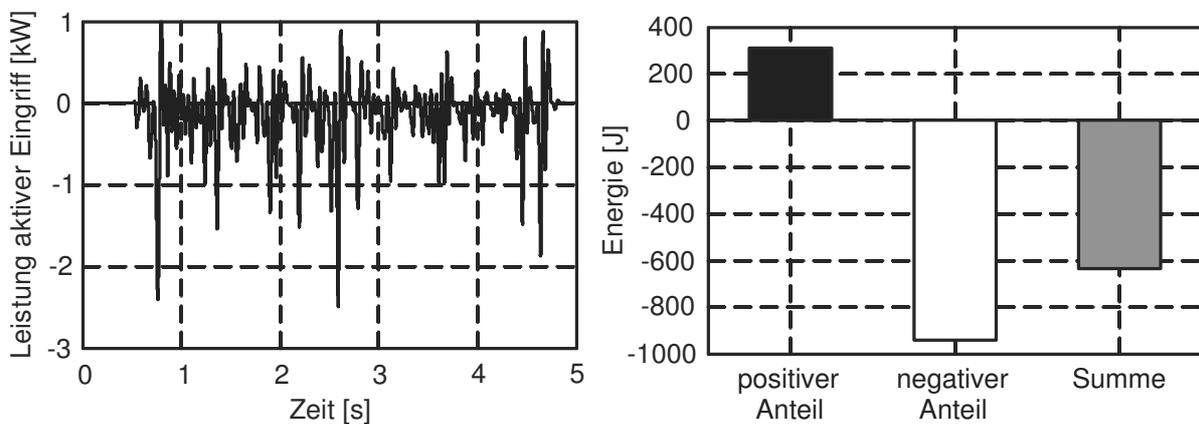


Bild 4-9 : Leistungs- und Energiebetrachtung bei stochastischer Fahrbahnanregung

### 4.3.2 Konzeptanalyse

Die in Kapitel 2 vorgestellten Wirkstrukturen für aktive Fahrzeugfederungssysteme lassen sich bei Vernachlässigung des Aktorprinzips prinzipiell auf zwei Wirkstrukturen reduzieren:

- Systeme, bei denen der Aktor in Reihe zur Aufbaufeder angeordnet ist und auf die Aufbaufeder wirkt (Reihenschaltung von Aktor und Feder)
- Systeme, bei denen der Aktor anstelle des Dämpfers parallel zur Aufbaufeder angeordnet ist und sowohl die Funktion des Dämpfers als auch den aktiven Eingriff realisiert (Parallelschaltung von Aktor und Feder)

In Bild 4-10 sind diese beiden Wirkstrukturen dargestellt. Für die Analyse bezüglich der Energieeffizienz wird zunächst die Funktion aktive Aufbaudämpfung bei der Überfahrt eines Einzelhindernisses betrachtet.

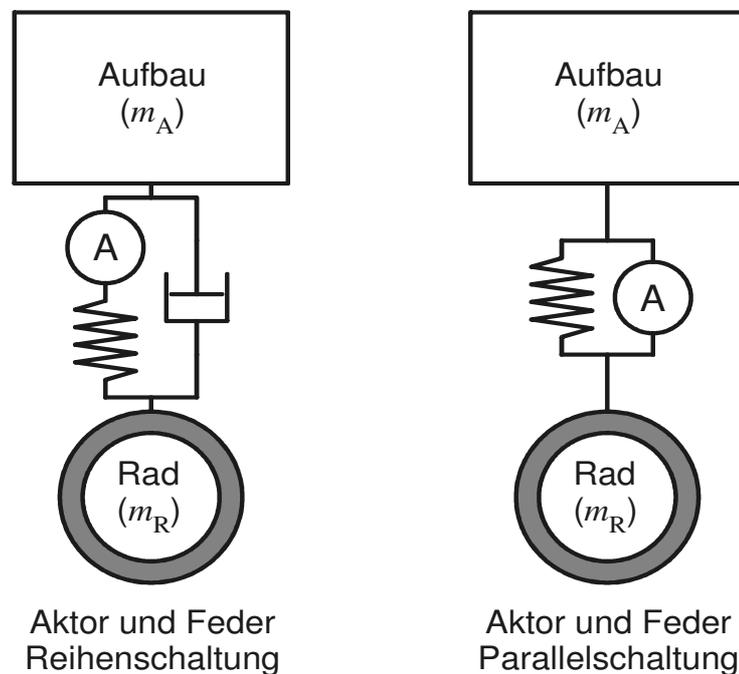


Bild 4-10 : Fahrzeugfederungskonzepte

Die entsprechende Leistungs- und Energiebetrachtung für die durch den Aktor gestellte mechanischen Leistung ist in Bild 4-11 dargestellt. Bei dem Konzept mit der Reihenschaltung von Aktor und Feder erfolgt der aktive Eingriff indirekt über die Feder. Dies hat zur Folge, dass der Aktor zum Stellen einer positiven Kraft (Druckkraft) positive Leistung aufbringen muss, die als potentielle Energie in der Feder gespeichert wird. Zum Stellen einer negativen Kraft (Zugkraft) muss der Aktor dagegen die in der Feder gespeicherte potentielle Energie abbauen. Da das System nach dem Abklingen der Schwingungen wieder in den Ausgangszustand zurückkehrt, ist die Energiebilanz, unter der Voraussetzung, dass keine Verluste auftreten, ausgeglichen. Das heißt, die Beträge des positiven und des negativen Anteils der vom Aktor umgesetzten mechanischen Energie sind gleich, wobei deren Größe von der Aufbaufedersteifigkeit abhängt.

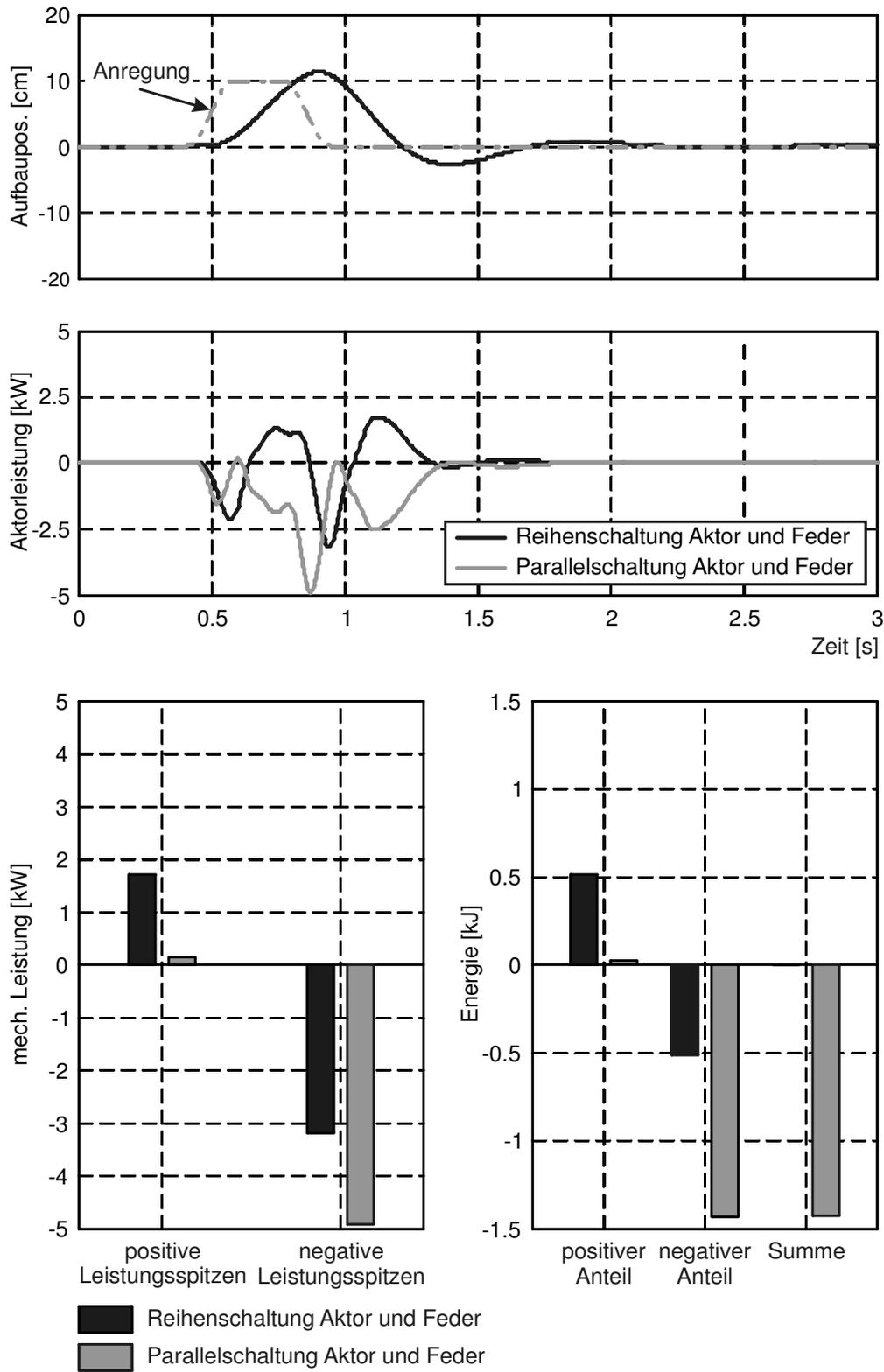


Bild 4-11 : Leistungs- und Energiebetrachtung für unterschiedliche Wirkstrukturen aktiver Fahrzeugfederungssysteme bei Hindernisüberfahrt

Um dies zu verdeutlichen, stellt Becker [Bec03] eine Energiebilanz für den aktiven Wankausgleich mit unterschiedlichen Aufbaufedersteifigkeiten  $c_{A,1}$  und  $c_{A,2} = c_{A,1}/2$  auf. Für die aufzubringende Energie gilt entsprechend den Gleichungen (3-27) und (4-5):

$$W = \int_{\Delta z} c_A \cdot \Delta z \cdot d\Delta z. \quad (4-7)$$

Für eine konstante Aufbaufedersteifigkeit folgt daraus:

$$W = \frac{1}{2} c_A \cdot \Delta z^2. \quad (4-8)$$

Mit:

$$c_{A,1} = 2c_{A,2} \text{ und } \Delta z_1 = \frac{1}{2} \Delta z_2 \quad (4-9)$$

folgt daraus:

$$W_1 = \frac{1}{2} W_2. \quad (4-10)$$

Unter der Voraussetzung, dass der negative Anteil der umgesetzten Energie nicht oder nur zu einem Teil zurückgewonnen werden kann, folgt daraus, dass sich bei Systemen mit Reihenschaltung von Aktor und Feder eine harte Feder positiv auf den Leistungsbedarf auswirkt [Bec03].

Beim Konzept mit der Parallelschaltung von Aktor und Feder erfolgt der aktive Eingriff direkt. Außerdem übernimmt der Aktor die Aufgabe des Dämpfers. Ob der Aktor zum Stellen einer Kraft Leistung aufbringen muss oder dem System Energie entzieht, hängt davon ab, ob die Kraft der Bewegung der Aufbau- oder der Radmasse entgegenwirkt oder gleichsinnig wirkt. Wirkt die Kraft der Bewegung entgegen, muss der Aktor dem System Bewegungsenergie entziehen. Um die Bewegung zu erzeugen oder zu unterstützen, muss dem System Energie hinzugefügt werden. Bei der Überfahrt eines Hindernisses überwiegen die Anteile, bei denen dem System Bewegungsenergie entzogen werden muss. Aus diesem Grund fällt der negative Anteil der vom Aktor umgesetzten mechanischen Leistung deutlich größer aus als der positive Anteil. Bei diesem Federungskonzept kann daher Energie zurückgewonnen werden, vorausgesetzt, dies wird durch das Aktorkonzept unterstützt. Außerdem ist der positive Anteil der vom Aktor umgesetzten mechanischen Leistung bei diesem Konzept deutlich kleiner als bei dem Konzept mit der Reihenschaltung von Feder und Aktor. Das Konzept mit der Parallelschaltung von Aktor und Feder ist also energetisch günstiger als das Konzept mit der Reihenschaltung von Aktor und Feder. Ein weiterer Vorteil des Konzepts mit Parallelschaltung von Feder und Aktor gegenüber dem Konzept mit Reihenschaltung von Feder und Aktor ist, dass der Aktor nicht die Kraft zum Abstützen der statischen Last aufbringen muss. Bezüglich des Notlaufs sind beide Konzepte als gleichwertig anzusehen. Bei dem Konzept mit Parallelschaltung von Aktor und Feder muss der Aktor bei einem Ausfall freigängig bleiben. Beim Konzept mit Reihenschaltung von Feder und Aktor muss dagegen sichergestellt werden, dass der Aktor blockiert. Für die Realisierung der aktiven Federung für das geländegängige Nutzfahrzeug wurde das Konzept mit Parallelschaltung von Aktor und Feder aufgrund der Energieeffizienz und des Vorteils bezüglich der Abstützung der statischen Last für die Weiterentwicklung ausgewählt.

#### 4.4 Detaillierung des Federungs- und Aktorkonzepts

Das Ergebnis der Konzeptphase ist das in Bild 4-12 dargestellte Federungskonzept. Die Fahrzeugfederung besteht aus einer semiaktiven Aufbaufeder. Parallel dazu ist ein Aktor angeordnet. Dieser übernimmt die Funktionen aktive Aufbaudämpfung, aktive Horizontierung und semiaktive Dämpfung. In Reihe zu der Aufbaufeder ist zusätzlich ein Aktor für die aktive Niveauregelung angeordnet.

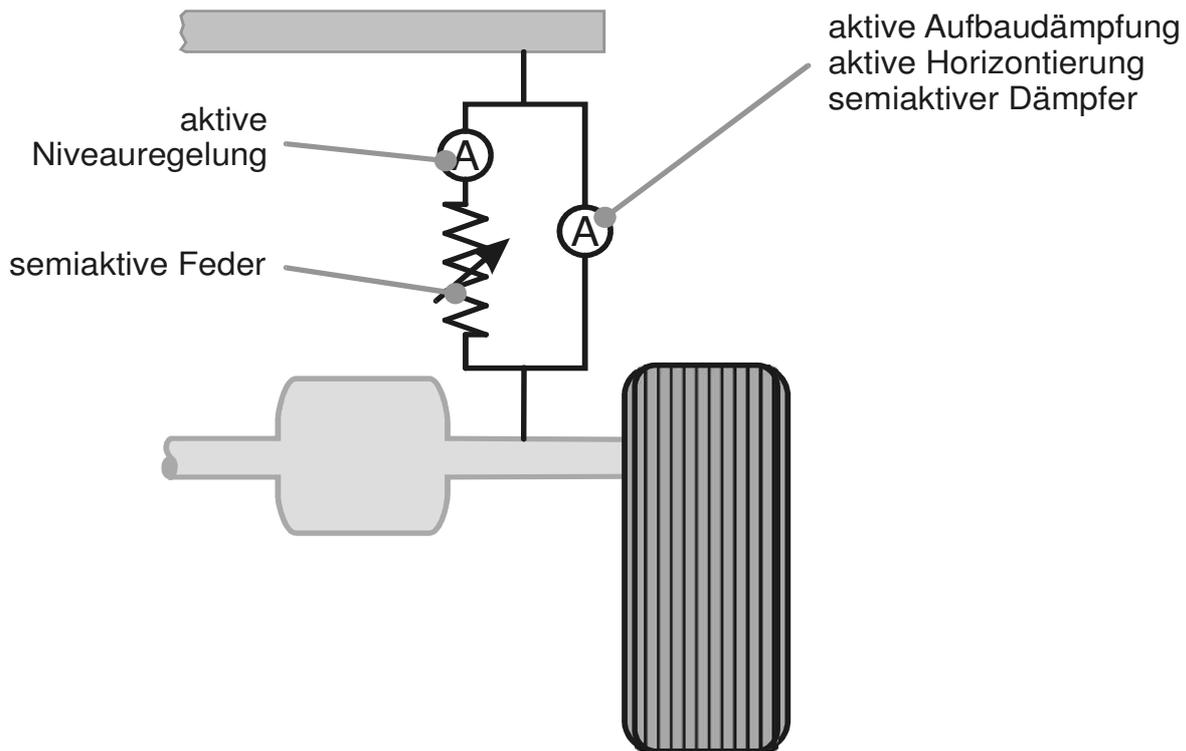


Bild 4-12 : Federungskonzept

Das entsprechende Aktorkonzept ist in Bild 4-13 dargestellt, der Grundgedanke entspricht dem in [Har10] vorgestellten Konzept. Pro Rad ist zwischen Achse und Fahrzeugrahmen ein Hydraulikzylinder (HP-Gleichlaufzylinder) als Kraftsteller angeordnet. Dieser weist drei hydraulische Kammern auf, von denen zwei gleich große Wirkflächen haben und den Gleichlaufverdränger bilden. Die Gleichlaufkammern sind über einen Ventilblock mit einem Flügelzellenaktor (FZA) verbunden. Der FZA basiert auf einer reversiblen Flügelzellenpumpe mit Druckrückführung. Die Kombination aus FZA und Gleichlaufverdränger bildet sowohl den Aktor für den aktiven Eingriff als auch den semiaktiven Dämpfer. Die dritte Kammer des Hydraulikzylinders ist über den Ventilblock mit zwei Hydraulikspeichern verbunden und bildet damit eine hydro-pneumatische Federung (HP-Federung). Durch Zu- oder Abschalten eines der HP-Speicher mit Hilfe entsprechender Ventile wird die semiaktive Federung mit zwei unterschiedlichen Federsteifigkeiten realisiert. Zusätzlich ist der Hydraulikzylinder über den Ventilblock mit einer zentralen Druckversorgung verbunden, mit der die Niveauregelung realisiert wird. Im Folgenden werden die Komponenten Flügelzellenaktor, HP-Gleichlaufzylinder und Ventilblock sowie deren Funktion näher beschrieben.

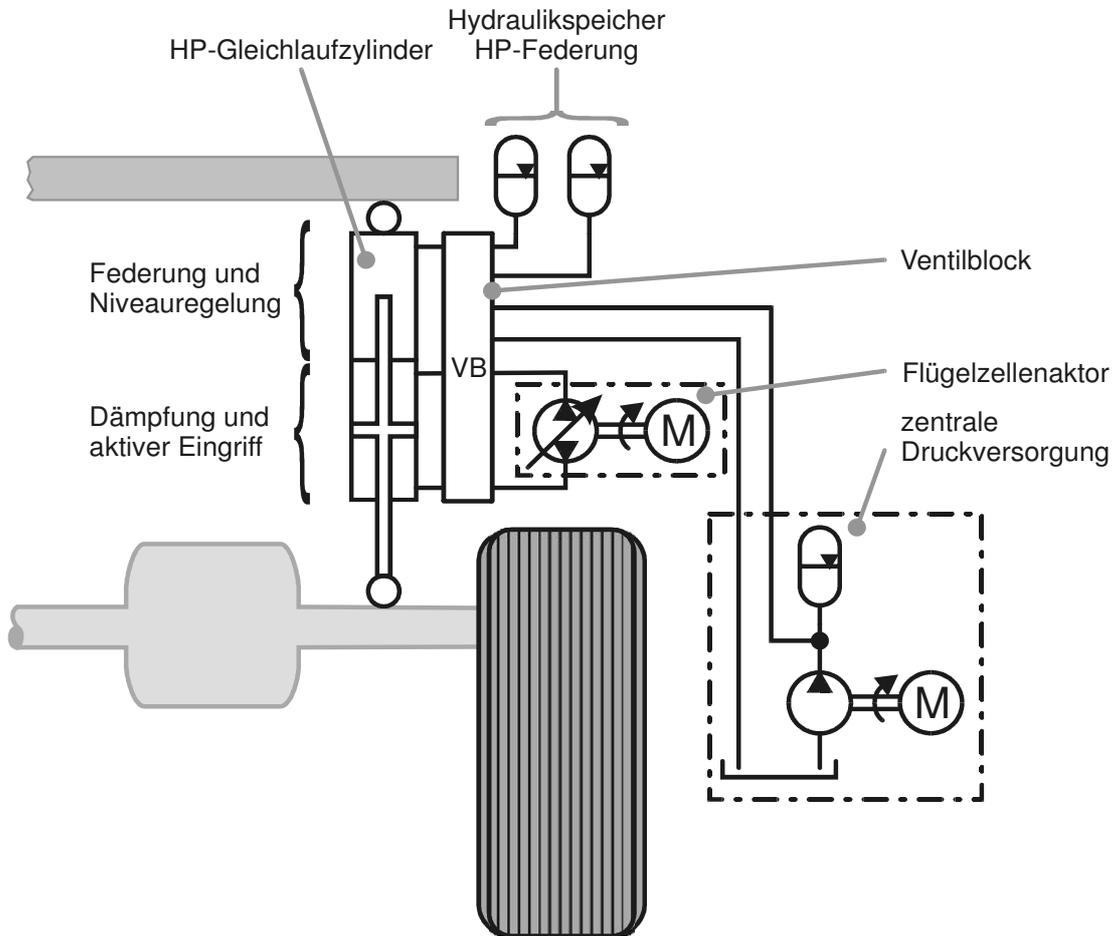


Bild 4-13 : Aktorkonzept

#### 4.4.1 Flügelzellenaktor

Der Flügelzellenaktor (Bild 4-14) wurde speziell für den Einsatz in aktiven Fahrzeugfederungen entwickelt (vgl. [Bec03], [Har10]). Kernstück des Aktors ist eine reversible Flügelzellenpumpe. Diese besteht aus dem Rotor mit den Flügeln, dem Hubring sowie der Steuer- und der Axialscheibe. Steuer- und Axialscheibe sind zur besseren Übersicht nicht dargestellt. Sie befinden sich in axialer Richtung vor und hinter der Pumpeneinheit. Der Hubring ist im Gehäuse verschiebbar gelagert und kann nach links und rechts aus der Mittellage ausgelenkt werden. Durch Größe und Richtung der Verschiebung des Hubrings aus der Mittellage werden die Größe und die Richtung des von der Pumpe geförderten Ölstroms gesteuert.

Die Auslenkung des Hubrings erfolgt durch die Verstellereinrichtung, die aus den Verstellkolben, den Rückstellfedern und dem Verstellmotor besteht. Der Hubring ist durch die Rückstellfedern elastisch in der Verstellereinrichtung gelagert. Eine Verschiebung der Verstellereinrichtung durch den Verstellmotor führt zu einer Verformung der Federn und damit zu einer Auslenkung des Hubrings. Darüber hinaus ist die Verstellereinrichtung mit einer Druckrückführung ausgestattet. Dazu sind die Verstellkolben mit den beiden Druckbereichen der Pumpe verbunden. Beim Auftreten einer Druckdifferenz wird der Hubring durch die Druckrückführung verschoben, bis die Kräfte der

Rückstellfedern und der Druckrückführung im Gleichgewicht sind. Auf diese Weise wird eine hydraulische Druckregelung realisiert, deren Sollwert der Verschiebung der Verstellung entspricht. Störungen werden ohne einen Eingriff über den Verstellmotor automatisch ausgegeregelt. Das Führungsverhalten des Aktors wird maßgeblich durch die Bandbreite der Positionsregelung für den Verstellmotor (5 bis 10 Hz) bestimmt. Die Bandbreite der hydraulischen Druckregelung wird durch die Flächen der Rückstellkolben und die Steifigkeit der Federn festgelegt. Diese liegt deutlich über der üblichen Radeigenfrequenz ( $> 50$  Hz). Die Druckrückführung und damit die hydraulische Druckregelung können so ausgelegt werden, dass die Pumpe in Verbindung mit einem Kraftsteller ohne Sollvorgabe wie ein passiver Dämpfer wirkt, wobei die Dämpfung über die Drehzahl des Antriebsmotors variiert werden kann. Im Falle einer Sollvorgabe wird der Dämpfung eine aktive Kraft überlagert. Die Pumpe in Kombination mit einem Kraftsteller fungiert als passiver Dämpfer und aktiver Kraftsteller.

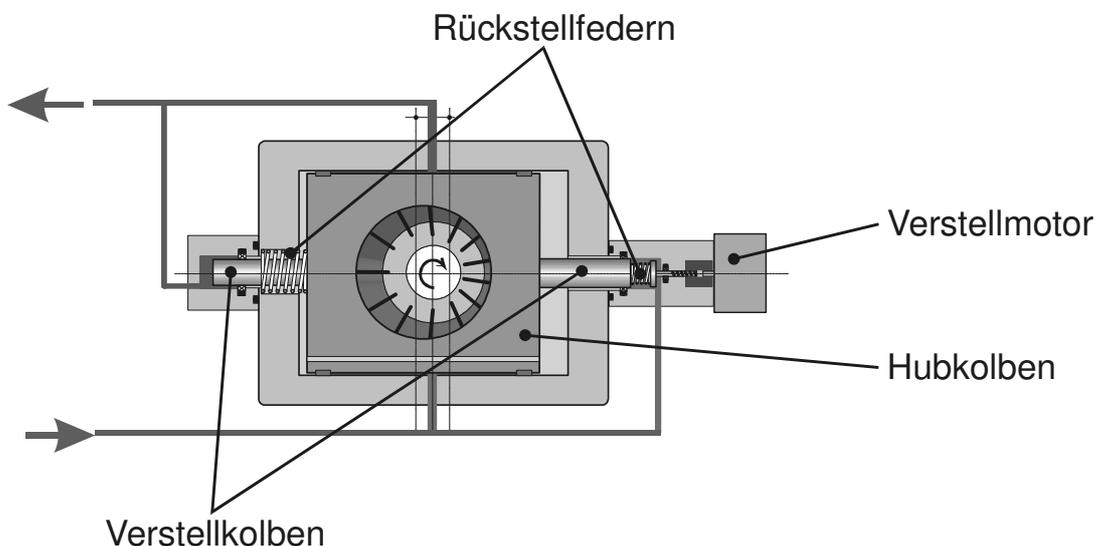


Bild 4-14 : Flügelzellenaktor [Har10]

#### 4.4.2 HP-Gleichlaufzylinder

Aus der Forderung, dass das mechatronische Fahrzeugfederungssystem statt der passiven Federung in das bestehende Fahrwerk integriert werden muss, ergeben sich einige konstruktive Randbedingungen. Im Wesentlichen werden dadurch der maximal mögliche Bauraum und die Anschlussmaße für den HP-Gleichlaufzylinder vorgegeben. Aus diesem Grund muss dieser sehr kompakt ausgeführt werden. Bild 4-15 zeigt den Aufbau des HP-Gleichlaufzylinders. Dieser besteht aus einem Zylinderrohr, einem äußeren Kolben mit einer äußeren Kolbenstange und einem inneren Kolben. Die drei hydraulischen Kammern sind ineinander verschachtelt (vgl. [JS98]). Die erste Gleichlaufkammer (Ausfahren) mit der Wirkfläche  $A_{GL1}$  wird durch die als Rohr ausgeführte Kolbenstange und den inneren Kolben begrenzt. Die zweite Gleichlaufkammer (Einfahren) mit der Wirkfläche  $A_{GL2}$  wird durch das Zylinderrohr, den äußeren Kolben und die äußere Kolbenstange begrenzt. Die HP-Kammer wird durch das Zylinderrohr, den äußeren Kolben und den inneren Kolben begrenzt und weist die Wirkfläche  $A_{HP}$  auf.

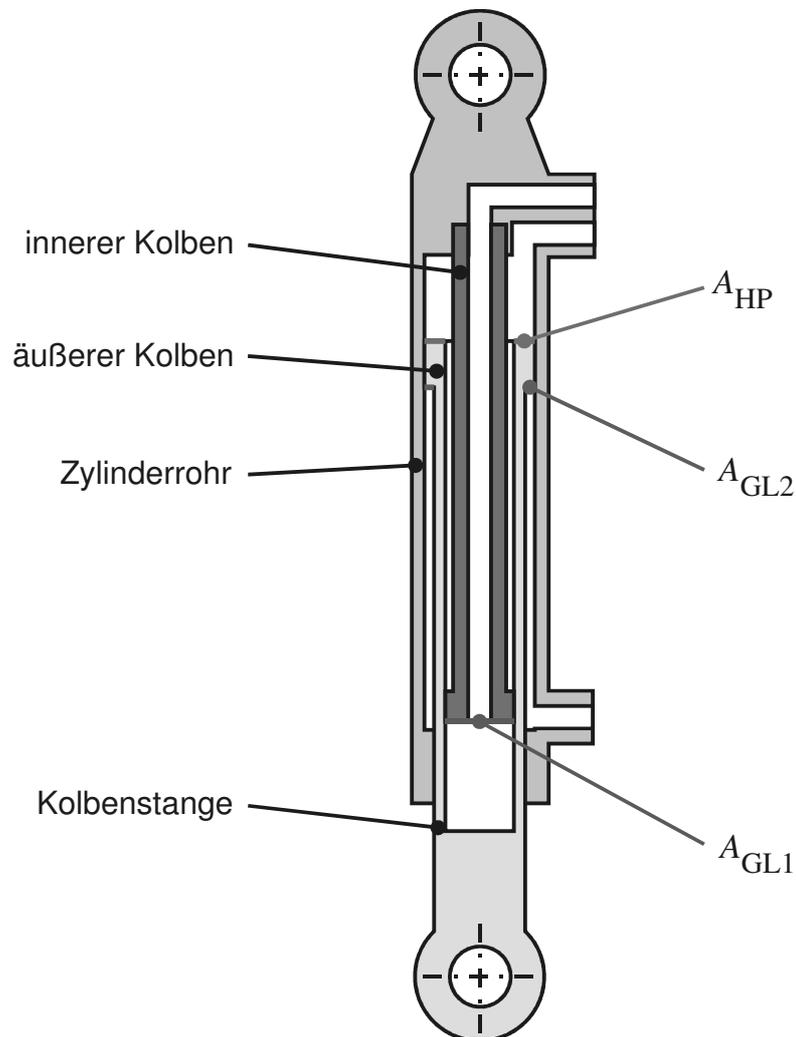


Bild 4-15 : Aufbau des HP-Gleichlaufzylinders

#### 4.4.3 Ventilblock

Um die unterschiedlichen Betriebszustände Initialisierung, aktiver Betrieb und passiver Betrieb realisieren zu können werden mehrere Ventile benötigt, die im Ventilblock zusammengefasst sind. Im Folgenden werden die unterschiedlichen Betriebszustände betrachtet und anschließend auf die Funktion der einzelnen Ventile eingegangen.

##### Initialisierung

Die Initialisierung umfasst das Einstellen des Betriebsdrucks und des Fahrzeugniveaus. Dazu müssen der Gleichlaufteil und der HP-Teil mit beiden Speichern mit der zentralen Versorgungshydraulik verbunden werden. Mit Hilfe der Versorgungshydraulik kann dann der Betriebsdruck im gesamten System und das Fahrzeugniveau eingeregelt werden.

##### Aktiver Betrieb

Für den aktiven Betrieb ist es erforderlich, dass die beiden Gleichlaufkammern ausschließlich über den FZA miteinander verbunden sind. Außerdem muss je nach gewünschtem Fahrmodus der

zweite HP-Speicher abgeschaltet („harte“ Feder für Straßenfahrt) oder zugeschaltet („weiche“ Feder für Geländefahrt) werden.

### Passiver Betrieb

Für den passiven Betrieb müssen der FZA vom Gleichlaufteil getrennt und gleichzeitig eine passive Dämpfung realisiert werden. Außerdem ist es erforderlich, dass der zweite HP-Speicher abgeschaltet wird, damit sich die HP-Federung im sicheren Zustand „harte“ Feder befindet. Der passive Betrieb ist die Rückfallebene bei einem Ausfall der Aktoren. Darum müssen die Ventile so ausgewählt und angeordnet werden, dass die Voraussetzungen für den passiven Betrieb gegeben sind, wenn alle Ventile in ihrer Nullstellung sind.

Neben den Ventilen, die zur Realisierung der beschriebenen Betriebszustände benötigt werden, muss außerdem ein Sicherheitsventil vorgesehen werden, das den FZA vor zu hohen Druckdifferenzen schützt.

Im Hydraulikschaltplan des Ventilblocks (Bild 4-16) sind die zur Realisierung der Betriebszustände erforderlichen Ventile sowie deren Anordnung dargestellt.

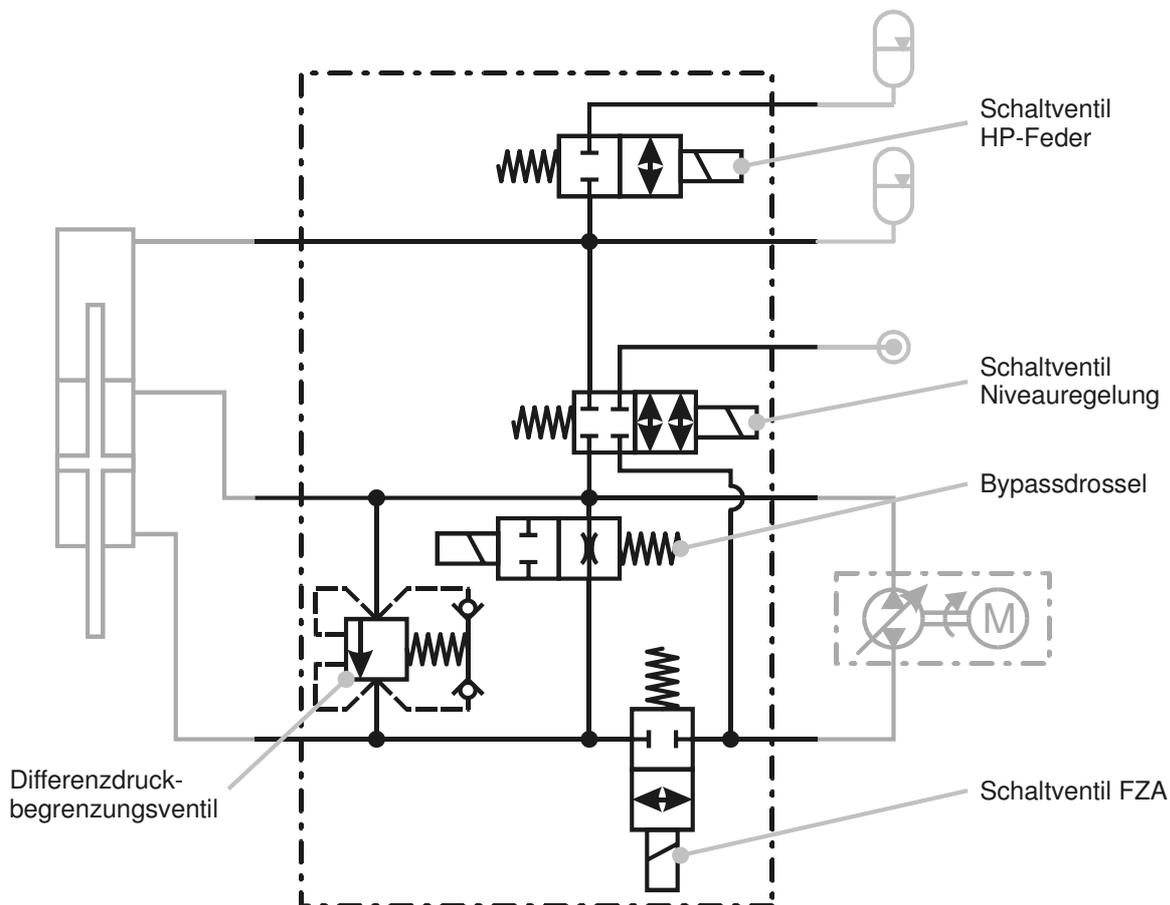


Bild 4-16 : Schaltplan des Ventilblocks

Die einzelnen Ventile sind:

- **Schaltventil HP-Federung:**  
Dieses Ventil dient dazu, den zweiten HP-Federspeicher zu- oder abzuschalten, um im aktiven Betrieb zwischen „weicher“ und „harter“ HP-Feder zu wechseln. Für die Initialisierung

des Systems muss dieses Ventil geschaltet sein, damit der zweite HP-Federspeicher auf den Betriebsdruck gebracht werden kann. Für den passiven Betrieb bleibt das Ventil in der Nullstellung, so dass der zweite HP-Speicher abgeschaltet ist.

- **Schaltventil Niveauregelung:**  
Für die Initialisierung des Systems wird dieses Ventil geschaltet. Dadurch werden der Gleichlaufteil und der HP-Teil mit der zentralen Druckversorgung verbunden, so dass der Betriebsdruck und das Fahrzeugniveau eingestellt werden können. Sowohl für den aktiven als auch für den passiven Betrieb bleibt dieses Ventil in der Nullstellung
- **Bypassdrossel:**  
Diese schaltbare Drossel übernimmt in der Nullstellung die Funktion der passiven Dämpfung für den passiven Betrieb. Während der Initialisierung des Systems bleibt die Bypassdrossel ebenfalls in der Nullstellung, damit die beiden Gleichlaufkammern miteinander verbunden sind. Für den aktiven Betrieb muss die Bypassdrossel geschaltet werden, damit die beiden Gleichlaufkammern nur über den FZA miteinander verbunden sind.
- **Schaltventil FZA:**  
Dieses Ventil dient dazu, den FZA für den passiven Betrieb vom Gleichlaufteil des HP-Gleichlaufzylinders abzukoppeln. Für den aktiven Betrieb muss das Ventil geschaltet werden, damit der FZA mit dem Gleichlaufteil verbunden ist.
- **Differenzdruckbegrenzungsventil:**  
Dieses Sicherheitsventil schützt den FZA vor zu hohen Druckdifferenzen, indem es die beiden Gleichlaufkammern miteinander verbindet, sobald der Differenzdruck im Gleichlaufteil zu groß wird.

## 4.5 Synthese der Wunschkennlinie für die mechatronische Fahrzeugfederung

Die Synthese der Wunschkennlinie umfasst die Synthese der passiven Grundabstimmung und die Synthese des aktiven Eingriffs. Die Ergebnisse der Synthese sind die Zielvorgaben für die Abstimmung der passiven Fahrzeugfederung und für den aktiven Eingriff. Die Basis für die Synthese sind einfache Fahrzeug- und Federungsmodelle, die nur die Wirkprinzipien (Feder, Dämpfer, aktiver und semiaktiver Eingriff) der einzelnen Systemkomponenten abbilden. Darüber hinaus werden ideale Komponenten ohne Beschränkungen der Kräfte, der Dynamik und des Bewegungsraums vorausgesetzt. Das erwartete oder benötigte dynamische Verhalten der Aktoren und Regelkreise wird durch einfache allgemeine Übertragungsglieder (z. B. PT1-Glied oder PT2-Glied) angenähert. Dadurch ist sichergestellt, dass die generierte Wunschkennlinie der optimalen Vertikaldynamik für das Fahrzeug entspricht und nicht bereits in dieser frühen Entwurfsphase eingeschränkt wird.

### 4.5.1 Synthese der passiven Grundabstimmung

Um die optimalen passiven Federungsabstimmungen für die mechatronische Fahrzeugfederung zu finden, müssen zunächst die Grenzen, innerhalb derer die Aufbaufedersteifigkeit variiert werden kann, in Abhängigkeit der Aufbaueigenfrequenz bestimmt werden. Aus Gleichung (3-2) folgt für die Federsteifigkeit in Abhängigkeit von der gewünschten Eigenfrequenz und der Aufbaumasse:

$$c_A = (2\pi \cdot f_A)^2 \cdot m_A \cdot \quad (4-11)$$

Da die Eigenfrequenz mit größer werdender Masse abnimmt, wird die untere Grenze für die Federsteifigkeit mit der Aufbaumasse des beladenen Fahrzeugs bestimmt, während für die obere Grenze die Aufbaumasse des unbeladenen Fahrzeugs ausschlaggebend ist. Mit dem Auslegungsziel für die Aufbaueigenfrequenz  $1\text{ Hz} \leq f_A \leq 2\text{ Hz}$  ergeben sich für die untere Grenze der Aufbaufedersteifigkeit:  $c_{A, \min} = 97000\text{ N/m}$  und für die obere Grenze:  $c_{A, \max} = 333000\text{ N/m}$ .

Bei der Wahl der Aufbaufedersteifigkeit müssen neben der Aufbaueigenfrequenz auch die Radeigenfrequenz sowie der statische Federweg und der statische Wankwinkel betrachtet werden. Der statische Federweg ergibt sich aus der Differenz der Aufbaumasse zwischen dem leeren und dem vollbeladenen Fahrzeug und der Federsteifigkeit der Aufbaufeder:

$$\Delta\Delta z_{\text{stat}} = \frac{(m_{A, \text{voll}} - m_{A, \text{leer}}) \cdot g}{c_A}. \quad (4-12)$$

Die Bestimmung des statischen Wankwinkels erfolgt für das vollbeladene Fahrzeug, da sich hierfür das höchste Wankmoment ergibt und damit der größte Wankwinkel auftritt. Als maximale Querbeschleunigung wird  $a_{\text{quer, max}} = 5\text{ m/s}^2$  angenommen. Messungen und Modelluntersuchungen haben gezeigt, dass dies die maximal auftretende Querbeschleunigung für das geländegängige Nutzfahrzeug ist ([Sch09]).

In Bild 4-17 sind die Bewertungsgrößen Radeigenfrequenz, statischer Federweg und Wankwinkel in Abhängigkeit der Aufbaufedersteifigkeit dargestellt. Bei der Radeigenfrequenz zeigt sich, dass sich keine Aufbaufedersteifigkeit finden lässt, bei der die Auslegungsziele bezüglich der Radeigenfrequenz und der Aufbaueigenfrequenz erfüllt sind. Wie bereits erwähnt, liegt die Ursache dafür in den hohen ungefederten Massen der Starrachsen. Für die Wahl der Aufbaufedersteifigkeit wird die Radeigenfrequenz daher nicht weiter berücksichtigt.

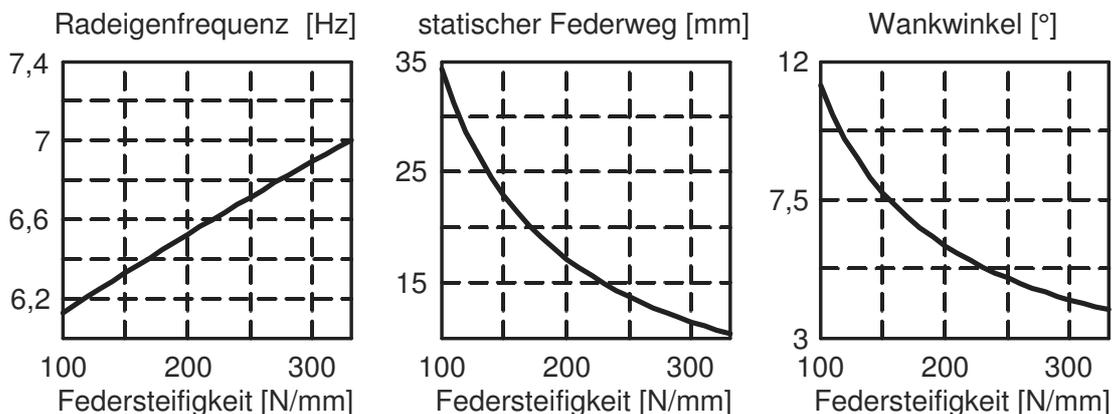


Bild 4-17 : Bewertungsgrößen in Abhängigkeit der Aufbaufedersteifigkeit

Für die Geländefahrt wird die bezüglich Komfort und Geländegängigkeit optimale Aufbaufedersteifigkeit von  $c_{A, \text{aktiv1}} = 100000\text{ N/m}$  gewählt. Bei dieser geringen Federsteifigkeit führt bei einem Ausfall der Aktoren vor allem der mögliche Wankwinkel dazu, dass das Fahrzeug nicht mehr sicher gefahren werden kann. Für schnelle Straßenfahrt und den Notbetrieb wird daher eine Aufbaufedersteifigkeit von  $c_{A, \text{aktiv2}} = 150000\text{ N/m}$  gewählt. Diese gewährleistet bei Lenkmanövern mit hohen Geschwindigkeiten eine höhere Fahrsicherheit.

Die optimale Dämpfung wird mit Hilfe des Konflikt diagrams bestimmt. Dies ist in Bild 4-18 für das beladene Fahrzeug und die Fahrt mit 60 km/h über eine schlechte Landstraße dargestellt. Der

Bereich möglicher Federungsabstimmungen wird nach unten durch die Kurve für konstante Aufbaufedersteifigkeit  $c_A = 100000 \text{ N/m}$  und nach oben durch die Kurve für  $c_A = 330000 \text{ N/m}$  begrenzt. In das Konfliktdiagramm sind die passive Federungsabstimmung sowie die beiden Federungsabstimmungen für die aktive Federung eingetragen. Die Federungsabstimmungen für die aktive Fahrzeugfederung wurden bezüglich des Fahrkomforts optimiert. Dazu wurden die Dämpfer so ausgelegt, dass sich beim Effektivwert der bewerteten Aufbaubeschleunigung jeweils das Minimum einstellt.

Dadurch wird mit Federungsabstimmungen ein deutlich höherer Fahrkomfort erreicht als mit der passiven Fahrzeugfederung. Bezüglich der Fahrsicherheit entspricht die Federungsabstimmung 1 der passiven Fahrzeugfederung. Mit der Federungsabstimmung 2 wird eine höhere Fahrsicherheit erreicht als mit der passiven Fahrzeugfederung. Diese Verbesserungen sind nur in Verbindung mit einer Niveauregelung und einer aktiven Wankkompensation möglich. Ohne diese sind für beide Abstimmungen die statischen Federwege und Wankwinkel zu groß. Die Aufbaufedersteifigkeit und die Aufbaudämpfung der beiden Abstimmungen für die aktive Federung sind in Tabelle 4-2 zusammengefasst.

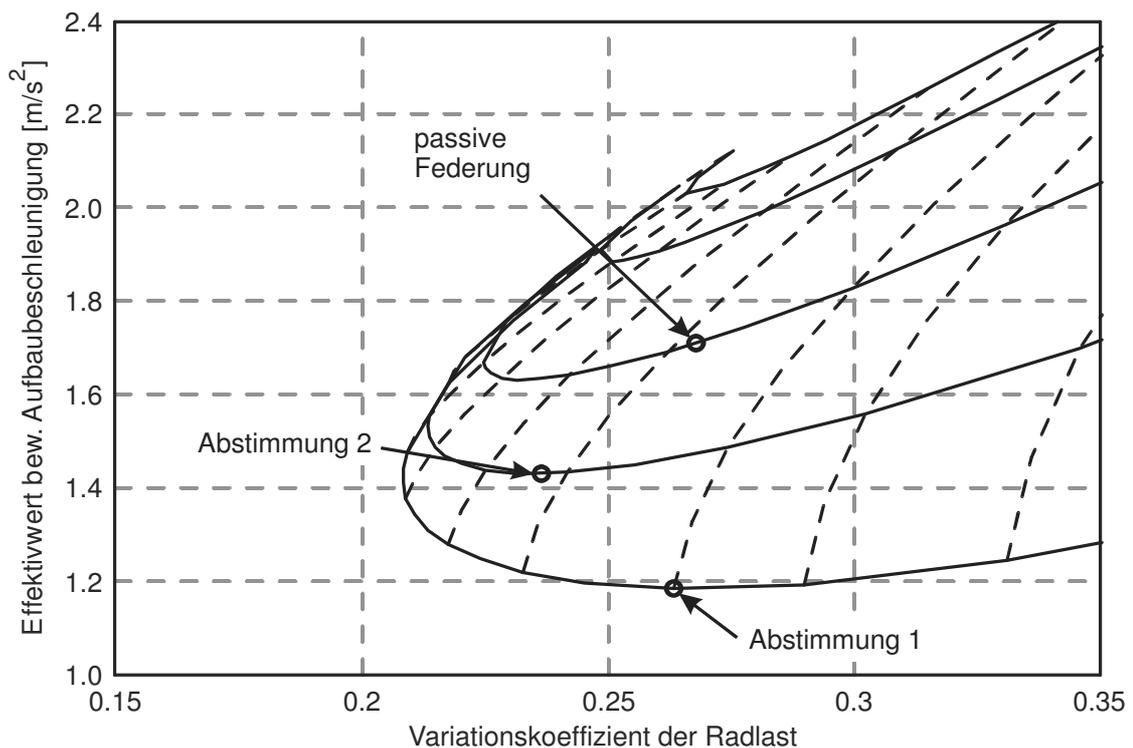


Bild 4-18 : Konfliktdiagramm

Tabelle 4-2: Passive Grundabstimmung für die aktive Federung

	Federungsabstimmung 1	Federungsabstimmung 2
Aufbaufedersteifigkeit $c_A$	100000 N/m	150000 N/m
Aufbaudämpfung $d_A$	5000 Ns/m	7500 Ns/m

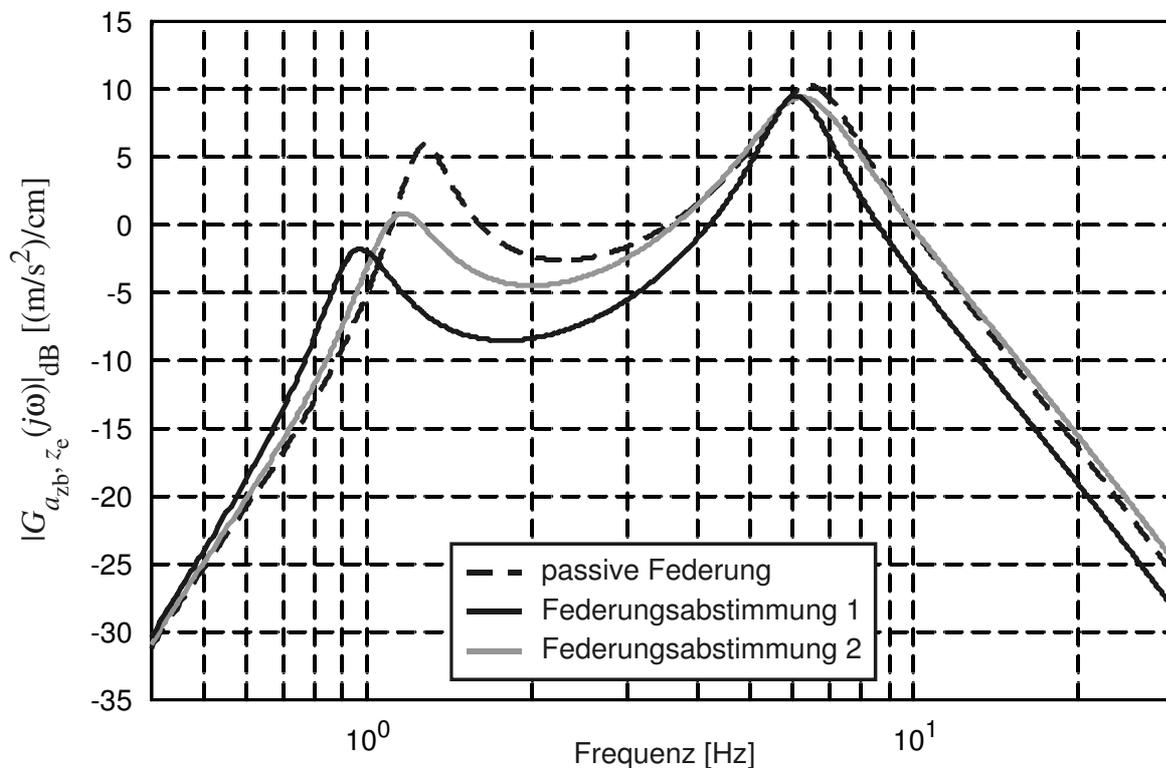


Bild 4-19 : Amplitudengang Aufbaubeschleunigung / Fahrbahnanregung passive Grundabstimmung

Der Vergleich der Amplitudengänge von der Fahrbahnanregung zur Aufbaubeschleunigung (Bild 4-19) zeigt, dass durch die geringere Federsteifigkeit der beiden Abstimmungen für die aktive Fahrzeugfederung gegenüber der konventionellen Fahrzeugfederung der Komfort hauptsächlich im Bereich des Aufbaukomforts unterhalb von 4 Hz deutlich verbessert wird. Im Bereich des Abrollkomforts oberhalb von 4 Hz wird der Komfort lediglich durch die weiche Abstimmung 1 verbessert, während die harte Abstimmung 2 hier in etwa der Abstimmung der konventionellen Fahrzeugfederung entspricht.

In Tabelle 4-3 sind die Bewertungsgrößen: Dämpfungsmaß der Radmasse, Effektivwert der bewerteten Aufbaubeschleunigung, Variationskoeffizient der Radlastschwankung, dynamischer Federweg und Federgeschwindigkeit für die Fahrt mit beladenem Fahrzeug und 60 km/h über eine schlechte Landstraße aufgeführt. Bei der Federungsabstimmung 1 deutet das Dämpfungsmaß der Radmasse darauf hin, dass diese nur sehr schwach gedämpft ist. Darüber hinaus ist der erforderliche Federweg größer als der mögliche Federweg. Da die Federungsabstimmung 1 nur für die Fahrt mit geringen Geschwindigkeiten im Gelände vorgesehen ist, kann dies zugelassen werden. Bezüglich des Dämpfungsmaßes der Radmasse entspricht die Federungsabstimmung 2 der konventionellen Fahrzeugfederung, während der Effektivwert der bewerteten Aufbaubeschleunigung und der Variationskoeffizient der Radlastschwankung deutlich geringer sind als bei der konventionellen Fahrzeugfederung. Der erforderliche Federweg ist bei der Federungsabstimmung 2 kleiner als der mögliche Federweg. Die angegebene maximale Dämpfergeschwindigkeit muss bei der Auslegung des HP-Gleichlaufzylinders berücksichtigt werden.

Tabelle 4-3: Bewertungsgrößen für die passiven Grundabstimmungen

Bewertungsgröße	konventionelle Fahrzeugfederung	Federungsabstimmung 1	Federungsabstimmung 2
Dämpfungsmaß der Radmasse $\zeta_R$	0,17	0,13	0,17
Effektivwert der bewerteten Aufbaubeschleunigung $a_{zb, eff}$	1,71 m/s <sup>2</sup>	1,18 m/s <sup>2</sup>	1,43 m/s <sup>2</sup>
Variationskoeffizient der Radlast $Var(F_R)$	0,27	0,26	0,23
max. dynamischer Federweg $3\sigma_{\Delta z}$	82 mm	94 mm	77 mm
max. Einfedergeschwindigkeit $3\sigma_{\dot{\Delta z}}$	1,18 m/s	1,36 m/s	1,11 m/s

#### 4.5.2 Synthese des aktiven Eingriffs

Bei der Synthese des aktiven Eingriffs werden wie bei der Analyse des konventionellen Fahrzeugfederungssystems die Hubdynamik im Frequenz- und Zeitbereich und die Wankdynamik im Zeitbereich betrachtet. Ziel der Synthese des aktiven Eingriffs ist es, die Anforderungen an die Aktoren bezüglich der maximal zu stellenden Kräfte und der Bandbreite herzuleiten. Da die Anforderungen an die Aktoren beim vollbeladenen Fahrzeug größer sind als beim leeren Fahrzeug, genügt es, die Synthese des aktiven Eingriffs nur für das vollbeladene Fahrzeug durchzuführen. Dazu ist es erforderlich, die einzelnen Elemente des Aufbaureglers schon jetzt so weit wie möglich rudimentär auszuliegen. Die detaillierte Auslegung des eingesetzten Aufbaureglers sowie der erforderlichen Signalvorverarbeitung sind Thema der Arbeit von Schäfer ([Sch09]). Eine detaillierte Erläuterung des Aufbaureglers und der Signalvorverarbeitung findet sich dort, deshalb wird hier darauf verzichtet.

##### Synthese der Hubdynamik

In die Hubdynamik wird sowohl durch die aktive Dämpfung der Aufbaubewegung als auch über eine Störgrößenaufschaltung eingegriffen. Ziel der aktiven Dämpfung der Aufbaubewegung ist es, die Amplituden im Bereich der Eigenfrequenz der Aufbaumasse zu reduzieren. Hierfür reicht eine Bandbreite des aktiven Eingriffs von 5 Hz aus (vgl. [Str96]). Für die Synthese der aktiven Aufbaudämpfung wird das einfache Federungsmodell um die Kraft für den aktiven Eingriff erweitert. Die Bandbreite des aktiven Eingriffs wird dabei durch ein Übertragungsglied 1. Ordnung angenähert. Die Einstellungen des Aufbaureglers wurden mit Hilfe einer Optimierung ermittelt. Als Optimierungsziel wurde dazu die Minimierung des Effektivwerts der bewerteten Aufbaubeschleunigung vorgegeben. Die Ergebnisse der Optimierung sind in Bild 4-20 anhand des Amplitudengangs von der Straßenanregung zur bewerteten Aufbaubeschleunigung dargestellt.

Das Ziel der Störgrößenaufschaltung besteht darin, die Aufbaubeschleunigung insgesamt zu reduzieren. Um dies zu erreichen, wird die Störung, das heißt die aus der Straßenanregung resultierende vertikale Bewegung des Rades, aus den gemessenen Rad- und Aufbaubeschleunigungen geschätzt und entsprechend aufgeschaltet. Dadurch sollen die aus der Aufbaufederung und der Aufbaudämpfung resultierenden, gegen die Radbewegung wirkenden Kräfte kompensiert werden. Auf diese Weise kann das Rad der Fahrbahnebenheit folgen, ohne dass Kräfte und damit Beschleunigungen auf den Aufbau übertragen werden. Für eine vollständige Kompensation müssten theoretisch

der vertikale Radweg mit der Aufbaufedersteifigkeit und die vertikale Radgeschwindigkeit mit der Dämpfungskonstanten zurückgeführt werden. Aufgrund der begrenzten Bandbreite, mit der die aktive Kraft gestellt werden kann, ist eine vollständige Kompensation nicht möglich. Die Parameter für die Rückführung der Störgrößen wurden daher ebenfalls mit Hilfe einer Optimierung ermittelt. Die Bandbreite, mit der die aktive Kraft gestellt werden kann, wurde für die Optimierung wieder mit 5 Hz angenommen. Als Ziel für die Optimierung wurde die Minimierung der Aufbaubeschleunigung bei der Hindernisüberfahrt vorgegeben. Die Ergebnisse der Optimierung für Abstimmung 2 sind in Bild 4-21 dargestellt. Die maximale Amplitude der für den aktiven Eingriff erforderlichen Kraft bei der Hindernisüberfahrt tritt bei der harten passiven Grundabstimmung (Abstimmung 2) auf und beträgt  $F_{\text{aktiv, max}} = 15,4 \text{ kN}$ .

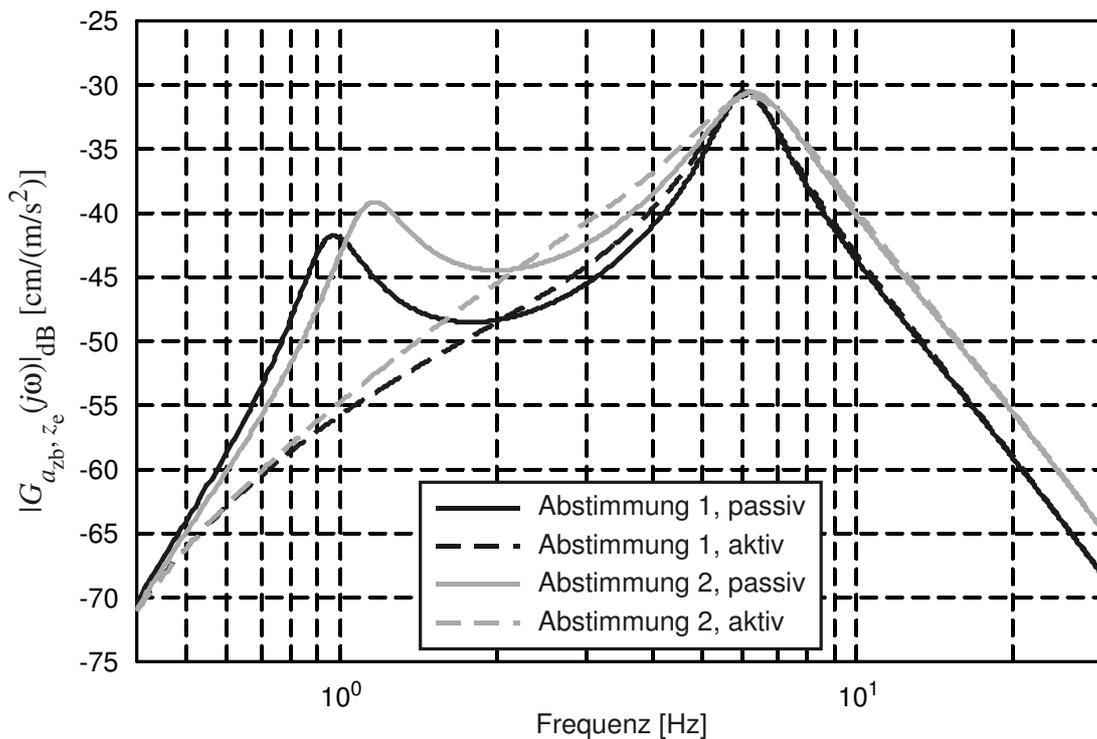


Bild 4-20 : Amplitudengang Aufbaubeschleunigung / Fahrbahnanregung mit aktiver Aufbaudämpfung

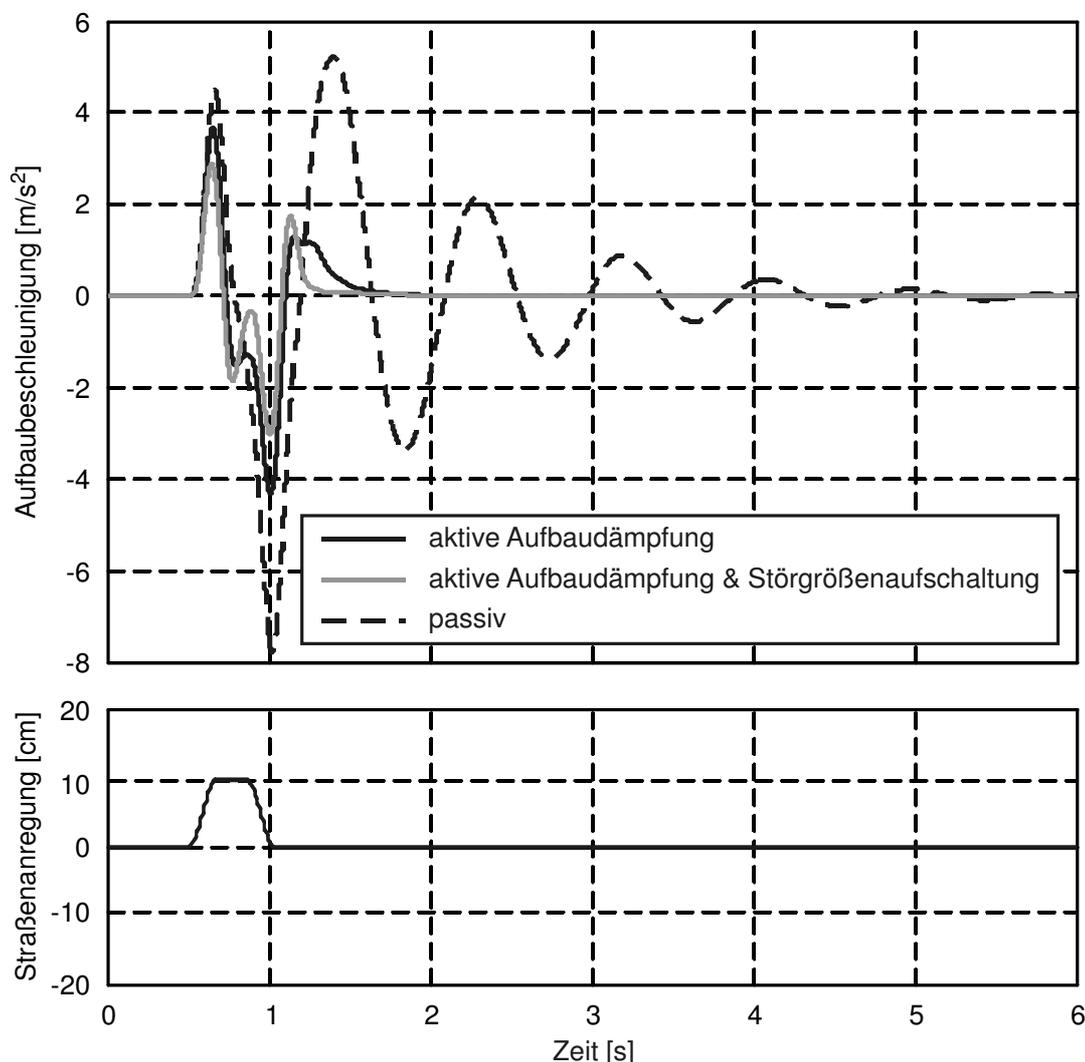


Bild 4-21 : Optimierung der Störgrößenaufschaltung, Abstimmung 2

### Synthese der Wankdynamik

Die für das hier betrachtete NFZ durchgeführten Modelluntersuchungen ([Sch09]) haben ergeben, dass die Kippgrenze bezüglich der Querschleunigung mit  $a_q \approx 5 \text{ m/s}^2$  im für LKW üblichen Bereich ([Bos07]) liegt. Damit diese Grenze vom Fahrer wahrgenommen wird, soll die aktive Wankkompensation maximal bis zu einer Querschleunigung von  $a_{q, \max} = 3 \text{ m/s}^2$  erfolgen. Dafür wird die gemessene Querschleunigung verstärkt und mit dem entsprechenden Vorzeichen als Sollwert für die aktive Kraft der einzelnen Federbeine vorgegeben ([Sch09]). Unter der Voraussetzung, dass das Wankmoment gleichmäßig auf die vier Federbeine verteilt wird, ergibt sich der Verstärkungsfaktor aus dem vereinfachten Fahrzeugmodell entsprechend den Gleichungen (3-29) und (3-30) zu:

$$K_q = \frac{M_A \cdot a_q \cdot h_w}{4 \cdot l_w} \quad (4-13)$$

Bei der angenommenen Bandbreite zum Stellen der aktiven Kraft von 5 Hz ergibt sich bei einem einfachen Fahrspurwechsel mit einer maximalen Querbeschleunigung von  $a_{q, \max} = 3 \text{ m/s}^2$  der im Bild 4-22 dargestellte Verlauf des Wankwinkels für Abstimmung 1. Die maximale durch den Aktor gestellte Kraft tritt bei Abstimmung 1 auf und beträgt:  $F_{w, \max} = 6610 \text{ N}$ .

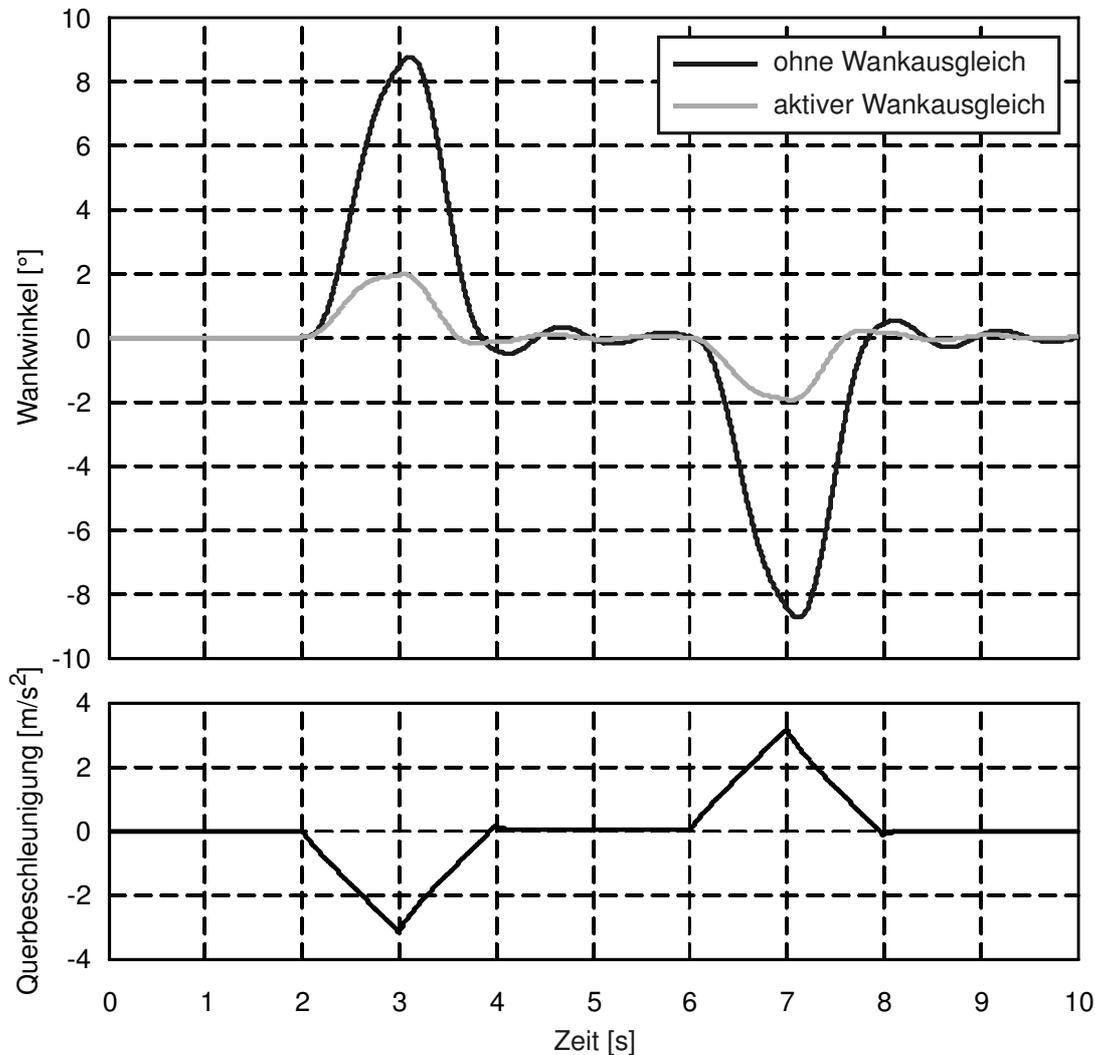


Bild 4-22 : Optimierung einfacher Spurwechsel, Abstimmung 1

## 4.6 Ergebnis der Konzeptphase

In diesem Kapitel wurde die Konzeptphase des Entwurfs der mechatronischen Fahrzeugfederung für das geländegängige Nutzfahrzeug beschrieben. Im Rahmen der Konzeptphase wurde zunächst die konventionelle passive Fahrzeugfederung analysiert, um das Verbesserungspotenzial für die mechatronische Fahrzeugfederung aufzudecken. Dabei konnte gezeigt werden, dass die passive Fahrzeugfederung und deren Abstimmung ein Kompromiss zwischen Fahrkomfort, Fahrsicherheit, beladungsabhängiger Funktion und Geländegängigkeit darstellt. Das Verbesserungspotenzial besteht in:

- jeweils einer für Straßenfahrt und für Geländefahrt optimierten passiven Grundabstimmung

- einer Niveauregelung
- einer aktiven Aufbaudämpfung
- einer aktiven Wankstabilisierung

Im Anschluss an die Analyse der konventionellen Fahrzeugfederung wurden die Funktionsstruktur für die mechatronische Fahrzeugfederung ausgearbeitet und den einzelnen Funktionen Wirkprinzipien zugeordnet. Danach erfolgte die Ausarbeitung des Federungs- und des Aktorkonzepts. Dazu wurden unterschiedliche Wirkstrukturen theoretisch und modellbasiert analysiert. Anschließend erfolgte die Detaillierung des gewählten Federungs- und Aktorkonzepts. Abschließend wurde die Wunschdynamik für die mechatronische Fahrzeugfederung festgelegt. Die Ergebnisse der Konzeptphase sind damit das detailliert ausgearbeitete Konzept der mechatronischen Fahrzeugfederung sowie das Auslegungsziel (Wunschdynamik). Im folgenden Kapitel erfolgt die modellbasierte Auslegung der mechatronischen Fahrzeugfederung. Ziel der modellbasierten Auslegung ist es, die einzelnen Komponenten der mechatronischen Fahrzeugfederung so auszuwählen und zu dimensionieren, dass die in diesem Kapitel festgelegte Wunschdynamik erreicht wird.



## 5 Modellbasierte Auslegung der mechatronischen Fahrzeugfederung

In diesem Kapitel wird die mechatronische Komposition des Fahrzeugfederungssystems erläutert. Ziel der mechatronischen Komposition ist es, das mechatronische System, in diesem Fall das mechatronische Fahrzeugfederungssystem, bezüglich seines kontrollierten, dynamischen Bewegungsverhaltens optimal abzustimmen. Für das mechatronische Fahrzeugfederungssystem bedeutet dies, die einzelnen Federungskomponenten und das gesamte Fahrzeugfederungssystem inklusive Informationsverarbeitung so auszulegen und abzustimmen, dass die im vorigen Kapitel festgelegte Wunschdynamik möglichst gut erreicht wird. Die Auslegung des mechatronischen Fahrzeugfederungssystems erfolgt modellbasiert in den drei Schritten:

- quasistatische Vorauslegung der Federungskomponenten
- Analyse des dynamischen Bewegungsverhaltens
- Optimierung der Federungskomponenten und des Federungssystems

Bevor im Folgenden auf die einzelnen Schritte eingegangen wird, erfolgt zunächst eine Beschreibung der Modellierung der Federungskomponenten.

### 5.1 Modellierung der Fahrzeugfederungskomponenten

Inhalt dieses Abschnitts ist die Erstellung der für die modellgestützte Analyse und Optimierung der mechatronischen Fahrzeugfederung benötigten Modelle der Federungsaktoren. Das Gesamtmodell besteht aus den Teilmodellen:

- HP-Gleichlaufzylinder
- HP-Federung
- Flügelzellenaktor

Das Modell der Federungsaktoren wird später anstelle des Modells der passiven Fahrzeugfederung in die Fahrzeugmodelle eingebunden und hat dementsprechende Schnittstellen zu den Modellen der Aufbau- und der Radmasse. Im Folgenden werden die einzelnen Teilmodelle betrachtet.

#### 5.1.1 HP-Gleichlaufzylinder

Da die bewegten Massen des HP-Gleichlaufzylinders (der äußere Kolben und die äußere Kolbenstange) gegenüber den bewegten Massen des Fahrzeugmodells vernachlässigbar klein sind, genügt es, im Modell des HP-Gleichlaufzylinders nur die hydraulischen Zusammenhänge zu berücksichtigen. Der HP-Gleichlaufzylinder kann daher als einfacher Volumenverdränger und Kraftsteller modelliert werden (Bild 5-1).

Unter Vernachlässigung der Reibung ergibt sich die vom HP-Gleichlaufzylinder gestellte Kraft  $F_{FB}$  zu:

$$F_{FB} = F_{HP} + F_{GL}, \quad (5-1)$$

mit:

$F_{HP}$  vom HP-Teil gestellte Kraft,

$F_{GL}$  vom Gleichlaufteil gestellte Kraft.

Die vom HP-Teil gestellte Kraft ergibt sich zu:

$$F_{HP} = p_{HP} \cdot A_{HP}, \quad (5-2)$$

mit:

$p_{HP}$  Druck im HP-Teil,

$A_{HP}$  Kolbenfläche des HP-Teils.

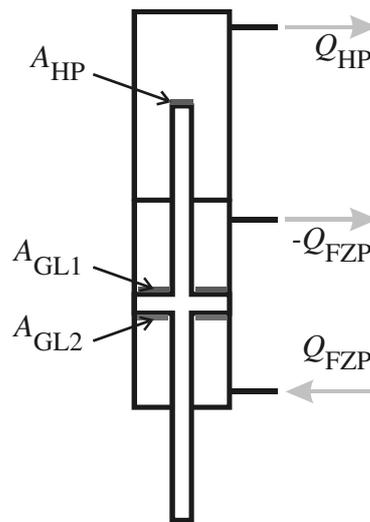


Bild 5-1 : HP-Gleichlaufzylinder als Volumenverdränger und Kraftsteller

Der Druck im HP-Teil ergibt sich im Wesentlichen aus den angeschlossenen Hydraulikspeichern, auf deren Modellbildung im nächsten Abschnitt eingegangen wird. Der vom HP-Teil verdrängte Ölvolumenstrom ergibt sich zu:

$$Q_{HP} = \dot{z}_{FB} \cdot A_{HP}, \quad (5-3)$$

mit der Verfahrgeschwindigkeit des Zylinders:

$$\dot{z}_{FB} = \dot{z}_A - \dot{z}_R. \quad (5-4)$$

Die vom Gleichlaufteil gestellte Kraft resultiert aus der Druckdifferenz zwischen der oberen und der unteren Gleichlaufkammer  $\Delta p_{GL}$  und der Kolbenfläche des Gleichlaufteils  $A_{GL}$ :

$$F_{GL} = \Delta p_{GL} \cdot A_{GL}. \quad (5-5)$$

Die Druckdifferenz ergibt sich aus der Kapazität der Gleichlaufkammern  $C_{GL}$ , dem vom Flügelzellenaktor gestellten Volumenstrom  $Q_{FZP}$  und dem durch die Kolbenbewegung verdrängten Ölvolumenstrom:

$$\Delta p_{GL} = \frac{2}{C_{GL}} \cdot \int (Q_{FZP} - A_{GL} \cdot \dot{z}_{Zyl}) dt. \quad (5-6)$$

Die Drücke in den einzelnen Kammern  $p_{GL,1}$  und  $p_{GL,2}$  ergeben sich aus der Druckdifferenz zu:

$$p_{GL,1} = p_a + \frac{\Delta p_{GL}}{2}, \quad (5-7)$$

$$p_{GL,2} = p_a - \frac{\Delta p_{GL}}{2}, \quad (5-8)$$

mit:

$p_a$                       Arbeitsdruck.

Die Kapazität des Gleichlaufteils ergibt sich zu [JT08]:

$$C_{GL} = \frac{A_{GL} \cdot h_{Zyl}}{2 \cdot E_{\ddot{O}l}}, \quad (5-9)$$

mit:

$E_{\ddot{O}l}$                       Kompressionsmodul des Öls,

$h_{Zyl}$                       Hub des HP-Gleichlaufzylinders.

Aus den Gleichungen (5-1) bis (5-9) resultiert das in Bild 5-2 dargestellte Blockschaltbild für das Modell des HP-Gleichlaufzylinders.

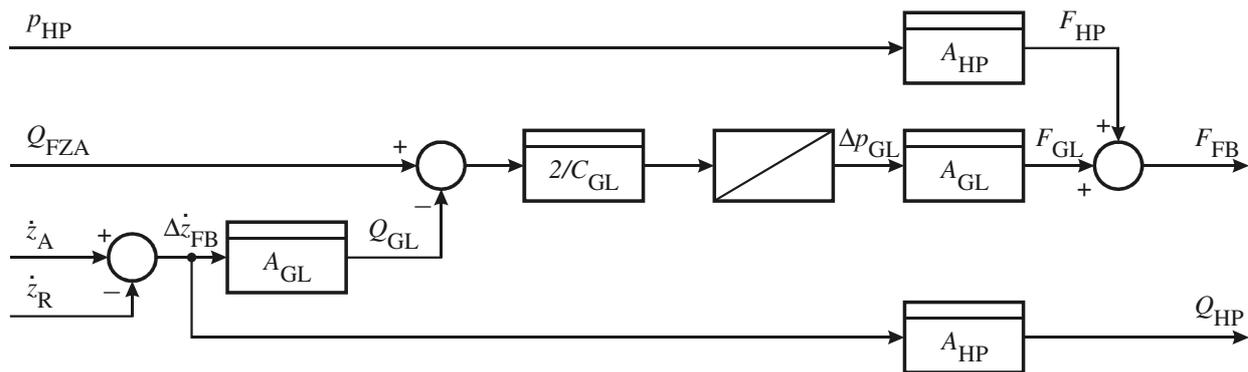


Bild 5-2 : Blockschaltbild des Modells des HP-Gleichlaufzylinders

### 5.1.2 HP-Federung

Die HP-Federung besteht aus dem im vorigen Abschnitt bereits betrachteten HP-Teil des HP-Gleichlaufzylinders, den Hydraulikspeichern und dem Schaltventil zwischen dem ersten und dem zweiten Speicher. Im Modell der Speicher wird nur die Druckänderung um den Arbeitsdruck  $p_a$  betrachtet. Der Druck im Hydraulikspeicher ergibt sich in dem Fall zu:

$$p_{Sp} = p_a + \int \frac{Q_{Sp}}{C_{Sp}} dt, \quad (5-10)$$

mit:

$Q_{Sp}$                       Ölvolumenstrom in den Speicher,

$C_{Sp}$                       Kapazität des Speichers.

Für die Speicherkapazität gilt [JT08]:

$$C_{Sp} = \frac{p_0 \cdot V_0}{\kappa \cdot p_a^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \cdot p_{Sp}^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}}, \quad (5-11)$$

mit:

$p_0$                     Vorspanndruck des Speichers,

$V_0$                     Nennvolumen des Speichers,

$\kappa$                       Polytropenexponent.

Gleichung (5-10) gilt nur in dem Druckbereich:

$$p_{Sp} < p_a^{(1-\kappa)} \cdot p_0^\kappa. \quad (5-12)$$

Außerhalb dieses Druckbereichs befindet sich kein Öl mehr im Speicher, und die Speicherkapazität fällt theoretisch auf 0. Praktisch ist der Druckaufbau dann von den bisher vernachlässigten Kapazitäten der Rohrleitung vor dem Speicher abhängig, die für das Modell zur Kapazität  $C_{leer}$  zusammengefasst werden. Damit ergibt sich für die Speicherkapazität:

$$C_{Sp} = \begin{cases} \frac{p_0 \cdot V_0}{\kappa \cdot p_a^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \cdot p_{Sp}^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}} & p_{Sp} > p_a^{(1-\kappa)} \cdot p_0^\kappa \\ C_{leer} & p_{Sp} < p_a^{(1-\kappa)} \cdot p_0^\kappa \end{cases}. \quad (5-13)$$

Da das Schaltventil nur quasistatisch geschaltet wird, sind die Schaltzeiten für die Modellbildung vernachlässigbar. Dementsprechend besteht das Modell des Ventils aus einem Schalter, mit dem die Ölvolumenströme umgeschaltet werden, und einem Modell des Drosseleffektes. Die Eingangsgröße für den Schalter ist die Ansteuerspannung für das Ventil  $u_{Ventil}$ .

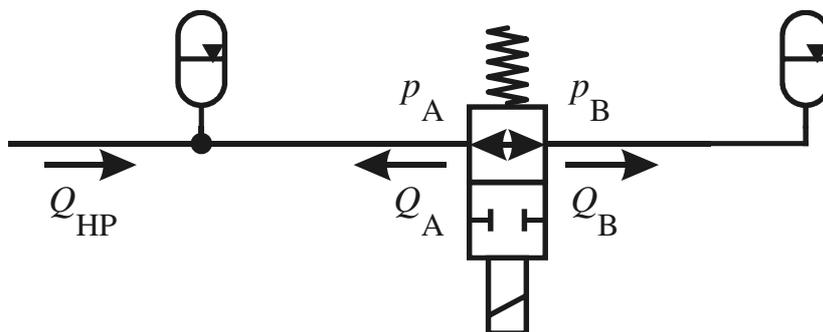


Bild 5-3 : Ein- und Ausgangsgrößen des Ventilmodells

Ein- und Ausgangsgrößen für das Modell sind die Drücke und die Volumenströme an den Anschlüssen des Ventils (Bild 4-30). Der Volumenstrom wird für beide Anschlüsse als positiv angenommen, wenn er aus dem Ventil herausfließt. Mit

$$\Delta p_{Ventil} = p_A - p_B \quad (5-14)$$

folgt für die Volumenströme:

$$Q_{\text{Ventil}} = -Q_A = Q_B \cdot \quad (5-15)$$

Der Drosseloeffekt wird durch die Blendengleichung beschrieben:

$$Q_{\text{Ventil}} = R_{\text{Ventil}} \cdot \sqrt{|\Delta p_{\text{Ventil}}|} \cdot \text{sgn} \Delta p_{\text{Ventil}}, \quad (5-16)$$

mit:

$\Delta p_{\text{Ventil}}$  Druckabfall am Ventil,

$R_{\text{Ventil}}$  Drosselwiderstand des Ventils,

$Q_{\text{Ventil}}$  durch das Ventil fließender Ölvolumenstrom.

Aus den Gleichungen (5-10) bis (5-16) ergibt sich unter Berücksichtigung des Hydraulikschaltplans des Ventilblocks (Bild 4-16) für das Modell der HP-Federung das in Bild 5-4 dargestellte Blockschaltbild.

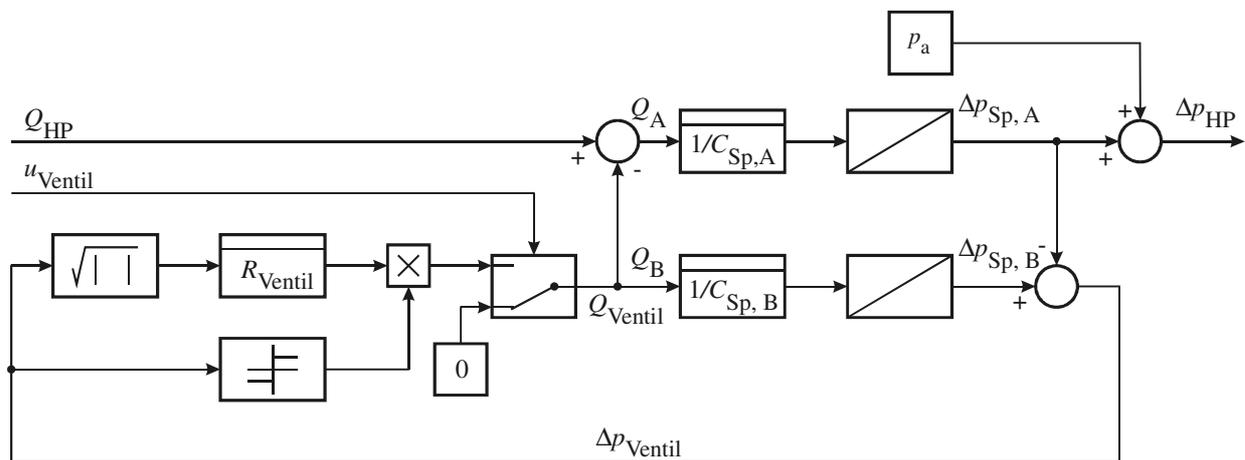


Bild 5-4 : Blockschaltbild des Modells der HP-Federung

### 5.1.3 Flügelzellenaktor

Das Modell des Flügelzellenaktors besteht aus den Teilmodellen der drei Baugruppen Flügelzellenpumpe, Verstellereinheit und Antrieb. Das Modell der Verstellung ist weiter unterteilt in die Teilmodelle Verstellereinheit und Verstellmotor. Im Folgenden werden die einzelnen Teilmodelle beschrieben.

#### Modell der Flügelzellenpumpe

Die Ausgangsgrößen des Pumpenmodells sind die Ölvolumenströme an den Pumpenanschlüssen A und B  $Q_{\text{FZP}, A}$ ,  $Q_{\text{FZP}, B}$  und das zum Antrieb der Pumpe erforderliche Drehmoment  $M_{\text{FZP}}$ . Für die Modellbildung werden die Ölvolumenströme durch einen Ölvolumenstrom  $Q_{\text{FZP}}$  abgebildet. Es gilt:

$$Q_{\text{FZP}} = Q_{\text{FZP}, A} = -Q_{\text{FZP}, B} \cdot \quad (5-17)$$

Die Eingangsgrößen in das Pumpenmodell sind die an der Pumpe anliegende Druckdifferenz  $\Delta p_{\text{FZP}}$ , die Verschiebung des Hubkolbens  $e_{\text{HK}}$  und die Drehzahl der Motor-Pumpen-Einheit  $n_{\text{MPE}}$ .

Der Volumenstrom der Pumpe ergibt sich aus dem theoretischen Volumenstrom  $Q_{\text{th}}$  und dem Leckölvolumenstrom  $Q_{\text{L}}$  wie folgt:

$$Q_{\text{FZP}} = Q_{\text{th}} - Q_{\text{L}}, \quad (5-18)$$

mit:

$$Q_{\text{th}} = \frac{n_{\text{MPE}} \cdot V_{\text{g, max}}}{e_{\text{max}}} \cdot e_{\text{HK}}, \quad (5-19)$$

$$Q_{\text{L}} = c_{\text{L}} \cdot \Delta p_{\text{FZP}}, \quad (5-20)$$

mit:

$c_{\text{L}}$  Leckölkoeffizient der Pumpe.

Das Lastmoment der Pumpe berechnet sich wie folgt:

$$M_{\text{FZP}} = M_{\text{hyd}} - M_{\text{Verlust}}. \quad (5-21)$$

Mit:

$$M_{\text{hyd}} = \frac{V_{\text{g, max}}}{e_{\text{max}} \cdot 2 \cdot \pi} \cdot e_{\text{HK}} \cdot \Delta p_{\text{FZP}}, \quad (5-22)$$

$$M_{\text{Verlust}} = n_{\text{MPE}} \cdot k_{\text{Verlust}}, \quad (5-23)$$

mit:

$M_{\text{hyd}}$  theoretisches Antriebsmoment,

$M_{\text{Verlust}}$  Verlustmoment,

$V_{\text{g, max}}$  maximales Schluckvolumen der Pumpe (bei maximaler Auslenkung),

$e_{\text{max}}$  maximale Auslenkung der Pumpe,

$k_{\text{Verlust}}$  Verlustbeiwert der Pumpe.

Aus den Gleichungen (5-17) bis (5-23) ergibt sich für das Modell der Flügelzellenpumpe das Blockschaltbild in Bild 5-5.

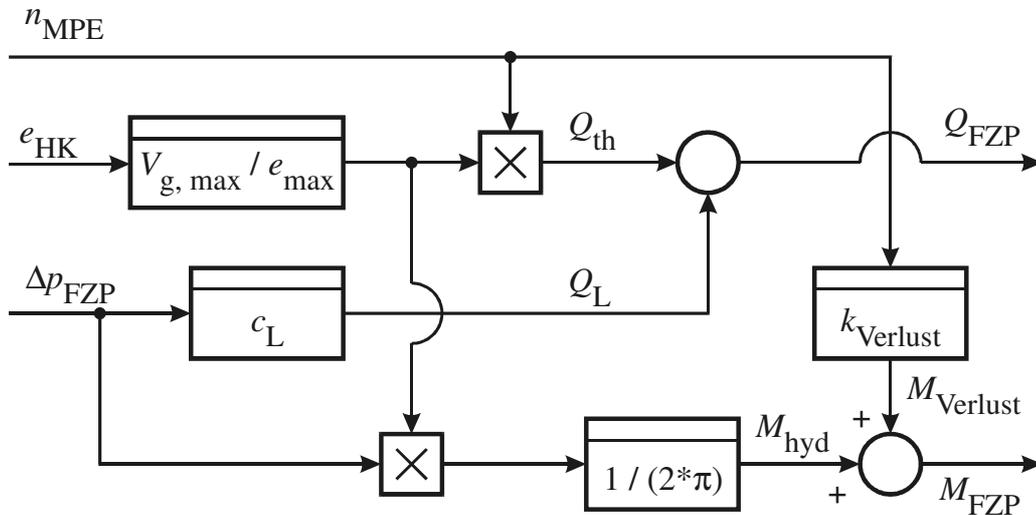


Bild 5-5 : Blockschaltbild des Modells der Flügelzellenpumpe

### Modell der Verstelleinheit

Die Eingangsgrößen in das Modell der Verstelleinheit sind die Verschiebung der Verstelleinheit  $e_V$  sowie die an den Pumpenanschlüssen anliegenden Drücke  $p_{FZP, A}$  und  $p_{FZP, B}$ . Die Ausgangsgröße ist die Verschiebung des Hubkolbens  $e_{HK}$ . Die Basis für das Modell der Verstellung ist ein Modell der bewegten Hubkolbenmasse. Da der Hubkolben nur in einer Richtung ( $x$ -Richtung) beweglich ist, werden im Modell auch nur Kräfte in dieser Richtung betrachtet.

Die Bewegungsgleichung für den Hubkolben ergibt sich aus dem Freischnitt des Hubkolbens (Bild 5-6).

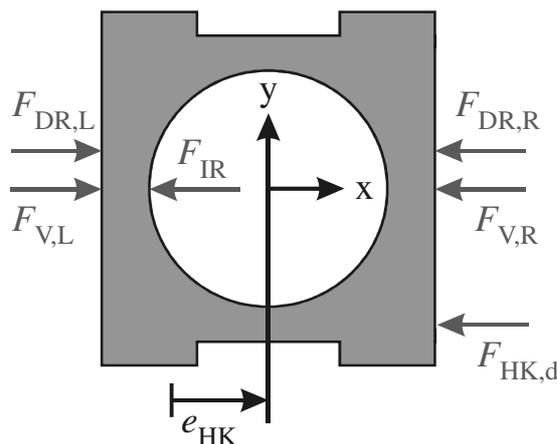


Bild 5-6 : Freischnitt des Hubkolbens

Es gilt:

$$m_{HK} \cdot \ddot{e}_{HK} = \sum F = F_{DR, L} - F_{DR, R} + F_{V, L} - F_{V, R} - F_{IR} - F_{HK, d}, \quad (5-24)$$

mit:

$m_{\text{HK}}$	Masse des Hubkolbens,
$F_{\text{DR}, x}$	Rückstellkräfte der Druckrückführung,
$F_{\text{V}, x}$	Verstellkräfte,
$F_{\text{IR}}$	interne Rückstellkraft,
$F_{\text{HK}, d}$	Dämpfungskraft.

Die interne Rückstellkraft ergibt sich in Abhängigkeit der an der Pumpe anliegenden Druckdifferenz zu:

$$F_{\text{IR}} = A_{\text{IR}} \cdot \Delta p_{\text{FZP}}, \quad (5-25)$$

mit:

$A_{\text{IR}}$  interne Rückstellfläche.

Für die Dämpfungskraft gilt:

$$F_{\text{HK}, d} = d_{\text{HK}} \cdot \dot{e}_{\text{HK}}, \quad (5-26)$$

mit:

$d_{\text{HK}}$  Dämpfung des Hubkolbens.

Die Rückstellkräfte der Druckrückführung ergeben sich aus der wirksamen Fläche der Rückführkolben  $A_{\text{RK}}$  und dem an den Kolben anliegenden Druck  $p_x$ :

$$F_{\text{DR}, x} = p_x \cdot A_{\text{RK}}. \quad (5-27)$$

Daraus folgt:

$$F_{\text{DR}, L} - F_{\text{DR}, R} = (p_L - p_R) \cdot A_{\text{RK}} = -\Delta p_{\text{FZP}} \cdot A_{\text{RK}}. \quad (5-28)$$

Die Verstellkräfte ergeben sich aus der Auslenkung der Verstellfedern  $\Delta e_x$  und der Federsteifigkeit der Verstellfedern  $c_V$ :

$$F_{\text{V}, x} = c_V \cdot \Delta e_x. \quad (5-29)$$

Mit:

$$\Delta e_L = e_V - e_{\text{HK}} \quad (5-30)$$

und

$$\Delta e_R = e_{\text{HK}} - e_V \quad (5-31)$$

folgt daraus:

$$F_{\text{V}, L} - F_{\text{V}, R} = 2 \cdot c_V \cdot (e_V - e_{\text{HK}}). \quad (5-32)$$

Damit ergibt sich für die Bewegungsgleichung des Hubkolbens:

$$m_{\text{HK}} \cdot \ddot{e}_{\text{HK}} = 2 \cdot c_V \cdot (e_V - e_{\text{HK}}) - \Delta p_{\text{FZP}} \cdot (A_{\text{RK}} + A_{\text{IR}}) - d_{\text{HK}} \cdot \dot{e}_{\text{HK}}. \quad (5-33)$$

Aus den Gleichungen (5-24) bis (5-33) resultiert für das Modell der Verstellung das in Bild 5-7 dargestellte Blockschaltbild.

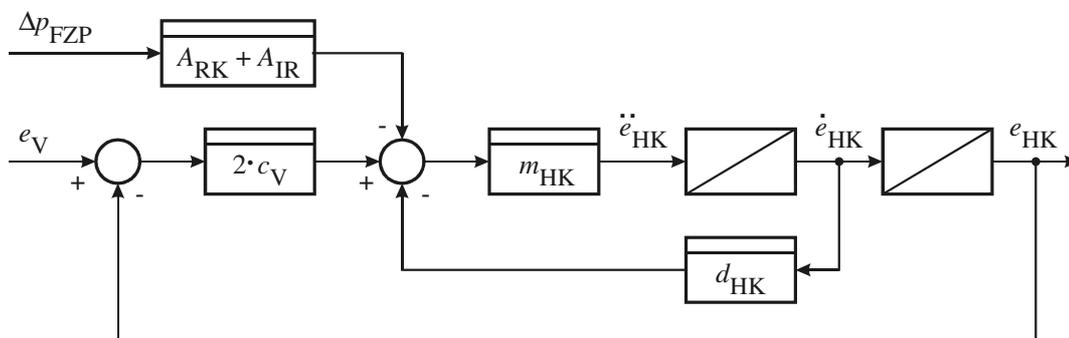


Bild 5-7 : Blockschaltbild des Modells der Verstellung

### Modell des Verstellmotors

Die Verschiebung der Verstelleinheit erfolgt durch den Verstellmotor. Dieser erzeugt eine Drehbewegung, die über ein Getriebe in die Verschiebung der Verstelleinheit umgewandelt wird. Die Verschiebung der Verstelleinheit wird durch eine Positionsregelung des Verstellmotors geregelt. Formal gehört die Positionsregelung zur Informationsverarbeitung. Da der Verstellmotor nicht detaillierter betrachtet wird, werden der Verstellmotor, das Getriebe und die Positionsregelung für das Modell der Verstelleinheit vereinfacht zu einem Übertragungsglied 2. Ordnung zusammengefasst:

$$\frac{e_v}{e_{v, \text{soll}}} = \frac{1}{T_v^2 \cdot s^2 + 2 \cdot \zeta_v \cdot T_v \cdot s + 1} \quad (5-34)$$

Der Eingang in das Übertragungsglied ist die Sollverschiebung der Zahnstange  $e_{v, \text{soll}}$ ; der Ausgang ist die Verschiebung der Zahnstange. Die Zeitkonstante  $T_v$  und die Dämpfung  $\zeta_v$  sind die Auslegungsgrößen für den Verstellmotor und die Lageregelung.

### Modell des Antriebsmotors

Für die ersten Untersuchungen wird der drehzahlregelte Antriebsmotor, ähnlich wie der positionsgeregelte Verstellmotor, durch ein Übertragungsglied 2. Ordnung angenähert. Der Eingang in das Modell ist die Solldrehzahl  $n_{\text{MPE, soll}}$ , der Ausgang die Istdrehzahl  $n_{\text{MPE}}$ . Für die Analyse des Energie- und Leistungsbedarfs der aktiven Federung wird allerdings ein detaillierteres Modell benötigt. Dieses besteht aus einem mechanischen und einem elektrischen Teil sowie dem Stromregler.

Der mechanische Teil berücksichtigt die rotierende Masse der MPE sowie die Reibung der MPE, die zu einem drehzahlabhängigen Moment zusammengefasst wird. Die Bewegungsgleichung für den Antriebsmotor ist demnach:

$$\Theta_{\text{MPE}} \cdot \dot{\omega}_{\text{MPE}} = M_{\text{Antrieb}} - M_{\text{Last}} - d_{\text{MPE}} \cdot \omega_{\text{MPE}}, \quad (5-35)$$

mit:

$\Theta_{\text{MPE}}$  Massenträgheit der MPE (Pumpe und Motor),

$\omega_{\text{MPE}}$  Winkelgeschwindigkeit der MPE,

- $M_{\text{Antrieb}}$       Antriebsmoment des Antriebsmotors,  
 $M_{\text{Last}} = M_{\text{FZP}}$     Lastmoment der Pumpe,  
 $d_{\text{MPE}}$             Reibkoeffizient der MPE.

Das Antriebsmoment des Motors wird im Modell des elektrischen Teils bestimmt und ergibt sich aus dem Strom  $i_M$  und der Motorkonstanten  $k_M$ :

$$M_{\text{Antrieb}} = k_M \cdot i_M. \quad (5-36)$$

Für die Energie- und die Leistungsbetrachtung wird außerdem die vom Motor aufgenommene elektrische Leistung benötigt, die sich aus der an den Motorklemmen anliegenden Spannung  $U_K$  und dem Strom ergibt:

$$P_{\text{el}} = U_K \cdot i_M. \quad (5-37)$$

Die Klemmenspannung ergibt sich aus den Motorkennwerten und dem Strom:

$$U_K = R_M \cdot i_M + L_M \cdot \dot{i}_M + k_M \cdot \omega_{\text{MPE}}, \quad (5-38)$$

mit:

- $R_M$                     Ankerwiderstand,  
 $L_M$                     Ankerinduktivität.

Der Strom wird durch die Stromregelung eingeregelt. Da diese in einem hohen Frequenzbereich arbeitet und damit einen vernachlässigbaren Einfluss auf den hier betrachteten Frequenzbereich hat, kann auf eine detaillierte Modellierung der Stromregelung verzichtet werden. Stattdessen wird die Stromregelung durch ein einfaches PT1-Glied mit der Zeitkonstante  $T_{\text{iR}}$  approximiert [Hes00]:

$$\frac{i_M}{i_{\text{soll}}} = \frac{1}{T_{\text{iR}}s + 1}. \quad (5-39)$$

Aus den Gleichungen (5-35) bis (5-39) ergibt sich für das Modell des Antriebsmotors das in Bild 5-8 dargestellte Blockschaltbild. Der Drehzahlregler für den Antriebsmotor ist im Anhang A.5 beschrieben.



Die maximale Federkraft ergibt sich entsprechend Gleichung (3-27) für den maximalen Einfederweg von  $\Delta z_{\max} = 100 \text{ mm}$  für die Abstimmung 2 zu:

$$F_{c, \max} = 15000 \text{ N}.$$

Damit beträgt die maximal vom HP-Teil zu stellende Kraft:

$$F_{\text{HP}, \max} = 39157 \text{ N}.$$

Die vom Gleichlaufteil zu stellende Maximalkraft resultiert aus der für den aktiven Eingriff benötigten maximalen Kraft und der maximal zu erwartenden Dämpferkraft:

$$F_{\text{GL}, \max} = F_{\text{aktiv}, \max} + F_{\text{d}, \max}. \quad (5-42)$$

Für die Hindernisüberfahrt wurde im Rahmen der Synthese des aktiven Eingriffs (Kapitel 4.5.2) eine vom Gleichlaufteil maximal zu stellende Kraft von:

$$F_{\text{GL}, \max} = 15400 \text{ N}$$

ermittelt. Die für den aktiven Wankausgleich maximal erforderliche aktive Kraft tritt bei der Abstimmung 1 auf und beträgt:

$$F_{\text{aktiv}, \max} = 6610 \text{ N}.$$

Bei einer maximal zu erwartenden Dämpfergeschwindigkeit von  $\Delta \dot{z}_{\max} = 1,36 \text{ m/s}$  (vgl. Tabelle 4-3) und einer Dämpfungskonstanten von  $d_A = 5000 \text{ Ns/m}$  bei Abstimmung 1 resultiert entsprechend Gleichung (3-26) eine maximal zu erwartende Dämpferkraft von:

$$F_{\text{d}, \max} = 6800 \text{ N}.$$

Die vom Gleichlaufteil beim aktiven Wankausgleich maximal zu stellende Kraft beträgt damit:

$$F_{\text{GL}, \max} = 13410 \text{ N}.$$

Die vom Gleichlaufteil maximal zu stellende Kraft ist damit bei der Hindernisüberfahrt zu erwarten.

Die Wirkflächen des HP-Gleichlaufzylinders ergeben sich aus den Kolben- und Zylinderdurchmessern entsprechend Bild 5-9 zu:

$$A_{\text{GL1}} = \frac{d_1^2 \cdot \pi}{4}, \quad (5-43)$$

$$A_{\text{GL2}} = \frac{(d_3^2 - d_2^2) \cdot \pi}{4}, \quad (5-44)$$

$$A_{\text{HP}} = \frac{(d_3^2 - d_1^2) \cdot \pi}{4}. \quad (5-45)$$

Durch Gleichsetzen der Wirkflächen der Gleichlaufkammern folgt aus den Gleichungen (5-43) und (5-44) das Verhältnis der einzelnen Durchmesser zueinander:

$$d_3^2 = d_1^2 + d_2^2. \quad (5-46)$$

Mit der maximal vom Gleichlaufanteil zu stellenden Kraft und einer angenommenen maximalen Druckdifferenz im Gleichlaufteil von  $\Delta p_{\text{GL}} = 120 \text{ bar}$  ergibt sich aus den Gleichungen (5-5) und (5-43) für den kleinsten Durchmesser des Zylinders:

$$d_1 \geq 39,8 \text{ mm}.$$



$$A_{GL1} = 12,57 \text{ cm}^2,$$

$$A_{GL2} = 12,56 \text{ cm}^2,$$

$$A_{HP} = 23,75 \text{ cm}^2.$$

Zum Stellen der geforderten maximalen Aktorkraft wird am Gleichlaufenteil eine Druckdifferenz von  $\Delta p_{GL} = 119 \text{ bar}$  benötigt. Der zum Abstützen der statischen Last erforderliche statische Arbeitsdruck im HP-Teil beträgt  $\Delta p_{HP, \text{stat}} = 102 \text{ bar}$ ; zum Stellen der maximal zu erwartenden Kraft ist ein Druck von  $\Delta p_{HP} = 165 \text{ bar}$  erforderlich.

## 5.2.2 HP-Federung

Die Verläufe der Federkennlinien und damit die Federsteifigkeit der HP-Federung werden durch den Vorspanndruck und das Nennvolumens der Speicher festgelegt. Diese sind so zu wählen, dass sich die gewünschte Federsteifigkeit im Hauptarbeitsbereich der Federung ergibt. Darüber hinaus sollte die resultierende Federkennlinie im Bereich des möglichen Federwegs einen flachen Verlauf haben, das heißt, weder stark ansteigen noch stark abfallen. Außerdem muss sichergestellt sein, dass die Speicher bei maximal ausgefahrenem Federbein nicht leer laufen und dass bei maximal eingefahrenem Federbein der Druck in den Speicher den maximal zulässigen Druck entsprechend den Herstellerangaben nicht überschreitet.

Für die Federkraft gilt:

$$F_c = c \cdot \Delta z_{FB} = A_{HP} \cdot \Delta p(\Delta z_{FB}). \quad (5-47)$$

Aus Gleichung (5-10) folgt:

$$\Delta p = \int \frac{Q_{Sp}}{C_{Sp}} dt. \quad (5-48)$$

Für Druckänderungen um den statischen Arbeitsdruck gilt:

$$p_{Sp} \approx p_{HP, \text{stat}}. \quad (5-49)$$

Damit ergibt sich die Kapazität des Speichers bei kleinen Druckänderungen um den statischen Arbeitsdruck entsprechend Gleichung (5-11) zu:

$$C_{Sp, \text{lin}} = \frac{p_0 \cdot V_0}{\kappa \cdot p_a^2}. \quad (5-50)$$

Durch Einsetzen der linearen Speicherkapazität und der Beziehung:

$$Q_{Sp} = A_{HP} \cdot \dot{z}_{FB} \quad (5-51)$$

in die Gleichungen (5-48) und (5-47) folgt:

$$F_c = \frac{\kappa \cdot p_a^2}{p_0 \cdot V_0} \cdot A_{HP}^2 \cdot \Delta z_{FB}. \quad (5-52)$$

Daraus folgt für die Federsteifigkeit im Bereich der statischen Ruhelage:

$$c_{HP} = \frac{\kappa \cdot p_a^2}{p_0 \cdot V_0} \cdot A_{HP}^2. \quad (5-53)$$

Mit den in Tabelle 5-1 aufgeführten, gewählten Werten für die Speichereinstellungen werden die gewünschten Federsteifigkeiten um den Arbeitspunkt ( $p_{Sp} \approx p_{HP, stat}$ ) erreicht. Für die weiche Federabstimmung (Abstimmung 1) werden beide Speicher benötigt, für die harte Federabstimmung (Abstimmung 2) wird nur Speicher 1.

Tabelle 5-1: Gewählte Speichereinstellungen

	Nennvolumen	Vorspanndruck
Speicher 1	2 L	25 bar
Speicher 2	1 L	25 bar

Um die Druckverläufe und die daraus resultierenden Federkennlinien über den gesamten Federweg zu bestimmen, wird anstatt der linearisierten Kapazität der Hydraulikspeicher (Gleichung (5-50)) die nichtlineare Kapazität, entsprechend Gleichung (5-11), in Gleichung (5-48) eingesetzt. Mit den gewählten Werten (Tabelle 5-1) resultieren die in Bild 5-10 dargestellten Federkennlinien. Diese erfüllen die eingangs genannten Anforderungen an die HP-Federung.

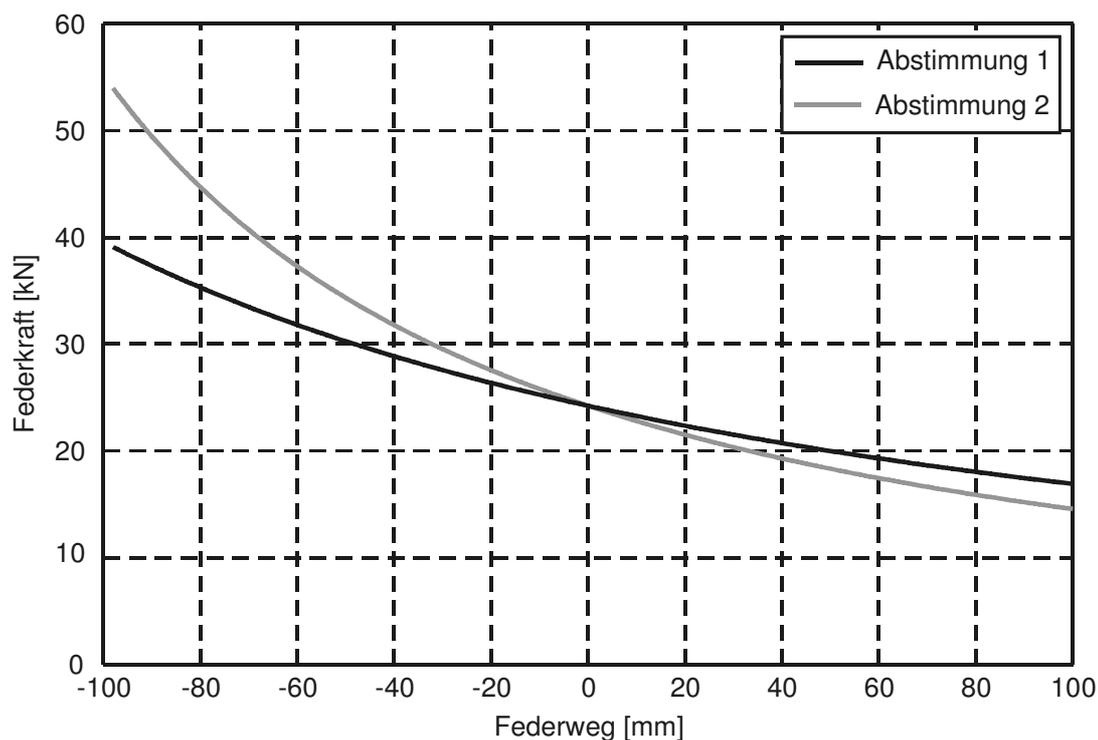


Bild 5-10 : Federkennlinien

### 5.2.3 Flügelzellenaktor

Das erforderliche maximale Schluckvolumen der Flügelzellenpumpe  $V_{g, erf}$  hängt von der wirk-samen Kolbenfläche der Gleichlauf-teils, der voraussichtlichen Drehzahl der Flügelzellenpumpe  $n_{MPE}$  und der maximal zu erwartenden Kolbengeschwindigkeit  $\Delta \dot{z}_{FB, max}$  des HP-Gleichlaufzylinders ab und ergibt sich zu:

$$V_{g, \text{erf}} = \frac{A_{GL} \cdot \Delta \dot{z}_{FB, \text{max}}}{n_{MPE}} \quad (5-54)$$

Die wirksame Kolbenfläche der Gleichlauftteils und die maximal zu erwartende Kolbengeschwindigkeit der HP-Gleichlaufzylinders sind gegeben. Für die voraussichtliche Drehzahl der Flügelzellenpumpe werden  $n_{MPE} = 3000 \text{ min}^{-1}$  angenommen. Damit ergibt sich ein maximal erforderliches Schluckvolumen von:

$$V_{g, \text{erf}} = 34 \text{ cm}^3/\text{U}.$$

Aus konstruktiven Gründen wurde für die Pumpe ein Schluckvolumen von

$$V_g = 29 \text{ cm}^3/\text{U}$$

gewählt. Bei der maximalen Einfedergeschwindigkeit muss damit die Antriebsdrehzahl kurzfristig auf  $n_{MPE} = 3500 \text{ min}^{-1}$  erhöht werden.

Durch die Druckrückführung des Flügelzellenaktors wird die Dämpfung des Federungssystems festgelegt. Um den Zusammenhang zwischen Druckrückführung und Dämpfung zu erläutern, wird zunächst der Gleichlauftteil des HP-Gleichlaufzylinders mit einer einfachen linearen Drossel anstelle des Flügelzellenaktors betrachtet (Bild 5-11).

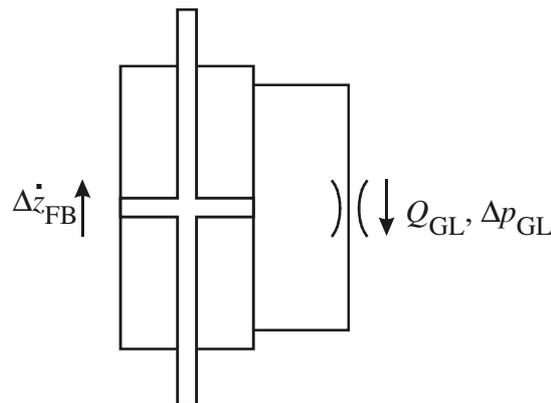


Bild 5-11 : Gleichlauftteil, vereinfacht mit linearer Drossel

Für die Dämpfungskraft gilt:

$$F_d = d \cdot \Delta \dot{z}_{FB} = \Delta p_{GL} \cdot A_{GL} \quad (5-55)$$

Bei einer linearen Drossel gilt für die Druckdifferenz:

$$\Delta p_{GL} = R_{GL} \cdot Q_{GL}, \quad (5-56)$$

mit:

$R_{GL}$  linearer Drosselwiderstand

Der Ölvolumenstrom des Gleichlauftteils resultiert aus der wirksamen Kolbenfläche des Gleichlauftteils und der Verfahrgeschwindigkeit des Zylinders:

$$Q_{GL} = A_{GL} \cdot \Delta \dot{z}_{FB} \quad (5-57)$$

Damit ergibt sich die Dämpfung des Systems zu:

$$d_{GL} = R_{GL} \cdot A_{GL}^2 \quad (5-58)$$

Damit kann bei gegebener Kolbenfläche des Gleichlaufteils und der gewünschten Dämpfung der erforderliche Durchflusswiderstand der Drossel bestimmt werden. Um dies auf die Druckrückführung des Flügelzellenaktors übertragen zu können, muss für diesen ein entsprechender Durchflusswiderstand bestimmt werden. Liegt an der Pumpe eine konstante Druckdifferenz an, stellt sich je nach Auslenkung der Verstellung ein konstanter Ölvolumenstrom ein. Dabei ist der Hubkolben im Gleichgewicht und es gilt:

$$\dot{e}_{\text{HK}} = 0 \text{ und } \ddot{e}_{\text{HK}} = 0.$$

Damit folgt aus Gleichung (5-33):

$$0 = 2 \cdot c_V \cdot (e_V - e_{\text{HK}}) - \Delta p_{\text{FZP}} \cdot (A_{\text{RK}} + A_{\text{IR}}) \quad (5-59)$$

oder:

$$e_{\text{HK}} = e_V - \frac{A_{\text{RK}} + A_{\text{IR}}}{2 \cdot c_V} \cdot \Delta p_{\text{FZP}}. \quad (5-60)$$

Zusammen mit den Gleichungen (5-18) und (5-19) folgt daraus unter Vernachlässigung des Leckölvolumenstroms für den von der Pumpe geförderten Volumenstrom:

$$Q_{\text{FZP}} = \frac{n_{\text{MPE}} \cdot V_{\text{g, max}}}{e_{\text{max}}} \cdot \left( e_V - \frac{A_{\text{RK}} + A_{\text{IR}}}{2 \cdot c_V} \cdot \Delta p_{\text{FZP}} \right). \quad (5-61)$$

Mit:  $Q_{\text{FZP}} = -Q_{\text{GL}}$  und  $\Delta p_{\text{FZP}} = \Delta p_{\text{GL}}$  folgt daraus:

$$\Delta p_{\text{GL}} = \frac{2 \cdot c_V \cdot e_V}{A_{\text{RK}} + A_{\text{IR}}} + \frac{e_{\text{max}} \cdot 2 \cdot c_V}{V_{\text{g, max}} \cdot n_{\text{MPE}} \cdot (A_{\text{RK}} + A_{\text{IR}})} \cdot Q_{\text{GL}}. \quad (5-62)$$

Die Druckdifferenz im Gleichlaufteil besteht demnach aus zwei Anteilen. Der erste Anteil:

$$\Delta p_{\text{GL, aktiv}} = \frac{2 \cdot c_V \cdot e_V}{A_{\text{RK}} + A_{\text{IR}}} \quad (5-63)$$

entspricht der Druckdifferenz, die für die aktive Kraft benötigt wird. Der zweite Anteil:

$$\Delta p_{\text{GL, d}} = \frac{e_{\text{max}} \cdot 2 \cdot c_V}{V_{\text{g, max}} \cdot n_{\text{MPE}} \cdot (A_{\text{RK}} + A_{\text{IR}})} \cdot Q_{\text{GL}} \quad (5-64)$$

ist vom Volumenstrom des Gleichlaufteils abhängig und entspricht der für die Dämpfung erforderlichen Druckdifferenz. Durch Koeffizientenvergleich mit Gleichung (5-58) folgt daraus für den Durchflusswiderstand der Pumpe:

$$R_{\text{FZP}} = \frac{e_{\text{max}} \cdot 2 \cdot c_V}{V_{\text{g, max}} \cdot n_{\text{MPE}} \cdot (A_{\text{RK}} + A_{\text{IR}})}. \quad (5-65)$$

Die durch die Pumpe realisierte Dämpfung ergibt sich damit zu:

$$d_{\text{FZP}} = \frac{e_{\text{max}} \cdot 2 \cdot c_V}{V_{\text{g, max}} \cdot n_{\text{MPE}} \cdot (A_{\text{RK}} + A_{\text{IR}})} \cdot A_{\text{GL}}^2. \quad (5-66)$$

Das maximale Schluckvolumen, die Antriebsdrehzahl und die Kolbenfläche des Gleichlaufteils sind durch die Auslegung der entsprechenden Komponenten festgelegt. Die maximal mögliche Verstellung der Pumpe ergibt sich aus den geometrischen und konstruktiven Zusammenhängen in Abhängigkeit vom maximalen Schluckvolumen. Die Abstimmung der von der Pumpe realisierten Dämpfung kann daher nur über die Variation der Fläche der Druckrückführungskolben und der Steifigkeit der Verstellfedern innerhalb der konstruktiven Grenzen erfolgen. Außerdem muss

dabei die interne Rückstellkraft berücksichtigt werden. Dazu werden die wirksame Kolbenfläche der Druckrückführungskolben und die für die interne Rückstellkraft wirksame Fläche zur wirksamen Rückstellfläche zusammengefasst:

$$A_R = A_{RK} + A_{IR} \quad (5-67)$$

Somit ergibt sich der Zusammenhang:

$$\frac{c_V}{A_R} = \frac{d_{FZP} \cdot V_{g, \max} \cdot n_{MPE}}{2 \cdot A_{GL}^2 \cdot e_{\max}} \quad (5-68)$$

Die Federsteifigkeit und die wirksame Rückstellfläche sollen so gewählt werden, dass bei der Antriebsdrehzahl von  $n_{MPE} = 3000 \text{ min}^{-1}$  die gewünschte Dämpfung für Abstimmung 1 erreicht wird. Mit den in Tabelle 5-2 aufgeführten Parametern ergibt sich aus Gleichung (5-68) eine erforderliche Federsteifigkeit der Verstellfedern von  $c_V = 65500 \text{ N/m}$ . Zur Realisierung der für Abstimmung 2 geforderten Dämpfung muss die Antriebsdrehzahl der Pumpe auf  $n_{MPE} = 2000 \text{ min}^{-1}$  abgesenkt werden.

Tabelle 5-2: Parameter: Flügelzellenaktor und Gleichlauftteil

Parameter	Formelzeichen	Größe
gewünschte Dämpfung	$d_{FZP}$	5000 Ns/m
max. Schluckvolumen der Pumpe	$V_{g, \max}$	29 cm <sup>3</sup> /U
Antriebsdrehzahl der Pumpe	$n_{MPE}$	3000 min <sup>-1</sup>
Kolbenfläche Gleichlauftteil	$A_{GL}$	12,56 cm <sup>2</sup>
max. Verstellung der Pumpe	$e_{\max}$	3,5 mm
wirksame Rückstellfläche (angenommen)	$A_R$	1 cm <sup>2</sup>

### 5.3 Modellbasierte Analyse des mechatronischen Fahrzeugfederungssystems

Die modellbasierte Analyse des mechatronischen Fahrzeugfederungssystems erfolgt analog zur Analyse der konventionellen passiven Fahrzeugfederung und zur Synthese der Wunschdynamik sowohl im Frequenzbereich als auch im Zeitbereich. Zur Beurteilung der passiven Grundabstimmung und des aktiven Eingriffs werden zunächst die Amplitudengänge von der Straßenanregung zur bewerteten Aufbaubeschleunigung betrachtet. Im Anschluss daran erfolgt die Analyse des aktiven Eingriffs in die Hubdynamik anhand einer simulierten Hindernisüberfahrt. Der aktive Eingriff in die Wankdynamik wird anhand eines simulierten Fahrspurwechsels beurteilt. Die jeweiligen Ergebnisse werden mit den aus der Synthese der Wunschdynamik resultierenden Vorgaben verglichen.

### 5.3.1 Analyse der passiven Grundabstimmung

Bild 5-12 zeigt den Vergleich der Wunschdynamik und der mit dem mechatronischen Fahrzeugfederungssystem erreichten Dynamik für die passive Grundabstimmung anhand der Amplitudengänge von der Straßenanregung zur bewerteten Aufbaubeschleunigung. Im Frequenzbereich bis 20 Hz wird die vorgegebene Wunschdynamik für die passive Grundabstimmung für Abstimmung 1 und Abstimmung 2 durch das entworfene mechatronische Fahrzeugfederungssystem sehr gut erreicht. Oberhalb von 20 Hz weicht der Amplitudengang des mechatronischen Fahrzeugfederungssystems für beide Abstimmungen von dem der jeweiligen Wunschdynamik deutlich ab; die Amplituden liegen bei dem mechatronischen Fahrzeugfederungssystem jeweils höher. Dies resultiert aus dem dynamischen Verhalten des Hubkolbens der Flügelzellenpumpe im Bereich der Eigenfrequenz der Hubkolbenmasse. Diese liegt, je nach Wahl der Steifigkeit der Rückstellfedern, im Bereich zwischen 30 Hz und 60 Hz.

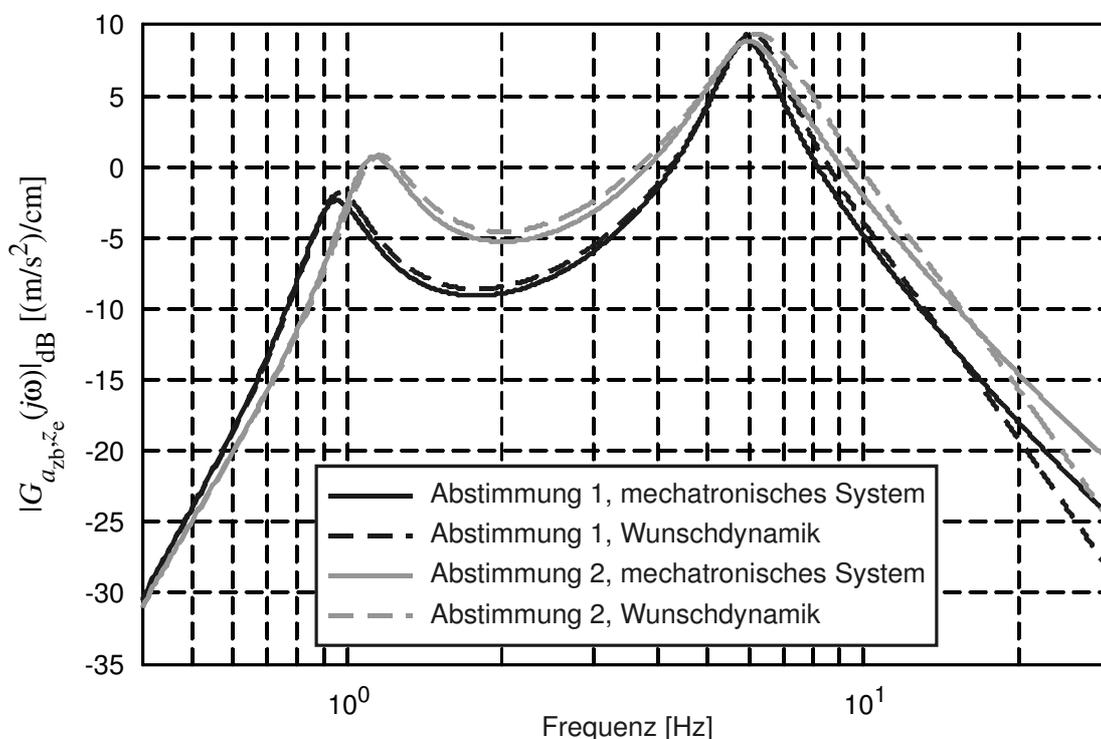


Bild 5-12 : Passive Grundabstimmung: Vergleich der Amplitudengänge zwischen Wunschdynamik und mechatronischem Fahrzeugfederungssystem

Für die Ermittlung der Amplitudengänge wurde das Modell des mechatronischen Fahrzeugfederungssystems um die Ruhelage linearisiert. Der Einfluss der nichtlinearen HP-Federung auf die Vertikaldynamik wird daher am Amplitudengang nicht deutlich. Um diesen zu beurteilen, wurde eine Hindernisüberfahrt mit 10 km/h simuliert. In Bild 5-13 sind die Simulationsergebnisse für das System mit der Wunschdynamik und das mechatronische Fahrzeugfederungssystem gegenübergestellt. Diese zeigen deutlich, dass bei dem mechatronischen Fahrzeugfederungssystem aufgrund der nichtlinearen HP-Federung bei der Auffahrt auf das Hindernis größere Amplituden der Aufbaubeschleunigung auftreten als bei dem System mit der Wunschdynamik. Dafür sind die Beschleunigungsamplituden im weiteren Verlauf geringer.

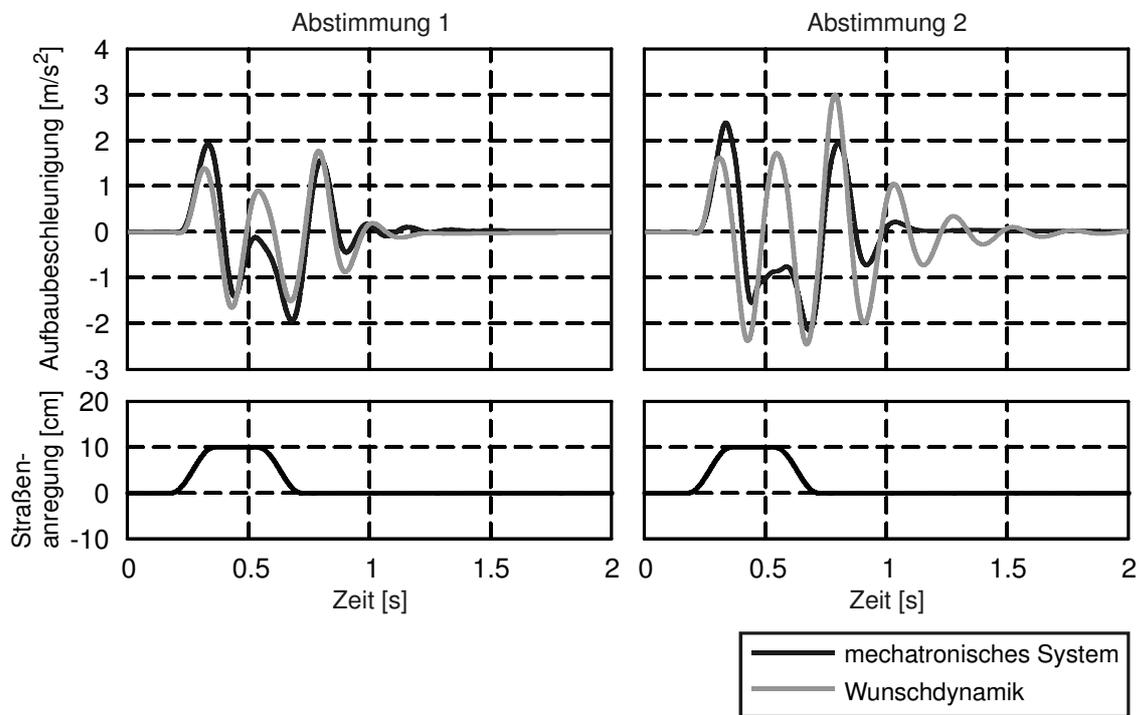


Bild 5-13 : Passive Grundabstimmung: Vergleich der Hindernisüberfahrt zwischen Wunschdynamik und mechatronischem Fahrzeugfederungssystem

### 5.3.2 Analyse des aktiven Eingriffs

Zur Beurteilung des aktiven Eingriffs werden zunächst ebenfalls die Amplitudengänge von der Straßenanregung zur bewerteten Aufbaubeschleunigung des entworfenen mechatronischen Fahrzeugfederungssystems mit denen der Wunschdynamik verglichen (Bild 5-14). Der aktive Eingriff erfolgt im Frequenzbereich bis ca. 5 Hz. In diesem Bereich wird die für den aktiven Eingriff vorgegebene Wunschdynamik durch das mechatronische Fahrzeugfederungssystem mit beiden Federungsabstimmungen erreicht. Oberhalb von 5 Hz entspricht der Amplitudengang dem des passiven Systems.

Der Vergleich der Amplituden der Aufbaubeschleunigung zeigt ähnlich wie bei der passiven Grundabstimmung, dass sich bei der Auffahrt auf das Hindernis beim mechatronischen Fahrzeugfederungssystem höhere Aufbaubeschleunigungen einstellen als beim System mit der Wunschdynamik. Die Ursache dafür ist die nichtlineare HP-Federung, deren Einfluss durch den aktiven Eingriff nicht ausgeglichen werden kann. Im Bereich der freien Schwingung ist der Verlauf der Beschleunigungsamplituden beim mechatronischen Fahrzeugfederungssystem ähnlich wie beim System mit der vorgegebenen Wunschdynamik.

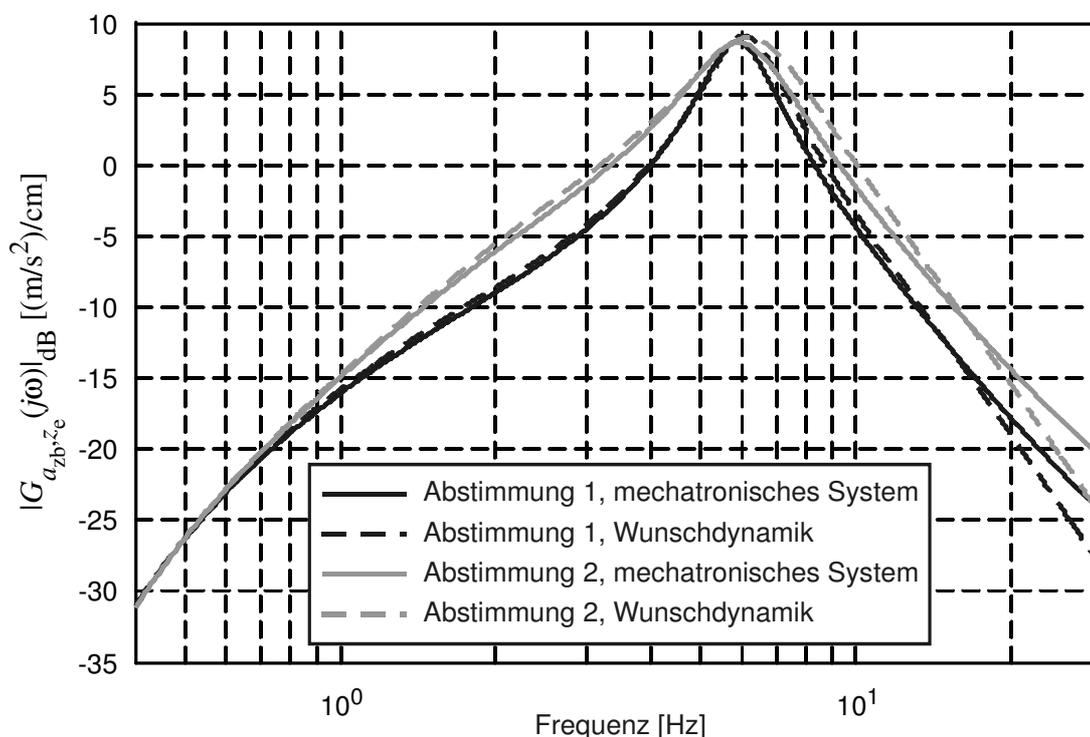


Bild 5-14 : Aktiver Eingriff: Vergleich der Amplitudengänge zwischen Wunschdynamik und mechatronischem Fahrzeugfederungssystem

Die Druckdifferenz im Gleichlaufteil des HP-Gleichlaufzylinders erreicht nur bei der Auffahrt auf das Hindernis mit der Federungsabstimmung 2 kurzzeitig den angenommenen maximalen Betrag von  $|\Delta p_{GL, \max}| = 120 \text{ bar}$ . Im restlichen Bereich und bei der Federungsabstimmung 1 bleibt der Betrag der Druckdifferenz im Gleichlaufteil des HP-Gleichlaufzylinders kleiner als 100 bar. Dies bestätigt die während der Auslegung getroffenen Annahmen.

Die für den Antrieb des Flügelzellenaktors erforderliche Leistung ist bei der Federungsabstimmung 2 am höchsten. Die maximale positive Leistungsspitze beträgt  $P_{\text{pos}, \max} \approx 3,5 \text{ kW}$ . Der maximale Betrag der negativen Leistungsspitzen liegt in der gleichen Größenordnung und beträgt  $|\Delta P_{\text{neg}}|_{\max} \approx 3,2 \text{ kW}$ .

Die simulierte Hindernisüberfahrt stellt ein extremes Fahrmanöver dar, das im realen Fahrbetrieb zwar auftreten kann, aber nur einen geringen Anteil der gesamten Anregungen ausmacht. Um den aktiven Eingriff in normalen Fahrsituationen zu beurteilen, wurde die Fahrt mit 15 km/h über die Schlechtwegstrecke „Schweizer Bahn“ simuliert. Die Simulationsergebnisse sind in Bild 5-16 dargestellt. Die auftretenden Aufbaubeschleunigungen liegen hier bei beiden Federungsabstimmungen im Bereich zwischen  $-5 \text{ m/s}^2$  bis  $4 \text{ m/s}^2$ , wobei die Aufbaubeschleunigung, wie zu erwarten, bei Federungsabstimmung 1 in Summe geringer ist als bei Federungsabstimmung 2. Dies zeigt sich auch in den Effektivwerten der bewerteten Aufbaubeschleunigung. Diese betragen für den betrachteten Zeitraum für Federungsabstimmung 1  $a_{z_b, \text{eff} 1} = 0,83 \text{ m/s}^2$  und für Federungsabstimmung 2  $a_{z_b, \text{eff} 2} = 1,0 \text{ m/s}^2$ . Bei der konventionellen Fahrzeugfederung ergibt sich im Vergleich dazu ein Wert von  $a_{z_b, \text{eff}} = 1,2 \text{ m/s}^2$ . Durch die mechatronische Fahrzeugfederung wird hier eine Verbesserung des Fahrkomforts um mehr als 20 % erreicht.

Bei der für den Antrieb des Flügelzellenaktors erforderlichen elektrischen Leistung zeigt sich, dass der negative Anteil in Summe größer ist als der positive Anteil. Dies resultiert daraus, dass die Aktoren nicht nur den aktiven Eingriff, sondern auch die passive Dämpfung realisieren. In dem betrachteten Zeitintervall beträgt die mittlere negative Leistung  $P_{\text{neg, mittel}} = -398 \text{ W}$  bei der Federungsabstimmung 1 und  $P_{\text{neg, mittel}} = -539 \text{ W}$  bei der Federungsabstimmung 2. Die mittlere positive Leistung beträgt dagegen bei der Federungsabstimmung 1  $P_{\text{pos, mittel}} = 244 \text{ W}$  und  $P_{\text{pos, mittel}} = 157 \text{ W}$  bei der Federungsabstimmung 2. Diese Werte sind stark von der Antriebsleistung des Flügelzellenaktors im Leerlauf (ohne Last) abhängig. Für die Simulation wurde diese geschätzt; die tatsächlichen Werte müssen durch Versuche am Prüfstand (Kapitel 6.4.1) ermittelt werden.

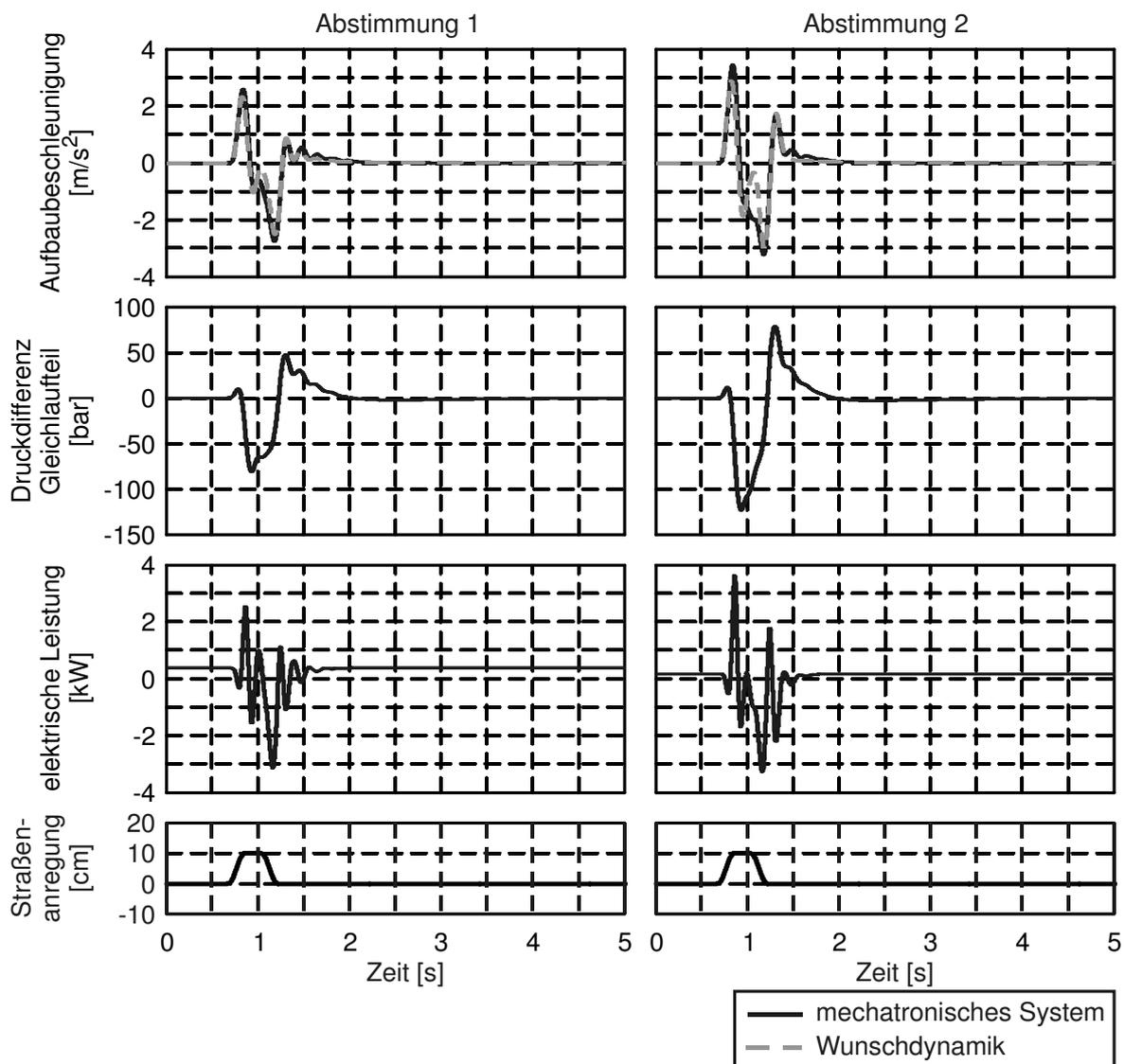


Bild 5-15 : Aktiver Eingriff: Vergleich der Hindernisüberfahrt zwischen Wunschdynamik und mechatronischem Fahrzeugfederungssystem

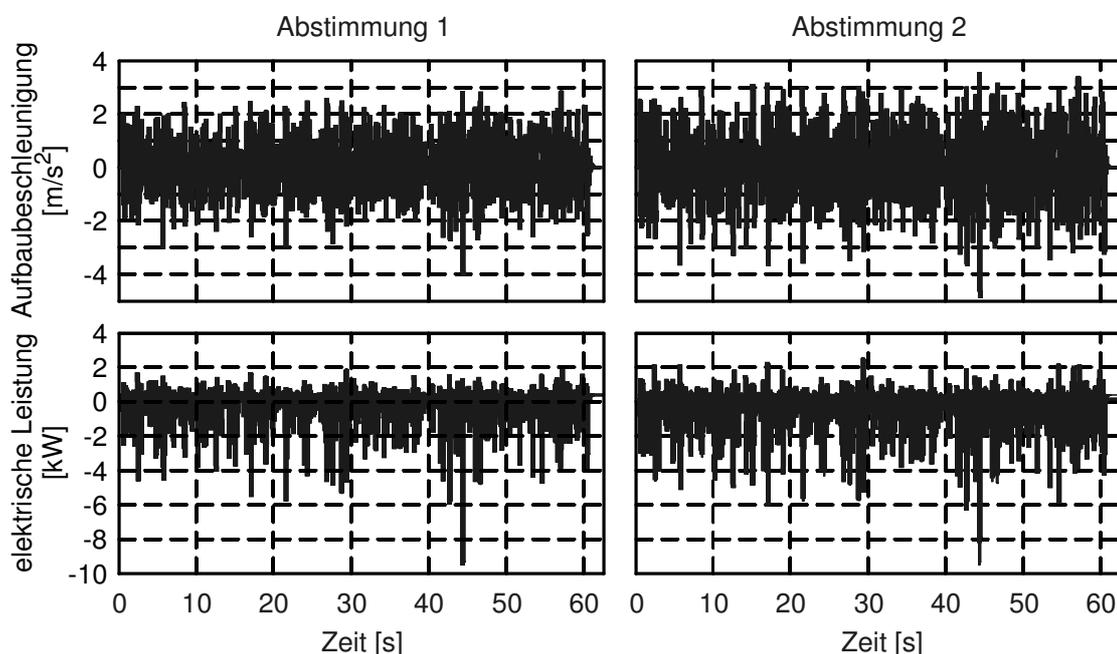


Bild 5-16 : Aktiver Eingriff: Simulationsergebnisse „Schweizer Bahn“

Zur Beurteilung des aktiven Wankausgleichs wurde ein einfacher Fahrspurwechsel mit einer maximalen Querbeschleunigung von  $a_{q, \max} = 3 \text{ m/s}^2$  simuliert. Die Simulationsergebnisse zeigt Bild 5-17. Der Einfluss der nichtlinearen HP-Federung auf die Wankbewegung ist gering. Das entworfene mechatronische Fahrzeugfederungssystem erreicht die vorgegebene Wunschdynamik.

Für beide Federungsabstimmungen bleibt der Wankwinkel bei der gegebenen Querbeschleunigung kleiner als  $2^\circ$ . Die für den Wankausgleich benötigte elektrische Antriebsleistung für den Flügelzellenaktor ist mit  $P_{el} \approx 0,8 \text{ kW}$  bei Federungsabstimmung 1 und  $P_{el} \approx 0,5 \text{ kW}$  bei Federungsabstimmung 2 gering. Während des Wankausgleichs muss für mehrere Sekunden eine Druckdifferenz im Gleichlaufteil aufrechterhalten werden. Daher wirken sich die durch das Lecköl in der Flügelzellenpumpe verursachten Verluste auf die für den Wankausgleich erforderliche Antriebsleistung aus. Für die beschriebene Simulation wurden die durch das Lecköl verursachten Verluste geschätzt. Für eine sichere Aussage zur erforderlichen Antriebsleistung beim Wankausgleich müssen die getroffenen Annahmen durch Messungen am Prüfstand überprüft werden.

Die für den Wankausgleich benötigte Druckdifferenz im Gleichlaufteil des HP-Gleichlaufzylinders beträgt lediglich 50 bar. Damit stehen auch bei maximalem Wankausgleich genügend Druckreserven für die Dämpfung der Aufbaubewegung zur Verfügung.

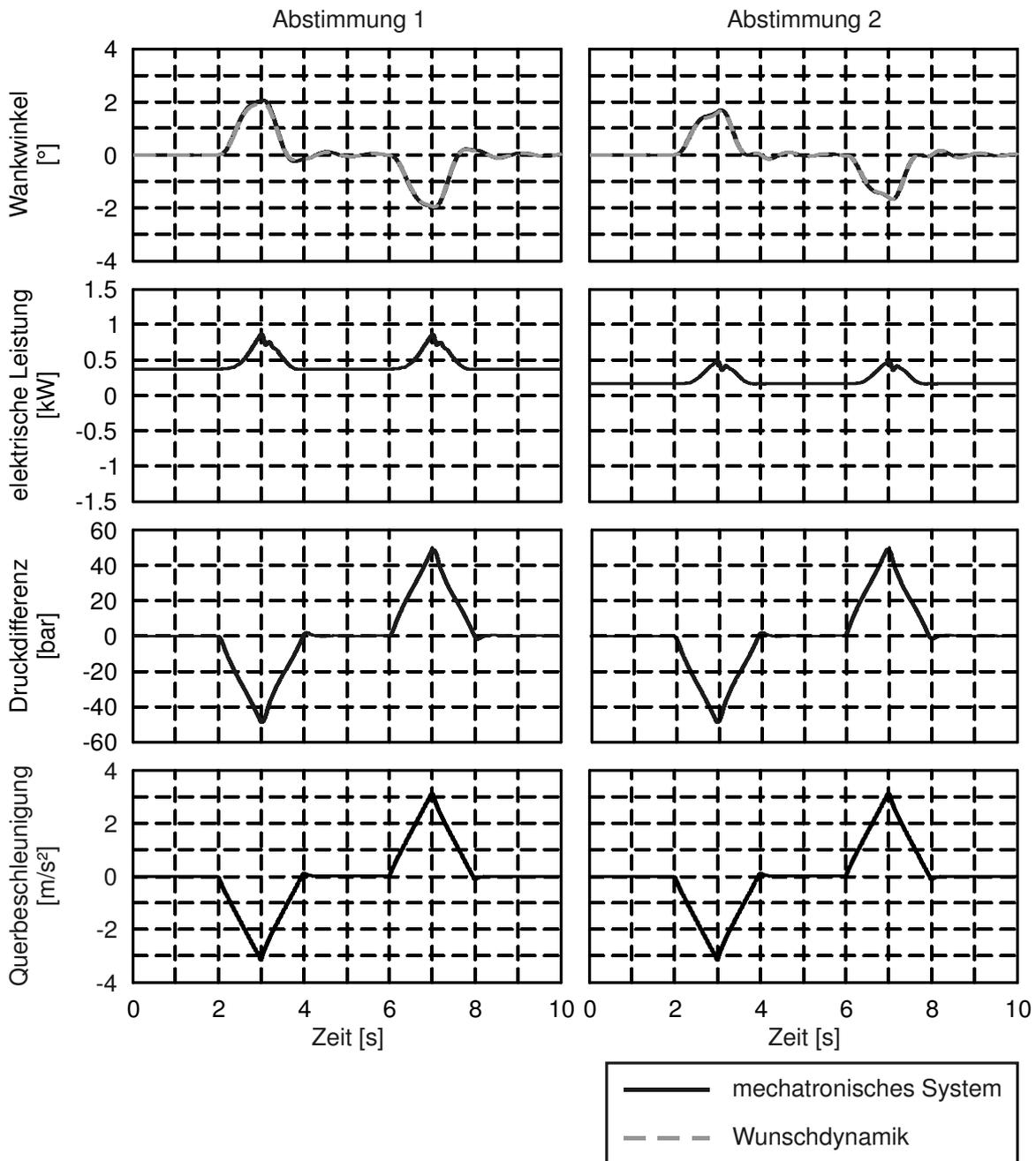


Bild 5-17 : Simulationsergebnisse für den aktiven Wankausgleich bei einem einfachen Fahrspurwechsel

### 5.3.3 Zusammenfassung der Analyseergebnisse

Die Ergebnisse der modellbasierten Analyse des mechatronischen Fahrzeugfederungssystems bestätigen die statische Vorauslegung der Federungskomponenten und die dafür getroffenen Annahmen. Der Vergleich der Amplitudengänge von der Straßenanregung zur bewerteten Aufbaubeschleunigung des entworfenen mechatronischen Fahrzeugfederungssystems und des Fahrzeugfederungssystems mit der vorgegebenen Wunschdynamik hat gezeigt, dass um die statische Ruhe-

lage mit dem entworfenen mechatronischen Fahrzeugfederungssystem die vorgegebene Wunschdynamik bezüglich der Hubdynamik sowohl für die passive Grundabstimmung als auch für den aktiven Eingriff ausreichend gut erreicht wird. Das Gleiche gilt für die aktive Wankkompensation. Lediglich wenn bei extremen Fahrmanövern wie der Hindernisüberfahrt der annähernd lineare Bereich der HP-Federung verlassen wird, weicht das dynamische Verhalten des entworfenen mechatronischen Fahrzeugfederungssystems von der vorgegebenen Wunschdynamik ab. Am größten sind diese Abweichungen bei der rein passiven Grundabstimmung. Beim Fahrzeugfederungssystem mit aktivem Eingriff sind diese geringer und damit akzeptabel.

Die erforderliche positive Antriebsleistung beträgt in der Spitze  $P_{el, \max} \approx 4 \text{ kW}$  und im Mittel  $P_{\text{pos, Mittel}} \approx 0,3 \text{ kW}$  pro Federbein. Die Auslegungsziele: maximale Leistung pro Aktor weniger als  $5 \text{ kW}$  und mittlerer Leistungsbedarf für das gesamte Federungssystem weniger als  $5 \text{ kW}$  (siehe Kapitel 3.2.2 und Anhang A.2) sind damit erfüllt. Der mittlere Leistungsbedarf des gesamten Federungssystems  $P_{\text{pos, Mittel, ges}} \approx 1,2 \text{ kW}$  entspricht etwa  $0,6 \%$ , und der maximale Leistungsbedarf pro Federbein entspricht etwa  $2 \%$  der Leistung des Fahrzeugs ( $P_{\text{Fzg}} = 196 \text{ kW}$ ). Damit liegen sowohl der maximale Leistungsbedarf pro Aktor als auch der mittlere Leistungsbedarf des Gesamtsystems in einem akzeptablen Bereich für ein Fahrzeug mit  $12 \text{ t}$  zulässigem Gesamtgewicht. Auf Basis der Simulationsergebnisse wurde als Antriebsmotor für den Flügelzellenaktor ein Motor mit einer Dauerleistung von  $P_{\text{dauer}} = 2,5 \text{ kW}$  und einer Spitzenleistung von  $P_{\text{max}} = 5 \text{ kW}$  ausgewählt.

## 5.4 Modellbasierte Analyse und Optimierung des Flügelzellenaktors

Für die bisherigen Betrachtungen wurden die wirksame Rückstellfläche und die Steifigkeit der Verstellfedern des Flügelzellenaktors entsprechend der statischen Vorauslegung angenommen. Die endgültige Festlegung dieser Parameter kann erst während der Konstruktion des Flügelzellenaktors erfolgen, wenn der Bauraum für die Verstelleinheit festgelegt wird. Dabei ist das für die passive Dämpfung erforderliche Verhältnis der beiden Parameter zueinander entsprechend Gleichung (5-68) zu berücksichtigen. Während der Konstruktion hat sich gezeigt, dass sich die Abstimmung der beiden Parameter entsprechend Gleichung (5-68) nicht realisieren lässt. Um die Gründe dafür nachvollziehen zu können, werden im Folgenden zunächst das Führungs- und das Störungsübertragungsverhalten der hydraulischen Druckregelung, die durch die Druckrückführung des Flügelzellenaktors realisiert wird, analysiert. Im Anschluss daran werden die konstruktiven Änderungen zur Lösung des Entwurfsproblems vorgestellt. Danach erfolgen die Anpassung des Aktormodells sowie Auslegung und Analyse der neu entworfenen Verstelleinheit des Flügelzellenaktors.

### 5.4.1 Analyse des Führungs- und des Störübertragungsverhaltens

Durch die Druckrückführung des Flügelzellenaktors wird eine hydraulische Druckregelung für den Gleichlaufteil des HP-Gleichlaufzylinders realisiert. Die Führungsgröße des Regelkreises ist die Verschiebung der Verstelleinrichtung, während die Störgröße für den Regelkreis die Verfahrgeschwindigkeit des HP-Gleichlaufzylinders ist. Zur Analyse des Führungs- und des Störübertragungsverhaltens der hydraulischen Druckregelung werden zunächst deren Führungs- und Störübertragungsfunktionen entsprechend dem in Bild 5-18 dargestellten Blockschaltbild aufgestellt.

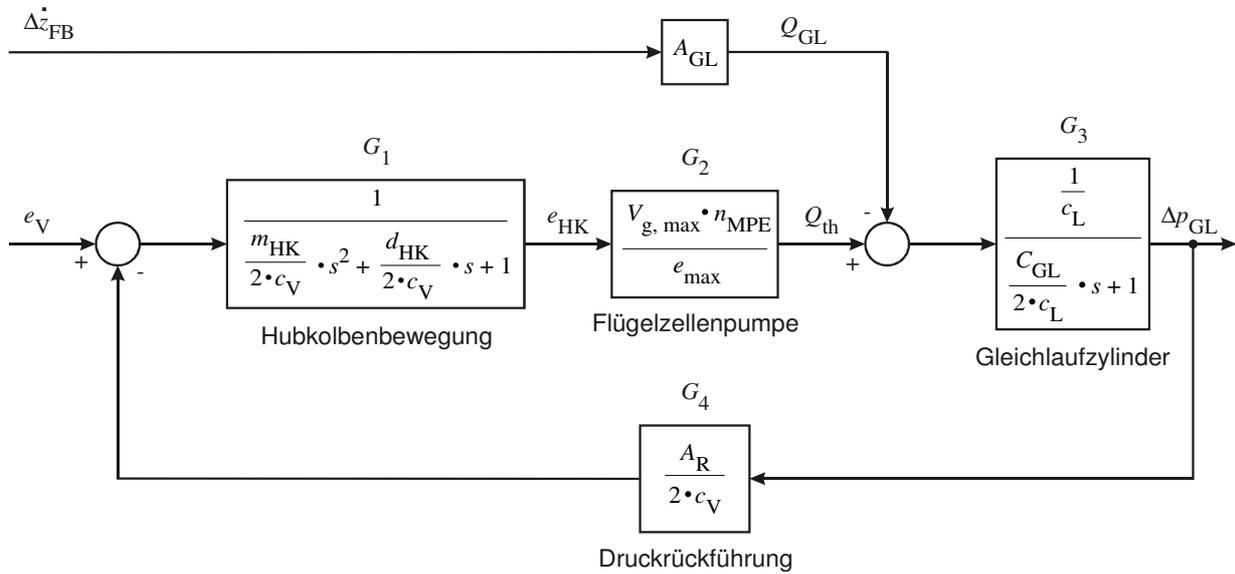


Bild 5-18 : Blockschaltbild der hydraulischen Druckregelung (Flügelzellenaktor und Gleichlaufteil des HP-Gleichlaufzylinders)

Die Herleitung der Führungs- und der Störübertragungsfunktion ist im Anhang A.3 beschrieben. Die Führungsübertragungsfunktion ergibt sich zu:

$$\frac{\Delta p_{GL}}{e_v} = \frac{2 \cdot K_{FZP}}{\left( \frac{m_{HK}}{2 \cdot c_V} \cdot s^2 + \frac{d_{HK}}{2 \cdot c_V} \cdot s + 1 \right) \cdot (C_{GL} \cdot s + 2 \cdot c_L) + 2 \cdot K_{FZP} \cdot K_R} \quad (5-69)$$

mit:

$$K_{FZP} = \frac{V_{g, \max} \cdot n_{MPE}}{e_{\max}} \quad (5-70)$$

$$K_R = \frac{A_R}{2 \cdot c_V} \quad (5-71)$$

Unter Vernachlässigung des Lecköls ( $c_L = 0$ ) folgt daraus für den stationären Verstärkungsfaktor der Führungsübertragungsfunktion:

$$\frac{\Delta p_{GL, \text{stat}}}{e_{v, \text{stat}}} = \frac{2 \cdot c_V}{A_R} \quad (5-72)$$

Die Störübertragungsfunktion ergibt sich zu:

$$\frac{\Delta p_{GL}}{\Delta \dot{z}_{FB}} = \frac{2 \cdot A_{GL} \cdot \left( \frac{m_{HK}}{2 \cdot c_V} \cdot s^2 + \frac{d_{HK}}{2 \cdot c_V} \cdot s + 1 \right)}{\left( \frac{m_{HK}}{2 \cdot c_V} \cdot s^2 + \frac{d_{HK}}{2 \cdot c_V} \cdot s + 1 \right) \cdot (C_{GL} \cdot s + 2 \cdot c_L) + 2 \cdot K_{FZP} \cdot K_R} \quad (5-73)$$

Unter Vernachlässigung des Lecköls folgt daraus für den statischen Verstärkungsfaktor der Störübertragungsfunktion:

$$\frac{\Delta p_{GL,stat}}{\Delta \dot{z}_{FB,stat}} = \frac{2 \cdot c_V}{A_R} \cdot \frac{e_{max} \cdot A_{GL}}{V_{g,max} \cdot n_{MPE}} \quad (5-74)$$

Aus den Gleichungen (5-72) und (5-74) folgt, dass die Verstärkungsfaktoren der Führungs- und der Störübertragungsfunktion nicht unabhängig voneinander ausgelegt werden können, da sie über den Faktor  $c_V/A_R$  voneinander abhängig sind.

Mit Gleichung (5-68) folgt aus Gleichung (5-72):

$$\frac{\Delta p_{GL,stat}}{e_{v,stat}} = \frac{d_{FZP} \cdot V_{g,max} \cdot n_{MPE}}{A_{GL}^2 \cdot e_{max}} \quad (5-75)$$

Daraus folgt:

$$e_{v,stat} = \frac{\Delta p_{GL,stat} \cdot A_{GL}^2 \cdot e_{max}}{d_{FZP} \cdot V_{g,max} \cdot n_{MPE}} \quad (5-76)$$

Um eine Druckdifferenz von  $\Delta p_{GL,stat} = 120$  bar stellen zu können, ergibt sich mit den gewählten Parametern entsprechend der Tabelle 5-2 ein erforderlicher Verstellweg von  $e_{v,stat} = 8,9$  mm. Dieser ist unabhängig von der Federsteifigkeit der Verstellfedern und der wirk-samen Rückführfläche.

Bei der Konstruktion des Flügelzellenaktors hat sich gezeigt, dass es nicht möglich ist, eine Feder, die eine erforderliche Federsteifigkeit aufweist und die für den erforderlichen Verstellweg benötigte Verformung ermöglicht, in dem dafür zur Verfügung stehenden Bauraum unterzubringen. Um diese Schwierigkeit zu umgehen, wurde die Verstelleinrichtung des Flügelzellenaktors umkonstruiert. Auf die Änderungen wird im nachfolgenden Abschnitt eingegangen.

#### 5.4.2 Konstruktive Änderungen der Verstelleinrichtung des Flügelzellenaktors

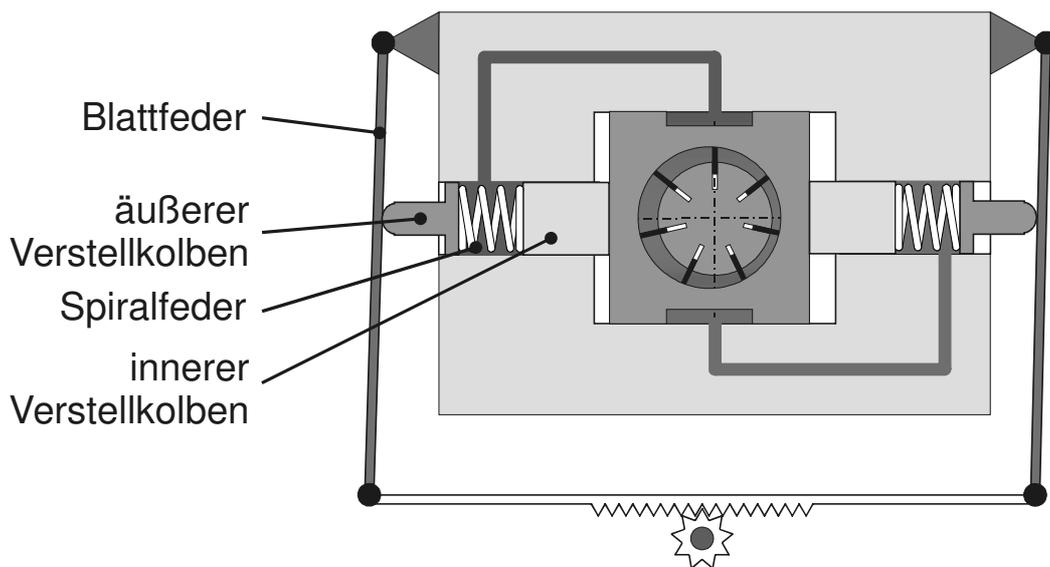


Bild 5-19 : Flügelzellenaktor mit überarbeiteter Verstelleinrichtung

Die konstruktiven Änderungen an der Verstelleinrichtung des Flügelzellenaktors sind in Bild 5-19 dargestellt. Anstelle jeweils einer Verstellfeder und eines Verstellkolbens auf jeder Seite weist die

Verstellereinrichtung nun auf jeder Seite jeweils einen inneren und einen äußeren Verstellkolben sowie eine innere und eine äußere Verstellfeder auf. Die inneren Verstellfedern sind als Spiralfedern ausgeführt und zwischen den inneren und den äußeren Verstellkolben angeordnet. Die äußeren, als Blattfeder ausgeführten Verstellfedern wirken auf die äußeren Verstellkolben und sind über eine Zahnstange miteinander verbunden. Die Verstellung des Flügelzellenaktors erfolgt durch eine Verschiebung der Zahnstange. Zur Realisierung der Druckrückführung sind die Bereiche zwischen den inneren und den äußeren Verstellkolben mit den jeweiligen Druckbereichen der Flügelzellenpumpe verbunden.

Die Federsteifigkeiten für die Blattfedern und die Spiralfedern werden so gewählt, dass bei kleinen Druckdifferenzen, wie sie bei der Geradeausfahrt auftreten, hauptsächlich die Spiralfedern verformt werden und sich so in Verbindung mit der Druckrückführung die gewünschte Dämpfung der passiven Grundabstimmung einstellt.

Werden größere Druckdifferenzen, zum Beispiel für den Wankausgleich, benötigt, wird auf der entsprechenden Seite der Verstellung die Spiralfeder so weit zusammengedrückt, dass der äußere und der innere Verstellkolben aufeinander aufsetzen. Ab dann wird nur noch die deutlich steifere Blattfeder verformt. Auf diese Weise ist sichergestellt, dass die Flügelzellenpumpe ausreichend weit verstellt werden kann, um die benötigten Druckdifferenzen zu stellen, ohne dass die Verstellfedern zu stark verformt werden. Der Nachteil dieser Lösung besteht darin, dass beim Stellen hoher Druckdifferenzen die Druckrückführung gegen die deutlich steiferen Blattfedern arbeiten muss. Dadurch wird die durch die Druckrückführung realisierte Dämpfung deutlich erhöht.

### 5.4.3 Anpassung des Modells der Verstellereinheit

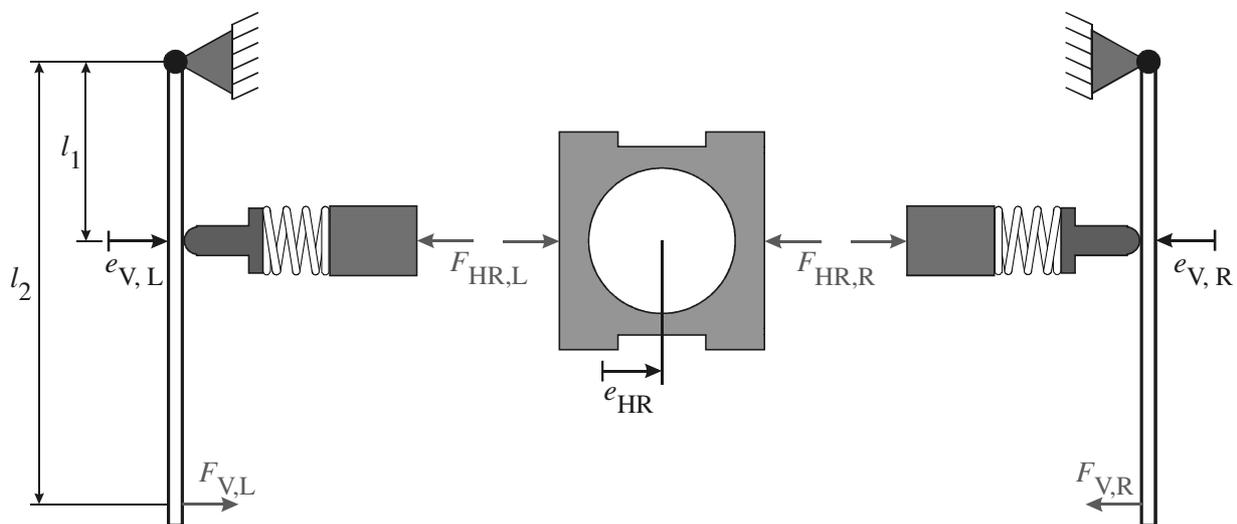


Bild 5-20 : Freischnitt der gesamten Verstellereinheit

Aufgrund der geänderten Druckrückführung muss das Modell der Verstellereinheit (Kapitel 5.1.3) angepasst werden. Die Schnittstelle des Modells umfasst als Eingangsgröße die Verschiebung der Verstellung  $e_V$  sowie die Position des Hubkolbens  $e_{HK}$  und als Ausgangsgrößen die auf den Hubkolben wirkende Kraft  $F_{HK}$  sowie die für die Verstellung erforderliche Kraft  $F_V$ . Aus dem Freischnitt der gesamten Verstellereinheit (Bild 5-20) folgt:

$$F_{HK} = F_{HK,L} - F_{HK,R} \quad (5-77)$$

$$F_V = F_{V,L} - F_{V,R} \quad (5-78)$$

mit:

$F_{HK,L/R}$  aus dem linken / rechten Teil der Verstellereinheit resultierende Kraft auf den Hubkolben,

$F_{V,L/R}$  aus dem linken / rechten Teil der Verstellereinheit resultierende Kraft für die Verstellung.

Zur Herleitung der Kräfte wird zunächst nur eine Seite der Verstellereinheit betrachtet, dabei müssen zwei Betriebsfälle unterschieden werden:

1. Beide Federn können frei verformt werden
2. Innere und äußere Verstellkolben haben aufeinander aufgesetzt, die Spiralfeder ist maximal gestaucht, nur noch die Blattfeder wird weiter verformt.

Die bei der Verstellereinheit bewegten Massen (Massen der Verstellkolben) sind im Verhältnis zur Hubringmasse vernachlässigbar klein. Daher können die innerhalb der Verstellung und Druckrückführung wirkenden Kräfte mit Hilfe der statischen Gleichgewichtsbedingungen bestimmt werden. Zu deren Herleitung wird der Freischnitt einer Seite der Verstellereinheit betrachtet.

Der Freischnitt für den **1. Betriebsfall** ist in Bild 5-21 dargestellt.

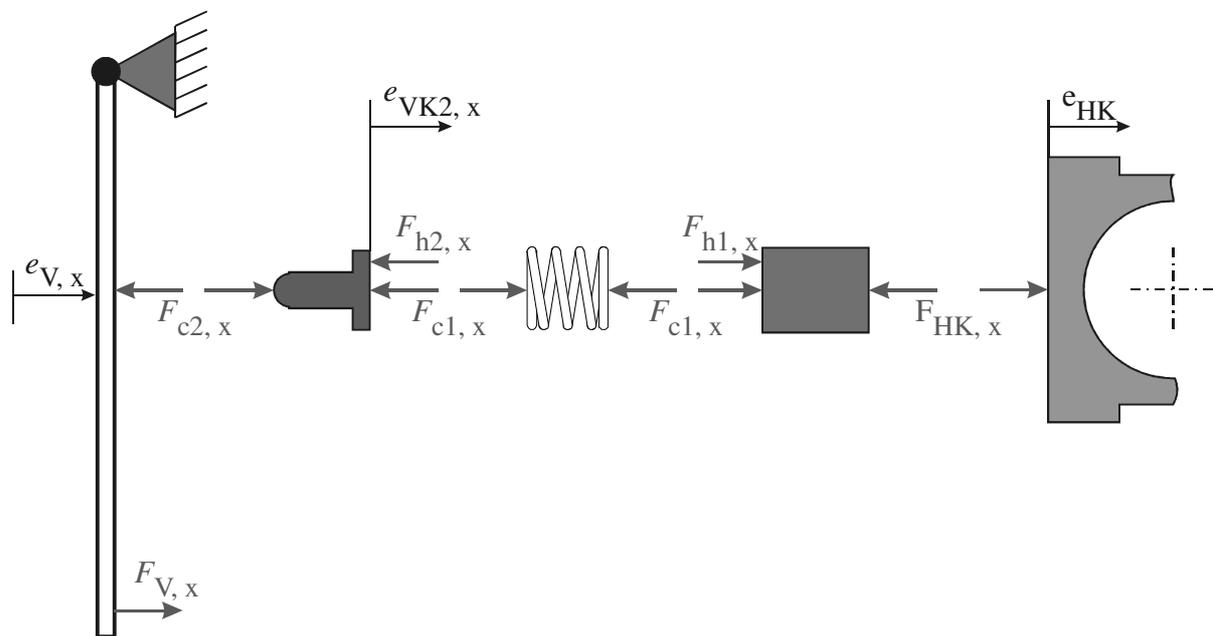


Bild 5-21 : Freischnitt der Verstellereinheit (einseitig, 1. Betriebsfall)

Aus den Gleichgewichtsbedingungen für den inneren Verstellkolben folgt:

$$F_{h1,x} + F_{c1,x} - F_{HK,x} = 0. \quad (5-79)$$

Aus den Gleichgewichtsbedingungen für den äußeren Hubkolben resultiert:

$$F_{c2,x} - F_{c1,x} - F_{h2,x} = 0 \quad (5-80)$$

mit:

$F_{c1}$	Federkraft der inneren Verstellfeder,
$F_{c2}$	Federkraft der äußeren Verstellfeder,
$F_{h1}$	hydraulische Kraft am inneren Verstellkolben,
$F_{h2}$	hydraulische Kraft am äußeren Verstellkolben.

Für die Federkräfte gilt:

$$F_{c1, x} = c_1 \cdot (e_{VK2, x} - e_{HK, x}) \quad (5-81)$$

$$F_{c2, x} = c_2 \cdot (e_{V, x} - e_{VK2, x}) \quad (5-82)$$

mit:

$e_V$  Verschiebung der Verstellung (bezogen auf den Angriffspunkt von  $F_{c2}$ ),

$e_{VK2}$  Verschiebung des äußeren Verstellkolbens,

$c_1$  Federsteifigkeit der Spiralfeder,

$c_2$  Federsteifigkeit der Blattfeder (bezogen auf den Angriffspunkt von  $F_{c2}$ ).

Aus den Gleichungen (5-80), (5-81) und (5-82) folgt:

$$c_2 \cdot (e_{V, x} - e_{HK, x}) - c_1 \cdot (e_{VK2, x} - e_{HK, x}) - F_{h2, x} = 0. \quad (5-83)$$

Durch Auflösen nach  $e_{VK2}$  ergibt sich:

$$e_{VK2, x} = \frac{c_1 \cdot e_{HK, x} + c_2 \cdot e_{V, x}}{c_1 + c_2} - \frac{F_{h2, x}}{c_1 + c_2}. \quad (5-84)$$

Damit folgt aus Gleichung (5-81):

$$F_{c1, x} = c_1 \cdot \left( \frac{c_1 \cdot e_{HK, x} + c_2 \cdot e_{V, x}}{c_1 + c_2} - \frac{F_{h2, x}}{c_1 + c_2} - \frac{c_1 \cdot e_{HK, x} + c_2 \cdot e_{HK, x}}{c_1 + c_2} \right). \quad (5-85)$$

Aus Gleichung (5-79) folgt damit:

$$F_{HK, x} = \frac{c_1 \cdot c_2}{c_1 + c_2} \cdot (e_{V, x} - e_{HK, x}) + F_{h1, x} - \frac{c_1}{c_1 + c_2} \cdot F_{h2, x}. \quad (5-86)$$

Für den **2. Betriebsfall** ist der Freischnitt der Verstelleinheit in Bild 5-22 dargestellt.

Für diesen Fall können der äußere und der innere Verstellkolben als ein Körper betrachtet werden. Die Federkraft der inneren Verstellfeder gehört damit zu den internen Kräften und wird beim Freischnitt nicht berücksichtigt. Aus den Gleichgewichtsbedingungen für die Verstellkolben folgt:

$$F_{c2, x} + F_{h1, x} - F_{h2, x} - F_{HK, x} = 0. \quad (5-87)$$

Für die Federkraft gilt:

$$F_{c2, x} = c_2 \cdot (e_{V, x} - e_{HK, x} - \Delta e_{1, \max}) \quad (5-88)$$

mit:

$\Delta e_{1, \max}$  maximaler Federweg der inneren Verstellfeder.

Mit Gleichung (5-87) ergibt sich daraus:

$$F_{HK, x} = c_2 \cdot (e_{V, x} - e_{HK, x} - \Delta e_{1, \max}) + F_{h1, x} - F_{h2, x} \quad (5-89)$$

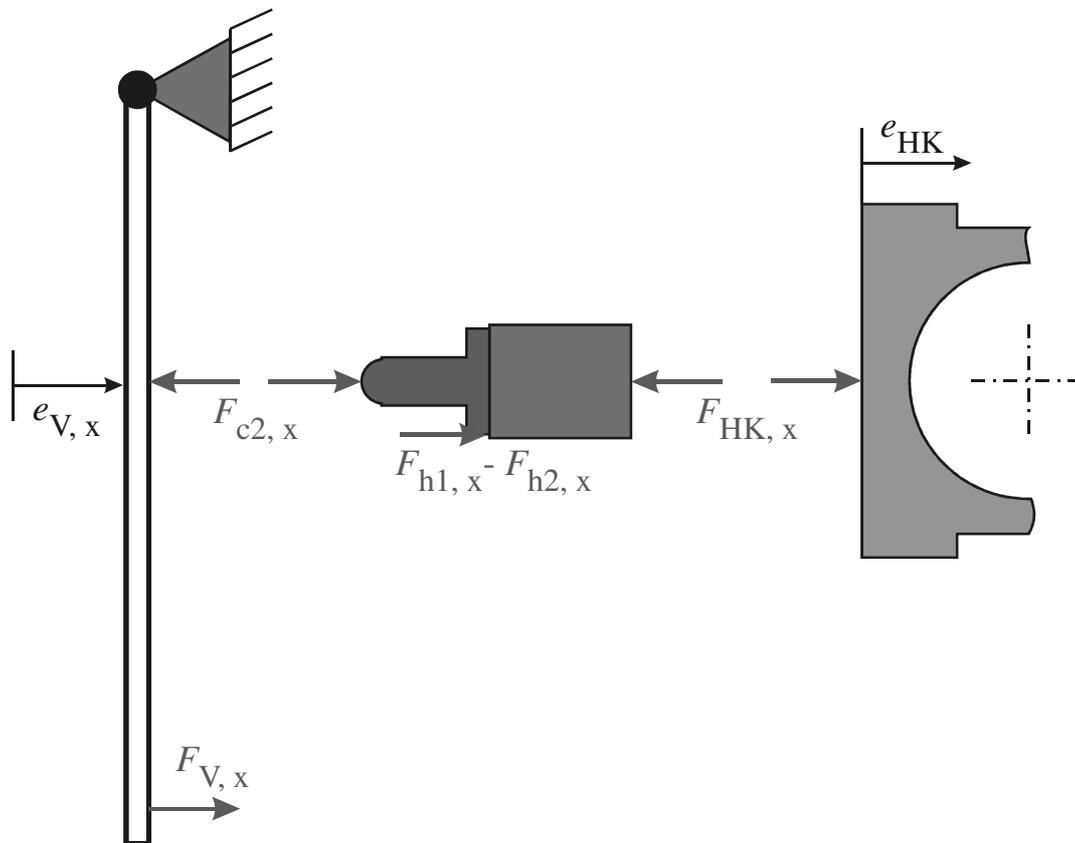


Bild 5-22 : Freischnitt der Verstelleinheit (einseitig, 2. Betriebsfall)

Für die hydraulischen Kräfte gilt in **beiden Betriebsfällen**:

$$F_{h1, x} = A_1 \cdot (p_x - p_a) \quad (5-90)$$

$$F_{h2, x} = A_2 \cdot p_x \quad (5-91)$$

mit:

$A_1$  Kolbenfläche innerer Kolben,

$A_2$  Kolbenfläche äußerer Kolben,

$p_a$  Arbeitsdruck des Federungssystems,

$p_x$  Druck in der Rückführkammer.

Aus den Hebelverhältnissen an der Blattfeder resultiert:

$$F_{V,x} = \frac{l_1}{l_2} \cdot F_{c2,x} \quad (5-92)$$

mit:

$l_1$  Abstand vom Lager der Blattfeder zum Auflagepunkt auf dem äußeren Verstellkolben,

$l_2$  Abstand vom Lager der Blattfeder zum Koppelpunkt der Zahnstange.

Aus der Kinematik folgt:

$$e_{V,L} = -e_{V,R} = e_V \quad (5-93)$$

$$e_{HK,L} = -e_{HK,R} = e_{HK} \quad (5-94)$$

Die Herleitung der Kraft, die auf den Hubkolben wirkt (Gleichung (5-77)), und der für die Verstellung erforderlichen Kraft (Gleichung (5-78)) wird im Anhang A.4 beschrieben.

Im **1. Betriebsfall** ergeben sich diese zu:

$$F_{HK} = 2 \cdot \frac{c_1 \cdot c_2}{c_1 + c_2} \cdot (e_{HK} - e_V) - A_1 \cdot \Delta p_{FZP} + \frac{c_1}{c_1 + c_2} \cdot A_2 \cdot \Delta p_{FZP} \quad (5-95)$$

$$F_V = \frac{l_1}{l_2} \cdot \left( \frac{c_1 \cdot c_2 \cdot (e_{HK} - e_V) + c_2 \cdot A_2 \cdot \Delta p_{FZP}}{c_1 + c_2} \right). \quad (5-96)$$

Im **2. Betriebsfall** muss unterschieden werden, ob der äußere und der innere Verstellkolben auf der linken oder auf der rechten Seite aufeinander aufgesetzt haben.

Wenn der äußere und der innere Verstellkolben auf der linken Seite der Verstellung aufeinander aufgesetzt haben, gilt:

$$F_{HK} = \quad (5-97)$$

$$c_2 + \frac{c_1 \cdot c_2}{c_1 + c_2} \cdot (e_V - e_{HK}) - c_2 \cdot \Delta e_{1,\max} - A_1 \cdot \Delta p_{FZP} + A_2 \cdot \left( \frac{c_1}{c_1 + c_2} \cdot p_R - p_L \right)$$

$$F_V = \frac{l_1}{l_2} \cdot c_2 \cdot \left( 2 \cdot e_V - e_{HK} - \Delta e_{1,\max} - \frac{c_1 \cdot e_{HK} + c_2 \cdot e_V + A_2 \cdot p_R}{c_1 + c_2} \right). \quad (5-98)$$

Wenn der äußere und der innere Verstellkolben auf der rechten Seite der Verstellung aufeinander aufgesetzt haben, gilt:

$$F_{HK} = \quad (5-99)$$

$$c_2 + \frac{c_1 \cdot c_2}{c_1 + c_2} \cdot (e_V - e_{HK}) + c_2 \cdot \Delta e_{1,\max} - A_1 \cdot \Delta p_{FZP} + A_2 \cdot \left( p_R - \frac{c_1}{c_1 + c_2} \cdot p_L \right)$$

$$F_V = \frac{l_1}{l_2} \cdot c_2 \cdot \left( 2 \cdot e_V - \frac{c_1 \cdot e_{HK} + c_2 \cdot e_V + A_2 \cdot p_L}{c_1 + c_2} - e_{HK} + \Delta e_{1, \max} \right). \quad (5-100)$$

#### 5.4.4 Auslegung und Analyse der Verstelleinheit des Flügelzellenaktors

Im Rahmen der Auslegung der überarbeiteten Verstelleinheit müssen die Federsteifigkeiten der Verstellfedern  $c_1$  und  $c_2$ , die Kolbenflächen der Verstellkolben  $A_1$  und  $A_2$  sowie die maximale mögliche Verformung der inneren Verstellfeder  $\Delta e_{1, \max}$  festgelegt werden. Wie bei der Auslegung des gesamten mechatronischen Fahrzeugfederungssystems erfolgt auch hier zunächst eine statische Vorauslegung, die anschließend durch eine modellbasierte Analyse überprüft und gegebenenfalls optimiert wird.

##### Statische Vorauslegung

Aus dem Koeffizientenvergleich zwischen den Gleichungen (5-33) und (5-95) folgt für den **1. Betriebsfall**:

$$c_V = \frac{2 \cdot c_1 \cdot c_2}{c_1 + c_2} \quad (5-101)$$

$$A_R = A_1 - \frac{c_1}{c_1 + c_2} \cdot A_2 + A_{IR}. \quad (5-102)$$

Mit Gleichung (5-68) folgt daraus:

$$\frac{2 \cdot c_1 \cdot c_2}{(c_1 + c_2) \cdot (A_1 + A_{IR}) - c_1 \cdot A_2} = \frac{d_{FZP} \cdot V_{g, \max} \cdot n_{FZP}}{A_{GL}^2 \cdot e_{\max}}. \quad (5-103)$$

Bei der Festlegung der Parameter der Verstellung müssen außerdem folgende Anforderungen berücksichtigt werden:

1. Die Druckdifferenz, bei der einseitig die maximale Verformung der inneren Verstellfeder erreicht wird, soll möglichst groß sein.
2. Die Zunahme der Dämpfung im 2. Betriebsfall soll so gering wie möglich sein.
3. Die für die Verstellung erforderliche Kraft soll möglichst klein sein.

Die Druckdifferenz, bei der einseitig die maximale Verformung der inneren Verstellfeder erreicht wird, ergibt sich aus der Federsteifigkeit der inneren Verstellfeder und der maximal möglichen Verformung der inneren Verstellfeder. Beide Parameter müssen möglichst groß sein.

Die Dämpfung im 2. Betriebsfall wird maßgeblich durch die Federsteifigkeit der äußeren Verstellfeder beeinflusst. Damit die Zunahme der Dämpfung möglichst gering ausfällt, muss die Federsteifigkeit der äußeren Verstellfeder so klein wie möglich sein.

Die für die Verstellung erforderliche Kraft ist unter anderem von der Kolbenfläche der äußeren Verstellkolben abhängig. Diese sollte daher so klein wie möglich sein.

Unter Berücksichtigung der oben aufgeführten Anforderungen, der konstruktiven Randbedingungen und der Festigkeitsanforderungen an die Verstellfedern wurden die Parameter der Verstelleinheit entsprechend Gleichung (5-103) wie folgt gewählt:

$$c_1 = 125000 \text{ N/m}$$

$$c_2 = 800000 \text{ N/m}$$

$$A_1 = 1,7 \text{ cm}^2$$

$$A_2 = 0,5 \text{ cm}^2$$

$$\Delta e_{1, \max} = 8,5 \text{ mm} .$$

### Modellbasierte Analyse

Der 2. Betriebsfall für die Verstelleinheit tritt nur auf, wenn für den Wankausgleich hohe Drücke im Gleichlaufteil des HP-Gleichlaufzylinders gestellt werden müssen. Entsprechend den für die Auslegung der überarbeiteten Verstelleinheit formulierten Anforderungen soll sich daher das dynamische Verhalten des mechatronischen Fahrzeugfederungssystems mit der überarbeiteten Verstelleinheit ohne aktiven Wankausgleich (Geradeausfahrt) gegenüber dem System mit der ursprünglichen Verstelleinheit nicht oder nur geringfügig ändern. Um dies zu beurteilen, wurde zunächst die Fahrt mit 15 km/h über die Schlechtwegstrecke „Schweizer Bahn“ mit der ursprünglichen und mit der überarbeiteten Verstelleinheit simuliert. In Tabelle 5-3 sind die aus der Simulation ermittelten Bewertungsgrößen für beide Verstelleinheiten gegenübergestellt. Wie erwartet, weichen diese nur geringfügig voneinander ab.

Im nächsten Schritt wurde die Hindernisüberfahrt mit 10 km/h simuliert. Die Ergebnisse sind im Bild 5-23 dargestellt. Beim System mit der überarbeiteten Verstelleinheit sind die Amplituden der Aufbaubeschleunigung geringfügig höher, insbesondere bei der Federungsabstimmung 2.

Tabelle 5-3: Bewertungsgrößen bei der Schlechtwegstrecke „Schweizer Bahn“

	ursprüngliche Verstelleinheit		überarbeitete Verstelleinheit	
	Abstimmung 1	Abstimmung 2	Abstimmung 1	Abstimmung 2
Effektivwert der bewerteten Aufbaubeschleunigung	0,83 m/s <sup>2</sup>	1,00 m/s <sup>2</sup>	0,85 m/s <sup>2</sup>	1,08 m/s <sup>2</sup>
Variationskoeffizient der Radlastschwankung	0,26	0,24	0,28	0,26
mittlere positive Leistung	244 W	157 W	236 W	146 W
mittlere negative Leistung	- 398 W	-539 W	-395 W	-528 W

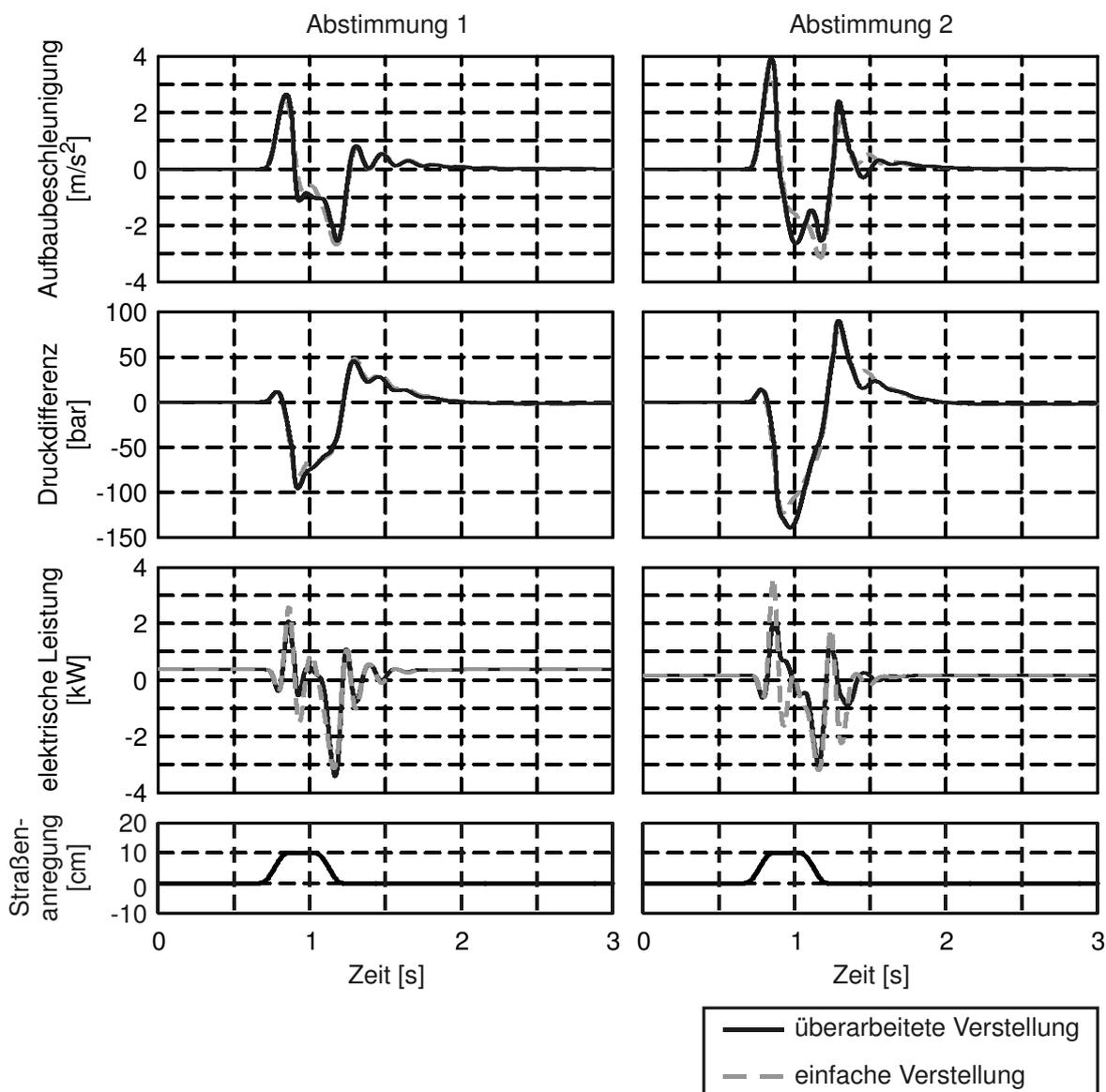


Bild 5-23 : Hindernisüberfahrt: Vergleich zwischen der ursprünglichen und der überarbeiteten Verstellereinheit

Um den Einfluss der überarbeiteten Verstellereinheit zu beurteilen, wenn sich diese im 2. Betriebsfall befindet, wurde die Hindernisüberfahrt bei gleichzeitigem Wankausgleich simuliert. Dazu wurde eine konstante Querbewegung von  $3 \text{ m/s}^2$  angenommen, was einer konstanten Kurvenfahrt mit maximalem Wankausgleich entspricht. Die Simulationsergebnisse sind in Bild 5-24 dargestellt. Auch bei diesem Fahrmanöver unterscheiden sich der Verlauf der Amplituden der Aufbaubeschleunigung bei dem System mit der überarbeiteten Verstellereinheit nur geringfügig von dem des Systems mit ursprünglicher Verstellereinheit. Aufgrund der geringen Abweichungen des Systems mit überarbeiteter Verstellereinheit gegenüber dem System mit der ursprünglichen Verstellereinheit wurde auf eine weitere Optimierung der überarbeiteten Verstellereinheit verzichtet.

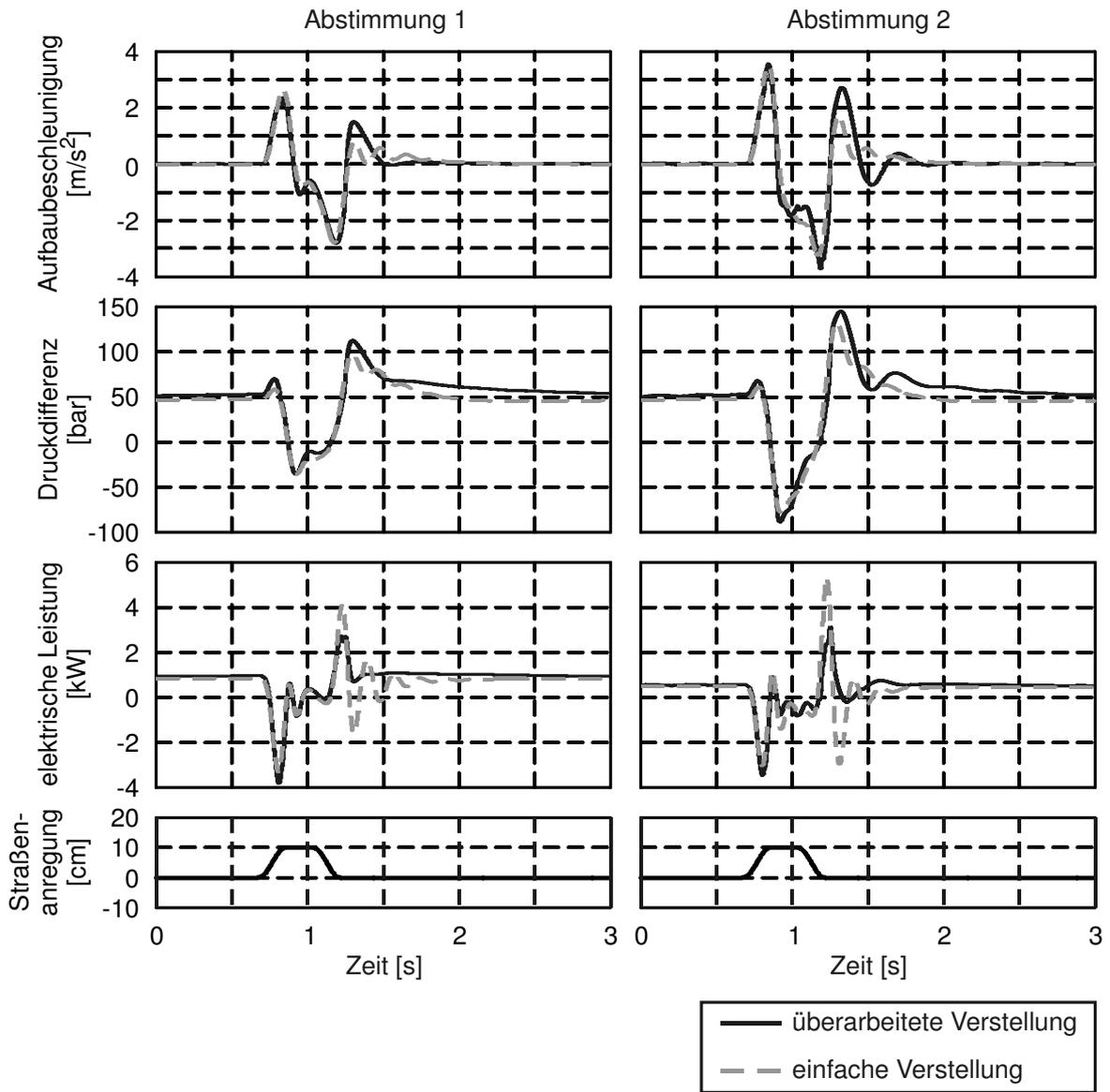


Bild 5-24 : Hindernisüberfahrt bei Kurvenfahrt: Vergleich zwischen der ursprünglichen und der überarbeiteten Verstelleinheit

## 6 Prüfstandserprobung der Federungsaktoren

Nachdem die Federungsaktoren für das mechatronische Fahrzeugfederungssystem entsprechend den Vorgaben aus der mechatronischen Komposition konstruiert wurden, ist der Entwicklungsschritt „mechatronischer Entwurf“ abgeschlossen. Danach beginnt mit Fertigung, Beschaffung und Montage der Federungsaktoren die Realisierungsphase für das mechatronische Fahrzeugfederungssystem. Der nächste Schritt ist die Prüfstandserprobung der Federungsaktoren. Die Ziele der Prüfstandserprobung sind:

- Die Erstinbetriebnahme der Federungsaktoren und der Aktorregelungen
- Die Identifizierung der unbekanntenen und unsicheren Modellparameter
- Die Prüfung und die Absicherung der für die Modellbildung getroffenen Annahmen
- Der Funktionsnachweis für das mechatronische Fahrzeugfederungssystem

Dazu werden zunächst die Federungskomponenten einzeln in Betrieb genommen und vermessen. Abschließend werden als Funktionsnachweis das Führungs- und Störübertragungsverhalten der Federungsaktorik vermessen und mit dem am Modell ermittelten Verhalten verglichen.

### 6.1 Prüfstandsaufbau

Für die Prüfstandserprobung wurden die Federungsaktoren für ein Rad auf einem Prüfstand aufgebaut. Der Hydraulikschaltplan des Prüfstands ist in Bild 6-1 dargestellt. Dieser gliedert sich in die drei Bereiche Anregungseinheit, Vorspanneinheit und Federungsaktoren. Die Druckversorgung des Prüfstands erfolgt über eine stationäre Hydraulikanlage mit zwei Hochdruckkreisen (Pumpe 1 und Pumpe 2).

Durch die Anregungseinheit werden auf dem Prüfstand Bewegungen und Kräfte (Simulation der Straßenanregung und synthetische Anregungen) auf die Aktorik aufgeprägt. Die Anregungseinheit besteht aus dem Anregungszyylinder und einem entsprechenden Regelventil zu dessen Ansteuerung. Der Aufbau des Anregungszyinders entspricht dem HP-Gleichlaufzylinder. Der Gleichlaufteil wird über das Regelventil angesteuert und dient dazu, den Anregungszyylinder positionsgeregt zu verfahren. Die dritte Kammer (HP-Kammer) wird über die Vorspanneinheit vorgespannt und stellt die statische Belastung für die Aktorik. Auf diese Weise sind die beiden Funktionen des Anregungszyinders (positionsgeregeltes Verfahren und Stellen der statischen Last) voneinander getrennt.

Durch die Vorspanneinheit wird der gesamte Prüfstand (Anregungseinheit und Aktoren) auf das gewünschte Druckniveau (Arbeitsdruck des Fahrzeugfederungssystems  $p_a$ ) gebracht. Die Vorspanneinheit besteht aus einem Regelventil und einem Hydraulikspeicher. Über das Regelventil wird im Hydraulikspeicher der gewünschte Betriebsdruck eingeregelt.

Die aufgebauten Federungsaktoren sind in Bild 6-2 dargestellt. Dies sind der HP-Gleichlaufzylinder, die HP-Speicher, der Ventilblock und der Flügelzellenaktor.

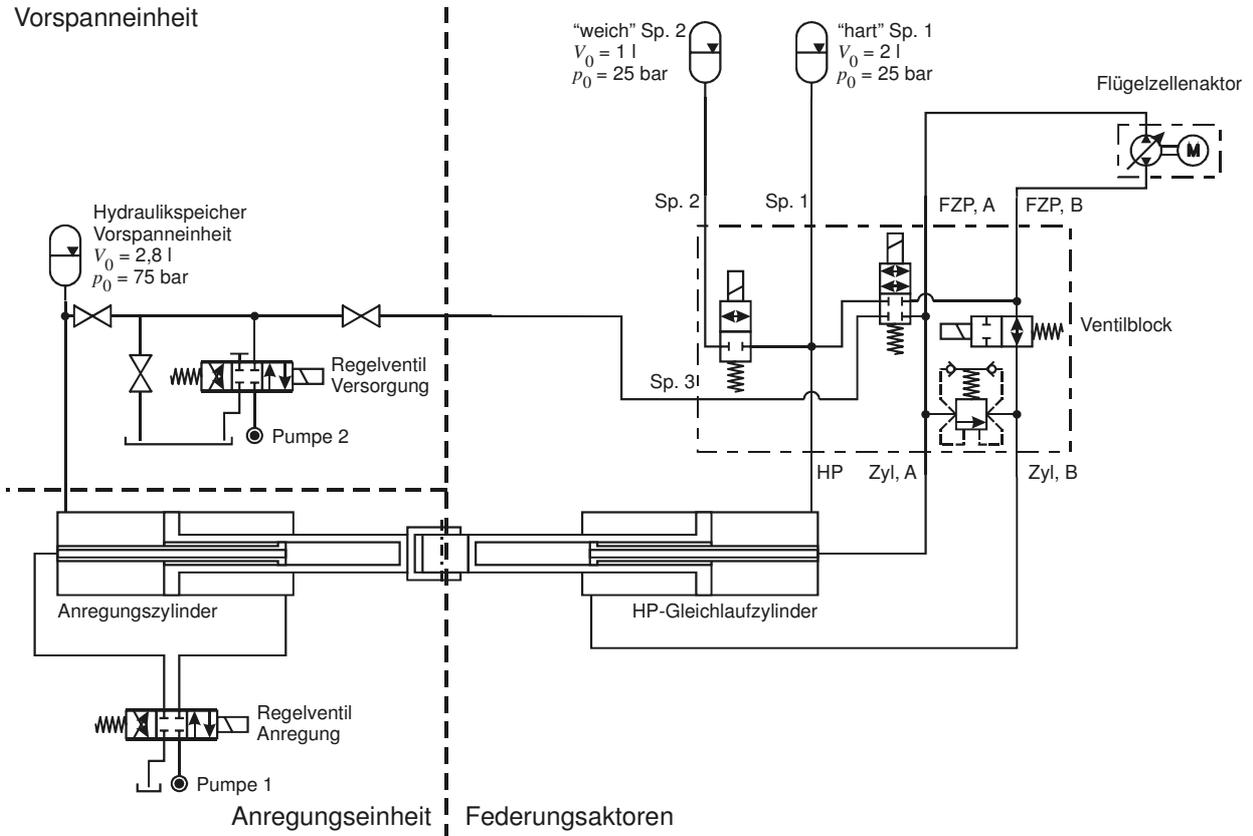


Bild 6-1 : Hydraulikschaltplan des Aktorik-Prüfstands

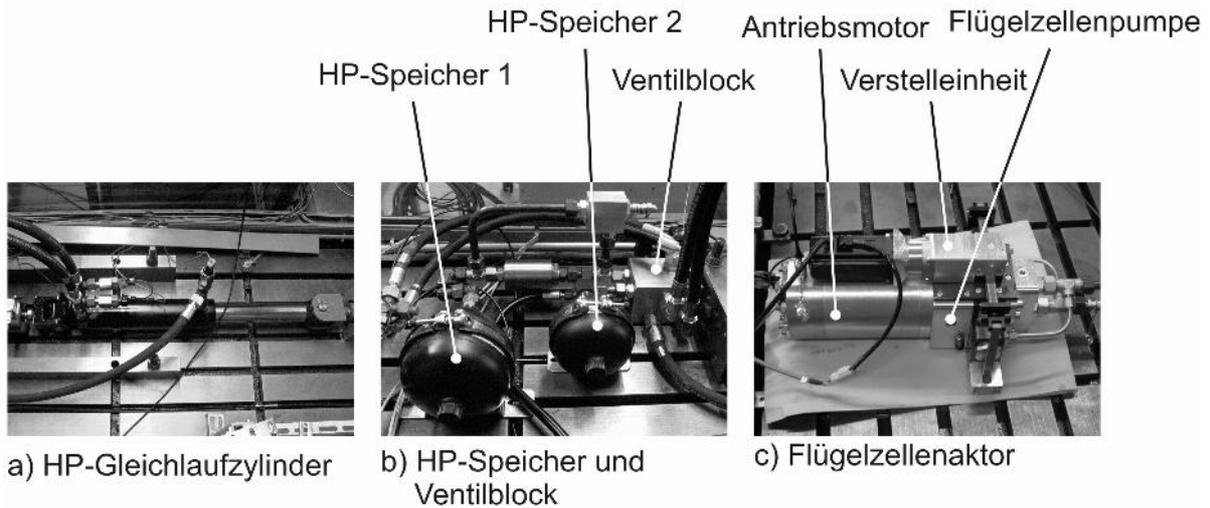


Bild 6-2 : Federungsaktoren auf dem Prüfstand

## 6.2 Identifizierung und Validierung des Modells der HP-Federung

Die Herleitung der Gleichung für die Kapazität der Hydraulikspeicher (Gleichung (5-11)) basiert auf der allgemeinen Gasgleichung:

$$p \cdot V^\kappa = \text{const.} \quad (6-1)$$

Der Polytropenexponent  $\kappa$  ist von der Geschwindigkeit, mit der die Zustandsänderungen des Speichers ablaufen, abhängig. Bei einer langsamen Zustandsänderung reicht die Zeit für den Temperaturengleich mit der Umgebung aus, so dass es zu einer isothermen Zustandsänderung kommt; es gilt:  $\kappa = 1$ . Läuft die Zustandsänderung dagegen mit hoher Geschwindigkeit ab, so dass der Temperaturengleich mit der Umgebung nicht stattfindet, kommt es zu einer adiabatischen Zustandsänderung, dann gilt:  $\kappa \neq 1$ . In der Praxis kommt es in der Regel zu einer Mischform bei den Zustandsänderungen. Dies wird durch einen entsprechenden Polytropenexponenten berücksichtigt, der für das Modell der HP-Federung anhand von Messungen identifiziert werden muss. Ein weiterer unbekannter Parameter des Modells ist der Durchflusswiderstand des Schaltventils (Gleichung (5-16)), mit dem der zweite Hydraulikspeicher zu- und abgeschaltet wird.

Für die Messungen, die zur Bestimmung der beiden unbekanntenen Parameter erforderlich sind, wurde auf dem Prüfstand der in Bild 6-3 dargestellte Messaufbau realisiert. Um eine Beeinflussung der Messungen durch den Gleichlaufteil des HP-Gleichlaufzylinders auszuschließen, wurde der Gleichlaufteil direkt mit der Versorgungseinheit verbunden, so dass der Druck im Gleichlaufteil konstant gehalten wird. Der zweite Hydraulikspeicher wurde zugeschaltet, das heißt, das Schaltventil ist geöffnet.

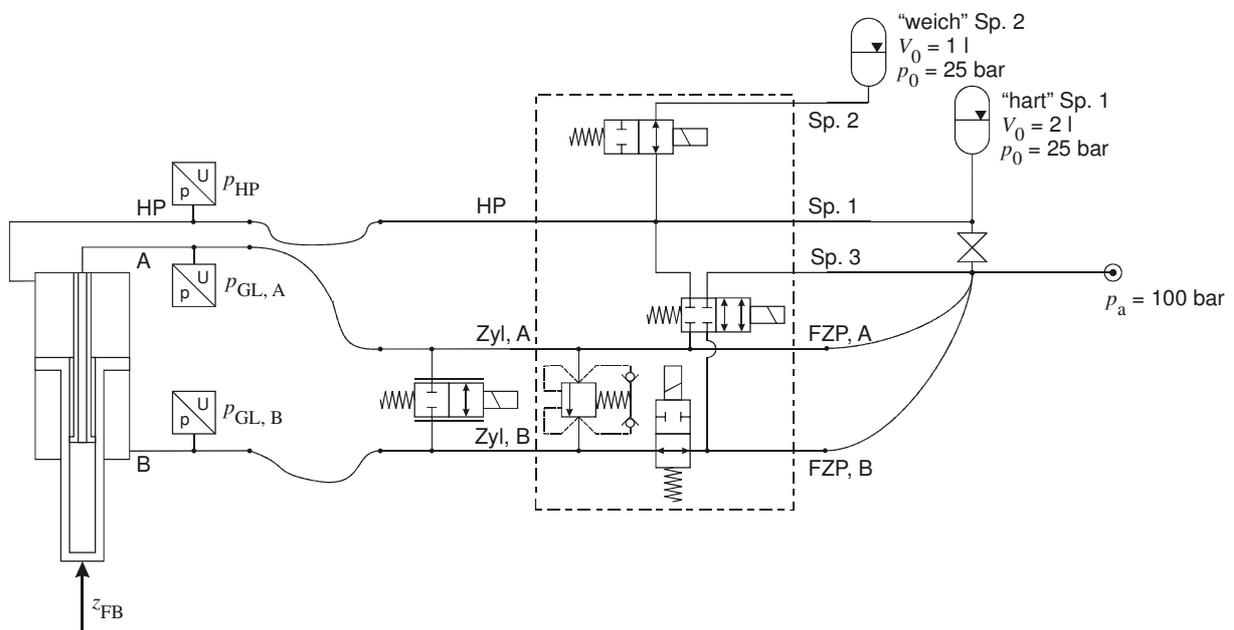


Bild 6-3 : Messanordnung zur Identifizierung und zur Validierung des Modells der HP-Federung

Für die Durchführung der Messungen wurde die HP-Federung bei der Mittelstellung des HP-Gleichlaufzylinders auf einen Arbeitsdruck von  $p_a = 100$  bar vorgespannt. Anschließend wurde der HP-Gleichlaufzylinder mit Hilfe des Anregungszyinders mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten bis in die jeweiligen Endlagen ein- und ausgefahren. Zwischen dem Ein- und dem Ausfah-

ren des HP-Gleichlaufzylinders wurde in den Endlagen für eine bestimmte Zeit verharret. Das Ergebnis der Versuche zeigt Bild 6-4.

Durch das Verharren in den Endlagen findet dort ein Temperatenausgleich mit der Umgebung statt, so dass der Startpunkt des Druckverlaufs für das Ein- und das Ausfahren jeweils auf der zur isothermen Zustandsänderung gehörenden Kennlinie liegt. Beim Ein- und Ausfahren stellt sich dagegen eine adiabatische Zustandsänderung ein. Durch den Angleich des Modells an die Messung wurde ein Polytropenexponent von  $\kappa = 1,3$  bestimmt. Außerdem haben die Messungen gezeigt, dass der Einfluss des Durchflusswiderstands des Schaltventils auf den Druckverlauf gegenüber dem Einfluss der Kapazität der Hydraulikspeicher vernachlässigbar ist.

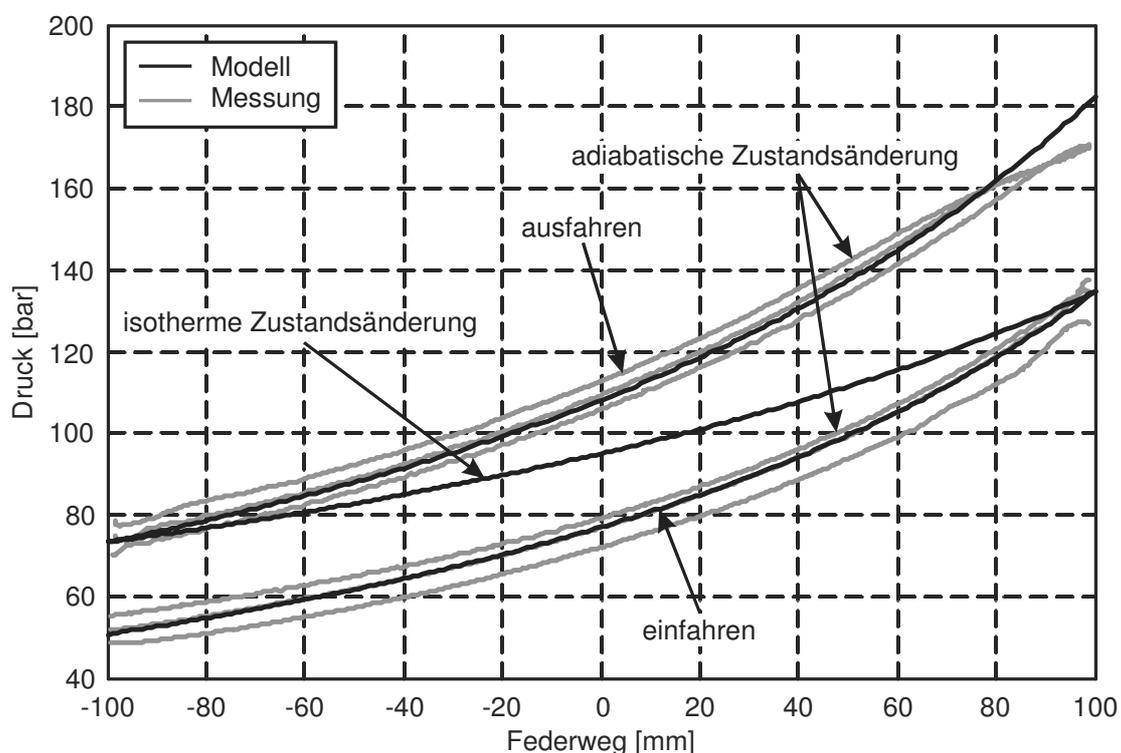


Bild 6-4 : Druckverlauf über Federweg, HP-Teil

### 6.3 Messtechnische Analyse des Einflusses des Ventilblocks und der Hydraulikleitungen

Im Rahmen der bisherigen modellbasierten Betrachtungen wurden die vom Ventilblock und den hydraulischen Leitungen verursachten Strömungswiderstände vernachlässigt. Um deren Einfluss zu erfassen, wurde der HP-Gleichlaufzylinder zusammen mit dem Ventilblock und den Rohr- und Schlauchleitungen der Aktorik vermessen. Dazu wurde der Gleichlaufteil an der Stelle des Flügelzellenaktors, wie in Bild 6-5 dargestellt, kurzgeschlossen. Anschließend wurde der HP-Gleichlaufzylinder durch den Anregungszylinder mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten im Bereich zwischen 0 und 0,5 m/s verfahren und die Verfahrgeschwindigkeit und die Druckdifferenz im Gleichlaufteil gemessen. Das Ergebnis ist in Bild 6-6 als Druck-Geschwindigkeitsdiagramm dargestellt.

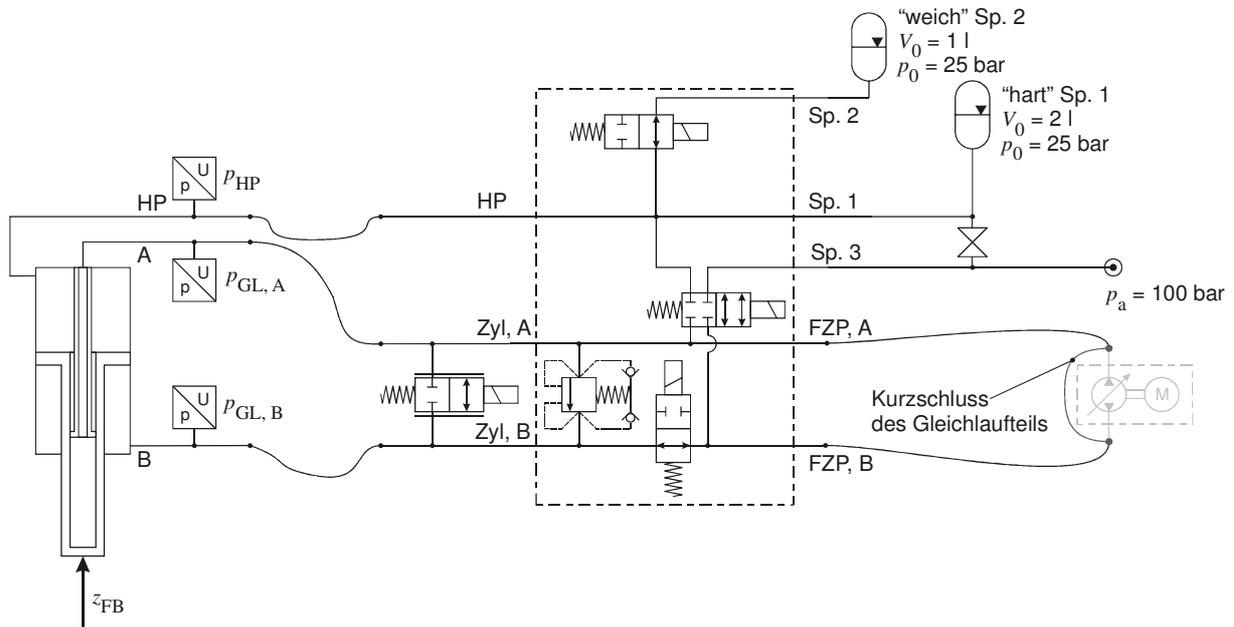


Bild 6-5 : Messanordnung: HP-Gleichlaufzylinder, Ventilblock und Hydraulikleitungen

Die Druckdifferenz im Gleichlaufteil wird durch die Strömungswiderstände des Ventilblocks und der Hydraulikleitungen verursacht. Zusammengefasst können diese durch einen Durchflusswiderstand von

$$R_{VB} = 0,074 \frac{\text{bar}}{\text{l/min}}$$

angenähert werden (siehe Bild 6-6).

Aus der Druckdifferenz resultiert eine zusätzliche Dämpfungskraft, die im Modell des HP-Gleichlaufzylinders berücksichtigt werden soll. Für die vom HP-Gleichlaufzylinder gestellte Kraft gilt damit (vgl. Gleichung (5-1)):

$$F_{FB} = F_{HP} + F_{GL} + F_{d, VB}, \quad (6-2)$$

mit der durch die Strömungswiderstände verursachten Dämpfungskraft:

$$F_{d, VB} = d_{VB} \cdot \dot{z}_{FB}. \quad (6-3)$$

Die durch den Ventilblock und die Hydraulikleitungen verursachte Dämpfung  $d_{VB}$  ergibt sich analog zu Gleichung (5-58) aus dem Durchflusswiderstand zu:

$$d_{VB} \approx 2500 \text{ Ns/m}.$$

Die durch den Flügelzellenaktor realisierte Dämpfung muss entsprechend geringer sein. Denn für die durch das Federbein realisierte Dämpfung gilt:

$$d_{FB} = d_{VB} + d_{FZA} \approx 5000 \text{ Ns/m}. \quad (6-4)$$

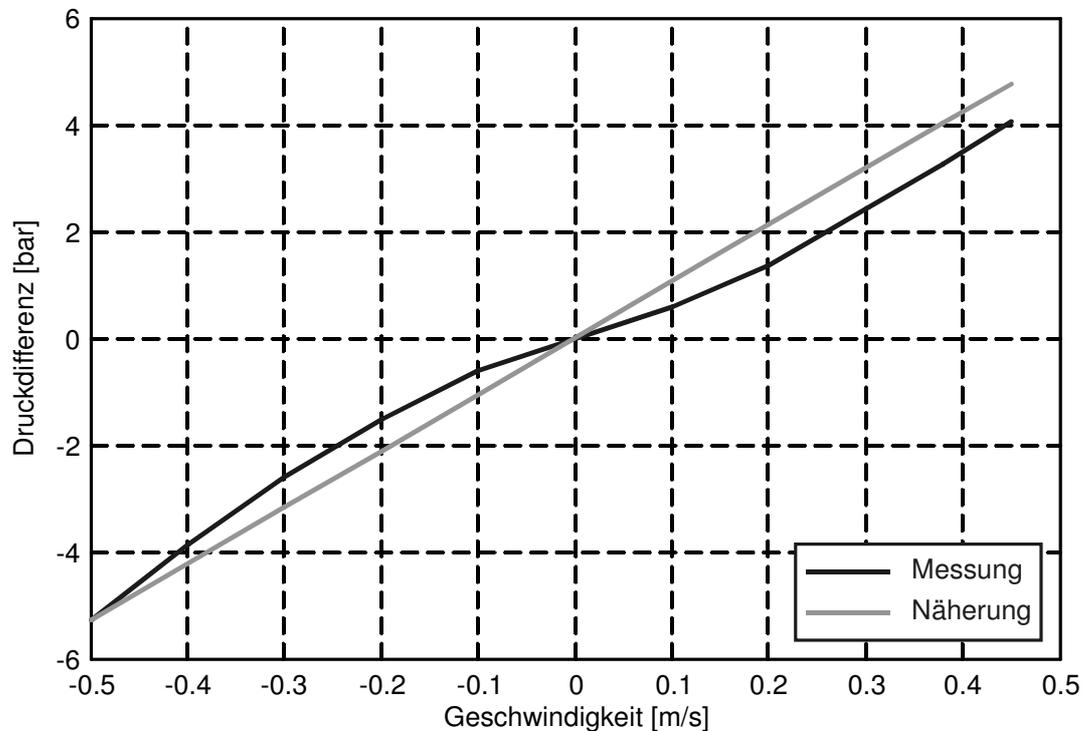


Bild 6-6 : Druck-Geschwindigkeitsdiagramm, HP-Gleichlaufzylinder, Ventilblock und Hydraulikleitungen

## 6.4 Experimentelle Untersuchung des Flügelzellenaktors

Die Schwerpunkte bei der experimentellen Untersuchung des Flügelzellenaktors liegen auf der Identifizierung der unbekannt Parameter des Antriebsmotors und der Druckrückführung. Dazu wurden die einzelnen Komponenten sowohl im Zeit- als auch im Frequenzbereich vermessen. Die Identifizierung der unbekannt Parameter erfolgt durch den Abgleich der Messungen mit den in Kapitel 5 erstellten Modellen.

### 6.4.1 Parameteridentifizierung des Modells des Antriebsmotors

Die unbekannt Parameter des Modells des Antriebsmotors sind das Massenträgheitsmoment der MPE (Rotor des Motors und der Pumpe) sowie der Reibkoeffizient der MPE. Der Reibkoeffizient berücksichtigt neben der Reibung in den Lagern des Motors und der Pumpe auch die durch die Ölfüllung der MPE verursachte viskose Reibung.

Um den Reibkoeffizienten zu identifizieren, wurde der sich einstellende effektive Motorstrom bei unterschiedlichen konstanten Motordrehzahlen gemessen (Bild 6-7). Bei diesen Messungen war die MPE mit Öl gefüllt, und die hydraulischen Anschlüsse der Pumpe waren direkt miteinander verbunden. Damit entspricht der effektive Strom dem Leerlaufstrom.

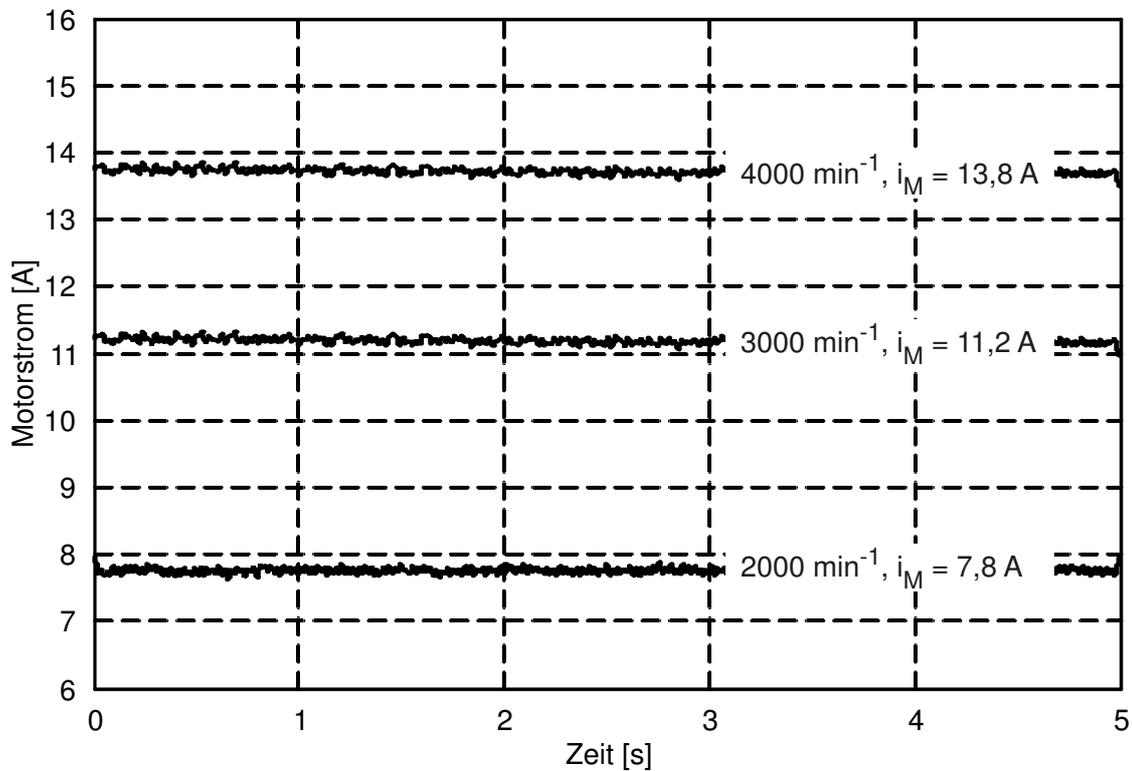


Bild 6-7: Mittlerer Leerlaufstrom bei unterschiedlichen Motordrehzahlen

Mit  $\omega_{\text{MPE}} = 0$  und  $M_{\text{Last}} = 0$  folgt aus Gleichung (5-35):

$$M_{\text{Antrieb}} = d_{\text{MPE}} \cdot \omega_{\text{MPE}} \quad (6-5)$$

Mit Gleichung (5-36) folgt daraus:

$$d_{\text{MPE}} = \frac{k_{\text{M}} \cdot i_{\text{M}}}{\omega_{\text{MPE}}} \quad (6-6)$$

Die Motorkonstante wird vom Hersteller angegeben mit:  $k_{\text{M}} = 0,11 \text{ Nm/A}$ .

Damit ergeben sich folgende Werte für den Reibkoeffizienten:

$$d_{\text{MPE}} = 0,0036 \text{ Nms/rad bei } n_{\text{MPE}} = 4000 \text{ min}^{-1},$$

$$d_{\text{MPE}} = 0,0039 \text{ Nms/rad bei } n_{\text{MPE}} = 3000 \text{ min}^{-1},$$

$$d_{\text{MPE}} = 0,0041 \text{ Nms/rad bei } n_{\text{MPE}} = 2000 \text{ min}^{-1}.$$

Mit der Beziehung:

$$P_{\text{el}} = i_{\text{M}} \cdot (k_{\text{EMK}} \cdot \omega_{\text{MPE}} + i_{\text{M}} \cdot R_{\text{M}}) \quad (6-7)$$

und

$$k_{\text{EMK}} = 0,089 \text{ V/(rad/s)} \text{ EMK-Konstante (Herstellerangabe)}$$

$R_M = 0,012 \Omega$  elektrischer Widerstand der Motorwicklungen (Herstellerangabe)

folgt für die elektrische Leistung im Leerlauf:

$$P_{el} = 517 \text{ W bei } n_{MPE} = 4000 \text{ min}^{-1},$$

$$P_{el} = 315 \text{ W bei } n_{MPE} = 3000 \text{ min}^{-1},$$

$$P_{el} = 146 \text{ W bei } n_{MPE} = 2000 \text{ min}^{-1}.$$

Um das Massenträgheitsmoment der MPE zu identifizieren, wurde der Frequenzgang vom Sollstrom zur Motordrehzahl bei stromgeregeltem Motor

$$G_{n_{MPE}, i_{A, \text{soll}}} (j\omega) = \frac{n_{MPE}(j\omega)}{i_{A, \text{soll}}(j\omega)} \quad (6-8)$$

vermessen. Wie bereits bei den vorigen Messungen waren auch für diese Messungen die MPE mit Öl gefüllt und die hydraulischen Anschlüsse der Pumpe miteinander verbunden. Der gemessene Frequenzgang gibt im Wesentlichen die Motordynamik wieder, da der Einfluss des Stromreglers im Bereich bis 100 Hz vernachlässigbar ist. Durch Abgleich des gemessenen Frequenzgangs mit dem am Modell ermittelten Frequenzgang (Bild 6-8) konnte das Massenträgheitsmoment der MPE wie folgt ermittelt werden:

$$\Theta_{MPE} = 7,54 \text{ kg/cm}^2.$$

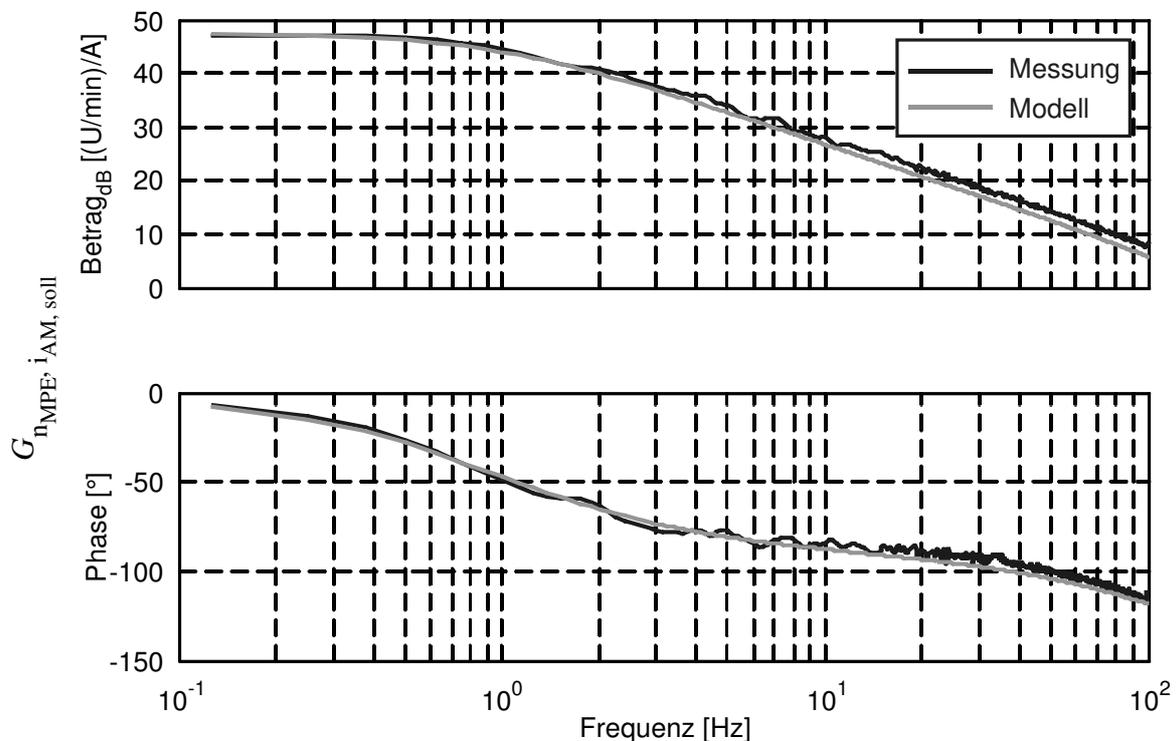


Bild 6-8: Frequenzgang Motordrehzahl / Sollstrom bei unbelasteter MPE mit Ölfüllung

### 6.4.2 Analyse der Druckrückführung und der internen Rückstellkräfte

Wie im Rahmen der Modellbildung gezeigt, resultieren die auf den Hubkolben der Flügelzellenpumpe wirkenden Rückstellkräfte aus den Kräften der externen Druckrückführung und aus den internen Rückstellkräften. Während sich die wirksamen Kolbenflächen der externen Druckrückführung einfach aus den geometrischen Abmessungen der Rückführkolben bestimmen lassen, sollte die für die internen Rückstellkräfte wirksame Fläche experimentell ermittelt werden. Dazu wurde der in Bild 6-9 dargestellte Messaufbau realisiert. Der Flügelzellenaktor ist mit einem Hydraulikanschluss direkt an die Druckleitung der Versorgungshydraulik angeschlossen und wird von dort mit Druck beaufschlagt. Der andere Hydraulikanschluss ist über einen Volumenstromzähler mit der Tankleitung verbunden. Neben dem Ölvolumenstrom wurden der Druck an den Hydraulikanschlüssen und die Drehzahl des Antriebsmotors aufgezeichnet. Bei konstanter Antriebsdrehzahl und in der Nullposition festgestellter Verstellung wurde der Druck der Versorgungshydraulik schrittweise solange erhöht, bis der maximale Volumenstrom der Versorgungshydraulik erreicht war. Die Messungen wurden für beide Förderrichtungen der Pumpe bei 2000 U/min und bei 3000 U/min durchgeführt.

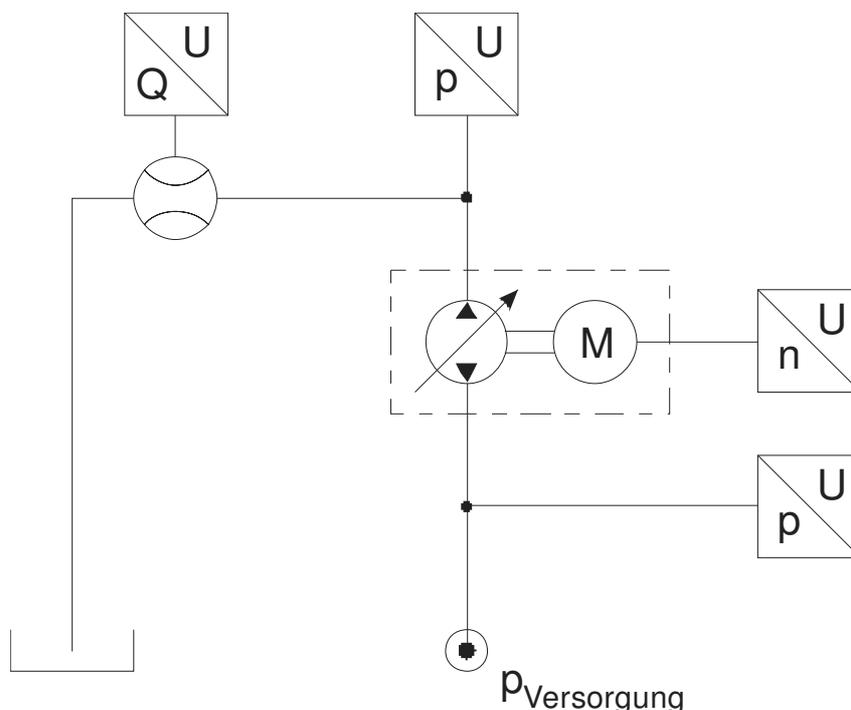


Bild 6-9: Messanordnung zur Bestimmung der Rückstellkraft

Bei der in der Nullposition festgelegten Verstellung ( $e_V = 0$ ) ergibt sich unter Vernachlässigung des Lecköls und der Hubkolbendynamik der Ölvolumenstrom der Pumpe  $Q_{FZP}$  entsprechend Gleichung (5-61) zu:

$$Q_{FZP} = -\frac{V_{g, \max} \cdot n_{MPE} \cdot A_R}{e_{\max} \cdot c_v} \cdot \Delta p_{FZP} \quad (6-9)$$

Aus der anliegenden Druckdifferenz und dem sich einstellenden Ölvolumenstrom kann durch Umstellen von Gleichung (6-9) die wirksame Rückstellfläche ermittelt werden:

$$A_R = -\frac{Q_{FZP} \cdot e_{\max} \cdot c_V}{n_{MPE} \cdot V_{g, \max} \cdot \Delta p_{FZP}} \quad (6-10)$$

Bei den Messungen mit externer Druckrückführung hat sich gezeigt, dass die resultierende wirksame Rückstellfläche deutlich höher war, als aufgrund der Abmessungen des Druckrückführungskolbens der externen Druckrückführung zu erwarten war. Aus diesem Grund wurden die Messungen ohne externe Druckrückführung wiederholt. Dabei wurde deutlich, dass die wirksame interne Rückstellfläche bereits in der Größenordnung der für die externe Druckrückführung vorgesehenen Rückstellfläche liegt. Außerdem hat sich gezeigt, dass die interne Rückstellfläche durch die Geometrie der in die Steuer- und die Axialscheibe eingebrachten Dämpfungsnuten beeinflusst werden kann. Aus diesem Grund wurde auf die externe Druckrückführung verzichtet und stattdessen die wirksame interne Rückstellfläche über die Geometrie der Dämpfungsnuten in der Steuer- und der Axialscheibe so angepasst, dass dadurch die angestrebte Druckrückführung realisiert wird. Im Folgenden werden dazu einige Messergebnisse genauer analysiert.

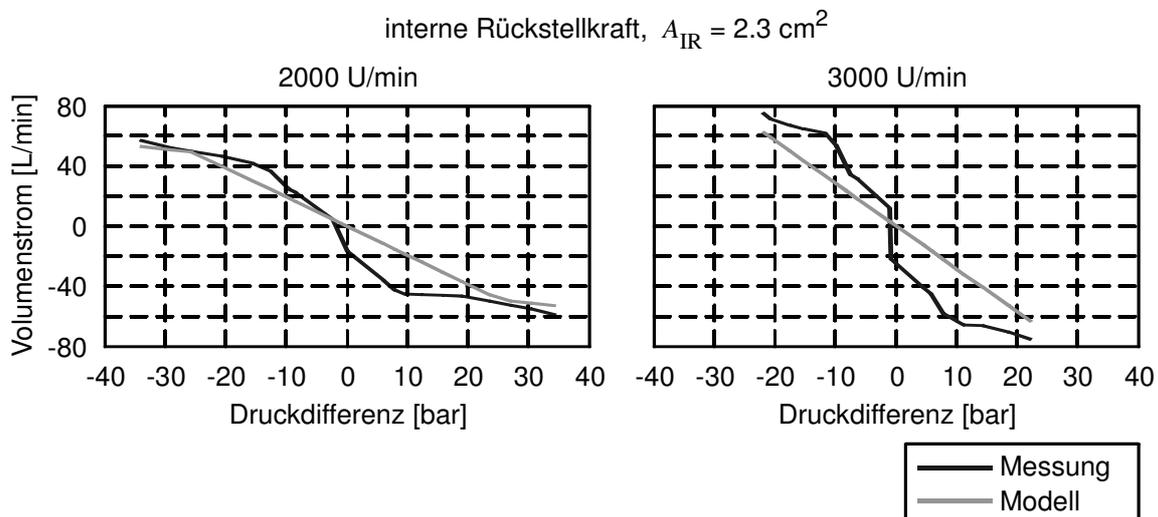


Bild 6-10 : Volumenstrom über Druckdifferenz, interne Rückstellkraft, wirksame interne Rückstellfläche:  $2,3 \text{ cm}^2$

Zunächst wird eine Pumpenkonfiguration mit nur in der Steuerscheibe eingebrachten Dämpfungsnuten betrachtet. In Bild 6-10 ist der sich bei dieser Pumpenkonfiguration einstellende Volumenstrom über der an der Pumpe anliegenden Druckdifferenz aufgetragen. Dargestellt ist der Vergleich zwischen Messung und Simulation bei den Pumpendrehzahlen 2000 U/min und 3000 U/min. Die angegebene wirksame interne Rückstellfläche von  $A_{IR} = 2,3 \text{ cm}^2$  wurde durch den Abgleich zwischen Modell und Messung ermittelt, wobei das Modell das reale Verhalten nur ungenügend wiedergibt. Insgesamt ist die aus den internen Rückstellkräften resultierende Druckrückführung bereits größer, als bei der Abstimmung der Druckrückführung angestrebt wurde.

Im nächsten Schritt wurde eine Pumpenkonfiguration mit Dämpfungsnuten sowohl in der Steuerscheibe als auch in der Axialscheibe vermessen. Durch die Verdopplung der Querschnittsfläche der Dämpfungsnuten konnte die interne Rückstellkraft reduziert werden. Beim Abgleich des Modells mit den Messungen wurde eine wirksame interne Rückstellfläche von  $A_{IR} = 1,84 \text{ cm}^2$  ermittelt. Wie in Bild 6-11 zu erkennen ist, gibt das Modell das reale Verhalten bei Pumpendrehzahlen von sowohl 2000 U/min als auch bei 3000 U/min gut wieder. Der ungleichmäßige Anstieg des Volumenstroms mit der Druckdifferenz sowohl bei der Messung als auch bei der Simulation

resultiert zum Einen aus den Drehzahlschwankungen (diese wurden bei der Simulation berücksichtigt), und zum Anderen wird bei einer Druckdifferenz von ca. 20 bar bei den Verstellfedern der Bereich mit höherer Federsteifigkeit erreicht. Aufgrund der guten Übereinstimmung des Modells mit dem realen Verhalten wurde auf eine weitere Untersuchung der internen Rückstellkraft verzichtet, obwohl bekannt ist, dass diese nicht nur von der Druckdifferenz, sondern auch von der Drehzahl abhängig ist (siehe [Har10]).

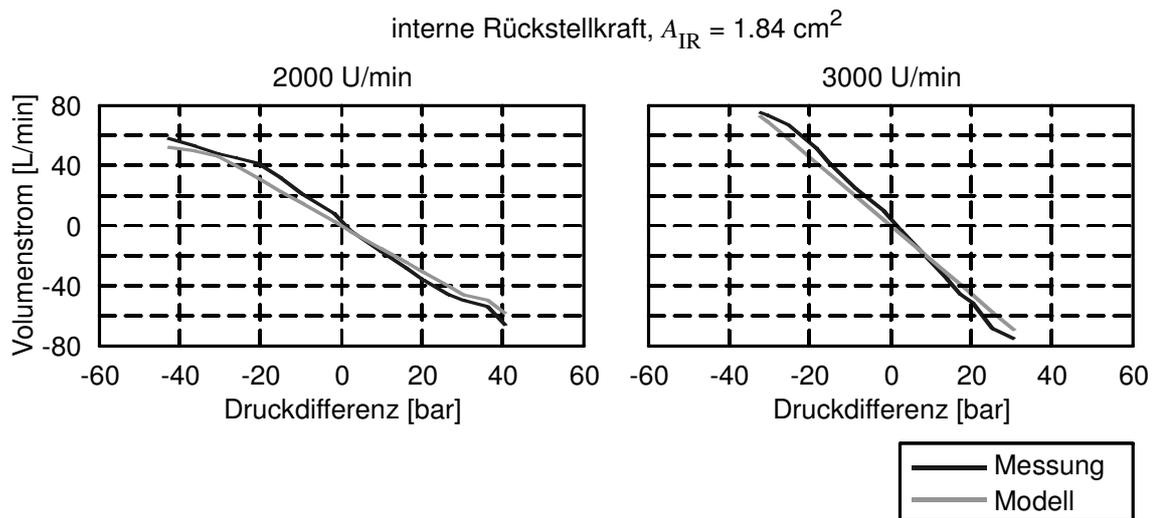


Bild 6-11 : Volumenstrom über Druckdifferenz, interne Rückstellkraft, wirksame interne Rückstellfläche:  $1,84 \text{ cm}^2$

Der Volumenstrom und die Druckdifferenz können über die Kolbenfläche des Gleichlaufteils in Geschwindigkeit und Kraft umgerechnet werden. Die für die Pumpenkonfiguration mit einer wirksamen Rückstellfläche von  $A_{IR} = 1,84 \text{ cm}^2$  resultierenden Dämpferkennlinien sind in Bild 6-12 dargestellt.

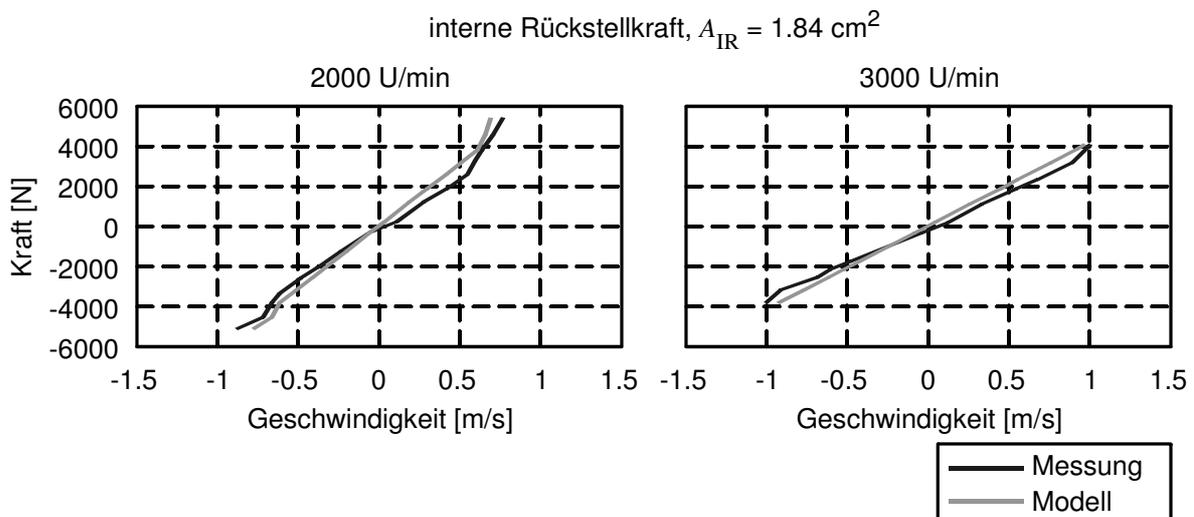


Bild 6-12 : Dämpfung durch den FZA, wirksame interne Rückstellfläche:  $1,84 \text{ cm}^2$

Bei einer Nenndrehzahl von 3000 U/min ergibt sich eine Dämpfung von etwa 4000 Ns/m, und bei einer Drehzahl von 2000 U/min erhöht sich die Dämpfung auf etwa 6000 Ns/m. Wie an dem Knick der Dämpferkennlinien zu erkennen ist, wird der Bereich mit höherer Steifigkeit der Verstellfedern bei 2000 U/min bereits bei einer Einfedergeschwindigkeit von ca. 0,5 m/s erreicht, während dies bei 3000 U/min erst bei etwa 1 m/s Einfedergeschwindigkeit eintritt.

Zusammen mit der durch den Ventilblock und den Zylinder verursachten Dämpfung von etwa 2500 Ns/m resultieren bei 3000 U/min eine Dämpfung von 6500 Ns/m und bei 2000 U/min eine Dämpfung von 8500 Ns/m. Die Dämpfung ist damit zwar höher als die im Rahmen der Synthese der Wunschdynamik ermittelten Vorgabe für die Dämpfung, dennoch wurde diese Pumpenkonfiguration für den Einsatz im Fahrzeug beibehalten.

## 6.5 Führungs- und Störübertragungsverhalten des Flügelzellenaktors

Das Führungs- und das Störübertragungsverhalten des Flügelzellenaktors ist entscheidend für die Funktion des entworfenen mechatronischen Fahrzeugfederungssystems. Durch das Führungsverhalten des Flügelzellenaktors wird festgelegt, mit welcher Bandbreite die aktive Kraft aufgebaut werden kann, das heißt, bis zu welcher Bandbreite der aktive Eingriff erfolgen kann. Das Störübertragungsverhalten entspricht der passiven Dämpfung des Federungssystems. Zum Abschluss der Prüfstandserprobung wurden das Führungs- und das Störübertragungsverhalten des Flügelzellenaktors vermessen und die Ergebnisse mit den am Modell ermittelten Ergebnissen verglichen.

### 6.5.1 Führungsübertragungsverhalten

Zur experimentellen Ermittlung des Führungsübertragungsverhaltens des Flügelzellenaktors wurde zunächst der Frequenzgang von der Soll-Pumpenverstellung zur Druckdifferenz

$$G_{\Delta p_{\text{FZP}}, e_{v, \text{soll}}}(j\omega) = \frac{\Delta p_{\text{FZP}}(j\omega)}{e_{v, \text{soll}}(j\omega)} \quad (6-11)$$

im Gleichlaufteil des HP-Gleichlaufzylinders bei unterschiedlichen Antriebsdrehzahlen des Flügelzellenaktors vermessen. In Bild 6-13 sind die Ergebnisse für die Antriebsdrehzahlen 2000 U/min und 3000 U/min dargestellt.

Aus Gleichung (5-69) folgt, dass das Führungsübertragungsverhalten nicht von der Antriebsdrehzahl des Flügelzellenaktors abhängt. Der Grund dafür liegt in der unterlagerten hydraulischen Druckregelung des Flügelzellenaktors. Dies wird durch die gemessenen Frequenzgänge bestätigt.

Im Rahmen der modellbasierten Auslegung des Fahrzeugfederungssystems wurde davon ausgegangen, dass die aktive Kraft mit Hilfe des Flügelzellenaktors mit einer Bandbreite von mindestens 5 Hz gestellt werden kann. Als obere Grenze der Bandbreite kann die Frequenz angenommen werden, bei der die Phase auf  $-45^\circ$  abgefallen ist. Dies ist bei ca. 6 Hz der Fall. Die Anforderung aus der Auslegung des Fahrzeugfederungssystems ist damit erfüllt. Außerdem zeigt der Vergleich der gemessenen Frequenzgänge mit dem am Modell ermittelten Frequenzgang eine gute Übereinstimmung zwischen Modell und realem System.

Durch die gemessenen Frequenzgänge wird nur das Führungsübertragungsverhalten bei kleinen Auslenkungen der Soll-Pumpenverstellung um die Nulllage erfasst. Um das Verhalten des Flügelzellenaktors bei größeren Soll-Pumpenverstellungen und höheren Drücken beurteilen zu können, wurde eine Messung mit einem sinusförmigen Sollwert für die Pumpenverstellung durchgeführt. Bei einer Amplitude von 9,5 mm und einer Frequenz von 1 Hz stellt sich eine maximale Druckdif-

ferenz von ca. 80 bar ein. Bei einer Druckdifferenz von ca.  $\pm 20$  bar setzen einseitig der äußere und der innere Verstellkolben aufeinander auf. In der Messung (Bild 6-14) ist dies an dem flacheren Druckanstieg im Druckbereich zwischen - 20 bar und + 20 bar zu erkennen. Außerdem zeigt auch hier der Vergleich zwischen Messung und Modell eine gute Übereinstimmung zwischen Modell und realem System.

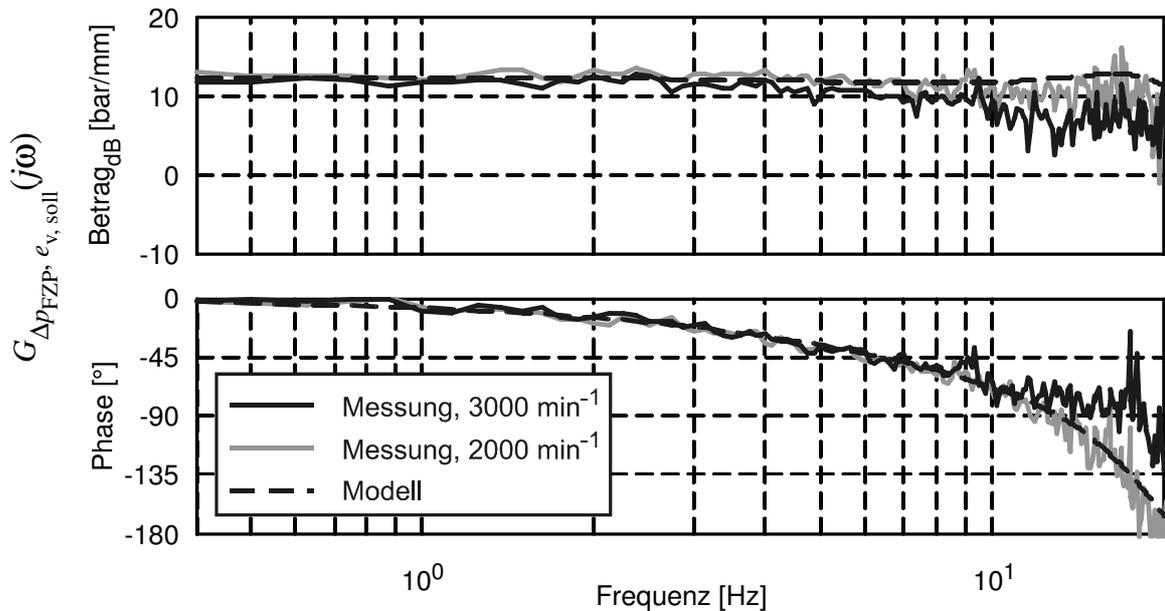


Bild 6-13 : Frequenzgang: Führungsverhalten des Flügelzellenaktors

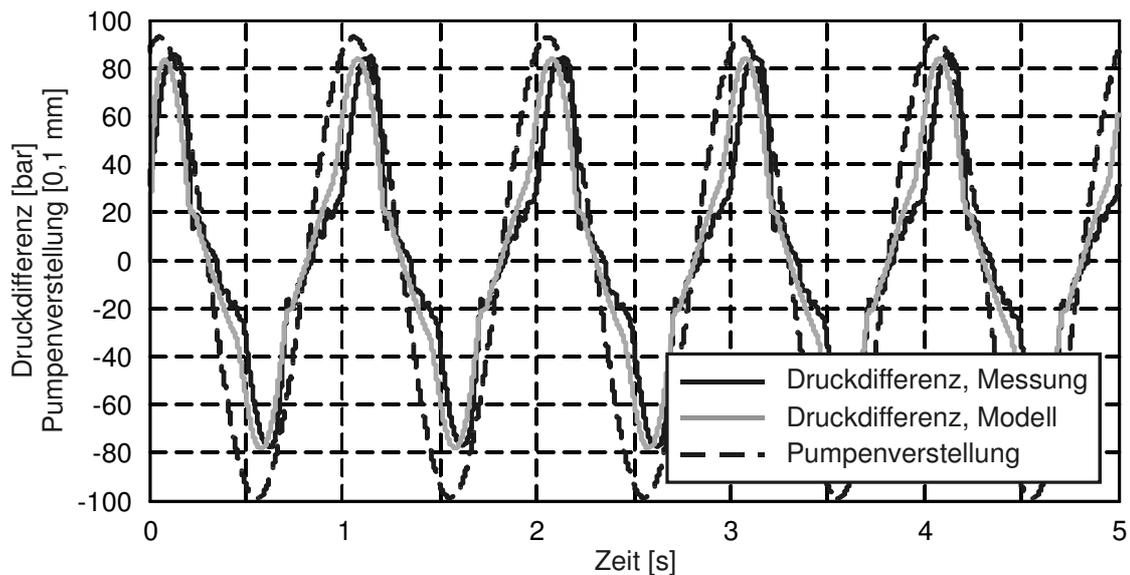


Bild 6-14 : Führungsverhalten des Flügelzellenaktors

### 6.5.2 Störübertragungsverhalten

Für die Beurteilung des Störübertragungsverhaltens wurde der Frequenzgang vom Weg des HP-Gleichlaufzylinders zur Druckdifferenz im Gleichlaufteil des HP-Gleichlaufzylinders bei einer Antriebsdrehzahl des Flügelzellenaktors von 3000 U/min vermessen (Bild 6-15). Dieser zeigt annähernd den für Dämpfer typischen Verlauf eines Differenzierers mit einem Amplitudenanstieg von 20 dB/Dek und einer Phase von 90°. Daher kann davon ausgegangen werden, dass der Flügelzellenaktor und der HP-Gleichlaufzylinder zusammen wie ein Dämpfer mit der gewünschten Dämpfung wirken. Außerdem weisen auch hier das Modell und die Messung eine gute Übereinstimmung auf.

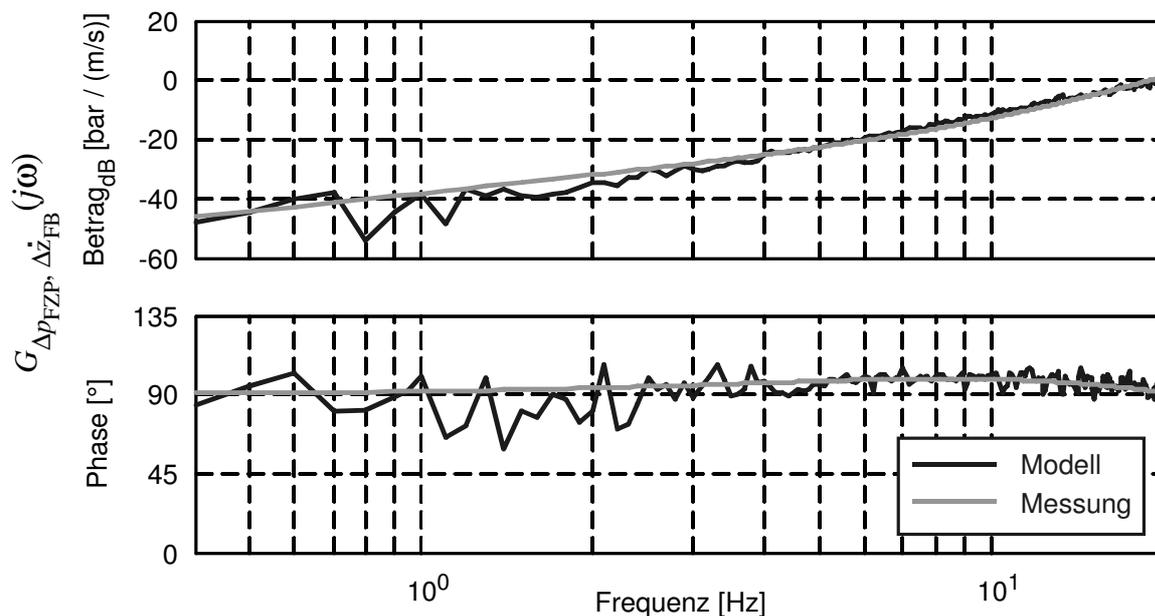


Bild 6-15 : Frequenzgang: Störverhalten des Flügelzellenaktors

## 6.6 Zusammenfassung der Prüfstandserprobung

Im Rahmen der Prüfstandserprobung konnten die eingangs formulierten Ziele:

- Erstinbetriebnahme der Federungsaktoren
- Identifizierung der unbekannt und unsicheren Modellparameter
- Prüfung und Absicherung der für die Modellbildung getroffenen Annahmen
- Funktionsnachweis für das mechatronische Fahrzeugfederungssystem

erreicht werden.

Dabei haben die Prüfung und die Absicherung der für die Modellbildung getroffenen Annahmen ergeben, dass Annahmen bezüglich der durch den Flügelzellenaktor realisierten Dämpfung angepasst werden müssen. Zum Einen wird bereits durch den Ventilblock ein Teil der erforderlichen Dämpfung realisiert, zum Anderen ist die interne Druckrückführung der Flügelzellenpumpe bereits so groß, dass auf eine externe Druckrückführung verzichtet werden kann.

Nachdem der Funktionsnachweis für das entworfene mechatronische Fahrzeugfederungssystem am Prüfstand erbracht wurde, sind die nächsten Schritte der Einbau und die Inbetriebnahme der

mechatronischen Fahrzeugfederung in ein Versuchsfahrzeug. Diese Schritte sowie die Erprobung des mechatronischen Federungssystems im Versuchsfahrzeug wurden mittlerweile erfolgreich durchgeführt [WGT11].



## 7 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wird die Entwicklung eines mechatronischen Fahrzeugfederungssystems für ein geländegängiges Nutzfahrzeug beschrieben. Diese erfolgte entsprechend dem etablierten Entwicklungsprozess für mechatronische Produkte ([VDI 2206]). In dieser Arbeit erfolgt eine logische Weiterentwicklung des Entwicklungsprozesses. Dazu wird der modellbasierte Entwicklungsansatz der mechatronischen Komposition auf die Entwurfsschritte Planung und Konzeption erweitert.

An die Stelle der reinen Aufgabenklärung tritt die Erstellung der modellbasierten Entwurfsumgebung. Diese umfasst neben den Modellen des entwurfsrelevanten Systemumfelds das Modell des zu entwerfenden mechatronischen Systems, wobei die Modellierungstiefe dieses Modells im Laufe des Entwurfs zunimmt. Zu Beginn des Entwurfs wurden für die modellgestützte Konzeption einfache, auf den Wirkprinzipien basierende Modelle erstellt. Die Wirkprinzipien für mechatronische Fahrzeugfederungssysteme sind:

- Feder
- Dämpfer
- semiaktiver Eingriff
- aktiver Eingriff

Auf der Basis der Modelle der einzelnen Wirkprinzipien wurden Modelle unterschiedlicher möglicher Wirkstrukturen erstellt. Mit deren Hilfe war es möglich, unterschiedliche Federungskonzepte zu analysieren und zu bewerten, ohne den detaillierten Aufbau der Federungs- und der Aktorkonzepte entwerfen und ausarbeiten zu müssen. Bei der Bewertung stand neben den Auslegungszielen Fahrkomfort und Fahrsicherheit vor allem der zu erwartende Leistungsbedarf im Vordergrund. Dieser war entscheidend für die Umsetzung des mechatronischen Federungssystems im Fahrzeug.

Anhand der Analyseergebnisse wurde das am Besten geeignete Federungskonzept ausgewählt und detailliert ausgearbeitet. Das Kernstück dieses Federungskonzepts ist ein reversibler Flügelzellenaktor mit unterlagerter Druckrückführung. Durch die Druckrückführung wird eine hydraulische Druckregelung realisiert. In Kombination mit einem Gleichlaufzylinder werden durch den Flügelzellenaktor die Funktionen aktiver Eingriff und passive Dämpfung realisiert. Die Funktion Federn wird durch eine hydropneumatische Federung (HP-Federung) gewährleistet, die darüber hinaus die Möglichkeit des semiaktiven Eingriffs bietet.

Zum Abschluss der Konzeptphase wurden mit dem auf den Wirkprinzipien basierenden Modell des zu entwerfenden Fahrzeugfederungssystems die Wunschkennlinie sowohl für die passive Grundabstimmung als auch für den aktiven Eingriff bestimmt und eine erste Vorauslegung der erforderlichen Aufbauregelung durchgeführt.

Danach erfolgte im Rahmen der modellbasierten Auslegung des mechatronischen Federungssystems eine detaillierte Modellierung der Federungskomponenten und des Federungssystems. Mit Hilfe der erstellten Modelle wurden anschließend die statische und die dynamische Auslegung der einzelnen Komponenten sowie des Gesamtsystems entsprechend der vorgegebenen Wunschkennlinie durchgeführt. Am Beispiel der Optimierung der Verstellereinrichtung mit unterlagerter Druckrückführung des Flügelzellenaktors wird dabei das Wechselspiel zwischen mechatronischem und konstruktivem Entwurf deutlich.

Nach der Konstruktion und der Fertigung der Federungsaktoren konnten diese auf einem Prüfstand in Betrieb genommen und erprobt werden. Im Rahmen der Prüfstandsuntersuchungen erfolgten

außerdem die Identifizierung und die Validierung der erstellten Modelle sowie der Funktionsnachweis für das mechatronische Federungssystem. Dabei hat sich gezeigt, dass die Größe der von der anliegenden Druckdifferenz abhängigen internen Rückstellkraft der Flügelzellenpumpe durch die konstruktive Gestaltung der Steuer- und der Axialscheiben der Flügelzellenpumpe beeinflussen werden kann. Dieser Effekt wurde ausgenutzt, um die interne Rückstellkraft so auszulegen, dass diese die Druckrückführung realisiert. Dadurch konnte auf eine externe Druckrückführung verzichtet werden.

Inzwischen wurde das entworfene mechatronische Fahrzeugfederungssystem erfolgreich in dem vorgestellten geländegängigen Nutzfahrzeug in Betrieb genommen und erprobt [WGT11]. Dieser Erfolg basiert nicht zuletzt auf der in dieser Arbeit verwendeten und erweiterten modellbasierten Entwurfsmethode. Dadurch konnte bereits während der Konzeption anhand einfacher, auf den Wirkprinzipien beruhender Modelle das am Besten geeignete Federungskonzept ausgewählt werden. Damit war es möglich, die weiteren Entwurfsschritte zielgerichtet für das ausgewählte Federungskonzept durchzuführen.

Die Erweiterung des modellbasierten Entwicklungsansatzes auf die frühen Entwurfsschritte Aufgabenklärung und Konzeption wurde allgemeingültig für mechatronische Systeme formuliert, so dass sich diese Methode nicht nur auf mechatronische Fahrzeugfederungssysteme, sondern auf mechatronische Systeme im Allgemeinen anwenden lässt.

Bei der Inbetriebnahme der Regelung für die Federungsaktoren wurde deutlich, dass das mechatronische Federungssystem bezüglich des Leistungsbedarfs durch bisher nicht betrachtete regelungstechnische Ansätze weiter optimiert werden kann.

Wie die modellbasierten und die experimentellen Analysen des Flügelzellenaktors gezeigt haben, hängt die für den Leerlauf benötigte Leistung und damit der mittlere Leistungsbedarf des Federungssystems stark von der Drehzahl des Flügelzellenaktors ab. Die maximale Drehzahl ist zum Stellen des maximal benötigten Ölvolumenstroms erforderlich. Dieser wiederum wird nur in extremen Situationen, wie zum Beispiel bei der Überfahrt eines Hindernisses, benötigt. Daher besteht die Möglichkeit, bei konstanter Fahrt mit geringen Anregungen für das Federungssystem die Drehzahl des Flügelzellenaktors zu reduzieren oder den Flügelzellenaktor ganz abzuschalten und damit den mittleren Leistungsbedarf zu reduzieren. Die Voraussetzungen dafür sind:

- Die Drehzahl des Flügelzellenaktors muss bei Bedarf wieder ausreichend schnell erhöht werden können.
- Die aus der Reduzierung der Drehzahl des Flügelzellenaktors resultierende Erhöhung der Dämpfung muss kompensiert werden können.

Zur Kompensation der Dämpfungserhöhung könnte die bisher nur für den Notlauf vorgesehene Bypassdrossel genutzt werden. Erste Ansätze in diese Richtung wurde im Rahmen einer Diplomarbeit untersucht [Gel09].

Ein großer Teil des Leistungsbedarfs der mechatronischen Fahrzeugfederung resultiert aus der aktiven Wankkompensation. Um den Leistungsbedarf zu reduzieren, besteht die Möglichkeit, die Wankkompensation ganz oder teilweise durch die Niveauregelung der HP-Federung zu übernehmen und so den Flügelzellenaktor zu entlasten. Die Voraussetzung dafür wäre eine niederfrequent arbeitende Niveauregelung anstatt der bisher vorgesehenen quasistationären Niveauregelung.

Darüber hinaus besteht die Möglichkeit, an Stelle der aktiven Federung nur eine semiaktive Federung zu realisieren. Diese bietet zwar nicht das gleiche Potenzial bezüglich Fahrkomfort und Fahrsicherheit wie die aktive Federung, würde aber deutlich weniger Energie verbrauchen und trotzdem gegenüber der konventionellen passiven Federung eine Verbesserung bedeuten.

## 8 Literatur

- [AN08] ATZWANGER, K.; NEGELE, H.-J.: Fahrdynamikstudie 2008, Kundenorientierung in der Fahrwerkstechnik, ATZ, Automobiltechnische Zeitschrift, Nr. 6, 2006, S. 514 - 510.
- [BFJ+96] BECKER, M.; FRÜHAUF, F.; JÄKER, K.-P.; RUTZ, R.: Development of an Active Suspension System for a Mercedes-Benz Coach O404, 5th IEE Conference on Control Applications, Dearborn, MI, 1996.
- [Bec01] BECKER, M.: Eine flexible, kompakte, hydraulische Antriebseinheit. VDI-Mechatronik-Tagung 2001, Frankenthal, 2001.
- [Bec03] BECKER, M.: Mechatronischer Entwurf eines reversierenden, hydraulischen Antriebsaktors für die aktive Fahrzeugfederung, Dissertation Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 555, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2003
- [BG01] BEITZ, W.; GROTE, K.-H. (Hrsg): Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau, 20. Auflage, Springer Verlag, Berlin / Heidelberg, 2001
- [BJN+01] BECKER, M.; JÄKER, K.-P.; NYENHUIS, M.; SCHULTE-KELLINGHAUS, G.: Elektrohydraulischer Aktor auf Basis einer reversierbaren Flügelzellenpumpe mit unterlagerter Druckregelung, Offenlegungsschrift, DE 101 30 597, Deutsches Patentamt, München, 2001
- [BJS98] BECKER, M.; JÄKER, K.-P.; SCHULTE-KELLINGHAUS, G.: Flügelzellenpumpe/-motor ohne definierte Saug-/Druckseite für den 4-Quadranten-Betrieb. Offenlegungsschrift, DE198 40 791 A 1, Deutsches Patentamt, München, 1998.
- [Bos07] ROBERT BOSCH GMBH (Hrsg.): Kraftfahrtechnisches Taschenbuch, 26. Auflage, Vieweg und Teubner Verlag, Wiesbaden, 2007.
- [Bra69] BRAUN, H.: Untersuchungen von Fahrbahnunebenheiten und Anwendung der Ergebnisse, Dissertation, TU Braunschweig, 1969.
- [CSJ96] CASTIGLIONI, G.; JÄKER, K.-P.; SCHLÜTER, F.: Das aktive Fahrwerk mit elektrischen Aktuatoren, at-Automatisierungstechnik, Nr. 44, 1996, S 345 - 350.
- [Dai04] DAIMLER AG PRODUKTBEREICH UNIMOG (Hrsg.): Unimog U3000 / U4000 / U5000 Produktprospekt, Stuttgart, 2004.
- [EBK+05] ENGEL, H.-G.; BRÜHL, H.; KLECZKA, M.; STELZER, S.; JOHN, M.; LÖCHLE, M.; KOEPERNIK, J.; NIEMÖLLER, J.; RENZ, D.; OPARA, A.; SCHEYHING, F.: Fahrwerksystem, ATZ extra, Die neue S-Klasse von Mercedes-Benz, Oktober 2005, S. 100 - 117.
- [EV02] ERSOY, M.; VORTMEYER, J.: Schaltbarer Stabilisator für PKW und Transporter, Aachener Kolloquium, Fahrzeug und Motorentechnik, Aachen, 2002.

- [FA00] FRÜHAUF, F.; AMMON, D.: Aktive Fahrzeuge - Status und Potentiale, 4. Internationales Heinz Nixdorf Symposium, Auf dem Weg zu den Produkten für die Märkte von morgen, 2004, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 82, Paderborn, 2004.
- [Fec04] FECHT, N.: Fahrwerktechnik für PKW, Verlag moderne Industrie, Landsberg, 2004.
- [Fed55] FEDERSPIEL-LABROSSE, J.-M.: Beitrag zum Studium und zur Vervollkommnung der Aufhängung der Fahrzeuge, ATZ, Automobiltechnische Zeitung, Nr. 3, 1955.
- [Frü85] FRÜHAUF, F.: Entwurf einer aktiven Fahrzeugfederung für zeitverschobene Anregungsprozesse, Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, Fortschritt-Berichte, VDI-Reihe 12, Nr. 57, VDI, Verlag, Düsseldorf, 1985.
- [Gel09] GEL, V.: Entwurf der lokalen Regelstrategie für die Aktoren eines aktiven Federungssystems, Diplomarbeit, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, 2009.
- [Har05] HARCHENKO, J.: Entwicklung und HIL-Test eines Aktors für ein neues aktives Federungssystem. Tagung Hardware-in-the-Loop-Simulation für Mechatronik im Kfz 2005, Haus der Technik, Essen, 2005.
- [Har10] HARCHENKO, J.: Mechatronischer Entwurf eines neuartigen, aktiven Fahrzeugfederungssystems für PKW unter Verwendung einer reversierbaren Flügelzellenpumpe, Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 288, Paderborn, 2010.
- [HB02] HEIßING, B.; BRANDL, H.-J.: Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens, Vogel Buchverlag, Würzburg, 2002.
- [HE07] HEIßING, B.; ERSOY, M.: Fahrwerkhandbuch, Vieweg-Verlag, Wiesbaden, 2007.
- [Hes00] HESTERMEYER, T.: Entwurf, Implementierung und Realisierung einer modellgestützten Regelung für ein Fahrzeug mit volltragendem aktiven Fahrwerk und Motorpumpeneinheiten, Diplomarbeit, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, 2000.
- [HOI06] ST. HILAIRE, A.; OSSYRA, J.-C.; IVANTYSNOVA, M.: Pump-Controlled Active Roll Stabilizer, International Journal of Fluid Power, Bd. 7, Nr. 1, 2006, S. 27 - 40.
- [HRW05a] HAHN, M.; ROBRECHT, M.; WIELENBERG, A.: Mechatroniklösungen für das Fahrwerk, Automotiv Engineering Partners Nr. 9-10, 2005.
- [HRW05b] HAHN, M.; ROBRECHT, M.; WIELENBERG, A.: Durchgängiger Systementwurf von der Modellbildung bis zur Inbetriebnahme eines aktiv gefederten Prototypenfahrzeugs, Haus der Technik e.V. , Essen, 2005.
- [ITJ+08] ILLG, I.; TEWES, M.; JÄKER, K.-P., TRÄCHTLER, A.: Mechatronic Design and Implementation of an Active Suspension for an All-Terrain Tracked Vehicle, AVEC'08, Kobe, 2008.
- [JBB+01] JURR, R.; BEHNSEN, S.; BRUNS, H.; HELD, G.; HOCHGREBE, M.; STRASSBERGER, M.; ZIEGELMEIER, F.: Das aktive Wank-Stabilisierungssystem Dynamic Drive, ATZ extra, Der neue BMW 7er, November 2001, S. 76 - 81.

- [Jäk91] JÄKER, K.-P.: Entwicklung realisierbarer hierarchischer Kompensatorstrukturen für lineare Mehrgrößensysteme mittels CAD, Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, Fortschritt-Berichte, VDI, Reihe 8, Nr. 243, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1991.
- [JS98] JÄKER, K.-P.; SCHULTE-KELLINGHAUS, G.: Hydropneumatisches Federbein mit mehreren hydraulischen Arbeitszylindern, Patentschrift DE 35 43 156 C 2, Deutsches Patentamt, München, 1998.
- [JT08] JÄKER, K.-P.; TRÄCHTLER, A. et al: Hydraulische Systeme in der Mechatronik, Skript zur Vorlesung, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, 2008.
- [Kau02] KAUS, E.: Fahrwerksmechatronik und deren Potential zur Steigerung von Komfort und Sicherheit, Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren, AUTOREG 2002, VDI-Berichte, Nr. 1672, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2002.
- [Koc05] KOCH, T.: Integration von Konstruktion und mechatronischer Komposition während des Entwurfs mechatronischer Systeme am Beispiel eines integrierten Radmoduls, Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, Fortschritt-Berichte, VDI, Reihe 20, Nr. 401, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2005
- [Leh79] LEHMANN, T.: Elemente der Mechanik, Band IV: Schwingungen, Variationsprinzip, Vieweg-Verlag, Wiesbaden, 1979.
- [LW97] LÜCKEL, J.; WALLASCHEK, J.: Functional Modelling and Simulation in Mechanical Design and Mechatronics, 2nd MATHMOD Vienna, Technische Universität Wien, 1997.
- [Mei04] MEIER-NOE, U.: Modellierung mechatronischer Systeme - Basis der Systemauslegung und der Wissenskonservierung, Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, Fortschritt-Bericht VDI, Reihe 20, Nr. 379, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2004.
- [MW03] MITSCHKE, M; WALLENTOWITZ, H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge, 4. Auflage, Springer-Verlag, Berlin / Heidelberg, 2004.
- [Nis05] NISSING, D.: HIL-Einsatz im Rahmen des Entwicklungsprozesses für Aktive Fahrwerke, Tagung Hardware-in-the-Loop-Simulation für Mechatronik im Kfz 2005, Haus der Technik, Essen, 2005.
- [Nye06] NYENHUIS, M.: Strukturierter mechatronischer Entwurf einer SbW-Lenkung, Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, 2006.
- [PB97] PAHL, G.; BEITZ, W.: Konstruktionslehre, Methoden und Anwendungen, Springer-Verlag, Berlin / Heidelberg, 1997.
- [PSS03] PYPER, M.; SCHIFFER, W.; SCHNEIDER, W.: ABC - Active Body Control, Von der Blattfederung zum aktiven System für mehr Fahrsicherheit und Fahrkomfort, Verlag Moderne Industrie, Landsberg, 2003.
- [Rei95] REIMPEL, J.: Fahrwerkstechnik: Grundlagen, 3. Auflage, Vogel Buchverlag, Würzburg, 1995.

- [SBW06] SCHÄFER, E.; BRUNS, T.; WIELENBERG, A.: Potential einer Störgrößenaufschaltung bei der Regelung aktiver Fahrwerke am Beispiel eines geländegängigen Nutzfahrzeugs, 4. Paderborner Workshop "Entwurf mechatronischer Systeme", Paderborn, 2006.
- [Sch09] SCHÄFER, E.: Modular-hierarchische modellbasierte Entwicklung und Optimierung einer Regelung für eine aktive Federung, Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, 2009.
- [SJW06] SCHÄFER, E.; JÄKER, K.-P.; WIELENBERG, A.: Entwicklung und Inbetriebnahme einer aktiven Federung für ein geländegängiges Nutzfahrzeug, 3. VDI/VDE-Fachtagung zur Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren (AUTOREG 2006), Wiesloch, 2006.
- [Str96] STREITER, R.: Entwicklung und Realisierung eines analytischen Regelkonzepts für eine aktive Federung, Dissertation, ISS-Fahrzeugtechnik, Technische Universität Berlin, 1996.
- [Str08] STREITER, R.: ABC Pre-Scan im F700, Das vorausschauende aktive Fahrwerk von Mercedes-Benz, ATZ Nr. 5, 2008.
- [Tat00] TAJE, J.: Simulation und Entwurf einer aktiven Fahrzeugfederung mit entsprechenden Regelungsstrategien unter Berücksichtigung des Fahrkomforts, der Fahrsicherheit und des Leistungsbedarfs, Diplomarbeit, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, 2000.
- [Toe02] TOEPPER, S.: Die mechatronische Entwicklung des Parallelroboters TRIPLANAR, Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 8, Nr. 966, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2002.
- [VDI 2057] Richtlinie VDI 2057: Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen, Ganzkörper-Schwingungen, 2002.
- [VDI 2206] Richtlinie VDI 2206: Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme, 2004.
- [WK91] WALLENTOWITZ, H.; KONIK, D.: Von der Niveauregelung zur aktiven Federung: Erkennbare Entwicklungstendenzen, Fortschritte der Fahrwerkstechnik, Band 10: Aktive Fahrwerkstechnik, Vieweg-Verlag, Wiesbaden, 1991.
- [Wei09] WEISSKE, A.: Modellbasierte Reglersynthese für ein aktives Fahrzeug-Federungssystem, Diplomarbeit, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, 2009.
- [WGT11] WEISSKE, A.; GEL, V.; TRÄCHTLER, A.: Fully Active Suspension System for a Military All-Terrain Transport Vehicle, 27th Applied Vehicle Technology Panel, 2011.
- [WHJ+08] WIELENBERG, A.; HARCHENKO, J.; JÄKER, K.-P.; TRÄCHTLER, A.: Modellbasierte Entwicklung eines volltragenden, vollaktiven Federungssystems für ein geländegängiges Nutzfahrzeug, 4. VDI/VDE-Fachtagung zur Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren (AUTOREG 2008), Baden-Baden, 2008.

- [WS99] WOLFSRIED, S.; SCHIFFER, W.: Active Body Control (ABC) - das neue aktive Federungs- und Dämpfungssystem des CL-Coupés von DaimlerChrysler, VDI-Berichte Nr. 1494, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1999.
- [WS04] WALLENTOWITZ, H.; SCHRÜLLKAMP, T.: Geregelte Fahrwerke, in: WALLISER, G., Elektronik im Kraftfahrzeugwesen: Steuerungs-, Regelungs- und Kommunikationssysteme, Kontakt & Studium, Band 437, expert-Verlag, Berlin, 2004
- [WS06] WIELENBERG, A.; SCHÄFER, E.: Reversible Flügelzellenpumpe für aktive Fahrwerkssysteme, Konstruktion, Zeitschrift für Produktentwicklung und Ingenieurwerkstoffe Nr. 3, 2006, S 67 - 70.
- [WS07] WIELENBERG, A.; SCHÄFER, E.: Model-based Design of an Active Suspension System Equipped with a Reversible Vane Pump, 5th International Fluid Power Conference, Aachen, 2007.
- [WS08] WOHLLENBERG, S.; SONNAK, U.: Das Fahrwerk des Golf VI, Adaptive Fahrwerksregelung und Adaptive Cruise Control, ATZ extra: Der WV Golf VI, Sept. 2008.
- [ZBR97] ZOMOTOR, A.; BRAESS, H.-H.; RÖNITZ, R.: Verfahren und Kriterien zur Bewertung des Fahrverhaltens von Personenkraftwagen – Ein Rückblick auf die letzten 20 Jahre, Teil 1, ATZ Nr. 12, 1997.
- [ZBR98] ZOMOTOR, A.; BRAESS, H.-H.; RÖNITZ, R.: Verfahren und Kriterien zur Bewertung des Fahrverhaltens von Personenkraftwagen – Ein Rückblick auf die letzten 20 Jahre, Teil 2, ATZ Nr. 3, 1998.



## Anhang

### A1 Funktionsorientierte Anforderungsliste

Nr.	Anforderung	Art <sup>a</sup>
<b>1</b>	<b>Fahrkomfort</b>	
1.1	Auf den Aufbau wirkende Beschleunigung minimieren	F
1.2	Schwingungen der Hub-, Wank- und Nickbewegung dämpfen	F
1.3	Wank- und Nickbewegungen weitestgehend unterdrücken	F
<b>2</b>	<b>Fahrsicherheit</b>	
2.1	Dynamische Radlastschwankungen minimieren	F
<b>3</b>	<b>beladungsunabhängige Funktion</b>	
3.1	Ausreichend Federweg zur Verfügung stellen	F
3.2	Geringe Änderung des Fahrzeugniveaus bei unterschiedlichen Lasten	F
3.3	Keine Änderung des Fahrzeugniveaus bei unterschiedlichen Lasten	W
3.4	Geringe Änderung der Federungseigenschaften bei variablen Lasten	F
3.4	Keine Änderung der Federungseigenschaften bei variablen Lasten	W
<b>4</b>	<b>Geländegängigkeit</b>	
4.1	Geringe Änderung der Federkraft beim Ein- und Ausfedern	F
4.2	Schnelles Ein- und Ausfedern der Räder	F
4.3	Ein- und Ausfedern der Räder unabhängig voneinander	F
4.4	Anpassen des Fahrzeugniveaus an die Fahrsituation	W
<b>5</b>	<b>Energieeffizienz</b>	
5.1	Geringer mittlerer Leistungsbedarf	F
5.2	Geringe Leistungsspitzen	F

a. F = Forderung, W = Wunsch

## A2 Bewertungsgrößen und Auslegungsziele

Nr.	Bewertungsgröße	Auslegungsziel
<b>1</b>	<b>Fahrkomfort</b>	
1.1.1	Effektivwert der bewertete Aufbaubeschleunigung	$a_{zb, \text{eff}}$ optimieren
1.1.2	Aufbaueigenfrequenz	$1 \text{ Hz} \leq f_A \leq 2 \text{ Hz}$
1.1.3	Radeigenfrequenz	$f_R > 10 \text{ Hz}$
1.2	Abklingdauer Hub-, Wank- und Nickschwingungen	$\tau_{A, z_A}, \tau_{A, \varphi_A}, \tau_{A, \kappa_A}$ optimieren
1.3	Amplitude Wank- und Nickwinkel	$ \varphi_A _{\text{max}},  \kappa_A _{\text{max}}$ optimieren
<b>2</b>	<b>Fahrsicherheit</b>	
2.1	Varianz der Radlastschwankung	$\text{Var}(F_R) \leq \frac{1}{3}$
<b>3</b>	<b>Beladungsunabhängige Funktion</b>	
3.1	Erforderlicher Federweg	$\Delta z_{\text{erf}} \leq \Delta z_{\text{max}}$
3.2	Statischer Federweg	$\Delta \Delta z_{\text{stat}}$ optimieren
3.3	Statischer Federweg	$\Delta \Delta z_{\text{stat}} = 0$
3.4.1	Aufbaueigenfrequenz und -dämpfung	$f_{A, \text{bel}} \approx f_{A, \text{leer}}; \zeta_{A, \text{bel}} \approx \zeta_{A, \text{leer}}$
3.4.1	Radeigenfrequenz und -dämpfung	$f_{R, \text{bel}} \approx f_{R, \text{leer}}; \zeta_{R, \text{bel}} \approx \zeta_{R, \text{leer}}$
<b>4</b>	<b>Geländegängigkeit</b>	
4.1	Federkraft	$\Delta F_c \Rightarrow a_{zb}$ optimieren
4.2	Dämpferkraft	$\Delta F_d \Rightarrow a_{zb}$ optimieren
<b>5</b>	<b>Energieeffizienz</b>	
5.1	Erforderliche mittlere Leistung	$P_{\text{el, mittel, ges}} \leq 5 \text{ kW}$
5.2	Leistungsspitzen	$ P_{\text{el}} _{\text{max}} \leq 5 \text{ kW}$

### A3 Führungs- und Störübertragungsfunktion der Druckrückführung

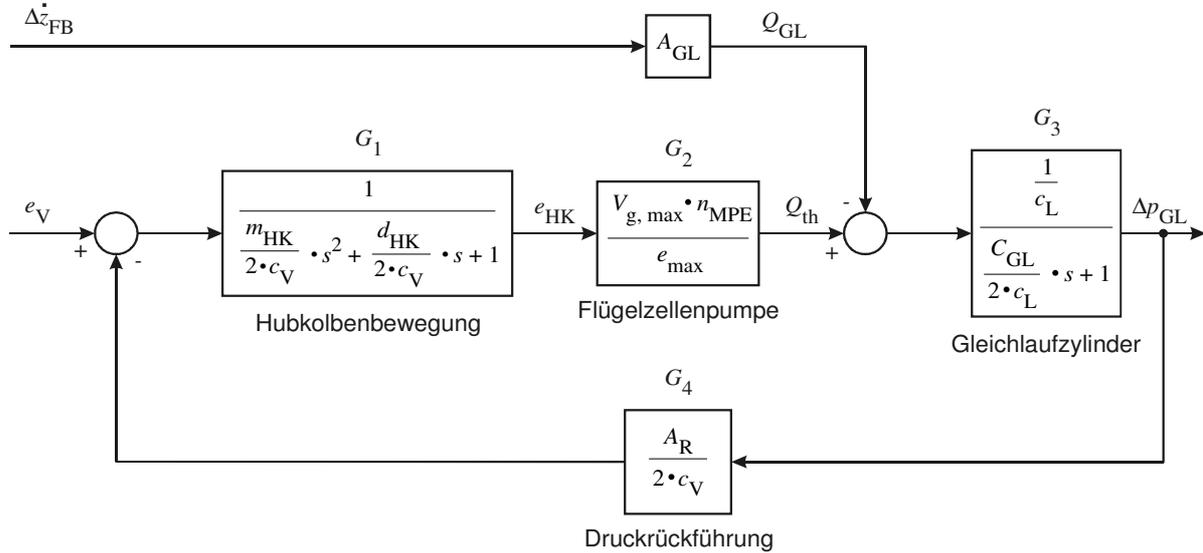


Bild A3-1: Blockschaltbild der hydraulischen Druckregelung (Flügelzellenaktor und Gleichlaufteil des HP-Gleichlaufzylinders)

Ausgehend vom Blockschaltbild der hydraulischen Druckregelung (Bild A.3-1) folgt für die Führungsübertragungsfunktion ( $v_{Zyl} = 0$ ):

$$\frac{\Delta p_{GL}}{e_v} = \frac{G_1 \cdot G_2 \cdot G_3}{1 + G_1 \cdot G_2 \cdot G_3 \cdot G_4} = \frac{Z_{FÜF}}{N_{ÜF}} \quad (\text{A3-1})$$

Für die Störungsübertragungsfunktion ( $e_v = 0$ ) folgt:

$$\frac{\Delta p_{GL}}{\Delta \dot{z}_{FB}} = \frac{G_3 \cdot A_{GL}}{1 + G_1 \cdot G_2 \cdot G_3 \cdot G_4} = \frac{Z_{SÜF}}{N_{ÜF}}, \quad (\text{A3-2})$$

mit:

$$G_1 = \frac{1}{\frac{m_{HK}}{2 \cdot c_V} \cdot s^2 + \frac{d_{HK}}{2 \cdot c_V} \cdot s + 1}, \quad (\text{A3-3})$$

$$G_2 = \frac{V_{g, \max} \cdot n_{MPE}}{e_{\max}} = K_{FZP}, \quad (\text{A3-4})$$

$$G_3 = \frac{2}{C_{GL} \cdot s + 2 \cdot c_L}, \quad (\text{A3-5})$$

$$G_4 = \frac{A_R}{2 \cdot c_V} = K_R. \quad (\text{A3-6})$$

Der Nenner der Führungs- und der Störübertragungsfunktion ergibt sich damit zu:

$$N_{\text{ÜF}} = 1 + \frac{2 \cdot K_{\text{FZP}} \cdot K_{\text{R}}}{\left( \frac{m_{\text{HK}}}{2 \cdot c_{\text{V}}} \cdot s^2 + \frac{d_{\text{HK}}}{2 \cdot c_{\text{V}}} \cdot s + 1 \right) \cdot (C_{\text{GL}} \cdot s + 2 \cdot c_{\text{L}})}. \quad (\text{A3-7})$$

Für den Zähler der Führungsübertragungsfunktion folgt:

$$Z_{\text{FÜF}} = \frac{2 \cdot K_{\text{FZP}}}{\left( \frac{m_{\text{HK}}}{2 \cdot c_{\text{V}}} \cdot s^2 + \frac{d_{\text{HK}}}{2 \cdot c_{\text{V}}} \cdot s + 1 \right) \cdot (C_{\text{GL}} \cdot s + 2 \cdot c_{\text{L}})}. \quad (\text{A3-8})$$

Damit ergibt sich die Führungsübertragungsfunktion zu:

$$\frac{\Delta p_{\text{GL}}}{e_{\text{v}}} = \frac{2 \cdot K_{\text{FZP}}}{\left( \frac{m_{\text{HK}}}{2 \cdot c_{\text{V}}} \cdot s^2 + \frac{d_{\text{HK}}}{2 \cdot c_{\text{V}}} \cdot s + 1 \right) \cdot (C_{\text{GL}} \cdot s + 2 \cdot c_{\text{L}}) + 2 \cdot K_{\text{FZP}} \cdot K_{\text{R}}}. \quad (\text{A3-9})$$

Daraus folgt:

$$\frac{\Delta p_{\text{GL}}}{e_{\text{v}}} = \frac{\frac{K_{\text{FZP}}}{c_{\text{L}} + K_{\text{FZP}} \cdot K_{\text{R}}}}{\frac{m_{\text{HK}} \cdot C_{\text{GL}}}{4 \cdot c_{\text{V}} \cdot (c_{\text{L}} + K_{\text{FZP}} \cdot K_{\text{R}})} \cdot s^3 + \frac{2 \cdot m_{\text{HK}} \cdot c_{\text{L}} + d_{\text{HK}} \cdot C_{\text{GL}}}{4 \cdot c_{\text{V}} \cdot (c_{\text{L}} + K_{\text{FZP}} \cdot K_{\text{R}})} \cdot s^2 + \frac{d_{\text{HK}} \cdot c_{\text{L}} + c_{\text{V}} \cdot C_{\text{GL}}}{2 \cdot c_{\text{V}} \cdot c_{\text{L}} + K_{\text{FZP}} \cdot K_{\text{R}}} \cdot s + 1}. \quad (\text{A3-10})$$

Die statische Verstärkung der Führungsübertragungsfunktion ist damit:

$$\frac{\Delta p_{\text{GL, stat}}}{e_{\text{v, stat}}} = \frac{K_{\text{FZP}}}{c_{\text{L}} + K_{\text{FZP}} \cdot K_{\text{R}}}. \quad (\text{A3-11})$$

Bei Vernachlässigung des Lecköls ( $c_{\text{L}} = 0$ ) folgt daraus mit Gleichung (A.3-6):

$$\frac{\Delta p_{\text{GL, stat}}}{e_{\text{v, stat}}} = \frac{2 \cdot c_{\text{V}}}{A_{\text{R}}}. \quad (\text{A3-12})$$

Für die Störübertragungsfunktion folgt aus den Gleichungen (A.3-2), (A.3-5) und (A.3-7):

$$\frac{\Delta p_{\text{GL}}}{\Delta \dot{z}_{\text{FB}}} = \frac{2 \cdot A_{\text{GL}} \cdot \left( \frac{m_{\text{HK}}}{2 \cdot c_{\text{V}}} \cdot s^2 + \frac{d_{\text{HK}}}{2 \cdot c_{\text{V}}} \cdot s + 1 \right)}{\left( \frac{m_{\text{HK}}}{2 \cdot c_{\text{V}}} \cdot s^2 + \frac{d_{\text{HK}}}{2 \cdot c_{\text{V}}} \cdot s + 1 \right) \cdot (C_{\text{GL}} \cdot s + 2 \cdot c_{\text{L}}) + 2 \cdot K_{\text{FZP}} \cdot K_{\text{R}}}. \quad (\text{A3-13})$$

Daraus folgt:

$$\frac{\Delta p_{GL}}{\Delta \dot{z}_{FB}} = \quad (A3-14)$$

$$\frac{\left( \frac{m_{HK}}{2 \cdot c_V} \cdot s^2 + \frac{d_{HK}}{2 \cdot c_V} \cdot s + 1 \right) \cdot \frac{A_{GL}}{c_L + K_{FZP} \cdot K_R}}{\frac{m_{HK} \cdot C_{GL}}{4 \cdot c_V \cdot (c_L + K_{FZP} \cdot K_R)} \cdot s^3 + \frac{2 \cdot m_{HK} \cdot c_L + d_{HK} \cdot C_{GL}}{4 \cdot c_V \cdot (c_L + K_{FZP} \cdot K_R)} \cdot s^2 + \frac{d_{HK} \cdot c_L + c_V \cdot C_{GL}}{2 \cdot c_V \cdot (c_L + K_{FZP} \cdot K_R)} + 1}$$

Die statische Verstärkung der Störübertragungsfunktion ist damit:

$$\frac{\Delta p_{GL, stat}}{\Delta \dot{z}_{FB, stat}} = \frac{A_{GL}}{c_L + K_{FZP} \cdot K_R} \quad (A3-15)$$

Bei Vernachlässigung des Lecköls ( $c_L = 0$ ) folgt daraus mit den Gleichungen (A.3-4) und (A.3-6):

$$\frac{\Delta p_{GL, stat}}{\Delta \dot{z}_{FB, stat}} = \frac{2 \cdot e_{max} \cdot c_V \cdot A_{GL}}{V_{g, max} \cdot n_{FZP} \cdot A_R} \quad (A3-16)$$

## A4 Aus der Verstellung resultierende Kräfte auf den Hubring

### A4.1 1. Betriebsfall

Für den 1. Betriebsfall ergibt sich mit den Gleichungen (5-90), (5-91), (5-93) und (5-94) aus Gleichung (5-86):

$$F_{\text{HK,L}} = \frac{c_1 \cdot c_2}{c_1 + c_2} \cdot (e_{\text{V}} - e_{\text{HK}}) + A_1 \cdot (p_{\text{L}} - p_{\text{a}}) - \frac{c_1}{c_1 + c_2} \cdot A_2 \cdot p_{\text{L}}, \quad (\text{A4-1})$$

$$F_{\text{HK,R}} = \frac{c_1 \cdot c_2}{c_1 + c_2} \cdot (e_{\text{HK}} - e_{\text{V}}) + A_1 \cdot (p_{\text{R}} - p_{\text{a}}) + \frac{c_1}{c_1 + c_2} \cdot A_2 \cdot p_{\text{R}}. \quad (\text{A4-2})$$

Gleichung (5-77) ergibt damit:

$$F_{\text{HK}} = 2 \cdot \frac{c_1 \cdot c_2}{c_1 + c_2} \cdot (e_{\text{HK}} - e_{\text{V}}) + A_1 \cdot (p_{\text{L}} - p_{\text{R}}) - \frac{c_1}{c_1 + c_2} \cdot A_2 \cdot (p_{\text{L}} - p_{\text{R}}). \quad (\text{A4-3})$$

Mit den Zusammenhängen:

$$p_{\text{L}} = p_{\text{a}} - \frac{1}{2} \cdot \Delta p_{\text{FZP}}, \quad (\text{A4-4})$$

$$p_{\text{R}} = p_{\text{a}} + \frac{1}{2} \cdot \Delta p_{\text{FZP}}, \quad (\text{A4-5})$$

folgt daraus:

$$F_{\text{HK}} = 2 \cdot \frac{c_1 \cdot c_2}{c_1 + c_2} \cdot (e_{\text{HK}} - e_{\text{V}}) - A_1 \cdot \Delta p_{\text{FZP}} + \frac{c_1}{c_1 + c_2} \cdot A_2 \cdot \Delta p_{\text{FZP}}. \quad (\text{A4-6})$$

Aus der Gleichung (5-92) resultiert mit Gleichung (5-84):

$$F_{\text{V,x}} = \frac{c_2 \cdot l_1}{l_2} \cdot (e_{\text{V,x}} - e_{\text{VK2,x}}). \quad (\text{A4-7})$$

Mit Gleichung (5-84) folgt daraus:

$$F_{\text{V,x}} = \frac{c_2 \cdot l_1}{l_2} \cdot \left( e_{\text{V,x}} - \frac{c_1 \cdot e_{\text{HK,x}} + c_2 \cdot e_{\text{V,x}} + F_{\text{h2,x}}}{c_1 + c_2} \right). \quad (\text{A4-8})$$

Mit den Gleichungen (5-91), (5-93) und (5-94) ergibt sich daraus:

$$F_{\text{V,L}} = \frac{c_2 \cdot l_1}{l_2} \cdot \left( e_{\text{V}} - \frac{c_1 \cdot e_{\text{HK}} + c_2 \cdot e_{\text{V}} + A_2 \cdot p_{\text{L}}}{c_1 + c_2} \right), \quad (\text{A4-9})$$

$$F_{\text{V,R}} = \frac{c_2 \cdot l_1}{l_2} \cdot \left( -e_{\text{V}} + \frac{c_1 \cdot e_{\text{HK}} + c_2 \cdot e_{\text{V}} + A_2 \cdot p_{\text{R}}}{c_1 + c_2} \right). \quad (\text{A4-10})$$

Gleichung (5-78) und die Gleichungen (A.4-4) und (A.4-5) ergeben:

$$F_V = \frac{l_1}{l_2} \cdot \left( \frac{c_1 \cdot c_2 \cdot (e_{HK} - e_V) + c_2 \cdot A_2 \cdot \Delta p_{FZP}}{c_1 + c_2} \right). \quad (A4-11)$$

## A4.2 2. Betriebsfall

Für den 1. Betriebsfall ergibt sich mit den Gleichungen (5-90), (5-91), (5-93) und (5-94) aus Gleichung (5-89):

$$F_{HK,L} = c_2 \cdot (e_V - e_{HK} - \Delta e_{1,max}) + A_1 \cdot (p_L - p_a) - A_2 \cdot p_L, \quad (A4-12)$$

$$F_{HK,R} = c_2 \cdot (e_{HK} - e_V - \Delta e_{1,max}) + A_1 \cdot (p_R - p_a) - A_2 \cdot p_R. \quad (A4-13)$$

Mit den Gleichungen (5-88), (5-93) und (5-94) folgt aus Gleichung (5-92):

$$F_{V,L} = \frac{l_1}{l_2} \cdot c_2 \cdot (e_V - e_{HK} - \Delta e_{1,max}), \quad (A4-14)$$

$$F_{V,R} = \frac{l_1}{l_2} \cdot c_2 \cdot (e_{HK} - e_V - \Delta e_{1,max}). \quad (A4-15)$$

Wenn der äußere und der innere Verstellkolben auf der linken Seite der Verstellung aufeinander aufgesetzt haben, folgt mit den Gleichungen (A.4-2) und (A.4-12) aus Gleichung (5-77):

$$F_{HK} = c_2 \cdot (e_V - e_{HK} - \Delta e_{1,max}) + A_1 \cdot (p_L - p_a) - A_2 \cdot p_L \quad (A4-16)$$

$$- \left( \frac{c_1 \cdot c_2}{c_1 + c_2} \cdot (e_{HK} - e_V) + A_1 \cdot (p_R - p_a) + \frac{c_1}{c_1 + c_2} \cdot A_2 \cdot p_R \right).$$

Mit den Gleichungen (A.4-4) und (A.4-5) ergibt sich daraus:

$$F_{HK} = \quad (A4-17)$$

$$c_2 + \frac{c_1 \cdot c_2}{c_1 + c_2} \cdot (e_V - e_{HK}) - c_2 \cdot \Delta e_{1,max} - A_1 \cdot \Delta p_{FZP} + A_2 \cdot \left( \frac{c_1}{c_1 + c_2} \cdot p_R - p_L \right).$$

Aus Gleichung (5-78) folgt mit den Gleichungen (A.4-10) und (A.4-14):

$$F_V = \frac{l_1}{l_2} \cdot c_2 \cdot \left( 2 \cdot e_V - e_{HK} - \Delta e_{1,max} - \frac{c_1 \cdot e_{HK} + c_2 \cdot e_V + A_2 \cdot p_R}{c_1 + c_2} \right). \quad (A4-18)$$

Wenn der äußere und der innere Verstellkolben auf der rechten Seite der Verstellung aufeinander aufgesetzt haben, folgt mit den Gleichungen (A.4-1) und (A.4-13) aus Gleichung (5-77):

$$F_{HK} = \frac{c_1 \cdot c_2}{c_1 + c_2} \cdot (e_V - e_{HK}) + A_1 \cdot (p_L - p_a) - \frac{c_1}{c_1 + c_2} \cdot A_2 \cdot p_L \quad (A4-19)$$

$$- (c_2 \cdot (e_{HK} - e_V - \Delta e_{1,max}) + A_1 \cdot (p_R - p_a) - A_2 \cdot p_R).$$

Mit den Gleichungen (A.4-4) und (A.4-5) resultiert daraus:

$$F_{HK} = \left( c_2 + \frac{c_1 \cdot c_2}{c_1 + c_2} \cdot (e_V - e_{HK}) + c_2 \cdot \Delta e_{1, \max} - A_1 \cdot \Delta p_{FZP} + A_2 \cdot \left( p_R - \frac{c_1}{c_1 + c_2} \cdot p_L \right) \right) \cdot l_1 \quad (\text{A4-20})$$

Aus Gleichung (5-78) folgt mit den Gleichungen (A.4-9) und (A.4-15):

$$F_V = \frac{l_1}{l_2} \cdot c_2 \cdot \left( 2 \cdot e_V - \frac{c_1 \cdot e_{HK} + c_2 \cdot e_V + A_2 \cdot p_L}{c_1 + c_2} - e_{HK} + \Delta e_{1, \max} \right) \cdot l_2 \quad (\text{A4-21})$$

## A5 Informationsverarbeitung

Für die Informationsverarbeitung der entworfenen mechatronischen Fahrzeugfederung wird die in Bild A.5-1 dargestellte Struktur vorgeschlagen. Diese besteht aus den drei Reglerkomponenten Vertikaldynamikregelung, Fahrwerksregelung und Aktorregelung. Diese werden durch die beiden Logikblöcke Reglerstrategie und Betriebssicherheit ergänzt. Durch die Betriebssicherheitslogik wird nach dem Fahrzeugstart zunächst die Diagnose der Sensoren und der Aktoren angestoßen. Anschließend erfolgt die Initialisierung des Federungssystems. Dazu werden die entsprechenden Initialisierungsalgorithmen der Aktorregelung und des Fahrwerksreglers angesprochen. Nachdem die Initialisierung erfolgreich durchgeführt wurde, ist das System betriebsbereit, und die Betriebssicherheitslogik übernimmt die Überwachung des Systems. Durch die Reglerstrategielogik werden in Abhängigkeit von Rückmeldungen der Betriebssicherheitslogik, dem Fahrerwunsch, den Anforderungen aus dem Energiemanagement und der Fahrsituation die geeignete Reglerstrategie ausgewählt und die entsprechende Anforderung an die Fahrwerksregelung und die Vertikaldynamikregelung ausgegeben.

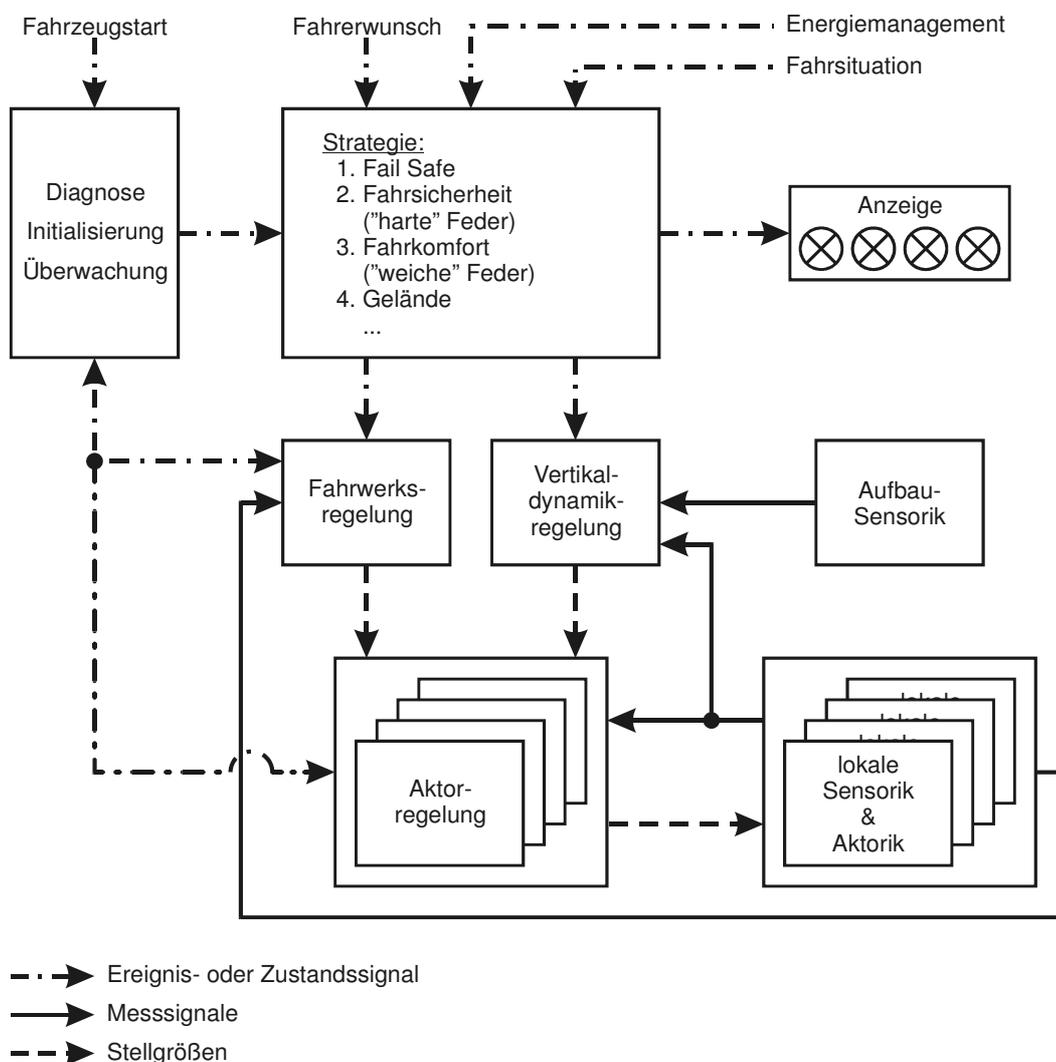


Bild A5-1: Struktur der Informationsverarbeitung

Die Vertikaldynamikregelung und die Fahrwerksregelung sind parallel auf der obersten Reglerebene angeordnet. Durch die Vertikaldynamikregelung wird während des aktiven Betriebs die

Aufbaubewegung geregelt. Die Fahrwerksregelung übernimmt während der Initialisierungsphase die Initialisierung des Federungssystems; darüber hinaus werden durch die Fahrwerksregelung die dynamischen Eigenschaften des Federungssystems eingestellt und die Niveauregelung realisiert. Sowohl die Vertikaldynamikregelung als auch die Fahrwerksregelung greifen auf die unterlagerten Aktorregelungen zu. Diese übernehmen jeweils Steuerung und Regelung der einzelnen Aktoren.

Die Aktorregelung wurde im Rahmen dieser Arbeit erstellt und auf dem in Kapitel 6 beschriebenen Prüfstand in Betrieb genommen. Parallel dazu ist die Niveauregelung entworfen und ausgelegt worden ([Wei09]). Die Vertikaldynamikregelung ist Thema der Arbeit von Schäfer ([Sch09]). Im Folgenden wird auf die einzelnen Regelungen näher eingegangen.

## A5.1 Aktorregelung

Durch die Aktorregelung werden die Regelung des Flügelzellenaktors und die Ansteuerung des Ventilblocks übernommen. Dementsprechend umfasst die Aktorregelung die Regelung des Flügelzellenaktors und eine lokale Steuerung (Bild A.5-2). Durch die lokale Steuerung werden die Initialisierung der Verstellung, die Vorgabe der Solldrehzahl  $n_{\text{MPE, soll}}$  entsprechend dem gewählten Betriebszustand und die Ansteuerung des Ventilblocks  $\underline{U}_{\text{VB}}$  übernommen. Außerdem erfolgt innerhalb der lokalen Steuerung die Umrechnung der für den aktiven Eingriff geforderten Kraft  $F_{\text{aktiv}}$  in die entsprechende Position der Verstellung  $e_{\text{V}}$ . Im Rahmen der Initialisierung wird die Mittelstellung der Verstellung ermittelt, indem diese in beide Richtungen bis in die Endlage gefahren wird.

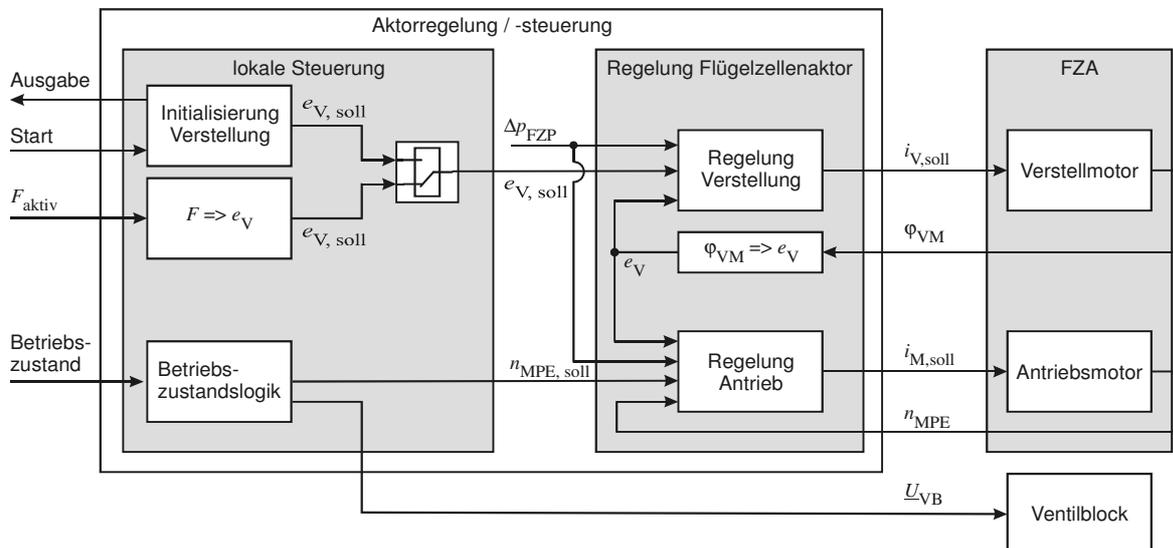


Bild A5-2: Struktur der Aktorregelung

Die Regelung des Flügelzellenaktors umfasst die Positionsregelung für den Verstellmotor und die Drehzahlregelung für den Antriebsmotor. Für beide Regelungen wird eine Kaskadenregelung verwendet (Bild A.5-3). Beim Antriebsmotor besteht die Regelung aus einer Drehzahlregelung mit unterlagerter Stromregelung, beim Verstellmotor besteht die Regelung aus der Positionsregelung mit unterlagerter Drehzahl- und Stromregelung. Die Stromregelung wird bei beiden Motoren durch die von deren Hersteller mitgelieferten Ansteuerungselektronik realisiert. Aus diesem Grund wird auf die Stromregelung an dieser Stelle nicht näher eingegangen. Die Stromregler kann durch ein PT1-Glied angenähert werden und wird in den jeweiligen Motormodellen berücksichtigt.

Als Drehzahlregler wird für beide Motoren ein PI-Regler eingesetzt. Dieser ist in beiden Fällen so ausgelegt, dass der geschlossene Drehzahlregelkreis eine Bandbreite von 10 Hz aufweist. Als Lageregler für die Verstellung wird ein P-Regler verwendet, und der geschlossene Lageregelkreis weist eine Bandbreite von 5 Hz auf. Damit ist das Führungsverhalten beider Regelungen ausreichend schnell.

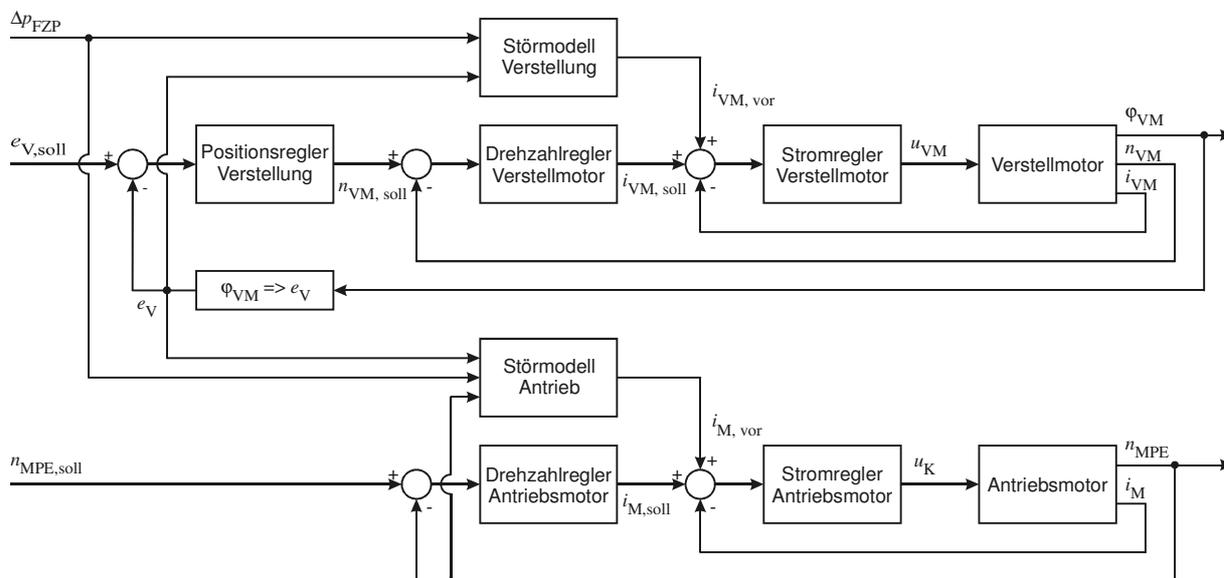


Bild A5-3: Struktur der Regelung des Flügelzellenaktors

Die im Gleichlaufteil auftretenden Druckschwankungen verursachen eine Laständerung sowohl für den Antriebsmotor als auch für den Verstellmotor und stellen damit eine Störgröße für die Regelung des Antriebs und der Verstellung dar. Um diese Störungen ausreichend schnell ausregeln zu können, ist für beide Regelungen eine Störgrößenaufschaltung vorgesehen.

Für das Störgrößenmodell des Antriebs ergibt sich aus Gleichung (5-36):

$$i_{\text{vor, A}} = \frac{M_{\text{Antrieb}}}{k_M} \quad (\text{A5-1})$$

Mit dem Lastmoment der Pumpe entsprechend Gleichung (5-22) folgt:

$$i_{\text{vor}} = \frac{V_{g, \text{max}}}{e_{\text{max}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot k_M} \cdot e_{\text{HK}} \cdot \Delta p_{\text{FZP}} \quad (\text{A5-2})$$

Da die aktuelle Hubkolbenposition nicht direkt gemessen wird, muss sie für das Störgrößenmodell aus der Position der Verstellung und der Druckdifferenz ermittelt werden. Dazu wird aus dem Modell der Verstellung ein Kennfeld abgeleitet, welches die statische Beziehung zwischen der Position der Verstellung und der anliegenden Druckdifferenz zur Hubringposition wiedergibt. Das dynamische Verhalten der Hubkolbenbewegung wird durch ein PT1-Glied angenähert. Die Eingänge in die Antriebsregelung sind damit die Sollzahl, die Drehzahl  $n_{\text{MPE}}$ , die Position der Verstellung  $e_v$  und die Druckdifferenz an der Flügelzellenpumpe  $\Delta p_{\text{FZP}}$ . Der Ausgang der Antriebsregelung ist der Sollstrom für den Antriebsmotor  $i_{\text{M, soll}}$ . Durch die Störgrößenaufschaltung lässt sich das Störübertragungsverhalten der Antriebsregelung deutlich verbessern. Bild A.5-4 zeigt den Verlauf der Antriebsdrehzahl ohne und mit Störgrößenaufschaltung bei einem Sprung der Druckdifferenz im Gleichlaufteil von 20 bar. Der Drucksprung tritt bei 1 Sekunde auf.

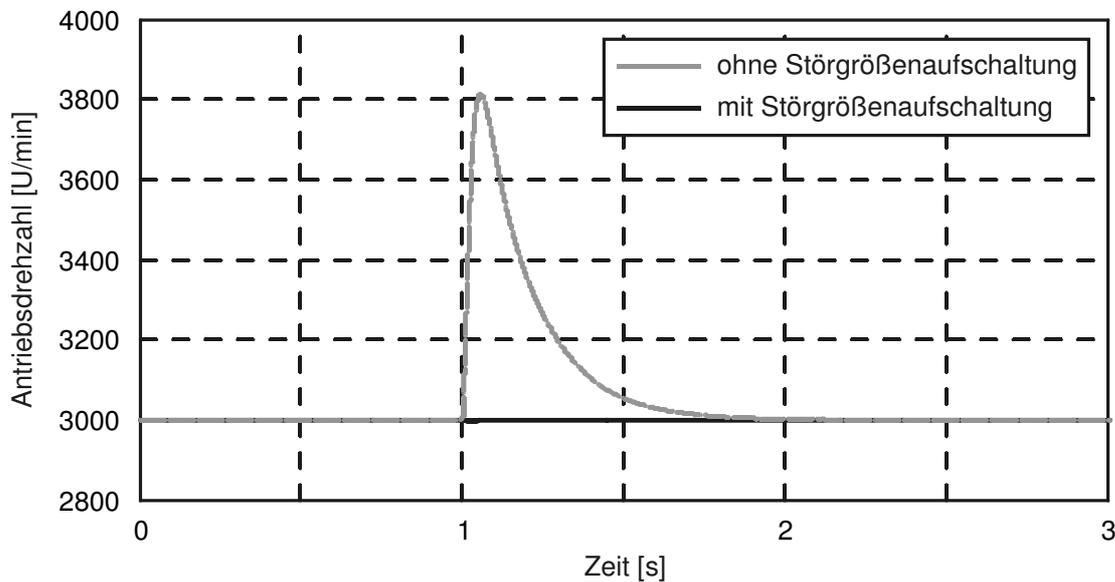


Bild A5-4: Antriebsdrehzahl mit und ohne Störgrößenaufschaltung

Das Störgrößenmodell der Verstellung ergibt sich analog zu dem des Antriebs. Zur Bestimmung des Lastmoments für den Verstellmotor wird aus dem Modell der Verstellung ein Kennfeld abgeleitet, das den statischen Zusammenhang zwischen Position der Verstellung und anliegender Druckdifferenz zum Lastmoment am Verstellmotor wiedergibt. Das dynamische Verhalten des Lastmoments wird durch ein PT1-Glied angenähert. Die Eingänge für die Verstellregelung sind die Sollposition der Verstellung  $e_{V, \text{soll}}$ , die Position der Verstellung und die an der Flügelzellenpumpe anliegende Druckdifferenz. Der Ausgang der Verstellregelung ist der Sollstrom für den Verstellmotor. Wie bei der Antriebsregelung lässt sich durch die Störgrößenaufschaltung das Störübertragungsverhalten der Verstellregelung deutlich verbessern. In Bild A.5-5 ist der Verlauf der Position der Verstellung bei einem Sprung der Druckdifferenz im Gleichlaufteil von 20 bar dargestellt. Der Drucksprung tritt wieder bei 1 Sekunde auf.

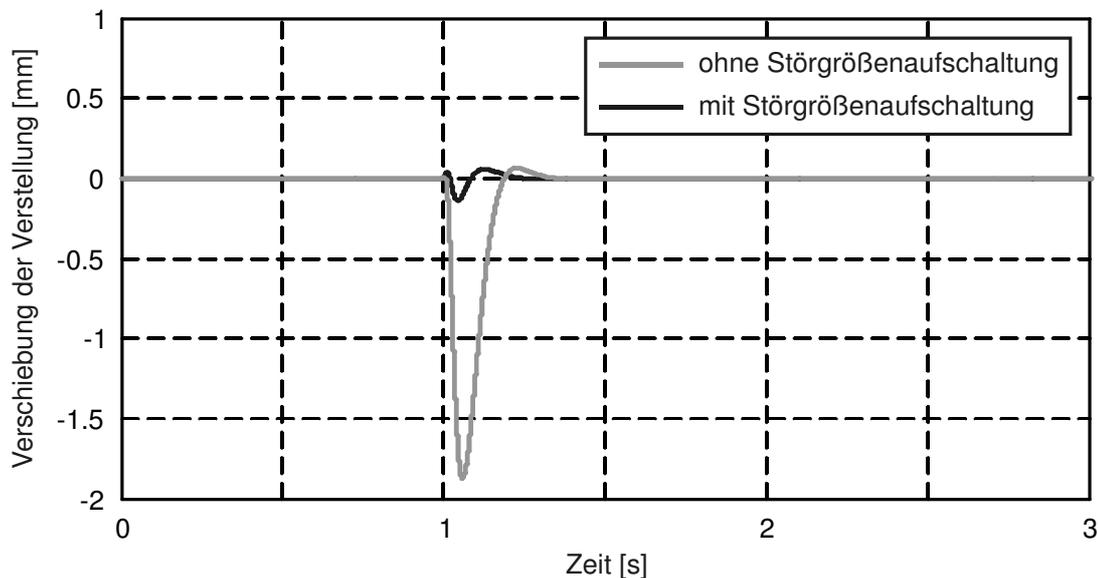


Bild A5-5: Verschiebung der Verstellung mit und ohne Störgrößenaufschaltung

## A5.2 Fahrwerksregelung

Die Fahrwerksregelung (Bild A.5-6) besteht aus einem Logik-Teil für die Federungseinstellung, der Initialisierungslogik für die Federung und der Niveauregelung. Durch den Logik-Teil der Federungseinstellung werden die Federungseinstellungen gemäß den von der überlagerten Strategie-Logik vorgegebenen Betriebszuständen umgesetzt, indem die Betriebszustandslogiken in den lokalen Steuerungen der Aktorregelungen entsprechend angesteuert werden. Durch die Initialisierungslogik werden die Versorgungshydraulik angesteuert  $u_{\text{VH}}$  und der Sollwert  $\Delta z_{\text{A, soll}}$  für die Niveauregelung ausgegeben.

Innerhalb des Niveaureglers (Bild A.5-7) werden aus den aktuellen Positionen der HP-Gleichlaufzylinder  $\Delta z_{\text{FB}}$  die Position des Fahrzeugschwerpunkts in z-Richtung  $z_{\text{A}}$ , der Wankwinkel  $\varphi_{\text{A}}$ , der Nickwinkel  $\kappa_{\text{A}}$  und die Verspannung  $\sigma_{\text{A}}$  bestimmt. Anschließend werden die einzelnen Freiheitsgrade durch einschleifige Regler auf den Sollwert eingeregelt. Der Sollwert für den Hubfreiheitsgrad wird durch die Initialisierungslogik vorgegeben, die Sollwerte für Wanken, Nicken und die Verspannung sind Null. Nachdem die Ausgänge der einzelnen Regler zu den Stellgrößen für die einzelnen Aktoren verkoppelt wurden, werden diese noch begrenzt und dann an die Aktorregelung ausgegeben. Die Begrenzung der Stellgrößen für die Aktoren ist erforderlich, damit der Druck der Versorgungshydraulik nicht zu stark abfällt. Die Regler für die einzelnen Freiheitsgrade sind als PI-Regler ausgeführt. Beim Regler für das Huben wird der I-Anteil allerdings erst ab einer geringen Abweichung des Istwerts vom Sollwert (50 mm) eingeblendet, um ein Übersteuern des I-Anteils und daraus resultierende starke Überschwinger zu vermeiden. Eingänge in den Niveauregler sind die Positionen der HP-Gleichlaufzylinder und der Druck der Versorgungshydraulik. Ausgänge sind die Solldrücke in den einzelnen Federbeinen. Eine detaillierte Beschreibung des Niveaureglers findet sich in [Wei09].

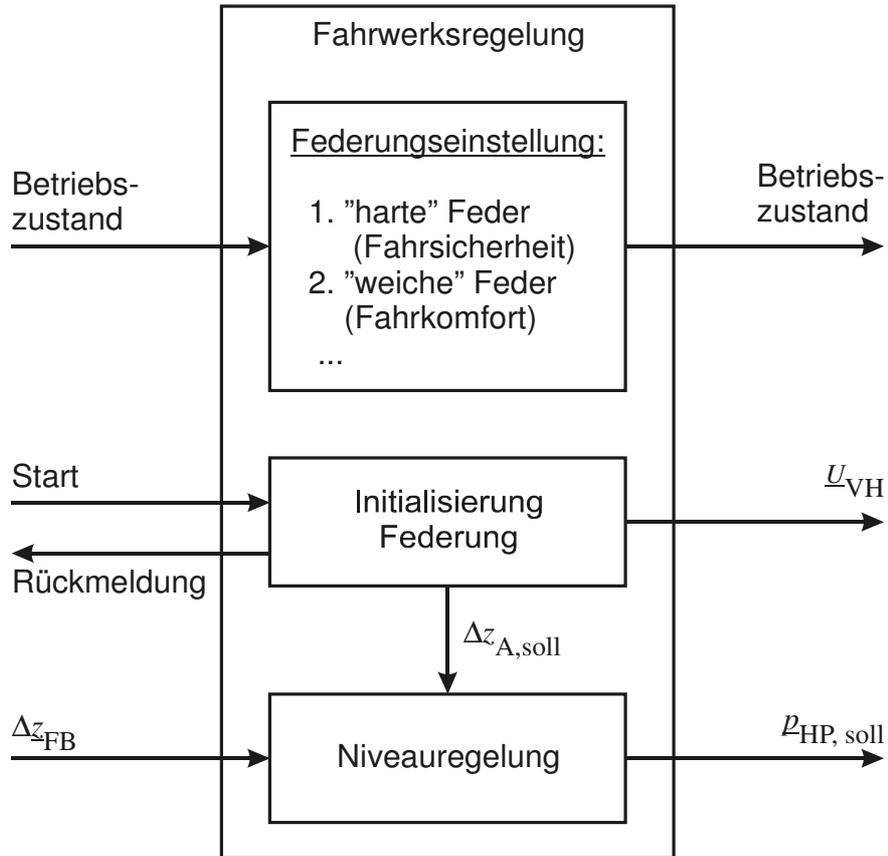


Bild A5-6: Struktur der Fahrwerksregelung

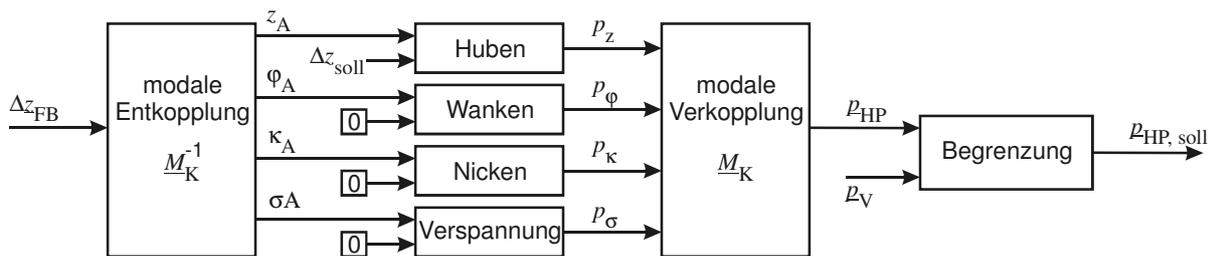


Bild A5-7: Struktur der Niveauregelung [Wei09]