

Strukturierte Entwicklung der Informationsverarbeitung für die aktive Federung eines Schienenfahrzeugs

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

genehmigte
DISSERTATION

von
Dipl.-Ing. Dipl.-Phys. Thorsten Hestermeyer
aus Paderborn

Tag des Kolloquiums: 6. September 2006
Referent: Prof. Dr.-Ing. Joachim Lückel
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. habil. Ansgar Trächtler

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Mechatronik Laboratorium Paderborn (MLaP), dem heutigen Lehrstuhl für Regelungstechnik und Mechatronik (RtM). Sie ist eingebunden in die im Jahr 1997 gegründete Forschungsinitiative *Neue Bahntechnik Paderborn* und den Sonderforschungsbereich (SFB) 614 *Selbstoptimierende Systeme des Maschinenbaus*.

Dem ehemaligen Leiter des MLaP, Herrn Prof. Dr.-Ing. Joachim Lückel, gilt mein besonderer Dank. Er hat mich durch sein reges Interesse, durch wertvolle Hinweise und Anregungen, viele leidenschaftliche Diskussionen und schließlich die Begutachtung meiner Arbeit kontinuierlich unterstützt.

Ebenfalls bedanken möchte ich mich bei Prof. Dr.-Ing. habil. Ansgar Trächtler, dem heutigen Leiter des RtM für die Übernahme des Korreferats und die Durchsicht der Arbeit.

Auch die damaligen und jetzigen Mitarbeiter des MLaP / RtM, der Neuen Bahntechnik Paderborn und des SFB 614 haben durch die herzliche Arbeitsatmosphäre, durch ihre Hilfsbereitschaft und ihre kreativen Anregungen wesentlich zu meiner Arbeit beigetragen, wofür ich mich an dieser Stelle herzlich bedanken möchte. Dabei möchte ich auch die studentischen Hilfskräfte, Studien- und Diplomarbeiter nicht vergessen, deren tatkräftige Unterstützung Arbeiten wie diese erst ermöglichen.

Last, but not least danke ich ganz herzlich meiner Familie und meinen Freunden, allen voran meiner Mutter Gisela, auf deren liebevolle Unterstützung auch in schwierigen Zeiten ich immer bauen konnte und ohne die diese Arbeit nicht entstanden wäre.

Köln, im September 2006

Thorsten Hestermeyer

MEINEN ELTERN

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Neue Bahntechnik Paderborn	1
1.2	Mechatronische Systeme und ihre Entwicklung	3
1.3	Strukturierung der Informationsverarbeitung eines Moduls	5
1.4	Ziel und Aufbau dieser Arbeit	5
2	Aggregation und Makrostruktur	8
2.1	Funktionsstruktur	9
2.1.1	Funktionsbegriff der Konstruktionssystematik	9
2.1.2	Bewegungsfunktionen	10
2.1.3	Innere Strukturierung von Bewegungsfunktionen	12
2.1.4	Versorgungsfunktionen	14
2.2	Aggregatestruktur	16
2.2.1	Strukturierung über MFM und AMS	16
2.2.2	Aggregatestruktur der Versorgung	19
2.2.3	Vollständige Aggregatestruktur	22
2.3	Makrostruktur der Informationsverarbeitung	23
2.3.1	Struktur der Informationsverarbeitung durch die mechatronische Aggregation	23
2.3.2	Die Mechatronische Funktionsgruppe	26
2.3.3	Entwurf der Informationsverarbeitung in der Makrostruktur	28
3	Operator-Controller-Module	31
3.1	Verarbeitungs- und Signalarten	31
3.2	Das Operator-Controller-Modul	32
3.3	Aufbau von Controller und reflektorischem Operator	37
3.3.1	Controller	37
3.3.2	Reflektorischer Operator	39
3.4	Das OCM in der Makrostruktur	41
3.4.1	Grundsätzlicher Aufbau	41
3.4.2	Der Controller in der Makrostruktur	44
3.5	Entwurf der Informationsverarbeitung in Mikro- und Makrostruktur	48
3.5.1	Entwicklungsschritte für den Entwurf des OCM	48
3.5.2	Entwurf des OCM in der Makrostruktur	52
3.5.3	Auslegung der Regler in der verallgemeinerten Kaskade	52
4	Informationsverarbeitung für Federung und Versorgung	54
4.1	Federung und Versorgung des Railcabs	54
4.1.1	Passive und aktive Federungssysteme von Schienenfahrzeugen	54
4.1.2	Das Railcab - Federungssystem	60
4.1.3	Versorgungsaggregate	65
4.1.4	Rechenhardware	66

4.2	Makrostruktur der Informationsverarbeitung	67
4.2.1	Funktionsstruktur	67
4.2.2	Aggregatestruktur und Makrostruktur der Informationsverarbeitung . . .	71
4.2.3	Realisierung der Informationsverarbeitung auf der zentralen Rechenhardware	73
4.3	Informationsverarbeitung der Versorgung	73
4.3.1	HM Druckluft	74
4.3.2	HM Zwischendruck	76
4.3.3	HM Hauptdruck und HM Schaltventil	80
4.3.4	HG Versorgung	84
4.4	Informationsverarbeitung der Federung	86
4.4.1	MFM Zylinder	86
4.4.2	MFM Neigemodul	104
4.4.3	MFM Neigetechnik	111
4.4.4	MFG Federung	117
4.4.5	AMS Fahrzeug	147
4.5	Fahrversuch	148
4.6	Sollbahnvorgabe und Störgrößenaufschaltung für die Federung	152
5	Zusammenfassung und Ausblick	161
6	Anhang	166
6.1	Beschreibung von Vektortransformationen im SE3	166
6.2	Zustandsmaschinen	166
6.3	Verwendete Blockschaltbilder	167
7	Literaturverzeichnis	169

Abkürzungsverzeichnis

AA-Filter	Anti-Aliasing-Filter
AMS	Autonomes Mechatronisches System
BP	Bezugspunkt / Bezugspunktskoordinatensystem
C	Controller
DB AG	Deutsche Bahn AG
DGL	Differentialgleichung
EMV	Elektromagnetische Verträglichkeit
GCC	Global Chassis Control
HD	Hauptdruck
HG	Hilfsgruppe
HM	Hilfsmodul
ICE (-T)	InterCityExpress (-Tilt)
IPANEMA	Integration Platform for Networked Mechatronic Applications
IV-Modul	Informationsverarbeitendes Modul
KE	Koppelebene / Koppelebenen-Koordinatensystem
Kfz	Kraftfahrzeug
KO	Kognitiver Operator
L11 - L22	Längszylinder des Railcabs
LD	Luftdruck
MFG	Mechatronische Funktionsgruppe
MFM	Mechatronisches Funktionsmodul
MLaP	Mechatronik Laboratorium Paderborn
MMI	Mensch - Maschinen - Interface
MPE	Motor-Pumpen-Einheit
MRAS	Model-reference adaptive system
NBP	Neue Bahntechnik Paderborn
OCM	Operator-Controller-Modul
PID	Prozessidentifikationsnummer
Pkw	Personenkraftwagen

Abkürzungsverzeichnis (fortgesetzt)

PWM	Pulsweiten-Modulation
RC-Filter / -Glieder	Passives Filter aus Widerstand und Kondensator
RGA	Relative Gain Array
RO	Reflektorischer Operator
SFB	Sonderforschungsbereich
SHD, SZD1, SZD2	Schaltventile für Hauptdruck- und Zwischendruck-Versorgung
SISO	Single-Input-Single-Output
V11 - V23	Vertikalzylinder des Railcabs
VSC	Variable Structure Control
ZD	Zwischendruck
ZD-Signal	Zeitdiskretes Signal

Verwendete Formelzeichen

Darstellung von Skalaren, Vektoren und Matrizen

x Skalar \underline{x} Vektor $\underline{\underline{x}}$ Matrix

Grundbedeutung verwendeter Formelzeichen¹

a	Beschleunigung	\underline{r}	Ortsvektor
A	Querschnittsfläche	R	Widerstand
c	Federsteifigkeit	s	Schieberposition
C	Kapazität	s	Komplexe Variable der Laplace-Transformation
$\underline{\underline{C}}$	Messmatrix	t	Zeit
d	Dämpfungskonstante (viskose Reibung)	T	Temperatur oder Zeitkonstante
$\underline{\underline{EV}}$	Eigenvektormatrix	$\underline{\underline{T}}$	Transformationsmatrix
f	Frequenz in Hz	\underline{U}	Spannung
F	Kraft	v	Geschwindigkeit
g	Erdbeschleunigung	V	Volumen
$G, \underline{\underline{G}}$	Übertragungsfunktion, -matrix	x	Verschiebung in Längsrichtung
I	Strom	\underline{x}	Verschiebungsvektor (einschließlich Verdrehungen)
K	Verstärkungskonstante	y	Verschiebung in Querrichtung
$\underline{\underline{K}}$	Steifigkeitsmatrix	z	Vertikale Bewegung
\underline{l}	Zylinderlänge (0-Punkt in Betriebsposition)	α	Verdrehung um die Längsachse (x)
L	Zylinderlänge (von unterem zu oberem Zylinderkoppelpunkt) oder Induktivität	β	Verdrehung um die Querachse (y)
m	Masse	γ	Verdrehung um die Hochachse (z)
n	Drehzahl	ζ	Lehrsches Dämpfungsmaß
p	Druck	$\underline{\underline{\Theta}}$	Trägheitsmatrix
Q	Volumenstrom	λ	Eigenwert
		ρ	Kurvenkrümmung
		ω	(Eck-) Frequenz in rad/s

Indizes

A	Fahrzeug-Aufbau	h	hinten
AT	Kante Aktor-Tank	HD	Hauptdruck
BP	Bezugspunkt-Koordinatensystem	HP	Hochpass
BP'	BP-Koordinatensystem, projiziert in die Verschiebungsebene eines Neigemoduls	KE	Koppelebenen-Koordinatensystem
BS	Beschleunigungssensor	L	Zylinder-Leitung
		$L11 - L22$	Längszyylinder
		LD	Luftdruck

¹In Ausnahmefällen kann ein Formelzeichen auch anders als angegeben genutzt werden. Dies wird aus dem Kontext deutlich.

Indizes (fortgesetzt)

mod	modal	TP	Tiefpass
NT	Größen eines Neigemoduls	$U1 - U3$	Zylinder-Koppelpunkte Unten (Neigetechnik-Rahmen)
$O1/O2$	Zylinder-Koppelpunkte Oben (Wagenkasten)	v	vertikal oder vorne
P	Pumpe	$V11 - V23$	Vertikalzylinder
PA	Kante Pumpe-Aktor	WK	Größen des MFM Neigetechnik
q	quer	ZD	Zwischendruck
$SE3$	Vektor für oder Matrix im $SE(3)$	0	Schienen- oder Fahrwerksanregung
T	Tank		

Formelzeichen ausgewählter Größen

\underline{a}_{Mess}	Vektor der sechs gemessenen Beschleunigungswerte am Aufbau
$A_{G/K}$	Große bzw. kleine Querschnittsfläche eines Zylinderkolbens
$\underline{F}_{mod,soll}$	Vom Regler vorgegebene, aktive Zusatzkraft in modalen Koordinaten
\underline{F}_z	Zusatzkraft an den Luftfedern durch die aktive Verschiebung der Koppellebene
c_L	Leckagekoeffizient der Pumpe
c_V	Verlustkoeffizient der Pneumatik
c_q	Querfedersteifigkeit der Luftfedern
c_v	Vertikalfedersteifigkeit der Luftfedern durch Änderung der effektiven Querschnittsfläche
c_z	Vertikalfedersteifigkeit der Luftfedern durch Kompression
$\underline{\underline{C}}$	Messmatrix für die Beschleunigungssensoren, Anteil aus den Beschleunigungen des Wagenkastens
$\underline{\underline{C}}_g$	Messmatrix für die Beschleunigungssensoren, Anteil aus der Erdbeschleunigung
C_L	Kapazität der Zylinder-Leitung
C_{LD}	Kapazität der Pneumatik
C_Z	Zylinderkapazität
C_{ZZ}	Kapazität der Zwischendruck-Leitung
d_v	Dämpfungskonstante der viskosen Zylinderreibung
$f_{AT/PA}(s/I_{Norm})$	Drosselfunktion des Volumenstroms der Kante AT bzw. PA in Abhängigkeit vom Schieberweg oder dem normierten Ventilstrom
$F_{Coulomb}$	Coulombsche Reibkraft der Zylinder
$G_{AA-Filter}(s)$	Übertragungsverhalten der Anti-Aliasing-Filter
$G_{Sensor}(s)$	Übertragungsverhalten der Beschleunigungssensoren
I	Strom in den Ventilsolenoiden
I_{Norm}	Auf den Maximalwert normierter Ventilstrom
$\underline{\underline{K}}_0$	Federsteifigkeitsmatrix für die Anregung \underline{x}_0
$\underline{\underline{K}}_{WK}$	Federsteifigkeitsmatrix für Bewegungen der Neigetechnik \underline{x}_{WK}
$\underline{\underline{K}}$	Federsteifigkeitsmatrix für die Bewegung des Aufbaus \underline{x}_A
\underline{l}_{Bahn}	Bahnposition des Railcabs auf dem Gleis
L	Induktivität der Zylinder-Leitung
L_Z	Induktivität der Zwischendruck-Leitung
m_A	Aufbaumasse
n_{Pumpe}	Pumpendrehzahl
p_L	Druck in der Zylinder-Leitung
p_{LZD}	Druck in der Zwischendruck-Leitung

Formelzeichen ausgewählter Größen (fortgesetzt)

p_{LD}	Luftdruck in den Luftfedern
p_{ZD}	Zwischendruck der Hydraulikversorgung
p_{HD}	Hauptdruck der Hydraulikversorgung
$p_{HD,f}$	Vermessener, tiefpassgefilterter Hauptdruck
p_T	Tankdruck
p_Z	Zylinderdruck
Q_n	Nennvolumenstrom einer Ventilkante
Q_A	Volumenstrom durch ein Ventil
Q_K	Vom Kompressor geförderter Luftstrom
Q_L	Volumenstrom aus der Zylinder-Leitung in den Zylinder
Q_T	Volumenstrom zum Tank
Q_V	Volumenstrom der Verbraucher für HM Hauptdruck und HM Zwischen- druck
Q_Z	Volumenstrom aus dem Zylinder in die Zwischendruck-Leitung
Q_{ZD}	Volumenstrom vom Zylinder zur Zwischendruck-Versorgung
$Q_{\Delta p}$	Volumenstrom an einer Ventilkante bei voll geöffnetem Schieber und ei- nem Kantendruck Δp
$\underline{r}_A, \underline{\varphi}_A$	Lage und Orientierung des Aufbaus im Inertialsystem
\underline{r}_{O1-U3}	Ortsvektor zu den Zylinder-Koppelpunkten O1 bis U3
$\underline{r}_{U/O, vl/vr/hl/hr}$	Lage der unteren bzw. oberen Luftfeder-Koppelpunkte vorne und hinten, links und rechts
R	Hydraulischer Widerstand der Zylinder-Leitung
R_Z	Widerstand der Zwischendruck-Leitung
$\underline{\mathbf{T}}_{SE3}^{A \rightarrow B}(x, y, z, \alpha, \beta, \gamma)$	Transformationsmatrix aus dem Koordinatensystem A in das System B, $\underline{\mathbf{T}}_{SE3}^{A \rightarrow B} \in SE(3)$ bei Verschiebung x, y, z und Verdrehung α, β, γ
$\underline{\mathbf{T}}_{mod}$	Sechsdimensionale Transformationsmatrix in den Modalraum
T_S	Ventilschieber-Zeitkonstante
v_{Bahn}	Bahngeschwindigkeit des Railcabs auf dem Gleis
\underline{x}_{mod}	Bewegungsvektor \underline{x}_A des Aufbaus im Modalraum
$\underline{x}_{NT} =$ $(\Delta x_{NT}, \Delta y_{NT}, \Delta z_{NT}, \Delta \alpha_{NT})$	Auslenkung eines Neigemoduls aus der Ruhelage
$\underline{x}_{WK} =$ $(\Delta x_{WK}, \Delta y_{WK}, \Delta z_{WK}, \Delta \alpha_{WK}, \Delta \beta_{WK}, \Delta \gamma_{WK})$	Auslenkung zwischen Aufbaumasse und Koppelebene aus der Ruhelage
$\underline{x}_0 =$ $(\Delta x_0, \Delta y_0, \Delta z_0, \Delta \alpha_0, \Delta \beta_0, \Delta \gamma_0)$	Auslenkung der Fahrwerksebene 0 aus der Ruhelage
$\underline{x}_A =$ $(\Delta x_A, \Delta y_A, \Delta z_A, \Delta \alpha_A, \Delta \beta_A, \Delta \gamma_A)$	Auslenkung der Aufbaumasse aus der Ruhelage
$z_{0,S,l}$	Störanregung, abhängig von Bahnposition (Modellstudie)
$z_{0,S,z}$	Zufälliger Anteil der Störanregung (Modellstudie)
$z_{0,F}$	Führungsanteil der Schienenanregung (Modellstudie)
$z_{0,K}$	Kombinierte Führungsvorgabe des Reglers mit Führung und Störgrößen- Aufschaltung (Modellstudie)
α_{BP}	Drehung des Aufbaus um die Längsachse des BP-Koordinatensystems (auch als Vorgabewert für das Kurvenneigen)
Δp_n	Nenn-Differenzdruck an einer Ventilkante (35bar)
$\underline{\Delta r}_{aktiv}, \underline{\Delta \varphi}_{aktiv}$	Auslenkung zwischen Aufbaumasse und Koppelebene, getrennt nach Ver- schiebung und Verdrehung
$\underline{\Theta}$	Verallgemeinerte Trägheitsmatrix der Aufbaumasse
$\underline{\underline{\Lambda}}(s)$	Relative Gain Array
ω_{AA}	Eckfrequenz der Anti-Aliasing-Filter

Kapitel 1

Einleitung

Mobilität ist eines der wesentlichen Grundbedürfnisse des modernen Menschen. Heutige Transportmittel ermöglichen einen komfortablen, schnellen und sicheren Transport von Personen und Gütern, wie er noch vor 100 Jahren nicht denkbar gewesen wäre. Es war vor allem das Automobil, das die persönliche Mobilität extrem gesteigert hat. Demgegenüber hat die Bahn als Verkehrsträger an Bedeutung verloren. So lagen die im Jahr 2004 erbrachten Transportleistungen im Güter- und Personenverkehr nach Untersuchungen des Verkehrsclubs Deutschland unter denen im Jahr 1994 [VCD04], obwohl die Bahn mit der Einführung des Hochgeschwindigkeitszugs ICE enorme Anstrengungen zur Steigerung ihrer Attraktivität gerade im Personenverkehr unternommen hat. Wesentliche Gründe hierfür sieht der Verkehrsclub in einer nicht ausreichenden Zahl von Haltepunkten und einer zu geringen Tür-zu-Tür-Geschwindigkeit für Fahrgäste, die nicht in Metropolen wohnen. Diese Fahrzeit ließ sich auch durch den Einsatz von Hochgeschwindigkeitszügen nur bedingt verkürzen.

Die Forschungsinitiative *Neue Bahntechnik Paderborn* (NBP), in deren Rahmen diese Arbeit entstand, arbeitet seit 1997 an der Umsetzung eines ganzheitlichen Konzepts, das die Attraktivität des Systems Bahn deutlich steigern und die angesprochenen Probleme lösen kann.

1.1 Neue Bahntechnik Paderborn

Der wesentliche Grund für die trotz des Einsatzes von Hochgeschwindigkeitszügen im Durchschnitt geringen Tür-zu-Tür-Geschwindigkeiten der heutigen Bahn liegt im fahrplangebundenen Bahnbetrieb und der Notwendigkeit, zwischen verschiedenen Zügen umzusteigen [Dan00]. Das Konzept der Neuen Bahntechnik baut daher auf einem Verkehr mit kleinen, autonomen Shuttlen auf, die führerlos direkt den vom Passagier oder Spediteur gewünschten Endbahnhof anfahren. Ein Umsteigen oder Umladen ist so nicht mehr notwendig [Lüc00], [Dan00]. Der Transport kann bedarfsgenau erfolgen, so dass der Teufelskreis des fahrplangebundenen Verkehrs aus niedriger Taktrate und damit verbundenem, niedrigerem Fahrgastaufkommen durchbrochen werden kann.² Die einzelnen Shuttles sind in ein Kommunikationsnetz eingebunden, über das sie untereinander und mit Leitrechnern Informationen austauschen können. Dies ermöglicht es, verschiedene Shuttles mit ähnlichem Ziel zu Konvois zusammenzufassen und Fahrwege auf die gegenwärtige Netzauslastung hin zu optimieren. Die Verkopplung der Shuttles in einem Konvoi erfolgt rein informationstechnisch, so dass ein Shuttle einen Konvoi jeder Zeit verlassen oder sich einem anderen Konvoi anschließen kann.

Das beschriebene Konzept erfordert völlig neuartige Schienenfahrzeuge mit hohen Anforderungen an Komfort, Fahrsicherheit und Robustheit. Zur Erfüllung der Anforderungen wurde von

²Obwohl eine niedrigere Taktrate zunächst zu einer besseren Auslastung der Transportmittel führt, werden Fahrgäste und Spediteure durch die erhöhten Warte- und damit verbundenen Transportzeiten abgeschreckt, so dass sie auf andere Transportmittel ausweichen und das Fahrgastaufkommen sinkt.

der NBP das Schienenfahrzeug *Railcab* entwickelt und im Anschluss an erste Prüfstandsuntersuchungen [Hen03], [LH05] im Maßstab 1:2,5 aufgebaut. Eine Teststrecke von ca. 530 m mit Geraden- und Kurvenabschnitten sowie einer Weiche ermöglicht experimentelle Untersuchungen. Abbildung 1.1 zeigt den Verlauf der Teststrecke und einen Blick auf die Anlage.

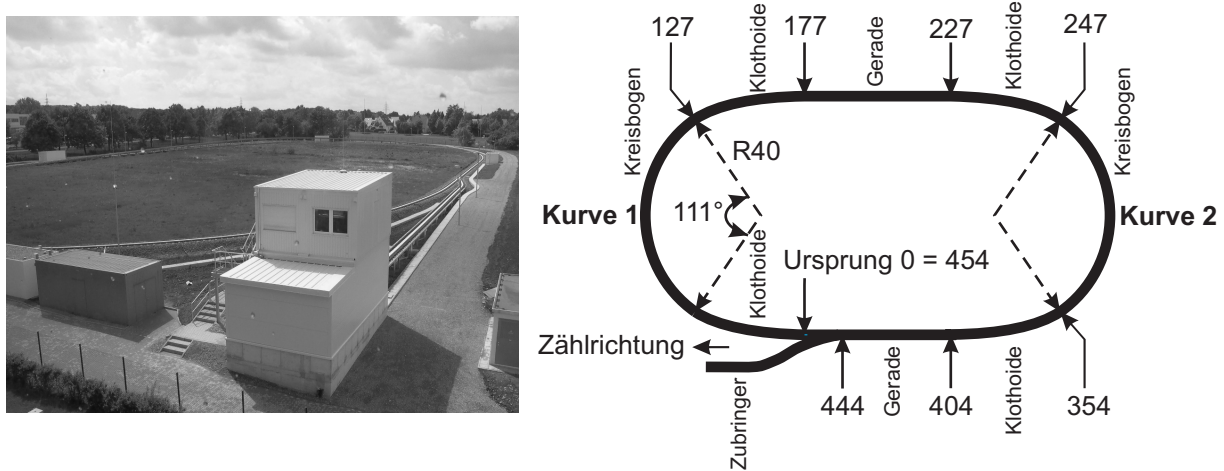


Abbildung 1.1: Teststrecke der Neuen Bahntechnik Paderborn im Maßstab 1:2,5

Das Railcab besteht aus drei Hauptmodulen: dem Antrieb, dem Fahrwerk mit aktiver Spurführung und der aktiven Federung (Abbildung 1.2, [Lüc00], [HES03]).

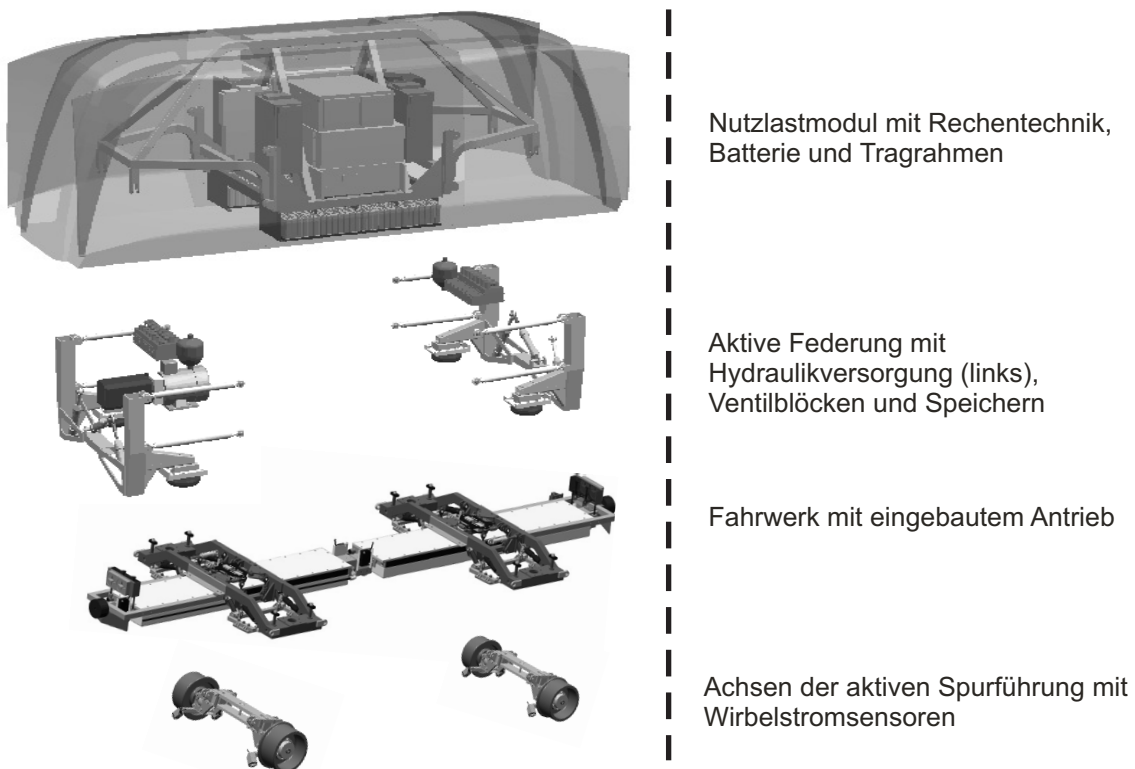


Abbildung 1.2: Aufbau eines Railcabs

Antrieb Da sich die Railcabs autonom auf der Schiene bewegen können sollen, muss jedes Railcab über einen eigenen Antrieb verfügen. Die Railcabs nutzen einen doppeltgespeisten Linearasynchronmotor, dessen Läufer im Fahrwerk eingebaut sind [Pot05]. Durch den Linearmotor wird der Verschleiß an den Rädern auf ein Minimum reduziert, da die Räder nur noch durch Gewichtskräfte, nicht mehr durch Antriebskräfte belastet werden. Darüber hinaus ermöglicht der doppeltgespeiste Linearmotor eine berührungslose Energieübertragung, so dass Oberleitungen oder eine andere Energiezuführung entfallen können. Der Antrieb erfordert zur Synchronisierung von Stator- und Rotorfeld eine genaue Positionsbestimmung, die über Inkrementalgeber und optische Sensoren gewährleistet wird.

Fahrwerk mit aktiver Spurführung Aufgrund der geringen Fahrzeuglänge (ca. 6m) ist der Einsatz von Drehgestellen technisch problematisch. Daher wurde für die Railcabs ein Einzelachs-fahrwerk konstruiert, das leichter und kompakter baut [EHO03], [OW01]. Die Radsätze sind als Losradsätze mit zylindrischen Rädern ausgeführt, um den Verschleiß an den Rädern zu minimieren. Ein Sinuslauf tritt nicht auf. Die Zentrierung des Fahrwerks im Gleis erfolgt über eine aktive Spurführung: Hierzu wird die Lage des Fahrwerks im Gleis über Wirbelstromsensoren erfasst. Anhand dieser Messsignale kann das Fahrwerk über die Verdrehung der Achsen zentriert werden.

Die aktive Spurführung kann eine weitere, wesentliche Anforderung des Logistikkonzepts erfüllen: An Weichen sollen Railcabs aus Konvois ausscheren oder sich Konvois anschließen können, ohne dass die Konvoigeschwindigkeit stark reduziert werden muss. Konventionelle Schaltweichen sind für einen solchen Vorgang zu langsam. Über die aktive Spurführung kann das Fahrzeug selbsttätig die Fahrtrichtung an einer passiven Weiche bestimmen.

Aktive Federung Da Einzelachs-fahrwerke Fahrwerken mit Drehgestellen bezüglich des Komforts unterlegen sind und die Fahrzeugmasse der Railcabs darüber hinaus im Vergleich zu konventionellen Bahnfahrzeugen deutlich geringer ist, muss der Federung eines Railcabs besondere Aufmerksamkeit geschenkt werden. Das Railcab besitzt daher eine aktive Sekundärfederung, bei der auf passive Dämpfer vollständig verzichtet wird. Fahrzeugaufbau und Fahrwerk sind ausschließlich durch Luftfedern miteinander verbunden. Die Dämpfung des Systems erfolgt aktiv über hydraulische Zylinder. Ein Neigen des Railcabs in Kurven ist über diese Zylinder ebenfalls möglich.

Die Entwicklung der Informationsverarbeitung für die Railcab-Federung ist Gegenstand dieser Arbeit.

1.2 Mechatronische Systeme und ihre Entwicklung

Durch die hohe Integrationsdichte aktiver Komponenten bildet das Railcab ein komplexes, physikalisch und informationstechnisch stark vernetztes technisches System. Elemente des Maschinenbaus, der Elektrotechnik und der Informatik werden dazu genutzt, die Bewegungen des Fahrzeugs zu kontrollieren. Das Railcab und seine Aggregate stellen damit typische *mechatronische* Erzeugnisse dar, die ihr volles Leistungspotential nur durch eine integrierte Entwicklung unter konsequentem Einsatz mechatronischer Entwurfsmethoden entfalten können. Für die in dieser Arbeit behandelte Informationsverarbeitung spielt der mechatronische Gedanke eine wesentliche Rolle.

Mechatronik Geprägt durch den Präsidenten Ko Kikuchi der japanischen Firma Yaskawa Electric im Jahre 1969 bezeichnete Mechatronik zunächst die Ergänzung mechanischer Komponenten durch Elektronik [HGP01] [VDI03]. Heute wird der Begriff Mechatronik weltweit für eine wissenschaftliche Fachrichtung verwendet, die sich mit dem Zusammenspiel unterschiedlicher

Fachdomänen, insbesondere der Mechanik, der Elektrotechnik und der Informatik beschäftigt. Eine allgemein akzeptierte einheitliche Definition für den Begriff Mechatronik gibt es jedoch nicht [VDI03]. Der in dieser Arbeit verwendete, am Mechatronik Laboratorium Paderborn (MLaP) entwickelte Mechatronikbegriff ist im Vergleich zu anderen Definitionen (z.B. [Tom00] und [Sch89]) relativ eng gefasst und schafft so eine deutliche, sinnvolle Abgrenzung zu den klassischen Teildisziplinen:

Die Mechatronik ist die Wissenschaft zur Beschreibung von mechanischen Systemen und Systemverbänden mit kontrollierten Bewegungsvorgängen. Die Kontrolle der Bewegungsvorgänge und des Informationsaustausches zwischen den einzelnen Systemen übernimmt dabei ein digitaler Mikrorechner.³

Bewegungsvorgänge spielen somit für die Mechatronik und mechatronische Produkte eine besondere Rolle.

Mechatronische Aggregation Ein wesentliches Hilfsmittel zur Entwicklung komplexer Produkte stellt die geeignete Strukturierung des Produkts dar, bei der das Gesamtsystem im Rahmen einer *Aggregation* in Teilsysteme, d.h. *Aggregate* niedrigerer Komplexität zerlegt wird. Aufgrund des engen Zusammenspiels unterschiedlicher Fachdomänen sind mechatronische Systeme nach mechatronischen Gesichtspunkten im Rahmen einer *mechatronischen Aggregation* zu gliedern. Mechatronische Aggregate nutzen Komponenten unterschiedlicher Fachdomänen (z.B. Informationsverarbeitung, Hydraulik etc.), so dass die entstehende mechatronische Aggregatestruktur eine domänenübergreifende Struktur darstellt. Sie findet somit auch für die zur Regelung und Steuerung des Gesamtsystems benötigte Informationsverarbeitung Anwendung. Die Grundlage für die mechatronische Aggregation bildet eine geeignete Funktionsstrukturierung, die im Rahmen der Entwicklung eines mechatronischen Produkts erarbeitet wird.

Entwicklung mechatronischer Systeme In Anlehnung an Pahl et. al [BP97] schlägt Töpfer in [Toe02] das in Abbildung 1.3 gezeigte Vorgehen für die Entwicklung eines mechatronischen Systems vor:

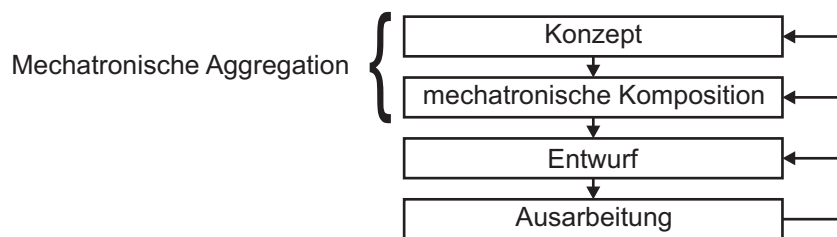


Abbildung 1.3: Entwicklungsschritte eines mechatronischen Systems nach [Toe02]

In der *Konzept*phase wird die Aufgabenstellung abstrahiert. Nach einer Funktionsanalyse können geeignete Wirkprinzipien und ihre Kombination zu einer Wirkstruktur bestimmt und schließlich eine prinzipielle Lösung festgelegt werden.

Während der *mechatronischen Komposition* wird die prinzipielle Lösung mittels vereinfachter, reduzierter Lösungselemente am Rechner ausgearbeitet. In einem iterativen Prozess aus Modellbildung, Analyse und Synthese wird sichergestellt, dass die prinzipielle Lösung die geforderte Aufgabe erfüllen kann. Hierbei liegt der besondere Augenmerk auf dem dynamischen Systemverhalten. Der Prozess wird solange durchlaufen, bis ein ausreichender Erfüllungsgrad der gesteckten Ziele erreicht wurde.

³Zitiert in Übersetzung nach [Toe02], siehe auch [LW97].

Im *Entwurf* werden Werkstoffe und Fertigungsverfahren ausgewählt und die Hauptabmessungen der Bauteile festgelegt, bis schließlich nach der *Ausarbeitung* alle zeichnerischen und sonstigen Unterlagen mit weiteren Angaben wie z.B. Toleranzen und Oberflächenbeschaffenheit vorliegen.

Die mechatronische Aggregation für das Gesamtsystem erfolgt während der Konzeptphase und der mechatronischen Komposition auf der Grundlage einer während der Konzeptphase erstellten Funktionsstruktur. Im Rahmen der Komposition werden Aggregatestruktur und Funktionsstruktur überprüft und ergänzt, bis schließlich eine geeignete Aggregatestruktur vorliegt. Die so entstandene Aggregatestruktur hat eine hohe Bedeutung für die Struktur der Informationsverarbeitung des mechatronischen Systems.

1.3 Aufgaben der Informationsverarbeitung

Neben dem im vorigen Abschnitt beschriebenen mechatronischen Gedanken liegt ein weiterer wesentlicher Einfluss auf die Informationsverarbeitung in der Art der Aufgaben, die von der Informationsverarbeitung eines technischen Systems erfüllt werden müssen.

In der frühen Phase der Prototypenentwicklung, in der sich auch das Railcab befindet, liegt der Fokus bei der Erstellung der Informationsverarbeitung häufig auf der Regelung und damit auf dem dynamischen Verhalten des Systems. Allerdings lassen sich darüber hinaus eine Reihe unterschiedlicher weiterer Aufgaben der Informationsverarbeitung festhalten, die bei komplexen, sicherheitskritischen Systemen wie dem Railcab von vornherein berücksichtigt werden sollten und in den späteren Phasen der Entwicklung, d.h. z.B. bei einem Serienprodukt, den wesentlichen Anteil an der Informationsverarbeitung ausmachen. Gerade bei der Entwicklung von Prototypen werden diese Aufgaben jedoch häufig ignoriert oder durch unstrukturierte Lösungselemente innerhalb des Regelungscodees „nebenbei“ bearbeitet. Insbesondere folgende Punkte lassen sich nennen (siehe auch [BZ04]):

1. Regelung bzw. Steuerung des Systemverhaltens
2. Optimierung des Systemverhaltens
3. Überwachung und Ablaufsteuerung
4. Sicherungs- und Notfallroutinen

Bei der Ausarbeitung der genannten Aufgaben sind deutlich unterschiedliche Anforderungen zu erfüllen, so dass auch verschiedene Techniken zur Implementierung zum Einsatz kommen. Die Struktur der Informationsverarbeitung sollte daher die Art der unterschiedlichen Aufgaben berücksichtigen.

1.4 Ziel und Aufbau dieser Arbeit

Diese Arbeit behandelt die modellgestützte Entwicklung der Informationsverarbeitung für das in Abschnitt 1.1 beschriebene Federungssystem des Railcab-Prototypenfahrzeugs und die für die Funktion der Federung benötigten hydraulischen und pneumatischen Versorgungsaggregate (im Folgenden als Versorgung bezeichnet). Eine eingehende Beschreibung des technischen Aufbaus von Federung und Versorgung, bei deren Realisierung der Autor für Hydraulik, Elektronik und Software verantwortlich war, ist zum Verständnis selbstverständlich unverzichtbar.

Um die Informationsverarbeitung übersichtlich, leicht wartbar und erweiterbar zu gestalten, wird besonderes Augenmerk auf eine geeignete Strukturierung gelegt. Hierbei wird einerseits die in Abschnitt 1.2 angesprochene mechatronische Aggregation, die zu einer *Makrostruktur*

der Informationsverarbeitung führt, andererseits die in Abschnitt 1.3 angesprochene Struktur durch die Art der unterschiedlichen Aufgaben der Informationsverarbeitung als *Mikrostruktur* berücksichtigt, so dass die Gesamtstruktur der Informationsverarbeitung in der Form der Abbildung 1.4 vorliegt.

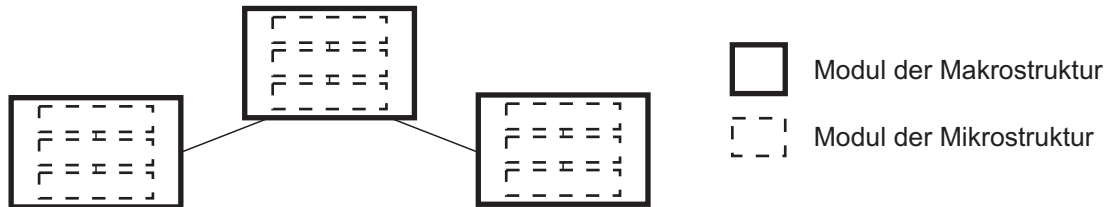


Abbildung 1.4: Strukturierung der Informationsverarbeitung mit Makro- und Mikrostruktur

Zur mechatronischen Aggregation verwendet diese Arbeit ein am Mechatronik Laboratorium Paderborn entstandenes funktionsorientiertes Konzept zur vertikalen und horizontalen Strukturierung mechatronischer Systeme, das sich schon in vielen Arbeiten bewährt hat. Dabei macht die sinnvolle Integration der Versorgung in die mechatronische Struktur eine Erweiterung des Konzepts notwendig. Die Beschreibung des so entstandenen erweiterten Konzepts zur funktionsorientierten Strukturierung mechatronischer Systeme mit seinen Auswirkungen auf die Makrostruktur der Informationsverarbeitung stellt neben dem Hauptthema - der Informationsverarbeitung für das Federungssystem - ein weiteres Ziel dieser Arbeit dar.

Zur inneren Strukturierung der Informationsverarbeitung einzelner Aggregate wird eine Mikrostruktur vorgeschlagen, die alle in Abschnitt 1.2 genannten Aufgaben berücksichtigt. In Kombination mit der Makrostruktur durch die mechatronische Aggregation ergibt sich eine geeignete Architektur für die Informationsverarbeitung mechatronischer Systeme, die insbesondere auch für die Aufgabe der Optimierung sehr gut geeignet ist. Diese Arbeit konzentriert sich jedoch auf die Aufgaben „Regelung“, „Überwachungs- und Ablaufsteuerung“ und „Sicherungs- und Notfallroutinen“. Die Möglichkeit zur Optimierung der Federungsfunktion im Rahmen einer selbstlernenden Sollbahnvorgabe unter Nutzung der vorgestellten Architektur wird im Rahmen einer Simulation nachgewiesen. Bei der Vorstellung der Architektur wird auf den Zusammenhang zwischen Mikro- und Makrostruktur, Schnittstellen zwischen Elementen der Informationsverarbeitung sowie das Vorgehen bei der Entwicklung der Informationsverarbeitung eingegangen.

Die angesprochenen Ziele werden wie folgt im Text behandelt:

- Im folgenden Kapitel wird zunächst die funktionsorientierte Aggregation beschrieben. Nach der Beschreibung des Vorgehens zur Erstellung einer zur Aggregation geeigneten Funktionsstruktur werden Strukturelemente vorgestellt, die bei der mechatronischen Strukturierung des Railcabs und insbesondere auch von Federung und Versorgung verwendet werden. Das Kapitel schließt mit einer Beschreibung der resultierenden **Makrostruktur der Informationsverarbeitung**. Ein besonderer Schwerpunkt des Kapitels liegt auf den neu eingeführten Elementen zur Integration von Versorgungselementen in die mechatronische Struktur.
- Zur weiteren Strukturierung der Informationsverarbeitung stellt Kapitel 3 die in dieser Arbeit verwendete **Mikrostruktur** der Architektur vor, das Operator-Controller-Modul (OCM). Nach der Darstellung des OCM selbst wird die Gesamtarchitektur durch Einbeziehung der in Kapitel 2 entwickelten Makrostruktur entwickelt und das Vorgehen beim Entwurf des OCM beschrieben. Dieses Vorgehen bezieht sich auf die frühen Phasen der Produktentstehung, wie es bei der Entwicklung der Informationsverarbeitung für die Federung des Railcabs der Fall ist.

- In Kapitel 4 wird schließlich die Entwicklung der **Informationsverarbeitung für Federung und Versorgung** beschrieben. Nach einer eingehenden Vorstellung der technischen Realisierung der Systeme, die zum besseren Verständnis hier vorab domänenspezifisch beschrieben werden, erfolgt die Entwicklung der funktionsorientierten Aggregatestruktur. Diese Strukturierung wird für das vollständige Fahrzeug durchgeführt, um eine Einordnung der Federung in das Gesamtsystem zu ermöglichen. Im Anschluss wird zunächst die Informationsverarbeitung der Versorgung vorgestellt. Danach erfolgt eine ausführliche Beschreibung der Informationsverarbeitung für die Federung. Das Kapitel schließt mit der Präsentation einer selbstlernenden Sollbahnvorgabe zur Verbesserung des Federungsverhaltens, die im Rahmen dieser Arbeit simulativ untersucht wurde.
- Zusammenfassung und Ausblick runden die Arbeit ab.

Kapitel 2

Funktionsorientierte Aggregation und Makrostruktur der Informationsverarbeitung

Moderne Erzeugnisse wie das Railcab zeichnen sich durch eine kontinuierlich steigende Komplexität aus, die nur durch eine geeignete Strukturierung des technischen Gesamtsystems in Teilsysteme beherrschbar bleibt. Dabei strukturieren die am Gesamtsystem beteiligten Fachdomänen die ihnen zugeordneten Teilsysteme in der Regel nach höchst unterschiedlichen Gesichtspunkten. So wird ein Regelungstechniker seine Regelung anders strukturieren als der Konstruktionsingenieur die von ihm entwickelte mechanische Tragstruktur. Auf diese Weise entstehen für ein und dasselbe System unterschiedliche Teilsystemstrukturen. Für mechatronische Systeme, die ihr Potential aus dem harmonischen Zusammenspiel unterschiedlicher Fachdomänen schöpfen, ist diese Situation unbefriedigend. Sie benötigen eine domänenübergreifende, einheitliche Strukturierung des Gesamtsystems nach mechatronischen Gesichtspunkten, d.h. eine mechatronische Aggregation, die die Grundstruktur für alle beteiligten Fachdomänen bildet. Für die Informationsverarbeitung bildet die so entwickelte mechatronische Aggregatestruktur die Makrostruktur.

Ziel dieses Kapitels ist es, Werkzeuge und Vorgehen zur mechatronischen Aggregation bereitzustellen, um so die Grundlage für die Makrostrukturierung der Informationsverarbeitung von Federung und Versorgung des Railcabs in Kapitel 4 zu legen. Zur Veranschaulichung der im Folgenden diskutierten Begriffe wird in diesem Kapitel das in Abbildung 2.1 dargestellte einfache akademische Beispiel eines Pkw mit aktiver Federung herangezogen.

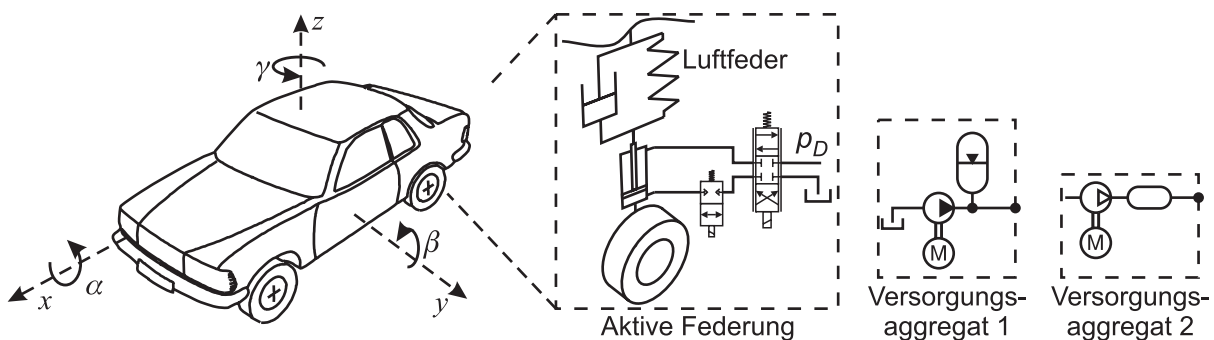


Abbildung 2.1: Pkw mit aktiver Federung, Druckluft- und Druckölversorgung

Das Fahrzeug bewegt sich horizontal in x - und y - Richtung. Dabei führt es Gierbewegungen γ um die Hochachse aus. Für die Federung sind die Freiheitsgrade in z , α und β relevant, die

im Folgenden als *vertikale* Freiheitsgrade bezeichnet werden. Die Federung wird durch vier Federbeine mit Luftfedern realisiert. Je ein in Serie zu den passiven Feder-Dämpfer-Elementen eines Federbeins angeordneter hydraulischer Zylinder erlaubt eine aktive Fußpunktverstellung der Federbeine. Diese Verstellung erzeugt eine zusätzliche Kraft an den Federbeinen, über die die Aufbaubewegung beeinflusst werden kann. Die Regelung der Zylinder erfolgt über 4-3-Wege-Regelventile. Schaltventile zwischen den unteren Zylinderkammern und den Regelventilen sperren die Zylinder dicht ab.

Das für die Federung benötigte Hochdrucköl auf Druckniveau p_D wird im Beispiel durch ein Versorgungsaggregat 1 über eine von einem drehzahleregelten Asynchronmotor angetriebene Pumpeneinheit in einen gasgeladenen Membranspeicher gefördert. Darüber hinaus muss auch Druckluft für die Luftfedern bereitgestellt werden, was im Versorgungsaggregat 2 durch einen nur geschaltet betriebsfähigen Kolbenkompressor mit integriertem Antrieb und Druckbehälter erfolgt.

2.1 Funktionsstruktur

Als Ausgangspunkt für die mechatronische Aggregation hat sich der Aufbau einer Funktionsstruktur für das betrachtete System bewährt. Um aus dieser eine brauchbare mechatronische Aggregatestruktur ableiten zu können, ist ein geeigneter Funktionsbegriff unerlässlich. Da der Funktionsbegriff der Konstruktionssystematik z.B. nach [BP97] oder [Ehr95] ein häufiger Ausgangspunkt für Funktionsstrukturierungen ist (er liegt z.B. auch der VDI-Richtlinie 2206 [VDI03] zugrunde), wird im Folgenden zunächst knapp dieser Funktionsbegriff diskutiert, bevor anschließend darauf aufbauend der in dieser Arbeit zur Strukturierung des Railcabs verwendete Funktionsbegriff vorgestellt wird.

2.1.1 Funktionsbegriff der Konstruktionssystematik

Die Konstruktionssystematik definiert den Begriff Funktion wie folgt [BP97]:

Zum Beschreiben und Lösen konstruktiver Aufgaben ist es zweckmäßig, unter *Funktion* den allgemeinen und gewollten Zusammenhang zwischen Eingang und Ausgang eines Systems mit dem Ziel, eine Aufgabe zu erfüllen, zu verstehen.

Ehrlenspiel nennt in [Ehr95] diese Funktionen, die die „lösungsneutrale Formulierung des gewollten Zwecks eines Produkts“ darstellen, *Zweckfunktionen*:

Die *Funktion* eines Systems kann durch den Unterschied der dem Zweck entsprechenden Ein- und Ausgangsgrößen beschrieben werden („*Zweckfunktion*“).

Nach Beitz [BP97] und Rodenacker [Rod91] sind es die Größen Energie, Stoff und Information (bzw. Signal), die die Ein- und Ausgangsgrößen in das System bilden. Unter Energie ist dabei mechanische Energie, thermische und elektrische Energie etc. zu nennen. Stoffumsatz bezeichnet Veränderung von Gasen und Flüssigkeiten, aber auch von Festkörpern. Signale umfassen Messgrößen, Anzeigen, Steuerimpulse, etc. Energie-, Stoff- und Signalflüsse sind gerichtete Größen.

Um die komplexe *Gesamtfunktion* eines technischen Systems realisieren zu können, wird sie in der Konstruktionssystematik in *Teilfunktionen* zerlegt, bis für die Teilfunktionen Lösungselemente oder Wirkprinzipien gefunden werden können. Teilfunktionen geringerer Komplexität implementieren die höheren Funktionen.

Als Beispiel für eine Funktionsstruktur im Sinne der Konstruktionssystematik stellt Abbildung 2.2 die Struktur einer Prüfmaschine mit der Gesamtfunktion „Prüfling auf Kraft-Verformungszusammenhang untersuchen“ nach [BP97] vor. Diese Gesamtfunktion wird im dargestellten Beispiel in 8 Teilfunktionen zerlegt.

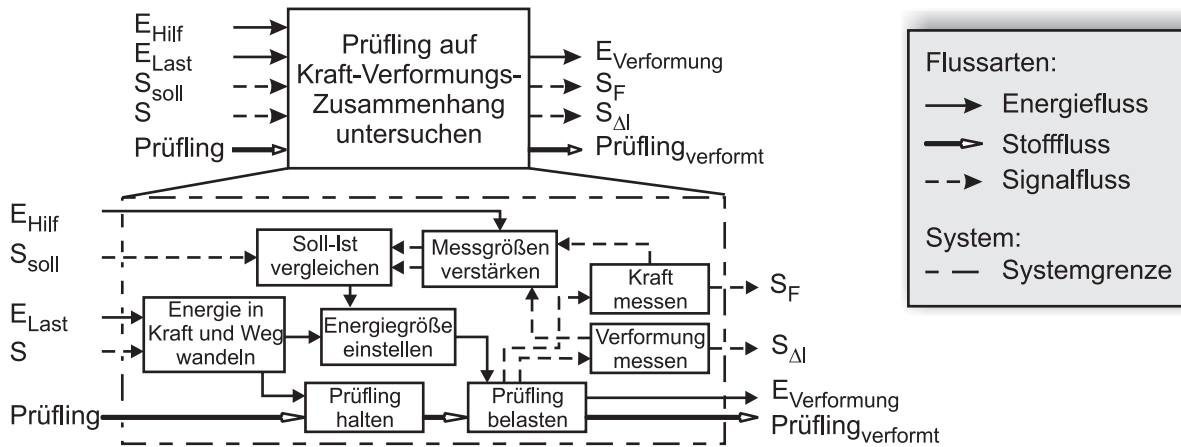


Abbildung 2.2: Beispiel für eine (Zweck-) Funktionsstruktur nach [BP97] mit Energie- Stoff- und Signalfluss

Das Beispiel macht Folgendes deutlich: In der auf die Flussbetrachtung konzentrierten Funktionsstruktur treten Funktionen wie „Kraft messen“, „Soll-Ist vergleichen“ etc. auf. Diesen Funktionen können zwar sehr gut technische Lösungen, wie z.B. ein Kraftsensor auf DMS-Basis oder ein analoger Differenzbildner zugeordnet werden, eine einheitliche domänenübergreifende Aggregatstruktur entsteht so jedoch nicht: Die Teilfunktionen entsprechen Elementen mechatronischer Teilsysteme, die ohne inneren mechatronischen Zusammenhang nebeneinander gestellt werden. Die entstehende Struktur orientiert sich nicht am Aufbau mechatronischer Systeme, so dass es schnell zur Ausbildung von domänenspezifischen Strukturen kommt. Die Funktionsstrukturierung der Konstruktionssystematik ist daher für die mechatronische Aggregation nicht unmittelbar anwendbar. Am Mechatronik Laboratorium Paderborn wurde aus diesem Grund - aufbauend auf den vorgestellten Gedanken - der Begriff der „Bewegungsfunktion“ zur mechatronischen Aggregation entwickelt.

2.1.2 Bewegungsfunktionen

Um eine geeignete Funktionsstruktur zur mechatronischen Aggregation zu finden, wurde am Mechatronik Laboratorium Paderborn ausgehend von der Definition der Mechatronik in Abschnitt 1.2 der Begriff *Bewegungsfunktion* geprägt, der in Anlehnung an [Sto04], [Lüc04] und [LK05] hier wie folgt definiert wird:

Eine Funktion, die die kontrollierte Bewegung von Starrkörpern beschreibt, sei es rotatorisch oder translatorisch, heißt **Bewegungsfunktion**. Bewegungsfunktionen stellen eine Teilmenge der Zweckfunktionen dar. Stoff-, Energie- und Signalfluss bleiben jedoch unberücksichtigt - sie ergeben sich implizit durch die an der Funktionshierarchie orientierten Aggregatisierung.

Mechatronische Systeme zeichnen sich dadurch aus, dass sie Bewegungsfunktionen realisieren. Hierzu müssen sie mechanische Funktionen, informationsverarbeitende Funktionen, sensorische und aktorische Funktionen erfüllen [Nau00], deren Lösungselemente aus unterschiedlichen Fachdomänen stammen. Diese *Elementarfunktionen* sind für mechatronische Systeme typisch und finden sich in der einen oder anderen Form in jedem mechatronischen System wieder. Die Idee zur Funktionsstrukturierung als Grundlage für die mechatronische Aggregation besteht darin,

die Funktionsstruktur auf Bewegungsfunktionen zu beschränken⁴, ohne die Elementarfunktionen explizit aufzuführen, wie dies in Abbildung 2.2 der Fall war. So wird die Ausbildung von domänenspezifischen Strukturen vermieden. Die Bewegungsfunktionen innerhalb der entstandenen Bewegungsfunktionshierarchie können als eigene mechatronische Systeme umgesetzt werden. Bei der Bewegungsfunktionshierarchie wird das mechanische Starrkörpersystem des mechatronischen Gesamtsystems somit anschaulich gesprochen in Teilmassensysteme mit eigenen kontrollierten Bewegungen zerlegt.

Ausgangspunkt für die Bewegungsfunktionshierarchie ist die **Hauptbewegungsfunktion**, die aus der Zweckfunktion des Gesamtsystems gewonnen werden muss und die Spitze der Bewegungsfunktionshierarchie bildet. Die Formulierung der Hauptbewegungsfunktion stellt dabei einen ersten Schritt in Richtung zur technischen Konkretisierung der Zweckfunktion dar. Der Zweck eines Pkw besteht z.B. darin, Fahrgäste komfortabel und sicher von einem Ort A zu einem Ort B zu transportieren. Die daraus für den Pkw abgeleitete Hauptbewegungsfunktion lautet: „Fahrzeugaufbau in sechs Freiheitsgraden kontrolliert bewegen“ (verkürzt: „Aufbau bewegen“).

Bei der Ausarbeitung des mechatronischen Systems wird die Hauptbewegungsfunktion analog zum Vorgehen in der Konstruktionssystematik in **Teilbewegungsfunktionen** zerlegt. Teilbewegungsfunktionen können unter Umständen direkt aus der überlagerten Bewegungsfunktion abgeleitet werden, in dem die überlagerte Bewegung in Teilbewegungen mit geringerer Anzahl von Freiheitsgraden zerlegt wird. Häufig werden Teilbewegungsfunktionen aber auch erst bei der konstruktiven Ausgestaltung im Rahmen der mechatronischen Komposition deutlich, bei der geeignete Wirkprinzipien und grundlegende Wirkstrukturen für die betrachtete Bewegungsfunktion mittels vereinfachter Lösungselemente ermittelt werden (siehe [Toe02]).

Abbildung 2.3 zeigt für das Beispiel des Pkw, wie unterlagerte Teilbewegungsfunktionen bei der mechatronischen Komposition ermittelt werden können. Das Beispiel beschränkt sich der Einfachheit halber auf die vertikalen Freiheitsgrade, d.h. die Funktion der Federung. Als Wirkprinzip zur Umsetzung der Hauptbewegungsfunktion „Aufbau bewegen“ wird ein Federungssystem mit einer aktiven Fußpunktverstellung gewählt. Die hierfür benötigte Bewegung der Federfußpunkte stellt eine Teilbewegungsfunktion „Fußpunkt bewegen“ der überlagerten Bewegungsfunktion „Aufbau bewegen“ dar. Diese Teilbewegungsfunktion tritt dabei erst nach Wahl der aktiven Fußpunktverstellung als Wirkprinzip für die Federung auf.⁵

Durch die Unterteilung einer Bewegungsfunktion A in Teilbewegungsfunktionen B und C entsteht eine Funktions*hierarchie*, in der die Teilbewegungsfunktionen B und C der Bewegungsfunktion A untergeordnet werden. Die Bedeutung der Teilbewegungsfunktionen für die überlagerte Bewegungsfunktion wird durch den Vergleich der mechatronischen Komposition für die Teilbewegungsfunktion „Fußpunkt bewegen“ mit der Komposition der Bewegungsfunktion „Aufbau bewegen“ in Abbildung 2.3 deutlich: Unterlagerte Teilbewegungsfunktionen nehmen immer die Position aktorischer Elementarfunktionen für die überlagerte Elterfunktion ein.

Die entstehende Funktionshierarchie besitzt eine Baumstruktur. Baumstrukturen zeichnen sich dadurch aus, dass jedes beliebige Element innerhalb der Struktur über einen eindeutigen Pfad zu erreichen ist [Hah99]. Für die Funktionen bedeutet dies, dass der Funktionsgraph ausgehend von einem Elterknoten - der Hauptbewegungsfunktion - in mehrere Kinder verzweigt, die jeweils

⁴Eine Ausnahme bildet die Erweiterung in Abschnitt 2.1.4, die aber bewusst so formuliert ist, dass eine Integration von Elementarfunktionen in die Funktionsstruktur vermieden wird.

⁵Die Ausarbeitung der Funktionsstruktur, die damit verbundene Aggregation und die Auswahl von Wirkprinzipien sind somit eng miteinander verknüpft. Dies unterstreicht die in Abschnitt 1.2 getroffene Aussage, dass zwischen den Arbeitsschritten während des Systementwurfs häufiger gesprungen wird.

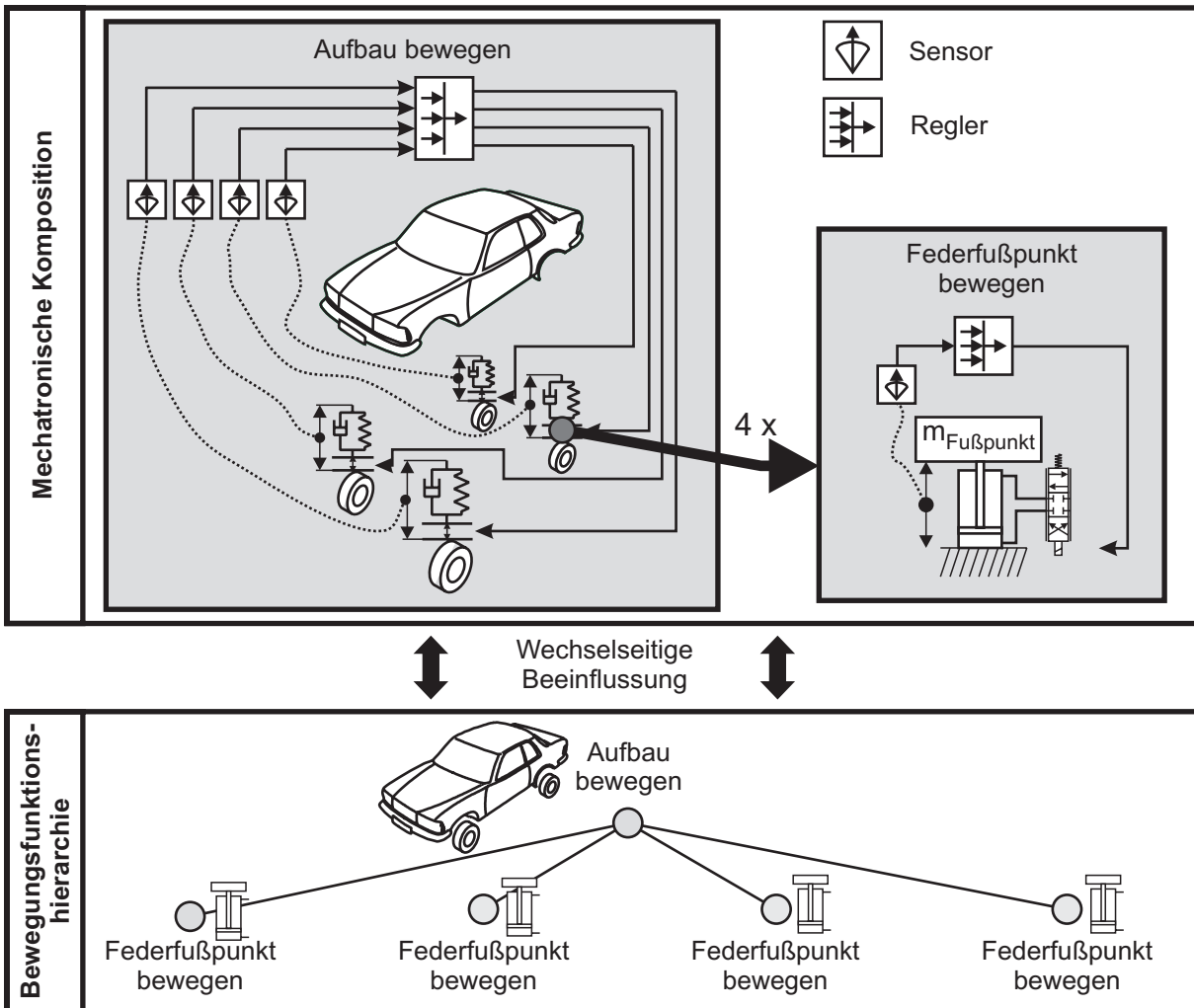


Abbildung 2.3: Mechatronische Komposition für die aktive Federung aus Abbildung 2.1 und Ermittlung von Teilbewegungsfunktionen

wiederum mehrere Kinder haben können. Dabei hat jedes Kind genau eine Elterfunktion, „integrative“ Funktionen, die mehrere Eltern haben, treten nicht auf. Diese Baumstruktur bleibt bei der Strukturierung des mechatronischen Systems und auch der Informationsverarbeitung erhalten und stellt somit ein charakteristisches Merkmal für die mechatronische Aggregation anhand von Bewegungsfunktionen dar (vgl. Abschnitt 2.2.1 und Abbildung 2.9).

2.1.3 Innere Strukturierung von Bewegungsfunktionen

Die im vorigen Abschnitt behandelte Bewegungs-funktions-hierarchie bildet das Grundgerüst für die hierarchische Strukturierung mechatronischer Systeme. Sind diese jedoch sehr komplex, so kann sich eine weitere Untergliederung als hilfreich erweisen. Um eine Situation zu verdeutlichen, in der dieser Fall eintritt, erweitert Abbildung 2.4 die in Abbildung 2.3 entwickelte Bewegungs-funktions-hierarchie für den aktiv gefederten Pkw.

Die Bewegungen des Fahrzeugaufbaus in den sechs Freiheitsgraden unterscheiden sich deutlich: In den horizontalen Freiheitsgraden x , y und γ bewegt sich der Pkw wunschgemäß über große Distanzen hinweg, während die (im Wesentlichen unerwünschten) Schwingungen in den vertikalen Freiheitsgraden relativ zur Straße gesehen klein bleiben. Dementsprechend kommen für diese beiden Bewegungsgruppen auch unterschiedliche technische Lösungselemente zum Einsatz: Während die vertikale Bewegung durch die Federung beeinflusst wird, legen Antriebsstrang,

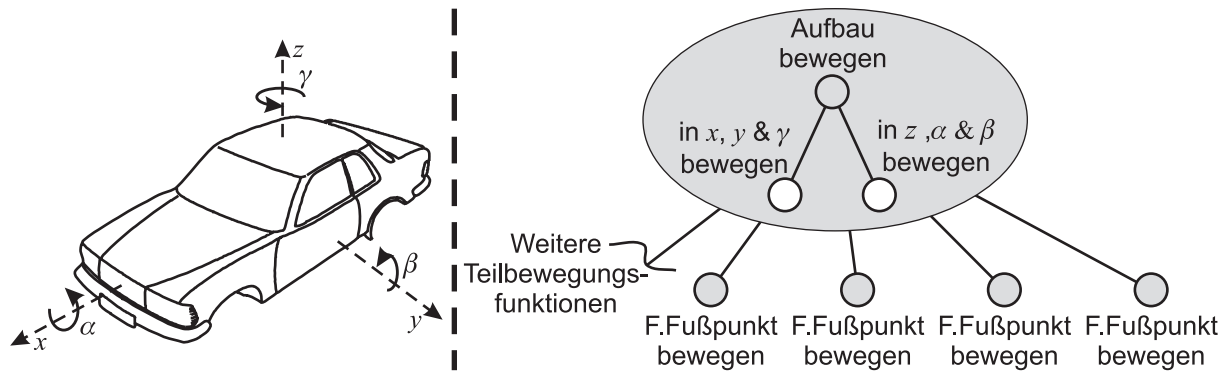


Abbildung 2.4: Unterteilung der Bewegungsfunktion „Aufbau bewegen“ mit inneren Teilbewegungsfunktionen für das Beispiel des Pkw aus Abbildung 2.1

Bremsen und Lenkung das Verhalten in der Horizontalen fest.

Dieser Situation kann durch eine Unterteilung der Bewegungsfunktion „Aufbau bewegen“ auch in der Bewegungsfunktionshierarchie Rechnung getragen werden: Es bietet sich an, die sechs Aufbaufreiheitsgrade in zwei separaten Teilbewegungsfunktionen „in x, y und γ bewegen“ und „in z, α und β bewegen“ abzubilden (Abbildung 2.4, rechts).

Die Einteilung in Teilbewegungsfunktionen nach Abbildung 2.4 unterscheidet sich grundlegend von der Situation in Abbildung 2.3: Während sich die in Abbildung 2.3 im Rahmen der mechatronischen Komposition bestimmten Teilbewegungsfunktionen auf die Bewegung eigenständiger Teilmassen des Gesamtsystems beziehen und damit unabhängig von anderen Bewegungsfunktionen sind, beziehen sich die Teilbewegungsfunktionen in Abbildung 2.5 auf ein- und dieselbe Masse. Hierdurch sind sie miteinander eng verbunden. In dieser Arbeit werden Teilbewegungsfunktionen, die sich auf dieselbe bewegte Masse bzw. dasselbe Mehrkörpersystem beziehen, als **innere Teilbewegungsfunktionen** bezeichnet.

Innere Teilbewegungsfunktionen bilden mit der von ihnen zerlegten überlagerten Bewegungsfunktion einen separaten Funktionsbaum, der als Ganzes in die ursprüngliche Bewegungsfunktionshierarchie eingeht (Abbildung 2.5). Die inneren Teilbewegungsfunktionen ermöglichen damit die Zerlegung der Bewegung komplizierter Massesysteme, ohne das Bezugssystem der Bewegungen zu verändern. Durch die klare Unterscheidung zwischen inneren Teilbewegungsfunktionen und Teilbewegungsfunktionen wird schon früh deutlich, in welchem Verhältnis Funktionen und betrachtete Massesysteme zueinander stehen. Dieses Verhältnis spielt bei der Umsetzung in Aggregate und bei deren Modellierung eine große Rolle.

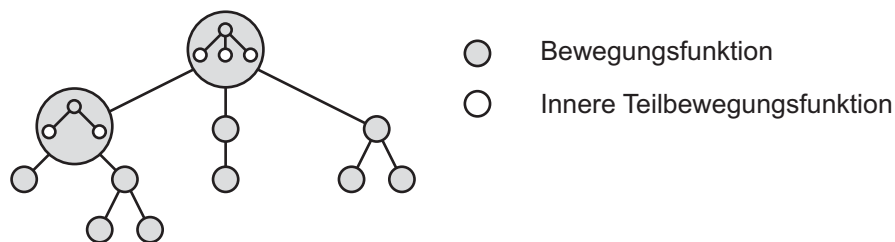


Abbildung 2.5: Bewegungsfunktionshierarchie mit innerer Struktur

2.1.4 Versorgungsfunktionen

Die Aktoren eines mechatronischen Systems erzeugen das gewünschte kontrollierte Bewegungsverhalten des zugehörigen Starrkörpersystems, indem sie dem System gezielt und kontrolliert Energie zukommen lassen. Hierzu nehmen die Aktoren selber wiederum Energie von außen auf (häufig in elektrischer, hydraulischer oder pneumatischer Form). Diese Energieaufnahme setzt eine Energieversorgung bzw. Energieerzeugung voraus, die häufig ungeregt ausgeführt ist, indem das System z.B. an eine einfache Spannungsquelle oder auch direkt an die Steckdose angeschlossen wird. Bei hydraulischen oder pneumatischen Systemen finden sich oft passiv geregelte Versorgungssysteme, die z.B. über an mit konstanter Drehzahl laufenden Pumpen angeschlossene Speicherladeventile den konstanten Druck in einem Versorgungsspeicher gewährleisten. Bei über Mikrorechner mittels digitaler Informationsverarbeitung kontrollierten mechatronischen Systemen liegt es jedoch nahe, auch die Versorgung über Mikrorechner zu kontrollieren und so eine erheblich höhere Flexibilität in der Bereitstellung der Energie zu gewinnen. Die den Energieinhalt beschreibende Größe (z.B. die elektrische Spannung, der hydraulische oder pneumatische Druck) kann so einen vorgegebenen Verlauf annehmen. Durch die Entnahme von Energie soll diese Größe dabei möglichst konstant bleiben. So nutzt der Pkw in Abbildung 2.1 digital geregelte Systeme für die Bereitstellung von sowohl Drucköl als auch Druckluft.

Neben der Bereitstellung der Energie spielt auch die Energieweiterleitung eine wichtige Rolle. So ist es beispielsweise bei einem hydraulisch versorgten System denkbar, dass ein Modul die Ölversorgung von unterlagerten Modulen bzw. seine eigene Versorgung unterbricht. Diese Energieleitung kann als eigene Funktion dargestellt werden, die ebenfalls mit digitaler Informationsverarbeitung ausgeführt wird. Eine entsprechende Funktion erfüllen Bauelemente, die den Energiefluss vom Aktor zum geregelten System aus anderen Gründen blockieren können. Ein Beispiel hierfür bilden die Schaltventile zum Absperren der Zylinder in Abbildung 2.1. Für den Betrieb des Systems müssen sie den Energiefluss zwischen Regelventil und Zylinder freigeben.

Sowohl Energieerzeugung als auch Energieleitung haben in der am MLaP entwickelten Funktionshierarchie für mechatronische Systeme bisher eine untergeordnete Rolle gespielt. So zeigt Stolpe [Sto04] zwar, dass die Aktoren eine energetische Schnittstelle erfordern, geht aber nicht weiter darauf ein, wie diese Energie bereitgestellt werden soll. Für (sehr) einfache Systeme beantworten Honekamp [HSNL97] und Naumann [Nau00] diese Frage. Die Energie wird direkt auf der obersten Hierarchieebene zugeführt, d.h. sie wird zu einem direkten Lösungselement der Hauptfunktion eines Systems. Bei komplexen technischen Systemen wie dem Railcab ist diese einfache Herangehensweise unzureichend. Die bestehende Betrachtungsweise muss erweitert werden. Hierzu wird als Ergänzung zu den bisher eingeführten Funktionsbegriffen zusammenfassend für Funktionen zur Energieerzeugung und Energieleitung der Begriff der *Versorgungsfunktion* eingeführt:

Funktionen, die die Energieversorgung oder den Energietransport eines technischen Systems sicherstellen, sollen in dieser Arbeit als **Versorgungsfunktionen** bezeichnet werden. Versorgungsfunktionen stellen dabei Energie grundsätzlich zur Verfügung oder geben den Energiefluss zu einem System frei. Eine dynamische Beeinflussung des zugeordneten Systems erfolgt nicht.

Analog zur Bestimmung von Teilbewegungsfunktionen in Abbildung 2.3 ergeben sich Versorgungsfunktionen immer erst durch die Wahl eines Wirkprinzips für eine Elterfunktion. Der Zusammenhang zwischen Versorgungsfunktion und Elterfunktion ist jedoch ein gänzlich anderer als der einer Teilbewegungsfunktion. So stellt die Versorgungsfunktion *keine* aktorische Funktion für die zugeordnete Elterfunktion dar. Vielmehr *ermöglicht* sie die Aktuierung. Verallgemeinernd kann man davon sprechen, dass der Zusammenhang zwischen einer Versorgungsfunktion B und

einer Elterfunktion A durch die Frage „B ermöglicht A“ beschrieben wird.

Bei der Umsetzung von Versorgungsfunktionen können u.U. Bewegungsfunktionen identifiziert werden, die dann als Teilbewegungsfunktionen unterhalb einer Versorgungsfunktion angeordnet werden können. Es ist auch denkbar, dass einer Versorgungsfunktion selber wiederum eine weitere Versorgungsfunktion zugeordnet wird.

Am Beispiel des aktiv gefederten Pkw lässt sich anhand der Teilbewegungsfunktion „Federfußpunkt bewegen“ (Abbildung 2.3) das Auftreten einer Versorgungsfunktion veranschaulichen: Als Wirkprinzip zur Verstellung des Federfußpunkts wurde ein hydraulischer Zylinder vorgesehen. Daher wird eine Ölversorgung benötigt, die in Abbildung 2.6 durch die Versorgungsfunktion „Drucköl bereitstellen“ berücksichtigt ist. Durch das bereitgestellte Öl wird die Funktion „Federfußpunkt bewegen“ prinzipiell ermöglicht, ohne dass durch eine Ansteuerung der Versorgung der Fußpunkt verstellt werden könnte - dies erfolgt über das Regelventil.

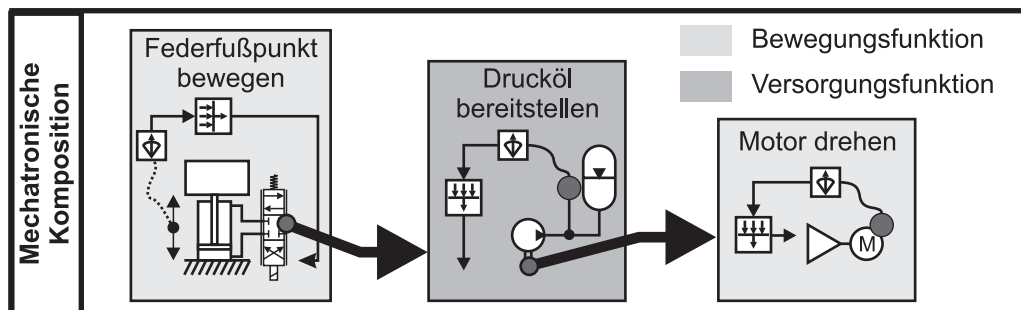


Abbildung 2.6: Auftreten von Versorgungsfunktionen in der mechatronischen Komposition für die Teilbewegungsfunktion „Federfußpunkt bewegen“ aus Abbildung 2.3

Der Druck soll durch eine Pumpe in einem Membranspeicher aufgebaut werden. Hierzu ist eine Drehung des an die Pumpe geflanschten Motors notwendig. Die Versorgungsfunktion „Drucköl bereitstellen“ bildet somit selber wiederum den Kopf eines Funktionsbaums mit der Teilbewegungsfunktion „Motor drehen“.

Zur Einordnung der Versorgungsfunktionen in die Bewegungsfunktionshierarchie, wird hier ein Ansatz vorgeschlagen, der den Ansatz von Naumann [Nau00] aufnimmt und erweitert:

Sowohl der Hauptbewegungsfunktion als auch den Teilbewegungsfunktionen kann - ähnlich zur Energieversorgung in [Nau00] - je eine Versorgungsfunktion zugeordnet werden. Werden zur Umsetzung einer Bewegungsfunktion mehrere Versorgungsfunktionen benötigt, so sollten diese unter einer neuen, verbindenden Versorgungsfunktion zusammengefasst werden, um die Struktur übersichtlich zu halten. Auf diese Weise kann der Hauptbewegungsfunktion oder den Teilbewegungsfunktionen jeweils ein eigener separater Ast aus Versorgungsfunktionen zugeordnet werden.

Bei der Anordnung einer Versorgungsfunktion sollte auf ihre „Wiederverwendung“ geachtet werden. Benötigen zwei Teilfunktionen dieselbe Art Energie, so kann eine gemeinsame Versorgung auf höherer Ebene bereitgestellt werden. Wird eine lokale Kontrolle der Energiezufuhr gewünscht, so kann eine lokale Versorgungsfunktion zugeordnet werden, die die Energie schaltet (anstatt sie neu zu erzeugen).

Für das Beispiel des Pkw kann die Funktionshierarchie mit Teilbewegungsfunktionen und Versorgungsfunktionen wie folgt entwickelt werden: Nach Abbildung 2.6 erfordern die Teilbewegungsfunktionen „Federfußpunkt bewegen“ die Versorgungsfunktion „Drucköl bereitstellen“, die

einer Teilbewegungsfunktion „Motor drehen“ überlagert ist. Da diese Funktion viermal benötigt wird, kann sie wieder verwendet werden und wird zur Hauptbewegungsfunktion verschoben. Gleichzeitig erfordern die Luftfedern als Bestandteil der Realisierung der Hauptbewegungsfunktion eine Druckluftversorgung, die als Versorgungsfunktion „Druckluft bereitstellen“ der Hauptbewegungsfunktion zugeordnet wird.⁶ Die beiden Versorgungsfunktionen „Drucköl bereitstellen“ und „Druckluft bereitstellen“ werden unter der Versorgungsfunktion „Druck bereitstellen“ zusammengefasst. Schließlich werden die Teilbewegungsfunktionen „Fußpunkt verstellen“ um Versorgungsfunktionen zum Schalten des Ölstroms ergänzt (diese Funktionen entsprechen den Schaltventilen in Abbildung 2.1). Abbildung 2.7 zeigt die resultierende Funktionshierarchie.

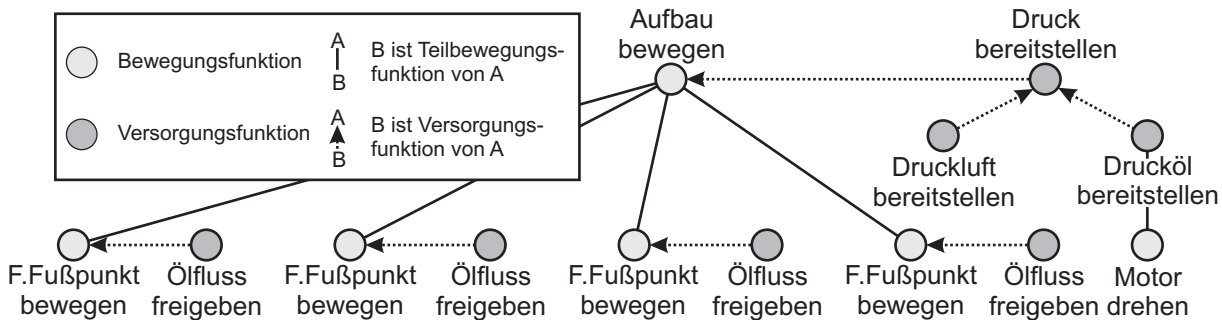


Abbildung 2.7: Anordnung von mechatronischen Versorgungsfunktionen in der mechatronischen Funktionshierarchie am Beispiel des Pkw nach Abbildung 2.1

Durch die Zuordnung der Versorgungsfunktion „Druck bereitstellen“ zur Hauptbewegungsfunktion steht erstere indirekt auch unterlagerten Bewegungsfunktionen als Versorgungsfunktion zur Verfügung, ohne dass dies in der Funktionshierarchie weiter anzugeben ist. Eine zusätzliche Abbildung dieses indirekten Versorgungszusammenhangs würde die Funktionsdarstellung unnötig verkomplizieren. Dies kann z.B. in der Aggregatestruktur erfolgen, die auch die Kopplungen zwischen Aggregaten beschreibt, vgl. Abschnitt 2.2.3.

2.2 Aggregatestruktur

2.2.1 Strukturierung über MFM und AMS

Strukturelemente Aufbauend auf der im vorigen Abschnitt 2.1 entwickelten Funktionsstruktur kann das mechatronische System in einzelne Aggregate unterteilt werden. Zur Umsetzung der Bewegungsfunktionshierarchie wurden am MLaP Strukturelemente entwickelt, die sich an mechatronischen Gesichtspunkten orientieren und gleichzeitig eine für die Konstruktion benötigte Anschaulichkeit gewährleisten (siehe z.B. [Toe02] und [Bec03]):

Mechatronische Systeme sind, entsprechend den auf Seite 10 genannten Elementarfunktionen, im Wesentlichen aus den vier Grundbausteinen *Aktorik*, *Sensorik*, *mechanische Tragstruktur* und *digitale Informationsverarbeitung* aufgebaut.⁷ Diese Grundbausteine werden in hierarchisch strukturierten Baugruppen zum mechatronischen Gesamtsystem zusammengefügt. Dabei lassen sich je nach Ebene in der Hierarchie zwei⁸ Strukturelemente unterscheiden, die in der Zusammensetzung

⁶Hier wird angenommen, dass aufgrund der Verwendung eines unregulierten Motors keine Teilbewegungsfunktion „Motor drehen“ in der Hierarchie angeordnet zu werden braucht.

⁷Je nach Blickwinkel können dazu noch weitere Elemente wie eine Prozesskopplung treten [HNHS94].

⁸Als zusätzliches Strukturelement neben MFM und AMS führten Honekamp et al. [HSNL97] zur Beschreibung von Fahrzeugverbänden das Vernetzte Mechatronische System (VMS) ein, in dem physikalisch autonome Systeme informationstechnisch gekoppelt werden. Obwohl die VMS für das Railcab-System eine große Rolle spielen, sprengen sie bei dieser Arbeit über die aktive Federung des Railcabs den Rahmen und werden nicht näher behandelt. Siehe hierzu [Nau00], [Toe02], [Bec03].

der Grundbausteine variieren:

- **MFM** (Mechatronisches Funktionsmodul) Das MFM - erstmals von Lückel in [Lüc92] beschrieben - bildet das Basiselement eines mechatronischen Systems und kann alle vier Grundbausteine eines mechatronischen Systems aufweisen. D.h. es besitzt eine mechanische Tragstruktur, Aktorik, Sensorik und lokale Informationsverarbeitung. Dabei wird die Bewegung der Tragstruktur von der Aktorik beeinflusst und durch die Sensorik aufgenommen. Die digitale Informationsverarbeitung steuert die Aktorik mit aus den Sensorsignalen berechneten Stellsignalen an. Die Anordnung dieser Elemente ist in Abbildung 2.8 dargestellt. Als Aktoren kann ein MFM selbst wiederum unterlagerte MFM integrieren.



Abbildung 2.8: Aufbau eines mechatronischen Funktionsmoduls nach [HNHS94]

- **AMS** (Autonomes Mechatronisches System) Werden verschiedene MFM innerhalb einer verbindenden Tragstruktur verbaut, so entsteht auf oberster Hierarchieebene ein *Autonomes Mechatronisches System*. Das AMS (erstmals von Honekamp et al. in [HSNL97] vorgestellt) fasst alle Aggregate mit mechanischer Kopplung zusammen und kann in der Aggregatestruktur somit nur einmal vorkommen.

Ein AMS kann autonom in seiner Umgebung agieren und ist daher mit einer Energieversorgung ausgestattet (vgl. [Nau00]). An Grundbausteinen verfügt es neben der schon genannten verbindenden Tragstruktur noch über Sensoren, um die durch die unterlagerten MFM entstehenden Bewegungen aufnehmen und die unterlagerten MFM so koordinieren zu können. Eigene Aktorik benötigt ein AMS nicht, da diese durch unterlagerte MFM realisiert wird. Ein Pkw, aber auch das Railcab sind typische Beispiele für AMS.

Tabelle 2.1 stellt zusammen, welches Strukturelement welche Grundbausteine enthält.

Tabelle 2.1: Mechatronische Grundbausteine und Strukturelemente

	Aktorik	Tragstruktur	Sensorik	Informationsverarbeitung
MFM	X	X	X	X
AMS		X	X	X

Zuordnung von Strukturelementen zu Funktionen Bei der Strukturierung des mechatronischen Gesamtsystems wird jede Funktion in der Bewegungsfunktionshierarchie als Baugruppe bzw. Aggregat durch ein Strukturelement umgesetzt. Der Hauptbewegungsfunktion wird das AMS, den Teilbewegungsfunktionen jeweils ein MFM zugeordnet.

Durch die Zuordnung von Strukturelementen zu Haupt- und Teilbewegungsfunktionen entsteht eine Aggregatestruktur, die der Bewegungsfunktionshierarchie entspricht. Da die überlagerten Baugruppen aus den Unterbaugruppen zusammengesetzt werden, bildet die Aggregatestruktur eine part-of-Hierarchie. Aufgrund des charakteristischen, einheitlichen Aufbaus eines jeden Aggregats mit den vier (bzw. drei) charakteristischen Grundbausteinen nach Tabelle 2.1 stellt diese Aggregatestruktur die domänenübergreifende Gliederung für alle beteiligten Fachdisziplinen dar.

Abbildung 2.9 verdeutlicht dies ausgehend von der in Abbildung 2.3 entwickelten Funktionsstruktur für das Beispiel des Kraftfahrzeugs. Die Teilbewegungsfunktionen „Fußpunkt bewegen“ werden durch die MFM Zylinder umgesetzt. Das AMS Fahrzeug wird unter Hinzunahme weiterer mechatronischer Grundbausteine aus diesen MFM aufgebaut.

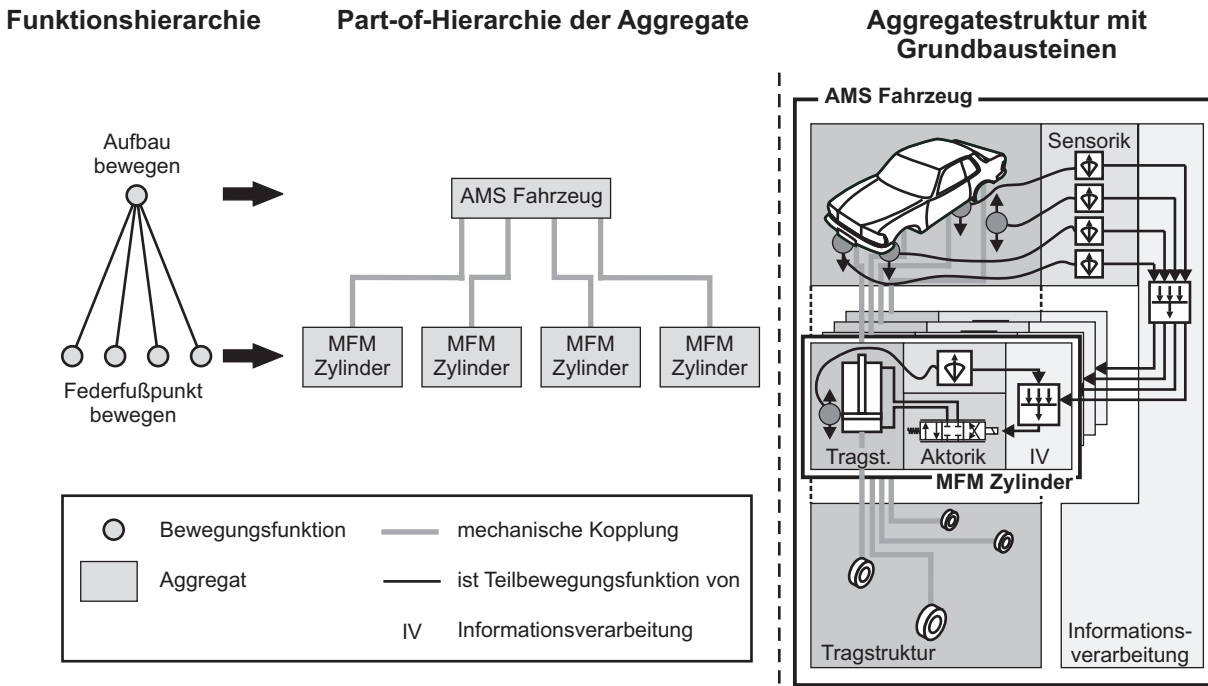


Abbildung 2.9: Umsetzung der Bewegungs-funktionshierarchie in Aggregate am Beispiel des Pkw mit aktiver Federung

Der Zusammenhang zwischen den Aggregaten in der Aggregatestruktur ist aufgrund der Beschränkung auf Bewegungsfunktionen in der Funktionshierarchie durch die mechanische Verbindung der Aggregate und ihre Eigenschaften gekennzeichnet; für die Funktion relevant ist die *mechanische Kopplung*. Dies unterscheidet die hier definierten mechatronischen Aggregate von anderen Baugruppen: Bei einem hydraulischen Aggregat z.B. spielt der mechanische Einbau keine Rolle, hier entscheidet die hydraulische Verbindung. Die Bedeutung der mechanischen Kopplung ist auch im Beispiel zu sehen. So ist für die Funktion der Zylinder im AMS Fahrzeug ihre mechanische Verbindung mit Rädern und Federbeinen entscheidend.

Im Rahmen der Funktionshierarchisierung wurde deutlich, dass Teilbewegungs-funktionen aktorische Funktionen ihrer Elternfunktionen übernehmen. Dies spiegelt sich natürlich auch in der Aggregatestruktur wider. Wie das Beispiel in Abbildung 2.9 zeigt, dienen MFM den überlagerten Aggregaten als Aktoren⁹. So kann durch die MFM Zylinder die vertikale Bewegung des AMS Fahrzeug aktiv beeinflusst werden. Das dynamische Verhalten der überlagerten Baugruppe wird stark vom dynamischen Verhalten der unterlagerten MFM und der Art ihrer mechanischen Ankopplung (z.B. über weiche oder harte Federelemente) geprägt.

⁹Um Missverständnissen vorzubeugen, sei an dieser Stelle betont, dass nicht jeder Aktor eines MFM wiederum ein MFM sein muss. MFM nutzen auch nicht-mechanische Aktoren wie z.B. Magnete mit zugehöriger Leistungselektronik, die u.U. selber wiederum eine interne digitale Regelung besitzen. Trotz Regelung stellen diese geregelten Aktoren keine MFM dar, da es sich bei ihnen nicht um geregelte Massesysteme handelt. Sie können vielmehr als Hilfsmodule im Sinne der Definition in Abschnitt 2.2.2 angesehen werden. In dieser Arbeit wird die mechatronische Aggregation in Hinblick auf Hilfsmodule jedoch auf die Realisierung von Versorgungsfunktionen beschränkt, da eine weitere Ausdehnung der Aggregation ohne eine fundierte Anbindung an die mechatronische Funktionsstruktur leicht zu den in Abschnitt 2.1.1 angesprochenen domänenspezifischen Strukturen führt.

2.2.2 Aggregatestruktur der Versorgung

Bei der im vorigen Abschnitt beschriebenen Zuordnung von Strukturelementen zu Funktionen stellt sich mit den bisher definierten Elementen MFM und AMS ein Problem: Sie setzen voraus, dass es sich bei der zuzuordnenden Funktion um eine Bewegungsfunktion handelt. Nur so steht als zu kontrollierende Größe die Bewegung einer Masse, der mechanischen Tragstruktur, im Mittelpunkt. Bei Versorgungsfunktionen, die Energie bereitstellen müssen, spielt die Tragstruktur praktisch keine Rolle. Hier muss bei energieerzeugenden Versorgungsfunktionen über eine technische Vorrichtung ein energieführendes Medium (z.B. Hydrauliköl) auf ein gewünschtes Energiepotential (z.B. einen vorgegebenen Druck) gebracht, bei energieleitenden Versorgungsfunktionen der Energiestrom geschaltet werden. Versorgungsaggregate müssen somit eine andere Struktur als MFM aufweisen. In diesem Abschnitt werden zur Integration dieser Aggregate in die mechatronische Systemstruktur in Anlehnung an das MFM die neuen Strukturelemente „Hilfsmodul“ (HM) und „Hilfsgruppe“ (HG) definiert.

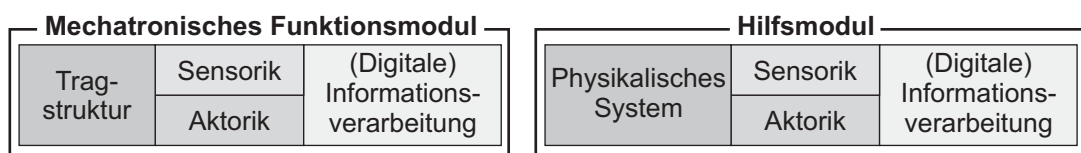


Abbildung 2.10: Umsetzung von Bewegungsfunktion und Hilfsfunktion als MFM und HM

Hilfsmodule Ein Hilfsmodul (HM) nutzt digitale Informationsverarbeitung zur Regelung des Verhaltens eines physikalischen Systems. Hierzu werden Sensoren eingesetzt, deren Signale von der Informationsverarbeitung ausgewertet werden. Die Beeinflussung des Systemverhaltens erfolgt über geeignete Bauelemente, den „Aktoren“ des Hilfsmoduls. Die resultierende Bauelementstruktur entspricht damit der des MFM (siehe Abbildung 2.10), an die Stelle der mechanischen Tragstruktur tritt ein beliebiges physikalisches System. Die Grenzen zwischen diesem physikalischen System und den Aktoren ist fließend, was aber für die Realisierung des Moduls unbedeutend ist.

Die Grundbausteine des HM formen - analog zu einem Mechatronischen Funktionsmodul - ein geschlossenes System, das zu einem eigenständigen Aggregat zusammengefasst und als solches in ein Aggregat höherer Stufe integriert werden kann. Wie MFM auch können Hilfsmodule hierarchisiert werden, so dass zur Aktuierung ein unterlagertes Funktionsmodul verwendet wird. Dabei kann es durchaus vorkommen, dass ein unterlagertes Funktionsmodul eines HM ein MFM ist (siehe Abschnitt 2.3 und Abbildung 2.11).

Als real existierende technische Systeme sind natürlich auch Hilfsmodule massebehaftet. Diese Masse spielt allerdings für das Systemverhalten des HM keine oder (z.B. im Fall der Induktivität bei hydraulischen Systemen) nur eine untergeordnete Rolle. Wichtig wird sie für das MFM (bzw. AMS), in das das HM eingebaut ist, so dass sie zum Teil dessen mechanischer Tragstruktur wird.

Hilfsgruppen Zur übersichtlichen Anordnung von Versorgungsfunktionen wurde bei der Funktionsstrukturierung in Abschnitt 2.1.4 vorgeschlagen, verschiedene Versorgungsfunktionen einer Teilbewegungsfunktion in einer Hierarchie unter einer übergeordneten Versorgungsfunktion zusammenzufassen (vgl. Abbildung 2.6). Dabei kann diese übergeordnete Versorgungsfunktion auch Funktionen gruppieren, die physikalisch keinen Zusammenhang aufweisen, wie z.B. Funktionen zur pneumatischen und hydraulischen Versorgung. Sie bildet somit nur einen Container für die unterlagerten Versorgungsfunktionen.

Die physikalische Realisierung einer solchen übergeordneten Versorgungsfunktion wird praktisch vollständig durch unterlagerte Hilfsmodule übernommen. Als zusätzliche Lösungselemente erfordert sie lediglich Verbindungselemente wie Rohrleitungen etc., um die unterlagerten Hilfsmodule in einem gemeinsamen Versorgungsaggregat zu verbauen. So ist es möglich, der zusammenfassenden Versorgungsfunktion ein physikalisches Aggregat, aber keine eigenen, für das Systemverhalten relevanten physikalischen Systemkomponenten zuzuordnen. Dennoch lohnt sich auch hier der Einsatz von digitaler Informationsverarbeitung, deren Aufgabe in der Koordination der unterlagerten Hilfsmodule besteht. Diese Koordination ohne ein direkt dem eigenen Aggregat zugeordnetes (zusätzliches) physikalisches Systemverhalten ist ein Kennzeichen für das Strukturelement *Hilfsgruppe*:

Wird eine Versorgungsfunktion so durch unterlagerte Teilfunktionen umgesetzt, dass ihr kein eigenes zusätzliches Systemverhalten mehr zugeordnet werden kann und sich ihr Verhalten als reine Summe des Verhaltens der unterlagerten Hilfsmodule ergibt, so wird ihr eine **Hilfsgruppe** zugeordnet. Eine Hilfsgruppe umfasst Sensorik und Informationsverarbeitung. Zusätzliche verhaltensrelevante physikalische Systemkomponenten gibt es nicht, so dass auch keine Aktorik benötigt wird.

Tabelle 2.2 ordnet den beiden neuen Strukturelementen in Analogie zu Tabelle 2.1 die Grundbausteine Aktorik, Sensorik, Informationsverarbeitung und - anstelle der Tragstruktur - physikalisches System zu.

Tabelle 2.2: Hilfsmodul und Hilfsgruppe mit Zuordnung von Grundbausteinen

	Aktorik	phys. System	Sensorik	Informationsverarbeitung
HM	X	X	X	X
HG			X	X

Zuordnung von Versorgungsfunktionen zu Strukturelementen Analog zu den Bewegungsfunktionen können auch den Versorgungsfunktionen Strukturelemente zugeordnet werden, die als *Versorgungsaggregate* dienen. Diese Zuordnung lässt sich am besten an einem Beispiel darstellen. Abbildung 2.11 zeigt für den aktiv gefederten Pkw nach Abbildung 2.7 die Umsetzung der Versorgungsfunktionen der Hauptbewegungsfunktion.

Versorgungsfunktionen auf der untersten Ebene der Versorgungsfunktionshierarchie werden durch Hilfsmodule umgesetzt. Sie sind es, die die eigentliche Kernaufgabe in der Versorgungsfunktionshierarchie durch das Bereitstellen von Energie oder das Schalten eines Energiestroms erfüllen. Dies wird sowohl am HM Druckölversorgung als auch am HM Druckluftversorgung deutlich. Teilbewegungsfunktionen dieser Versorgungsfunktionen werden wie schon in der Hierarchie der Hauptbewegungsfunktion durch MFM umgesetzt, im Fall des Beispiels durch das MFM Motor. MFM dienen überlagerten Versorgungsaggregaten genauso als intelligente Aktoren wie den ihnen überlagerten MFM.

Die im Beispiel gezeigte überlagerte Versorgungsfunktion „Druck bereitstellen“ fasst die beiden unterlagerten Versorgungsfunktionen „Drucköl bereitstellen“ und „Druckluft bereitstellen“ zusammen. Sie ist so nur über die Beziehung „ist Versorgungsfunktion von“ mit anderen Funktionen verbunden, selber aber keine Versorgungsfunktion auf unterster Ebene. Eine solche Konstellation in der Funktionshierarchie legt eine Umsetzung der jeweiligen Funktion als Hilfsgruppe nahe. Physikalisch setzt sich die Hilfsgruppe aus den beiden unterlagerten Hilfsmodulen zusammen, die z.B. in ein gemeinsames Gehäuse montiert werden können, um so als eigenständiges Versorgungsaggregat im Gesamtsystem verbaut werden zu können. Ein

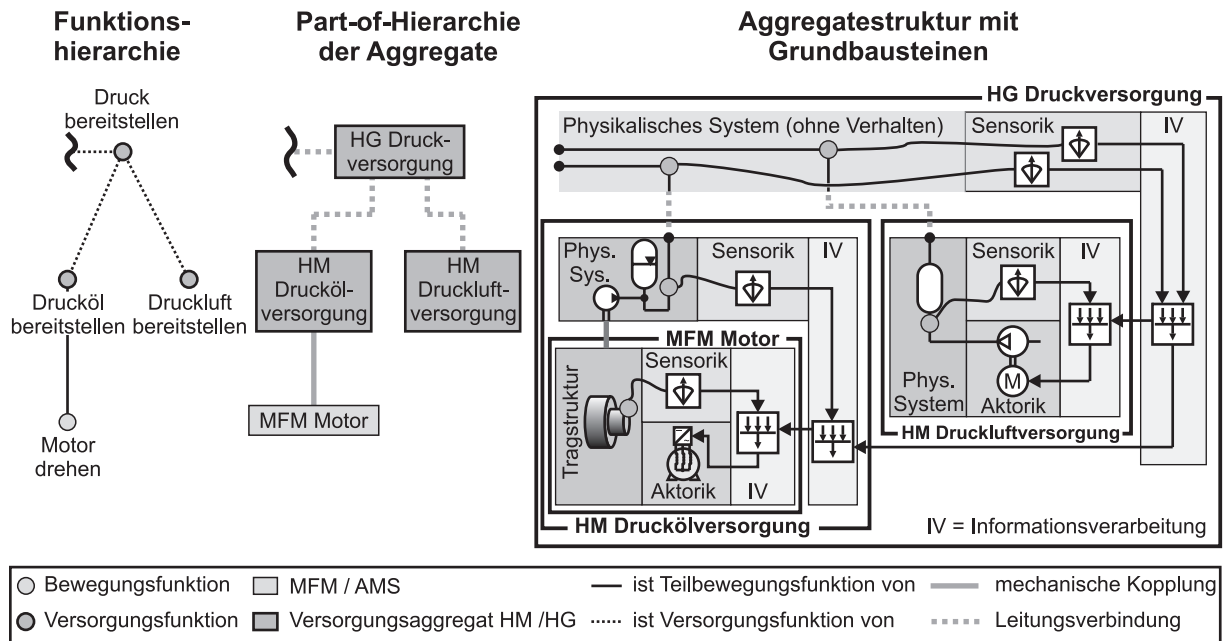


Abbildung 2.11: Umsetzung von Versorgungsfunktionen in Aggregate am Beispiel der der Hauptbewegungsfunktion „Aufbau bewegen“ zugeordneten Versorgungsfunktionshierarchie nach Abbildung 2.7

Versorgungsaggregat kann somit ebenso wie die Hauptaggregate eine eigene part-of-Hierarchie bilden.

Druckluft und -öl werden beim Zusammenbau der HM in der HG z.B. über Luftschläuche und Rohrleitungen mit Kupplungen am Gehäuse verbunden, die für die weitere Integration des Versorgungsaggregats im Gesamtsystem genutzt werden können. Diese energieführenden Leitungen bilden für die Hilfsmodule und die Hilfsgruppe in ihrer Funktion als Versorgungsaggregate die wesentlichen Kopplungen. Ihr mechanischer Zusammenbau spielt für die Funktion der Aggregate keine Rolle. Entsprechend somit der Funktionszusammenhang „ist Teilbewegungsfunktion von“ einer mechanischen Kopplung, so entspricht dem Funktionszusammenhang „ist Versorgungsfunktion von“ in der Realisierung einer Verbindung über eine energieführende Leitung, sei sie elektrisch, hydraulisch oder pneumatisch.

Die Bedeutung von HM und HG und damit auch des Zusammenhangs „Leitungsverbindung“ in der Aggregatestruktur wird durch die Definition der Versorgungsfunktion auf Seite 14 festgelegt. Versorgungsaggregate sollen demnach so ausgelegt sein, dass sie das dynamische Verhalten des Verbrauchers in einem gegebenen Betriebszustand (z.B. „An“ oder „Aus“) (möglichst) nicht beeinflussen. Dies kann dadurch erreicht werden, dass die Versorgung auch bei Belastung unverändert bleibt. Verbraucher und Versorgungsaggregat sind in diesem Fall dynamisch weitestgehend entkoppelt. Der Zusammenhang „Leitungsverbindung“ kann dann mit entkoppeltem dynamischen Verhalten gleichgesetzt werden. Wichtig für den Betrieb des Versorgers ist lediglich der Betriebszustand, in dem sich die Versorgung befindet.

In Realität ist diese Entkopplung nur bei energieleitenden, nicht jedoch bei energieerzeugenden Versorgungsaggregaten vollständig erzielbar. Gerade in den frühen Phasen der Prototypen-Entwicklung - wie beim Railcab - macht es sich allerdings bezahlt, die Definition der Versorgungsfunktion und ihre Voraussetzung durch eine geschickte Auslegung des physikalischen Systems z.B. durch große Speicher möglichst gut zu erfüllen, so dass die Entkopplung in guter Näherung gegeben ist. Dies ist für das jeweilige Versorgungsaggregat zu überprüfen.

2.2.3 Vollständige Aggregatestruktur

Nach den Überlegungen der beiden vorangegangenen Abschnitte lässt sich auch eine vollständige Bewegungsfunktionsstruktur mit zugeordneten Versorgungsfunktionen ohne weiteres in eine Aggregatestruktur umsetzen, wie dies für die Funktionsstruktur aus Abbildung 2.7 in Abbildung 2.12 dargestellt ist. Bewegungsfunktionen werden über MFM und AMS realisiert, Versorgungsfunktionen durch HM und HG. Die dominierende Kopplung zwischen den Aggregaten entspricht dem jeweiligen Funktionszusammenhang: „ist Versorgungsfunktion von“ entspricht einer Leitungsverbindung, „ist Teilbewegungsfunktion von“ einer mechanischen Kopplung. Die hierarchische Funktionsstruktur wird dabei in eine part-of-Hierarchie der Aggregate umgesetzt. Abbildung 2.12, unten rechts, verdeutlicht dies noch einmal in anderer Darstellung.

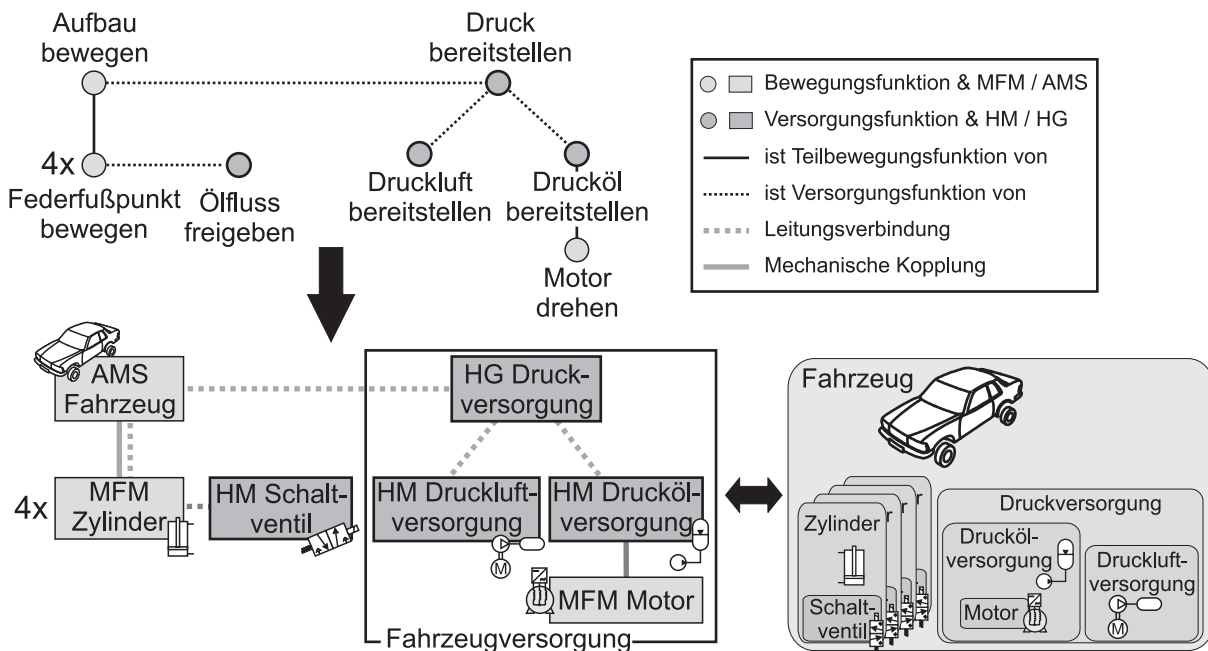


Abbildung 2.12: Zuordnung von Funktionen zu Aggregaten anhand der vollständigen Funktionsstruktur nach Abbildung 2.7

Wird die Energie eines unterlagerten MFM durch die Versorgung eines überlagerten Aggregats erzeugt, wie dies z.B. für die MFM Zylinder im Beispiel der Fall ist, so muss die Energie vom überlagerten Aggregat (im Beispiel dem AMS) an das unterlagerte MFM weitergeleitet werden. Das überlagerte Aggregat wird so zum Versorger der unterlagerten Aggregate, indem es die vom eigenen Versorgungsaggregat gewonnene Energie weiterleitet. So entsteht auch zwischen AMS und MFM u.U. eine Leitungsverbindung, die aber rein passiv und gegenüber der mechanischen Kopplung von untergeordneter Bedeutung ist.

Durch ihren Einbau werden auch die Versorgungsaggregate Bestandteil des mechatronischen Gesamtsystems. Obwohl die mechanische Anordnung eines Versorgungsaggregats für die Funktion eine untergeordnete Rolle spielt, ist es doch sinnvoll, ein Versorgungsaggregat aufgrund des funktionalen Zusammenhangs wenn möglich innerhalb der Tragstruktur des zugeordneten MFM oder AMS zu integrieren. Die Masse des Versorgungsaggregats wird so Bestandteil der Masse des zugeordneten Aggregats, das zusammen mit dem Versorgungsaggregat als Einheit verbaut werden kann.¹⁰ Dieser Montage-Gesichtspunkt ebenso wie der Umstand, dass Versorgungsaggregaten nur eine unterstützende Rolle für die Funktion des Gesamtsystems zukommt, legen es nahe, ein

¹⁰Dieses Konzept stellt einen Idealfall dar. Unterschiedlich Gründe (unzureichender Bauraum, nicht vorhandene mechanische Koppelmöglichkeiten etc.) können in der Praxis dazu führen, dass es nicht umgesetzt werden kann.

Versorgungsaggregat als Teilaggregat des zugeordneten MFM oder AMS und nicht als eigenständiges Aggregat zu sehen. Am Beispiel der Schaltventile in Abbildung 2.12, unten rechts, ist dieser Zusammenhang deutlich zu sehen.

2.3 Makrostruktur der Informationsverarbeitung

Die vorgestellte Aggregation mechatronischer Systeme bietet eine ausgezeichnete Grundlage zur Strukturierung der Informationsverarbeitung. Dabei sei an dieser Stelle noch einmal betont, dass das hier behandelte Konzept - wie schon in der Einleitung besprochen - primär auf die Strukturierung von Regelungs- und Ablaufsteuerungsalgorithmen auf oberer, mathematisch-funktionaler Ebene abzielt, zunächst losgelöst von Software- und Rechenhardwarestruktur. Da zur Steuerung und Regelung des Railcabs ein zentralistischer Ansatz auf einer kommerziellen Prototypenhardware verwendet wird (siehe Abschnitt 4.1.4), wird auf eine weitergehende Betrachtung von Software- und Rechenhardwarestruktur verzichtet. Nur soviel sei angemerkt:

Zanella et. al. zeigen in [ZKS⁺00] anhand des Modells eines Servicezubringers, wie die Strukturierung mittels MFM und AMS unter Verwendung der am Mechatronik Laboratorium Paderborn entwickelten Laufzeit-Plattform IPANEMA (Integration Platform for Networked Mechatronic Applications) [Hon98], [SZ98] konsequent auf die Software- und Hardwarestruktur übertragen werden kann. Da sich die hier vorgestellte Erweiterung mit Versorgungsaggregaten nahtlos in die ursprüngliche Struktur einfügt, spricht nichts dagegen, auch das hier entwickelte erweiterte Strukturierungskonzept zur durchgehenden Strukturierung von Algorithmen, Software und Rechenhardware zu nutzen.

Ähnliche ganzheitliche Konzepte werden in der Automobilindustrie z.B. mit Global Chassis Control (GCC) als Architektur für Regelungs- und Steuerungsalgorithmen [SR03], [Trä04] unter Einbeziehung der Cartronic-Systemarchitektur der Firma Bosch [KFKK03] als Basis für die Softwarearchitektur entwickelt. GCC stellt einen ganzheitlichen Regelungsansatz für die Horizontaldynamik unter Einbeziehung aller aktiven Fahrzeugkomponenten dar. Es wird als Plug-In zusammen mit anderen, nach Domänen wie Antrieb, Innenraum, etc. gegliederten Funktionen in die Cartronic Architektur integriert, die die Zusammenarbeit der Plug-Ins über so genannte Koordinatoren sichert. Dieser funktionsorientierte Ansatz ist charakteristisch für die Cartronic Architektur, bei der die Hardware- und Software-Architektur des Fahrzeugs aus einer vorab erstellten implementierungsunabhängigen Funktionsstruktur abgeleitet wird.

Als industrielle Architekturen müssen sowohl GCC als auch Cartronic auf bestehender Software aufsetzen, bzw. diese integrieren. Hierdurch bleiben u.U. nicht leicht zu überblickende Abhängigkeiten zwischen Teilmodulen bestehen. Der hier beschriebene Ansatz, mit dem in einer ganzheitlichen Entwicklung Aggregate, Algorithmen, Software und schließlich Rechenhardware¹¹ strukturiert werden können, geht somit noch über die Strukturierung mit GCC und Cartronic hinaus, beschränkt sich aber auf die Fahrzeugbewegung und ihre Versorgung, d.h. Komfortfunktionen wie Klimaregulierung etc. bleiben (bisher) unberücksichtigt.

2.3.1 Struktur der Informationsverarbeitung durch die mechatronische Aggregation

Modularisierung der Informationsverarbeitung Hervorstechende Eigenschaft der im vorigen Abschnitt definierten Strukturelemente für die mechatronische Aggregation ist die Nutzung von Informationsverarbeitung in jedem Element. Da das mechatronische Gesamtsystem aus diesen Strukturelementen zusammengesetzt wird, setzt sich die Informationsverarbeitung für das Gesamtsystem automatisch aus den unterschiedlichen informationsverarbeitenden

¹¹Die letzten beiden Schritte werden, wie gesagt, in dieser Arbeit am Railcab noch nicht umgesetzt.

Komponenten der Einzelaggregate zusammen.

Einen Überblick über die vollständige Informationsverarbeitung des mechatronischen Gesamtsystems erhält man, indem man die Informationsverarbeitung aus den Aggregaten herauszieht und sie separat anordnet. Es ergibt sich so eine charakteristische Hierarchie aus informationsverarbeitenden Modulen (im Folgenden als *IV-Module* bezeichnet), die der Bauteilstruktur und - aufgrund deren Anlehnung an die Funktionsstruktur - auch der Funktionsstruktur entspricht. Sie stellt die **Makrostruktur der Informationsverarbeitung** dar. Anders als bei der Aggregatestruktur handelt es sich bei der IV-Modulhierarchie nicht um eine part-of-Hierarchie, sondern um eine Hierarchie unabhängiger, eigenständiger Einheiten, bei der eine überlagerte Ebene den unterlagerten Ebenen Vorgabewerte übermittelt. Aus diesem Grund wird diese Hierarchie hier als **Vorgabehierarchie** bezeichnet.

Abbildung 2.13 zeigt die durch die Aggregation entstehende IV-Modulhierarchie am Beispiel des aktiv gefederten Pkw aus Abbildung 2.12.

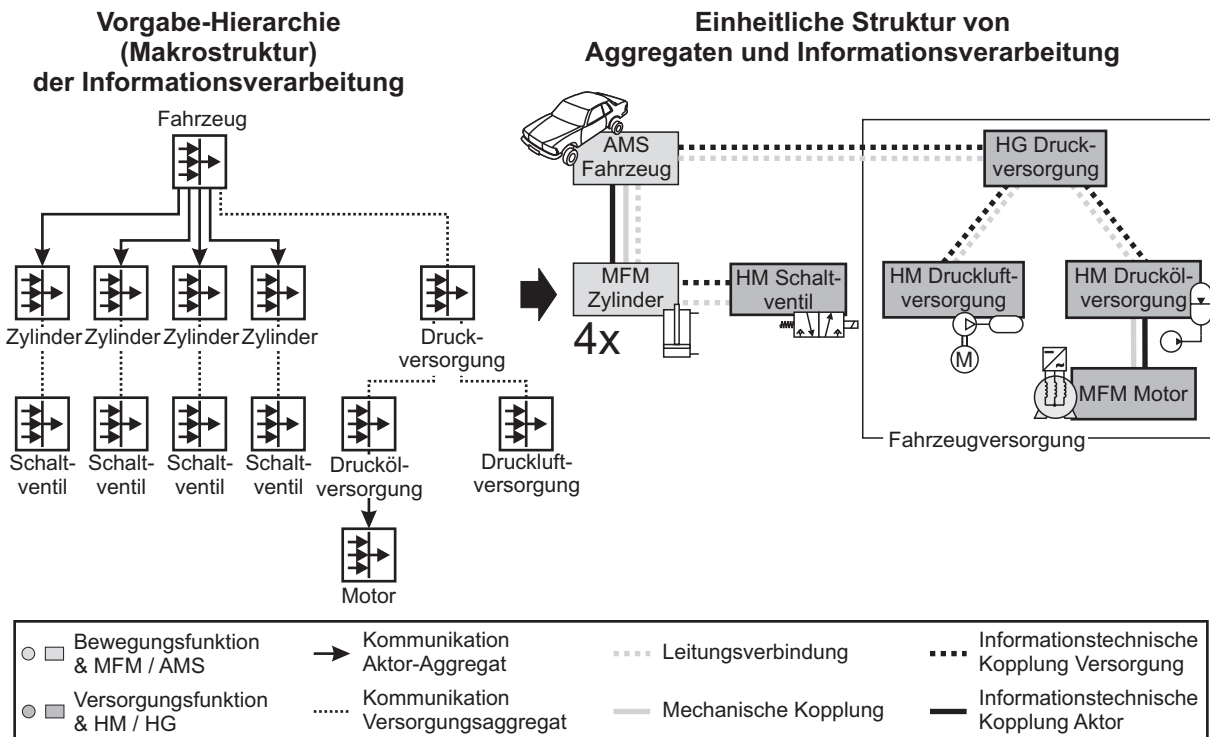


Abbildung 2.13: Part-of-Hierarchie der Aggregate und zugehörige IV-Modulhierarchie für den aktiv gefederten Pkw aus Abbildung 2.12

Die Anordnung der IV-Module in der Vorgabehierarchie der Informationsverarbeitung ergibt sich für die MFM direkt aus der Aggregatestruktur: Da ein unterlagertes MFM den Aktor eines überlagerten Aggregats bildet, ist sein IV-Modul auch dem IV-Modul dieses Aggregats unterlagert. Versorgungsaggregate sind jedoch keine Aktoren der zugeordneten Aggregate, im Idealfall beeinflussen sich zugeordnetes Aggregat und Versorgungsaggregat für einen gegebenen Betriebszustand nicht. Somit besteht zwischen den IV-Modulen beider Aggregate im Grunde kein hierarchischer Unterschied, beide könnten auf gleicher Höhe angeordnet werden. Da aber ein Versorgungsaggregat nach Abschnitt 2.2.2 Teil seines zugeordneten MFM oder AMS ist, hat es sich in dieser Arbeit bewährt, das IV-Modul eines Versorgungsaggregats unterhalb der Ebene des zugehörigen MFM bzw. AMS-IV-Moduls anzuordnen. So ist z.B. in Abbildung 2.13 das IV-Modul der Druckversorgung unterhalb des IV-Moduls des AMS Fahrzeug positioniert.

Bei der Entwicklung der Informationsverarbeitung für den Railcab-Prototypen stand nur eine zentrale Rechenhardware zur Verfügung, auf der Regelung und Steuerung des Gesamtsystems implementiert wurden. Die beschriebene Makrostruktur wurde daher zur Strukturierung des Regelungsalgorithmus genutzt, ohne ihn auf unterschiedliche Hardware zu verteilen.

Kommunikationsstruktur Für die zur Regelung und Prozesssteuerung benötigte¹² Kommunikation zwischen den IV-Modulen unterschiedlicher Aggregate wird, wie in Abbildung 2.13 zu sehen, eine den physikalischen Kopplungen zwischen den Aggregaten nachempfundene Kommunikationsstruktur gewählt. Da sich die Ankopplung eines Versorgungsaggregats an ein MFM über die Leitungsverbindung deutlich von der mechanischen Kopplung zwischen MFM unterscheidet, wird auch die Kommunikation zwischen IV-Modulen von Versorgungsaggregaten und IV-Modulen von MFM unterschieden. Die Kommunikation zwischen zwei Modulen reflektiert so die Art der Kopplung zwischen zwei Aggregaten bzw. den Funktionszusammenhang zwischen den entsprechenden Funktionen. Der Unterschied in der Kommunikation wird in Abschnitt 3.4.1 diskutiert.

Um den ursprünglichen, an die Struktur der Bewegungsfunktionshierarchie angepassten Aufbau der Informationsverarbeitung zu erhalten, wird die Kommunikation der Versorgungsaggregate auf eine Verbindung mit dem zugehörigen Aggregat der Bewegungsfunktionshierarchie beschränkt und keine Kommunikation zwischen den Versorgungsaggregaten unterschiedlicher Ebenen zugelassen. So kommuniziert die HG Druckversorgung in Abbildung 2.13 nur mit dem zugeordneten AMS Fahrzeug, ein HM Schaltventil nur mit dem entsprechenden MFM Zylinder. Dies wird durch den Umstand ermöglicht, dass die Versorgungsaggregate nur geringen Einfluss aufeinander ausüben und die Wechselwirkungen zwischen einem MFM als Verbraucher und dem Versorgungsaggregat nach den Voraussetzungen auf Seite 21 gering bleiben. Der Vorteil dieser Kommunikationsbeschränkung liegt darin, dass eine parallele Hierarchie mit der Gefahr von Inkonsistenzen im Informationsfluss vermieden werden kann (so könnte z.B. das Versorgungsaggregat des Fahrzeugs ein Einschalten der unterlagerten Hilfsmodule fordern, die MFM Zylinder dies jedoch noch nicht vorsehen).

Fordert ein unterlagertes MFM bestimmte Schaltabfolgen für die Versorgung eines überlagerten MFM, so muss dies bei der Kommunikation zwischen dem überlagerten MFM und dem zugeordneten Versorgungsaggregat berücksichtigt werden. Kommunikation zwischen einem unterlagerten MFM und einer überlagerten Versorgung erfolgt somit über den Umweg des überlagerten MFM (aber schließlich können auch nur dort die Auswirkungen auf andere, benachbarte Aggregate berücksichtigt werden).

Da die so definierte Kommunikationsstruktur Funktions- und Aggregatestruktur abbildet, besitzt sie wie diese eine Baumstruktur, bei der jedes IV-Modul nur mit *einem* überlagerten IV-Modul und seinen unterlagerten IV-Modulen kommunizieren darf - nebenläufige Kanäle, bei denen ein IV-Modul eines Astes A mit einem IV-Modul eines Astes B oder auch mit benachbarten IV-Modulen des Astes A Informationen austauscht, sind nicht vorgesehen. Die Kommunikationskanäle verlaufen ausschließlich parallel zu den Bögen des Funktionsgraphen und den Kopplungen der Aggregatestruktur. Damit unterscheidet sich die Struktur deutlich von heute z.B. in der Kraftfahrzeugtechnik üblichen Strukturen, bei denen aufgrund von „gewachsener“ Funktionalität unter Verwendung von Bussystemen ein Kommunikationsnetz mit

¹²Zur Ergänzung der beschriebenen Kommunikationsstruktur ist für höherwertige Aufgaben wie der Optimierung des Gesamtsystemverhaltens eine freie Kommunikation zwischen allen Modulen denkbar. Dies wird in den Abschnitten 3.4.1 und 4.6 angesprochen, wird aber in dieser Arbeit nur am Rande behandelt. Auch bei Verwendung dieses freien Kommunikationsschemas bleibt der in diesem Abschnitt beschriebene Kommunikationsbaum als Rückgrat bestehen.

fast beliebigem Informationsaustausch zwischen den IV-Modulen aufgebaut wird (siehe z.B. [SZ03, Bilder 2-41, 2-48, 4-10]). Die Informationsverarbeitung der Versorgungsaggregate ist in separaten Ästen angeordnet, die über jeweils ein IV-Modul eines zugeordneten MFM oder des AMS mit dem Hauptbaum verbunden sind.

Die so entstehende Informations- und Kommunikationsstruktur des mechatronischen Systems zeichnet sich durch

- hohe Übersichtlichkeit
- gute Wartbarkeit
- durch genauen Bezug zur physikalischen Struktur leichte Anpassbarkeit an Änderungen des physikalischen Systems
- sowie gleichzeitig hohe Anschaulichkeit

aus. Dies wird allerdings dadurch erkauft, dass schnelle Funktionserweiterungen unter Verwendung von Messsignalen anderer Module nicht ohne weiteres möglich sind. Auch ist im Vorfeld der Entstehung eine genaue Analyse des Gesamtsystems notwendig. Bei der Entwicklung der Informationsverarbeitung für Versorgung und Federung des Railcabs hat sich die Struktur trotz dieser Einschränkungen aufgrund ihrer Vorzüge bestens bewährt.

2.3.2 Die Mechatronische Funktionsgruppe

Mit der bisher behandelten Struktur von Aggregaten und Informationsverarbeitung lassen sich eine Reihe von technischen Systemen erfolgreich strukturieren. Bei der Arbeit mit dem Railcab hat sich jedoch die Einführung eines weiteren Strukturelements bezahlt gemacht, das zur Umsetzung der bisher noch nicht berücksichtigten Strukturierung mit inneren Teilbewegungsfunktionen nach Abschnitt 2.1.3 genutzt werden kann, die *mechatronische Funktionsgruppe* [LHL01].

Definition Die mechatronische Funktionsgruppe ergänzt den Kanon der Strukturelemente MFM und AMS, nimmt aber eine Sonderrolle ein:

MFG (Mechatronische Funktionsgruppe) Eine MFG stellt eine Gruppe aus Informationsverarbeitung und zugehöriger Sensorik dar, die benötigt wird, um eine gewünschte innere Teilbewegungsfunktion eines mechatronischen Systems zu realisieren. Einer MFG kann keine eigene mechanische Tragstruktur eindeutig zugeordnet werden, sie ist gleichzeitig mit anderen Strukturelementen an ein und derselben Tragstruktur aktiv. Insbesondere ist auch eine separate Inbetriebnahme daher nicht möglich. Da u.U. verschiedene MFG dieselben Aktoren an der mechanischen Tragstruktur nutzen (siehe z.B. [KZS02]), ist auch eine Zuordnung von Aktoren nicht möglich.

Die Aufgabe der MFG im Kanon der Strukturelemente besteht darin, die Informationsverarbeitung eines MFM oder des AMS zu gliedern, indem sie diesen Elementen untergeordnet wird (s.u.). Die MFG arbeitet somit an der Tragstruktur und mit den Aktoren des überlagerten MFM bzw. AMS.

Tabelle 2.3 ordnet der MFG analog zu Tabelle 2.1 die mechatronischen Grundbausteine zu.

Tabelle 2.3: Mechatronische Grundbausteine und Mechatronische Funktionsgruppe

	Aktorik	Tragstruktur	Sensorik	Informationsverarbeitung
MFG			X	X

Zuordnung zu inneren Teilbewegungsfunktionen Zur Umsetzung von Strukturen mit inneren Teilbewegungsfunktionen in der Informationsverarbeitung mittels MFG wird folgendes Vorgehen vorgeschlagen:

Ist eine Bewegungsfunktion in innere Teilbewegungsfunktionen zerlegt, so wird der obersten Teilbewegungsfunktion der inneren Struktur (d.h. der ursprünglichen Bewegungsfunktion) ein MFM oder - bei der Hauptbewegungsfunktion - das AMS, den unterlagerten inneren Teilbewegungsfunktionen je eine MFG zugeordnet. Die mechanische Tragstruktur sowie Aktoren werden MFM bzw. AMS zugeordnet, die MFG strukturiert die Informationsverarbeitung. Damit entspricht der MFG in der Aggregatestruktur keine eigene Baugruppe. Sie wird hier als virtuelles Strukturelement innerhalb der Informationsverarbeitung der übergeordneten Baugruppe in der Aggregatestruktur berücksichtigt.

Als Beispiel stellt Abbildung 2.14 die Zuordnung von Strukturelementen zur in Abbildung 2.4 aufgeführten Bewegungsfunktionshierarchie des Pkw dar.

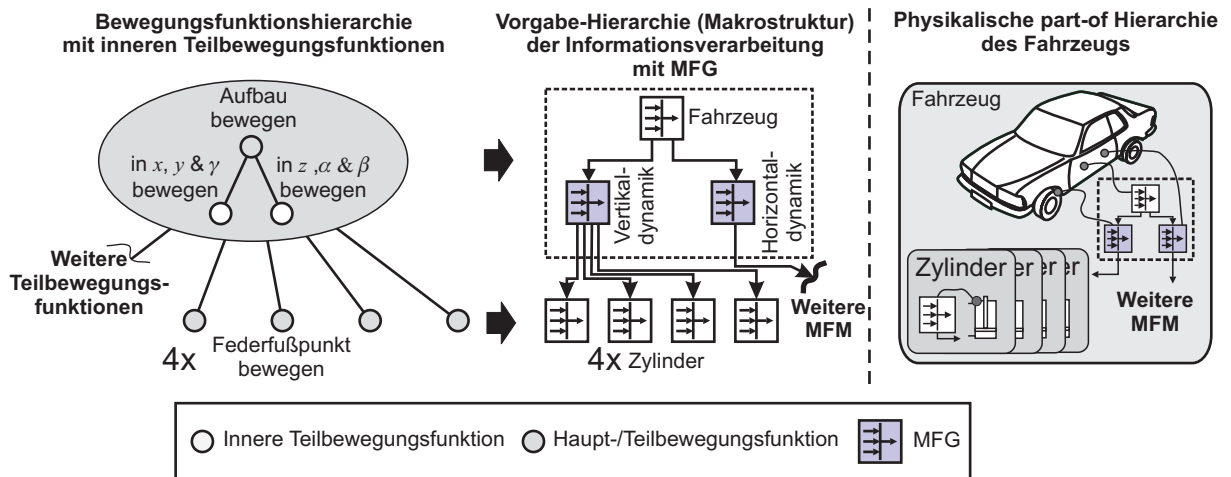


Abbildung 2.14: Beispiel für die Umsetzung einer Funktionsstruktur mit inneren Teilbewegungsfunktionen mittels MFG anhand des Pkw-Beispiels

Die Struktur der Informationsverarbeitung aus Abbildung 2.13 wird entsprechend der erweiterten Bewegungsfunktionshierarchie nach Abbildung 2.4 um zwei MFG ergänzt: Die beiden inneren Teilbewegungsfunktionen „in x , y und γ bewegen“ und „in z , α und β bewegen“ werden durch die MFG Horizontaldynamik und die MFG Vertikaldynamik realisiert ([HBN01] geht genauer auf diese Strukturierung ein.¹³). Die aufgrund der Übersichtlichkeit in Abbildung 2.13 nicht dargestellten MFM zur Aktuierung der Längsdynamik sind in Abbildung 2.14 angedeutet.

Die Einführung einer MFG erleichtert die Entwicklung der Informationsverarbeitung einschließlich der Auswahl geeigneter Sensorkonzepte, aber auch die Inbetriebnahme des überlagerten AMS. So können bei der Entwicklung der MFG Vertikaldynamik Probleme der Horizontaldynamik in den Überlegungen zunächst ausgeblendet werden. Gedanklich kann die Entwicklung zunächst so erfolgen, als wenn die MFG Vertikaldynamik das vollständige AMS darstellen würde. Gleiches gilt für die MFG Horizontaldynamik. Auch die Inbetriebnahme beschränkt sich jeweils auf die betrachteten Freiheitsgrade. Erst im letzten Schritt wird die überlagerte Ebene mit ihren eigenen Sensoren und Informationsverarbeitung ausgelegt. Sie berücksichtigt die Wechselwirkungen zwischen den inneren Teilbewegungsfunktionen und koordiniert die

¹³Bei der Entwicklung von Algorithmen für die aktive Federung wird in der Praxis zum Teil noch eine weitere Untergliederung für die Bewegung des vorderen Fahrzeugteils und des hinteren Fahrzeugteils vorgenommen [WBC93].

unterlagerten MFG.

Beim Vergleich der physikalischen part-of-Hierarchie des Fahrzeugs mit der Vorgabehierarchie der Informationsverarbeitung in Abbildung 2.14 wird der wesentliche Unterschied zwischen MFM und MFG deutlich:

Die MFM Zylinder bilden in sich abgeschlossene Einheiten. Sensorwerte werden nur innerhalb der Systemgrenzen eines MFM erfasst. Durch die genaue Abgrenzung können die MFM im ersten Schritt ausgebaut und unabhängig vom restlichen System entwickelt und in Betrieb genommen werden.¹⁴ Für die erste Auslegung der Informationsverarbeitung eines MFM Zylinder bildet das MFM-System mit Masse, Ventil und Längensensor die Regelstrecke, die somit genau auf das MFM und seine Teilsysteme beschränkt ist. Dies gilt analog für das AMS.

Die MFG hingegen implementieren Funktionen, die sich auf das physikalische, insbesondere mechanische System des überlagerten Elements, in diesem Fall des AMS Fahrzeug beziehen. Dies wird dadurch deutlich, dass die Messungen der MFG an der Tragstruktur des AMS aufgenommen werden. Eine Auslegung von MFG ist damit nur an der Strecke des überlagerten AMS (oder MFM) möglich, eine Inbetriebnahme der MFG kann auch nur an dieser Strecke erfolgen.

Während sowohl die Definition von MFM (Umsetzung einer Bewegungsfunktion) und MFG (Umsetzung einer inneren Teilbewegungsfunktion) als auch ihr gerade beschriebener Unterschied bzgl. Auslegung und Realisierung eine klare Abgrenzung bilden, kann der Unterschied in der Praxis bei der Auslegung der Informationsverarbeitung verschwimmen. Dies liegt daran, dass der wesentliche praxisrelevante Unterschied (der gleichzeitig auch einer der wesentlichen Gründe für die Einführung der MFG ist) - nämlich die Auslegungsmöglichkeit an einem eigenen, genau zugeordneten System - zum Teil nur schwer zu bestimmen ist. Während die Situation im Beispiel sehr klar ist, stellen sich aufgrund konstruktiver Randbedingungen wie der Integralbauweise in der Praxis am realen System u.U. Fragen wie „Kann das System noch mechanisch als eigenständig angesehen werden?“- „Wo liegen die Systemgrenzen?“ Zum Teil ist auch eine separate Auslegung zwar möglich, hat aber in der Praxis nur geringen oder gar keinen Nutzen. In dieser Arbeit wurde in solchen Fällen pragmatisch eine Namensgebung nach der Funktionsstruktur und eine Entwicklungstechnik gemäß den Erfordernissen der Auslegung gewählt.

Die Verwendung der MFG als Strukturelement hat trotz der in der Praxis zum Teil auftretenden Differenzierungsschwierigkeiten den großen Vorteil, dass die Kopplung zu anderen Funktionsgruppen betont und so ein Bewusstsein für diese Kopplungen geschaffen wird. [HBN01] zeigt dies am Beispiel einer aktiven Federung für einen Pkw.

2.3.3 Entwurf der Informationsverarbeitung in der Makrostruktur

Wie der vorige Abschnitt zeigt, führt die Funktionsstrukturierung und die mit ihr verbundene mechatronische Aggregation zu einer charakteristischen Makrostruktur der Informationsverarbeitung, bei der eine Vorgabehierarchie aus IV-Modulen aufgebaut wird. Diese IV-Modulhierarchie kann sowohl verteilt als auch - wie beim Railcab - auf einer zentralen Rechenhardware realisiert werden. Die Bestimmung der Makrostruktur anhand der Funktionsstruktur steht am Anfang der Entwicklung des mechatronischen Systems und der Informationsverarbeitung. Sie wird ausgehend von der Hauptbewegungsfunktion „Top-Down“ ermittelt.

¹⁴Dabei ist bei der Entwicklung zu berücksichtigen, dass sich das dynamische Verhalten des MFM durch den Einbau in das überlagerte Modul verändert, siehe Abschnitte 2.3.3 und 3.4.2.

MFM, MFG & AMS Die Ausarbeitung von MFM und AMS erfolgt üblicherweise „bottom-up“, d.h. beginnend mit den tiefsten MFM der Aggregatestruktur. Die Ausarbeitung der Informationsverarbeitung folgt diesem Vorgehen, ist sie doch eng mit der Ausarbeitung der Aggregate verknüpft. Dabei besteht kaum ein Unterschied zwischen dem IV-Modul eines MFM und dem einer MFG, lediglich Schritt 1 der folgenden Schritte findet für die MFG keine Anwendung (siehe auch Abbildung 2.15):

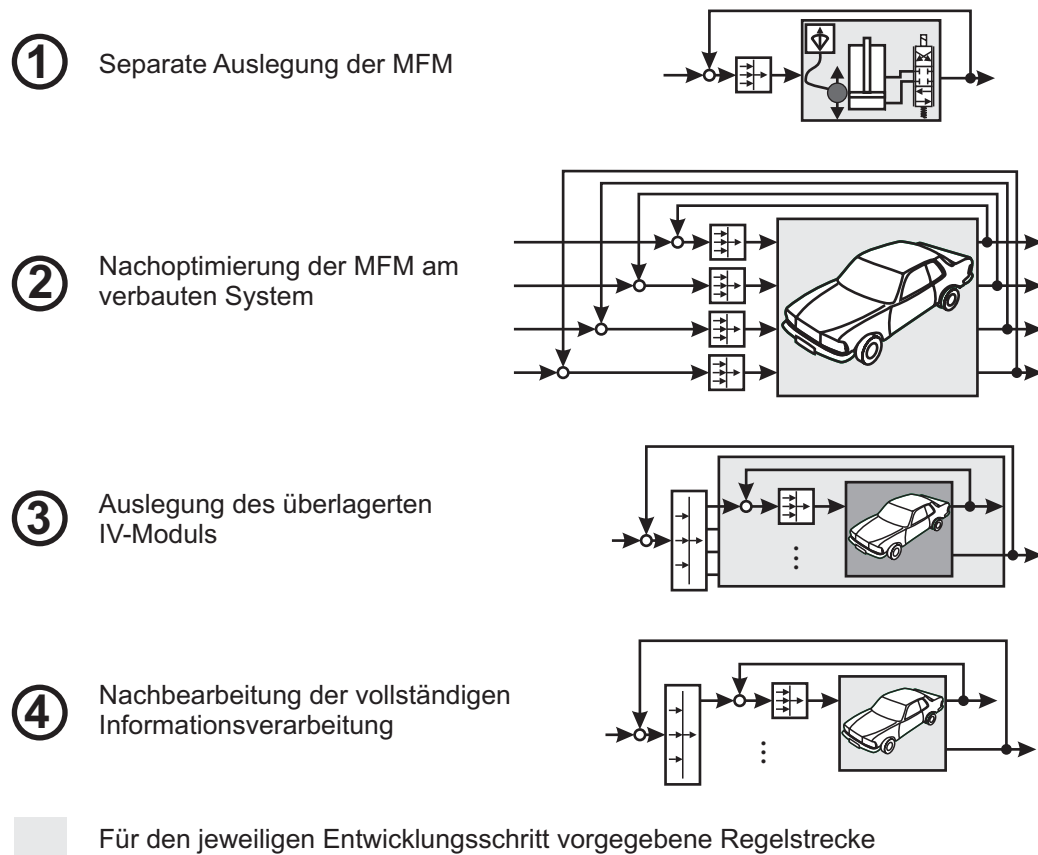


Abbildung 2.15: Vorgehen beim Entwurf der Informationsverarbeitung - Makrostruktur

1. Die Auslegung der Informationsverarbeitung beginnt mit den tiefsten IV-Modulen innerhalb der Makrostruktur. Dabei wird jedes Modul am jeweils zugehörigen *separaten*, d.h. ausgebauten MFM ausgelegt. Dies ist aufgrund der mechanischen Eigenständigkeit der MFM, bei der die Bewegung eines definierten, eindeutig dem MFM zugeordneten Masse-systems geregelt wird, grundsätzlich möglich. Auch die Inbetriebnahme kann unabhängig vom Gesamtsystem erfolgen. Die separate Auslegung ermöglicht es, Untersuchungen am Teilsystem durchzuführen und dieses „kennen zu lernen“, ohne das überlagerte Aggregat z.B. bei Schwingungsuntersuchungen zu belasten.
2. Im nächsten Schritt werden verschiedene MFM zu einem höherwertigen Aggregat zusammengesetzt. Hierdurch verändert sich in der Regel das Verhalten der unterlagerten MFM aufgrund der mit dem Einbau verbundenen Änderung der Regelstrecke und Wechselwirkungen zwischen den Reglern verschiedener MFM einer Hierarchieebene (siehe auch Abschnitt 3.4.2). Daher wird die Funktion der einzelnen MFM bzw. ihrer IV-Module am verbauten System getestet und Parameter nachoptimiert. Dies gilt sowohl für die Auslegung am Modell als auch für die Inbetriebnahme am realen System.
3. Im dritten Schritt wird das IV-Modul des höherwertigen Aggregats ausgearbeitet. Hierfür bilden die unterlagerten MFM mitsamt der zugehörigen Informationsverarbeitung einen

Bestandteil der Regelstrecke. Bei der Auslegung werden sowohl Struktur als auch Parameter der unterlagerten Informationsverarbeitung fixiert.

4. Im letzten Schritt wird die Informationsverarbeitung des Gesamtsystems überarbeitet. Hierzu gehört eine Nachoptimierung von Parametern ebenso wie das Einbringen von zusätzlichen Funktionen wie z.B. Störgrößen-Aufschaltungen, die erst durch das Zusammenspiel von Aggregaten ermöglicht werden. Die Nachoptimierung schließt auch Parameter unterlagerter Aggregate mit ein. Hierdurch wird sichergestellt, dass auch die durch den Einbau der unterlagerten Aggregate in das Gesamtsystem entstehenden Verkopplungen bei der Bestimmung optimaler Parameter für die unterlagerten Aggregate berücksichtigt werden (siehe hierzu [LHL01]). Ist das in Schritt 4 betrachtete Gesamtsystem selbst Bestandteil eines überlagerten Aggregats, so wird die Entwicklung anhand von Schritt 2 weitergeführt.

Welche Entwicklungsschritte bei einem gegebenen System tatsächlich durchlaufen werden, lässt sich nur in der jeweiligen Situation entscheiden. So ist es denkbar, dass z.B. Schritt 1 bei der Entwicklung übersprungen oder z.B. auf eine Nachoptimierung in Schritt 4 verzichtet wird.

Versorgung Wird die Versorgung so ausgelegt, dass eine Entkopplung von Versorgung und Verbrauchern näherungsweise gegeben ist, so können ihre IV-Module unabhängig von MFM und AMS entwickelt werden. Die Reihenfolge der Entwicklung innerhalb einer Versorgungshierarchie erfolgt analog zum Vorgehen bei MFM und AMS bottom-up. Da energieerzeugende Versorgungsaggregate höherer MFM häufig schon bei der Inbetriebnahme unterlagerter MFM benötigt werden, bietet es sich an, sie frühzeitig unabhängig von ihrer Position in der Hierarchie aus AMS und MFM auszuarbeiten und in Betrieb zu nehmen. IV-Module schaltender Versorgungsaggregate hingegen können zusammen mit den IV-Modulen der zugeordneten MFM ausgelegt werden.

Kapitel 3

Das Operator-Controller-Modul als Mikrostruktur der Informationsverarbeitung

Durch die im vorigen Kapitel beschriebene Makrostruktur wird die Informationsverarbeitung des Gesamtsystems in eigenständige, separate IV-Module zerlegt. Wie in Abschnitt 1.3 diskutiert, muss ein IV-Modul dabei unterschiedliche Aufgaben wie die Regelung des zugeordneten Aggregats oder die Ablaufsteuerung von Anfahr- bzw. Ausschaltprozessen erfüllen. Durch eine geeignete Mikrostruktur der IV-Module kann die Ausarbeitung der Informationsverarbeitung auch in Hinblick auf die Erfüllung der unterschiedlichen Aufgaben gegliedert werden. In dieser Arbeit wird hierzu das Konzept des Operator-Controller-Moduls (OCM) genutzt, das in diesem Kapitel vorgestellt wird.

3.1 Verarbeitungs- und Signalarten

Die Verarbeitung der Signale innerhalb eines OCM orientiert sich an der Art des Prozesses, der durch die Informationsverarbeitung beschrieben bzw. beeinflusst wird. Für das OCM sind zwei Prozessarten von Bedeutung: *zeitdiskrete* und *ereignisdiskrete* Prozesse.¹⁵

Das Verhalten mechatronischer Systeme lässt sich durch gewöhnliche, zeitabhängige Differentialgleichungen beschreiben, die einen *zeitkontinuierlichen* Prozess beschreiben. Um diesem Umstand Rechnung zu tragen, erfolgt die Regelung oder Steuerung des Systemverhaltens mechatronischer Systeme mittels Digitalrechnern *zeitdiskret*, indem sie versucht, eine analoge, kontinuierliche Regelung zu approximieren. Die kontinuierlichen Prozessgrößen des mechatronischen Prozesses werden zu festen Zeitpunkten abgetastet, die Ausgabe der berechneten Stellwerte erfolgt ebenfalls zu definierten, regelmäßigen Zeitpunkten.

Von den kontinuierlichen Vorgängen lassen sich sequentielle Vorgänge unterscheiden, bei denen das Verhalten durch eine (vergleichsweise geringe) Zahl diskreter Zustände und die Übergänge zwischen diesen Zuständen beschrieben ist. Ein Wechsel zwischen Zuständen wird durch Ereignisse ausgelöst. Daher wird diese Art der Verarbeitung in dieser Arbeit als *ereignisdiskret* bezeichnet. Ereignisdiskrete Systeme werden z.B. durch die auch in dieser Arbeit verwendeten Zustandsmaschinen beschrieben.

Die Informationsverarbeitung wird dementsprechend teils zeitdiskret, teils ereignisdiskret

¹⁵Neben den genannten Vorgängen lassen sich noch prozessbasierte [Nau00] bzw. objektbezogene Vorgänge [BZ04] unterscheiden, die aber bei der Entwicklung der Informationsverarbeitung für die Federung keine Rolle gespielt haben und daher in dieser Arbeit nicht weiter behandelt werden.

implementiert. Die verarbeiteten Signale können dabei wie in Abbildung 3.1 gezeigt ebenfalls unterschieden werden.

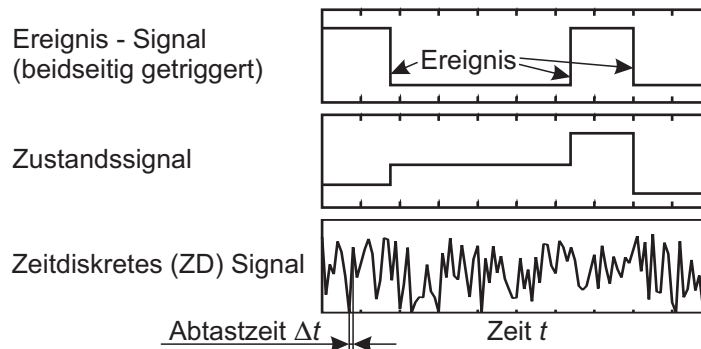


Abbildung 3.1: Signalarten der Kommunikationskanäle

Ereignisdiskrete Verarbeitung nutzt zwei Signalarten: Sie kann *Ereignisse* senden oder empfangen, deren Information nicht im Signalwert, sondern im Zeitpunkt der Signalwertänderung liegt. Ereignisse lassen sich z.B. durch beidseitig-getriggerte Signale darstellen, wie sie für die Informationsverarbeitung von Versorgung und Federung genutzt werden. Natürliche oder reelle Zahlen können über *Zustandssignale* ausgetauscht werden. Die Veränderung ihrer Werte ist immer mit dem Auftreten eines Ereignisses verbunden. Zeitdiskrete Verarbeitung übermittelt *zeitdiskrete (ZD-) Signale*, die den zeitkontinuierlichen Prozess zu regelmäßigen Zeitpunkten im Abstand Δt abtasten.

3.2 Das Operator-Controller-Modul

In den frühen Phasen der Systementwicklung steht bei der Implementierung der Informationsverarbeitung die zeitdiskrete Regelung bzw. Steuerung im Vordergrund, durch die das gewünschte dynamische Verhalten des jeweiligen Aggregats eingestellt wird. Allerdings erfordern komplexe Systeme wie das Railcab mit einer Vielzahl von Aktoren und Sensoren für den sicheren Betrieb einen höheren Automatisierungsgrad als „nur“ eine schlichte dynamische Regelung, da nicht mehr alle Funktionen vom Bediener gleichzeitig überblickt werden können. Dies gilt nicht nur für ein fertig ausgearbeitetes System, sondern sollte schon bei der Inbetriebnahme und bei Tests berücksichtigt werden, um Unfälle und Beschädigungen zu vermeiden.

Für die vollständige Automatisierung wurden in Abschnitt 1.3 neben Regelung und Steuerung nach [BZ04] Sicherheits- & Notfallroutinen, Überwachungs- & Ablaufsteuerungsroutinen sowie Optimierungsroutinen gefordert. Auch Föllinger [Föl94] fügt zur weiteren Automatisierung weitere Elemente zum eigentlichen Regler hinzu, die im Kern den Aufgaben nach [BZ04] entsprechen.¹⁶ Es sind dabei die Sicherheits- & Notfallroutinen sowie die Überwachungs- & Ablaufsteuerungsroutinen, die komplexe Systeme zum Teil erst beherrschbar und ihren Betrieb sicher machen. Diese Aufgaben stellen somit eine unerlässliche Ergänzung zur Regelung und Steuerung dar. Demgegenüber ist die Optimierung des Prozesses eine sinnvolle Ergänzung, aber nicht zwingend notwendig. Sie kann somit in ihrer Bedeutung für die Informationsverarbeitung von den anderen Aufgaben unterschieden werden. Der Begriff Optimierung ist dabei in diesem Zusammenhang relativ weit gefasst und beschreibt die Verbesserung des durch die Regelung/Steuerung erzielten Systemverhaltens durch selbstlernende Verfahren, aber auch z.B. durch Techniken der adaptiven Regelungstheorie.

¹⁶[Föl94] führt gesonderte Elemente wie die „Automatische Sollwertvorgabe“ und die „Anfangswert-Berechnung“ ein, die als Teile der Automatisierungsaufgaben nach [BZ04] gesehen werden können.

Um die Übersichtlichkeit der Informationsverarbeitung zu gewährleisten, müssen die genannten Aufgaben in einer sinnvollen Struktur mit Steuerung und Regelung zusammengeführt werden. Gleichzeitig ist auf eine sinnvolle Integration auch in Hinblick auf die in Kapitel 2 beschriebene, an der Aggregatestruktur orientierte Makrostruktur der Informationsverarbeitung zu achten. Hierzu wurde am MLaP von Naumann et al. [NR98], [Nau00] das Konzept des *Operator-Controller-Moduls (OCM)* eingeführt:

Das OCM trennt die Regelung im „Controller“ vom „Operator“, der notwendige Anpassungen an Betriebs- und Umgebungsbedingungen ermittelt und kognitive Fähigkeiten¹⁷ besitzt. Controller und Operator arbeiten asynchron und kommunizieren über Ereignisse und Zustandssignale. Während der Controller durch seinen direkten Einfluss auf die Systemdynamik Echtzeitanforderungen sehr genau einhalten muss, sind die Anforderungen diesbezüglich beim Operator aufgrund seiner nur indirekten Kopplung geringer. In der Makrostruktur der Informationsverarbeitung wird jedem MFM und AMS ein OCM zugeordnet, so dass sowohl für den Controller als auch für den Operator eine modular-hierarchische Anordnung entsteht.

Naumann konzentriert sich in seiner Arbeit auf die Online-Optimierung¹⁸, bezieht aber auch Sicherheits- und Notfallmechanismen sowie Ablaufsteuerungsroutinen grundsätzlich mit in seine Überlegungen ein. Letzteres wird auch von Koch in [Koc98] näher untersucht.

Speziell in Hinblick auf selbstoptimierende Systeme¹⁹ sind - ausgehend von Forschungen auf dem Bereich der künstlichen Intelligenz - in der Informatik Architekturen entstanden, die Ähnlichkeiten mit der OCM Struktur aufweisen. Anders als die aus der Praxis der Automatisierungstechnik entstandenen Aufgaben-orientierten Funktionsschemata orientieren sich diese Architekturen stark an psychologischen Mustern und der Gehirn- bzw. Intelligenzstruktur des Menschen. Dementsprechend wurden sie im Wesentlichen für Roboter entwickelt und auch auf diesem Gebiet getestet.

Tolle [Tol01a], [Tol01b] z.B. schlägt zur Imitation der menschlichen neuronalen Informationsverarbeitung in Anlehnung an die im Gehirn stattfindende Informationsverarbeitung nach [Tay99] eine Architektur mit vier Ebenen vor. Auf unterster Ebene sind als Imitation menschlicher Reflexe konventionelle Regelkreise angeordnet, die von einer überlagerten lernenden Vorsteuerung/Regelung unter Nutzung der Lernparadigmen „Bestärkungslernen“, „überwachtes Lernen“ und „unüberwachtes Lernen“ unterstützt werden. Darüber liegt eine Ebene, in der Heuristiken als Teilaktionen für Pläne erlernt und gespeichert werden, sowie schließlich eine Ebene zur Planung.²⁰ Tolle stellt dabei fest, dass die Ebenen aus Planung und Heuristiken eng verwoben sind und u.U. auch auf einer einzigen symbolischen Ebene angeordnet werden können, was zu einer dreigliedrigen Architektur aus Reflexen, lernender Regelung und Planung/Heuristiken führt.

¹⁷Mit kognitiven Fähigkeiten bezeichnet Naumann die Trennung zwischen Wahrnehmung und Aktion, d.h. Sensorsignale führen nicht zwangsläufig zu Reaktionen, während andererseits auch Aktionen ohne äußeren Einfluss durchgeführt werden können.

¹⁸Unter Online-Optimierung versteht Naumann eine Optimierung der Reglerparameter im laufenden Betrieb, wobei neben einer Anpassung an die Umgebungs- und Betriebsbedingungen insbesondere auch eine Anpassung an veränderte Ziele erfolgen soll.

¹⁹Der Sonderforschungsbereich 614 „Selbstoptimierende Systeme des Maschinenbaus“ definiert Selbstoptimierung wie folgt [FGK⁺04]:

In einem System findet genau dann Selbstoptimierung statt, wenn durch das Zusammenwirken der enthaltenen Elemente die folgenden drei Aktionen wiederkehrend ausgeführt werden:

1. Analyse der Ist-Situation
2. Bestimmung der Systemziele
3. Anpassung des Systemverhaltens

²⁰Tolle fügt noch eine Kommunikationsebene hinzu, die in [Tol01b] zur Kommunikation mit dem Menschen als intelligentes MMI ausgeführt ist. Diese MMI-Ebene spielt für die hier betrachtete Struktur keine Rolle.

Auch Fergusons TouringMachine [Fer92] unterscheidet zwischen drei Ebenen, die er als reaktive Ebene („Reactive Layer“), Planungsebene („Planning Layer“) und modellierende Ebene („Modelling Layer“) bezeichnet. Die Aufgabe der reaktiven Ebene besteht darin, auf nicht vorhergesehene bzw. nicht eingeplante Ereignisse schnell zu reagieren. Die Planungsebene kann Ablaufpläne aus einer Datenbank abrufen und diese zur Steuerung des Systems nutzen. Durch die Generierung eines „Weltmodells“ schließlich trifft die modellierende Ebene Aussagen über beobachtetes und mögliches zukünftiges Verhalten und nutzt dies, um die eigenen Pläne zu verändern.

Ähnlich unterteilt Schmidt [MS04] in reaktive, deliberative und reflexive Ebene. Die reaktive Ebene beschreibt auch hier angeborene bzw. angelebte Reaktionen auf externe Reize. Die deliberative Ebene - sie entspricht der Planungsebene in Fergusons TouringMachine - arbeitet nach einem Handlungsplan, um eine Zielsetzung zu erreichen. Die reflexive Ebene schließlich beinhaltet Algorithmen zur Selbstbeobachtung und Steuerung des eigenen Verhaltens und korrespondiert mit der modellierenden Ebene der TouringMachine - der Name „reflexive Ebene“ scheint dabei besser gewählt als „modellierende Ebene“.

Im Rahmen des Sonderforschungsbereich 614 „Selbstoptimierende Systeme des Maschinenbaus“ wurde die von Naumann et al. entwickelte OCM Struktur unter Mitarbeit des Autors weiter verfeinert und mit Vorstellungen aus [HBN01] und [OHKK02] verbunden. Dabei ist - ähnlich den genannten Architekturen aus der Informatik - eine Struktur mit drei Ebenen entstanden (im Folgenden als **Mikroebenen** bezeichnet), deren Intelligenz- und Komplexitätsgrad mit zunehmender Höhe in der Hierarchie zunimmt. Abbildung 3.2 zeigt die so entstandene OCM-Struktur im Überblick, die als Mikrostruktur für die Informationsverarbeitung in dieser Arbeit genutzt wird (siehe auch [OHKK02], [HO03], [HMS04], [HOG04], [FGK⁺04]).

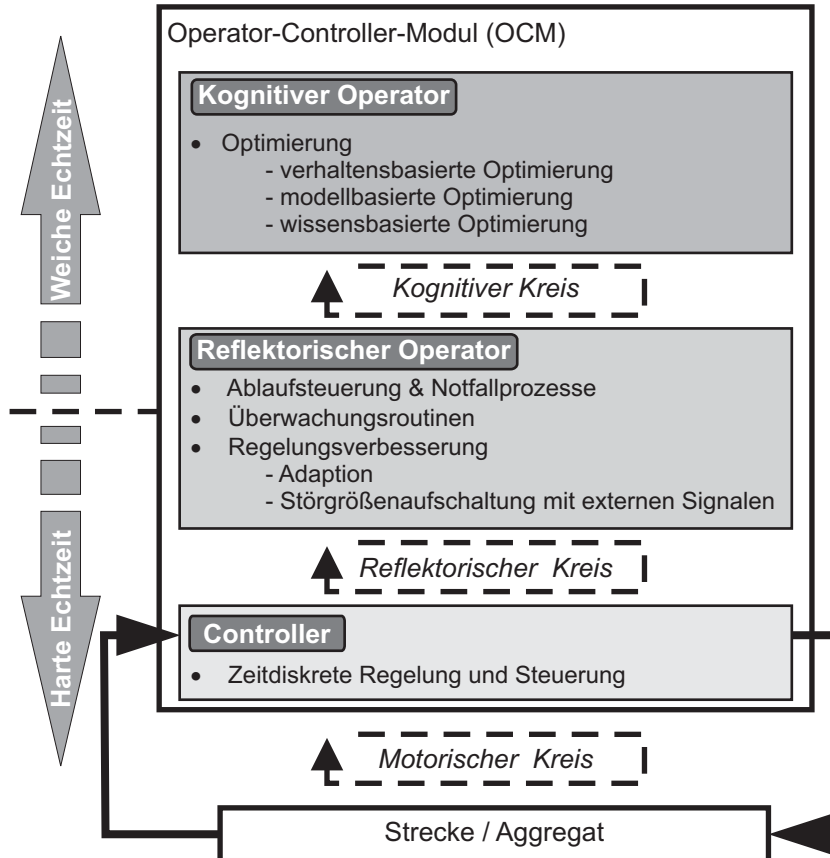


Abbildung 3.2: OCM-Struktur

1. Auf der untersten Ebene des OCM liegt der **Controller**. Dieses Element enthält die zeitdiskrete Regelung und Steuerung der Informationsverarbeitung. Seine Aufgabe besteht darin, im Sinne der Regelungstechnik das dynamische Verhalten der mechanisch/physikalischen Strecke so zu beeinflussen, dass eine gewünschte Zieldynamik erreicht wird. Hierzu verarbeitet der innerste Kreis in direkter Wirkkette die Messsignale, ermittelt Stellsignale und gibt diese aus. Er kann daher auch als *motorischer* Kreis bezeichnet werden. Wesentlich ist, dass alle die Dynamik des Gesamtsystems direkt beeinflussenden Elementarfunktionen wie z.B. Integratoren, Filter etc. im Controller enthalten sind. Dabei ist es prinzipiell irrelevant, ob der Regler als linearer PID- oder Zustandsregler [Föl94], [SP96] ausgeführt ist oder aber nichtlineare Regelungstheorie wie z.B. Mehrpunkt-Steuerungen bzw. strukturvariable Regler (besser über den englischen Namen „Variable Structure Control“ - VSC bekannt), Gain-Scheduling-Regler [Föl93], [ÅW89] etc. oder Fuzzy-Algorithmen [MSF05] zum Einsatz kommen. Der Controller arbeitet unter harten Echtzeitbedingungen²¹.
2. Der Controller wird durch den **reflektorischen Operator** ergänzt, in dem ein Großteil der Hilfsfunktionen für die Automatisierung abgebildet sind. So sind insbesondere Ablaufsteuerung, Überwachungs- und Notfallprozesse, aber auch Adaptionsroutinen zur Verbesserung des Controllerverhaltens hier angesiedelt.

Die Abbildung von Prozessen und Abläufen spielt im reflektorischen Operator eine wichtige Rolle. Aus diesem Grund arbeitet ein großer Teil des reflektorischen Operators ereignisdiskret. Um die ereignisdiskrete Verarbeitung an die zeitdiskrete Verarbeitung im Controller anbinden zu können, werden aber auch im reflektorischen Operator zeitdiskrete Berechnungen durchgeführt. So erfordert die Überwachung des Controllers und der eingehenden Messsignale ebenso zeitdiskrete Verarbeitung wie die Vorgabe von Controller-Sollwerten, die im Rahmen der Ablaufsteuerung in bestimmten Betriebszuständen die Kommunikation des Controllers mit in der Makrostruktur überlagerten OCM ersetzt.

Die Verbesserung des Systemverhaltens aufbauend auf der dynamischen Regelung des Controllers erfolgt im reflektorischen Operator auf zweierlei Art. Zum einen kann der reflektorische Operator aus Informationen anderer Module, d.h. über externe Signale Störgrößen berechnen, die im Rahmen einer Aufschaltung zur Verbesserung des Systemverhaltens genutzt werden können. Zum anderen sind auch Adaptionsalgorithmen Teil des reflektorischen Operators, die durch zeitdiskrete Anpassung von Parametern eine Anpassung des Controllers an veränderte Systemeinflüsse erzielen. Die Frage, welche Teile der Informationsverarbeitung als Regleranteile und somit als Teil des Controllers, welche als Adaptionsanteile und somit als Teil des reflektorischen Operators zu sehen sind, ist in der Praxis nicht leicht zu beantworten. Eine Hilfe bieten Åström und Wittenmark [ÅW89]:

[...] Die Zustände eines [adaptiven] Prozesses können in zwei Kategorien eingeteilt werden, die sich mit unterschiedlicher Geschwindigkeit ändern. Langsam

²¹DIN 44300 definiert für den Begriff Echtzeit (zitiert nach [BZ04]):

Echtzeitbetrieb ist der Betrieb eines Rechnersystems, bei dem Programme zur Verarbeitung anfallender Daten ständig betriebsbereit sind, derart, dass die Verarbeitungsergebnisse innerhalb einer vorgegebenen Zeitspanne verfügbar sind.

Neben dieser grundsätzlichen Forderung wird darüber hinaus zwischen *weicher* und *harter* Echtzeit unterschieden. Dabei lassen sich in der Literatur verschiedene Definitionen finden [SZ03]. In dieser Arbeit werden die Begriffe in Anlehnung an [BZ04] und [FGK⁺04] wie folgt verwendet:

Harte Echtzeitanforderungen liegen vor, wenn das Einhalten eines definierten Zeitfensters zwingend erforderlich ist und eine Missachtung der Zeitschranken zu schwerwiegenden Fehlern bei der Funktion des mechatronischen Systems führen kann.

Bei *weichen Echtzeitanforderungen* nimmt der Nutzen des aktiven Eingriffs mit fortschreitendem Verletzungsgrad der Echtzeitanforderung ab, leichte Überschreitungen des geforderten Zeitfensters können toleriert werden.

veränderliche Zustände werden als Parameter angesehen. Damit werden zwei Zeitachsen eingeführt: eine schnelle Zeitachse für die gewöhnliche Rückführung und eine langsamere für die Anpassung der Reglerparameter.

Dabei werden die Elemente, die zur Berechnung der langsameren Anpassung der Parameter benötigt werden, für sich aber keineswegs langsam sein müssen, wie z.B. das Referenzmodell eines adaptiven Reglers mit Modellreferenz (MRAS - Model-reference adaptive system) [ÄW89], [IML91], dem reflektorischen Operator zugeordnet.²²

Die enge Verknüpfung mit dem Controller und die zeitdiskret zu berechnenden Überwachungs- und Adaptionsroutinen erfordern auch für den reflektorischen Operator eine Abarbeitung in harter Echtzeit. Der Austausch zwischen reflektorischem Operator und Controller erfolgt nicht mehr wie bei Naumann ausschließlich ereignisdiskret, sondern sowohl ereignisdiskret als auch zeitdiskret im *reflektorischen Kreis*. Als Verbindungselement zur kognitiven Ebene des OCM bietet der reflektorische Operator ein Interface zwischen der in weicher Echtzeit arbeitenden Informationsverarbeitung im kognitiven Operator und dem Controller. Er filtert die ankommenden Signale des kognitiven Operators und bringt sie in die unterlagerten Ebenen ein.

3. Die oberste Ebene des OCM bildet der **kognitive Operator**. Hier kann das System durch Anwendung vielfältiger Methoden wie verhaltensbasierter Lernverfahren, den Einsatz wissensbasierter Systeme, modellbasierter Optimierungsverfahren u.ä. Wissen über sich und die Umgebung sammeln und zur Verbesserung des eigenen Verhaltens nutzen (siehe [OHKK02] und [HO03]). Die Berechnung der Optimierungsergebnisse im kognitiven Operator ist dabei in der Regel rechenintensiv, so dass sie nicht mehr direkt an Ablaufsteuerung und Regelung angekoppelt ist. Während sowohl Controller als auch reflektorischer Operator harten Echtzeitanforderungen unterliegen, kann der kognitive Operator daher auch asynchron zur Realzeit arbeiten. Dabei ist aber selbstverständlich eine Antwort innerhalb eines gewissen Zeitfensters erforderlich, da die Optimierung aufgrund veränderter Umgebungsbedingungen sonst zu keinen verwertbaren Ergebnissen käme. Der kognitive Operator unterliegt folglich weicher Echtzeit.

Zusammenfassend lassen sich zwei deutliche Trennungsebenen erkennen: Einerseits zerfällt die Informationsverarbeitung in einen direkt auf das System wirkenden Kreis und einen nur indirekt auf das System wirkenden Kreis. Diese Einteilung entspricht der Einteilung in Operator und Controller. Andererseits lässt sich nach harter und weicher Echtzeitanforderung trennen. Diese Einteilung führt zu einer Trennung zwischen kognitivem Operator einerseits und reflektorischem Operator und Controller andererseits. Da die Wahl der Trennungsebene von der Aufgabenstellung abhängt, werden drei einzelne Ebenen in der Struktur angesetzt. Die entstehende Struktur ähnelt den zu Anfang des Abschnitts beschriebenen Verfahren aus der künstlichen Intelligenz. So lässt sich der Controller mit der reaktiven Ebene nach [Fer92] und [MS04] vergleichen, der reflektorische Operator mit der deliberativen Ebene und der kognitive Operator als Ebene der Selbstreflexion und -verbesserung anhand aufwendiger Algorithmen mit der reflexiven Ebene.

²²Je nach Komplexität der Adaption und der zeitlichen Anbindung an den realen Prozess ist es auch denkbar, Adaptionsalgorithmen in den kognitiven Operator zu legen. So hat die für den kognitiven Operator aufgeführte Verbesserung des Systemverhaltens anhand von Optimierungsverfahren eine starke Ähnlichkeit mit dem aus der adaptiven Regelungstechnik bekannten „Model identification adaptive controller“ (MIAC) [IML91]. Die Entscheidung, ob ein gegebener Algorithmus als „Gain-Scheduler“ in den Controller, als schneller Adaptionsalgorithmus im reflektorischen Operator oder als komplexer Lernalgorithmus im kognitiven Operator anzusiedeln ist, lässt sich sinnvoll nur im Einzelfall entscheiden.

3.3 Aufbau von Controller und reflektorischem Operator

Nach dem Überblick in Abschnitt 3.2 wird in diesem Abschnitt der Aufbau des Controllers und des reflektorischen Operators näher beschrieben, die den Schwerpunkt dieser Arbeit bilden. Auf eine eingehende allgemeine Beschreibung des kognitiven Operators und seiner inneren Struktur wird in dieser Arbeit verzichtet, siehe hierzu z.B. [OHKK02], [FGK⁺04]. Der in dieser Arbeit entwickelte kognitive Operator für eine Störgrößenaufschaltung an der aktiven Federung wird im Rahmen der Anwendung in Abschnitt 4.6 erläutert und kann als Beispiel für einen kognitiven Operator und sein Zusammenspiel mit dem reflektorischen Operator dienen (weitere Beispiele siehe [HO03], [HMS04], [KKS⁺04]).

3.3.1 Controller

Im Controller erfolgt die dynamische, zeitdiskrete Regelung oder - bei einem Verzicht einer Rückführung von Sensorsignalen - Steuerung des dem OCM zugeordneten Aggregats in harter Echtzeit. Er liest wie in Abbildung 3.3 gezeigt Messwerte des Aggregats sowie Sollwerte von überlagerten Regelungsebenen ein und gibt Stellgrößen für die Aktoren oder - je nach Position in der Hierarchie - Sollwerte für unterlagerte Reglerebenen aus (siehe hierzu Abschnitt 3.4). Der innere Aufbau des Controllers besitzt die in Abbildung 3.3 gezeigte charakteristische Form.

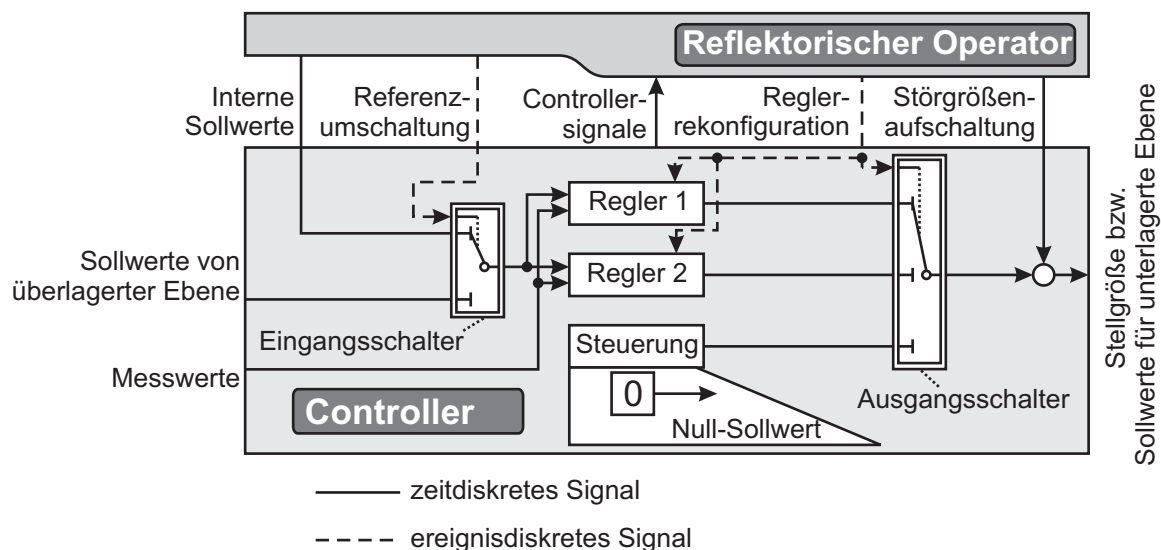


Abbildung 3.3: Aufbau eines Controllers und Eingriffsmöglichkeiten zur Veränderung des Controller-Verhaltens

Folgende Elemente zeichnen den Aufbau des Controllers aus:

- *Regelungskern* Der eigentliche Regelungs- bzw. Steuerungscode ist in den dargestellten Reglerblöcken enthalten, die den Kern des Controllers bilden. Jeder Regelungsblock bildet für sich einen eigenständigen, voll funktionsfähigen Regler (u.U. kann auch eine Steuerung eingesetzt werden), der das dynamische Verhalten der geregelten Strecke bestimmt und separat an einem Streckenmodell ausgelegt werden kann. Störgrößenbeobachter u.ä. Elemente können in den Reglerblöcken enthalten sein.
- *Interne Sollwerte und Referenzumschaltung* Durch ein Umschalten der Sollwerte für die Regler über den Eingangsschalter kann der reflektorische Operator die Regler-Sollwerte an die Betriebssituation anpassen. Während im Normalbetrieb die äußeren Sollwerte von überlagerten OCM genutzt werden, ist es so möglich, spezielle Sollbahnen z.B. im Notfall oder während des Hochfahrens des Systems vorzugeben. Geeignete Anfahrprofile werden

vom reflektorischen Operator bereitgestellt. Diese müssen als zeitdiskrete Signale an den Controller übergeben werden.

- *Reglerrekonfiguration* Um auf unterschiedliche Betriebssituationen reagieren zu können, ist es dem reflektorischen Operator auch möglich, durch die Umschaltung zwischen den Reglerblöcken mittels eines Ausgangsschalters geeignete, an die Betriebssituation angepasste Regler auszuwählen. Im einfachsten Fall kann auch eine konstante 0-Vorgabe zum Ausschalten des Aggregats als Strukturumschaltung gesehen werden, wie dies beispielhaft in Abbildung 3.3 gezeigt ist. Die Auswahl eines Reglers erfolgt ereignisdiskret. Bei der Umschaltung müssen Integratoren in den Reglern geeignet initialisiert bzw. angehalten werden [Föl94]. Dabei sollte die Umschaltung durch den Operator innerhalb eines Rechenschritts des Controllers erfolgen. Die bei Umschaltung zwischen komplexen Reglern höherer Ordnung u.U. geeignetere langsame Überblendung [Vöc03] beim Wechsel zwischen zwei Reglern wird als eigener Regler aufgefasst. Dies ermöglicht es, das Umschalten als eigene nichtlineare Regelung aufzufassen und separat zu untersuchen. Wichtig in Hinblick auf eine Trennung zwischen Operator- und Controllerfunktionalität bei der Rekonfiguration des Controllers ist wie schon in Abschnitt 3.2 gesehen die Zeitbasis: Wird die Umschaltung wie bei Mehrpunktreglern oder Sliding-Mode-Controllern zur Regelung der Dynamik verwendet, so handelt es sich um reine Controller-Funktionalität. Die hier angesprochene Controller-Rekonfiguration arbeitet im Vergleich zur Systemdynamik langsam.
- *Störgröße* Störgrößenaufschaltungen haben sich in der Regelungstechnik als mächtiges Werkzeug zur Verbesserung des Systemverhaltens gezeigt. Störgrößen werden entweder direkt gemessen oder wie schon oben beschrieben über im Controller integrierte Störgrößenbeobachter aus den Messsignalen des Aggregats berechnet. Solche Störgrößenaufschaltungen sind Bestandteil der Regler im Controller.

Darüber hinaus sind, wie schon im vorigen Abschnitt besprochen, auch Störgrößeberechnungen über Signale denkbar, die dem betrachteten OCM nicht direkt zur Verfügung stehen, sondern nur von anderen Modulen ermittelt werden können. Diese modulfremden Signale, auch wenn sie in harter Echtzeit übermittelt werden, weisen völlig andere Eigenschaften als die eigenen Messsignale des OCM auf. Ihre Laufzeit kann abhängig von der Position des sendenden OCM in der Aggregathierarchie deutlich über den Abtastzeiten des empfangenden OCM liegen. Auch stehen modulfremde Signale häufig erst nach Einbau des Aggregats in das Gesamtsystem zur Verfügung, wenn das sendende OCM nicht gerade dem empfangenden OCM unterlagert ist. Die Ermittlung geeigneter Werte zur Störgrößenaufschaltung mittels modulfremder Signale wird daher sinnvoll im reflektorischen Operator angeordnet, so dass der Controller eine enge Einheit mit seinem Aggregat bildet.²³ Die Aufschaltung der Störgröße erfolgt im Controller, die notwendigen Werte werden zeitdiskret vom reflektorischen Operator bereitgestellt. Durch diese Anordnung bleibt der Signalaustausch zwischen Controllern auf eine unidirektionale Vorgabe von Sollwerten beschränkt.

Bei einer Störgrößenaufschaltung unter Verwendung von Signalen anderer Module ist Vorsicht geboten: Durch die Störgrößenaufschaltung soll der Operator den Controller in seiner Regelung unterstützen. Dabei ist es wichtig, dass es durch die Störgrößenaufschaltung auch im verbauten Zustand des Aggregats nicht zu einer Veränderung des dynamischen Verhaltens des Aggregats kommt, d.h. dass die Führungsübertragungsfunktion (im Sinne der

²³Vom regelungstechnischen Gesichtspunkt aus ist auch eine andere Einteilung denkbar: Störgrößenaufschaltungen mittels direkt gemessener oder aber anhand von Störgrößenbeobachtern geschätzter Störgrößensignale werden nach Filterung mit dem Modell der inversen Stördynamik analog zur Vorsteuerung einer Führungsgröße aufgeschaltet. Dieses Vorgehen ist im Prinzip unabhängig von der Quelle der Signale, d.h. unabhängig davon, ob die Signale für den Störgrößenbeobachter oder die direkt gemessene Störgröße aus dem eigenen Modul stammen oder nicht. Bei komplexen Systemen jedoch, bei denen Regler zu unterschiedlichen Zeitpunkten und von unterschiedlichen Entwicklern entworfen werden und bei denen auch die Kommunikation zwischen den Aggregaten übersichtlich strukturiert werden muss, ist nach Ansicht des Autors die hier beschriebene bewusste Sonderbehandlung für eine Störgrößenaufschaltung mit modulfremden Signalen aus den beschriebenen Gründen vorzuziehen.

Regelungstechnik [Föl94]) zwischen Sollengang in den Controller und Regelgröße durch die Störgrößenaufschaltung unverändert bleibt. Diese Forderung ist für die schrittweise Entwicklung von Controller und Operator nach Abschnitt 3.5.1 unerlässlich.

Neben den Signalen, die dem Controller vom reflektorischen Operator vorgegeben werden, werden auch Signale des Controllers zum reflektorischen Operator gesendet, so dass der in Abbildung 3.2 gezeigte reflektorische Kreis geschlossen wird. Diese Signale sind in Abbildung 3.3 unter dem Vektor „Controller Signale“ zusammengefasst. Sie werden zur Überwachung des Regelungsprozesses und für Optimierungsaufgaben genutzt. Grundsätzlich können diese Signale an beliebigen Stellen innerhalb des Controllers abgegriffen werden. Eine Zuordnung zur Controllerstruktur analog den vom reflektorischen Operator zum Controller gesendeten Signalen ist daher nicht möglich.

Bei der Vorstellung des OCM in Abschnitt 3.2 wurde zur Abgrenzung zwischen reflektorischem Operator und Controller gerade in Bezug auf nichtlineare Regler auch die Adaption von Reglerparametern durch den reflektorischen Operator beschrieben. Da in dieser Arbeit eine solche Parameteradaption nicht zum Einsatz kommt, wird auf eine weitergehende Beschreibung verzichtet. In [HMS04] wurde die Anpassung von Parametern unter Verwendung der hier beschriebenen Mikrostruktur untersucht.

3.3.2 Reflektorischer Operator

Auch der reflektorische Operator besitzt wie der Controller einen charakteristischen Aufbau (Abbildung 3.4). Dabei kommt der Zustandssteuerung, die sich gut in Form einer Zustandsmaschine realisieren lässt, eine zentrale Bedeutung zu. In ihr werden die Prozessabläufe sowohl für den Normal- als auch den Notfallbetrieb abgelegt. Auch die unterschiedlichen Reglerkonfigurationen werden von ihr verwaltet. Die Zustandssteuerung arbeitet ereignisdiskret.

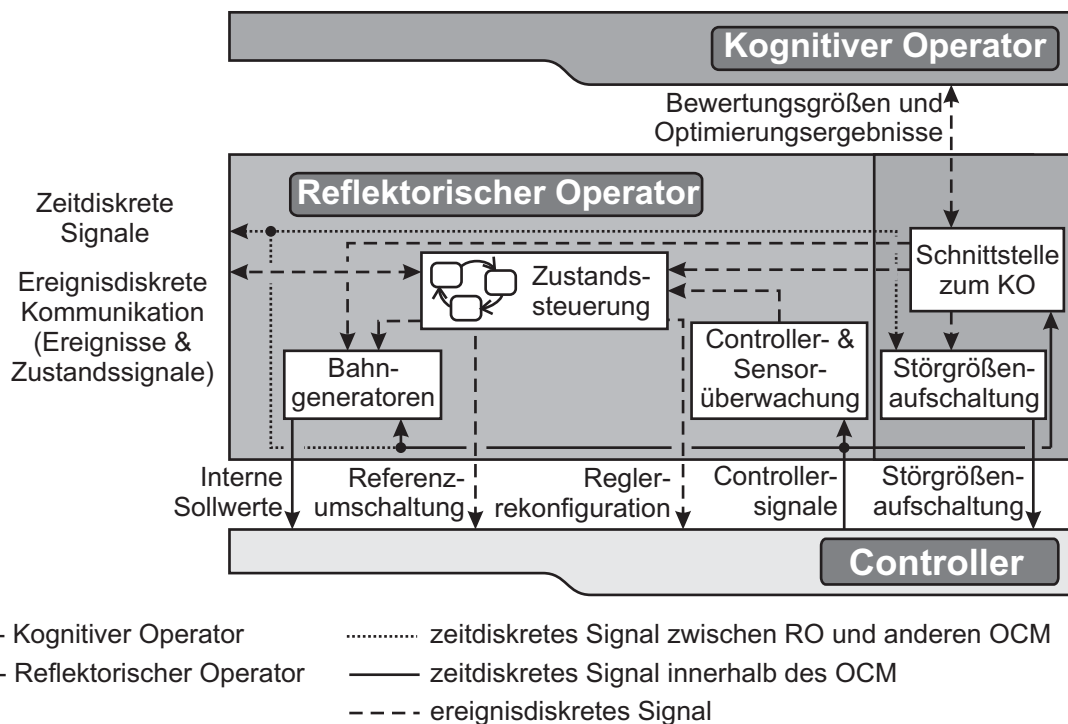


Abbildung 3.4: Aufbau eines reflektorischen Operators

Zustandssteuerungen zur Reglerkonfiguration finden sich auch bei so genannten „Hybriden Regelungssystemen“ und sind dort Bestandteil der „Supervisor“, deren Aufgabe es ist, stückweise

konstante Signale zum Umschalten zwischen verschiedenen Reglern zu berechnen [Hes04]. Die hier vorgestellte Zustandssteuerung geht aufgrund der enthaltenen Anfahrprozesse und der damit verbundenen Einflussnahme auf den Regelprozess mittels Sollwerten sowie dem Fehlerhandling über die Supervisor der hybriden Regelungssysteme hinaus.

Die Bahngeneratoren für die Vorgabe von internen Sollbahnen, die nicht von außen durch überlagerte OCM vorgegeben werden, sind ebenfalls Bestandteil des reflektorischen Operators. In Abhängigkeit vom vorgegebenen ereignisdiskreten Signal der Zustandssteuerung generieren sie je nach Systemzustand spezielle Sollbahnen. In der Regel müssen die Bahngeneratoren nach Triggerung durch die Zustandsmaschine unter Verwendung von Messsignalen initialisiert werden (so sollte z.B. ein Anfahrprofil von der vermessenen Anfangslage aus starten). Die berechnete Sollbahn wird als zeitdiskreter Sollwert dem Controller zugeführt.

Die Controller- & Sensorüberwachung bewertet zeitdiskrete Signale aus dem Controller. Dabei wird zum einen der Systemzustand diskretisiert (z.B. durch die Prüfung, ob ein gemessenes Wegsignal in einem bestimmten Wertebereich liegt), zum anderen werden Signale auf Fehler überprüft (z.B. über Grenzwertüberwachung und Plausibilitätstest, aber auch über Parameterschätzverfahren oder Paritätsgleichungen etc. [Ise96]). Auf diese Weise generiert die Überwachung ereignisdiskrete Signale und speist sie in die Zustandssteuerung ein, so dass diese geeignete Prozessmaßnahmen wie z.B. die Auswahl einer Notroutine im Controller oder die Vorgabe eines gesonderten Sollsignals am Reglereingang einleiten kann. Bei der Entwicklung der Federungsregelung wurden die Überwachungselemente auf einfache Plausibilitäts- und Grenzbetrachtungen beschränkt; auf aufwendigere Verfahren wie Parameterschätzverfahren oder Paritätsgleichungen wurde verzichtet. Dies bietet bei der Entwicklung von Prototypen wie dem Railcab den Vorteil, dass Modifikationen an der physikalischen Strecke mit nur minimalen, häufig gar keinen Änderungen der reflektorischen Operatoren verbunden sind. Darüber hinaus wird auch die Entwicklung des OCM im Rahmen der Makrostruktur vereinfacht, siehe Abschnitt 3.5.1.

Die beschriebenen drei Elemente („Zustandssteuerung“, „Bahngenerator“ und „Controller- & Sensorüberwachung“) realisieren im Zusammenspiel mit dem Eingangs- und Ausgangsschalter sowie u.U. mit speziell für Notfälle definierten Reglern im Controller die zu Beginn des Abschnitts 3.2 diskutierten Sicherungs- & Notfallroutinen sowie die Überwachungs- & Ablaufsteuerungsroutinen. Sie stellen damit unerlässliche Ergänzungen zum Regelungs- und Steuerungscode im Controller dar. Gerade die Ablaufsteuerung ist auch für einfache Module notwendig, um eine koordinierte Zusammenarbeiten des Gesamtsystems zu gewährleisten. Aufgrund ihrer Bedeutung können diese drei Elemente als **Operatorkern** bezeichnet werden.

Die Kommunikation des Operatorkerns mit anderen OCM beschränkt sich auf ereignisdiskrete Signale, die von der Zustandssteuerung ausgegeben werden. Um eine Verwechslung von Ereignissen und Zustandssignalen zu vermeiden, wird die Kommunikation zwischen zwei reflektorischen Operatoren in dieser Arbeit auch bei der Implementierung immer in diese beiden Gruppen eingeteilt. Die Kommunikation zwischen reflektorischen Operatoren kann bidirektional erfolgen. Auch eine unterlagerte Ebene kann Ereignisse und Zustandswerte an die überlagerte Ebene übermitteln.

Neben dem bisher beschriebenen Operatorkern kann der reflektorische Operator auch Elemente zur Verbesserung des Systemverhaltens umfassen. Schon bei der Beschreibung des Controllers wurden für diese Arbeit Eingriffe des reflektorischen Operators in die Regelung auf Störgrößenaufschaltung und Sollbahnvorgabe beschränkt. Die Berechnung der Werte zur Störgrößenaufschaltung erfolgt zeitdiskret im Block „Störgrößenaufschaltung“. Die im reflektorischen Operator angeordnete Berechnung der Störgrößenaufschaltung nutzt Signale anderer Ebenen oder Optimierungstechniken. Störgrößenaufschaltungen, die Messsignale des dem OCM

zugeordneten Aggregats nutzen, werden direkt im Controller berechnet.

Durch die Einführung der Störgrößenaufschaltung im reflektorischen Operator treten zur Kommunikation mit anderen Ebenen neben die ereignisdiskreten Signale der Zustandsmaschine im Operator Kern zeitdiskrete Signale. Dabei werden einerseits Signale anderer Ebenen eingelesen, andererseits vom Controller empfangene zeitdiskrete Signale ausgegeben, die von anderen Ebenen für Störgrößenaufschaltungen benötigt werden.

Der kognitive Operator kann das Systemverhalten optimieren, indem er Störgrößenaufschaltung und Sollbahnvorgabe im reflektorischen Operator verändert. Für diese Anbindung beinhaltet der reflektorische Operator eine Schnittstelle, in der vom kognitiven Operator berechnete Werte zwischengespeichert und für die Nutzung in Störgrößenaufschaltung und Bahngenerator aufbereitet werden. Darüber hinaus kann die Schnittstelle Signale an die Zustandssteuerung übergeben, damit diese gegebenenfalls auf den Status der Optimierung (erfolgreich/nicht erfolgreich u.ä.) reagieren kann.

3.4 Das OCM in der Makrostruktur

Nach der Vorstellung des OCM und der Beschreibung von Controller und reflektorischem Operator soll das OCM nun mit der in Abschnitt 2.3 entwickelten Makrostruktur verbunden werden.

3.4.1 Grundsätzlicher Aufbau

OCM für Hauptaggregate Naumann [Nau00] schlägt vor, sowohl dem AMS als auch jedem MFM ein eigenes OCM zuzuordnen. Da die MFG die Informationsverarbeitung dieser Elemente strukturieren, liegt es nahe, auch jeder MFG ein OCM zuzuordnen. Die in Kapitel 2 eingeführten IV-Module von MFM, AMS und MFG werden somit alle durch OCM realisiert.

Kommunikationskanäle zwischen IV-Modulen verlaufen nach Abschnitt 2.3.1 parallel zu den Koppelbindungen der Aggregatestruktur bzw. zu den Bögen der Funktionsstruktur. Jedes OCM ist über einen Kommunikationskanal mit genau einem überlagerten OCM und mehreren unterlagerten OCM verbunden. Dabei sollen nur gleiche Ebenen der Mikrostruktur Daten austauschen: Controller kommuniziert mit Controller, reflektorischer Operator mit reflektorischem Operator und kognitiver Operator mit kognitivem Operator. Die Makrostruktur wird somit auf Controller, reflektorischen und kognitiven Operator übertragen, so dass Controller- und Operatorblöcke der verschiedenen Makroebenen für sich genommen jeweils eine der Aggregatestruktur entsprechende Hierarchie bilden (Abbildung 3.5).

Die Kommunikationskanäle zwischen den OCM sind entsprechend der OCM-Struktur dreigeteilt:

Die für die Systemdynamik relevanten zeitdiskreten Signale werden über die Controller-Kommunikationskanäle in harter Echtzeit ausgetauscht. Sie werden zur Steuerung und Regelung der Aggregate genutzt. Der Controlleraufbau in Abbildung 3.3 zeigt, dass es sich um eine hierarchische, gerichtete Kommunikation handelt, bei der überlagerte Ebenen den unterlagerten Ebenen Sollsignale vorgeben; Datenaustausch von unterlagerten Ebenen zu überlagerten Ebenen ist nicht vorgesehen. Jitter auf den von den Controllern ausgetauschten Signalen kann zu einer Verschlechterung der Systemdynamik bis hin zur Instabilität des Gesamtsystems führen [MVFF01].

Die ereignisdiskreten Signale zwischen reflektorischen Operatoren ermöglichen es, den Systemzustand des Gesamtsystems über definierte Prozesse festzulegen und auf Fehler geeignet zu reagieren. Hierzu können Zustandssignale und Ereignisse bidirektional ausgetauscht werden.

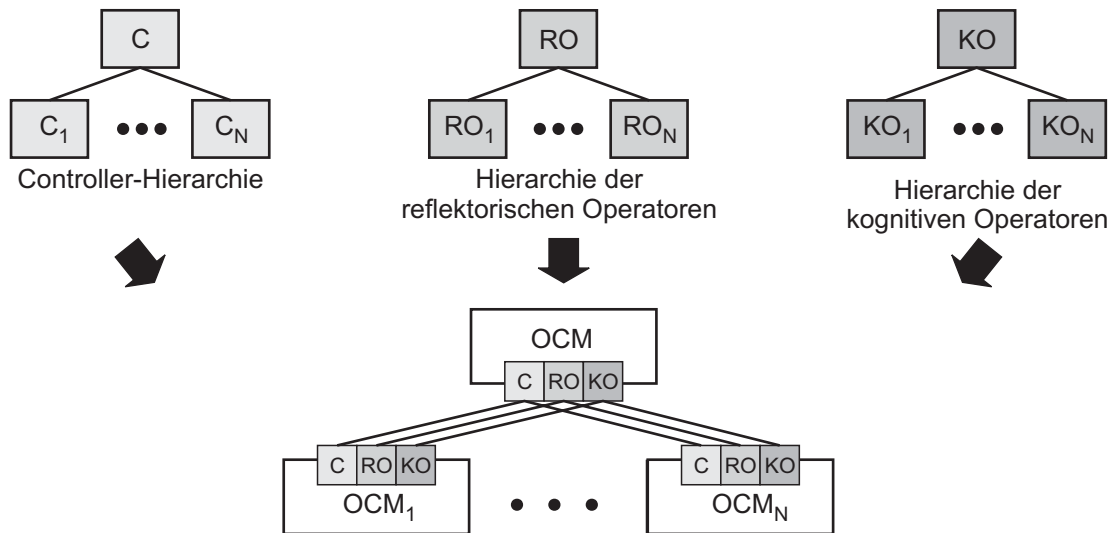


Abbildung 3.5: OCM-Hierarchie mit Schnittstellen für alle drei Mikroebenen nach [OHG04]

Gegebenenfalls werden auch zeitdiskrete Signale für die Störgrößenaufschaltung übermittelt. Bei diesen ZD-Signalen handelt es sich um Messgrößen anderer Aggregate, während zwischen Controllern nur Sollwerte ausgetauscht werden. Die Übertragung der ZD-Signale erfolgt entsprechend der Verarbeitung in den reflektorischen Operatoren in harter Echtzeit, auch wenn längere Laufzeiten zwischen Sendern und Empfängern auftreten können. Anders als beim Controller können die ZD-Signale genau wie Zustandssignale und Ereignisse auch von unterlagerten an überlagerte Ebenen gesendet werden.

Die Kommunikation zwischen kognitiven Operatoren ist stark abhängig von ihrer Implementierung. Die in Abbildung 3.5 gezeigte Baumstruktur stellt für die kognitiven Operatoren nur eine Möglichkeit dar, ist aber nicht notwendig. U.U. können auch beliebige Kommunikationsnetze aufgebaut werden, bei denen z.B. kognitive Operatoren unterlagerter Module direkt mit den Operatoren von Modulen anderer Äste in Verbindung treten oder Informationen von unterlagerten an überlagerte Module übergeben werden. Der Signalaustausch erfolgt ereignisdiskret in weicher Echtzeit.

OCM für Versorgungsaggregate Es ist nahe liegend, die für die Informationsverarbeitung der Hauptaggregate vorgenommene Zuordnung von OCM auch auf die Versorgungsaggregate zu übertragen, da so grundsätzlich alle IV-Module der Makrostruktur nach Abschnitt 2.3.1 durch OCM umgesetzt werden. Dies ist für die HM ohne weitere Einschränkungen möglich: Der einzige Unterschied zwischen HM und MFM liegt darin, dass es sich nicht um die Automatisierung eines mechanischen, sondern eines beliebigen physikalischen Systems handelt. Da HM die von ihnen bereitgestellte Energieform wie z.B. Drucköl über eine zeitdiskrete Regelung oder Steuerung des Versorgungsaggregats gewinnen, sind alle Funktionen zu erfüllen, die auch ein MFM erfüllen muss. Das IV-Modul der HG kann ebenfalls über das OCM strukturiert werden - allerdings ist der Controller nicht notwendig (siehe unten).

Die obige Diskussion der Kommunikationsstruktur mit den dreigeteilten Kommunikationskanälen für Controller, reflektorischen und kognitiven Operator beschränkte sich auf Kommunikation zwischen MFM und AMS, bei der unterlagerte MFM Aktoren der überlagerten Aggregate bilden. In Abbildung 2.13 ist diese Kommunikation über Pfeile als „Kommunikation Aktor-Aggregat“ gekennzeichnet. Sie ist nach den obigen Ausführungen stark geprägt vom Controller, durch den eine hierarchische, gerichtete Kommunikationsstruktur mit Sollwertvorgabe entsteht. Von ihr unterschieden wurde die „Kommunikation Versorgungsaggregat“, da die entsprechenden

Kopplungen zwischen den Aggregaten deutliche Unterschiede aufweisen:

Grundsätzlich wird ein Versorgungsaggregat nicht dazu genutzt, über das Einregeln einer dynamisch veränderlichen Regelgröße das dynamische Verhalten des zugeordneten Aggregats zu beeinflussen - dies ist Aufgabe der Aktoren bzw. unterlagerter MFM dieses Aggregats. Vielmehr soll es seine Energie anhand eines fest vorgegebenen Sollwerts möglichst unabhängig von dynamischen Belastungen durch Verbraucher bereitstellen bzw. den Energiefluss schalten. Somit ist keine zeitdiskrete Sollwertvorgabe für das zugeordnete Versorgungsaggregat erforderlich, ein Controllersignal ist in diesem Kommunikationskanal nicht enthalten.

Mit dem Wegfall des Controllersignals gewinnt die Ablaufsteuerung bzw. die Koordination über die Kommunikation des reflektorischen Operators eine deutlich höhere Bedeutung. So ist z.B. grundsätzlich denkbar, dass in Abhängigkeit vom Betriebszustand eines MFM unterschiedliche Druckniveaus von einem hydraulischen Versorgungsaggregat gefordert werden. Diese Forderung kann über ereignisdiskrete Signale vom MFM an das Versorgungsaggregat übermittelt werden.

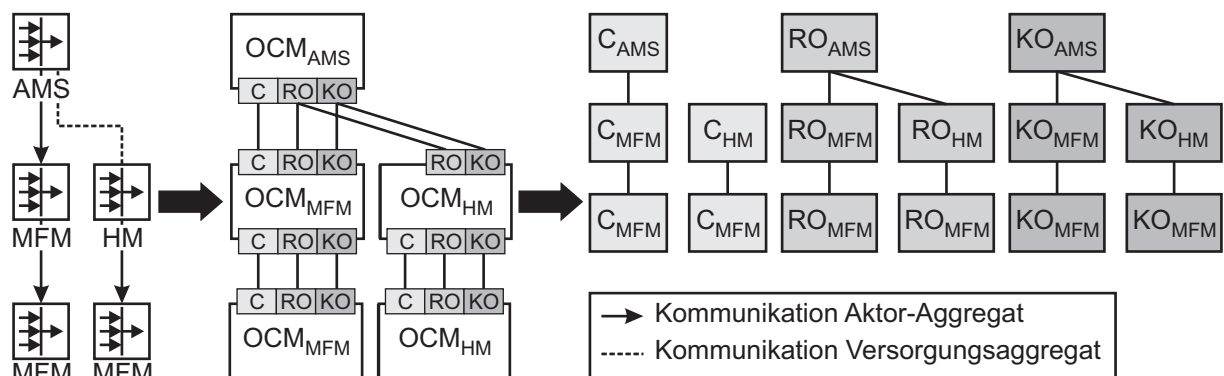


Abbildung 3.6: OCM-Hierarchie mit Versorgungsaggregaten und Aktoraggregaten

Abbildung 3.6 verdeutlicht die Situation: Für ein AMS mit einem unterlagerten MFM sowie einem zugeordneten HM zur Versorgung, denen beiden jeweils ein weiteres MFM unterlagert ist, kann nach Abschnitt 2.3.1 die in Abbildung 3.6 links gezeigte strukturierte Informationsverarbeitung entworfen werden. Jedes IV-Modul wird durch ein vollständiges OCM realisiert. Damit lassen sich auch fünf separate Controller, reflektorische und kognitive Operatoren unterscheiden. Der Kommunikationskanal zwischen AMS und MFM ist dreigeteilt, während der Kanal zwischen AMS und zugeordnetem HM auf die Signale der Operatoren beschränkt bleibt.

Für die Hierarchien von Controllern und Operatoren besteht somit ein struktureller Unterschied. Innerhalb der Makrostruktur der Informationsverarbeitung entstehen für die Controller separate, unverbundene Teilbäume. Vollständig abgebildet wird die Makrostruktur nur von den reflektorischen Operatoren, die das Zusammenspiel der separaten Controller-Teilbäume koordinieren und auf diese Weise das Rückrat der Informationsverarbeitung bilden.

Partiell implementierte OCM In der bisherigen Darstellung wurde jedes IV-Modul durch ein vollständiges OCM mit Controller, reflektorischem und kognitivem Operator umgesetzt. Dies ist jedoch nicht immer der Fall:

Schon bei der Einführung des OCM wurde darauf hingewiesen, dass die Optimierung des Systemverhaltens zwar eine wünschenswerte, aber nicht eine notwendige Aufgabe bei der Implementierung der Informationsverarbeitung eines Aggregats ist. Dementsprechend werden auch nicht alle OCM innerhalb der Makrostruktur der Informationsverarbeitung einen kognitiven

Operator besitzen.

Obwohl die Controller anders als die kognitiven Operatoren eine grundlegende Aufgabe innerhalb des OCM übernehmen, sind auch Controller nicht in jedem OCM anzutreffen: Das wesentliche Kennzeichen des Strukturelements Hilfsgruppe besteht darin, dass es über keine eigene charakteristische Dynamik verfügt, die über eine zeitdiskrete Regelung/Steuerung beeinflusst werden könnte. Damit ist ein Controller bei Hilfsgruppen nicht notwendig. Dies spiegelt sich auch in der Kommunikation der Hilfsgruppe. Wie das Beispiel in Abbildung 2.13 zeigt, ist das IV-Modul der Hilfsgruppe nur über „Kommunikation Versorgungsaggregat“ mit anderen IV-Modulen verbunden. Das OCM der Hilfsgruppe tauscht auch mit unterlagerten OCM nur Operator-Signale aus.

Der reflektorische Operator - insbesondere die dort abgelegte Zustandssteuerung - ist somit die einzige Mikroebene, die in jedem OCM implementiert sein sollte. Dies unterstreicht die schon oben genannte Bedeutung der reflektorischen Operatoren als Rückgrat der Informationsverarbeitung im Gesamtsystem.

3.4.2 Der Controller in der Makrostruktur

Im vorigen Abschnitt wurde gezeigt, wie die Makrostruktur auf die Mikroebenen übertragen wird. Dies hat zur Folge, dass auch für die zeitdiskrete Regelung eine anhand von Bewegungsfunktionen definierte hierarchische Struktur entsteht. Gleichzeitig wird mit dem in Abschnitt 2.3.3 formulierten Vorgehen eine an pragmatischen, praxisbezogenen Überlegungen orientierte Reihenfolge für Auslegung und Inbetriebnahme der Regelung formuliert. Dieses anschauliche Vorgehen zur Gliederung und Auslegung ist für die Regelung des Gesamtsystems nicht unkritisch. Aufgrund von Wechselwirkungen kann es beim Zusammenbau der Aggregate zu unerwartetem, sogar instabilem Verhalten kommen. Dies gilt nicht nur für Wechselwirkungen zwischen Versorgungsaggregaten und Verbrauchern, sondern auch für die MFM, die als Aktoren zur Erzeugung der kontrollierten Bewegung des AMS genutzt werden. Ziel dieses Abschnitts ist es, die funktionale Strukturierung für die Controller aus regelungstechnischer Sicht zu untersuchen und eine quantitative Möglichkeit zur Bewertung von Wechselwirkungen zu nennen.

3.4.2.1 Reglerkonfiguration durch die Makrostruktur und verallgemeinerte Kaskade

Streckenmodell und Regelungsaufgabe Um den Einfluss der Makrostruktur auf die Funktion der Regelung abschätzen zu können, gehen die folgenden Überlegungen vom physikalischen Gesamtsystem des AMS aus. Die Informationsverarbeitung auch unterlagerter Module wird ausgeklammert. Die Stellgrößen der MFM und HM auf unterster Ebene bilden die Eingänge $\underline{u}(t)$ in das Gesamtsystem.²⁴ Als kontinuierlicher Prozess kann sein Verhalten mathematisch durch ein System verkoppelter, nichtlinearer Differentialgleichungen erster Ordnung modelliert werden, die die Veränderung eines Zustandsvektors $\underline{x}(t)$ mit der Zeit in Abhängigkeit des Eingangsvektors $\underline{u}(t)$ abbilden.

$$\dot{\underline{x}}(t) = \underline{f}(\underline{x}(t), \underline{u}(t), t)$$

Messgrößen des Systems werden im Ausgangsvektor \underline{y} durch die Ausgangsgleichung

$$\underline{y}(t) = \underline{g}(\underline{x}(t), \underline{u}(t), t)$$

beschrieben. \underline{y} umfasst alle am System vermessenen Größen, sowohl vom AMS als auch von allen unterlagerten MFM und HM. Um Werkzeuge der linearen Regelungstheorie nutzen zu können, soll sich die Analyse auf das Verhalten des Systems um einen Betriebspunkt beschränken,

²⁴Störgrößen auf allen Ebenen bilden weitere Eingänge in das Gesamtsystem. Sie können aber für die folgenden Überlegungen außer Acht gelassen werden.

so dass die obigen Gleichungen linearisiert werden können. Unter der zusätzlichen Annahme von zeitunabhängigen Parametern gelangt man so nach Laplace-Transformation zur Eingangs-Ausgangsbeziehung des Systems mit der Übertragungsmatrix $\underline{\mathbf{G}}(s)$

$$\underline{y}(s) = \underline{\mathbf{G}}(s)\underline{u}(s) \quad (3.4.1)$$

Die Aufgabe der Regelung besteht darin, dem System ein gewünschtes dynamisches Verhalten einzuprägen, so dass es einem gegebenen Satz von Sollwerten \underline{r} folgt. \underline{r} bezeichnet hierbei Sollwerte, die die Ziele des AMS beschreiben, wie z.B. die Sollbahn für einen Endeffektor eines Roboters.

Reglerkonfigurationen Ein direkter Ansatz zur Lösung der Regelungsaufgabe besteht in der Wahl einer Reglermatrix $\underline{\mathbf{K}}(s)$ der Dimension $\dim(\underline{u}) \times (\dim(\underline{y}) + \dim(\underline{r}))$ unter Verwendung von aus der Regelungstheorie bekannten Optimierungstechniken wie z.B. \mathcal{H}_∞ oder \mathcal{H}_2 . Dieses Vorgehen ist aber bei komplexen Systemen unhandlich und insbesondere unübersichtlich. Daher wird die vollständige Reglermatrix $\underline{\mathbf{K}}(s)$ in der regelungstechnischen Praxis in Teilelemente zerlegt. Diese Zerlegung, zusammen mit einer Auslegungsreihenfolge wird auch als **Reglerkonfiguration** bezeichnet. Skogestad und Postlethwaite [SP96] unterscheiden zwei grundsätzliche Zerlegungsarten:

Bei dezentraler Regelung setzt sich das Regelungssystem aus unabhängigen Teilreglern zusammen, die eine Teilmenge der Messwerte mit einer Teilmenge der Stellgrößen verknüpfen. Die Teilmengen dürfen von keinem anderen Teilregler genutzt werden. Eine Kaskadenregelung im konventionellen Sinn liegt vor, wenn der Ausgang eines Reglers die Sollgröße eines anderen, unterlagerten Reglers bildet. Abbildung 3.7 zeigt die Anordnung einer zentralistischen Regelung und vergleicht sie mit dezentraler Regelung und Kaskadenregelung nach [SP96]. Dezentrale Regelung und Kaskadenregelung unterscheiden sich somit darin, dass eine Kaskade den Gesamtregler „vertikal“, d. h. hierarchisch, zerlegt, während die Gesamtregelung bei einer dezentralen Regelung „horizontal“ unterteilt wird.

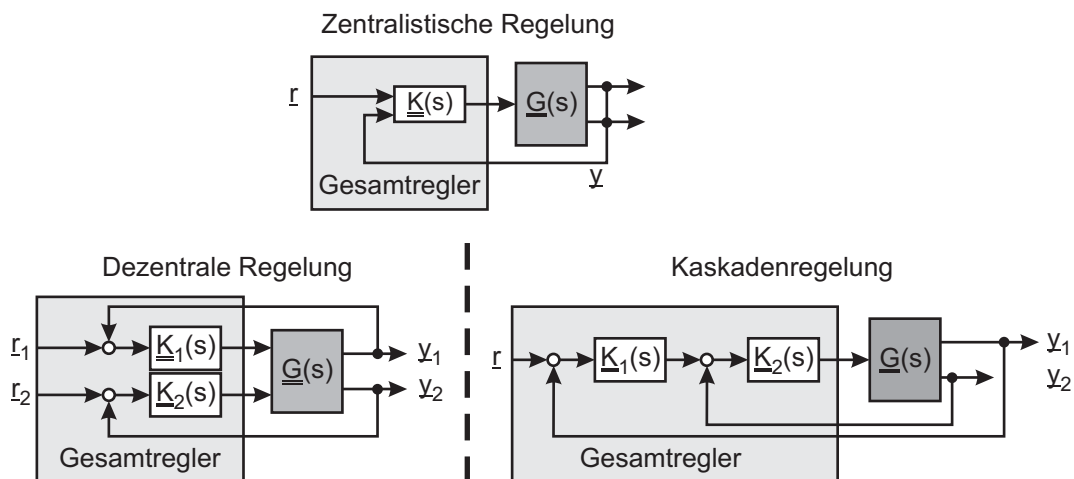


Abbildung 3.7: Zentralistischer Gesamtregler, Dezentrale und Kaskadenregelung

Die Auslegung einer Kaskadenregelung beginnt mit dem innersten Teilregler und setzt sich dann über die weiteren Ebenen fort („Bottom-Up“). Dabei sind die inneren Regelkreise im Allgemeinen „schnell“ im Vergleich zu den äußeren Regelkreisen. Dezentrale Regelung setzt voraus, dass die Strecke in (zumindest näherungsweise) entkoppelte Teilstrecken zerlegt werden kann (s.u., u. U. können hier noch entkoppelnde Reglerelemente verwendet werden, vgl. [SP96]).

Obwohl eine zentralistische Regelung prinzipiell bessere Regelungsergebnisse als ein dezentraler Regler erzielen kann, lassen sich doch eine Reihe von Argumenten für die dezentrale Aufteilung nennen, die auch zur weiten Verbreitung dieser Technik geführt haben. [SP96] nennt hier u.a.

- den lokalen Einfluss von Reglerparametern, die zu einem besseren Verständnis bei der Parametrisierung führt,
- die Möglichkeit zur verteilten und einfacheren Implementierung,
- geringerer Modellierungsaufwand und
- eine höhere Robustheit gegenüber Modellunsicherheiten.

Reglerkonfiguration durch die Makrostruktur Die Makrostruktur der Informationsverarbeitung nach Kapitel 2 definiert für das mechatronische System eine Reglerkonfiguration, die die oben genannten Vorteile bietet:

Umfasst das mechatronische System Versorgungsaggregate, so zerfällt die Gesamtregelung wie in Abbildung 3.6 zu sehen in separate Teilbäume. Mechatronische Systeme mit Versorgungsaggregaten weisen somit grundsätzlich eine dezentrale Reglerkonfiguration auf.

Durch die Einteilung in MFM und AMS entsteht auch für die Regelung der Hauptaggregate eine charakteristische Struktur. Abbildung 3.8 zeigt hierzu exemplarisch ein System mit AMS und zwei unterlagerten MFM ohne separate Versorgungsmodule.

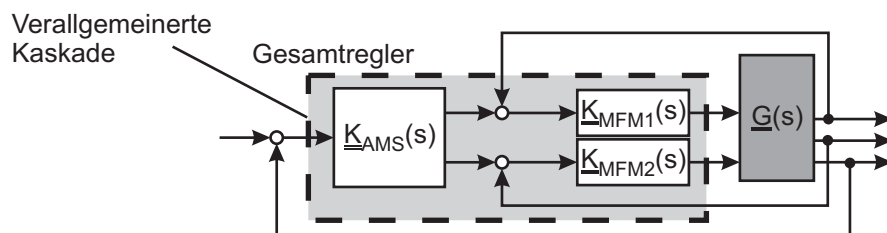


Abbildung 3.8: Regelungskonfiguration unter Verwendung der Makrostruktur nach Kapitel 2

Durch die Gliederung in AMS und MFM wird die Gesamtregelung vertikal und horizontal zerlegt. Besonders geprägt ist die so entstehende Konfiguration durch die vertikale, hierarchische Zerlegung, d.h. die *Reglerkaskade*. Eine solche Baumstruktur soll daher nach [LHL01] und [LEHS02] als **verallgemeinerte Kaskade** bezeichnet werden. Anders als bei konventionellen Kaskadenreglern [SP96], [Föl94], [LW95] steuert in der verallgemeinerten Kaskade ein höher in der Kaskade befindlicher Regler anstelle *einer* unterlagerten Regelung *mehrere*, getrennte, unterlagerte Regelblöcke an, so dass nicht nur eine vertikale, sondern auch eine horizontale Zerlegung entsteht.

Die verallgemeinerte Kaskade vereinigt aufgrund ihres Aufbaus und der Auslegungsreihenfolge Eigenschaften von Kaskaden- und dezentralen Regelungen:

Wie eine klassische Kaskade auch werden die Regler in der verallgemeinerten Kaskade hierarchisch ausgelegt. D.h. die unterlagerten Kreise werden entsprechend dem im Abschnitt 2.3.3 beschriebenen Vorgehen im Rahmen einer „bottom-up“-Auslegung als erstes ausgelegt, darauf aufbauend erfolgt die Auslegung der überlagerten Kreise. Dabei nehmen die Zeitkonstanten der Regelkreise wie bei einer klassischen Kaskade mit abnehmender Hierarchiestufe ab.

Gleichzeitig fordert das Vorgehen bei der Auslegung, dass unterlagerte MFM zwischenzeitig unabhängig voneinander und von einer überlagerten Regelungsebene funktionieren (Abbildung 2.15, Schritt 2); die MFM sollen auch im verbauten Zustand einzeln in Betrieb

genommen werden können. Während dieser Phase liegt eine dezentrale Regelung des übergeordneten Aggregats vor, so dass die Regler in der verallgemeinerten Kaskade zum Teil auch Anforderungen erfüllen müssen, die an dezentrale Regelungssysteme gestellt werden. Die Forderung nach unabhängiger Funktion der MFM unterstützt auch den Modulgedanken: Bei Ausfall eines MFM A sollte es nicht zur Instabilität von MFM B kommen, auch der Ausfall der Kommunikation mit dem überlagerten Aggregat sollte ein MFM nicht destabilisieren.

Die Möglichkeit zur dezentralen Regelung des mechatronischen Gesamtsystems ist somit nicht nur für die Versorgungsaggregate notwendig, sondern auch für die Funktion der Hauptaggregate, die in einer verallgemeinerten Kaskade geregelt werden. Je nach Verkopplungsgrad des zu regelnden Systems ist diese Möglichkeit jedoch nur eingeschränkt oder auch gar nicht gegeben. Insbesondere ist hier die Problematik zu nennen, dass Wechselwirkungen zwischen den dezentralen Reglern das Gesamtsystem destabilisieren können, *obwohl jedes Teilregelsystem für sich genommen ein stabiles Verhalten zeigt*. Anders ausgedrückt kann ein MFM im verbauten Zustand für sich genommen stabil sein, aber nach Einschalten anderer MFM plötzlich instabil reagieren. Dieser Instabilität kann regelungstechnisch zum Teil durch eine veränderte Parametrisierung, zum Teil aber nur durch Einführung von zusätzlichen entkoppelnden Regelementen in der Regelung des überlagerten Aggregats begegnet werden, die als eine Art „Störgrößenaufschaltung“ in den unterlagerten MFM berücksichtigt werden (siehe [SP96]). Für ein Versorgungsaggregat, dessen Regelung keine Verbindung zu Reglern der Hauptaggregate hat, muss eine solche Situation ausgeschlossen werden. Aber auch für unterlagerte MFM ist eine derart starke Verkopplung nach den obigen Ausführungen ungünstig. Im Rahmen der mechatronischen Entwicklung sollte eine solche Situation vermieden werden. Aggregate sind so aufzubauen, dass ihre unterlagerten MFM hinreichend entkoppelt sind.

Um beurteilen zu können, ob eine Regelstrecke dezentral geregelt werden kann oder ob mit erheblichen Schwierigkeiten zu rechnen ist, wurde im Rahmen der linearen Mehrgrößen-Regelungstheorie [SP96] ein Verfahren entwickelt, über das die Verkopplung innerhalb der Regelstrecke untersucht werden kann. Dieses Verfahren kann dazu genutzt werden, die entwickelte Aggregatestruktur auf ihre Umsetzbarkeit in Bezug auf die Regelung hin zu überprüfen.

3.4.2.2 Überprüfung der Modularität über das Relative Gain Array

Ein Verfahren zur Überprüfung der Verkopplung zwischen Modulen sollte möglichst reglerunabhängig sein, um schon vor dem Reglerentwurf alleine anhand von Eigenschaften der physikalischen Strecke beurteilen zu können, ob die gewählte Aggregatestruktur als Makrostruktur für die Regelung möglich und damit für eine mechatronische Aggregation geeignet ist oder nicht. Hierzu wird in dieser Arbeit ein Ansatz aus der linearen Mehrgrößen-Regelungstheorie genutzt. Aufgrund der Struktur der Federung beschränkt sich die Untersuchung hier auf Eingrößen-MFM. Grundsätzlich ist das im Folgenden beschriebene Verfahren aber auch auf Mehrgrößen-MFM übertragbar.²⁵

Ein gutes Mass für Wechselwirkungen zwischen unterschiedlichen Ein- und Ausgängen im Gesamtsystem $\underline{\mathbf{G}}(s)$ ist das von Bristol 1966 in [Bri66] eingeführte „Relative Gain Array“ (RGA). Das Ziel des RGA besteht darin zu bestimmen, wie sich ein Übertragungspfad von einem Eingang u_j zu einem Ausgang y_i verändert, wenn andere Pfade geregelt werden. Dabei unterscheidet Bristol zwei Extremfälle:

- Alle anderen Pfade sind unregelt, d.h. $u_l = 0 \mid l \neq j$. Die Übertragungsfunktion des Pfads $j \rightarrow i$ lässt sich über $\left(\frac{\partial y_i}{\partial u_j}\right)_{u_l=0, l \neq j}$ berechnen.

²⁵[SP96] nennt als Verallgemeinerung des RGA auf Regler, deren Diagonale durch Blöcke gebildet wird, das *block relative gain array* nach Mano et al. [MSA86].

- Alle anderen Pfade sind „ideal“ geregelt, wobei die Regelung die Ausgänge auf 0 regeln soll, d.h. $y_l = 0 \mid l \neq i$. Die Übertragungsfunktion des Pfads $j \rightarrow i$ lässt sich über $\left(\frac{\partial y_i}{\partial u_j}\right)_{y_l=0, l \neq i}$ berechnen.

Setzt man beide Fälle eines Übertragungspfads $j \rightarrow i$ ins Verhältnis, so erhält man ein Maß für die Veränderung des Übertragungsverhaltens durch die Regelung anderer Übertragungspfade. Die Matrix $\underline{\underline{\mathbf{A}}}(s)$ der Verhältnisse aller Übertragungspfade wird als RGA bezeichnet:

$$(\underline{\underline{\mathbf{A}}}(s))_{ij} = \left(\left(\frac{\partial y_i}{\partial u_j} \right)_{u_l=0, l \neq j} / \left(\frac{\partial y_i}{\partial u_j} \right)_{y_l=0, l \neq i} \right)$$

Nach [SP96] ergibt sich für $\underline{\underline{\mathbf{A}}}(s)$ bei gegebener Übertragungsmatrix $\underline{\underline{\mathbf{G}}}(s)$ Gleichung (3.4.2):

$$\underline{\underline{\mathbf{A}}}(s) = \underline{\underline{\mathbf{G}}}(s) \times (\underline{\underline{\mathbf{G}}}(s)^{-1})^T \quad (3.4.2)$$

Hierbei bezeichnet \times elementweise Multiplikation, d.h. das Schurprodukt.

Sind Ein- und Ausgänge der MFM und Versorgungsaggregate so angeordnet, dass (unter der Annahme von Eingrößen-MFM und Versorgungsaggregaten) jeweils Messwert und Stellgröße an derselben Position im Eingangsvektor \underline{u} bzw. Ausgangsvektor \underline{y} des Gesamtsystems zu finden sind, somit u_i und y_i zu einem Aggregat gehören, so sollte im Idealfall $(\underline{\underline{\mathbf{A}}})_{ii}(s) = 1 \forall s$ gelten - dies bedeutet, dass sich das Übertragungsverhalten des Aggregats nicht verändert, wenn Regelkreise anderer Aggregate geschlossen oder geöffnet werden. Weichen die Werte des RGA insbesondere im Bereich der Durchtrittsfrequenz deutlich von 1 ab, so ist eine Unabhängigkeit kaum gegeben: Das Öffnen und Schließen der Regelkreise eines Aggregats verändert den Betragsverlauf der Übertragungsfunktion eines anderen Aggregats deutlich ($|\underline{\underline{\mathbf{A}}})_{ii}(s_0)| = 10$ entspricht einer 20dB-Verstärkungsänderung im Übertragungsverhalten des unregulierten Aggregats i beim Ein- und Ausschalten der Regelung benachbarter Aggregate). Dies hat gerade im Bereich der Durchtrittsfrequenz der Regelung negative Folgen. Bei Aggregaten mit $(\underline{\underline{\mathbf{A}}})_{ii}(0) < 0^{26}$ liegen besonders ungünstige Verkopplungen vor: In solchen Fällen verändert sich durch das Einschalten der Regelkreise anderer Aggregate das Vorzeichen des Übertragungsfaktors. [SP96] zeigt, dass bei stabilem System $\underline{\underline{\mathbf{G}}}(s)$ und integraler Regelung in einem solchen Fall immer entweder Instabilität des Gesamtsystems oder des betroffenen Regelkreises vorliegt oder das System beim Öffnen des Regelkreises mit negativem RGA instabil wird. Bei Konstellationen mit $(\underline{\underline{\mathbf{A}}})_{ii}(0) < 0$ können die Regler der MFM somit nur unter starken Einschränkungen entwickelt werden, diese Konstellationen sind unbedingt zu vermeiden.

Beim Entwurf des mechatronischen Systems sollte darauf geachtet werden, dass im interessierenden Frequenzbereich $(\underline{\underline{\mathbf{A}}})_{ii}(s) \approx 1$ gilt. Dies ist insbesondere für die Versorgungsaggregate wichtig. Liegt eine solche Situation vor, so sind (im linearen Fall) keine Wechselwirkungen zwischen Reglern verschiedener MFM zu befürchten. Mit dem RGA lässt sich somit schon frühzeitig kontrollieren, ob eine gewählte Aggregatstruktur aus regelungstechnischer Sicht umsetzbar ist.

3.5 Entwurf der Informationsverarbeitung in Mikro- und Makrostruktur

3.5.1 Entwicklungsschritte für den Entwurf des OCM

Zum Abschluss des Kapitels 2 wurde im Abschnitt 2.3.3 die Bottom-Up-Entwicklung der IV-Module innerhalb der Makrostruktur der Informationsverarbeitung beschrieben. Auch zur Auslegung des OCM bietet sich ein definiertes Vorgehen an. Wie beim Entwurf von Regelungs-

²⁶Für $s = 0$ ist das RGA ebenso wie Übertragungsfunktionen reell!

und Steuerungssystemen in der Regelungstechnik und Mechatronik üblich, erfolgt die Auslegung modellgestützt. In dieser Arbeit wurde das in Abbildung 3.9 abgebildete 4-schrittige Vorgehen gewählt:

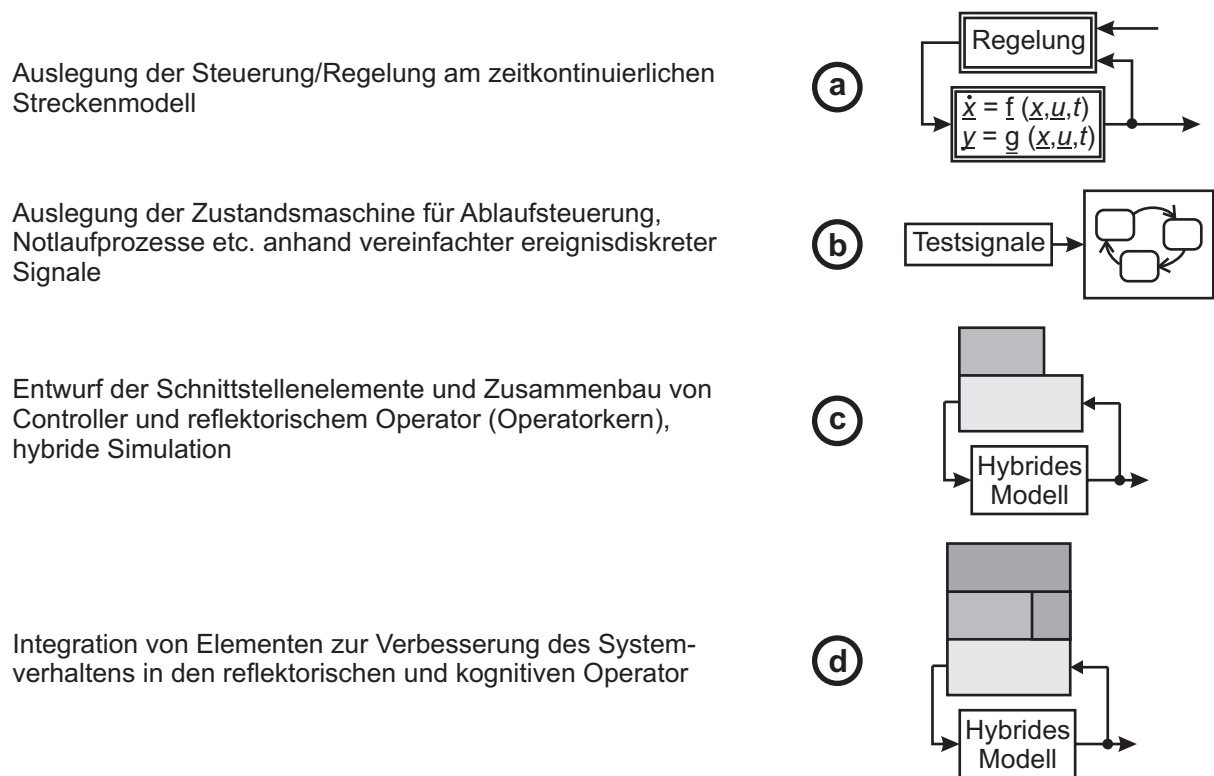


Abbildung 3.9: Vorgehen beim Entwurf der Informationsverarbeitung - Mikrostruktur

(a) - Auslegung der zeitdiskreten Regelung/Steuerung Die Aufgabe des ersten Entwicklungsschritts liegt in der Ausarbeitung des Controller-Regelungskerns. Grundsätzlich kann sich dieser aus verschiedenen separaten Reglern oder Steuerungen zusammensetzen. Daher muss zunächst festgelegt werden, welche unterschiedlichen Betriebszustände es gibt und ob in Abhängigkeit dieser Zustände unterschiedliche Regler zum Einsatz kommen sollen. Die Definition der Betriebszustände erfolgt dabei überschlüssig und ausschließlich in Hinblick auf die zu entwickelnden Regler. Die vollständige Zustandssteuerung wird erst im nächsten Schritt ausgearbeitet, da sich Übergangverhalten, Zeitschranken und mögliche Signale zur Definition von Übergängen anhand von Simulationen mit den ausgelegten Reglern besser bestimmen lassen als durch Simulationen am Modell alleine oder auch eine rein abstrakte Systemanalyse. U.U. deuten auch erst Simulationen anhand eines Reglers darauf hin, dass in bestimmten Situationen ein zweiter Regler mit anderer Struktur sinnvoll wäre.

Sollen unterschiedliche Regler für verschiedene Betriebszustände zum Einsatz kommen, so werden diese separat ausgelegt. Die Auslegung umfasst den Reglerentwurf ebenso wie die Parametrisierung anhand von z.B. Polvorgabe, Loop-Shaping oder auch Optimierungsverfahren. Letztere haben sich in der Praxis aufgrund der Möglichkeit, Zielkriterien anschaulich formulieren und speziell an das Problem anpassen zu können, besonders bewährt (siehe z.B. [Mün03]). Die Auslegung der Regelung sollte für den Betriebszustand des jeweiligen Reglers erfolgen. Hierzu werden in diesem Schritt dynamische Wechselwirkungen zwischen dem betrachteten Aggregat und dem zugehörigen Versorgungsaggregat vernachlässigt. Die Versorgungsaggregate werden als „ideale“ Versorger angesetzt und auf den für den Betriebszustand des Reglers definierten Zielzustand gesetzt.

Bei der Beschreibung des Vorgehens zum Auslegen der Informationsverarbeitung in der Makrostruktur wurde deutlich, dass bei der Auslegung eines höher in der Makrohierarchie befindlichen OCM unterlagerte OCM Bestandteil der Regelstrecke des überlagerten OCM sind. Damit enthält das Modell zur Auslegung des überlagerten OCM neben den kontinuierlichen Streckenmodellen und den zeitdiskreten Regelungsanteilen auch ereignisdiskrete Elemente der unterlagerten reflektorischen Operatoren. Dies erschwert die Auslegung der Regelung ungemein. Es bietet sich daher an, die Streckenmodelle auf die kontinuierlichen Modellanteile des physikalischen Systems und die zeitdiskrete Regelung und Steuerung der unterlagerten Controller zu begrenzen. Die Regelung kann dann anhand von zeitkontinuierlichen Modellen ausgelegt werden. Da ein unterlagerter Controller u.U. mehrere Regler umfasst, zwischen denen durch die Zustandssteuerung umgeschaltet werden kann, entstehen für die Auslegung der Regler des überlagerten OCM für jede Konfiguration unterschiedliche Modelle. Hier zeigt sich der Vorteil der auf Seite 38 genannten Idee, einen Umschaltprozess als eigenen Reglerblock aufzufassen: Auf diese Weise kann anhand dieses Blocks auch für den entsprechenden Umschaltprozess der Stabilitätsnachweis geführt werden.

(b) - Auslegung der Zustandssteuerung Ausgehend von den im ersten Schritt bestimmten Betriebszuständen wird im zweiten Schritt die Zustandsmaschine für die Zustandssteuerung des reflektorischen Operators entwickelt. Zu berücksichtigen sind neben den Betriebszuständen der Regler auch mögliche Fehlerzustände und die Anfahr- und Ausschaltprozesse. Erfahrungen aus Schritt (a) fließen in die Entwicklung der Zustandsmaschine ein.

Für die Auslegung der Zustandsmaschine kann in diesem Schritt auf eine Anbindung des Controllers und des Streckenmodells verzichtet werden. Ereignisse und Zustandssignale, die Eingänge in die Zustandsmaschine bilden, werden im Rahmen einer Simulation von außen vorgegeben. Da die Zustandssteuerungen für Prototypen in der Entwicklungsphase aufgrund einer überschaubaren Zahl von Zuständen noch recht gut zu überblicken sind, reicht diese simulative Kontrolle zur Absicherung der Funktionalität der Zustandsmaschine aus.

(c) - Zusammenbau von Controller und reflektorischem Operator Nach ihrer separaten Auslegung werden Controller und Zustandssteuerung im dritten Schritt zusammengeführt. Hierzu muss der Operator Kern um Bahngeneratoren und Überwachungselemente für Messsignale und Controllerausgänge ergänzt werden. Darüber hinaus werden in diesem Schritt auch Versorgungsaggregate bei der Untersuchung berücksichtigt. Erst durch diese Berücksichtigung kann die Funktion des Operator Kerns mit all ihren Auswirkungen auf den kontinuierlichen Regelungsprozess erfasst werden.

Durch das Zusammenführen von Controller und reflektorischem Operator entsteht ein hybrides System mit zeitkontinuierlichen und ereignisdiskreten Elementen. Untersuchungen an hybriden Systemen erfolgen in der Praxis üblicherweise anhand von hybriden Simulationen (siehe z.B. [BWSS98], [Bru05]). Dieses Vorgehen wird auch in dieser Arbeit genutzt. Dabei sind eine Reihe unterschiedlicher Aufgaben im Rahmen dieses dritten Schritts zu bearbeiten:

- Entwicklung der Schnittstellenelemente und Kontrolle ihrer Funktion
- Überprüfung der in Schritt (b) entwickelten Zustandssteuerung insbesondere in Hinblick auf das dynamische Systemverhalten (z.B. unter der Fragestellung „Sind gewählte Zeitschranken ausreichend?“) und das Zusammenspiel mit Operatoren von zugeordneten Versorgungsaggregaten und unterlagerten MFM
- Absicherung der Systemstabilität in Hinblick auf die Reglerkonfiguration

Obwohl der letzte Punkt für die Systemfunktion im Allgemeinen von besonderer Bedeutung ist, muss er nicht in jedem Fall untersucht werden:

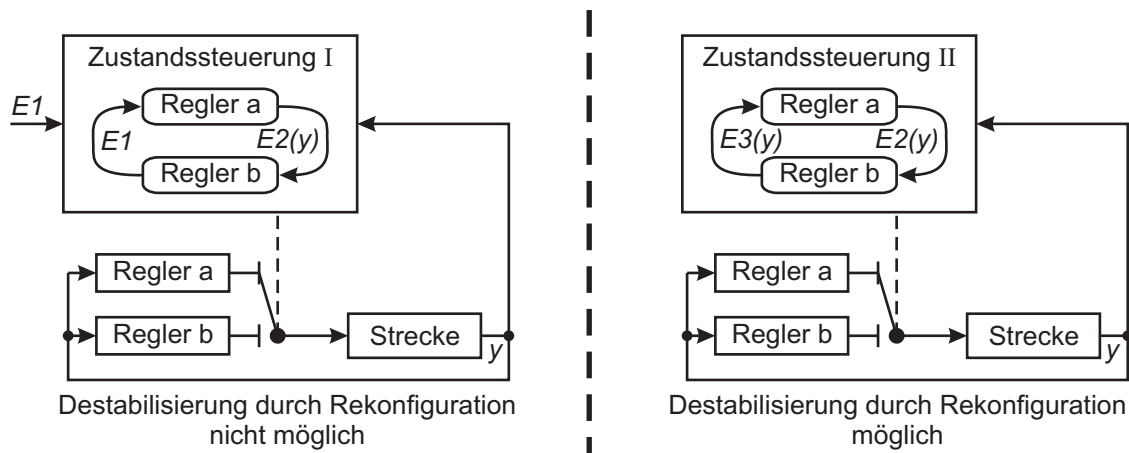


Abbildung 3.10: Destabilisierung durch Rekonfiguration in Abhängigkeit von der Struktur der Zustandssteuerung

Bei hybriden Systemen ist bekannt, dass die Regelstrecke auch unter Verwendung von stabilisierenden Teilreglern innerhalb des Controllers alleine durch das Umschalten zwischen den Reglern durch Rückkopplung zwischen Umschaltung und Regelung destabilisiert werden kann. Dies ist jedoch nicht immer der Fall. Abbildung 3.10 zeigt ein Beispiel mit zwei stabilisierenden Reglern a und b, zwischen denen jeweils durch die Zustandsmaschinen I und II umgeschaltet wird. Der Übergang zwischen den den Reglern zugeordneten Zuständen wird durch Ereignisse getriggert, die entweder von außen vorgegeben und so prozessunabhängig sind (Ereignis E_1) oder aber aus der Regelgröße y generiert werden (Ereignisse $E_2(y)$ und $E_3(y)$). Bleibt im Fall I E_1 ungetriggert, so erfolgt keine Umschaltung, Regler b bleibt im Eingriff, das System bleibt stabil. Im Fall II hingegen kann das Gesamtsystem durch wechselweises Schalten von $E_2(y)$ und $E_3(y)$ destabilisiert werden. In dieser Arbeit werden nur Zustandsmaschinen des Typs I verwendet, so dass die Destabilisierung durch eine Rückkopplung zwischen Reglerumschaltung und Regelung kein Problem darstellt.

Grundsätzlich lässt sich das hier vorgestellte Vorgehen auch auf Systeme mit Zustandsmaschinen des Typs II übertragen. In diesem Fall ist zu berücksichtigen, dass es nach den Ausführungen in Abschnitt 3.3.2 nicht Aufgabe des Operators ist, hochdynamische Umschaltungen vorzunehmen. Bei „langsamer“ Umschaltung lässt sich zeigen, dass bei asymptotischer Stabilität der Teilregler auch das rekonfigurierende System asymptotisch stabil ist [Hes04].²⁷ Die Auslegung der Regler kann in diesem Fall separat erfolgen, für die Umschaltung muss nur die ausreichende Langsamkeit nachgewiesen werden.

(d) - Verbesserung des Systemverhaltens über reflektorischen und kognitiven Operator Im letzten Schritt können Elemente zur Verbesserung der Funktion von Teilaggregaten und Gesamtsystem je nach Komplexitätsgrad im reflektorischen oder im kognitiven Operator

²⁷Die Rekonfiguration der Regler über den Zustandsautomaten ähnelt der Problemstellung, die in den letzten Jahren intensiv im Rahmen der hybriden Regelungstechnik untersucht wurden [HM02], [Hes04]. Grundsätzlich ist die Stabilität der rekonfigurierenden Regelung nicht für jede Form der Umschaltung gegeben, auch wenn die einzelnen Regelsysteme asymptotisch stabil sind. Für ein rekonfigurierendes, *geregeltes* System mit den linearen, asymptotisch stabilen Teilsystemen $\dot{x} = \underline{A}_\sigma(x)$ und dem stückweise konstanten Umschaltensignal $\sigma(t)$, für dessen Transitionsmatrix $\underline{\Phi}(t, \tau)$ aufgrund der asymptotischen Stabilität $\|\underline{\Phi}(t, \tau)\| \leq \mu \exp(-\lambda_0(t - \tau))$ gilt, lässt sich aber zeigen, dass es bei einer minimalen Zeit zwischen zwei Umschaltzeitpunkten $\tau \geq \frac{\log \mu}{\lambda_0 - \lambda}$ selber auch asymptotisch stabil ist. $\lambda \in (0, \lambda_0)$ bildet eine Stabilitätsreserve [Hes04].

integriert werden. Hier lohnt sich gegebenenfalls zunächst eine Erprobung der zur Verbesserung verwendeten Elemente an vereinfachten Modellen ohne Berücksichtigung der Zustandssteuerung und der vollständigen Systemdynamik.

3.5.2 Entwurf des OCM in der Makrostruktur

Die vier beschriebenen Schritte zur Ausarbeitung der OCM untergliedern das Vorgehen zur Entwicklung der Informationsverarbeitung in der Makrostruktur. In jedem *Hauptschritt* nach Abbildung 2.15 können prinzipiell alle vier *Teilschritte* nach Abbildung 3.9 durchlaufen werden, die Bedeutung der Teilentwicklungsschritte variiert jedoch mit dem aktuellen Hauptschritt. So sind Änderungen am Operator Kern des reflektorischen Operators in späteren Hauptschritten wenn überhaupt nur in kleinem Umfang notwendig, insofern die Überwachung des Systemverhaltens nach den Ausführungen in Abschnitt 3.3.2 auf einfache Plausibilitäts- und Grenzbetrachtungen beschränkt bleibt.²⁸ Insbesondere die Zustandssteuerung wird praktisch nicht verändert. Adaptions- oder Optimierungsalgorithmen zur Verbesserung des Systemverhaltens in Schritt (d) können hingegen u.U. erst nach einem Einbau des Aggregats im Rahmen der Untersuchungen des Gesamtsystem entwickelt und getestet werden.

3.5.3 Auslegung der Regler in der verallgemeinerten Kaskade

Nach der Diskussion des grundsätzlichen Vorgehens bei der Auslegung der OCM in der Makrostruktur soll in diesem Abschnitt aufgrund ihrer besonderen Bedeutung für mechatronische Systeme noch einmal ein genauerer Blick auf das in dieser Arbeit verwendete Vorgehen zur Auslegung einer verallgemeinerten Kaskade geworfen werden.

Vor dem eigentlichen Entwurf wird anhand des in Abschnitt 3.4.2 vorgestellten RGA am linearisierten Gesamtmodell kontrolliert, ob eine modulare Entwicklung der Regelung möglich ist bzw. wie stark die MFM untereinander verkoppelt sind. Das Gesamtmodell umfasst die Regelstrecke, die durch die verallgemeinerte Kaskade geregelt werden soll. Bei starker Kopplung sollte entweder eine Änderung des mechanischen Aufbaus in Betracht gezogen oder auf eine separate Entwicklung der MFM-Regelungen verzichtet werden. Sind die MFM nur schwach verkoppelt, so kann das hier beschriebene Vorgehen angewendet werden.

Im ersten Schritt werden die Regler der unterlagerten MFM entworfen. Dieser Entwurf erfolgt für das *ausgebaute* MFM. Dabei war es Ziel dieser Arbeit, über die Regelung ein möglichst lineares Verhalten zu erzielen. Das Übertragungsverhalten der unterlagerten MFM wird dabei so eingestellt, dass das geregelte MFM wie ein Filter für die überlagerte Regelung wirkt. Die Parametrisierung der MFM Regler erfolgt über eine Optimierung am identifizierten Modell. Nach Inbetriebnahme wird das Übertragungsverhalten des realen Systems kontrolliert.

Im nächsten Schritt werden die Modelle der unterlagerten MFM in das Modell des überlagerten Aggregats integriert. Anhand dieses Modells werden die Parameter der MFM-Regler unter Verwendung der schon im vorigen Schritt benutzten Zielkriterien nachoptimiert. Dieser Schritt ist notwendig, da sich das Verhalten der MFM einerseits aufgrund des Einbaus und der damit verbundenen Streckenänderung ändert, andererseits nach den Ausführungen in Abschnitt 3.4.2.1 Wechselwirkungen zwischen den Reglern verschiedener MFM auftreten. Auch dieser Schritt kann am realen System nachkontrolliert werden.

²⁸Werden jedoch Fehlermodelle zur Kontrolle des Systemverhaltens eingesetzt, so ist die Überwachung in jedem Hauptentwicklungsschritt nach Änderung der Controllerparameter an die veränderte Systemdynamik anzupassen. Dies führt bei der Prototypen-Entwicklung, bei der die grundsätzliche Funktion eines Systems nachgewiesen werden soll, schnell zu unnötigem Implementierungs- und Anpassungsaufwand.

Die Schritte drei und vier des in Abbildung 2.15 beschriebenen Vorgehens können direkt auf die verallgemeinerte Kaskade angewendet werden: Die überlagerte Regelung wird zunächst unter Beibehaltung der im zweiten Schritt bestimmten Regelparameter für die unterlagerten MFM ausgelegt. Zur Auslegung wird wiederum ein Optimierungsverfahren verwendet. Bei der Optimierung am Modell bietet es sich dabei an, die unterlagerten Modelle gegebenenfalls mit ihren Reglern zusammenzufassen und zu vereinfachen. Im letzten Schritt können alle Parameter, auch die der Regler unterlagerter MFM, bei einer finalen Optimierung freigegeben werden.

Kapitel 4

Informationsverarbeitung für Federung und Versorgung des Railcabs

Dieses Kapitel widmet sich der Informationsverarbeitung der Railcab-Sekundärfederung und der zugehörigen Versorgung, die unter Verwendung der in den beiden vorigen Kapiteln beschriebenen Strukturierungswerkzeuge entwickelt wurde. Die Beschreibung orientiert sich an dem in den Abschnitten 2.3.3 und 3.5.1 vorgestellten Vorgehen zum Entwurf in Makro- und Mikrostruktur: Zunächst wird im Rahmen eines Top-down Ansatzes mittels Bewegungsfunktionen die Makrostruktur der Informationsverarbeitung bestimmt, die im Anschluss bottom-up ausgearbeitet wird.

Als Grundlage für die Bewegungsfunktionsanalyse wird auf den folgenden Seiten nach einer knappen Diskussion etablierter passiver und aktiver Federungstechnik für Schienenfahrzeuge zunächst das Federungssystem des Railcabs und seine Versorgungsaggregate beschrieben.

4.1 Federung und Versorgung des Railcabs

4.1.1 Passive und aktive Federungssysteme von Schienenfahrzeugen

Aufbau passiver Federungssysteme Federungssysteme moderner Passagierzüge werden zweistufig ausgeführt: Zur Primärfederung sind die Radsätze federnd im Drehgestell gelagert. Hierfür kommen häufig Stahlfedern mit oberhalb und unterhalb angeordneten Gummimetallelementen zum Einsatz, die zum Teil durch Dämpfer ergänzt werden [DA88], [Hai02]. Die Sekundärfederung zwischen Drehgestell und Fahrzeugaufbau wird durch Schraubenfedern, Luftfedern oder einer Kombination von beiden (z.B. im GSI Metroliner) sowie hydraulischen Dämpfern realisiert. Die Anordnung und Ausführung der Federungselemente unterschiedlicher Drehgestelle variiert deutlich. Abbildung 4.1 zeigt als Beispiel das Drehgestell SGP 300, das insbesondere in Österreich, Tschechien und Griechenland eingesetzt wird.

Die Federungswirkung des Rad-Schiene-Kontakts kann praktisch vernachlässigt werden. Seine Steifigkeit ist im Verhältnis zu den Steifigkeiten der Primär- und Sekundärfederung sehr hoch. Nach [Wie05] berechnet sich die Kontaktsteifigkeit zu

$$K_c = \frac{3}{2\xi} \left[\left(\frac{4}{3} \frac{E}{1-\nu^2} \right)^2 F_{stat} \frac{4R_w R_R}{R_w + R_R} \right]^{1/3} \quad (4.1.1)$$

R_R bezeichnet den Krümmungsradius der Schiene im Berührungspunkt, R_w den Radradius, F_{stat} die statische Radlast, E das Elastizitätsmodul und ν die Querkontraktionszahl von Stahl. ξ ergibt sich aus der Theorie der Hertzschen Pressung. Für das Railcab mit einer Masse von ca. 1200kg und einem Radradius von $R_w = 100\text{mm}$ auf Schienen S10 ($R_R \approx 4\text{mm}$, Schätzung nach [Kl05])

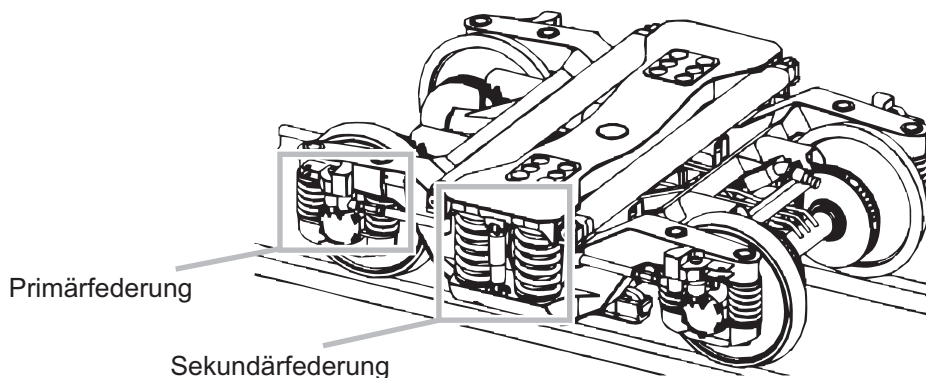


Abbildung 4.1: Primärfederung und Sekundärfederung des Drehgestells SGP300 nach [Hai02]

ergibt sich für (4.1.1) mit $\xi = 1,9$ eine Steifigkeit von $K_c = 1,09 \cdot 10^5$ kN/m. Die Steifigkeit des Pneus eines Kfz mit vergleichbarer Masse liegt in der Größenordnung von 200 kN/m [Hes00].

Aufgaben von Federungssystemen: Komfort und Fahrsicherheit Primär- und Sekundärfederung kommen unterschiedliche Aufgaben zu: Die Fahrsicherheit wird über die Primärfederung gewährleistet, während die Sekundärfederung den Komfort bestimmt [Hec05]. Gleichzeitig reduziert die Primärfederung die Übertragung von Schwingungen auf den Fahrzeugaufbau [DA88].

Unter Fahrsicherheit ist bei Schienenfahrzeugen im Wesentlichen Entgleisungssicherheit zu verstehen, wobei grundsätzlich unterschiedliche Entgleisungsarten möglich sind (z.B. Entgleisung durch das Aufklettern des Spurkranzes oder durch die Querverschiebung des Schienenrosts). Für alle spielt das Verhältnis L/V der auf den Radsatz wirkenden Querkräfte L zu den Vertikalkräften V eine wesentliche Rolle [DA88], so dass die Primärfederung für die Fahrsicherheit wie beim Kfz für geringe Radlastschwankungen zu sorgen hat. Hochfrequente hohe L/V -Werte führen jedoch nicht zu Problemen, erst bei anhaltend hohen L/V -Werten für länger als 0,3s kann es zu Aufklettern des Spurkranzes u.a. kommen. Dominant bzgl. der Fahrsicherheit ist die Primärfederung in Quer- und Längsrichtung [PGMH04], die wesentlich für eine gute Einfahrt in Kurven ist [DA88].

Der Fahrkomfort bezeichnet nach DIN ENV 12299 [DIN99] die „komplexe Empfindung, die während der Einwirkung von Schwingungen und/oder Trägheitskräften über Ganzkörperübertragung wahrgenommen wird, die durch die Bewegungen des Wagenkastens des Eisenbahnfahrzeuges entsteht“. Er wird durch Messung und Bewertung von Beschleunigungen am Wagenkasten bestimmt. Dabei werden Frequenzen zwischen 0,4Hz und 100Hz in der Auswertung berücksichtigt. Hierzu definiert die DIN ENV 12299 ein Bandpassfilter $W_a(s)$ vierter Ordnung für die Anwendung auf die Beschleunigungsmesssignale. Da die Wirkung der Beschleunigung auf den Menschen von der Frequenz der Beschleunigungsschwingung abhängt, werden die Messsignale darüber hinaus mit Gewichtungsfiltren bewertet. Horizontal- und Vertikalschwingungen unterscheiden sich dabei deutlich, so dass DIN ENV 12299 zwei separate Filter $W_b(s)$ und $W_d(s)$ definiert. Abbildung 4.2 zeigt die zur Bewertung auf die gemessenen Beschleunigungssignale anzuwendenden Filter $W_a(s)$ $W_b(s)$ für vertikale Schwingungen und $W_a(s)$ $W_d(s)$ für horizontale Schwingungen. Während horizontale Schwingungen ab ca. 2Hz an Bedeutung verlieren, spielen bei vertikalen Schwingungen höhere Frequenzen zwischen 4Hz und 16Hz die dominante Rolle.

Im Vergleich zur Bewertung von Vertikalschwingungen im Automobilbau werden höherfrequente Schwingungen bei Schienenfahrzeugen stärker gewichtet. Abbildung 4.2 stellt zum Vergleich die

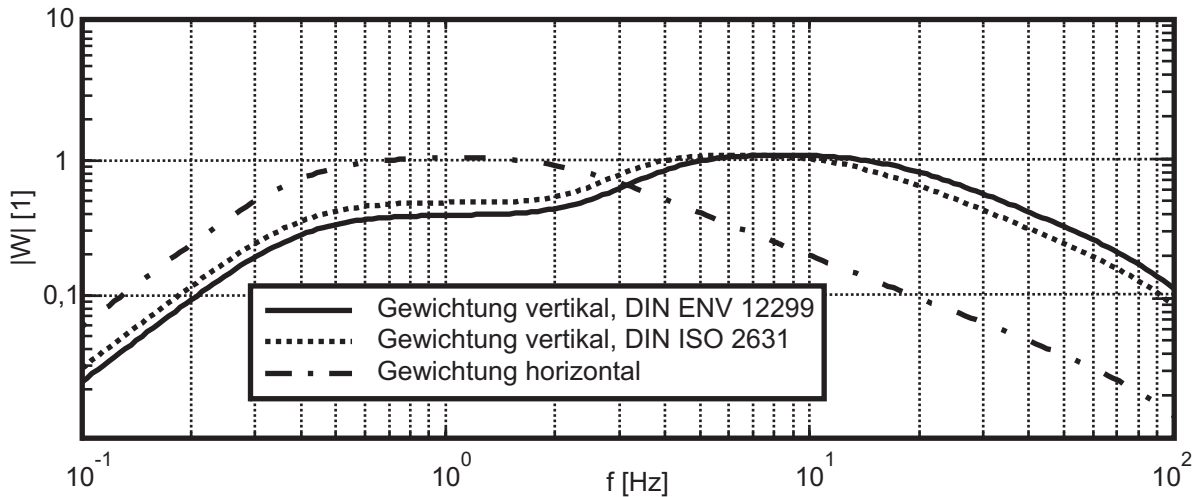


Abbildung 4.2: Gewichtungsfiler für horizontale und vertikale Beschleunigungsmesssignale zur Komfortbewertung nach DIN ENV 12299 und DIN ISO 2631-1

bei der Bewertung von Vertikalschwingungen im Automobil gebräuchliche Bewertung mittels eines Filters $W_a(s)W_k(s)$ nach ISO 2631, Teil 1 [ISO97] dar.

Aktive Federungssysteme - Klassifizierung und Funktionen Federungssysteme moderner Hochgeschwindigkeitszüge haben heute einen hohen Stand an Fahrkomfort und Fahrsicherheit erreicht. Diese rein passiven Systeme sind allerdings an ihre physikalischen Grenzen gestoßen [Hac99]. Weitere Verbesserungen lassen sich nur unter Verwendung von aktiven Elementen erzielen. Aktive Federungssysteme für Schienenfahrzeuge sind seit Anfang der 70er Jahre Gegenstand der Forschung.

Da der Nutzen einer aktiven Primärfederung in vertikaler Richtung gering bleibt [Goo97], beschränken sich die Untersuchungen auf dem Bereich der aktiven Primärfederungssysteme praktisch ausschließlich auf die für die Fahrsicherheit dominanten Horizontalfreiheitsgrade.²⁹ Arbeiten auf diesem Gebiet lassen sich unter dem Schlagwort „Aktive Spurführung und Lenkung“ zusammenfassen [MG00], [PGMH04] und werden im Railcab über das Spurführungsmodul realisiert. Sie sollen hier nicht weiter behandelt werden.

Auf dem Bereich der aktiven Sekundärfederungssysteme sind in den letzten Jahren unterschiedlichste Lösungsansätze entwickelt worden. Um der Vielzahl der unterschiedlichen Systeme Herr zu werden, ist eine Klassifizierung entstanden, die Federungssysteme nach den aktuierten Freiheitsgraden, der Art und Bandbreite des Regelungseingriffs sowie der Art der verwendeten Aktorik einteilt [Goo97]. Bezüglich Art und Bandbreite des Regelungseingriffs werden semiaktive und vollaktive Federungssysteme unterschieden. Bei semiaktiven Federungssystemen erfolgt der Regelungseingriff über die Veränderung der passiven Feder-Dämpfer-Parameter. Eine zusätzliche Energiezufuhr ist nicht erforderlich. Vollaktive Federungssysteme verfügen über eine externe Energieversorgung. Aktoren ergänzen oder ersetzen passive Federungselemente (Abbildung 4.3).

Vollaktive Federungssysteme³⁰ können mit hoher Bandbreite ausgeführt werden, so dass das dynamische Verhalten des geregelten Systems von der Regelung dominiert wird. Bei Systemen

²⁹Eine Ausnahme bilden hier z.B. die am Fraunhofer Institut [MK96] durchgeführten theoretischen Untersuchungen zum Ausgleich von Radunrundheiten über eine zusätzliche Resonatormasse.

³⁰Die Einteilung in vollaktive Systeme niedriger und hoher Bandbreite ähnelt der in der Kfz-Technik üblichen Einteilung in teilaktive und vollaktive Federungssysteme [Str96], ist aber nicht mit ihr gleichzusetzen: So regeln im Automobilbau teilaktive Federungssysteme die Dynamik des Fahrzeugaufbaus, was bei der Eisenbahn vollaktiven Federungssystemen mit hoher Bandbreite entspricht.

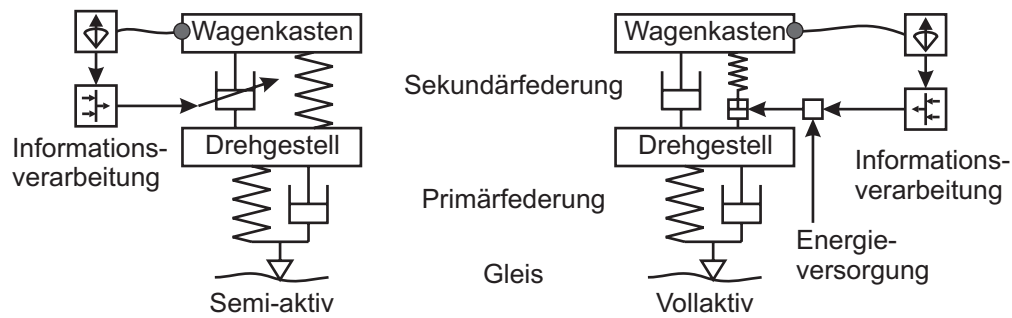


Abbildung 4.3: Semiaktive und vollaktive Sekundärfederung

mit niedriger Bandbreite liegt der Fokus der Aktuierung auf Funktionen wie Querzentrierung oder Niveauregulierung, das dynamische Systemverhalten wird von den passiven Bauelementen bestimmt.

Nach Goodall et al. [GK90] stellen sich für aktive Sekundärfederungssysteme im Wesentlichen vier Aufgaben:

- *Schwingungsverhalten/Dämpfung*: Aktive Federungssysteme können die dynamische Antwort des Wagenkastens auf Störanregungen aus dem Gleisbett verbessern, indem z.B. die aus Beschleunigungsmessungen gewonnene Geschwindigkeit des Wagenkastens bedämpft wird (dies wird als Sky-Hook-Regelung bezeichnet, siehe Abschnitt 4.4.4.4).
- *Neigen*: Aktives Kurvenneigen reduziert die auf die Fahrgäste wirkende stationäre Querbeschleunigung beim Durchfahren einer Kurve. Da diese die Geschwindigkeit in Kurven beschränkt, ermöglicht Kurvenneigen höhere Kurvengeschwindigkeiten (so genannte „bogenschnelle“ Fahrt).
- *Querzentrieren*: Das Fahrzeug kann in der Kurve zentriert werden, so dass ein Anlauf an die harten Endanschläge vermieden wird (so genanntes „Hold-Off“). Ein weiterer, für die Hersteller noch wichtigerer Gesichtspunkt ist die Möglichkeit, das verkleinerte Lichtraumprofil in den Kurven dazu zu nutzen, den Wagon breiter auszuführen [OH01].
- *Niveau-Regulierung*: Auch in vertikaler Richtung kann die aktive Federung das Fahrzeug beladungsunabhängig auf einem einheitlichen Niveau halten, so dass z.B. eine einheitliche Höhe beim Einsteigen in das Fahrzeug gegeben ist. Je nach Ausführung der Niveau-Regulierung ist es auch möglich, weichere Federn zu verwenden, da der Abstand zu Anschlägen in der Federung nicht mehr durch Zuladung verringert wird.

Fast alle genannten Funktionen lassen sich durch aktive Systeme mit niedriger Bandbreite realisieren. Lediglich die Verbesserung des Schwingungsverhaltens erfordert aktive Systeme hoher Bandbreite. Es ist somit nicht verwunderlich, dass sich bis heute weltweit praktisch ausschließlich Federungssysteme niedriger Bandbreite im Kundeneinsatz befinden. Dabei nimmt das Kurvenneigen bei aktiven Eisenbahn-Federungssystemen eine dominante Stellung ein. Es wird daher häufig als separates System behandelt, auch wenn es sich bei Neigesystemen prinzipiell um vollaktive Federungssysteme niedriger Bandbreite handelt.

Neigetechnik Neigetechnik-Züge sind heute vielfach im Einsatz, so z.B. in Italien, Spanien, Deutschland, den USA und Japan. Die Neigetechnik wird dabei in der Regel als separates Modul ausgeführt, das oberhalb oder unterhalb der „eigentlichen“ Sekundärfederung angeordnet ist. Abbildung 4.4 zeigt als Beispiel für ein Neigemodul ein System mit Pendelführung. Die von Pendeln, Wippe und Wagenkasten gebildete Viergelenk-Kette legt die Lage der Drehachse der Neigebewegung fest. Links ist die Neigetechnik oberhalb der Federn angeordnet, d.h. die

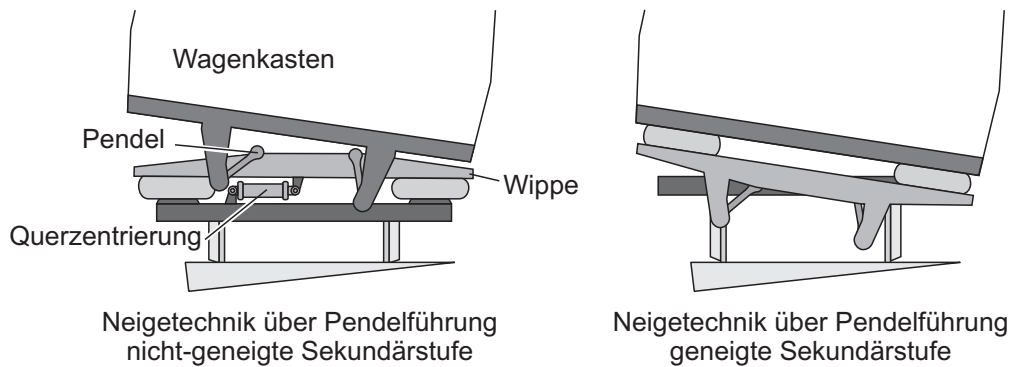


Abbildung 4.4: Beispiele für Neigesysteme mit separatem Neigemodul oberhalb und unterhalb der Luftfedern

sekundäre Federung bleibt ungeneigt. Ein solches Neigesystem wurde z.B. von der Firma Fiat mit hydraulischen Aktoren entwickelt und kam schon 1988 im „Pendolino“ zum Einsatz. Auch der ICE-T der DB AG verwendet diese Technologie. Bei Neigesystemen mit ungeneigter Sekundärstufe werden die aktiven Elemente der Neigetechnik vor Stößen aus dem Fahrwerk geschützt. Allerdings müssen die Federn bei dieser Anordnung die aufgrund der höheren Geschwindigkeiten in Kurven auftretenden erhöhten Querkräfte übertragen. Dies macht den Einsatz einer Querzentrierung notwendig, um eine Verringerung des Fahrkomforts aufgrund eines Anschlagens der Federn an seitliche Begrenzungen in den Kurven zu vermeiden. Hierzu kommt beim Pendolino ein pneumatischer Aktor zum Einsatz, der anhand der im Fahrwerk gemessenen unkompensierten Querbeschleunigung gesteuert betrieben wird. Eine Regelung der Querposition erfolgt nicht, um eine Veränderung der Quersteifigkeit zu vermeiden [CDR01].

Wird die Neigetechnik unterhalb der Sekundärfederung angeordnet, so kann das Systemdesign vereinfacht werden, die Querzentrierung wird unnötig (Abbildung 4.4, rechts). Der Nachteil dieser Systeme liegt in der deutlich höheren Belastung der aktiven Bauelemente. Entsprechende Systeme wurden z.B. von der Firma AEG für die Baureihe 611 mit elektromechanischen Aktoren und von der Firma ABB für den schwedischen X2000 mit hydraulischen Aktoren entwickelt.

Neben der Pendelführung sind auch andere Kinematiken zur Führung der Neigebewegung möglich. So ist z.B. auf der Shikoku-Linie der japanischen Eisenbahn seit 1990 ein Neigesystem der Firma Hitachi mit Rollenführung und pneumatischen Aktoren im Einsatz, aber auch in neueren Designs von FIAT-SIG wird eine Rollenführung an Stelle der Viergelenk-Führung verwendet. Andere Systeme verzichten auf separate Neigemodule. So nutzt die Serie 201 der japanischen Eisenbahn ein Neigesystem, bei der der Neigewinkel durch unterschiedliche Federsteifigkeiten in den Luftfedern erzielt wird.

Zur Ansteuerung der Neigetechnik wird in den meisten Neigetechniksystemen auf Beschleunigungssensoren und Gyroskope in den Drehgestellen zurückgegriffen, d.h. die Vorgabe des Neigewinkels erfolgt gesteuert als Vorgabe eines Verdrehwinkels zwischen Drehgestell und Wagenkasten [Goo97], [CDR01]. Signale des Leitfahrzeugs werden zur Vorausschau verwendet. Eine Ausnahme hierzu bildet das von Siemens SGP entwickelte Neigetechniksystem, das im ICE TD verbaut wurde. Hier werden Beschleunigungssignale und Gyroskope im Wagenkasten zur Detektion der Kurveneinfahrt und des erforderlichen Neigewinkels herangezogen [Rat00]. Die Neigesysteme der Firma Hitachi nutzen ein wissensbasiertes System, das gespeicherte Kurvendaten zur Steuerung des Neigewinkels nutzt. Die Position wird durch im Boden eingelassene Spulen ermittelt.

Einen guten Überblick über die Entwicklung von Neigetechnikzügen, aber auch über die im

Folgenden behandelten aktiven Federungssysteme findet sich in [Goo97], [GK02], [LH05]. Einen Überblick über die Entwicklung in Japan geben z.B. [TKS02] und [MS03].

Aktive Federungssysteme Auch auf dem Bereich der aktiven Sekundärfederungssysteme hat es eine rege Forschungstätigkeit gegeben. Obwohl dabei grundsätzlich Systeme für fast alle Freiheitsgrade (mit Ausnahme der Längsrichtung) entstanden sind, lässt sich doch eine eindeutige Konzentration auf die Querrichtung [TKS02], [LH05] feststellen. Eine der Ursachen hierfür liegt sicherlich im Schwingungsempfinden des Menschen (Abbildung 4.2): Während bei Schwingungen in Querrichtung schon bei tiefen Frequenzen deutlich wahrnehmbare Verbesserungen erreicht werden können, müssen Federungssysteme für Vertikalschwingungen Beschleunigungen höherer Frequenzen ab 5Hz reduzieren.

Trotz der intensiven Forschung und der damit verbundenen hohen Anzahl an entwickelten Systemen befindet sich bis heute auf Grund der hohen Lebensdauer von Eisenbahnfahrzeugen und den extremen Sicherheitsanforderungen weltweit praktisch kein aktives Federungssystem im Kundeneinsatz, das über die Neigetechnik hinausgeht. So wird in Europa lediglich die aktive Querzentrierung für Fahrzeuge mit nicht geneigter Sekundärstufe genutzt. Dieses System arbeitet wie oben beschrieben in der Regel gesteuert, ohne die Querfederungscharakteristik zu beeinflussen. Als einziges Land nutzt bisher Japan aktive Sekundärfederungssysteme höherer Bandbreite zur aktiven Dämpfung: Seit Dezember 2002 verbaut die *East Japan Railway Company* in den Shinkansen E2-1000 semiaktive und vollaktive Querfederungssysteme, in den Shinkansen 500 der *West* und 700 der *Central JRC* kommt eine semiaktive Querfederung zum Einsatz [MS03], [Eas05]. Die vollaktive Federung nutzt pneumatische Aktoren, ihre H_∞ -Regelung erfolgt separat für Quer- und Wendebewegung unter Verwendung von Querverschiebungssignalen und Beschleunigungsmesswerten in quer- und vertikaler Richtung [TKS02]. Die semiaktiven Federungen der 500 und 700 Shinkansen sind ähnlich. Sie nutzen schaltbare Dämpfer an Stelle der passiven Querdämpfer; Querschleunigungs- sowie Querverschiebungsmessungen bilden die Grundlage für die Regelung [TKS02].

Auf dem Bereich der Forschungssysteme stellte Hachmann 1999 ein besonders weit reichendes System vor [Hac99]. Im Rahmen einer Studie entwickelten die Firmen DaimlerChrysler, Mannesmann-Rexroth und Deutsche Bahn AG ein Drehgestell mit vollaktiver Sekundärfederung hoher Bandbreite auf Basis von Hydropneumaten. Aufbauend auf dem für den ICE entwickelten Hochgeschwindigkeitsdrehgestell HLD-K wurden in diesem Drehgestell HLD-KA praktisch alle passiven Elemente der Sekundärfederung ersetzt. An die Stelle der vier passiven Sekundärfedern traten einseitig wirkende Zylinder, die über Drosseln mit gasgeladenen Druckspeichern verbunden und über Servoventile aktuiert wurden. Die Queraktuierung erfolgte über zweiseitig wirkende Zylinder an Stelle der Querdämpfer mit einem zu den Vertikalzylindern analogen Aufbau. Dieses System ermöglichte einen dynamischen Eingriff bis 5Hz in 5 der 6 Starrkörperfreiheitsgrade des Wagenkastens. Gleichzeitig konnte ein Neigungswinkel bis zu 3° eingestellt werden. Weitergehende Veröffentlichungen insbesondere zu Ergebnissen der Studie waren leider nicht zu finden. Es ist davon auszugehen, dass die Untersuchungen eingestellt wurden.

Ein besonderes Kennzeichen dieses Forschungsprojekts im Vergleich mit anderen Untersuchungen ist die hohe Integrationsdichte unterschiedlicher Funktionen, bei der Aktoren gleichzeitig für Federung, Querzentrierung und Neigen genutzt werden. Dies ermöglicht die Nutzung von Synergieeffekten, macht aber eine gleichzeitige Auslegung aller Komponenten und Regelungsfunktionen notwendig. Für die Sekundärfederung des Railcabs wurde ein System entwickelt, das noch konsequenter als das Drehgestell HLD-KA eine einheitliche und kompakte Aktuierung aller Freiheitsgrade ermöglicht. Mit dem Railcab-Federungssystem ist es weltweit erstmals möglich, alle sechs Raumfreiheitsgrade aktiv zu bedämpfen.

4.1.2 Das Railcab - Federungssystem

Konzept Anders als die bisher beschriebenen Federungssysteme, die für konventionelle große und verhältnismäßig schwere Schienenfahrzeuge mit Drehgestellen entwickelt wurden, muss die Railcabfederung Fahrkomfort und Fahrsicherheit für ein sehr viel kleineres und leichteres Fahrzeug gewährleisten. Die geringe Fahrzeugmasse gestaltet insbesondere die Komfortabstimmung sehr viel schwieriger als bei schweren Fahrzeugen. Aus diesem Grund wurde bei der Entwicklung von vornherein auf aktive Federungssysteme gesetzt. Abbildung 4.5, links, stellt den Grundaufbau des Railcab-Federungssystems dar.

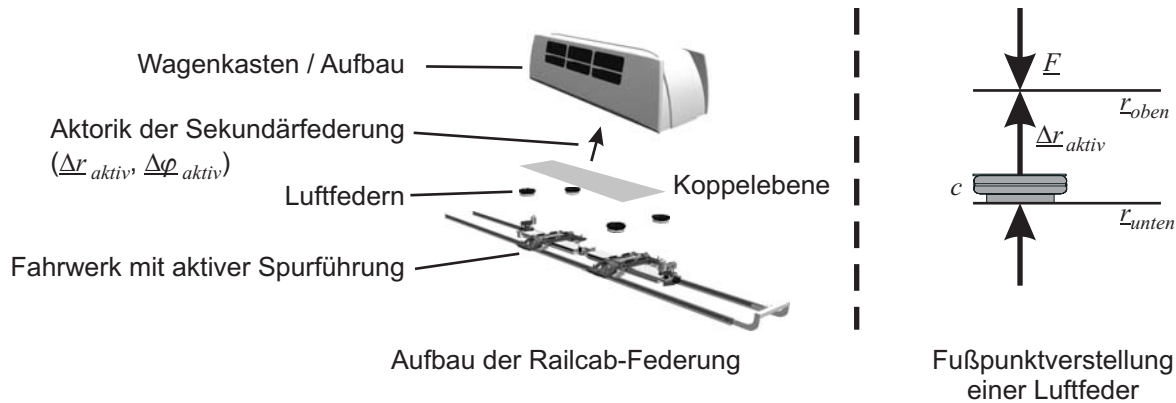


Abbildung 4.5: Konzept des Railcab-Federungssystems

Für die Primärfederung kommt eine aktive Spurführung auf Basis einer Drehschemellenkung mit Losradsätzen zum Einsatz, die die Fahrsicherheit gewährleistet, aber auch den Fahrkomfort in Querrichtung durch das Vermeiden von Querstößen bei Spurkranzanlauf und den bei Losrädern nicht vorhandenen Sinuslauf verbessert [EHO03]. Da die für den Antrieb verwendeten Linearmotoren einen definierten Luftspalt zwischen Schiene und Fahrwerk erfordern und für den Testbetrieb im Maßstab 1:2,5 ohnehin nur geringe Geschwindigkeiten bis zu 36km/h vorgesehen sind, wurde auf weitere passive Primärfederungselemente im Prototypenfahrzeug verzichtet; die Losradachsen sind abgesehen von der Schemellenkung starr im Fahrwerk verbaut. Das Fahrwerk bildet damit eine starre dynamische Einheit, deren Dynamik von aktiver Spurführung und Linearmotor bestimmt wird. Rückkopplungen zwischen Sekundärfederung und passiven Elementen des Fahrwerks können somit nicht auftreten.

Die Sekundärfederung ist als vollaktive Federung hoher Bandbreite mit hydraulischen Aktoren für alle Starrkörper-Freiheitsgrade ausgeführt. Fahrwerk und Fahrzeugaufbau sind dabei ausschließlich über Luftfedern miteinander verbunden. Andere Kraft-übertragende Elemente wie z.B. Lenker oder Dämpfer gibt es nicht. Die notwendige Dämpfung der Resonanzschwingungen wird aktiv über hydraulische Zylinder realisiert, die oberhalb der Luftfedern angeordnet sind. Durch den Verzicht auf Dämpfer kann die Übertragung von hochfrequenten Schwingungen auf den Aufbau auf ein geringes Maß reduziert werden, Effekte wie dynamische Verhärtung von Dämpfern aufgrund von hydraulischer Induktivität sowie Reibung, z.B. im hydraulischen Zylinder eines aktiven Hydropneumaten wie bei [Hac99], können nicht mehr auftreten. Aufgrund einer vorhandenen Grunddämpfung gewährleisten die Luftfedern gleichzeitig eine gewisse Notlauf-Dämpfung.

Die aktive Dämpfung beruht auf dem Prinzip der Feder-Fußpunktverstellung (Abbildung 4.5, rechts). Ist eine Feder der Steifigkeit c zwischen die Koppelpunkte r_{oben} und r_{unten} gespannt, so erzeugt sie bei einer Bewegung der Punkte die Kraft $\underline{F} = -c (r_{oben} - r_{unten})$. Über das Einprägen

einer zusätzlichen aktiven Verschiebung kann eine zusätzliche Kraft erzeugt werden:

$$\begin{aligned} \underline{F} &= -c(\underline{r}_{\text{oben}} - \underline{\Delta r}_{\text{aktiv}} - \underline{r}_{\text{unten}}) = -c \left(\underbrace{\underline{r}_{\text{oben}} - \underline{r}_{\text{unten}}}_{\underline{\Delta r}_{\text{passiv}}} - \underline{\Delta r}_{\text{aktiv}} \right) \\ &= -c \underline{\Delta r}_{\text{passiv}} + \underbrace{c \underline{\Delta r}_{\text{aktiv}}}_{\underline{F}_z} \end{aligned} \quad (4.1.2)$$

Die zusätzliche Kraft \underline{F}_z kann genutzt werden, um das System zu bedämpfen. Grundsätzlich erfordert eine aktive Federung auf Basis einer Feder-Fußpunktverstellung somit zwei Grundaufgaben:

1. Ermitteln einer notwendigen Zusatzkraft bzw. relativen Verschiebung
2. Erzeugen einer zusätzlichen Verschiebung an einem Federkoppelpunkt (am Railcab dem oberen Koppelpunkt).

Im Fahrzeug ist dieses Konzept durch die Verschiebung der von den vier oberen Luftfeder-Koppelpunkten am Aufbau gebildeten (virtuellen) „Luftfeder-Koppelebene“ gegenüber dem Wagenkasten um einen Vektor $\underline{\Delta r}_{\text{aktiv}}$ und eine Verdrehung $\underline{\Delta \varphi}_{\text{aktiv}}$ umgesetzt (Abbildung 4.5, links). Durch Vorgabe geeigneter Vektoren können die Verschiebungen auch zum Neigen oder Zentrieren genutzt werden.

Durch die Anordnung der aktiven Elemente oberhalb der Luftfedern ähnelt die Railcab-Federung Neigesystemen mit nicht-geneigter Sekundärstufe. Ein wesentlicher Vorteil dieser Anordnung liegt im Schutz der aktiven Elemente vor Vibrationen und Stößen aus dem Fahrwerk. Nachteilig sind die hohen auf die Luftfedern wirkenden Querkräfte während Kurvenfahrt, die bei geneigten Sekundärstufen nicht auftreten. Für das Federungssystem des Railcabs muss allerdings berücksichtigt werden, dass die Luftfedern nicht nur Querkräfte bei Kurvenfahrt, sondern auch Antriebskräfte für Luftwiderstand und Längsbeschleunigung auf den Wagenkasten übertragen müssen. Längsbeschleunigungskräfte können durch geeignete Anfahr- und Bremsprofile gering gehalten und an dieser Stelle daher vernachlässigt werden. Kräfte durch den Luftwiderstand hingegen spielen je nach Geschwindigkeit eine erhebliche Rolle. Diese Kräfte können nicht durch ein Neigen des Fahrzeugs kompensiert werden. Zur Abschätzung der Bedeutung von Querschleunigung und Luftwiderstand liefert folgende Rechnung eine geeignete Grundlage: Die Auslenkung der Luftfedern durch die übertragenen Kräfte lässt sich in erster Näherung durch die Modellierung des Aufbaus als eine mit in Längs- und Querrichtung gleicher Steifigkeit federnd gelagerte Punktmasse m_A mit der Resonanzfrequenz ω_0 berechnen. Von Beschleunigungskräften verursachte Auslenkungen hängen nur von Beschleunigung a und ω_0 ab und sind somit unabhängig von der Fahrzeugmasse:

$$\Delta r_a = \frac{a}{\omega_0^2} \quad (4.1.3)$$

Für die durch den Luftwiderstand hervorgerufene Auslenkung ergibt sich

$$\Delta r_W = \frac{c_W A v^2}{m_A \omega_0^2} \quad (4.1.4)$$

mit Widerstandsbeiwert c_W , Fahrzeugstirnfläche A und Fahrzeuggeschwindigkeit v . Geht man von $c_W = 0,35 \text{ N s}^2/\text{m}^4$, $A = 6 \text{ m}^2$, $v = 160 \text{ km/h}$, $m = 5000 \text{ kg}$ für ein Railcab im Maßstab 1:1 aus und setzt für die Querschleunigung $a_q = 2 \text{ m/s}^2$ (dies entspricht in etwa der maximalen technisch möglichen Querschleunigung im Gleisbogen [SKL97]), so ergibt sich für eine Federungsabstimmung auf 1 Hz eine Auslenkung $\Delta r_a = 5 \text{ cm}$ und $\Delta r_W = 2 \text{ cm}$. Beide Auslenkungen liegen somit in derselben Größenordnung, wenn auch die Auslenkung durch die Querschleunigung deutlich größer ist. Sie sind für den praktischen Einsatz nicht akzeptabel.

Da dies auch für die nicht durch Neigung kompensierbare Auslenkung durch Windkräfte gilt, lohnt sich das Neigen der Sekundärfederung bzw. ein Einbau der Aktoren in Abbildung 4.5 unterhalb der Luftfedern nicht. Eine technische Lösung liegt im Einbau zusätzlicher Aktoren zwischen Fahrwerk und Aufbau analog zur in Abschnitt 4.1.1 beschriebenen Querzentrierung. Hierdurch wird allerdings das Gesamtsystem verkompliziert und darüber hinaus das ursprüngliche Federungskonzept durch erneutes Einführen reibungsbehafteter Komponenten zwischen Fahrwerk und Aufbau aufgehoben. Daher wird im Railcab ein anderer Weg beschritten: Durch eine härtere Abstimmung auf z.B. 3Hz können die Auslenkungen auf brauchbare Werte (6mm bei Querbeschleunigung und 2mm aufgrund von Windwiderstand) reduziert werden. Daher wird auch im Prototypen eine härtere Abstimmung verwendet.

Da keinerlei passive Federungselemente im Fahrwerk angeordnet sind und auch die Federsteifigkeit der Räder nach Gleichung (4.1.1) so groß ist, dass sie im Vergleich zur Federsteifigkeit der Sekundärfederung unberücksichtigt bleiben kann, kann sich die Betrachtung der Sekundärfederung auf Elemente oberhalb des Fahrwerks konzentrieren.

Mechanischer Aufbau und Anordnung der Aktoren der Sekundärfederung Die Realisierung der vollaktiven Sekundärfederung für das Federungsschema in Abbildung 4.5 zeigt Abbildung 4.6:

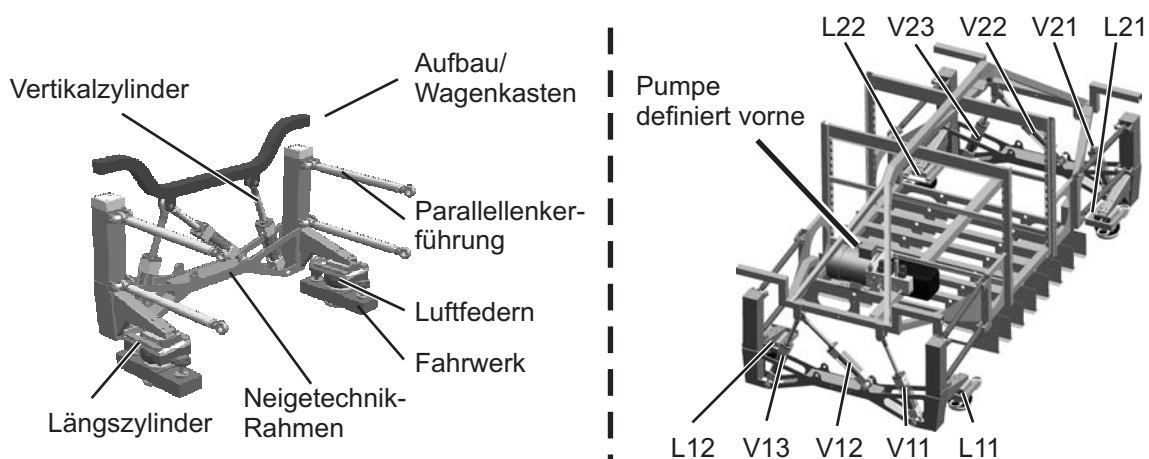


Abbildung 4.6: Aufbau der Sekundärfederung

Vier Einfalten-Bälge FS40-6 der Firma Conti verbinden Aufbau (bzw. Neigetechnik) und Fahrwerk. Der Fahrwerksrahmen (im Bild nicht dargestellt) ist innen hohl ausgeführt und dient als Zusatzvolumen (ca. 4l) für gleichzeitig jeweils zwei Luftfedern einer Fahrzeughälfte, ein Luftaustausch zwischen Luftfedern und Fahrwerksrahmen ist ungehindert möglich.

Da sich der auf den vier Luftfedern quasi „schwimmend“ gelagerte Aufbau in allen sechs Raumfreiheitsgraden bewegen kann, muss die Aktorik einen aktiven Eingriff in all diesen Freiheitsgraden ermöglichen. Dazu stehen 10 Differentialzylinder³¹ zur Verfügung, die Verschiebungen zwischen den oberen Luftfederkoppelpunkten und der Aufbaumasse erzeugen können.

Sechs Zylinder (die „V“-Zylinder) - im Prototypen werden Standardindustriezylinder der Firma Parker verwendet - sind in fast „vertikaler“ Richtung so angeordnet, dass jeweils drei Zylinder in

³¹Abbildung 4.6 zeigt rechts die in dieser Arbeit verwendeten Bezeichnungen für die Zylinder: Die Pumpe definiert die Vorderseite des Fahrzeugs. Zylinder auf dieser Seite tragen die führende Ziffer 1. Anschließend werden Vertikal- und Längszylinder für sich genommen jeweils von der in Fahrtrichtung linken Seite ausgehend durchgezählt, d.h. der linke Längszylinder vorne trägt die Bezeichnung L11, der Vertikalzylinder hinten rechts außen die Nummer V23 etc.

einer senkrecht zur Fahrtrichtung befindlichen Ebene vorne und hinten am Fahrzeug liegen. Mittels dieser sechs Zylinder können alle Starrkörperfreiheitsgrade des Wagenkastens mit Ausnahme der Längsbewegung aktuiert werden. Die Bewegung der V-Zylinder wird durch jeweils vier symmetrisch angeordnete Längslenker planar in ihren Ebenen geführt. Sowohl Längslenker als auch Zylinder sind über Kugelgelenke momentenfrei gelagert. Die symmetrische Anordnung der Längslenker gewährleistet einen optimalen Kraftverlauf. Da aber die Kinematik aus V-Zylindern und Lenkern kinematisch überbestimmt ist, kommt es zu geringen Verspannungen in den Lagern von Lenkern und Zylindern [HSE02]. Die Ebenen der Vertikalzylinder und ihre Planarführungen formen einen Rahmen, der den Nutzlastbereich umschließt. Durch diese Anordnung können Einschränkungen des Innenraums gering gehalten werden.

Die Längsbewegung wird über vier speziell für den Prototypen entwickelte Längszylinder („L“-Zylinder) bedämpft, deren Längsbewegung über Rollenlager geführt wird. Diese Längszylinder sind direkt oberhalb der Luftfedern angeordnet.

Die Aktorik ist so aufgebaut, dass drei V-Zylinder Vx.1 bis Vx.3 einer Seite zusammen mit den Längszylindern Lx.1 und Lx.2 in einem gemeinsamen „Neigetechnik-Rahmen“ verbaut sind. Sie bilden so eine eigenständige Baugruppe, die in dieser Arbeit als „Neigemodul“ bezeichnet wird. Beide Neigemodule zusammen bilden die „Neigetechnik“. Zur Vermeidung von ungewollten Verspannungen wurden die Neigemodule nicht gleich, sondern in einer gespiegelten Anordnung ausgeführt. Die Zylinder Vx.1 stehen somit immer alleine, die Zylinder Vx.2 und Vx.3 bilden mit dem Neigetechnik-Rahmen ein Dreieck.

Sensoren der Sekundärfederung Zur Regelung stehen am Fahrzeug folgende Messsignale zur Verfügung: Jeder der 10 in Abbildung 4.6 abgebildeten Zylinder besitzt einen internen Wegaufnehmer. Die V-Zylinder sind mit LVDT-Sensoren der Firma Penny&Giles ausgerüstet, während die L-Zylinder mit Längspotentiometern bestückt sind. Zur Regelung der Aufbau- bewegung sind am Fahrwerkrahmen sechs Beschleunigungsaufnehmer der Firma Conti-Temic mit unterschiedlicher Orientierung angeordnet (Abbildung 4.7). Zusätzlich verwendet die Federungsregelung Messsignale von Fahrzeuggeschwindigkeit und Fahrzeugstreckenposition, die vom Motormodul im Fahrwerk bereitgestellt werden.

In einer späteren Entwicklungsphase sollen auch die Auslenkungen der Luftfedern zur Regelung genutzt werden. Für diese Arbeit standen hierfür noch keine geeigneten Sensoren zur Verfügung, so dass sich die Regelung auf die genannten Messsignale beschränken muss.

Hydraulik Bei der Auswahl geeigneter Ventile zur Ansteuerung der Zylinder war es Ziel, preiswerte und hoch verfügbare Technologie zu wählen, die sich in vergleichbaren Anwendungen bewährt hat. Die Wahl fiel auf die im Active Body Control (ABC)-System von DaimlerChrysler genutzten Ventilblöcke der Firma Husco. Jeder Block umfasst zwei 3/2-Wege-Proportionalventil - Absperrventil Kombinationen, die die Volumenstromregelung und das dichte Absperrn der Verbraucherleitung ermöglichen.

Um die 3/2-Wege-Ventile zur Regelung der im Railcab verwendeten Differentialzylinder nutzen zu können, wird die in Abbildung 4.8 gezeigte Schaltung verwendet.³² Über ein Wege-Ventil wird jeweils der Volumenstrom in die große Kammer eines Zylinders geregelt, die so entweder mit dem Tank (Leitung T) oder dem Hauptdruckspeicher (Leitung HD) verbunden werden kann. Die kleinen Zylinderkammern sind an einer Konstantdruckquelle (Leitung Z) angeschlossen, die auf

³²Abbildung 4.8 beschränkt sich auf die hydraulischen Komponenten für die aktive Sekundärfederung und die notwendige hydraulische Versorgung. Im Fahrzeug werden auch die Bremsen und die aktive Spurführung hydraulisch betätigt.

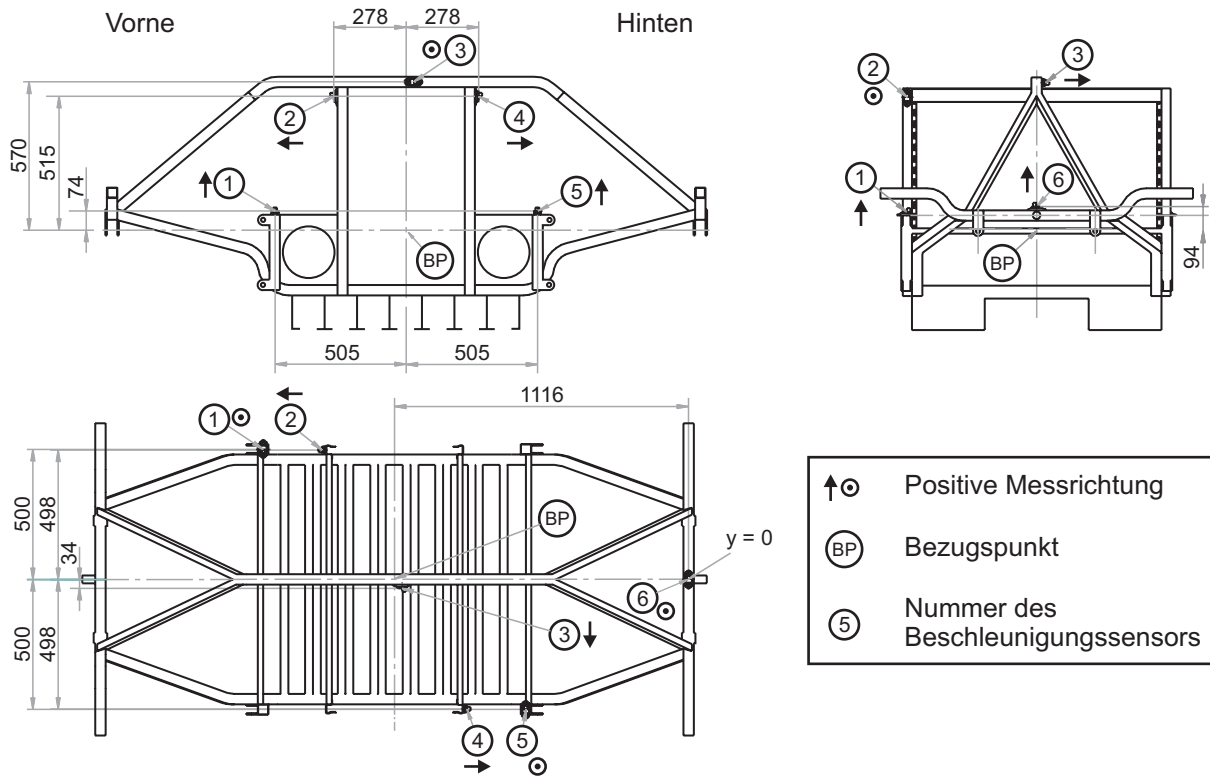


Abbildung 4.7: Beschleunigungssensoren am Aufbaurahmen

mittlerem Hauptdruck-Niveau liegt. Durch diesen **Zwischendruck** wirkt eine konstante Kraft auf die Kolben, über die diese eingefahren werden können, wenn die große Zylinderkammer über das Proportionalventil mit dem Tank verbunden wird.

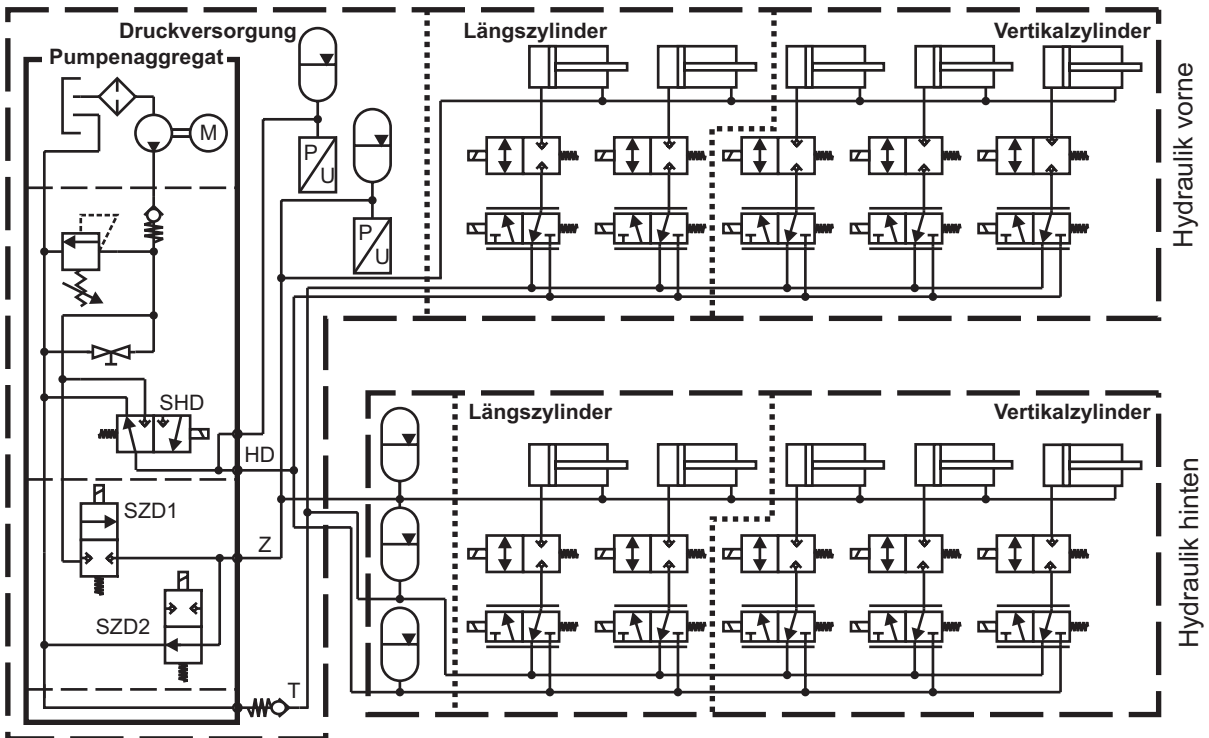


Abbildung 4.8: Hydraulikschaltplan für Sekundärfederung und Hydraulikversorgung

Leistungselektronik Zur Ansteuerung der Ventile werden bipolare PWM-basierte Stromverstärker verwendet, die über ein analoges Signal von -10V bis 10V angesteuert werden. Um die insbesondere durch die Ansteuerungsspannung begrenzte Bandbreite der Stromregelung zu erhöhen, wurde für die Ansteuerung der eigentlich für 12V ausgelegten Ventile eine Spannung von 24V gewählt. Die Stromregelung gewährleistet, dass die Ventile nicht zerstört werden.

Die Stromverstärker werden nicht nur für die Regelventile, sondern auch für die Schaltventile genutzt. Hierdurch können zur Reduzierung des Energieverbrauchs nach dem Schalten der Ventile mit 1A niedrigere Halteströme von 0,5A eingepreßt werden. Um die Zahl der Verstärker gering zu halten, werden jeweils zwei Schaltventile von einem Verstärker angesteuert. So werden die Schaltventile der Längszylinder L11 und L12 sowie L21 und L22 jeweils zusammen geschaltet. Bei den Schaltventilen für die Vertikalzylinder wurden V11, V21 sowie V12, V13 und V22, V23 zusammengefasst.

4.1.3 Versorgungsaggregate

Für den Betrieb benötigt die vollaktive Federung zum einen eine Hydraulikversorgung, die Öl auf Niveau des Hauptdrucks und des Zwischendrucks, zum anderen einen Kompressor, der Druckluft für die Luftfederung bereitstellt.

Hydraulikversorgung Der Aufbau der Hydraulikversorgung ist in Abbildung 4.8 dargestellt. Die Bereitstellung des Hochdrucköls erfolgt über ein Motor-Pumpen-Aggregat der Firma Hydak mit einer von einem 1,5kW Asynchronmotor angetriebenen Zahnradpumpe. Das Aggregat fördert über das Schaltventil *SHD* in zwei mit 80bar vorgespannte 1l Membranspeicher, von denen einer auf der vorderen, einer auf der hinteren Fahrzeugseite angeordnet ist. Über das Schaltventil können die Speicher entladen werden. Ein Überdruckventil schützt das System vor Druckspitzen. Ein Drucksensor am vorderen Speicher ermöglicht die Regelung.

Der Rückfluss zum Tank wird zur Vermeidung von Kavitation über ein auf 3bar eingestelltes Rückschlagventil geführt. Ein 1l Speicher mit 2bar Vorspannung verhindert eine Druckerhöhung auf der Rücklaufleitung im hinteren Fahrzeugbereich.

An das Aggregat angeflanscht ist eine Ventilkombination zur Erzeugung des Zwischendrucks. Nach Schließen von *SZD2* kann über *SZD1* der gewünschte Druck eingestellt werden. Bei Überdruck wird Öl über *SZD2* abgelassen. Der Zwischendruck wird in zwei Membranspeichern mit 40bar Vorspannung erzeugt, von denen wiederum einer vorne, einer hinten im Fahrzeug verbaut ist. Wie beim Hauptdruck auch erfolgt die Druckmessung des Zwischendrucks am vorderen Speicher.

Der Asynchronmotor des Motor-Pumpen-Aggregats wird über einen industriellen 5,5kW Frequenzumrichter mit interner Stromregelung gesteuert. Der Umrichter verfügt über einen analogen Eingang zur Drehzahlvorgabe und einen weiteren Eingang zur Freigabe der Endstufe. Die Verschaltung der Fahrzeug-Stromversorgung und der Bordelektronik erfordert eine Potentialtrennung zwischen Frequenzumrichter und der verwendeten Rapid-Prototyping Rechenhardware. Dies wird durch Optokoppler erzielt, über die die Eingänge zur Sollvorgabe und Software-Freigabe mit vom Frequenzumrichter bereitgestellten Spannungsausgängen verbunden werden (Abbildung 4.9).

Durch die verwendete Schaltung kann der Motor nur geschaltet betrieben werden.³³

³³Erste Regelungsansätze mit kontinuierlicher Sollzahlvorgabe wurden ohne Optokoppler für die Drehzahlvorgabe realisiert. Da einerseits die Regelungsergebnisse zeigten, dass eine geschaltete Regelung für die Versorgung geeigneter ist (siehe Abschnitt 4.3.3) und darüber hinaus Kriechströme zur Zerstörung der Ansteuerungselektronik im Frequenzumrichter führten, wurde die gezeigte Anordnung mit Optokoppler zur Ansteuerung des Frequenzumrichters gewählt.

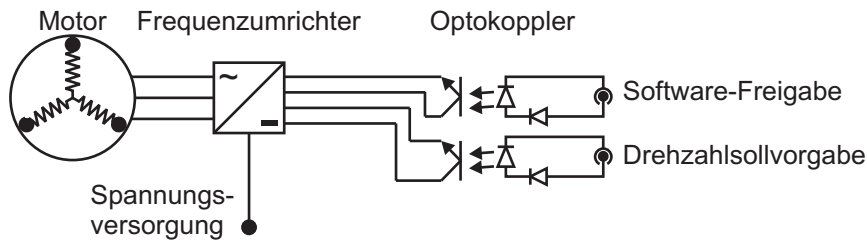


Abbildung 4.9: Ansteuerung des Frequenzumrichters für den Pumpenmotor

Druckluftversorgung Über einen Kolbenkompressor der Firma Wabco mit einem Fördervolumen von ca. 36 l/min wird der benötigte Druck von 2bar in den Luftfedern eingeregelt (Abbildung 4.10). Der Luftdruck wird dazu durch einen Sensor der Firma Denso erfasst, der neben dem Kompressor in der hinteren Fahrzeughälfte angeordnet ist. Die Ansteuerung des Kompressors übernimmt ein Servoregler, dessen PWM-Ansteuerungssignal über eine Modulatorschaltung aus einer analogen Eingangsspannung erzeugt wird. Da der Kompressornachlauf beim Ausschalten den Servoregler zerstören würde, wird die Leistungsstufe zusätzlich über ein im unbestromten Zustand geöffnetes Relais geführt, das wiederum über einen Optokoppler geschaltet wird.

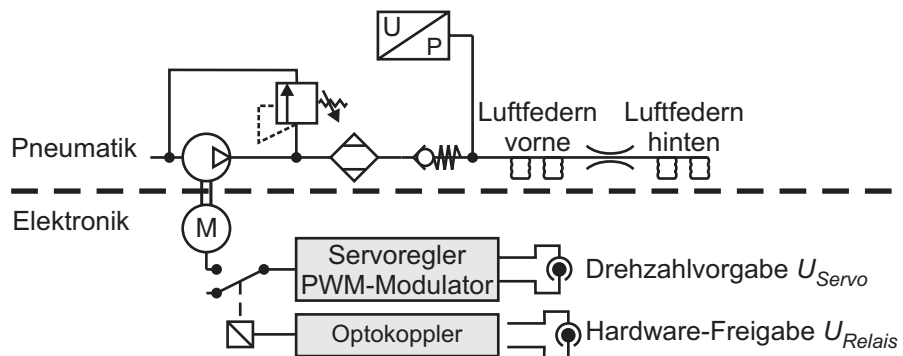


Abbildung 4.10: Druckluftversorgung

Die Druckluftversorgung ist direkt an alle vier Luftfedern angeschlossen. Vordere und hintere Fahrzeughälfte sind über eine einzelne Druckleitung mit 4mm Innendurchmesser und ca. 2m Länge miteinander verbunden (in Abbildung 4.10 als Drossel eingezeichnet). Ein zusätzlicher Druckbehälter wird nicht verwendet.

4.1.4 Rechenhardware

Die Regelung des Railcabs erfolgt über ein Doppelprozessorsystem der Firma dSpace, das über einen Industrie-PC im Fahrzeug überwacht wird. Sekundärfederung und Versorgung werden dabei zentral über ein Prozessorboard geregelt, an das auch die analogen Wandlerkarten (dS2103 für die D/A-Wandlung, dS2003 für die A/D-Wandlung) des Railcab-Systems angeschlossen sind. Als analoge Schnittstellen stehen insgesamt 32 D/A Kanäle mit einer Auflösung von 14bit und 64 16bit-A/D Kanäle zur Verfügung.

Zur Vermeidung von Aliasing-Effekten ist jedem A/D-Kanal von Federung und Versorgung eine Widerstands-Kondensator-Kombination (RC-Glied) als passives Anti-Aliasing-Filter vorgeschaltet. Die Filter sind auf eine Eckfrequenz von 100Hz abgestimmt, die Abtastrate der Messsignale liegt bei 1kHz.

4.2 Makrostruktur der Informationsverarbeitung

Wie in den Abschnitten 1.2 und 2.3.3 dargelegt, beginnt der Entwurf mechatronischer Systeme mit der mechatronischen Komposition und der Top-down Bestimmung von Funktions- und Aggregatestruktur, die als Makrostruktur der Informationsverarbeitung dient. Daher steht auch beim Entwurf der Informationsverarbeitung für Federung und Versorgung die Bestimmung der Funktionsstruktur am Anfang, aus der die Aggregate- und Makrostruktur der Informationsverarbeitung abgeleitet werden.

4.2.1 Funktionsstruktur

Bewegungsfunktionen Die Bewegungsfunktionsstruktur bildet den Kern der Funktionsstruktur zur mechatronischen Aggregation. An ihrer Spitze steht die Hauptbewegungsfunktion. Sie kann für das Railcab direkt aus der Zweckfunktion abgeleitet werden, die darin besteht, Personen oder Güter möglichst komfortabel und kostengünstig von einem Ort zum anderen zu transportieren. Da sich Personen und Güter während der Fahrt im Fahrzeugaufbau befinden, besteht die Hauptbewegungsfunktion darin, den Aufbau kontrolliert in allen sechs Raumkoordinaten zu bewegen.

Die grundsätzliche Umsetzung dieser Bewegungsfunktion erfolgt in allen Schienenfahrzeugen praktisch auf dieselbe Art und Weise: Mittels eines Federungssystems wird eine Relativbewegung zwischen dem Fahrzeugaufbau und einem Fahrwerk erzeugt, die Einfluss auf kleine Bewegungen in allen Raumkoordinaten ermöglicht. Bei passiven Fahrwerken besteht dieser Einfluss in der geschickten Wahl von Feder- und Dämpferkennlinien, aktive Fahrwerke ermöglichen eine zusätzliche kontrollierte Verschiebung. Das Fahrwerk sorgt für die wesentliche, große Bewegung entlang der Trasse, eine Funktion, die auch die Führung von Fahrwerk und Fahrzeug im Gleis beinhaltet.

Nach diesen Überlegungen wird somit die Bewegung des Aufbaus $(\vec{r}_A, \vec{\varphi}_A)$ in eine Grundposition $(\vec{r}_0, \vec{\varphi}_0)$ und eine Relativbewegung $(\Delta\vec{r}, \Delta\vec{\varphi})$ zerlegt.

$$(\vec{r}_A, \vec{\varphi}_A) = (\vec{r}_0, \vec{\varphi}_0) + (\Delta\vec{r}, \Delta\vec{\varphi})$$

Da es sich um eine Zerlegung der Bewegung ein und derselben Masse handelt, tritt ein dem in Abschnitt 2.1.3 dargestellten Beispiel ähnlicher Fall auf: Die Hauptbewegungsfunktion „Shuttle-Aufbau bewegen“ wird durch zwei innere Teilbewegungsfunktionen „Grundposition einstellen“ und „Relativabstand einstellen“ strukturiert.

Im nächsten Schritt müssen Teilbewegungsfunktionen identifiziert werden, die später in eigenständigen mechatronischen Funktionsmodulen realisiert werden können. Die Ermittlung dieser Teilbewegungsfunktionen erfordert eine erste Ausarbeitung der Hauptbewegungsfunktion im Rahmen einer mechatronischen Komposition. Eine Ausarbeitung für das Railcab liefert den in Abbildung 4.11 gezeigten Aufbau (vgl. auch Abbildung 4.5). Die Grundposition wird durch das Fahrwerk eingestellt, die Relativbewegung durch passive Luftfedern ermöglicht. Um die Relativbewegung bedämpfen zu können, muss mittels der Neigetechnik ein kontrollierter Abstand zwischen Aufbau und Luftfeder-Koppelebene eingestellt werden.

Zur Realisierung der Hauptbewegungsfunktion werden somit zwei Teilbewegungsfunktionen benötigt: „Fahrwerk im Gleis positionieren“ und „Relativabstand Aufbau-Koppelebene in 6 Freiheitsgraden einstellen“ (Abbildung 4.13). Die Funktion „Fahrwerk im Gleis positionieren“ wird an dieser Stelle nicht weiter ausgearbeitet, für die Federung relevant ist eine weitere Untergliederung der Bewegungsfunktion „Relativabstand Aufbau-Koppelebene in 6 Freiheitsgraden einstellen“.

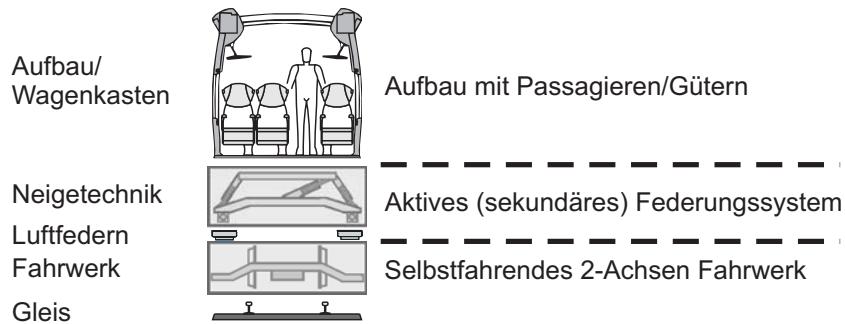


Abbildung 4.11: Realisierungskonzept der Hauptbewegungsfunktion

Aufgabe der Neigetechnik ist es, Position und Lage der Koppellebene relativ zum Aufbau zu verschieben. Abbildung 4.12, oben visualisiert diese Aufgabe. Verschiebung und Verdrehung können eindeutig über den translatorischen Relativvektor $(\Delta x, \Delta y, \Delta z)$ und die Kardanwinkel $(\Delta \alpha, \Delta \beta, \Delta \gamma)$ beschrieben werden, die bei kleinen Drehungen näherungsweise Verdrehungen um die x -, y - bzw. z -Achsen entsprechen.

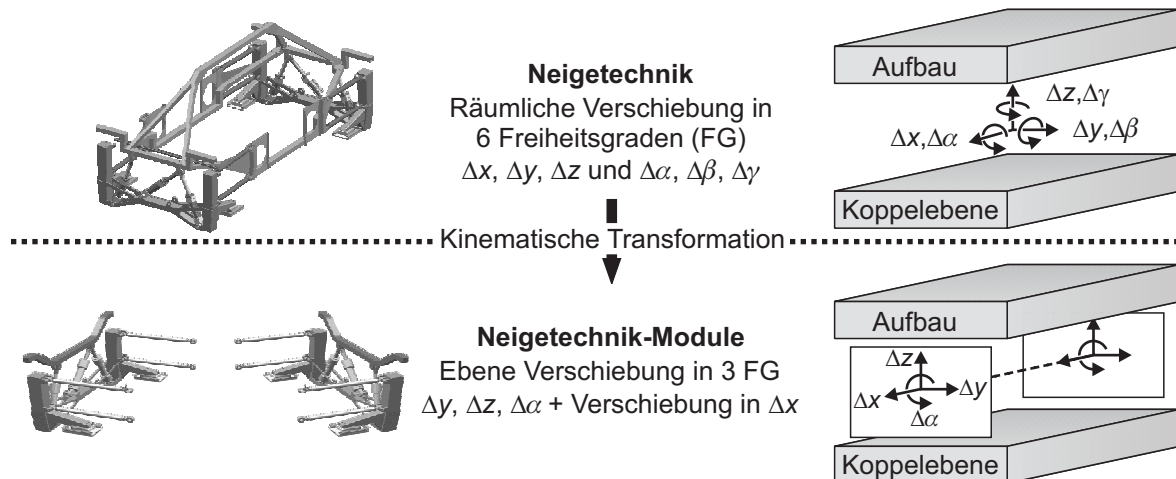


Abbildung 4.12: Realisierungskonzept der Neigetechnik

Es gibt verschiedenste Möglichkeiten, die geforderte Verstellung zwischen Aufbau und Koppellebene zu erreichen. So könnten prinzipiell z.B. Parallelroboter wie z.B. eine Stewart-Plattform verwendet werden. Durch die Verwendung einer modularen Bauform, die aufbauend auf einer Prüfstandskonstruktion (vorgestellt in [XLH00]) erstmals in [EHL01] präsentiert wurde, können jedoch Entwicklung und Inbetriebnahme vereinfacht werden:

Wie in Abbildung 4.12 gezeigt wird ein modularer Aufbau angestrebt, bei dem die Aktuierung auf zwei „Aktorik-Ebenen“ verteilt wird: In jeder Aktorik-Ebene kann der Aufbau gegenüber der Koppellebene in Δy -, Δz - und $\Delta \alpha$ -Richtung bewegt werden. Beide Ebenen zusammen können zwischen Aufbau und Koppellebene eine Verschiebung in Δy -, Δz -, $\Delta \alpha$ -, $\Delta \beta$ - und $\Delta \gamma$ -Richtung erzeugen. Lediglich die x -Richtung muss noch zusätzlich aktuiert werden. Die modulare Anordnung der Aktorik-Ebenen legt nahe, anstelle einer zentralen Verschiebung in x -Richtung jede Aktorik-Ebene mit einer zusätzlichen Aktuierung in x -Richtung auszustatten, um den Vorteil des modularen Designs nicht zu verlieren. Mit diesem Konzept wird die geforderte Bewegungsfunktion „Relativabstand Aufbau-Koppellebene in 6 Freiheitsgraden einstellen“ durch zwei Teilbewegungsfunktionen „Relativabstand in 4 Freiheitsgraden einstellen“ realisiert.

Die Umsetzung der Bewegungsfunktion „Relativabstand in 4 Freiheitsgraden einstellen“ erfolgt über fünf Zylinder, deren Funktion es ist, über das Verfahren des Kolbens einen definierten Abstand zwischen oberem und unterem Koppelpunkt bzw. also eine definierte Länge in einer Richtung einzustellen (siehe Abbildung 4.6). Für die fünf Zylinder können so jeweils fünf Teilbewegungsfunktionen „Länge einstellen“ unter die Bewegungsfunktionen „Relativabstand in 4 Freiheitsgraden einstellen“ angeordnet werden. Da die Zylinder über Ventile angesteuert werden, deren Steuerschieber rein passiv stabilisiert sind und auch ansonsten keine weiteren unterlagerten Bewegungsfunktionen identifiziert werden können, kann die Bewegungsfunktionsstrukturierung mit dem in Abbildung 4.13 gezeigten Ergebnis abschließen.

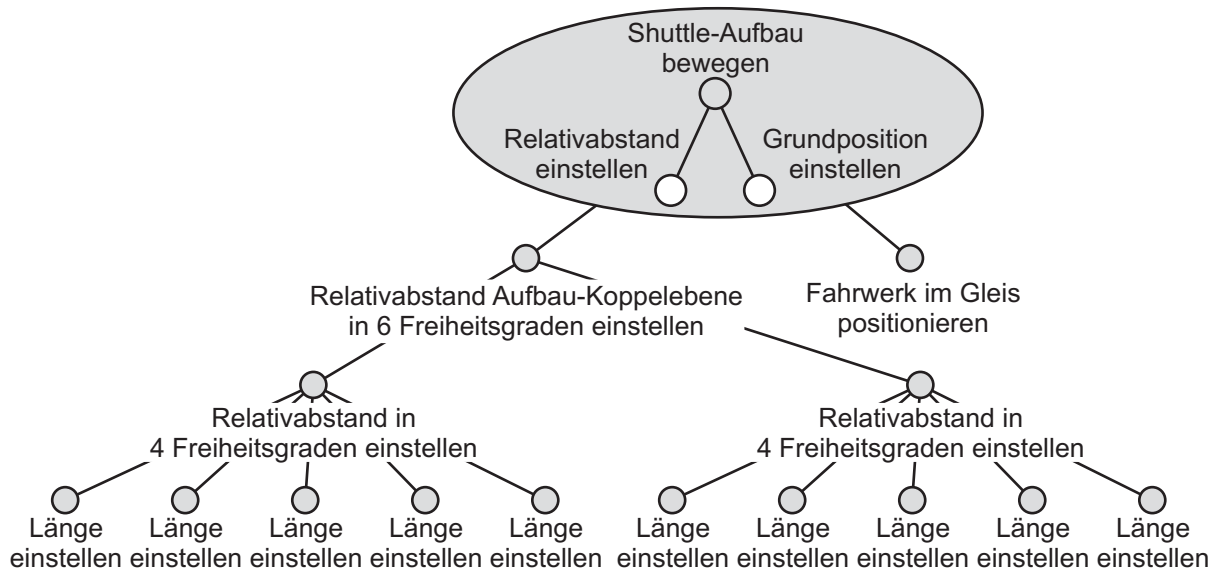


Abbildung 4.13: Bewegungsstruktur des Railcabs

Versorgungsfunktionen Bisher unberücksichtigt geblieben ist die Energieversorgung der einzelnen Aggregate. Zu den ermittelten Teilbewegungsfunktionen treten noch die in Abschnitt 2.1.4 eingeführten Versorgungsfunktionen. Versorgungsfunktionen hängen wie die Teilbewegungsfunktionen von der konkreten Ausgestaltung des Systems ab. Für das Railcab lassen sich drei Grundversorgungsfunktionen ermitteln:

1. Grundlegende Energiequelle aller Prozesse auf dem Fahrzeug sind die Batterien, die je nach Fahrsituation ge- oder entladen werden. Sie erfüllen die Funktion, elektrische Energie bereitzustellen („Spannung bereitstellen“). Da alle Geräte im Fahrzeug auf diese Versorgungsfunktion zurückgreifen, muss sie der Hauptbewegungsfunktion zugeordnet werden.
2. Für die Neigetechnik werden hydraulische Aktoren genutzt. Damit könnte der Teilbewegungsfunktion „Relativabstand Aufbau-Koppelebene in 6 Freiheitsgraden einstellen“ eine Versorgungsfunktion für die Bereitstellung des Hochdrucköls zugeordnet werden. Für die Realisierung der Bewegungsfunktion „Fahrwerk im Gleis positionieren“ werden allerdings ebenfalls hydraulische Zylinder verwendet, die hydraulisch analog den Neigetechnikzylindern (Abbildung 4.8) verschaltet sind. Daher wird auch diese Versorgungsfunktion direkt der Hauptbewegungsfunktion zugeordnet.
3. Die Luftfedern, Realisierungselemente der inneren Teilbewegungsfunktion „Relativabstand einstellen“, müssen mit Druckluft versorgt werden. Diese Aufgabe wird zentral für alle

Federn von der Funktion „Druckluft bereitstellen“ übernommen, die durch den in Abbildung 4.10 gezeigten pneumatischen Aufbau realisiert ist.³⁴

Die Versorgungsfunktion „Spannung bereitstellen“ wird hier nicht weiter behandelt, sie ist Gegenstand anderer Arbeiten, die im Rahmen des Projekts Neue Bahntechnik Paderborn entstanden. Die Spannungsversorgung wird somit als gegeben vorausgesetzt.

Um eine übersichtliche Systemstruktur zu erhalten, werden die Funktionen zwei und drei in einem Versorgungsast zusammengefasst. Bei Funktion zwei, der Bereitstellung des Hochdrucköls, ist zu berücksichtigen, dass für die Ansteuerung der hydraulischen Zylinder nach Abbildung 4.8 zwei Druckniveaus benötigt werden, ein hohes Hauptdruck-Niveau und ein Zwischendruck-Niveau auf mittlerem Hauptdruck-Niveau. Somit sind zwei separate Versorgungsfunktionen „Hauptdruck bereitstellen“ und „Zwischendruck bereitstellen“ zu erfüllen. Abbildung 4.14 stellt der Hauptbewegungsfunktion „Shuttle-Aufbau bewegen“ den Versorgungsast „System versorgen“ mit Druckluft- und Ölversorgung zur Seite.

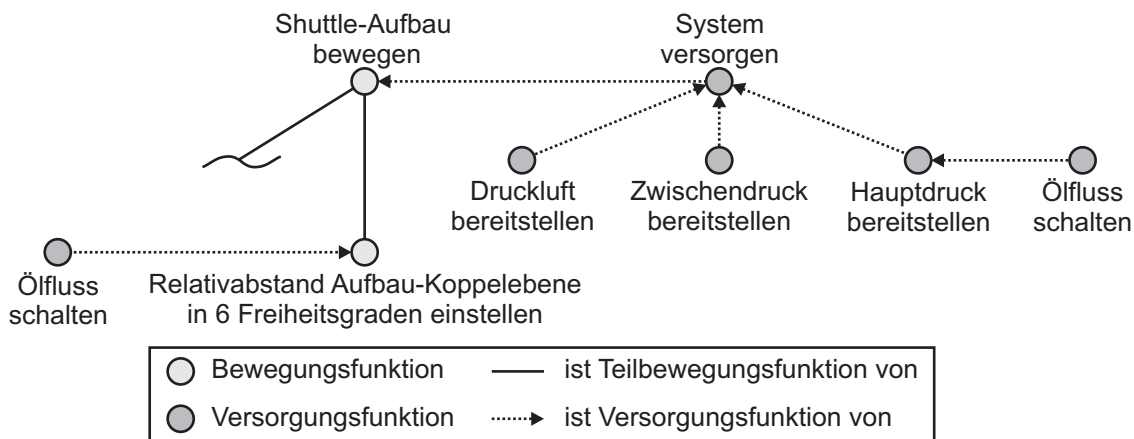


Abbildung 4.14: Funktionsstruktur mit Versorgungsfunktionen

Die Regelung des Zwischendrucks erfolgt nach Abbildung 4.8 über die Ventile SZD1 und SZD2, die als Aktoren für die Druckregelung dienen. Sie brauchen nicht weiter in der Funktionsstruktur aufgeführt zu werden.

Zum Bereitstellen des Öls auf Hauptdruck-Niveau fördert die von einem Motor angetriebene Pumpe über das Schaltventil SHD Öl in den Hauptdruckspeicher. Der Motor erfüllt dabei die Bewegungsfunktion „Pumpe drehen“ und könnte als eigenes MFM ausgeführt werden. Zur Vereinfachung wurde hier auf eine explizite Berücksichtigung dieser Bewegungsfunktion verzichtet. Dies gilt analog für die Funktion „Druckluft bereitstellen“. Zur Umsetzung der Funktion „Hauptdruck bereitstellen“ steht nicht nur das Motor-Pumpen-Aggregat zur Verfügung, der Hauptdruck kann auch über das Schaltventil SHD beeinflusst werden. Allerdings wird der Druckaufbau über das Schaltventil SHD lediglich grundsätzlich ermöglicht bzw. verhindert, es erfüllt somit eine Versorgungsfunktion „Ölfluss schalten“, die der Hilfsfunktion „Hauptdruck bereitstellen“ zugeordnet wird.

Mit den in Abbildung 4.14 aufgeführten, der Hauptbewegungsfunktion zugeordneten Versorgungsfunktionen für Druckluft, Hauptdrucköl und Zwischendrucköl stehen der Federung alle

³⁴Der Kompressor kann auch zur (langsamen) Niveauregulierung des Aufbaus verwendet werden. In diesem Fall würde er nicht eine Versorgungsfunktion erfüllen, sondern als Aktor der Federung genutzt. Mangels Sensoren zur Messung des Niveaus wurde bisher auf eine Niveauregulierung verzichtet.

benötigten Energieformen zur Verfügung. Wie allerdings schon bei der Einführung der Versorgungsfunktionen in Abschnitt 2.1.4 erwähnt, kann es sinnvoll sein, auf tieferen Ebenen Versorgungsfunktionen zum Schalten des Energieflusses einzuführen. Dies ist auch bei der aktiven Federung der Fall: Die Neigetechnik soll die Möglichkeit erhalten, die unterlagerten Module von der Druckversorgung zu trennen. Daher wird der Teilbewegungsfunktion „Relativabstand Aufbau-Koppelebene in 6 Freiheitsgraden einstellen“ wie in Abbildung 4.14 dargestellt die Versorgungsfunktion „Ölfluss schalten“ zugeordnet, die durch die in den Ventilblöcken integrierten Schaltventile realisiert wird (siehe Abbildung 4.8). Hierdurch kann die Neigetechnik unabhängig von anderen Aggregaten des Railcabs ein- und ausgeschaltet werden.

4.2.2 Aggregatestruktur und Makrostruktur der Informationsverarbeitung

Aus der Funktionsstruktur der Abbildungen 4.13 und 4.14 kann nach Kapitel 2 die Aggregatestruktur und die Makrostruktur der Informationsverarbeitung abgeleitet werden.

Die innere Struktur der Bewegungsfunktion „Shuttle-Aufbau bewegen“ wird durch MFG, die Teilbewegungsfunktionen durch MFM realisiert. Nach den Überlegungen in Abschnitt 2.3.2 sind die MFM zur Umsetzung der Bewegungsfunktionen dabei so umzusetzen, dass sie in sich geschlossene Einheiten mit scharfen Systemgrenzen bilden, die ausgebaut und unabhängig vom übrigen System in Betrieb genommen werden können. Dies gilt insbesondere für die mechanische Tragstruktur, deren Bewegung durch die Bewegungsfunktion beschrieben wird. So wird die Bewegungsfunktion „Länge einstellen“ durch ein „MFM Zylinder“ realisiert, dessen mechanische Tragstruktur (Kolben und Zylinder) aus dem Fahrzeug ausgebaut werden kann. Auch in Bezug auf Sensorik und Aktorik kann das MFM Zylinder unabhängig vom übrigen Fahrzeug in Betrieb genommen werden.

Aus konstruktiven Gesichtspunkten konnte dieses Konzept jedoch nicht vollständig für die Neigemodule umgesetzt werden. Abbildung 4.6, rechts, zeigt, dass Zylinder- und Lenkerköpfe auf einer Seite in den Aufbaurahmen verschraubt sind. Ein Ausbau würde die Funktion der Neigemodule zerstören, so dass ein vom übrigen System unabhängiger Betrieb z.B. zur Inbetriebnahme nicht möglich ist; scharfe Systemgrenzen gibt es nicht. Eine wesentliche Eigenschaft mechatronischer Funktionsmodule ist demnach nicht erfüllt. Dennoch kommt die Konstruktion einem „echten“ Modul sehr nahe: Wäre der Verbindungsrahmen zweigeteilt und in der Mitte verschraubt, so wäre die Modularität voll gegeben. In Anlehnung an die Überlegungen in Abschnitt 2.3.2, Seite 28 werden daher auch die Neigemodule als MFM bezeichnet. Abbildung 4.15 zeigt die Aggregatestruktur der Federung und die zugehörigen Systemgrenzen³⁵.

Abbildung 4.15 beinhaltet auch die Umsetzung der Versorgungsfunktionen in Aggregate. Nach Abschnitt 2.2.2 wird die Funktion „System versorgen“ als Hilfsgruppe ausgeführt, alle anderen Versorgungsfunktionen als Hilfsmodule. Da die Hilfsgruppe lediglich einen Container für die unterlagerten Hilfsmodule darstellt, wurde bei ihr auf eine Systemdarstellung verzichtet.

Der Entwicklung der Federungsregelung in der MFG Federung liegt nach Abbildung 4.15 als Regelungsstrecke (die MFG Federung wird an der physikalischen Strecke des überlagerten AMS ausgelegt) das vollständige Fahrzeug zugrunde. Da zum Zeitpunkt der Erstellung dieser Arbeit die aktive Fahrwerksregelung noch nicht vollständig implementiert war und darüber hinaus aufgrund der fehlenden passiven Primärfederung und der hohen Radsteifigkeit passiv keine für die Sekundärfederung relevante Fahrwerksdynamik existiert, wurde die der Federungsentwicklung zugrunde liegende Regelungsstrecke vereinfacht: Modelltechnisch erfasst werden alle Systeme oberhalb des Fahrwerks, Fahrwerksbewegungen und daraus resultierende

³⁵Oberhalb der MFM Zylinder beschränkt sich die Darstellung auf die mechanischen Systemgrenzen, die Ansteuerung der Zylinder ist aber ebenfalls Bestandteil der überlagerten Systeme.

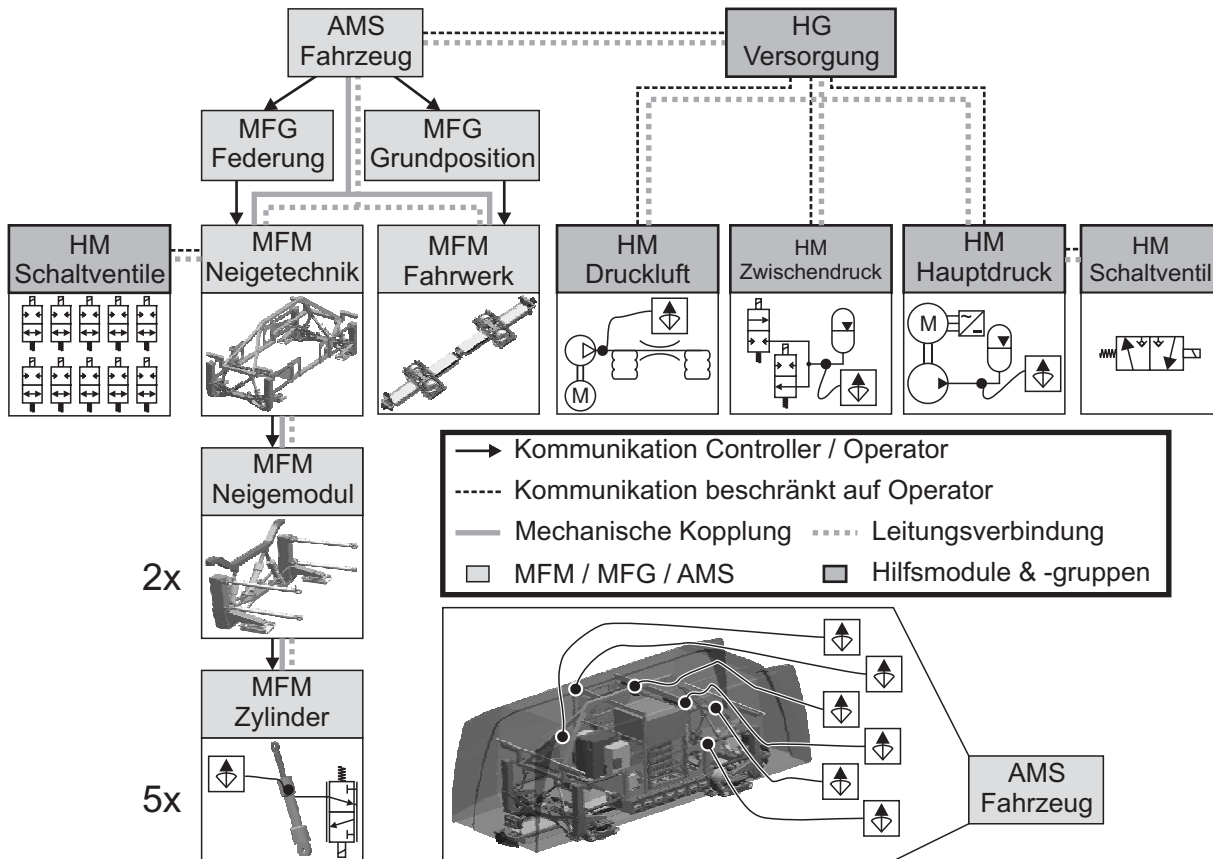


Abbildung 4.15: Aggregate- und Kommunikationsstruktur des Railcabs

Verschiebungen der unteren Luftfeder-Koppelpunkte werden als äußere Anregungen modelliert. Dies entspricht der Annahme, dass die Motorregelung und damit die Fahrzeuglängsdynamik sehr viel schneller als die Federungsregelung ist und das Fahrwerk auch in Querrichtung durch die Federung unbeeinflusst bleibt. Wechselwirkungen zwischen dem MFM Fahrwerk und der aktiven Federung müssen in weitergehenden Arbeiten untersucht werden. Die in Abbildung 4.15 gezeigten Aggregate „MFG Grundposition“ und „MFM Fahrwerk“ werden im Folgenden nicht weiter behandelt.

Mit der Aggregatestruktur liegt auch die Makrostruktur der Informationsverarbeitung fest. Jedem Aggregat wird ein OCM zugeordnet, so dass die Aggregatestruktur der Abbildung 4.15 gleichzeitig auch die Makrostruktur der Informationsverarbeitung darstellt. Dabei kommt es häufig vor, dass einem Aggregat keine eigenen Messsignale zur Verfügung stehen und lediglich eine Steuerung implementiert werden kann. Dennoch bietet die Umsetzung des Aggregats als eigenständiges MFM mit eigener Informationsverarbeitung (und damit die vollständige Umsetzung der Bewegungsfunktionshierarchie) zwei wesentliche Vorteile:

Zum einen erleichtert die Einführung gerade auch von reflektorischen Operatoren auf jeder Funktionsebene die Inbetriebnahme, da auch die reflektorischen Operatoren der rein gesteuerten OCM wesentliche Aufgaben beim Anfahren und Ausschalten übernehmen. Zum anderen ist die Regelung leicht erweiterbar: Zusätzliche Sensoren eines Moduls können ohne strukturelle Änderungen direkt integriert werden.

Die Kommunikation zwischen den OCM wird nach Abschnitt 3.4.1 durch die Art des Funktionszusammenhangs und der dominierenden Kopplungsart zwischen den Aggregaten bestimmt. Grundsätzlich lässt sich die Kommunikation zwischen den Operatoren von der zeitdiskreten Kommunikation der Controller unterscheiden. Abbildung 4.15 zeigt im Überblick, zwischen welchen

OCM die Kommunikation auf die Operatoren beschränkt bleibt und wo zusätzlich Controller-Kommunikation auftritt.

4.2.3 Realisierung der Informationsverarbeitung auf der zentralen Rechenhardware

Zur Steuerung und Regelung des Railcabs wird wie in Abschnitt 4.1.4 beschrieben ein einzelnes Echtzeitrechnungssystem der Firma dSpace genutzt. Die Implementierung der OCM erfolgt daher zentral in der Umgebung Matlab/Simulink. Abbildung 4.16 zeigt die verwendete Blockstruktur, in der die OCM-Hierarchie eingebettet ist.

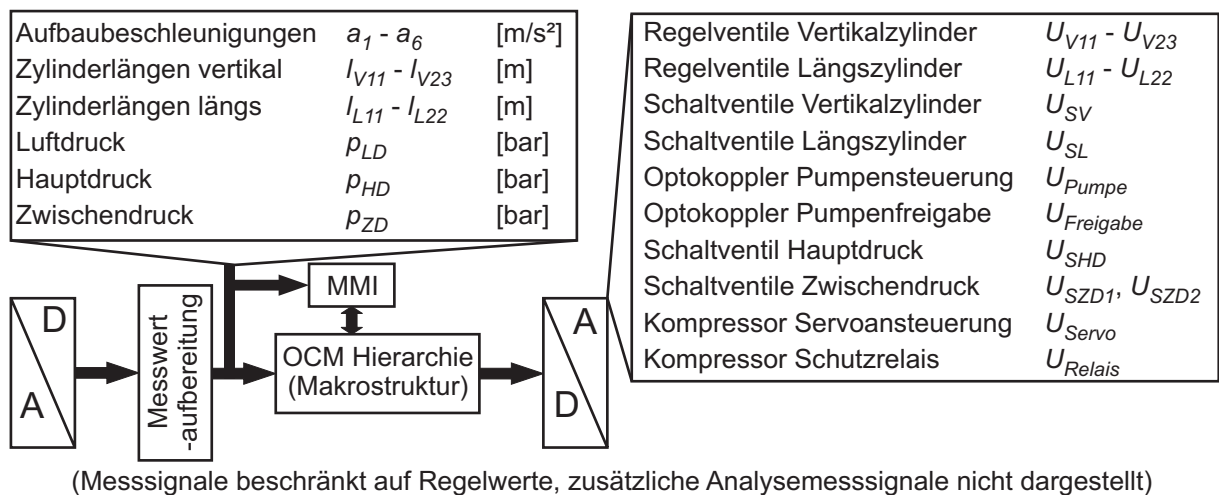


Abbildung 4.16: Grundstruktur der Informationsverarbeitung auf dem zentralen Echtzeitrechnungssystem

Die eingelesenen Messwerte aus den A/D-Wandlern werden mit dem Block Messwertaufbereitung in physikalische Signale umgerechnet und von dort an die den Signalen zugeordneten OCM weitergeleitet. Eine dynamische Filterung der Signale findet in der Messwertaufbereitung nicht statt. Die Anordnung wurde gewählt, um die Messwerte direkt zur Ausgabe an einen Block „Mensch-Maschine-Schnittstelle“ (MMI) weiterleiten zu können, der alle Ein- und Ausgaben der Informationsverarbeitung bündelt. Dieser Block ist ansonsten nur noch mit dem OCM Fahrzeug verbunden, über das als oberstes Hierarchieelement alle Vorgaben zentral eingelesen werden.

Der Aufbau der OCM-Hierarchie und die Kommunikation zwischen den OCM folgt Abbildung 4.15. Auf den folgenden Seiten werden die OCM von Versorgung und Federung im Einzelnen bottom-up beschrieben.

4.3 Informationsverarbeitung der Hilfsgruppe Versorgung und ihrer unterlagerten Aggregate

Die Versorgung mit Druckluft sowie Öl auf Hauptdruck- und Zwischendruck-Niveau stellt die Grundlage für die Arbeit an Neigetechnik und Federung dar. Aus diesem Grund wurden die Versorgungsaggregate des AMS wie in Abschnitt 2.3.3 vorgeschlagen noch vor den unterlagerten MFM in Betrieb genommen. Ihre Informationsverarbeitung ist Inhalt dieses Abschnitts. Die Auslegung der OCM erfolgte modellgestützt in den in Abschnitt 3.5.1 beschriebenen Schritten. Auch die folgende Beschreibung lehnt sich an diese Entwicklungsschritte an; sie beginnt jeweils mit Streckenmodell und Controller und endet mit dem reflektorischen Operator.

4.3.1 HM Druckluft

Das HM Druckluft stellt die Druckluft für die Luftfederung bereit. Die Regelstrecke umfasst die in Abbildung 4.10 gezeigten Elemente. Damit sind die Luftfedern als Luftspeicher Bestandteil der Versorgungsstrecke. Über den Kolbenkompressor wird in den Luftfedern ein Zieldruck von 2bar eingeregelt. Bei Schwingungen der Aufbaumasse auf den Luftfedern kommt es zu schnellen Schwingungen im Luftdruck, die von der Regelung der Druckversorgung nicht beeinflusst werden sollen (Abbildung 4.17, rechts). Die Druckregelung soll lediglich einen Basisdruck in den Luftfedern sichern.

Modellierung Zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens des HM Luftdruck hat sich eine vereinfachte Modellierung bewährt, in der Überdruckventil, Anti-Aliasing-Filter und Rückschlagventil unberücksichtigt bleiben. Ziel ist es, den Druckverlauf bei Arbeitshöhe der Luftfedern zu beschreiben. Druck- und Kapazitätsänderungen durch Komprimierung der Luftfedern werden vernachlässigt.

Der Kompressor wird über einen vorgelagerten Servoregler mittels PWM-Ansteuerung mit einer variablen mittleren Spannung beaufschlagt. Die Drehzahl des Kompressors variiert allerdings innerhalb des zulässigen Spannungsbereichs nur minimal: Oberhalb einer Einschaltswelle $U_{Servo} > U_{min}$ am Eingang des Servoreglers wird schnell die maximale Drehzahl erreicht. Das Modell geht daher von einem rein schaltenden Verhalten aus dem Stillstand auf die Nenndrehzahl aus, so dass Servoregler und Relais gleich modelliert werden können. Die Schaltschwelle des Relais liegt bei $U_{min,R}$. Der Kompressoranlauf wird durch eine Totzeit T_{Komp} berücksichtigt, ein Nachlauf des Kompressors erfolgt nicht. Der bei der Nenndrehzahl geförderte Volumenstrom Q_K auf der Saugseite des Kompressors ist nach Herstellerangaben im betrachteten Druckbereich praktisch unabhängig vom Lastdruck, er wird daher als konstant $Q_{K,n}$ angesetzt.

Neben dem Fördervolumenstrom Q_K tritt durch Undichtigkeiten ein vom Überdruck p_{LD} in den Luftfedern abhängiger Verlustvolumenstrom Q_V auf. In erster Näherung kann dieser Verlustvolumenstrom proportional zu p_{LD} modelliert werden (Leckagekoeffizient c_V). Diese Modellierung beschreibt dabei wie Q_K den Volumenstrom bei entspannter Luft.

Durch Förder- und Verlustvolumenstrom ändert sich der Luftdruck in den Luftfedern. Das Volumen, in das die Luft gefördert wird, bleibt dabei näherungsweise konstant. Da der Druckaufbau in den Luftfedern langsam erfolgt (200mbar in 7s), kann die Luft die durch die Kompression frei werdende Wärmeenergie an die Umgebung abgeben, so dass von einem Temperatenausgleich ausgegangen werden kann. Aus der allgemeinen Gasgleichung folgt daher für die Druckänderung, wenn die Gleichung für Gasvolumenströme bei entspannter Luft formuliert wird:³⁶

$$\dot{p}_{LD} = \underbrace{\frac{\rho_0 R_{Luft} T}{V_0}}_{1/C_{LD}} (Q_K - Q_V)$$

(Gaskonstante R_{Luft} , Temperatur T , Volumen von Luftfedern und Leitungen V_0 , Luftdichte bei Umgebungsbedingungen ρ_0). Die pneumatische Kapazität C_{LD} fasst die Konstanten zusammen. Der Modellaufbau ist in Abbildung 4.18 gezeigt.

Zur Identifizierung wurde der Verlauf des Luftdrucks bei ein- und ausgeschaltetem Kompressor und praktisch ruhendem Aufbau aufgenommen (Abbildung 4.17, links). Die Parameterbestimmung erfolgte über eine Minimierung der quadratischen Fehlerfläche zwischen Simulation und Messung. Das Modell gibt den grundsätzlichen Luftdruckverlauf bei konstanter Einfederung gut wieder. Nicht erfasst ist der Druckabfall beim Auslaufen des Kompressors, der zu einer Verschiebung der fallenden Druckgeraden um ca. 20mbar führt. Der Grund für diesen Abfall liegt

³⁶Berechnete Volumenströme gelten nur für Umgebungsdruck.

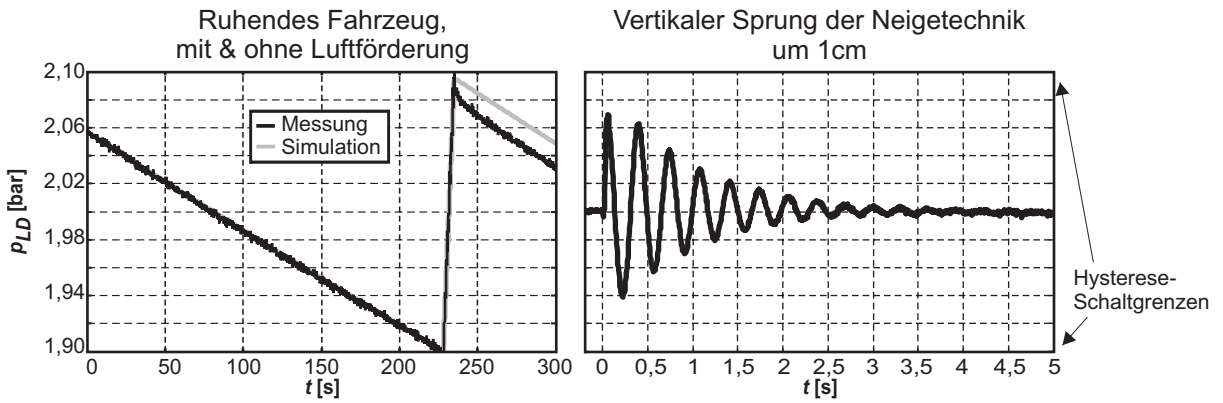


Abbildung 4.17: Luftdruckmessungen am pneumatischen System

wahrscheinlich darin, dass die Temperatur trotz der langsamen Förderung minimal angestiegen ist und nach der Kompression ein Temperatenausgleich stattfindet (siehe auch Abschnitt 4.3.2).

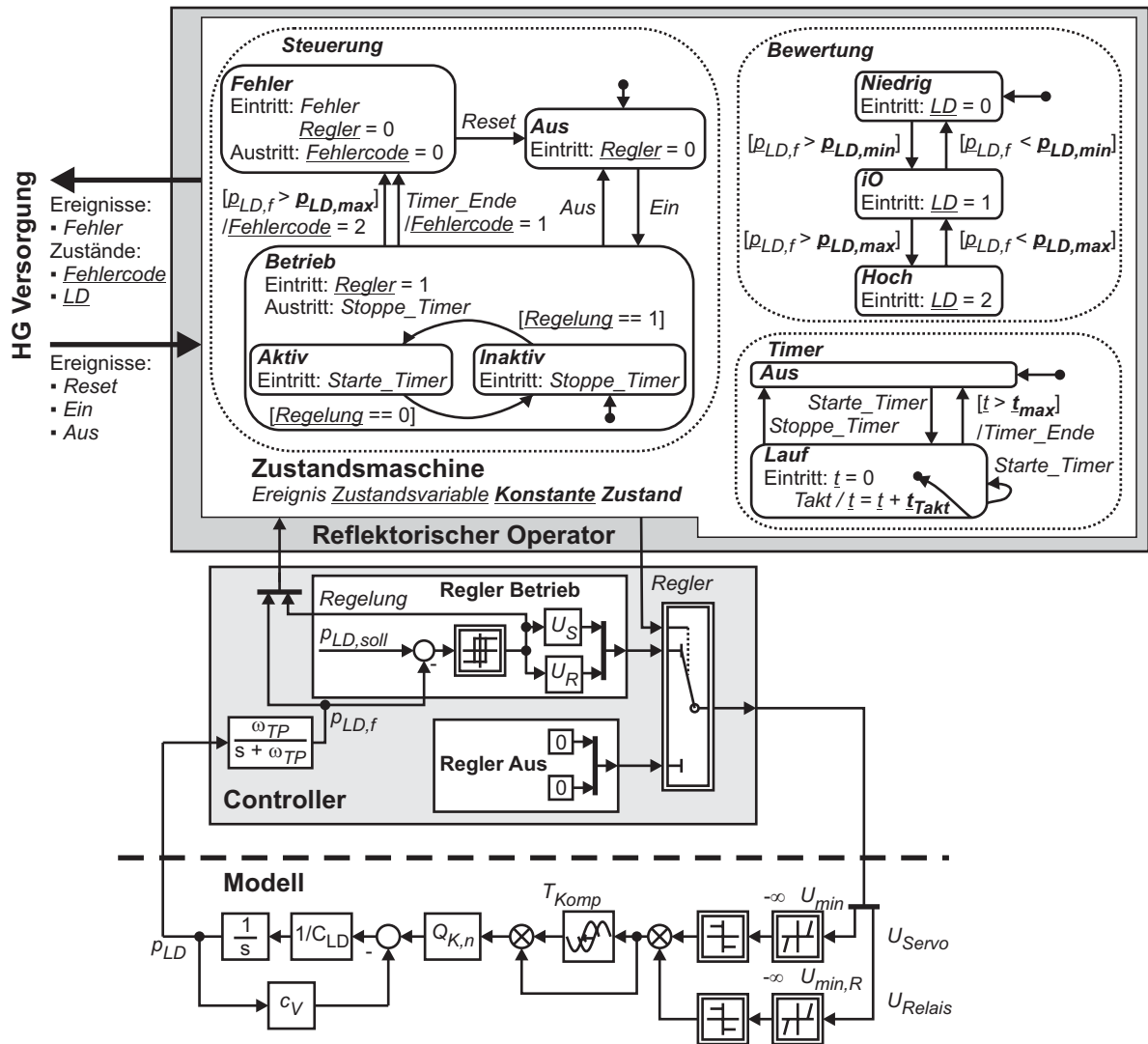


Abbildung 4.18: Modell und OCM des HM Druckluft (siehe auch Abschnitte 6.2 und 6.3)

Controller Der Controller berechnet die Stellgrößen für Relaissteuerung (U_{Relais}) und Servoregler (U_{Servo}). Zu Beginn der Controller-Auslegung müssen die zu betrachtenden Betriebszustände ermittelt werden, für die separate Regler aufgebaut werden sollen. Für die Druckluftversorgung wurden zwei Teilregler, einer für den ausgeschalteten Zustand, einer für den Arbeitszustand implementiert (Regler „Betrieb“). Der Regler für den ausgeschalteten Zustand gibt für beide Stellgrößen konstant 0 aus. Im Betrieb kommt die in Abbildung 4.18 gezeigte Zweipunktregelung mit Hysterese zum Einsatz. Der Hysterese-Block berechnet anhand des Druckfehlers $p_{LD,soll} - p_{LD,f}$ das Schaltsignal *Regelung*, das die Werte 0 und 1 annehmen kann. Relais und Servoregler werden gleichzeitig mit einer Spannung U_R bzw. U_S geschaltet. Das zur Signalglättung verwendete PT₁-Tiefpassfilter mit Eckfrequenz ω_{TP} ist außerhalb des Reglers „Betrieb“ angeordnet, um das gefilterte Messsignal $p_{LD,f}$ dem reflektorischen Operator auch im ausgeschalteten Zustand zur Verfügung stellen zu können.

Die Auslegung der Zweipunktregelung erfolgte am im vorigen Abschnitt beschriebenen Modell des HM Druckluft. Da die Druckregelung über den Zweipunktregler mit Hysterese in der Simulation und am Fahrzeug ein sehr gutmütiges Verhalten mit einem langsamen, aus dem Leckagevolumenstrom herrührenden Grenzzyklus zeigte, wurde auf eine Stabilitätsuntersuchung verzichtet und geeignete Parameter in der Simulation bestimmt. Eine Untersuchung zu einem sehr ähnlichen System kann z.B. [Föl93] entnommen werden.

Um den unabhängigen Betrieb des Versorgungsmoduls zu gewährleisten, wie er auf Seite 21 in Abschnitt 2.2.2 für die Unabhängigkeit des Versorgungsreglers gefordert wird, ist eine wechselseitige Beeinflussung des Federungsreglers und des Luftdruckreglers auszuschließen. Dies wird hier dadurch erreicht, dass die Schaltpunkte der Zweipunktregelung ausreichend weit auseinandergelegt werden: Bei einem Einschwingprozess der Federung soll es nicht zu wechselndem Ein- und Ausschalten des Kompressors kommen. Abbildung 4.17, rechts, zeigt, dass selbst Druckluftschwankungen durch starke Schwingungen des Aufbaus vollständig innerhalb der gewählten Grenzen liegen.

Reflektorischer Operator Der reflektorische Operator des HM Druckluft umfasst neben der Betriebssteuerung zum Umschalten zwischen den beiden Reglern des Controllers eine einfache Überwachungsroutine und einen Bewertungsalgorithmus für den Luftdruck, der die zeitdiskreten Messwerte $p_{LD,f}$ in ein Zustandssignal *LD* mit drei Bewertungsstufen wandelt. Bewertungs- und Überwachungsroutine sind in einer Zustandsmaschine mit der Zustandssteuerung integriert. Ein Sollbahngenerator ist nicht notwendig, da der Solldruck $p_{LD,soll}$ fest im Controller hinterlegt ist.

Der reflektorische Operator kontrolliert das HM Druckluft auf Überdruck und Undichtigkeit in der Pneumatik. Entsteht im laufenden Betrieb ein Überdruck in den Luftfedern, so wird das HM abgeschaltet und ein Fehlerereignis mit einem beschreibenden Fehlercode an die überlagerte Ebene übermittelt. Die Überwachung auf Undichtigkeit basiert auf der Kontrolle der Kompressorlaufzeit. Ist die Pneumatik undicht, läuft der Kompressor dauerhaft, ohne den Zielluftdruck zu erreichen. Daher wird bei Aktivierung des Kompressors (*Regelung* = 1 im Controller) innerhalb der Zustandsmaschine ein Timer gestartet, der erst bei Deaktivierung des Kompressors gestoppt wird. Läuft der Timer ab, so wird ein Fehler ausgelöst.

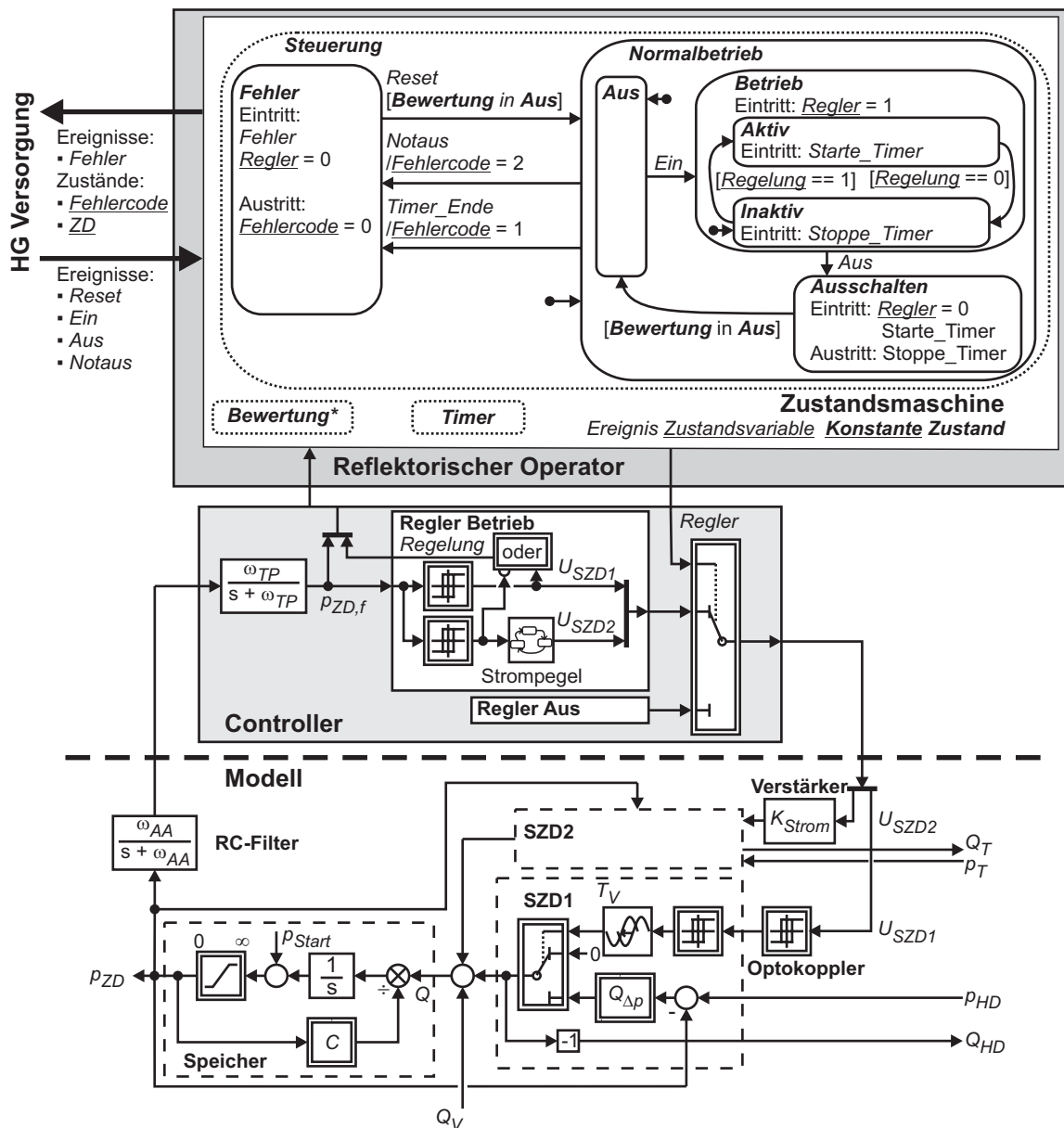
4.3.2 HM Zwischendruck

Das HM Zwischendruck setzt sich aus vorderem und hinterem Zwischendruckspeicher, den Schaltventilen SZD1 und SZD2 als Aktoren und dem Zwischendrucksensor am vorderen Speicher zusammen (Abbildung 4.8), dessen Messsignal zur Anti-Aliasing-Filterung über ein RC-Glied geführt wird. Um zu verhindern, dass die beim Einfahren der Zylinder gegen den Zwischendruck geleistete

Arbeit sofort über Drosselung am Schaltventil SZD2 vernichtet wird, werden Druckschwankungen des Zwischendrucks in einem gewissen Band toleriert, der Zwischendruck soll somit *nicht* auf konstantem Druck gehalten werden, sondern nur innerhalb eines definierten Druckbereichs.

Modell Das Modell des HM Zwischendruck ist in Abbildung 4.19 abgebildet. Vorderer und hinterer Zwischendruckspeicher sind in einem Modell mit doppeltem Speichervolumen zusammengefasst. Die Druckänderung durch einen Ölvolumenstrom Q in die Speicher lässt sich dabei nach [Mur01] über die nichtlineare DGL (4.3.1) beschreiben:

$$\dot{p}_{ZD}(t) = \frac{1}{C(p_{ZD}(t))} Q(t) \tag{4.3.1}$$



* - **Bewertung** nimmt in Abhängigkeit von p_{ZD} die Zustände **Aus**, **Niedrig**, **iO** und **Hoch** ein.

Abbildung 4.19: Modell und OCM des HM Zwischendruck

Liegt der Öldruck auf den Zwischendruckleitungen unterhalb des Vorspanndrucks p_V des Speichers, so bleiben die Speicher geschlossen. Für $C(p)$ wird in diesem Fall die Kapazität der hydraulischen Leitungen zwischen dem Drucksensor und den Ventilen angesetzt (C_{leer}). Oberhalb des

Vorspanndrucks öffnen die Speicher, der Druck in den Leitungen wird in diesem Fall praktisch ausschließlich durch den Gasdruck in den Zwischendruckspeichern bestimmt, die Leitungskapazitäten können in diesem Fall vernachlässigt werden. Unter Annahme einer polytropen Zustandsänderung mit Polytropenkoeffizient n aus dem Betriebszustand (Speicherdruck p_0 , Gasvolumen V_0) der Speicher heraus gilt für die Kapazität (4.3.2).

$$C(p) = \left\{ \begin{array}{l|l} C_{\text{leer}} & | p(t) < p_V \\ \frac{V_0}{n} \frac{p_0}{p(t)}^{1/n} & | p(t) \geq p_V \end{array} \right\} \quad (4.3.2)$$

Der Volumenstrom Q in die Speicher setzt sich aus den Volumenströmen der Schaltventile SZD1 und SZD2 sowie aus dem Verbrauchervolumenstrom Q_V zusammen, der für das HM Zwischen-druck eine Störgröße darstellt. Die mathematische Modellierung des Durchflusses an Drosselventilen wurde schon häufig untersucht. Nach Bernoulli lässt sich der Durchfluss an einer Ventilkante in Abhängigkeit vom anliegenden Druck durch eine Wurzelkennlinie beschreiben (siehe z.B. [SSW03]). Im Idealfall ist dieser Durchfluss Q_K proportional zur normierten Ventilschieberposition s , dies ist jedoch nicht zwangsläufig so. Abbildung 4.3.3 formuliert den Zusammenhang zwischen Q_K , dem an der Kante anliegenden Differenzdruck Δp und der Schieberposition allgemein (Q_n - Nennvolumenstrom, p_n - Nenndruck).

$$Q_K = f(s) \underbrace{Q_n \operatorname{sgn}(\Delta p)}_{Q_{\Delta p}} \sqrt{\frac{|\Delta p|}{\Delta p_n}} \quad (4.3.3)$$

Der Schaltzustand eines Ventils wird durch einen Hysterese-Block modelliert, dessen Schaltzustand zur Berücksichtigung der Schieberbewegung um die Totzeit T_V verzögert wird. SZD1 und SZD2 unterscheiden sich lediglich in den Schaltwerten des Hysterese-Blocks. Die elektronischen Ansteuerungselemente für die Ventile - Stromverstärker und Optokoppler - werden über ein P-Glied K_{Strom} bzw. einen Hysterese-Block modelliert. Ihre Dynamik kann vernachlässigt werden (siehe Abschnitt 4.4.1.1).

Die Antwortzeit des Drucksensors liegt nach Herstellerangaben unterhalb von 5ms. Die Dynamik des Sensors wird daher bei der Modellierung vernachlässigt. Zu berücksichtigen bleibt das Anti-Aliasing-Filter, dessen RC-Glied über einen PT₁-Block der Eckfrequenz ω_{AA} im Modell erfasst wird.

Die Schnittstellen des Modells sind in Abbildung 4.19 zu sehen. Eingänge bilden der Tankdruck p_T , der Hauptdruck p_{HD} und der Verbrauchervolumenstrom Q_V . Das Modell berechnet den Zwischendruck p_{ZD} sowie die Volumenströme Q_{HD} zum Hauptdruckspeicher und Q_T zum Tank. Abbildung 4.20 stellt Messungen und Simulationsergebnisse für verschiedene Betriebssituationen zusammen. Im Wesentlichen zeigen Simulation und Messung eine gute Übereinstimmung. Allerdings tritt in fast allen Messungen eine Druckdrift auf, die nicht durch die Simulation beschrieben wird. Dies lässt sich z.B. gut am Druckaufbau des Zwischendrucks ohne Verbraucher erkennen: Der Druckabfall nach dem Hochfahren des Drucks wird nicht erfasst. Dieser Druckabfall ist darauf zurückzuführen, dass die Gastemperatur zunächst beim Hochfahren auf die Temperatur T_2 ansteigt und anschließend nach Schließen der Ventile wieder auf die Umgebungstemperatur T_U fällt.

Geht man von einer polytropen Zustandsänderung ($p_1, T_U \rightarrow p_2, T_2$) aus, so liefert der Temperaturanstieg (4.3.4) die Grundlage für die Berechnung des Enddrucks p_3 , der über die Zustandsgleichung des idealen Gases aus (4.3.5) ermittelt werden kann. Hieraus folgt bei einem Anstieg von 40bar (Vorspanndruck) auf 60bar ein Druckabfall von ca. 5bar. Für einen Anstieg von 55bar auf 60bar, wie er während der Regelung erfolgt, folgt ein Abfall von ca. 1bar. Beide Werte stimmen sehr gut mit beobachteten Werten überein.

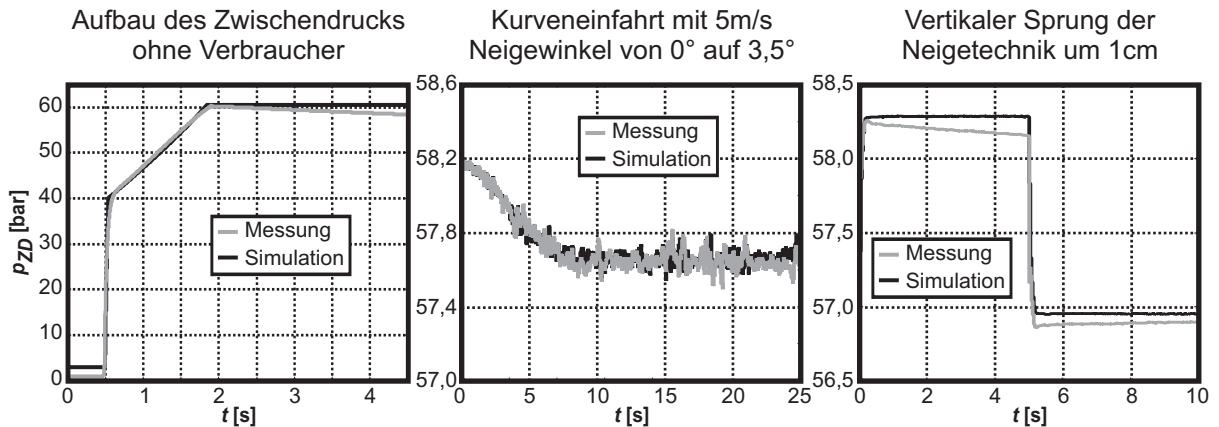


Abbildung 4.20: Druckmessungen am HM Zwischendruck beim Hochfahren des Drucks und im Betrieb

$$T_2 = T_U (p_2/p_1)^{(n-1)/n} \quad (4.3.4)$$

$$p_3 = (T_U/T_2) p_2 \quad (4.3.5)$$

Controller Aufgrund der Forderung, Zwischendruckschwankungen zum Energiesparen in einem gegebenen Druckintervall zu tolerieren, sind Controller und reflektorischer Operator sehr ähnlich zum OCM des HM Druckluft aufgebaut (Abbildung 4.19). Die Regelung des Zwischendrucks im Betriebszustand erfolgt über einen Dreipunktregler: Bei Unterdruck wird SZD1 geöffnet, bei Überdruck SZD2. Innerhalb eines Drucktoleranzbereichs bleiben beide Ventile geschlossen. Zur Vermeidung von Schwingungen an den Schaltgrenzen werden beide Ventile über Hysterese-Blöcke angesteuert. Da SZD2 praktisch immer geschlossen bleibt, reduziert die Zustandsmaschine „Strompegel“ zum Energiesparen den Strom durch SZD2 nach ca. 0,3s vom Schaltpegel U_{Schalt} auf den Haltepegel U_{Halt} . Dies macht deutlich, dass auch der Einsatz einer Zustandsmaschine im Controller denkbar ist.

Nach den Überlegungen in Kapitel 2 muss sichergestellt werden, dass das HM Zwischendruck unabhängig von den Hauptaggregaten arbeiten kann. Hierfür sind zwei Dinge zu berücksichtigen:

- Zum einen ist zu gewährleisten, dass es nicht zu einer wechselseitigen Kopplung zwischen den Reglern der Verbraucher und dem Regler des HM Zwischendruck kommt. Dies wäre dann der Fall, wenn ein Eingriff des HM Zwischendruck eine Kompensation durch die Zylinderregler nach sich ziehen würde, die wiederum einen Eingriff des HM Zwischendruck erforderlich machte. Wie beim HM Luftdruck wird dies hier durch eine geeignete Wahl der Schaltschranken ausgeschlossen. Diese werden soweit auseinandergelegt, dass ein Verfahren der Zylinder bei mittlerem ZD-Niveau im normalen Betrieb nicht zu einem Schalten der Zwischendruck-Regelung führt. Bei der Auslegung des HM wurden hierzu Simulationen mit unterschiedlichen Verbrauchervolumenströmen durchgeführt. Die Schaltschranken wurden hiernach um jeweils 5bar auseinander gelegt (d.h. untere Grenze: 55bar, Zieldruck: 60bar, obere Grenze: 65bar). Durch diese Wahl ist ein Schalten der ZD-Regelung aufgrund von Verbrauchervolumenströmen in weiten Teilen ausgeschlossen. Dies wird auch durch Messungen im Betrieb bestätigt. Selbst bei einem Sprung der Neigetechnik um 1cm in vertikaler Höhe ändert sich der Zwischendruck lediglich um 1,3bar. Während einer Kurveneinfahrt mit einem Wechsel des Neigungswinkels von 0° auf $3,5^\circ$ fällt der Druck um lediglich 0,6bar (Abbildung 4.20).
- Zum anderen dürfen Eingriffe durch das HM Zwischendruck nicht zu merklichen Störungen

an den Zylindern führen. Dies ist hier auch unter Berücksichtigung der vollen 10bar Druckdifferenz gegeben: Aufgrund der geringen ÖlkompRESSIBILITÄT bleiben die Auslenkungen der Zylinder durch die Zwischendruckänderung bei geschlossenen Zylinderventilen minimal und können leicht durch die Zylinderregelung kompensiert werden. Auch die Druckänderungen in den großen Zylinderkammern aufgrund des variablen Zwischendrucks bleiben klein gegenüber den durch Lastwechseln des Fahrzeugaufbaus hervorgerufenen Schwankungen, so dass sie vernachlässigt werden können.

Durch die gewählte Regelungsstrategie wirkt der Zwischendruckkreis für die Zylinder im Normalbetrieb wie ein ungeregelter Speicher, der zwar zunächst bei der Auslegung der Zylinder zu berücksichtigen ist, aber aufgrund seiner Größe schließlich doch vernachlässigt werden kann (siehe Seite 93).

Reflektorischer Operator Aufgrund des ähnlichen Controller-Aufbaus ist es nicht verwunderlich, dass auch der reflektorische Operator in wesentlichen Zügen dem des HM Druckluft entspricht. Auch hier sind somit Bewertungs- und ÜberwachungsrouTINEN in der Zustandsmaschine integriert.

4.3.3 HM Hauptdruck und HM Schaltventil

Das HM Hauptdruck stellt das Hochdruck-Öl auf dem Hauptdruck-Niveau für das Fahrzeug bereit. Es umfasst das in Abbildung 4.8 gezeigte Motor-Pumpen-Aggregat mit der Ansteuerung aus Abbildung 4.9, Rückschlag- und Überdruckventil, vorderen und hinteren Hauptdruckspeicher und den Hauptdrucksensor mit Anti-Aliasing-Filter. Das Schaltventil SHD spielt für die Funktion des HM Hauptdruck ebenfalls eine wichtige Rolle. Es ist allerdings nicht Bestandteil des HM, sondern soll, wie auch in Abbildung 4.14 gezeigt, als separates Hilfsmodul umgesetzt werden, das die Versorgungsfunktion „Ölfluss schalten“ erfüllt.

Modell Wie in den bisher beschriebenen Modulen auch, sollen für das HM Hauptdruck zwei Regler, einer für den ausgeschalteten Zustand (Regler „Aus“), einer für den Betrieb (Regler „Betrieb“) genutzt werden. Nach dem in Abschnitt 3.5.1 beschriebenen Vorgehen zur Auslegung von Controller und Operator werden die Teilregler des Controllers im Schritt a an zeitkontinuierlichen Modellen für den jeweils gültigen Betriebszustand des Teilreglers ausgelegt, ohne Wechselwirkungen mit den Versorgungsaggregaten zu berücksichtigen. In den bisher beschriebenen HM Zwischendruck und Druckluft traten keine Unterschiede im Modell für ein- oder ausgeschalteten Zustand auf, so dass keine gesonderte Betrachtung für die unterschiedlichen Betriebszustände notwendig war. Aufgrund des dem HM Hauptdruck zugeordneten HM Schaltventil ist dies beim HM Hauptdruck anders:

In Abhängigkeit vom Betriebszustand seines reflektorischen Operators kann das HM Schaltventil SHD geöffnet oder geschlossen sein. Dabei ändert es auch die Regelstrecke des HM Hauptdruck, die sich somit ebenfalls für unterschiedliche Betriebszustände unterscheidet: Für den Regler „Betrieb“ ist das Schaltventil geöffnet, für den Regler „Aus“ geschlossen. Es sind somit prinzipiell zwei Modelle zu erstellen. Bei der Modellierung sollte berücksichtigt werden, dass im Schritt c der Entwicklung ein einheitliches Modell für die hybride Simulation unter Berücksichtigung von Versorgungsaggregaten und unterlagerten reflektorischen Operatoren benötigt wird. Die Teilmodelle sollten möglichst so aufgebaut sein, dass das einheitliche Gesamtmodell auf einfache Weise aus den Teilmodellen und dem Streckenmodell des Versorgungsaggregats zusammengesetzt werden kann.

Wie bei HM Druckluft und Zwischendruck, ist auch der Regler „Aus“ des HM Hauptdruck trivial aufgebaut und gibt lediglich konstante 0-Werte für die Stellgrößen aus. Die Erstellung eines separaten Modells für diesen Regler ist somit unnötig. Die Modellierung kann sich auf den

Regler „Betrieb“ beschränken.

Für das Modell zur Auslegung und Überprüfung des Reglers „Betrieb“ wird das Strömungsverhalten des geöffneten Schaltventils SHD im Modell integriert. Vereinfachend kann der Strömungswiderstand des Schaltventils mit dem des Rückschlagventils zusammengefasst werden (Block „Rückschlagventil“ in Abbildung 4.21). Bei der späteren Integration des HM Schaltventil in das Modell kann das Schaltventil somit als idealer Ölleiter ohne Strömungsverluste aufgefasst werden, dessen Modell leicht an den mit „SHD“ gekennzeichneten Signalleitungen mit dem Modell des HM Hauptdruck verbunden werden kann.

Abbildung 4.21 zeigt das Modell für den Regler „Betrieb“ mit Verbrauchervolumenstrom Q_V (beinhaltet auch den Volumenstrom Q_{HD} des HM Zwischendruck) und Tankdruck p_T als äußere Eingänge.³⁷ Berechnet wird der Hauptdruck p_{HD} . Speicher und RC-Filter sind schon aus dem MFM Zwischendruck bekannt (siehe auch Abbildung 4.19). Die mathematische Modellierung des Blocks „Rückschlagventil“ basiert auf der Beschreibung des Volumenstroms an einer Drossel nach (4.3.3). Der Kugel-Feder-Mechanismus des Rückschlagventils kann idealisiert über einen Hysterese-Block beschrieben werden. Das Rückschlagventil ist über ein kapazitives Leitungsmodell (Block „Leitung“)

$$\dot{p}_L(t) = \left\{ \begin{array}{l|l} \frac{1}{C_L} Q_L(t) & | p_L(t) > 0 \\ 0 & | p_L(t) \leq 0 \end{array} \right\} \quad (4.3.6)$$

mit Leitungsdruck p_L , Kapazität C_L und Volumenstrom Q_L mit der MPE verknüpft. Der vom Pumpenmodell der MPE berechnete Volumenstrom Q_P setzt sich aus zwei Teilen zusammen: dem idealen Förderstrom $V_S n_{Pumpe}$ (Schluckvolumen V_S , Pumpendrehzahl n_{Pumpe}) und dem hier linear modellierten Leakagestrom $c_L (p_L - p_T)$ (Leakagekonstante c_L).

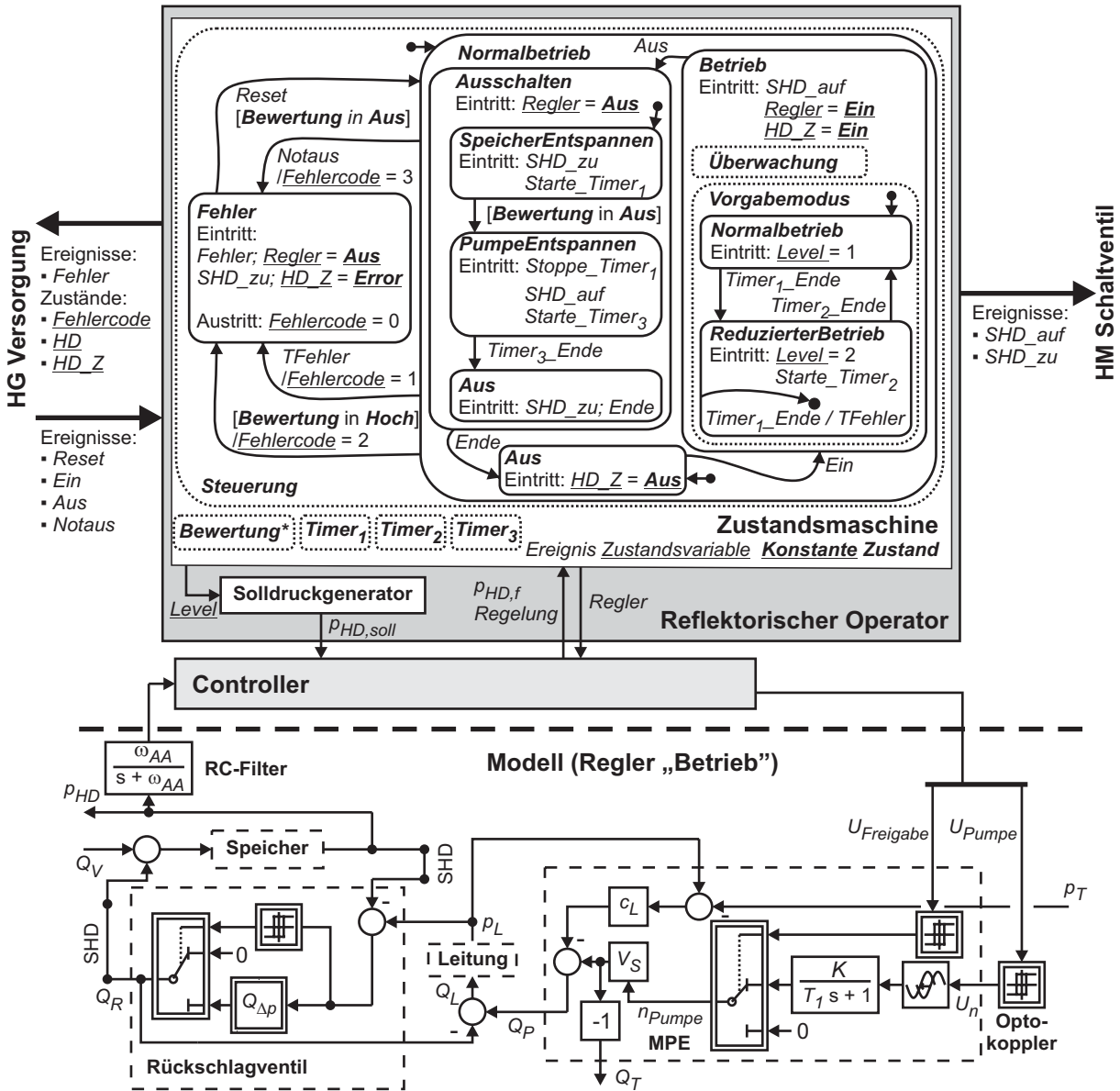
Für die Modellierung des Asynchronmotors wurde ein pragmatisches Vorgehen gewählt, das sich für die untersuchten langsamen Regelungen als ausreichend genau erwiesen hat. Das in Abbildung 4.21 gezeigte Modell wurde dabei speziell an die gewählte Zweipunktregelung (siehe unten) angepasst: Ein Totzeit-Glied mit nachgeschaltetem PT_1 -Glied beschreibt die Verzögerung des Motoranlaufs durch die Dynamik des Frequenzumrichters sowie Motorträgheit und -dämpfung. Über die Konstante K wird die Eingangsspannung U_n in die Motordrehzahl umgerechnet. Beim Abschalten des Frequenzumrichters wird der Motor durch die hydraulische Last praktisch schlagartig angehalten. Da die Zweipunktregelung mit dem Abschalten der Drehzahl immer auch die Freigabe über $U_{Freigabe}$ zurücksetzt, kann dieses Verhalten über einen Schalter im Modell berücksichtigt werden. Die Modellierung des zur Ansteuerung der Pumpe verwendeten Optokopplers erfolgt wie bei der Modellierung des HM Zwischendruck über einen Hysterese-Block.

Der zeitliche Verlauf des Hauptdrucks beim Ein- und Ausschalten sowie während des Betriebs ähnelt den in Abbildung 4.20 für den Zwischendruck gezeigten Druckverläufen, auf eine Darstellung wird daher an dieser Stelle verzichtet.

Controller Zur Regelung des Hauptdrucks im Betrieb wurden unterschiedliche Strategien untersucht.³⁸ Am geeignetsten hat sich eine Strategie auf Basis eines Zweipunktreglers erwiesen,

³⁷Da das Überdruckventil des HM Hauptdruck für das dynamische Verhalten im Normalbetrieb unerheblich ist, wird es an dieser Stelle nicht weiter behandelt. Es wurde aber bei erweiterten Modelluntersuchungen zum Fehlverhalten berücksichtigt.

³⁸Ausgangspunkt der Untersuchungen war ein klassischer PI-Regler. Die Stromregelung des Frequenzumrichters wurde hierbei über $U_{Freigabe}$ beim Einschalten einmal freigegeben. Bei den langsamen Drehungen zum Ausgleich der Leakage kam es jedoch zur Überhitzung des Pumpenaggregats. Diese Überhitzung konnte nur durch ein vollständiges Abschalten des Frequenzumrichters für Regelfehler innerhalb einer Toleranzzone vermieden werden.



* - **Bewertung** nimmt in Abhängigkeit von p_{HD} die Zustände **Aus**, **Niedrig**, **iO** und **Hoch** ein.

Abbildung 4.21: OCM des HM Hauptdruck und Modell des Reglers „Betrieb“

die praktisch der Betriebsregelung des Kompressors entspricht. Auf eine Darstellung des Controllers wurde daher in Abbildung 4.21 verzichtet. Er umfasst wie in Abbildung 4.18 gezeigt einen Regler „Aus“ und einen Regler „Betrieb“, die die Steuersignale für Pumpenfreigabe $U_{Freigabe}$ und Solldrehzahl U_{Pumpe} generieren (die Solldrehzahl wird analog zur Kompressor-Regelung von 0 auf maximale Drehzahl geschaltet). Der Controller übermittelt den gefilterten Druckmesswert $p_{HD,f}$ und den Zustand der Regelung *Regelung* an den Operator und empfängt im Gegenzug das Signal *Regler* zur Umschaltung zwischen den beiden Reglern.

Während der praktischen Versuche am Fahrzeug hat sich gezeigt, dass die Pumpe bei heißem Öl den ursprünglich analog zu $p_{LD,soll}$ fest eingestellten Hauptdrucksollwert $p_{HD,soll}$ nicht mehr erreichen kann. Um auch bei höheren Temperaturen den Betrieb des Fahrzeugs zu ermöglichen, ohne gleichzeitig die Leistung der Anlage bei normalem Betrieb zu drosseln, kann

Aufgrund einer hohen Anfahrverzögerung des Motor-Pumpen-Aggregats hat sich unter diesen Bedingungen die Zweipunktregelung am besten bewährt.

der reflektorische Operator den Solldruck $p_{HD,soll}$ im Controller variabel vorgeben. $p_{HD,soll}$ stellt somit anders als beim Kompressor eine zusätzliche Eingangsgröße in den Controller dar.

Wie auch bei den anderen Versorgungsaggregaten müssen für die Hauptdruckversorgung die unabhängige Auslegbarkeit gewährleistet und destabilisierende Wechselwirkungen mit den Verbrauchern ausgeschlossen werden. Zu den Verbrauchern zählen die MFM Zylinder und das HM Zwischendruck.

- Da das HM Zwischendruck nach den obigen Untersuchungen während des Betriebs praktisch durchgehend inaktiv ist, können keine destabilisierenden Wechselwirkungen mit dem HM Hauptdruck auftreten.
- Eine Bewertung der Wechselwirkungen der MFM Zylinder mit dem HM Hauptdruck kann anhand der Ventile der MFM Zylinder erfolgen, die die Verbindung zwischen dem HM Hauptdruck und den MFM Zylinder bilden. Das Verhalten dieser Ventile wird durch die beiden Ventilkanten AT (Zylinder-Tank) und PA (Hauptdruck-Zylinder) charakterisiert, die durch die Ventilgleichung (4.3.3) beschrieben werden (vgl. auch Abbildung 4.31). Linearisiert man die Ventilgleichung für die PA-Kante um die Ventilmittellage $s = 0$ unter der vereinfachenden Annahme einer dort differenzierbaren Funktion $f(s)$, so zeigt sich, dass die resultierende Durchflussgleichung von dynamischen Druckänderungen des Kantendrucks $\Delta\Delta p$ und somit auch von Änderungen des Hauptdrucks unabhängig ist. Der Ventildurchfluss bleibt somit von kleinen dynamischen Druckänderungen unbeeinflusst. Da dies der einzige Zusammenhang zwischen HM Hauptdruck und MFM Zylinder ist und die Hauptdruckschwankungen unterhalb von 9bar³⁹ (weniger als 8% des Hauptdrucks) bleiben, können die Regelstrecken von HM Hauptdruck und MFM Zylinder für die dynamische Regelungsauslegung als unabhängig angesehen werden, mit einer destabilisierenden Wechselwirkung ist nicht zu rechnen.

Reflektorischer Operator Der Operator des HM Hauptdruck umfasst die schon vom HM Zwischendruck bekannten, in der Zustandsmaschine integrierten Elemente zur Steuerung und Überwachung des Aggregats (Abbildung 4.21). Die Zustände *Aktiv* und *Inaktiv* sind dabei im Zustand *Überwachung* zusammengefasst, der den *Timer*₁ zur Ermittlung der Pumpenlaufzeit nutzt. Unterschiede liegen in der aufwendigeren Gestaltung des Ausschaltprozesses und in der schon beim Controller beschriebenen Vorgabe von Drucksollwerten $p_{HD,soll}$:

- Für das Entspannen des Hauptdruckspeichers beim Ausschalten des Moduls wird das Ventil SHD so geschaltet, dass der Hauptdruckspeicher mit dem Tank verbunden, aber die Leitung zwischen Rückschlagventil und SHD abgesperrt wird (vgl. Abbildung 4.8). Hierdurch verbleibt ein Überdruck bis hin zum vollen Betriebsdruck auf dieser Leitung, der sich nur langsam abbaut. Nach der Entleerung des Hauptdruckspeichers (*Bewertung* in *Aus*) wird daher die Pumpe noch einmal über SHD für eine vorgegebene Zeit mit dem Hauptdruckspeicher verbunden, so dass sich das Öl in der Leitung entspannen kann. Erst danach schaltet das Aggregat vollständig ab.
- Um bei normaler Öltemperatur das gewünschte Betriebsdruck-Niveau zu erreichen und gleichzeitig auch bei hohen Öltemperaturen den Betrieb des Aggregats zu gewährleisten, nutzt der reflektorische Operator die in Abschnitt 3.2 beschriebene Möglichkeit, dem Controller Solldrücke vorzugeben (Block „Bahngenerator“ in Abbildung 3.4). Die Zustandsmaschine wählt dazu die Zustandsvariable *Level*, die im Block „Solldruckgenerator“ in ein

³⁹Der Bereich, bei dem die Hauptdruckregelung aufgrund der Regler-Hysterese inaktiv bleibt, liegt bei 6bar. In der Zeit, die das Motor-Pumpen-Aggregat und sein Frequenzumrichter zum Anlauf benötigen, fällt der Hauptdruck um weitere 3bar ab.

zeitdiskretes Drucksignal $p_{HD,soll}$ umgesetzt wird. Bei normalem Betrieb wird über den Zustand **Vorgabemodus** ein Basisbetriebsdruck ($Level = 1$) gewählt. Bei heißem Öl kann die Pumpe diesen Solldruck nicht mehr erreichen. Die über den **Timer₁** überwachte maximale Laufdauer der Pumpe wird überschritten. Der **Vorgabemodus** wechselt nunmehr in einen reduzierten Betrieb, bei dem ein verminderter Druck ($Level = 2$) für $p_{HD,soll}$ gewählt wird. Gesteuert über einen zweiten **Timer₂** versucht der reflektorische Operator in fest eingestellten Zeitabständen, wieder in den Normalbetrieb umzuschalten. Läuft die Pumpe auch im reduzierten Modus zu lange, so wird das System mit einem Fehler abgeschaltet.

Die simulative Überprüfung des reflektorischen Operators im Rahmen einer hybriden Simulation erfordert eine Erweiterung des in Abbildung 4.21 gezeigten Modells um das Schaltventil SHD, das als eigenes HM realisiert ist. Das OCM des Schaltventils ist dabei ebenfalls Modellbestandteil. Abbildung 4.22 stellt die Integration des Schaltventils in das Modell des HM Hauptdruck graphisch dar. Dies entspricht Schritt c der Abbildung 3.5.1. Das HM Schaltventil wird an den mit „SHD“ gekennzeichneten Leitungen des Modells in Abbildung 4.21 eingefügt. Anhand dieses erweiterten Modells ist die Simulation des vollständigen OCM Hauptdruck möglich.

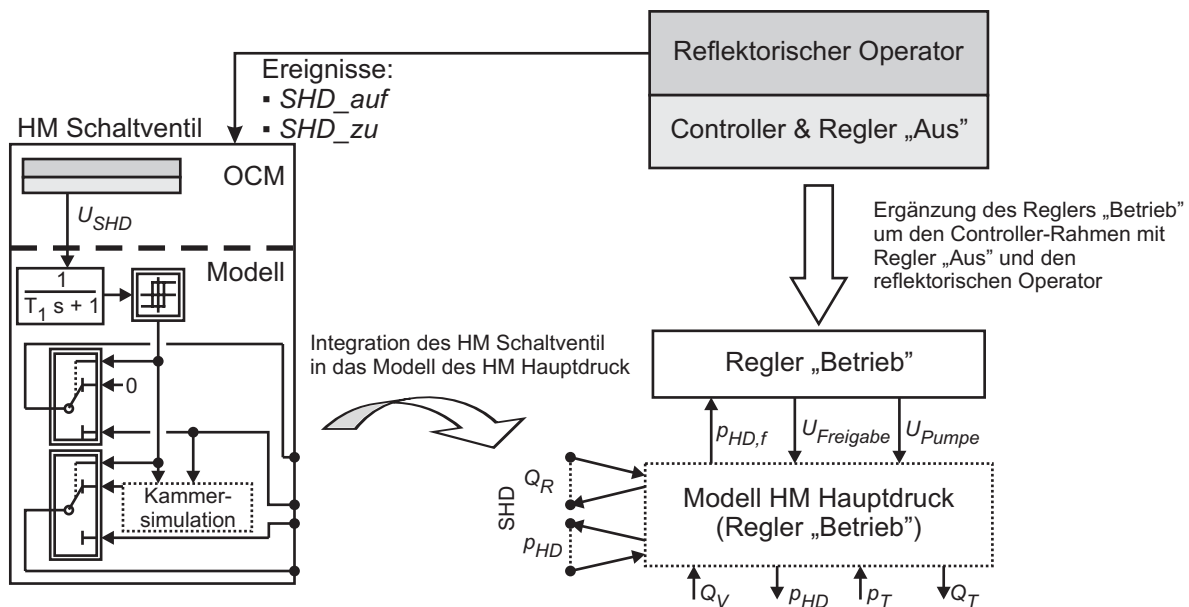


Abbildung 4.22: Erweiterung des Reglermodells aus Abbildung 4.21 um das HM Schaltventil zur vollständigen Simulation des OCM Hauptdruck

Das in Abbildung 4.22 gezeigte Modell des HM Schaltventils ist extrem einfach gehalten. Wie bei der Modellierung beschrieben, sind alle für die im Normalbetrieb relevanten Effekte des Schaltventils ja schon im „Modell HM Hauptdruck“ enthalten, so dass lediglich das Schaltverhalten über PT_1 -Filter und Hysterese sowie die pumpenseitige Ölkompensation bei geschlossenem Ventil nach (4.3.6) modelliert werden müssen. Eine unabhängige Auslegung des HM Schaltventils anhand dieses Modells lohnt sich nicht. Dies ist aber ohnehin nicht notwendig, da auch das OCM sehr einfach aufgebaut ist - der Controller stellt drei Schaltpegel bereit, zwischen denen der Operator umschalten kann (Aus, Schaltpegel und Haltepegel, analog zum Block „Strompegel“ im Controller des HM Zwischendruck, vgl. Seite 79). Das OCM des Schaltventils wurde daher zusammen mit dem Operator für das HM Hauptdruck entwickelt.

4.3.4 HG Versorgung

Die Hilfsgruppe Versorgung bildet einen Container für die unterlagerten drei Versorgungsmodule. In späteren Ausbaustufen ist es denkbar und sinnvoll, diese Versorgungsmodule auch tatsächlich

physikalisch („in einem Container“) zu gruppieren, so dass sie als eine Baugruppe im Fahrzeug eingesetzt werden können. Im gegenwärtigen Aufbau sind die Teilmodule noch separat verbaut. Die Informationsverarbeitung der HG dient als Verwaltungselement, das das zugeordnete AMS von der Koordination der Versorgungsmodule entlastet. Wie in Abschnitt 3.4.1 beschrieben, beschränkt sie sich auf den Operator, wobei hier nur ein reflektorischer Operator implementiert wurde. Da die HG keinen Controller umfasst, fallen auch keine Schnittstellenelemente an (vgl. Abbildung 3.4), der reflektorische Operator besteht in diesem Fall nur aus der in Abbildung 4.23 gezeigten Zustandssteuerung, die den Ein- und Ausschaltprozess für die unterlagerten Aggregate beschreibt und ein einfaches Fehlermanagement beinhaltet. Mangels Controller setzt die modellgestützte Entwicklung der Informationsverarbeitung der HG Versorgung bei Schritt b der in Abbildung 3.5.1 gezeigten Entwicklungsschritte in der Mikrostruktur ein.

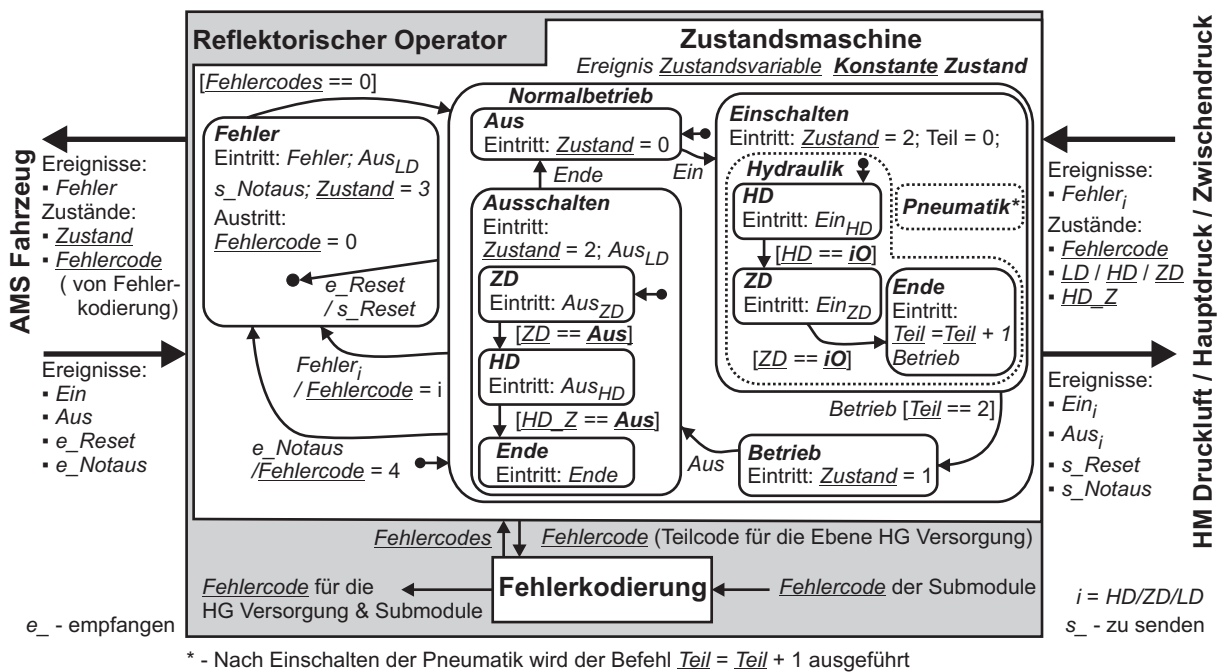


Abbildung 4.23: OCM / Reflektorischer Operator der HG Versorgung

Der Zustandsautomat der HG Versorgung erfüllt zwei wesentliche Aufgaben: Über die Zustandsvariable Zustand teilt die HG Versorgung dem AMS Fahrzeug mit, ob alle Versorgungsaggregate für den Betrieb bereit sind. Die HG Versorgung *verdichtet* somit die Informationen für die überlagerte Steuerung. Darüber hinaus kann der Ein- und Ausschaltprozess für die verschiedenen unterlagerten Versorgungsaggregate sehr anschaulich über den Zustandsautomaten abgebildet bzw. *automatisiert* werden. So wird zunächst das HM Hauptdruck eingeschaltet, bevor auch das HM Zwischendruck aktiviert werden kann.

Die in der Hilfsgruppe implementierte Fehlerstrategie ist konservativ ausgeführt. Fehler in einem Teilmodul führen auch zur Abschaltung aller anderen Aggregate. Dieses Vorgehen wurde gewählt, da

- die Zylinderregelung nur funktioniert, wenn beide Drücke verfügbar sind - wird ein Druck bei nicht abgeschalteten Zylindern aufrecht erhalten, während der andere abgeschaltet ist, so führt dies u.U. zu einem ungewollten Ausfahren der Zylinder,
- die Neigetechnik bei nicht aufgeblasenen Luftfedern die mechanische Struktur des Fahrzeugaufbaus aufgrund von Verspannung unnötig belastet und darüber hinaus in diesem Fall die Federungsregelung instabil wird und

- ohne Hydraulik keine aktive Dämpfung der Luftfedern gewährleistet werden kann.

Der Fehlerzustand wird erst dann verlassen, wenn vorher die unterlagerten Ebenen ihren Fehlerzustand verlassen haben. Dies wird durch das Löschen ihrer Fehlercodes signalisiert, die der Block Fehlerkodierung über eine Oder-Verknüpfung in der Zustandsvariablen *Fehlercodes* zusammenfasst.

Als weitere Aufgabe übernimmt der Block Fehlerkodierung die Berechnung des Fehlercodes, der an die überlagerte Ebene, d.h. das AMS Fahrzeug übergeben wird. Dazu wurde in dieser Arbeit folgende Technik angewendet:

Jedem Modul in der Hierarchie werden 9+1 „lokale“ Fehlernummern $F_{Fehler,lokal}$ zuerkannt, die vom Zustandsautomaten des Moduls besetzt werden können (0 wird als Zustand für „Keinen Fehler“ festgelegt). Der vollständige Fehlercode eines Moduls soll aber auch Informationen über die Fehler tiefer liegender Ebenen enthalten. Hierzu wird ein Gesamtfehlercode berechnet: Ist die maximale Hierarchietiefe unterhalb eines OCM n , so wird der lokale Fehlercode des OCM mit 10^n multipliziert. Der Fehlercode $F_{Fehler,gesamt,n}$ der den Fehler auslösenden unterlagerten Ebene wird anschließend hinzuaddiert. Für die Ebene $n + 1$ wird der Fehlercode somit wie folgt berechnet:

$$F_{Fehler,gesamt,n+1} = F_{Fehler,lokal,n+1} 10^n + F_{Fehler,gesamt,n}$$

Diese Kodierung ermöglicht eine einfache Dekodierung der Fehlernummer mit der verwendeten dSpace-Software, hat allerdings den Nachteil, dass zur Berechnung des Fehlercodes die maximale Hierarchietiefe bekannt sein muss.

Mit der HG Versorgung schließt die Beschreibung der Informationsverarbeitung für die Versorgungsmodule des AMS ab. Die Informationsverarbeitung für das AMS und seine unterlagerten Aggregate ist Gegenstand des folgenden Abschnitts.

4.4 Informationsverarbeitung der Federung und ihrer unterlagerten Aggregate

Ziel dieses Abschnitts ist es, die Informationsverarbeitung der MFG Federung und ihrer unterlagerten MFM zu beschreiben, aber auch den Teil des AMS Fahrzeug, der für den Betrieb der Federung im Zusammenspiel mit der HG Versorgung notwendig ist. Die Beschreibung erfolgt analog zur Entwicklung „Bottom-up“. Das MFM Zylinder stellt somit den Ausgangspunkt der Beschreibung dar, die mit dem AMS Fahrzeug endet.

Vor der Entwicklung der Informationsverarbeitung in der anhand der Bewegungsfunktionen ermittelten Aggregatestruktur sollte nach Abschnitt 3.4.2.2 mittels Relative Gain Array überprüft werden, ob die Teilaggregate auch wirklich unabhängig voneinander geregelt werden können. Diese Überprüfung wird in dieser Arbeit für die Zylinder genutzt und im Rahmen der Controller-Entwicklung des MFM Zylinder beschrieben.

4.4.1 MFM Zylinder

Das MFM Zylinder bildet das Basismodul der Federung. Wie in Abschnitt 2.3.3 beschrieben, besteht der erste Schritt der Entwicklung in der Makrostruktur darin, die Informationsverarbeitung für das MFM Zylinder einzeln, im nicht verbauten Zustand zu entwickeln. In diesem Schritt werden Controller-Struktur und OCM erarbeitet. Erst im zweiten Schritt erfolgt ein Einbau in das überlagerte Modul mit den notwendigen Parameter-Anpassungen (vgl. auch Abbildung 2.15). Für den hier entwickelten reflektorischen Operator ist eine Anpassung nach dem Einbau nicht erforderlich. Die folgende Beschreibung ist daher wie folgt gegliedert: An die Modellierung des

MFM Zylinder für den ausgebauten Zustand schließt sich die Controller-Entwicklung an, die die Schritte 1 und 2 nach Abbildung 2.15 umfasst. Der Operator wird in einem eigenständigen Abschnitt behandelt, ohne zwischen ein- und ausgebautem Zustand zu unterscheiden.

4.4.1.1 Modellierung

Der Aufbau des MFM Zylinder ist noch einmal im Überblick in Abbildung 4.24 zusammengestellt. Ein MFM setzt sich aus Zylinder, Regelventil mit Stromverstärker, Wegaufnehmer und RC-Glied zur Anti-Aliasing-Filterung zusammen. Die in Abbildung 4.8 gezeigten Schaltventile sind nicht Bestandteil des MFM, sie sind im HM Schaltventile zusammengefasst und dem MFM Neigetechnik als Versorgungsaggregat zugeordnet (vgl. Abbildung 4.15). Analog zum Vorgehen bei der Modellierung des Schaltventils SHD in Abschnitt 4.3.3 werden die Schaltventile hier als geöffnet angenommen. Die auftretenden Strömungsverluste werden mit denen des Regelventils zusammengefasst, so dass die Schaltventile bei der Modellierung des Versorgungsaggregats als einfache Schalter modelliert werden können.

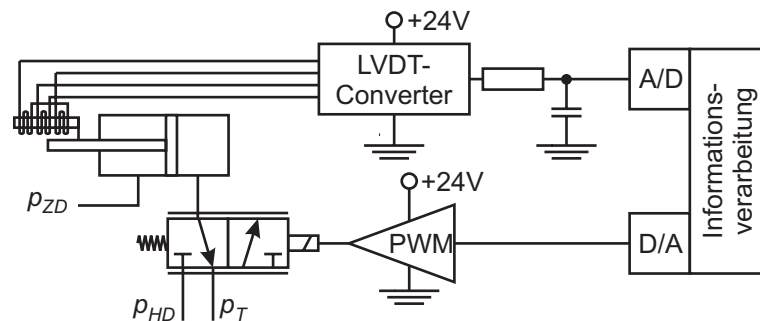


Abbildung 4.24: Aufbau des MFM Zylinder

Da die Aufteilung des Modells bzgl. der hydraulischen Elemente bei Verwendung von Rohrleitungsmodellen zunächst nicht eindeutig ist, gibt Abbildung 4.25 einen Überblick über den hydraulischen Teil des Modells und insbesondere über die Anordnung der Leitungsmodelle. Hydraulische Kapazitäten, Widerstände und Induktivitäten werden durch elektrische Schaltzeichen dargestellt.

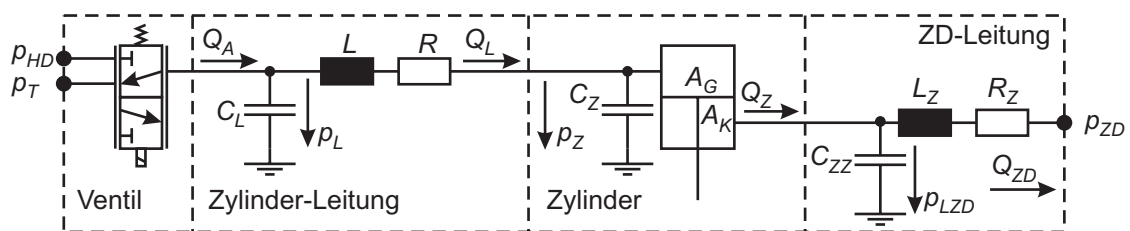


Abbildung 4.25: Hydraulisches Modell des MFM Zylinder

Stromverstärker Die Modellierung des Stromverstärkers für das Regelventil basiert auf Messungen zur Linearität und Dynamik der Verstärker (Abbildung 4.26). Im Großsignalbereich zeigen die Verstärker ein sehr gut lineares Verhalten, im Kleinsignalbereich weist die Strom-Spannungskennlinie jedoch eine Totzone mit überlagertem Zweipunkt-Glied auf. Dies dient dem Schutz des integrierten PWM-Stromverstärkers.

Die Stromkennlinie lässt sich durch Gleichung (4.4.1) beschreiben.

$$I = I_0 + \text{sign}(U) I_z + \begin{cases} K(U - U_o) & |U \geq U_o \\ 0 & |U_u < U < U_o \\ K(U - U_u) & |U \leq U_u \end{cases} \quad (4.4.1)$$

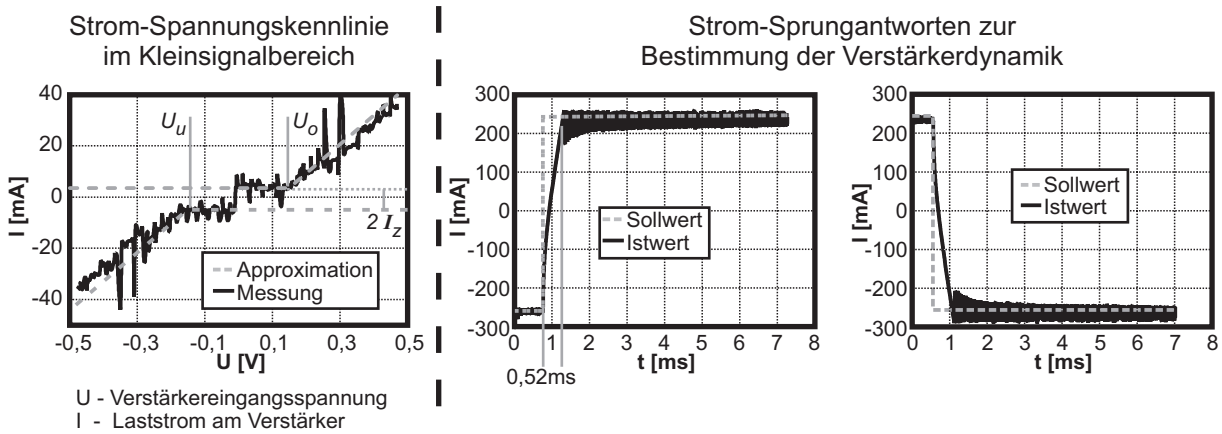


Abbildung 4.26: Messungen zur Linearität und Dynamik der Ventilstromverstärker

Um die Dynamik des Ventilverstärkers abschätzen zu können, hat sich die Messung der Verstärker-Sprungantwort als besonders hilfreich erwiesen. Der Ventilschieber war bei den Messungen frei beweglich, so dass Einflüsse durch die elektromotorische Kraft (EMK) bei Schieberbewegung in den Messungen enthalten sind. Bei Sprüngen um 500mA benötigt der Verstärker lediglich ca. 0.52ms zum (ersten) Erreichen von 95% des Zielwerts. Dies entspricht bei einer PT_1 -Näherung (physikalisch motiviert durch den Umstand, dass der Strom in einer Spule aufgebaut wird, die durch Widerstand und Induktivität modelliert werden kann) einer Eckfrequenz von ca. 920Hz. Der Verstärker verursacht somit dynamisch selbst bei 50Hz weniger als 0,02dB Betragsabfall und 3.2° Phase. Da die Stromänderungen im laufenden Betrieb noch geringer bleiben und die PWM-Regelung daher noch schneller arbeitet, wurde auf eine Modellierung der Verstärkerdynamik verzichtet. Das Verstärkerverhalten wird allein durch die Nichtlinearität (4.4.1) beschrieben.

Ventil An den Verstärker schließt sich in der Systemkette das 3/2-Regelventil an, dessen Anschluss A mit dem Zylinder, P mit der Hauptdruckversorgung und T mit dem Tank verbunden ist. Die Modellierung des Ventilverhaltens ist für eine erfolgreiche Verhaltensmodellierung des MFM Zylinder von besonderer Bedeutung. Aufgrund erheblicher Nichtlinearitäten hat sie sich gleichzeitig als besonders schwierig erwiesen. Da die Serienventilblöcke nicht zerstörungsfrei demontiert werden konnten und keinerlei Informationen über die Ventile vorlagen, wurden zur Modellierung pragmatische, physikalisch motivierte Gray-Box-Ansätze verwendet.

Ein 3/2-Regelventil reguliert den Volumenstrom zwischen den Anschlüssen über die Drosselung an zwei Steuerkanten (Abbildung 4.27).

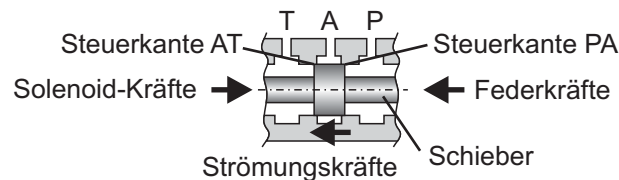


Abbildung 4.27: Grundaufbau und Kräfte eines 3/2-Wegeventils mit positiver Überdeckung

Der Volumenstrom an einer Kante lässt sich nach Gleichung (4.3.3) über eine Wurzelkennlinie beschreiben. Die Summe der Volumenströme beider Kanten bildet den vom Ventil zum Anschluss A fließenden Volumenstrom Q_A . Liegt der Hauptdruck p_{HD} an P und der Tankdruck p_T an T an, so liefert (4.4.2) Q_A in Abhängigkeit von der Schieberposition s :

$$Q_A = f_{AT}(s) Q_{\Delta p, AT}(p_T - p_A) + f_{PA}(s) Q_{\Delta p, PA}(p_{HD} - p_A) \quad (4.4.2)$$

Der Schieber selbst bildet mit der Feder einen Ein-Massen-Schwinger, der über die Solenoid-Kräfte ausgelenkt wird. Neben diesen Schieberweg-proportionalen Kräften wirken noch Reibungs- und Strömungskräfte auf den Schieber. Für das einfache Modell wird hier lediglich geschwindigkeitsproportionale Reibung berücksichtigt. Der stationäre Anteil der Strömungskräfte ist nach [Mur01] proportional zum Schieberweg s , der instationäre Anteil wirkt je nach Flussrichtung an der Kante positiv oder negativ dämpfend und wird hier gegenüber der Flüssigkeitsreibung vernachlässigt. Als Modell für die Schieberdynamik ergibt sich so eine lineare Differentialgleichung zweiter Ordnung (siehe hierzu auch [Pan84]).

Da die Schieberlage s des Ventils nicht messbar ist, wird sie durch den normierten Ventilstrom I_{Norm} ersetzt. Die Schieberdynamik wird über ein PT₂-Glied mit Zeitkonstante T_S und Dämpfung d berücksichtigt. Als Modell für Q_A ergibt sich daher

$$Q_A = f_{AT}(I_{Norm}) Q_{\Delta p, AT}(p_T - p_A) + f_{PA}(I_{Norm}) Q_{\Delta p, PA}(p_{HD} - p_A) \quad (4.4.3)$$

$$\ddot{I}_{Norm} = \frac{I/I_{max}}{T_S^2} - \frac{2d}{T_S} \dot{I}_{Norm} - \frac{1}{T_S^2} I_{Norm} \quad (4.4.4)$$

I_{max} bezeichnet den maximal durch den Stromverstärker in das Ventil eingepprägten Strom. Das Signalflussbild des Ventils findet sich in Abbildung 4.31.

Zur Identifizierung wurden die Ventile in ihrer Arbeitsumgebung, d.h. im Railcab vermessen. Dies erschwert zwar einerseits die genaue Zuordnung von in der Messung ermittelten physikalischen Effekten zu einzelnen Bauelementen, ist aber insofern von Vorteil, als das Fehler in der Zuordnung - anders als bei der Vermessung auf einem eigens hergerichteten Prüfstand - auch erheblich weniger ins Gewicht fallen.

Die Nennvolumenströme $Q_{n, AT}$ und $Q_{n, PA}$ sowie die Funktionen $f_{AT}(I_{Norm})$ und $f_{PA}(I_{Norm})$ wurden über den vom Ventil in die Zylinder fließenden Volumenstrom bestimmt. Hierzu wurde die konstante Zylindergeschwindigkeit bei vorgegebenem Stellstrom I_{Norm} ausgewertet und auf einen Kantendruck von 35bar umgerechnet. Das resultierende Kennfeld ist in Abbildung 4.28 aufgetragen. Negative Volumenströme Q_{35} fließen aus dem Zylinder in den Tank (Kante AT), positive Volumenströme fließen in den Zylinder (Kante PA). Das Kennfeld zeigt, dass das Ventil einen großen Bereich positiver Überdeckung aufweist. Dieser Umstand erschwert die Regelung.

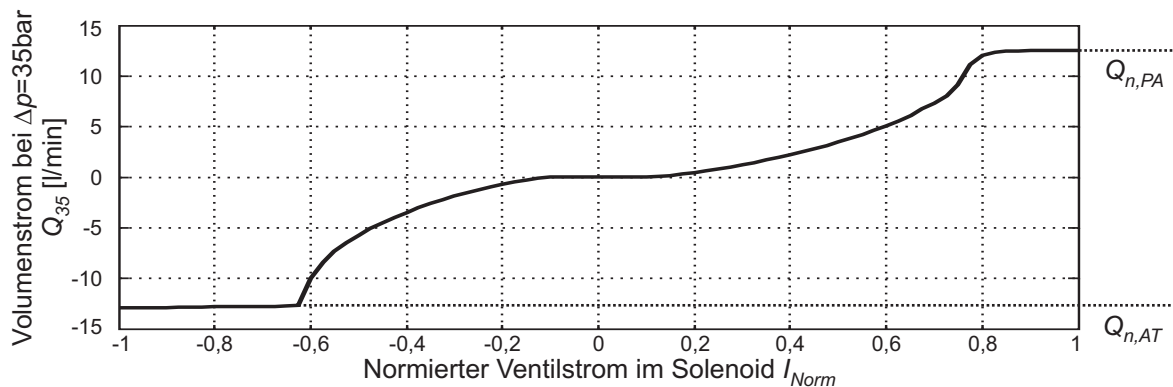


Abbildung 4.28: Ventilkennfeld: Volumenstrom bei 35bar Kantendruck über Ventilstrom

Die Nennvolumenströme der beiden Kanten lassen sich direkt aus dem Kennfeld entnehmen, die

Funktionen $f(I_{Norm})$ ergeben sich aus (4.4.5).

$$\begin{aligned} f_{AT}(I_{Norm}) &= \begin{cases} 0 & | I_{Norm} < 0 \\ Q_{35}(I_{Norm})/Q_{n,AT} & | I_{Norm} \leq 0 \end{cases} \\ f_{PA}(I_{Norm}) &= \begin{cases} 0 & | I_{Norm} < 0 \\ Q_{35}(I_{Norm})/Q_{n,PA} & | I_{Norm} \geq 0 \end{cases} \end{aligned} \quad (4.4.5)$$

(4.4.4) enthält als weitere offene Parameter die Werte für die Schieberdynamik T_S und d . Um die Schieberdynamik möglichst ohne weitere Einflüsse zu bestimmen, wurde der Frequenzgang von der am Stromverstärker anliegenden Spannung U zum Druck in der großen Zylinderkammer p_Z mittels bandbegrenztem Rauschen gemessen (vgl. Abbildung 4.31). Zum Modellabgleich wurde ein linearisiertes Modell herangezogen, dessen Übertragungsfunktion an den vermessenen Frequenzgang über die Minimierung der quadratischen Fehlerfläche angepasst wurde. Dabei war aber folgende Schwierigkeit zu berücksichtigen: Aufgrund der positiven Überdeckung des Ventils ist eine saubere Linearisierung von (4.4.3) um den Betriebspunkt $I_{Norm} = 0$ nicht möglich, da⁴⁰

$$\Delta Q_A = \left(\frac{\partial Q_A}{\partial I_{Norm}} \right)_{BP} \cdot \Delta I_{Norm} + \left(\frac{\partial Q_A}{\partial p_T} \right)_{BP} \cdot \Delta p_T + \left(\frac{\partial Q_A}{\partial p_{HD}} \right)_{BP} \cdot \Delta p_{HD} + \left(\frac{\partial Q_A}{\partial p_A} \right)_{BP} \cdot \Delta p_A = 0 \quad (4.4.6)$$

Auch das Übertragungsverhalten des Verstärkers (4.4.1) ist um den Betriebspunkt $U = 0$ herum nicht linearisierbar. Als „linearisierte“ Beziehung wurde daher idealisiert

$$\begin{aligned} \Delta Q_A &= K \cdot \Delta \tilde{U} \\ \Delta \dot{\tilde{U}} &= \frac{1}{T_S^2} \Delta U - \frac{2d}{T_S} \Delta \dot{\tilde{U}} - \frac{1}{T_S^2} \Delta \tilde{U} \end{aligned} \quad (4.4.7)$$

angesetzt. K ist abhängig von der Art des verwendeten Anregungssignals ΔU . Das lineare Modell für die Messanordnung unter der vereinfachenden Annahme (4.4.7) ist in Abbildung 4.29 dargestellt.⁴¹

Unter Berücksichtigung der über separate Messungen bestimmten Kapazitäten und Induktivitäten von Leitung und Zylinder (siehe unten) konnte für die Schieberdynamik ein überdämpftes Verhalten mit Polen bei 19Hz und 29Hz festgestellt werden. Die Gültigkeit dieser Messergebnisse trotz der vereinfachenden Annahme (4.4.7) wurde anhand von Simulationen der Messung am nichtlinearen Modell überprüft. Diese bestätigten, dass eine Bestimmung der Parameter T_S und d über die Messung möglich ist, der Betrag des gemessenen Frequenzgangs jedoch erwartungsgemäß stark von der Anregung abhängt, so dass sich eine Auswertung (z.B. in Hinblick auf die Kapazität C) nicht lohnt.

Leitungen und Kapazitäten Ventil und große Zylinderkammer, aber auch kleine Zylinderkammer und Zwischendruck-Versorgung sind über Leitungen miteinander verbunden. Das Übertragungsverhalten von Leitungen lässt sich über Modelle mit konzentrierten Parametern beschreiben, die analog zu elektrischen Schaltkreisen aus Kapazitäten C , Induktivitäten L (diese

⁴⁰Die partiellen Ableitungen nach p_T , p_{HD} und p_A enthalten alle multiplikativ

$$f_{AT}(I_{Norm} = 0) = f_{PA}(I_{Norm} = 0) = 0$$

Die partielle Ableitung nach I_{Norm} verschwindet aufgrund der Totzone, in der auch

$$\frac{\partial f_{AT}}{\partial I_{Norm}}(I_{Norm} = 0) = 0$$

⁴¹Modellanteile für Zylinder-Leitung und Zylinderkammer werden im Anschluss an das Ventil beschrieben und können auch der Darstellung des nichtlinearen Gesamtmodells in Abbildung 4.31 entnommen werden.

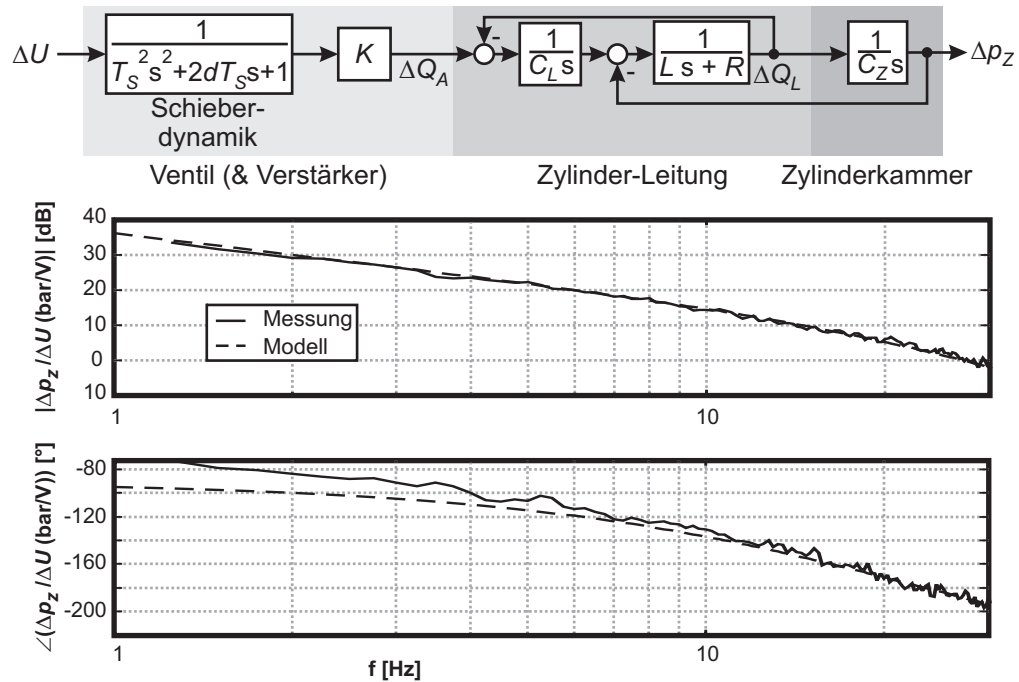


Abbildung 4.29: Lineares Modell der Messstrecke zur Bestimmung der Ventildynamik und Messergebnis

entsprechen Massenkräften) und Widerständen R zusammengesetzt werden [Mur01], [SSW03].

$$\begin{aligned}
 L &= \frac{l_{\text{Leitung}} \cdot \rho_{\text{Öl}}}{A_{\text{Leitung}}} \\
 C &= \frac{A_{\text{Leitung}} l_{\text{Leitung}}}{E'_{\text{Öl+Leitung}}} \\
 R &= \frac{8 \pi \eta_{\text{Öl}} l_{\text{Leitung}}}{A_{\text{Leitung}}^2}
 \end{aligned} \tag{4.4.8}$$

(A_{Leitung} - Leitungsquerschnitt, l_{Leitung} - Leitungslänge, $\rho_{\text{Öl}}$ - Öldichte, $\eta_{\text{Öl}}$ - dynamische Ölviskosität, $E'_{\text{Öl+Leitung}}$ - Ersatzkompressionsmodul)

Anhand der Gleichungen 4.4.8 können die Werte der konzentrierten Parameter in der in Abbildung 4.25 gezeigten Anordnung sowohl für die Leitungen als auch für die Zylinderkammer berechnet werden. Die zugehörigen Modelle sind in Abbildung 4.31 enthalten. Zur Kontrolle wurden die berechneten Werte für R , C_Z und C_L auch experimentell bestimmt. Da die Induktivität L theoretisch gut berechenbar ist, wurde für sie auf eine experimentelle Kontrolle verzichtet.

1. Zur Bestimmung der Gesamtkapazität zwischen Ventil und Zylinder einschließlich der Ölsäule in der großen Zylinderkammer kann der Druckanstieg von p_Z ausgewertet werden, der sich beim Verfahren des Zylinders gegen den oberen Anschlag einstellt. Die Messung basiert auf der Idee, dass der Volumenstrom Q_A bei konstant geöffnetem Ventil zum Zeitpunkt des Zylinderanschlages zunächst näherungsweise konstant bleibt. Verfährt der Zylinder vor dem Anschlag mit konstanter Geschwindigkeit \dot{l} , so kann als Näherung für den Volumenstrom daher $Q_A = \dot{l} A_G$ angesetzt werden (A_G - Querschnittsfläche der großen Zylinderkammer). Die gesuchte Kapazität ergibt sich dann über (4.4.9).

$$C = \frac{dV}{dp_Z} = \frac{dV}{dt} \frac{dt}{dp_Z} = \frac{Q_A}{\dot{p}_Z} \tag{4.4.9}$$

2. R und C_Z können über die Vermessung des Frequenzgangs von Leitungsdruck p_L hinter dem Ventil zum Zylinderdruck p_Z ermittelt werden. Diese Messung ist abhängig von den Parametern L , R und C_Z . Allerdings können hierüber lediglich zwei dieser drei Parameter bestimmt werden, L wird als bekannt vorausgesetzt.
3. Über C und C_Z ist nunmehr auch $C_L = C - C_Z$ bestimmt.

Zylinder Bei der Modellierung des Zylinders wurde, wie schon in Abbildung 4.25 gezeigt, für die große Zylinderkammer ein lineares Kammermodell mit Kapazität C_Z integriert, die zusammen mit der Leitungsdynamik im vorigen Abschnitt identifiziert wurde. Das Modell der kleinen Zylinderkammer berechnet den in die Kammer fließenden Volumenstrom direkt aus der Kolbenbewegung und erwartet als Modelleingang den auf den Kolben wirkenden Druck. Die Leckage zwischen den Zylinderkammern kann vernachlässigt werden.

Die Bewegung des Kolbens $l(t)$ mit Masse m_K kann über die Bewegungsgleichung

$$m_K \ddot{l} = F_{Hydr} + F_{Reibung} \quad (4.4.10)$$

bestimmt werden.⁴² F_{Hydr} setzt sich aus den gegeneinander wirkenden Druckkräften beider Zylinderkammern zusammen. Die Reibkraft $F_{Reibung}$ wurde experimentell bestimmt. Abbildung 4.30 zeigt ihren Verlauf über der Geschwindigkeit \dot{l} .

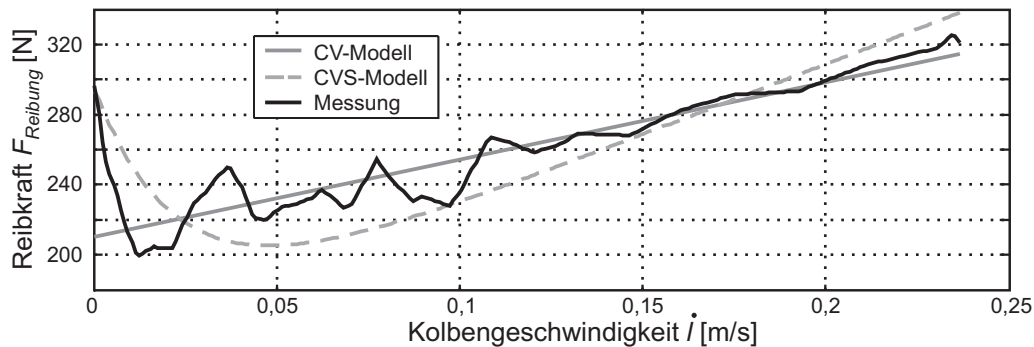


Abbildung 4.30: Zylinderreibung

Bei Geschwindigkeit $\dot{l} = 0 \text{ m/s}$ ist die Haftreibung zu erkennen. Zur Modellierung wurde sowohl ein Ansatz mittels coulombscher und viskoser Reibung nach [Si02] (CV-Modell) als auch ein Reibmodell mit coulombscher und viskoser Reibung unter Einbeziehung eines Anteils zur Modellierung der Stribeck-Kurve nach [KH02] getestet (CVS-Modell). Beide Modelle wurden über eine Minimierung der quadratischen Fehlerfläche an die Messdaten angepasst. Obwohl der Verlauf der Stribeck-Kurve im Ansatz zu erkennen ist (Abbildung 4.30), konnte über das einfachere CV-Modell nach (4.4.11) eine bessere Anpassung erzielt werden.

$$F_{Reibung} = d_v \dot{l} + F_{Coulomb} \tanh(\text{slope} \dot{l}) \quad (4.4.11)$$

(d_v - viskose Dämpfungskonstante, $F_{Coulomb}$ - konstante Coulombsche Reibkraft, slope - Simulationsschrittweiten-abhängige Steigung der \tanh -Funktion, die die Diskontinuität der Reibkennlinie um 0 herum durch den Term $\tanh(\text{slope} \dot{l})$ auf Kosten der Simulationsgenauigkeit verhindert)

⁴²Gewichtskräfte können unabhängig von der Zylindereinbaulage gegenüber den sehr viel größeren hydraulischen Kräften und der Reibung vernachlässigt werden.

Sensor und RC-Filter Zur Messung der Zylinderposition wird ein LVDT-Sensor der Firma Penny&Giles verwendet, dessen Dynamik und Linearitätsverhalten vermessen wurden. Dynamisch ließ sich dabei für den LVDT-Sensor eine Totzeit von 1,56ms nachweisen. Linearitätsfehler stellten sich als vernachlässigbar gering heraus, so dass der Sensor in Abbildung 4.31 über ein Totzeit-Glied abgebildet wird. Das Anti-Aliasing-Filter ist als passives RC-Glied über Kondensator und Widerstand realisiert. Es wird im Modell über ein PT_1 -Glied mit der Eckfrequenz ω_{AA} abgebildet.

Nichtlineares, dynamisches Zylindermodell Abbildung 4.31 zeigt das vollständige nichtlineare Modell des MFM Zylinder (Begrenzungen von Druckzuständen u.ä. Feinheiten sind der Übersichtlichkeit halber nicht dargestellt). Das Modell berechnet bei gegebener Verstärkereingangsspannung U die gemessene Zylinderlänge l_{mess} . Zusätzliche Schnittstellen nach außen stellen Hauptdruck p_{HD} und Zwischendruck p_{ZD} dar, für die vom Modell die jeweils entnommenen Volumenströme berechnet werden. Auch die simulierte Zylinderlänge l ist verfügbar.

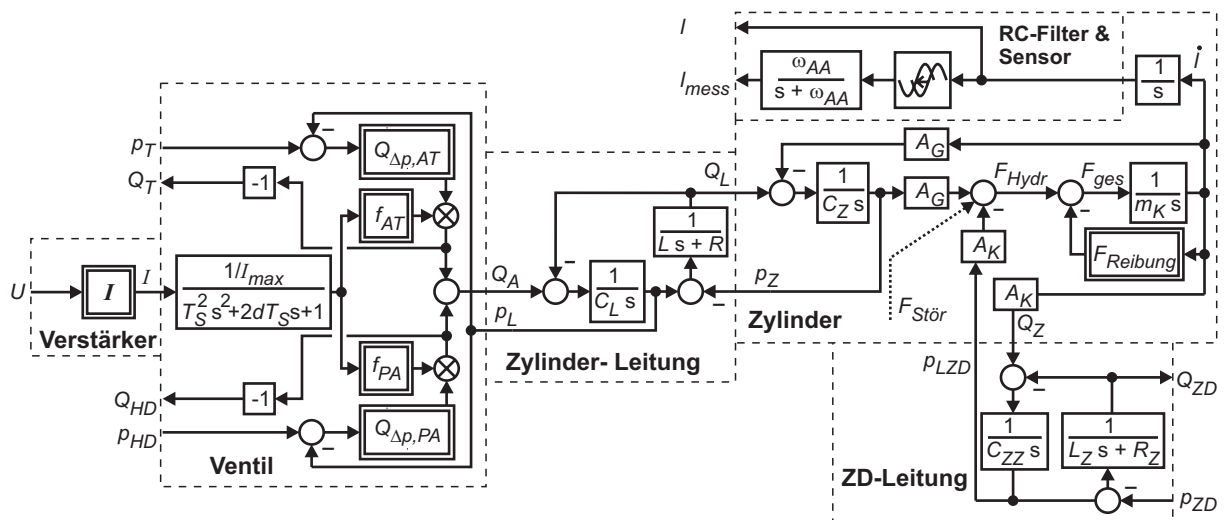


Abbildung 4.31: Nichtlineares Streckenmodell für das MFM Zylinder

Zur Überprüfung des Gesamtmodells wurden Messungen mit farbigem Rauschen am offenen und mit einem einfachen P-Regler geregelten System sowie Sprungantworten am geregelten System vermessen und mit Simulationsergebnissen verglichen. Die Ergebnisse sind in Abbildung 4.32 dargestellt. Die Simulation zeigt - berücksichtigt man die Temperaturabhängigkeit und das unterschiedliche Schieberverhalten aufgrund von Haftreibung im Ventil - eine gute Übereinstimmung mit den Messungen. Insbesondere der Frequenzgang wird gut wiedergegeben. Die zum Teil etwas größeren Abweichungen in der Sprungantwort resultieren aus den Ungenauigkeiten im Druckverlauf, der hier aufgrund der schwierig zu erfassenden Reibungsverhältnisse trotz Verwendung des identifizierten Reibkennfelds noch nicht exakt beschrieben wird. Die Auswirkungen der Reibung sind in der Sprungantwort gut zu sehen. Sie führt zu einem Abflachen der Sprungantwort in den Wendepunkten.

Einfluss der Druckversorgung auf das MFM Zylinder Das MFM Zylinder nutzt sowohl Hauptdruck- als auch Zwischendruckversorgung. Für eine unabhängige Auslegung der Informationsverarbeitung für Versorgungsmodule und MFM Zylinder müssen dynamische Wechselwirkungen zwischen diesen Modulen gering bleiben. Dass dies für die Hauptdruckversorgung gilt, wurde schon in Abschnitt 4.3.3 gezeigt.

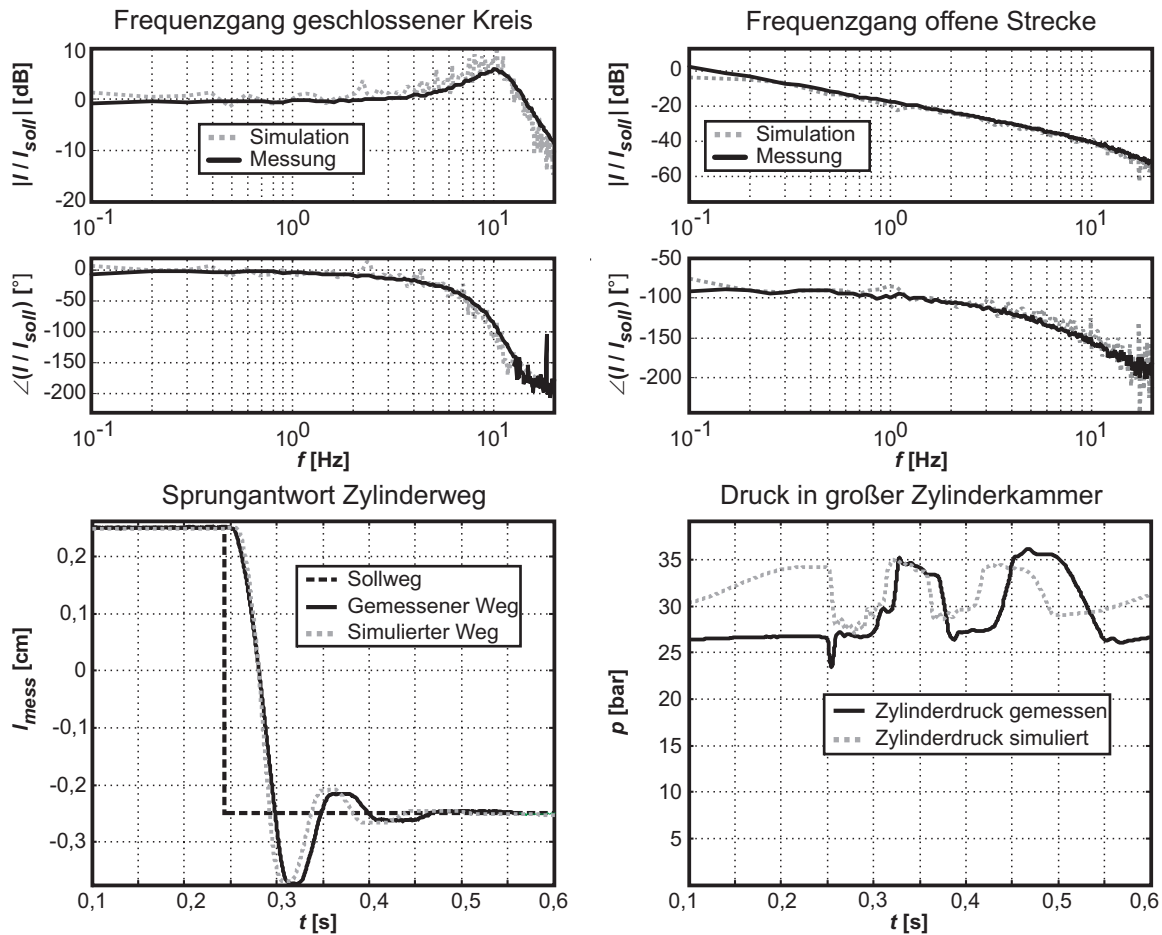


Abbildung 4.32: Vergleich von Simulation und Messung

Die Zwischendruckversorgung wirkt im Normalbetrieb nach Abschnitt 4.3.2 wie eine große Kapazität C_{ZD} , die im Modell des MFM Zylinder nach Abbildung 4.31 über ein zusätzliches integrierendes Glied $\dot{p}_{ZD} = 1/C_{ZD} Q_{ZD}$ berücksichtigt werden kann. Die Bedeutung dieser Kapazität kann über die Übertragungsfunktion von Q_A nach \dot{l} abgeschätzt werden. Hierbei zeigt sich, dass die Kapazität C_{ZD} vernachlässigt werden kann, da $C_{ZD} \gg (C_L + C_Z)$. Der Zwischendruck p_{ZD} kann daher für die Auslegung der Regelung des MFM Zylinder konstant angenommen werden.

4.4.1.2 Controller - Schritt 1: MFM Zylinder ausgebaut

Die Controller-Entwicklung erfolgt in diesem Abschnitt für ein einzelnes MFM Zylinder anhand des im vorigen Abschnitt entwickelten Streckenmodells.

Grundstruktur des Controllers Der Controller setzt sich aus zwei Teilreglern für den Betrieb und den ausgeschalteten Zustand zusammen (Abbildung 4.33). Im Normalbetrieb wird die gemessene Zylinderlänge l_{mess} über die Stellspannung U für den Stromverstärker auf die vom überlagerten MFM Neigemodul vorgegebene Solllänge l_{soll} eingeregelt. Im Fall eines Ereignis „Stand“ kann der reflektorische Operator jedoch auch auf einen eigenen Sollwert $l_{Soll,RO}$ umschalten (siehe Abschnitt 4.4.1.4). Der Regler für den ausgeschalteten Zustand gibt eine konstante Spannung $U = 0$ vor.

Regelungsstrategie für den Regler „Betrieb“ Die Kernaufgabe der Controllerentwicklung besteht in der Auslegung des Betriebsreglers für die in Abbildung 4.31 gezeigte Regelstrecke. Die Regelungsstrategie dieses Reglers muss dabei insbesondere die hohe Nichtlinearität der

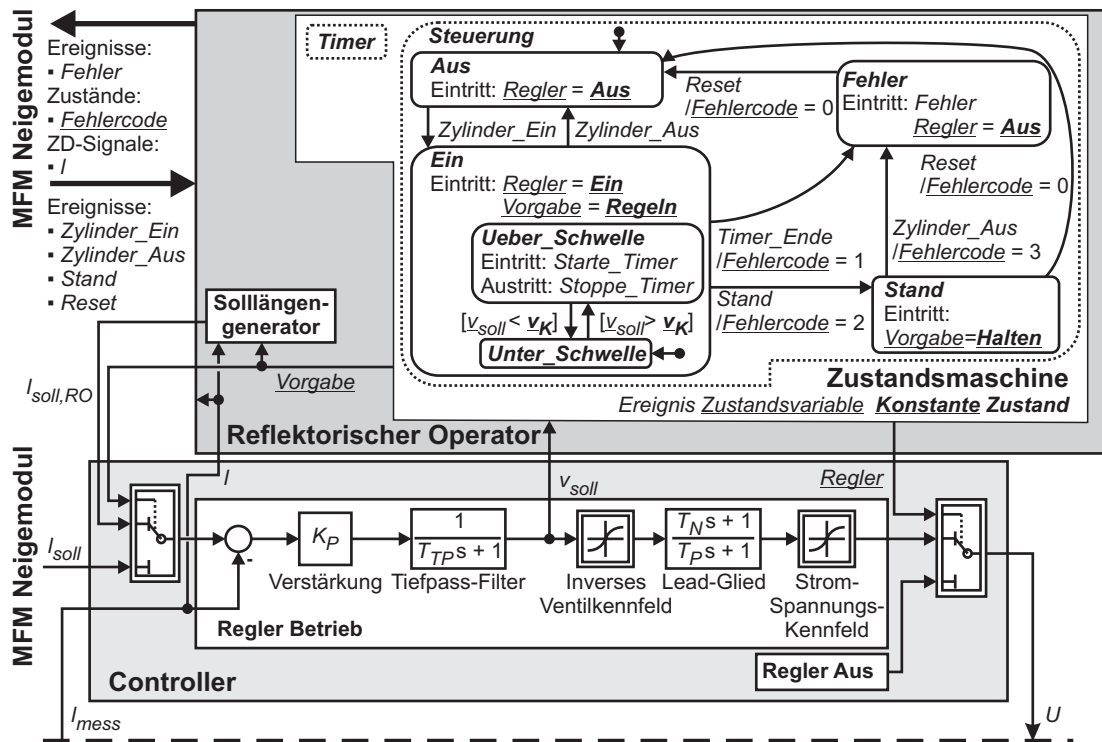


Abbildung 4.33: OCM des MFM Zylinder

Regelstrecke reflektieren. Besonders deutlich ist die nichtlineare Abhängigkeit des Ventilverstroms von der Schieberstellung $f_{AT}(I_{Norm})$ bzw. $f_{PA}(I_{Norm})$, was sich gut an der Ventilkennlinie in Abbildung 4.28 veranschaulichen lässt: Die Steigung der Ventilkennlinie ($\partial Q_{35}/\partial I_{Norm}$) variiert zwischen $\approx 50\text{l/min}$ im weit geöffneten Bereich und $0,5\text{l/min}$ um den Betriebspunkt $I_{Norm} = 0$ herum⁴³, d.h. die Verstärkung des offenen Kreises ändert sich amplitudenabhängig um näherungsweise 40dB. Dies hat zur Folge, dass bei einer linearen Reglerauslegung aufgrund der notwendigen hohen Amplitudenreserve nur eine inakzeptable Bandbreite im Kleinsignalbereich erreicht werden kann. Aus diesem Grund wurde ein nichtlinearer Regelungsansatz gewählt.

Nichtlineare Ansätze zur Regelung hydraulischer Systeme sind in der Literatur weit verbreitet. Ein besonders oft anzutreffendes Verfahren ist die Feedback-Linearisierung [AAVD02], [WC94]. Dabei wird in der Regel das Wurzelkennfeld (4.3.3) über Druckmessungen linearisiert. Hier hätte sich für eine Feedback-Linearisierung die Messung der Ventilschieberlage angeboten. Da diese nicht zur Verfügung steht und eine Beobachtung über die Zylinderdynamik (bzw. u.U. über die Druckdynamik) aufgrund des extrem nichtlinearen Streckenverhaltens zu riskant erschien, kommt eine feed-forward-Linearisierung zum Einsatz. Ein ähnlicher Ansatz wurde in [Hes98] mit großem Erfolg bei der Regelung eines magnetisch gelagerten Mehrkoordinatenantriebs verwendet. Die Grundidee besteht darin, den Regler in einen nichtlinearen und einen linearen Anteil zu zerlegen (Abbildung 4.34). Über den nichtlinearen Regelungsanteil werden Nichtlinearitäten in der Regelstrecke kompensiert, so dass der lineare Regler an einer linearen Ersatzstrecke ausgelegt werden kann.

Nichtlineare Kompensation Die nichtlineare Kompensation für das MFM Zylinder erfolgt in zwei Stufen. Abbildung 4.35 zeigt das Vorgehen. Vereinfachend wird inkompressibles Öl vorausgesetzt, so dass $Q_A = A_G \dot{l}$ gilt.

⁴³Für $I_{Norm} = 0$ ist genau genommen $(\partial Q_{35}/\partial I_{Norm}) = 0$. Daher wurde ein Differenzenquotient zwischen $-0,15$ und $0,15$ berechnet.

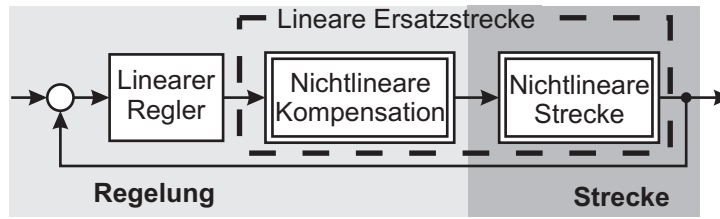


Abbildung 4.34: Grundidee der nichtlinearen feed-forward-Kompensation

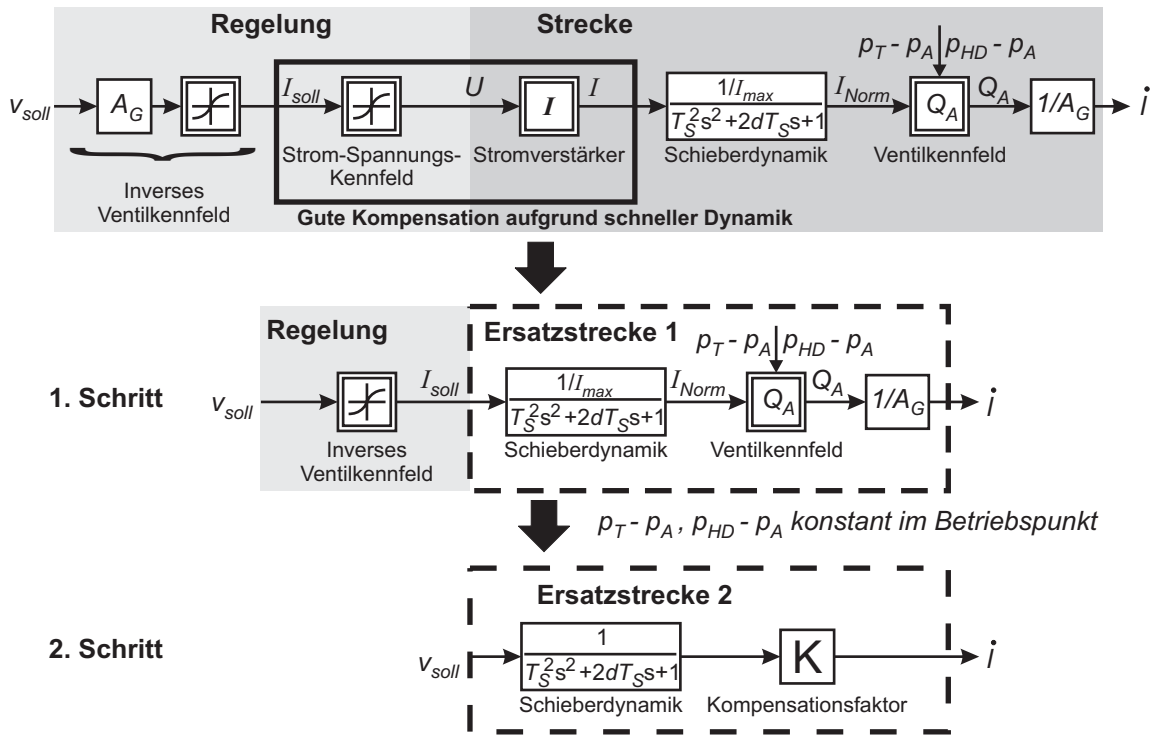


Abbildung 4.35: Feed-forward Kompensation des nichtlinearen Stromverstärker- und Ventilverhaltens

Im ersten Schritt wird die nichtlineare Stromkennlinie (4.4.1) durch ein Strom-Spannungskennfeld kompensiert, das die benötigte Spannung U am Stromverstärker in Abhängigkeit des geforderten Sollstroms I_{soll} berechnet (siehe Abbildung 4.36, rechts). Aufgrund der hohen Dynamik des Stromverstärkers erfolgt diese Kompensation praktisch ideal. Der verbleibende Regleranteil kann mit einer vereinfachten Ersatzstrecke 1 arbeiten, die über einen Strom I_{soll} angesteuert wird.

Im zweiten Schritt wird analog zur Stromkennlinie auch das nichtlineare Verhalten (4.4.3) des Ventilkennfelds $Q_A(I_{Norm}, (p_T - p_A), (p_{HD} - p_A))$ kompensiert. Dabei wird die vereinfachende Annahme getroffen, dass die Differenzdrücke $p_T - p_A$ und $p_{HD} - p_A$ näherungsweise konstant im spezifizierten Betriebspunkt bleiben.⁴⁴ Bei idealem Schieber mit $I_{Norm} = I/I_{max}$ ist eine vollständige Kompensation über ein inverses Ventilkennfeld⁴⁵ $v_{soll} \rightarrow I_{soll}$ möglich (siehe Abbildung 4.36, links). Durch die im Vergleich zum für die Regelung relevanten Frequenzbereich (ca. 11Hz) langsame Schieberdynamik (4.4.4) erfolgt die Kompensation nur noch unvollständig, die

⁴⁴Im Normalbetrieb bleiben die Änderungen im Bereich $0,5 < \frac{\Delta p}{\Delta p_{Betrieb}} < 2$. Aufgrund der Wurzelkennlinie verändert sich die Verstärkung des Regelkreises somit um die Faktoren 0,7 bzw. 1,4, was einer Variation von 6dB entspricht.

⁴⁵Genau genommen müsste das inverse Ventilkennfeld die Funktion $Q_A(I_{Norm})$ abbilden. Vereinfachend wurden die Konstanten A_G und I_{max} in das Kennfeld eingerechnet.

Zeitantworten des unvollständig kompensierten Systems bei Schwingungen um den Betriebspunkt $I_{Norm} = 0$ werden verzerrt und abgeschwächt. Die notwendige Anpassung der Ersatzstrecke wird weiter unten bei der Beschreibung eines linearen Modells für das MFM Zylinder beschrieben. Grundsätzlich verbessert sich die Kompensation, je schneller die Dynamik zwischen inversem Ventilkennfeld und Ventilkennfeld ist.

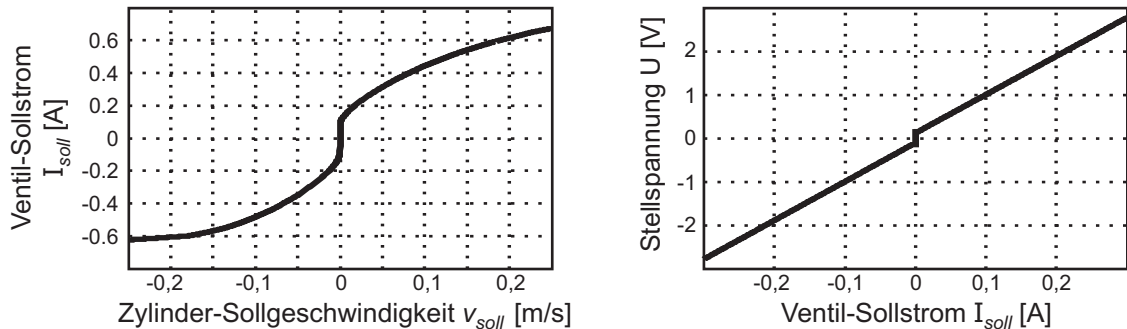


Abbildung 4.36: Inverses Ventilkennfeld (links) und Strom-Spannungskennfeld (rechts)

Linearer Regelungsanteil Der lineare Regelungsanteil ist als PD-Regler ausgeführt, der zur Unterdrückung von hochfrequentem Rauschen in der stark EMV-belasteten Railcab-Umgebung um ein zusätzliches PT_1 -Tiefpassfilter erweitert ist. Der PD-Regler soll als Kompensationsregler so ausgelegt werden, dass die Regler-Nullstelle den langsamsten Ventilschieberpol nach (4.4.4) kompensiert. Er wird daher in der Form

$$G_{PD} = K_P \underbrace{\frac{T_N s + 1}{T_P s + 1}}_{G_1}$$

notiert. G_1 wird in der angelsächsischen Literatur auch als Lead-Glied bezeichnet [HD04].

Stationäre Genauigkeit ist aufgrund der Systemstruktur nach Abbildung 4.31 auch ohne integralen Anteil im Regler gegeben: Zum einen sichert der freie Integrator des Zylinders von \dot{l} nach l die stationäre Genauigkeit der Führungsübertragungsfunktion. Zum anderen werden auch konstante Störkräfte $F_{Stör}$ auf den Zylinder, z.B. durch eine Beladung des Fahrzeugs, ausgeglichen, da der Integrator der Zylinderkapazität C_Z für den Übertragungspfad vom Volumenstrom Q_L zur Kolbengeschwindigkeit \dot{l} wie ein integraler Regler wirkt.⁴⁶

Anordnung der Regelblöcke Während Abbildung 4.34 ursprünglich eine sequentielle Anordnung von linearem Regler und nichtlinearer Kompensation vorschlägt, legt ein Blick auf das in Schritt zwei der Abbildung 4.35 entwickelte System eine andere Anordnung nahe: Da das Lead-Glied genutzt werden soll, um den langsamsten Ventilschieberpol zu beschleunigen, liegt es nahe, dieses Glied *hinter* das inverse Ventilkennfeld zu verschieben. So wird die Genauigkeit der Kompensation verbessert, da die Dynamik zwischen inversem Ventilkennfeld und Ventilkennfeld schneller wird. Eine simulative Überprüfung konnte diese Aussage bestätigen. Der Regler erhält damit die in Abbildung 4.33 gezeigte Struktur: Verstärkung K_P und PT_1 -Tiefpass-Filterung finden sich vor dem inversen Ventilkennfeld, das Lead-Glied dahinter. Das Strom-Spannungskennfeld schließt die Regelung ab.

⁴⁶Eine wesentliche - hier gegebene - Voraussetzung für die Zylinderregelung ohne Integralanteil sind leakagefreie Zylinder.

Lineares Modell des MFM Zylinder Sowohl für die Auslegung des linearen Regleranteils als auch zur Analyse der überlagerten Module ist ein lineares Modell des MFM Zylinder hilfreich. Große Teile des erstellten nichtlinearen Modells in Abbildung 4.31 sind bereits linear und brauchen nicht weiter behandelt zu werden. Lediglich bei der Coulombschen Reibung im Zylinder sowie den nichtlinearen Strom- und Ventilkennlinien handelt es sich um nichtlineare Modellanteile. All diese Nichtlinearitäten sind um den Betriebspunkt 0 herum nicht (oder nicht sinnvoll) differenzierbar, so dass eine Linearisierung im klassischen Sinn nicht möglich ist. Während die Coulombsche Reibung nach Überprüfung mittels Simulation durch geschwindigkeitsproportionale Dämpfung ersetzt werden konnte, war eine solche Ersetzung für die Nichtlinearitäten von Stromverstärker und Ventil nicht ohne weiteres möglich. Daher wurde das lineare Modell unter Einbeziehung der Regelungsstrategie erstellt, indem die nichtlinearen Kompensationsanteile der Regelung nach Abbildung 4.35 mit dem nichtlinearen Modell zusammengezogen wurden. Das lineare Modell basiert damit auf Ersatzstrecke 2.

Um festzustellen, wie die unvollständige Kompensation aufgrund des langsamen Schiebers im linearen Modell zu berücksichtigen ist, wurden lineares Modell und nichtlineares Modell anhand von Simulationen verglichen. Diese Simulationen wurden mit geschlossenem Regelkreis durchgeführt, da das lineare Modell primär für die Reglerauslegung genutzt werden soll. Es stellte sich heraus, dass die unvollständige Kompensation wie eine Absenkung der Verstärkung um den Faktor K wirkt⁴⁷ (Abbildung 4.35, Schritt 2).

Parametrisierung für den ausgebauten Zustand Die Parameter des Zylinderreglers stellen zum Teil Modellparameter dar, die aus Identifizierungsergebnissen aus Abschnitt 4.4.1.1 abgeleitet werden können, zum Teil Design-Parameter, über die das dynamische Verhalten des MFM Zylinder festgelegt wird. Zur ersten Gruppe gehören die Parameter der nichtlinearen Kompensation und die Nullstelle des Lead-Glieds. Bei Reglerverstärkung K_P und Zeitkonstante T_P des Lead-Glieds handelt es sich um Design-Parameter. Die Eckfrequenz des PT_1 -Glieds nimmt eine Mittelstellung ein. Sie soll nicht als Design-Parameter für das dynamische Verhalten genutzt werden, lässt sich aber auch nicht anhand eines Streckenparameters feststellen. Daher wurde manuell ein geeigneter Wert bestimmt, der hoch genug liegt, um möglichst geringen Einfluss auf die dynamische Auslegung zu haben, dabei aber gleichzeitig eine ausreichende Rauschunterdrückung hoher Frequenzen ermöglicht.

Zur Bestimmung der Design-Parameter wurde ein modellgestütztes, automatisiertes Verfahren genutzt, das eine Parameterbestimmung anhand der Vorgabe einer Wunschdynamik für das geregelte MFM Zylinder ermöglicht. Hierbei wurde die Übertragungsfunktion $G_{Zyl}(s)$ des geschlossenen Regelkreises für den linearen Regleranteil unter Verwendung des linearen Modells berechnet

$$G_{Zyl}(s) = \frac{l(s)}{l_{soll}(s)}$$

und über die Minimierung der approximierten quadratischen Fehlerfläche o

$$o = \sum_{\text{Stützpunkte}} |G_{Zyl}(f) - G_{Wunsch}(f)|^2 \quad (4.4.12)$$

an eine Wunschübertragungsfunktion $G_{Wunsch}(s)$ angepasst. Durch dieses Verfahren konnten die Parameter schnell, flexibel und auf anschauliche Weise bestimmt werden. Abbildung 4.37 zeigt einen am Zylinder V11 vermessen Frequenzgang für eine Wunschübertragungsfunktion mit drei Polen bei 10Hz (Kurve „Soll“). Die am Modell bestimmten Parameter lieferten somit auch am realen System das gewünschte Verhalten.

⁴⁷Das so kompensierte lineare Modell liefert richtige Simulationsergebnisse für den geschlossenen Regelkreis, kann aber nicht für Simulationen am offenen Kreis genutzt werden.

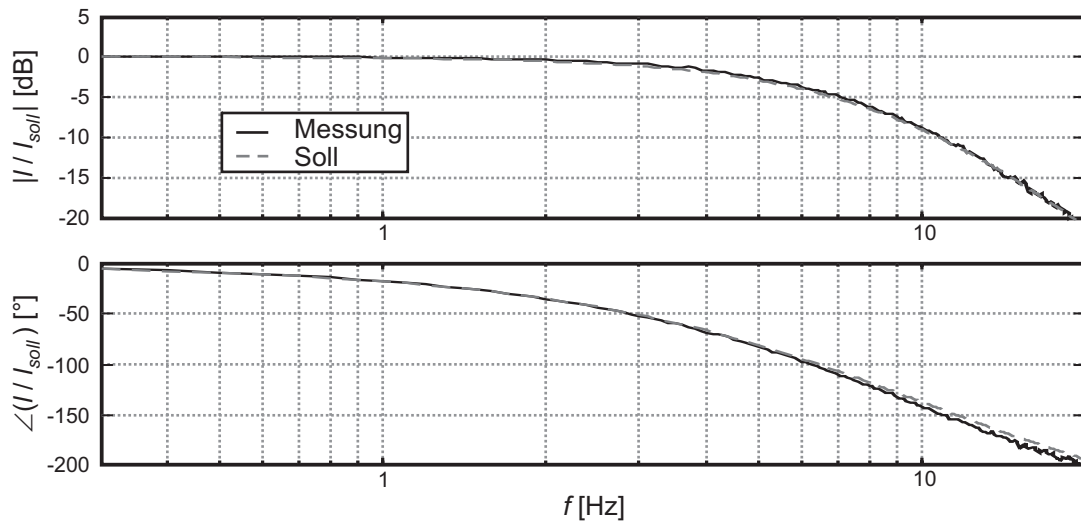


Abbildung 4.37: Frequenzgang des Zylinders V11, unverbaut, 3 x 10Hz Vorgabe

4.4.1.3 Controller - Schritt 2: MFM Zylinder im Fahrzeug

Nach der Entwicklung der Informationsverarbeitung für das OCM Zylinder im ausgebauten Zustand sollen die MFM Zylinder nun als Aktoren in die übergeordneten Aggregate eingebaut werden. Die hierfür notwendigen Untersuchungen wurden direkt am Gesamtfahrzeug vorgenommen, ohne zunächst Neigemodule oder Neigetechnik separat zu betrachten (siehe hierzu Abschnitte 4.2.2, 4.4.2 und 4.4.3). Arbeiten am Modell basieren in diesem Abschnitt dementsprechend auf dem vollständigen in Abschnitt 4.4.4.1 beschriebenen Federungsmodell. Berechnungen von Übertragungsfunktionen fußen auf dem linearisierten Federungsmodell, das das beschriebene lineare Zylindermodell nutzt und somit eine nichtlineare Kompensation in der Zylinderregelung voraussetzt.

Beim Einbau der 6 Vertikal- und 4 Längszylinder in das Gesamtfahrzeug und ihrer Inbetriebnahme am Gesamtfahrzeug tritt folgende, bereits in Abschnitt 3.4.2.1 angesprochene Situation auf (siehe auch Abbildung 3.8):

Durch den Einbau der MFM Zylinder in die mechanische Tragstruktur der überlagerten Aggregate werden die Zylinder mechanisch über Aufbau, Neigetechnikrahmen, Luftfedern und Fahrwerk miteinander verbunden. Es entsteht eine Mehrgrößen-Regelstrecke mit den 10 gemessenen Zylinderlängen l_{V11} bis l_{L22} als Regelgrößen und den 10 Ventil-Stellspannungen U_{V11} bis U_{L22} als Stellgrößen. Während der Inbetriebnahme der MFM Zylinder bleiben die den Zylinder-Regelkreisen überlagerten Regelkreise (Neigemodul, Neigetechnik, Federung) inaktiv. Die 10 Eingrößen-Regler der MFM Zylinder formen daher eine dezentrale Regelung für die Mehrgrößen-Regelstrecke. Durch den Einbau eines MFM Zylinder kommt es somit möglicherweise nicht nur zu einer Veränderung des dynamischen Verhaltens aufgrund der veränderten Regelstrecke, sondern auch zu unerwünschten Wechselwirkungen zwischen den Regelkreisen.

Strukturüberprüfung mittels RGA Zunächst wurde anhand des in Abschnitt 3.4.2.2 vorgestellten RGA untersucht, welche Einflüsse die dezentralen Eingrößen-Regelkreise aufeinander ausüben. Hierzu wurde zunächst anhand des linearisierten Federungsmodells die 10×10 -Übertragungsmatrix $\underline{\mathbf{G}}(f)$ für die 10 Zylindermodule V11 bis L22 berechnet. Die Stellspannungen U_{V11} bis U_{L22} in die Stromverstärker bilden die Eingänge in die Matrix, die Zylinderlängen l_{V11} bis l_{L22} die Ausgänge. Die Übertragungsmatrix $\underline{\mathbf{G}}(f)$ stellt somit ein lineares Modell für die nach dem Einbau der Zylinder entstehende Mehrgrößen-Regelstrecke dar und beschreibt, wie sich die Zylinder bei Ansteuerung der Ventile im eingebauten Fahrzeug bewegen.

Anhand von $\underline{\mathbf{G}}(f)$ kann mittels (3.4.2) das RGA $\underline{\Lambda}(f)$ berechnet werden. Abbildung 4.38 zeigt die Werte von $\underline{\Lambda}(f)$ in der komplexen Ebene für Frequenzen zwischen 0,1Hz und 20Hz für die Vertikalzylinder.

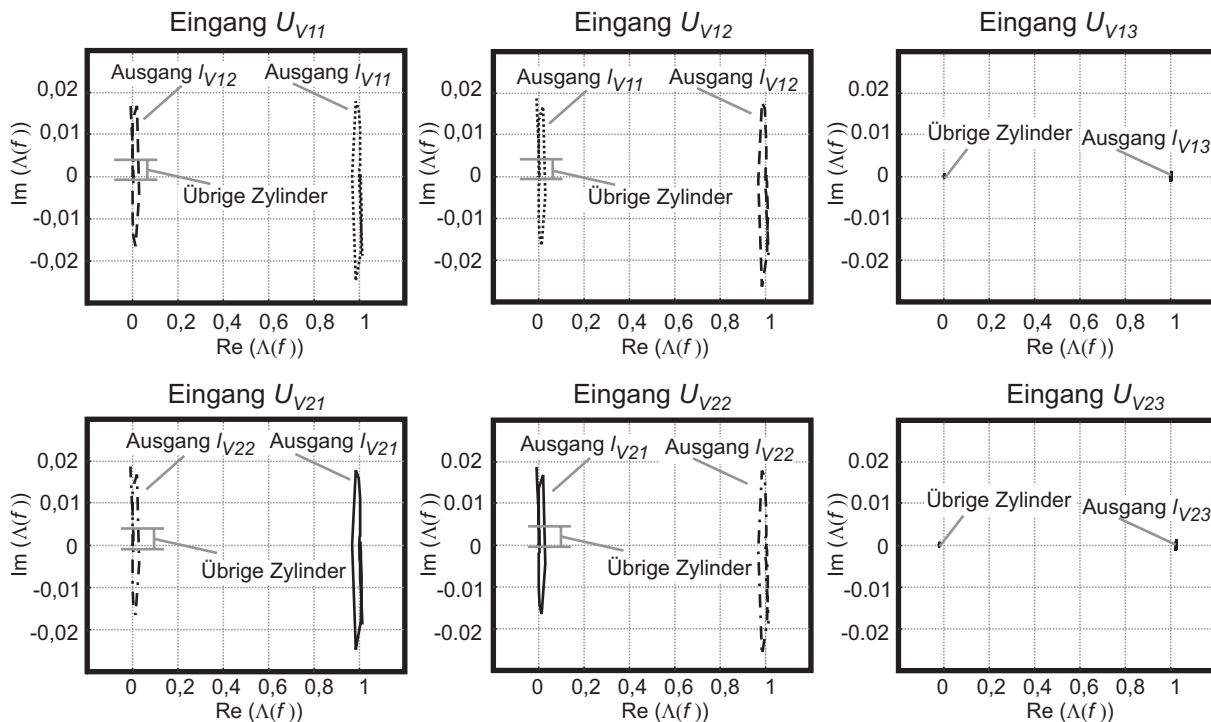


Abbildung 4.38: RGA für die Vertikalzylinder am linearisierten Federungsmodell

Das RGA zeigt eine praktisch vollständige Unabhängigkeit der Zylindermodule voneinander: Die Matrixelemente $(\underline{\Lambda})_{ii}(f)$ für Stell- und Messgröße eines Zylindermoduls sind im betrachteten Frequenzbereich bis 20Hz praktisch konstant 1, Matrixelemente zwischen Stell- und Messgrößen unterschiedlicher Zylindermodule liegen praktisch konstant bei 0. Dieses Ergebnis ist für die nicht abgebildeten Längszylinder noch deutlicher. Mit einer Wechselwirkung zwischen den Reglern ist somit nicht zu rechnen. Die gewählte Modularisierung stellt demnach auch aus regelungstechnischer Sicht eine günstige Einteilung dar. Die größte Verkopplung gibt es jeweils zwischen den Zylindern V11 und V12 bzw. V21 und V22. Die Messergebnisse für die Kreuzübertragungsfunktionen zwischen den MFM Zylinder in Abbildung 4.41 bestätigen die stärkere Verkopplung zwischen diesen Zylinderpaaren insbesondere für V21 und V22, aber auch in der Messung für V12 ist eine stärkere Verkopplung zwischen V11 und V12 erkennbar.

Vergleich der Zylinderdynamik zwischen ein- und ausgebautem Zustand, Zielparimetrisierung Da nach den Ergebnissen der RGA-Analyse nicht mit starken Wechselwirkungen zwischen den verschiedenen MFM Zylindern zu rechnen war, konnten die MFM Zylinder in das Fahrzeug eingebaut und zusammen in Betrieb genommen werden. Dazu mussten zunächst die nichtlinearen Kompensationsanteile der Regler an die veränderten Arbeitsdrücke der Zylinder angepasst werden. Anschließend wurde kontrolliert, ob auch die Design-Parameter der Regelung nach dem Einbau verändert werden müssen. Hierzu wurden einerseits die Übertragungsfunktionen der Zylinder am Fahrzeugmodell berechnet, andererseits die Frequenzgänge der Zylinder vermessen. Abbildung 4.39 zeigt das Ergebnis für den Zylinder V11.

Sowohl Übertragungsfunktion am Modell als auch vermessener Frequenzgang zeigen kaum

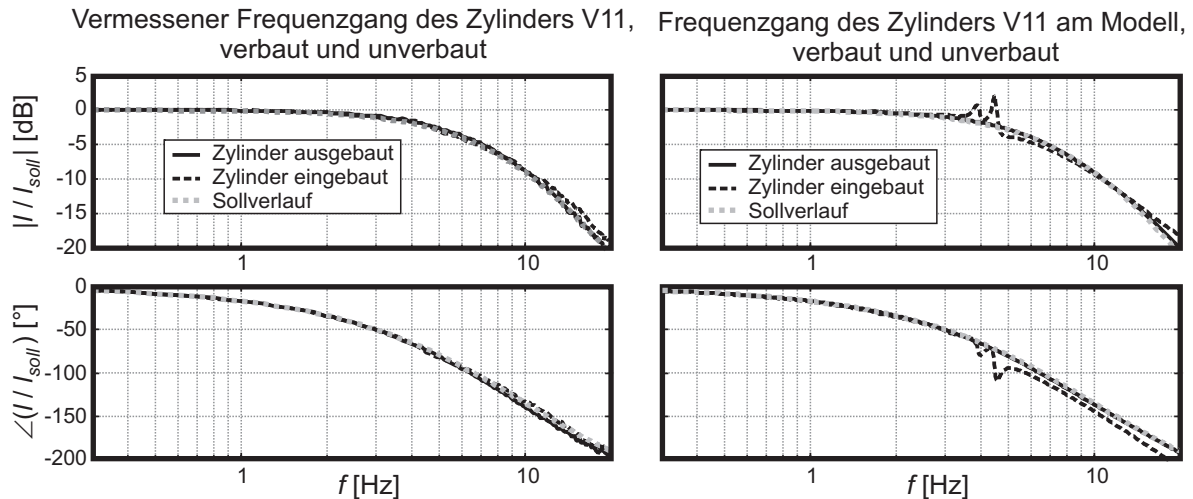


Abbildung 4.39: Vermessener und aus dem Modell berechneter Frequenzgang für den Zylinder V11, verbaut und unverbaut

Änderungen zwischen verbautem und unverbautem Zustand.⁴⁸ Eine Anpassung der Design-Parameter für die Regler nach dem Einbau ist nicht notwendig.

Nach diesen Vorabuntersuchungen wurde für die Zylinder eine geeignete Wunschdynamik G_{Wunsch} bestimmt, die nach Ergebnissen aus [LH05] angesetzt wurde und gleichzeitig die maximal mögliche Bandbreite für die gegebene Regelstrecke nahezu ausschöpft:

$$G_{Wunsch}(s) = \frac{l(s)}{l_{soll}(s)} = \frac{1}{1/2 \pi 40 \text{ Hz } s + 1} \frac{1}{(1/2 \pi f)^2 s^2 + 2 \zeta / 2 \pi f s + 1} \quad (4.4.13)$$

mit $f = 11\text{Hz}$ und $\zeta = 0,7$. Abbildung 4.40 zeigt die vermessenen Frequenzgänge für die Vertikalzylinder mit dieser Wunschvorgabe. Auf eine einzelne Vermessung der Zylinder wurde nach den Ergebnissen der Vorabuntersuchung verzichtet.

Bei dieser schnelleren Einstellung lässt sich für die Zylinder V12, V21 und V22 ein minimaler Einbruch des Betrags bei ca. 5Hz beobachten, was an die Änderungen der Übertragungsfunktion für den Zylinder V11 in Abbildung 4.39 erinnert. Wahrscheinlich handelt es sich hier um eine Kopplung der Zylinderdynamik mit der Wendebewegung oder der Pendelbewegung des Aufbaus, deren Eigenfrequenzen in diesem Frequenzbereich liegen (vgl. Abschnitt 4.4.4.2). Grundsätzlich aber liegen die Frequenzgänge der Zylinder nahe beieinander: Die Phase der Zylinder variiert in Abbildung 4.40 nur um 10° , was innerhalb der Messungenauigkeiten liegt, Betragsunterschiede liegen unterhalb von 2dB. An dieser Stelle ist eine weitere Bearbeitung der Zylinderparameter daher nicht mehr notwendig.

Kontrolle der Wechselwirkungen Während mittels der RGA-Analyse die Unabhängigkeit der Übertragungsfunktion eines MFM Zylinder von der Regelung der anderen MFM Zylinder bestätigt wurde, sollen in diesem Abschnitt die Störübertragungsfunktionen zwischen den geregelten MFM Zylinder untersucht werden, d.h. die Auswirkungen, die die Sollbewegung eines Zylinders auf die anderen Zylinder hat⁴⁹. Diese Kopplung entsteht durch Störkräfte, die bei der Bewegung eines Zylinders auf die anderen Zylinder ausgeübt werden. Die Untersuchung

⁴⁸Interessanter Weise sind Änderungen im Modell deutlicher als in der Messung. Modellvereinfachungen im Fahrzeugmodell, insbesondere die Modellierung des Aufbaus als Starrkörper, nicht als flexibler Rahmen, und Parameterungenauigkeiten, insbesondere eine zu geringe Dämpfung, sind wahrscheinliche Ursache für die Unge-nauigkeiten.

⁴⁹Auch für eine ideal dezentral regelbare Strecke können Störübertragungsfunktionen ungleich 0 auftreten: Im Fall einer idealen dezentralen Regelbarkeit wird das RGA der Streckenübertragungsmatrix zur Einheitsmatrix.

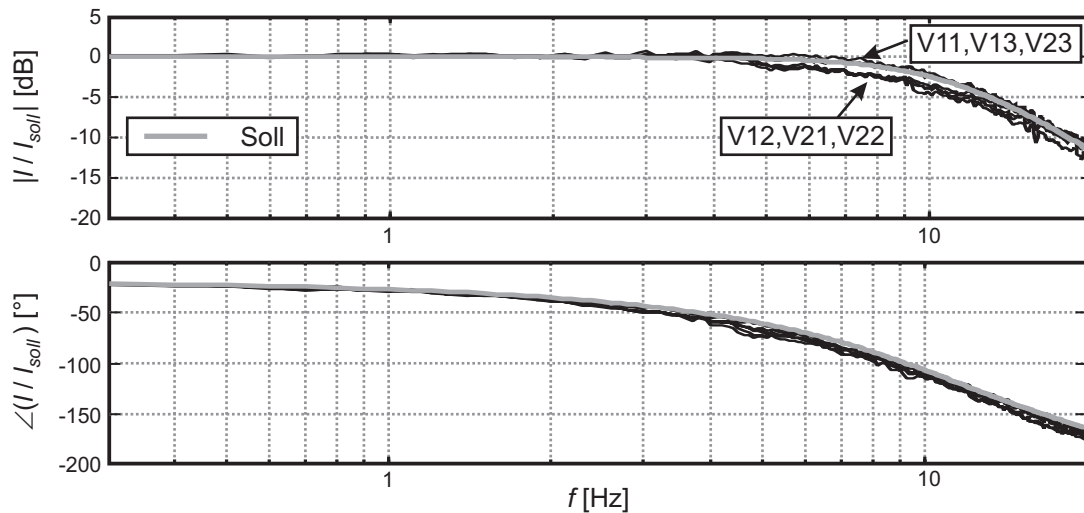


Abbildung 4.40: Frequenzgänge der verbauten Zylinder bei Parametrisierung mit der Zielübertragungsfunktion

beschränkt sich auf Wechselwirkungen zwischen den Vertikalzylindern, da die Längszylinder aufgrund ihrer Lage von Bewegungen der Vertikalzylinder praktisch unbeeinflusst bleiben, Störkräfte in Längsrichtung treten bei Bewegungen des Aufbaus in vertikaler Richtung praktisch nicht auf. Bei der Messung wurde jeweils einem Zylinder ein farbiges Rauschsignal als Referenz, allen anderen Zylindern der Sollwert 0 vorgegeben. Eine Auswertung dieser Messungen im Frequenzbereich liefert die in Abbildung 4.41 gezeigten Frequenzgänge zwischen diesem Referenzsignal und den tatsächlichen Längen aller Zylinder.

Die Frequenzgänge zeigen, dass die Wechselwirkungen zwischen den Zylindern gering bleiben: Die Frequenzgänge von einem Zylindersollsignal $l_{Vxy,soll}$ zu einer anderen Zylinderlänge $l_{Vij,ist}$ liegen immer 20dB unterhalb des Frequenzgangs von $l_{Vxy,soll}$ zu $l_{Vxy,ist}$, meistens sogar 40dB unterhalb. Am deutlichsten verkoppeln die Zylinder V21 und V22. Aber auch hier liegen mindestens 25dB zwischen „Hauptfrequenzgang“ (Anregungssignal und zugehöriger Zylindermesswert) und „Kreuzfrequenzgang“ (Anregungssignal und Messwerte an anderen Zylindern). Die Rückwirkungen von der Bewegung eines Zylinders auf die anderen Zylinder bleibt somit gering.

4.4.1.4 Operator

Der in Abbildung 4.33 gezeigte Operator soll die Arbeit am Fahrzeug in dieser frühen Phase der Entwicklung unterstützen. Seine Aufgaben umfassen somit eine grundlegende Prozesssteuerung

Dies ist äquivalent damit, dass die Streckenübertragungsmatrix obere oder untere Dreiecksform annimmt (vgl. [SP96]). Folgende einfache Rechnung für eine 2x2 Übertragungsmatrix verdeutlicht, dass auch in diesem Fall Störübertragungsfunktionen ungleich 0 für das geregelte System auftreten können:

Gegeben seien die Strecke $\underline{\underline{\mathbf{G}}}(s)$ und der Regler $\underline{\underline{\mathbf{K}}}(s)$ mit

$$\underline{\underline{\mathbf{G}}}(s) = \begin{pmatrix} G_{11}(s) & G_{12}(s) \\ 0 & G_{22}(s) \end{pmatrix} \quad \underline{\underline{\mathbf{K}}}(s) = \begin{pmatrix} K_1(s) & 0 \\ 0 & K_2(s) \end{pmatrix}$$

Die Übertragungsmatrix des geschlossenen Regelkreises beläuft sich bei negativer Rückkopplung auf

$$\begin{pmatrix} \frac{G_{11}(s) K_1(s)}{1+G_{11}(s) K_1(s)} & \frac{G_{12}(s) K_2(s)}{(1+G_{11}(s) K_1(s)) (1+G_{22}(s) K_2(s))} \\ 0 & \frac{G_{22}(s) K_2(s)}{1+G_{22}(s) K_2(s)} \end{pmatrix}$$

Es wird deutlich, dass zwar die Diagonalelemente der Übertragungsmatrix des geschlossenen Kreises den Elementen eines entkoppelten Systems mit diagonalen Übertragungsmatrix $\underline{\underline{\mathbf{G}}}(s)$ entsprechen und auch die Systempole des geregelten Systems mit denen eines entkoppelten Systems übereinstimmen, aber dennoch bei Vorgabe z.B. eines Vektors $(0, 1)^T$ beide Ausgangsgrößen angeregt werden.

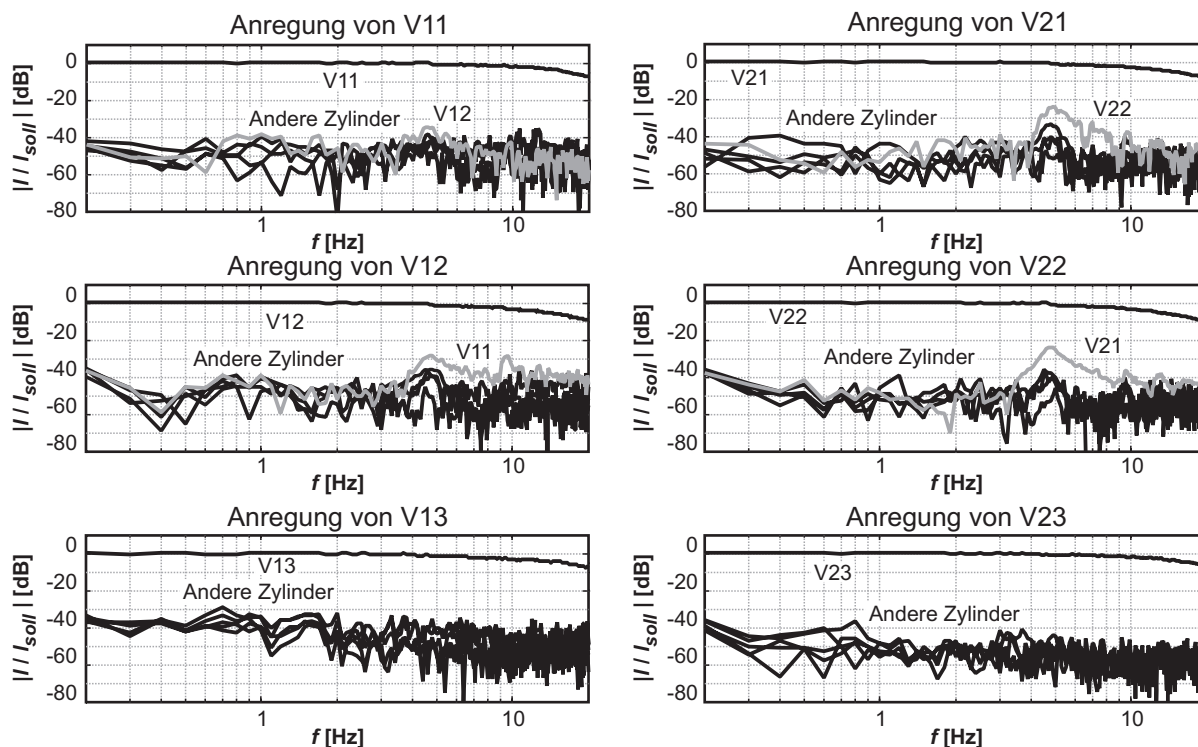


Abbildung 4.41: Kreuzwechselwirkung zwischen den geregelten Zylindern

und eine einfache Fehlerüberwachung. Darüber hinaus übermittelt der reflektorische Operator das in diesem Modul gemessene zeitdiskrete Messsignal l - die Zylinderlänge - an das überlagerte Neigemodul.

Die Prozesssteuerung ordnet den Reglerzuständen je einen Zustand zu, zwischen denen der überlagerte reflektorische Operator über die Ereignisse *Aus* und *Ein* umschalten kann. Sollwerte des überlagerten Controllers werden nach dem Einschalten der Zylinderregelung sofort eingeregelt, auf die Vorgabe von Anfahrprofilen für die Zylinder wird verzichtet. Dennoch nutzt der Operator auch die Möglichkeit, dem Controller eigene Sollwerte vorzugeben: Durch das Ereignis *Stand* wird der Sollwert für die Zylinderregelung auf die letzte gemessene Zylinderlänge umgeschaltet, um ein schnelles Stoppen der Zylinderbewegung zu ermöglichen. Hierzu triggert die Prozesssteuerung den Solllängengenerator und schaltet die Vorgabe im Controller um.

Bei der Fehlerüberwachung ist zu berücksichtigen, dass der Operator auch während der Entwicklung des Controllers genutzt wird. Daher sind Fehlerüberwachungstechniken, die auf dynamischen Parameterschätzungen beruhen (z.B. [Ise91]) ungeeignet: Eine Änderung der Reglerparametrisierung müsste entweder aufwendig im Operator berücksichtigt werden oder würde als Fehler erkannt. Hier wurde daher ein pragmatischer Ansatz verwendet, der den am häufigsten auftretenden Fehler am Fahrzeug mit minimalem Aufwand ermittelt: einen fehlerhaften Kontakt der Sensorleitung. Gleichzeitig wird bei größeren Abweichungen von der Zylindersollposition auch eine Zylinderblockade erkannt.

Die Idee der Fehlerdetektion besteht darin, den Zeitraum zu erfassen, in dem das interne Reglersignal v_{soll} oberhalb eines bestimmten Schwellwerts v_K liegt. v_{soll} entspricht näherungsweise der Zylindergeschwindigkeit. Wird eine kritische Zeitdauer T_K überschritten, so wird ein Fehler ausgelöst. T_K wird als Design-Parameter vorgegeben. v_K wird so gewählt, dass es der für das Ausfahren um die volle Zylinderlänge l_{max} in der Zeit T_K benötigten Geschwindigkeit entspricht. Bei gegebener Reglerverstärkung K_P kann mittels (4.4.14) berechnet werden, wie groß

die permanente Regelabweichung z.B. durch Zylinderblockade werden kann, bevor sie als Fehler detektiert wird.

$$\Delta l_{Tol} = \frac{l_{max}}{T_K K_P} \quad (4.4.14)$$

Für die Vertikalzylinder können bei einer Zeitdauer von $T_K = 1s$ permanente Regelabweichungen oberhalb von 3mm erkannt werden. Kleinere Abweichungen werden leicht durch die Luftfedern ausgeglichen und sind daher unkritisch. Da die eingelesene Spannung des Längensensors bei einem fehlerhaften Kontakt auf einer Sensorleitung auf 0V fällt und dies aufgrund der Kalibrierung der Sensoren als unterer Anschlag interpretiert wird, können fehlerhafte Sensorleitungen sicher erkannt werden.

Zur Umsetzung der Idee überwacht die Zustandsmaschine im Zustand **Ein** das Reglersignal v_{soll} . Beim Überschreiten des Schwellwerts wird ein schon aus dem HM Druckluft bekannter Timer gestartet, dessen Ablaufen einen Fehler auslöst.

4.4.2 MFM Neigemodul

Nach der Auslegung der Informationsverarbeitung für die MFM Zylinder können nun fünf Zylinder - drei Vertikal- und zwei Längszylinder - als Aktoren für ein MFM Neigemodul genutzt werden, das eine kontrollierte Relativbewegung zwischen der Aufbaumasse und den oberen Luftfeder-Koppelpunkten am Neigemodul erlaubt (Abbildung 4.6). Um über die Vertikalzylinder eine Verschiebung in einer vertikalen Ebene zu erzeugen, wird der Neigetechnik-Rahmen von vier Längslenkern parallel zum Aufbau geführt. Die Anordnung aus Längslenkern und Vertikalzylindern stellt ein statisch überbestimmtes System dar, das in der Praxis nur aufgrund von Spiel und elastischer Verformung in den Lagern funktioniert. Die Bewegung dieses Systems wurde eingehend in [HSE02] untersucht. Für die kleinen Bewegungen, die für die Funktion der Federung benötigt werden, kann die Führung als ideal angenommen werden. Auftretende Verdrehungen beim Neigen werden von den Luftfedern aufgenommen und liegen im Rahmen der übrigen Toleranzen.

Aufgrund der integralen Bauweise des Aufbaus ist ein separater Betrieb des Neigemoduls im ausgebauten Zustand nicht möglich (siehe auch Abschnitt 4.2.2). Darüber hinaus sind im verbauten Zustand auch experimentelle Untersuchungen zur Dynamik der Neigemodule nur schwer durchführbar. Es besteht immer die Gefahr, den Aufbau übermäßig zu verspannen. Da das MFM Neigemodul ohnehin nicht über eigene Sensorik verfügt und nur gesteuert arbeiten kann, wurde daher auf Untersuchungen zur Dynamik der Neigemodule vollständig verzichtet. Bei der Auslegung des OCM wurden Simulationen im Wesentlichen zur Kontrolle des reflektorischen Operators genutzt. Hierfür wurden separate Modelle der MFM Zylinder über einen Kinematik-Block miteinander verbunden (Abbildung 4.42). Der in Abbildung 4.42 enthaltene Block *Direkte Kinematik* wird als Bestandteil des reflektorischen Operators in Abschnitt 4.4.2.2 beschrieben.

4.4.2.1 Controller

Grundlagen Anders als die bisher behandelten Controller umfasst der Neigemodul-Controller lediglich einen Regler (Abbildung 4.45). Seine wesentliche Aufgabe besteht darin, die aufwendige Kinematik der Vertikalzylinder für die überlagerte Reglerebene so aufzubereiten, dass ein einfacher Verschiebungsvektor mit einer Verdrehung vorgegeben werden kann. Dieser Vektor liegt in einer Ebene, der *Verschiebungsebene* des Neigemoduls, deren Lage in x -Richtung über die Längszylinder verändert werden kann. Abbildung 4.43, links, zeigt die Verschiebungsebenen im Fahrzeug für die Konstruktionslage.

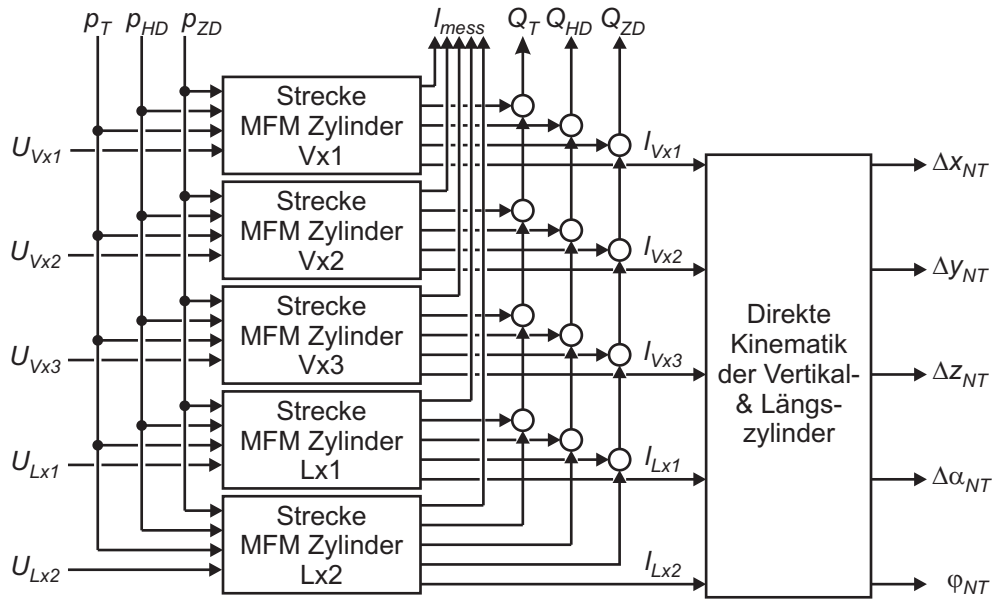


Abbildung 4.42: Vereinfachtes Modell des Neigemoduls zur simulativen Kontrolle des Operators

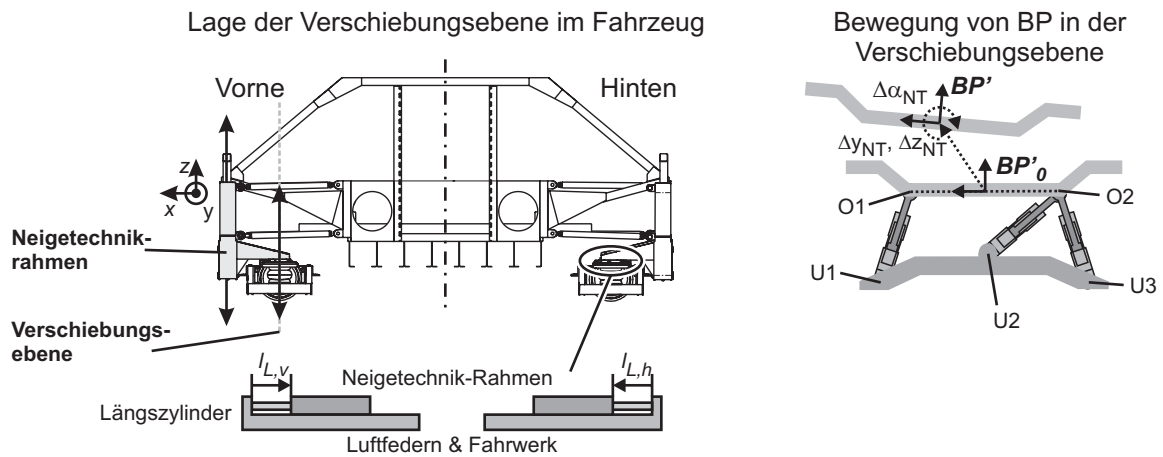


Abbildung 4.43: Verschiebungsebene eines Neigemoduls

Bei einer Verschiebung der Vertikalzylinder bewegt sich der in Abbildung 4.43, links, grau hinterlegte Neigetechnikrahmen aufgrund der Längslenkerführung parallel zum Aufbau. Dadurch verschiebt sich der Anknüpfungspunkt der Luftfedern gegenüber dem Aufbau um denselben Betrag, wie ein Punkt in der Ebene der Vertikalzylinder. Die für die überlagerte Regelung relevante Verschiebung durch die Vertikalzylinder des Neigemoduls erfolgt somit in der Ebene an der Position der Luftfedern.

Für die mathematische Formulierung der Verschiebung durch das Neigemodul wird ein aufbaufestes Koordinatensystem BP' in der Verschiebungsebene definiert, das auf dem Mittelpunkt der Verbindungsline zwischen den beiden oberen Koppelpunkten $O1$ und $O2$ der Vertikalzylinder liegt (Abbildung 4.43, rechts). Die Aufgabe des OCM Neigemodul liegt darin, BP' gegenüber der Konstruktionslage (BP'_0) um Δx_{NT} , Δy_{NT} , Δz_{NT} auszulenken und um $\Delta \alpha_{NT}$ zu verdrehen. Die Verschiebungen werden mit der Verdrehung in einem Vektor

$$\underline{x}_{NT} = (\Delta x_{NT}, \Delta y_{NT}, \Delta z_{NT}, \Delta \alpha_{NT})$$

zusammengefasst. \underline{x}_{NT} zeigt von der Konstruktionslage auf das verschobene Koordinatensystem. Die Verdrehung erfolgt immer um den Mittelpunkt zwischen den oberen Zylinderkoppelpunkten

und lässt sich somit auch am Fahrzeug leicht erkennen. Da die Verschiebungen Δy_{NT} und Δz_{NT} klein bleiben, entspricht die Drehung $\Delta \alpha_{NT}$ um die Längsachse von BP' praktisch einer Drehung um die Längsachse von BP'_0 .

Der Controller muss die vorgegebenen Sollwerte $\underline{x}_{NT,soll}$ in Zylindersolllängen umrechnen. Dies entspricht im Sinne der Robotik [MLS94] der so genannten „inversen Kinematik“ des Neigemoduls, bei der aus der Lage des Endeffektors, d.h. hier des Aufbaus, auf die Länge der Aktoren geschlossen wird. Im Folgenden wird zunächst die inverse Kinematik für die Vertikalzylinder berechnet. Abbildung 4.44 stellt hierfür die Kinematikpunkte der Neigetechnik und charakteristische Maße im Überblick dar.

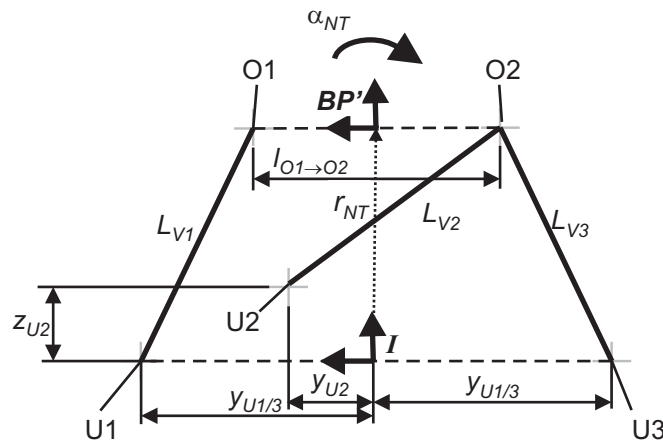


Abbildung 4.44: Neigemodul - Anordnung

Inverse Kinematik der Vertikalzylinder Für die Berechnung der inversen Kinematik wird ein Koordinatensystem I auf den Neigetechnikrahmen gelegt. Da es nur um die Berechnung einer Verschiebung aus der Konstruktionslage heraus geht, stellt die Wahl des Ursprungs von I keine Einschränkung dar. Er liegt auf z -Höhe der unteren Ankerpunkte $U1$ und $U3$ von Zylinder $V1$ und $V3$ und ist symmetrisch zwischen diesen Koppelpunkten angeordnet. Die Ankerpunkte der Zylinder liegen mit diesem Koordinatensystem an den Stellen

$$\begin{aligned} \underline{r}_{U1}^I &= \begin{pmatrix} y_{U,1/3} \\ 0 \end{pmatrix} \\ \underline{r}_{U2}^I &= \begin{pmatrix} y_{U,2} \\ z_{U,2} \end{pmatrix} \\ \underline{r}_{U3}^I &= \begin{pmatrix} -y_{U,1/3} \\ 0 \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (4.4.15)$$

Der Abstand der oberen beiden Ankerpunkte beträgt $l_{O1 \rightarrow O2}$. $l_{O1 \rightarrow O2}$, $y_{U,1/3}$, $y_{U,2}$ und $z_{U,2}$ gehen als Parameter in die Rechnung ein, x_{NT} , y_{NT} und α_{NT} bilden die Eingänge und L_{V1} , L_{V2} und L_{V3} die Ausgänge der Rechnung.

Das Aufbaukoordinatensystem BP' liegt zentrisch auf der Verbindungslinie der beiden oberen Ankerpunkte $O1$ und $O2$. Der Vektor $\underline{r}_{NT} = (y_{NT}, z_{NT})$ zeigt vom Ursprung des Koordinatensystems I zum Ursprung des Aufbaukoordinatensystems BP' , α beschreibt die Verdrehung zwischen den Koordinatensystemen von I zu BP' .

Die gesuchten Zylinderlängen lassen sich als Längen der Abstandsvektoren zwischen ihren Koppelpunkten beschreiben:

$$\begin{aligned} L_{V1} &= |\underline{r}_{O1}^I - \underline{r}_{U1}^I| \\ L_{V2} &= |\underline{r}_{O2}^I - \underline{r}_{U2}^I| \\ L_{V3} &= |\underline{r}_{O2}^I - \underline{r}_{U3}^I| \end{aligned} \quad (4.4.16)$$

Dabei liegen die Positionen der oberen Koppelpunkte bei

$$y_{O1} = \frac{1}{2} l_{O1 \rightarrow O2} \cos(\alpha_{NT}) + y_{NT} \quad (4.4.17)$$

$$z_{O1} = \frac{1}{2} l_{O1 \rightarrow O2} \sin(\alpha_{NT}) + z_{NT} \quad (4.4.18)$$

$$y_{O2} = -\frac{1}{2} l_{O1 \rightarrow O2} \cos(\alpha_{NT}) + y_{NT} \quad (4.4.19)$$

$$z_{O2} = -\frac{1}{2} l_{O1 \rightarrow O2} \sin(\alpha_{NT}) + z_{NT} \quad (4.4.20)$$

Mit (4.4.15) und (4.4.17) - (4.4.20) ergibt sich

$$\begin{aligned} L_{V1} &= \left| \begin{pmatrix} \frac{1}{2} l_{O1 \rightarrow O2} \cos(\alpha_{NT}) + y_{NT} - y_{U,1/3} \\ \frac{1}{2} l_{O1 \rightarrow O2} \sin(\alpha_{NT}) + z_{NT} \end{pmatrix} \right| \\ L_{V2} &= \left| \begin{pmatrix} -\frac{1}{2} l_{O1 \rightarrow O2} \cos(\alpha_{NT}) + y_{NT} - y_{U,2} \\ -\frac{1}{2} l_{O1 \rightarrow O2} \sin(\alpha_{NT}) + z_{NT} - z_{U,2} \end{pmatrix} \right| \\ L_{V3} &= \left| \begin{pmatrix} -\frac{1}{2} l_{O1 \rightarrow O2} \cos(\alpha_{NT}) + y_{NT} + y_{U,1/3} \\ -\frac{1}{2} l_{O1 \rightarrow O2} \sin(\alpha_{NT}) + z_{NT} \end{pmatrix} \right| \end{aligned}$$

Da als Vorgabe von der überlagerten Ebene nur Verschiebungen aus der Konstruktionslage Δy_{NT} , Δz_{NT} und die Verdrehung $\Delta \alpha_{NT}$ vorgegeben werden, wird die Position in Konstruktionslage $\underline{x}_{NT,0} = (x_{NT,0}, y_{NT,0}, z_{NT,0}, \alpha_{NT,0})$ zu den relativen Werten hinzuaddiert. Die Längensensoren der Zylinder l_{Vi} sind in der Konstruktionslage auf 0 kalibriert, so dass auch die Sollwerte für die Zylinderlängen Verschiebungen aus der Konstruktionslage darstellen. Die Zylinderlängen L_{Vi} werden daher um die Anfangswerte in der Konstruktionslage $L_{Vi,0}$ verringert.

Längszylinder Die Berechnung der Zylindersolllängen für die Längszylinder gestaltet sich sehr einfach, ist aber für vorderes und hinteres Neigemodul verschieden: Der von der Neigetechnik vorgegebene Verschiebungswert $\Delta x_{NT,v/h}$ wird durch ein Ausfahren der hinteren Längszylinder und durch ein Einfahren der vorderen Längszylinder erzielt (Abbildung 4.43). Damit gilt für die Sollwerte der Längszylinder:

$$\begin{aligned} l_{L,v} &= -\Delta x_{NT,v} \\ l_{L,h} &= \Delta x_{NT,h} \end{aligned}$$

Den Aufbau des Controllers auf Basis dieser Rechnungen zeigt Abbildung 4.45.

4.4.2.2 Reflektorischer Operator

Grundaufbau und Prozesssteuerung Der Operator der Neigemodule ermöglicht ein gesichertes Hoch- und Herunterfahren des Fahrzeugaufbaus in eine definierte Betriebs- und Ruheposition. Durch eine Überwachung der benötigten Zeit zum Erreichen der Arbeitsposition können vor dem Betrieb vorliegende Fehler in der Aktorik frühzeitig erkannt und einem Neigemodul zugeordnet werden. Der Operator umfasst somit Steuerungs- und Überwachungselemente und einen Sollbahngenerator für das Hoch- und Herunterfahren. Abbildung 4.45 stellt den

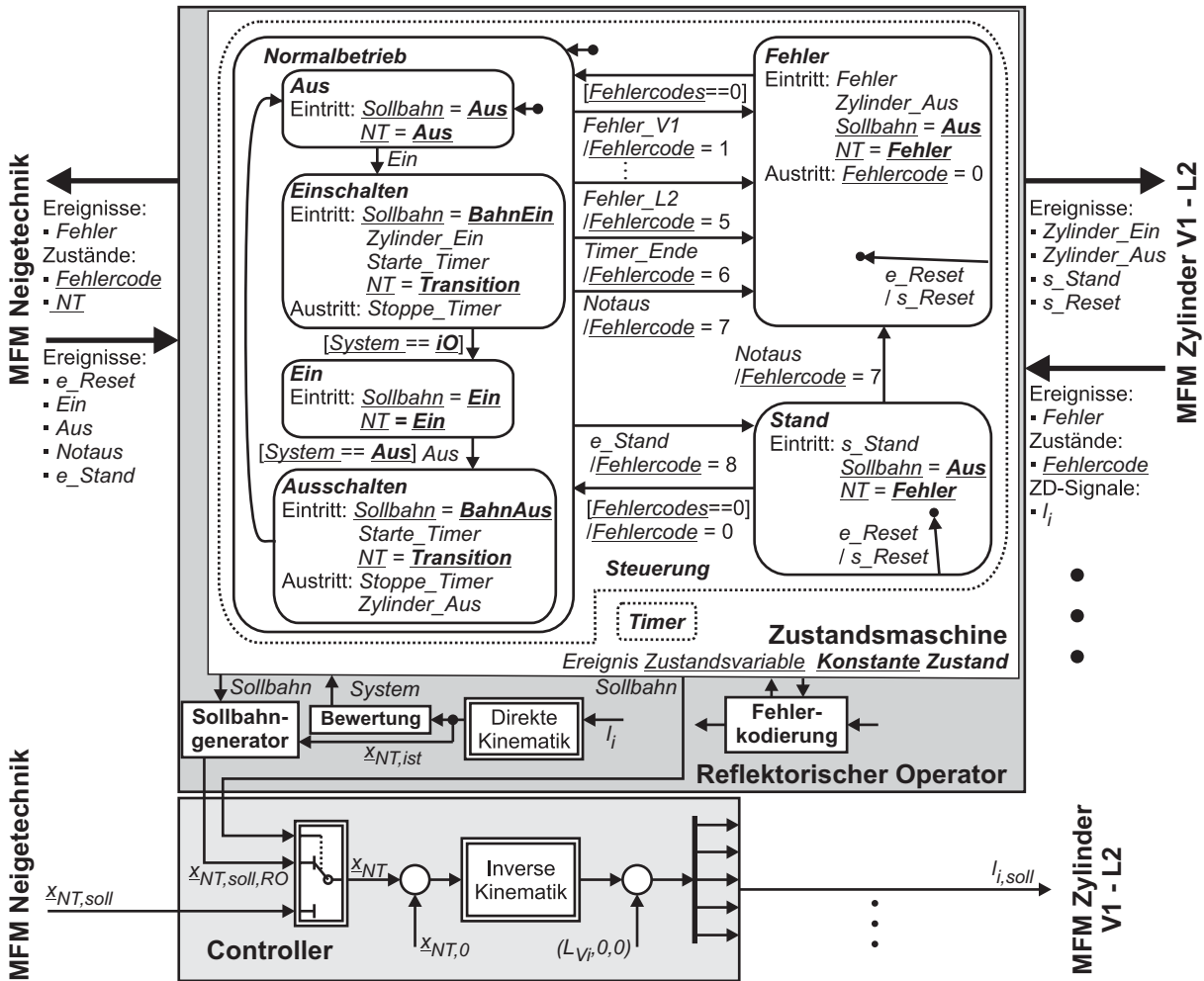


Abbildung 4.45: OCM Neigemodul

reflektorischen Operator graphisch vor.

Das Herz des reflektorischen Operators bildet wiederum eine Zustandsmaschine, die insbesondere den Ein- und Ausschaltprozess steuert. Nach dem Einschalten des Neigemoduls über das Ereignis *Ein* wählt der reflektorische Operator als Vorgabe für den Controller eine Sollbahn, die aus der vermessenen Anfangsposition langsam in die Startposition verfährt. Entsprechend senkt sich das Neigemodul nach dem Empfangen des Ereignis *Aus* von der gegenwärtigen Arbeitsposition aus in die Endposition. Die Zustandsvariable *Sollbahn* wird sowohl zur Steuerung des Sollbahngenerators als auch zur Umschaltung im Controller genutzt (der Wert *Ein* wählt als Sollsignal die Vorgabe des MFM Neigetechnik, ansonsten wird die Bahn des Operators im Controller genutzt). Zur Beurteilung, ob die gewünschte Start- oder Endposition erreicht wurde, nutzt der Zustandsautomat die vom Block „Bewertung“ berechnete Zustandsvariable *System*, die bei Erreichen der Startposition den Wert *iO*, bei Erreichen der Endposition den Wert *Aus*, sonst den Wert *Transition* annimmt.

Fehler können durch die unterlagerten Zylinder-OCM oder durch das Ablaufenden des Timers ausgelöst werden und führen zu einer sofortigen Abschaltung aller MFM Zylinder. Der Fehlercode wird analog zum Vorgehen bei der HG Versorgung aus dem Fehlercode des MFM Neigemodul und dem Fehlercode des den Fehler meldenden unterlagerten MFM Zylinder zusammengesetzt (vgl. auch Abbildung 4.23). Ein Notaus-Ereignis wird wie ein Fehler behandelt und führt zur sofortigen Abschaltung der Zylinder. Für den schon beim reflektorischen Operator des MFM

Zylinder beschriebenen Notfall-Modus *Stand* ist ein eigener Zustand vorgesehen, der sowohl über e_Reset ⁵⁰ als auch über *Notaus* verlassen werden kann.

Die Blöcke „Sollbahngenerator“ und „Bewertung“ bilden die Schnittstellen zwischen zeitdiskreter und ereignisdiskreter Verarbeitung. Als Sollbahn kann der Sollbahngenerator einen konstanten Ruhewert (*Sollbahn* = **Aus**), und zwei Bahnen zum Hoch- und Herunterfahren des Neigemoduls vorgeben. Die Berechnung dieser Bahnen erfolgt über langsame PT₁-Filter, die auf die jeweils aktuelle Position des Neigemoduls initialisiert werden. Hierfür ist die Auswertung der unterlagerten Zylinder-Messsignale zur Berechnung der Neigemodul-Position notwendig, die auch für die Positionsbewertung herangezogen wird. Für Bewertung und Sollbahngenerator müssen die von den unterlagerten MFM Zylinder übermittelten Messwerte der Zylinderlängen l_i in Verschiebungen des Neigemoduls $\underline{x}_{NT,ist}$ umgerechnet werden. Dies erfolgt im Block „Direkte Kinematik“, der nach folgender Rechnung implementiert ist:

Direkte Kinematik der Vertikalzylinder Die direkte Kinematik ist deutlich aufwendiger zu berechnen als die inverse Kinematik für den Controller. Den Ausgangspunkt bildet wiederum Abbildung 4.44. Zur Berechnung der Aufbaulage wird wie folgt vorgegangen (Abbildung 4.46):

1. Berechnung der Lage des oberen Ankoppelpunktes O2 aus den Längen der Zylinder V2 und V3, Dreieck U2, U3, O2
2. Berechnung der Lage des oberen Ankoppelpunktes O1 des Zylinders V1, Dreieck U1, O2, O1
3. Berechnung von \underline{x}_{NT} über die Positionen von O1 und O2

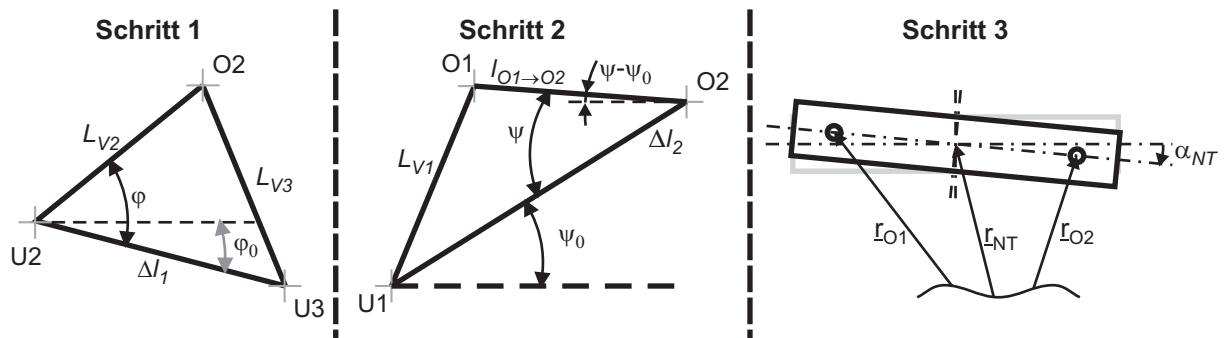


Abbildung 4.46: Schritte zur Berechnung der direkten Kinematik für die Vertikalzylinder

Für die Berechnung der Lage von O2 im ersten Schritt bietet sich der Kosinus-Satz für den Winkel φ im Dreieck U2-U3-O2 an.

$$L_{V3}^2 = L_{V2}^2 + \Delta l_1^2 - 2 L_{V2} \Delta l_1 \cos(\varphi)$$

Berücksichtigt man noch, dass $\cos^2(\varphi) + \sin^2(\varphi) = 1$, so lassen sich $\cos(\varphi)$ und $\sin(\varphi)$ berechnen:

$$\begin{aligned} \cos(\varphi) &= \frac{L_{V2}^2 + \Delta l_1^2 - L_{V3}^2}{2 L_{V2} \Delta l_1} \\ \sin(\varphi) &= \sqrt{1 - \cos^2(\varphi)} \end{aligned}$$

Die Lage des oberen Ankoppelpunktes O2 kann jetzt über φ bestimmt werden.

$$\underline{r}_{O2}^I = \underline{r}_{U2}^I + L_{V2} \begin{pmatrix} -\cos(\varphi - \varphi_0) \\ \sin(\varphi - \varphi_0) \end{pmatrix}$$

⁵⁰ *Stand* wird verlassen, wenn die unterlagerten Module nach einem s_Reset den Fehlercode 0 senden.

Δl_1 und φ_0 lassen sich aus Konstruktionsparametern ermitteln.

Ausgangspunkt für die Berechnung von Schritt 2 ist das Dreieck O1-O2-U1. Gegeben sind L_{V1} als Eingang und $l_{O1 \rightarrow O2}$ als Parameter. Über die in Schritt 1 bestimmte Lage von O2 ist auch Δl_2 bekannt. Analog zur Rechnung in Schritt 1 bildet der Kosinussatz des Dreiecks U1-O2-O1 den Ausgangspunkt, um den von den Seiten $l_{O1 \rightarrow O2}$ und Δl_2 eingeschlossenen Winkel ψ zu bestimmen.

$$L_{V1}^2 = \Delta l_2^2 + l_{O1 \rightarrow O2}^2 - 2 \Delta l_2 l_{O1 \rightarrow O2} \cos(\psi)$$

Dies liefert für $\cos(\psi)$ und $\sin(\psi)$

$$\begin{aligned} \cos(\psi) &= \frac{\Delta l_2^2 + l_{O1 \rightarrow O2}^2 - L_{V1}^2}{2 \Delta l_2 l_{O1 \rightarrow O2}} \\ \sin(\psi) &= \sqrt{1 - \cos^2(\psi)} \end{aligned} \quad (4.4.21)$$

Die Ermittlung von $\sin(\psi)$ und $\cos(\psi)$ nach (4.4.21) ermöglicht jetzt die Bestimmung der Position von O1. Dabei dient O2 als Ausgangspunkt:

$$\underline{r}_{O,1}^I = \underline{r}_{O,2}^I + l_{O1 \rightarrow O2} \begin{pmatrix} \cos(\psi - \psi_0) \\ \sin(\psi - \psi_0) \end{pmatrix}$$

bzw.

$$\underline{r}_{O,2}^I = \begin{pmatrix} y_{O2} + l_{O1 \rightarrow O2} \cos(\psi) \cos(\psi_0) + l_{O1 \rightarrow O2} \sin(\psi) \sin(\psi_0) \\ z_{O2} + l_{O1 \rightarrow O2} \sin(\psi) \cos(\psi_0) - l_{O1 \rightarrow O2} \cos(\psi) \sin(\psi_0) \end{pmatrix} \quad (4.4.22)$$

ψ_0 ergibt sich aus Konstruktionsparametern und der Lage von O2. (4.4.21) und (4.4.22) ermöglichen die Berechnung der Lage von O1.

Nach der Berechnung der oberen Ankoppelpunkte O1 und O2 als Funktionen der Zylinderlängen können im dritten Schritt die Lage des Schwerpunkts y_{NT} und z_{NT} so wie die Verdrehung α bestimmt werden. Nach Abbildung 4.46 ergibt sich der Ortsvektor \underline{r}_{NT} als Mittelwert der beiden anderen Ortsvektoren $\underline{r}_{O,1}$ und $\underline{r}_{O,2}$:

$$\underline{r}_{NT} = \frac{1}{2} (\underline{r}_{O,1} + \underline{r}_{O,2})$$

Für den Winkel α kann die Definition des Sinus verwendet werden.

$$\sin(\alpha_{NT}) = \frac{z_{O,1} - z_{O,2}}{l_{O1 \rightarrow O2}}$$

Mit diesen Gleichungen sind die Zielgrößen aus den Längen der Vertikalzylinder berechnet.

Längszylinder Die Verschiebung in x -Richtung muss ebenfalls bei der Bewertung der Position und der Initialisierung des Sollbahngenerators berücksichtigt werden. Sie kann aus den Messwerten der unterlagerten MFM Längszylinder gewonnen werden. Bei der Auswertung der Zylinderlängen wird auch die durch die Neigetechnik eingestellte Verdrehung $\varphi_{v/h}$ der Verschiebungsebene um die Hochachse berechnet, die durch eine gegengleiche Auslenkung der Längszylinder entsteht. Da die Auslenkungen klein bleiben, erfolgt eine linearisierte Auswertung, die auf trigonometrische Funktionen verzichtet.

$$\begin{aligned} \Delta x_{NT,v} &= -\frac{1}{2} (l_{L11} + l_{L12}) \\ \varphi_{NT,v} &= -(l_{L12} - l_{L11})/l_{ZL1-ZL2} \\ \Delta x_{NT,h} &= \frac{1}{2} (l_{L21} + l_{L22}) \\ \varphi_{NT,h} &= (l_{L22} - l_{L21})/l_{ZL1-ZL2} \end{aligned}$$

Die Konstante $l_{ZL1-ZL2}$ bezeichnet den Abstand zwischen den Längszylindern in y -Richtung.

4.4.3 MFM Neigetechnik

Die Aufgabe des MFM Neigetechnik liegt im Aufbau einer Relativverschiebung und -verdrehung zwischen Wagenkasten und Luftfederkoppelpunkten. Die in Abbildung 4.5 gezeigte Koppellebene wird um $\underline{\Delta r}_{aktiv}$ und $\underline{\Delta \varphi}_{aktiv}$ gegenüber der Aufbaumasse bewegt. Hierzu nutzt das MFM die Neigemodule als Aktoren.

Die Neigetechnik verbindet die Neigemodule über die Aufbaumasse, die so Teil des MFM Neigetechnik ist. Um Verspannungen am Aufbau-Rahmen zu vermeiden, wurde auf separate Messungen am MFM Neigetechnik ohne die Luftfedern verzichtet. Die Neigetechnik wurde somit ausschließlich im verbauten Zustand innerhalb des Gesamtfahrzeugs untersucht. Entsprechend basiert auch die Modellanalyse auf dem vollständigen Modell für die Federung, das in Abschnitt 4.4.4.1 beschrieben ist. Eine Modellbeschreibung erfolgt daher in diesem Abschnitt nicht.

4.4.3.1 Controller

Grundlagen Das Vorgehen zur mathematischen Formulierung der Neigetechnik-Verschiebung entspricht dem der Neigemodule. Hierzu werden zunächst zwei aufbaufeste Koordinatensysteme BP und KE definiert (Abbildung 4.47, oben). Das Koordinatensystem BP liegt mittig im Fahrzeug auf der Verbindungslinie zwischen den Koordinatensystemen BP' des vorderen und hinteren Neigemoduls. Die Koordinaten x, y, z sind so gewählt, dass z nach oben, x in Fahrtrichtung (d.h. nach vorne, definiert durch die Pumpe) und y nach links zeigen. Bei Verdrehungen bezeichnet der Winkel α die Drehung um die x -Achse, der Winkel β die Drehung um die y -Achse und der Winkel γ die Drehung um die Hochachse z . Das Koordinatensystem KE stellt in Konstruktionslage eine Projektion des Bezugskoordinatensystems BP in die Luftfederkoppellebene dar. Es liegt damit in z -Richtung um die Länge l_z unterhalb von BP (siehe Abbildung 4.47, unten links).

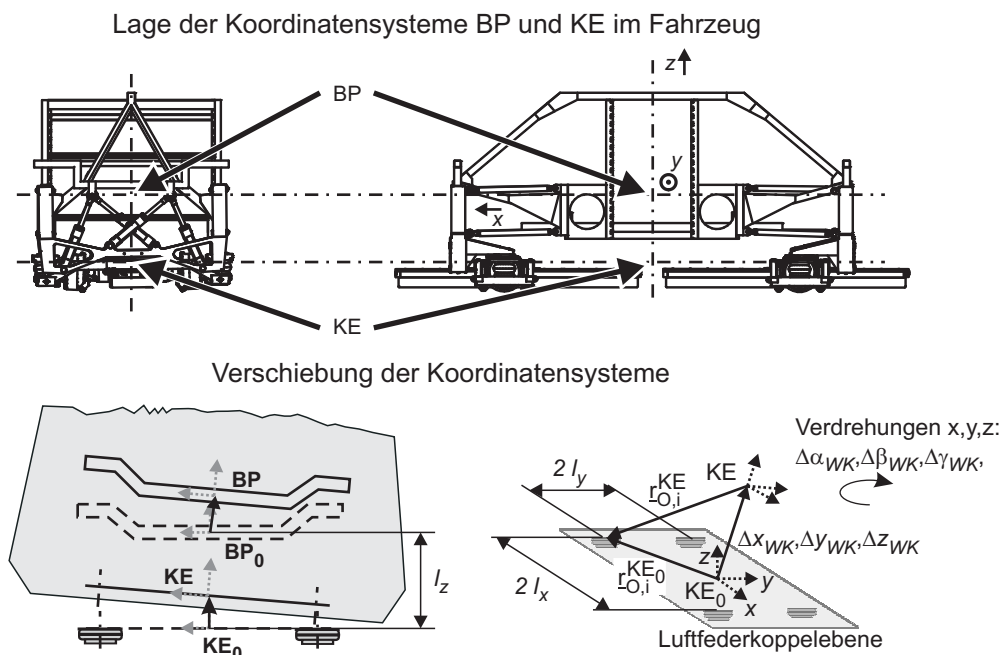


Abbildung 4.47: Lage der Koordinatensysteme BP und KE und Zusammenhang bei Verschiebung der Luftfederkoppellebene

Die Aufgabe der Neigetechnik besteht darin, das aufbaufeste Koordinatensystem KE gegenüber der Ruhelage (KE_0) um den Vektor $\underline{\Delta r}_{aktiv} = (\Delta x_{WK}, \Delta y_{WK}, \Delta z_{WK})$ zu verschieben. KE

liegt dann nicht mehr in der Koppelenebene. Darüber hinaus ist KE gegenüber KE_0 verdreht, was durch die Kardanwinkel $\Delta\varphi_{aktiv} = (\Delta\alpha_{WK}, \Delta\beta_{WK}, \Delta\gamma_{WK})$ beschrieben wird. Verschiebungen und Verdrehungen werden zum Vektor $\underline{x}_{WK} = (\Delta x_{WK}, \Delta y_{WK}, \Delta z_{WK}, \Delta\alpha_{WK}, \Delta\beta_{WK}, \Delta\gamma_{WK})$ zusammengefasst.

Aufbau des Controllers Der Controller für das MFM Neigetechnik umfasst wie z.B. der Controller des HM Druckluft (Abbildung 4.18) einen Regler für den Betrieb und einen Regler für den ausgeschalteten Zustand (Abbildung 4.48).

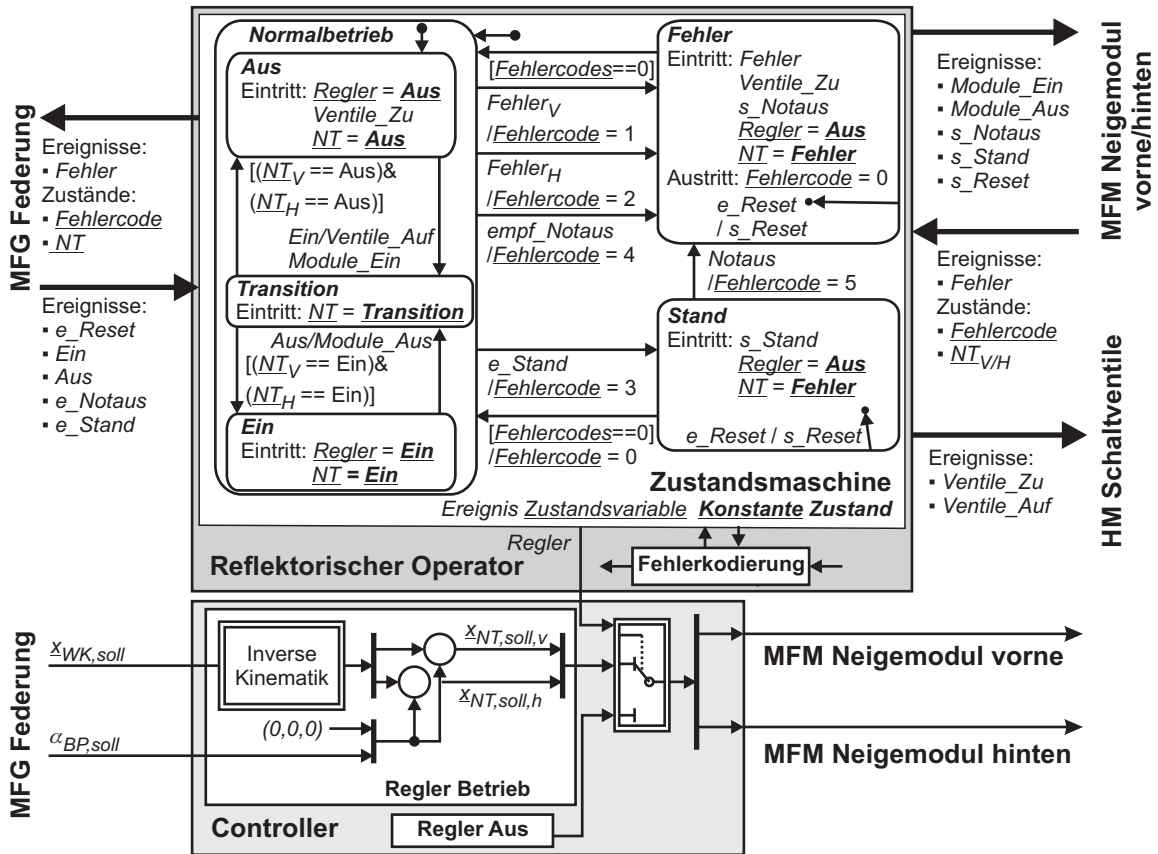


Abbildung 4.48: OCM Neigetechnik

Mangels eigener Sensoren ist der Betriebsregler als Steuerung implementiert, die es dem überlagerten OCM der Federung ermöglicht, die Verschiebung der Koppelenebene über den Vektor \underline{x}_{WK} vorzugeben. Der Betriebsregler beinhaltet hierzu die inverse Kinematik der Neigetechnik, d.h. die Umrechnung zwischen der geforderten Bewegung \underline{x}_{WK} und den dafür notwendigen Verschiebungen $\underline{x}_{NT,soll,v/h}$ von vorderem und hinterem Neigemodul. Darüber hinaus ermöglicht der Betriebsregler auch die Vorgabe eines zusätzlichen Winkels $\alpha_{BP,soll}$, der zu der über die inverse Kinematik berechneten Winkelvorgabe addiert wird. Die Bedeutung dieses für das Kurvenneigen genutzten Winkels wird nach der Beschreibung der inversen Kinematik erläutert.

Inverse Kinematik Zur Berechnung des gesuchten Zusammenhangs zwischen \underline{x}_{WK} und $\underline{x}_{NT,soll,v/h}$ werden die Lagen der Luftfederkoppelpunkte im Bezugskoordinatensystem BP einerseits für eine Verschiebung durch die Neigemodule mit $\underline{x}_{NT,v/h}$, andererseits für eine Verschiebung des Koordinatensystems KE mit \underline{x}_{WK} berechnet. Ein Vergleich der Ortsvektoren liefert ein Gleichungssystem, mit dem der gesuchte Zusammenhang bestimmt werden kann. Für die Rechnung werden Vektoren nach [MLS94] in vierdimensionalen „homogenen Koordinaten“,

Bewegungen über Transformationsmatrizen der $SE(3)$ beschrieben⁵¹.

In Konstruktionslage liegen die Luftfederkoppelpunkte bei

$$\underline{r}_{SE3,O}^{KE_0} = (\pm l_x, \pm l_y, 0, 1)^T$$

Die vorderen Luftfedern haben positives Vorzeichen für l_x , die linken Luftfedern positives Vorzeichen für l_y . Für die Bestimmung der Ortsvektoren im Bezugskordinatensystem BP werden die $\underline{r}_{SE3,O}^{KE_0}$ zunächst in das Koordinatensystem KE , daran anschließend in das um l_z gegenüber KE verschobene Koordinatensystem BP transformiert. Die Ortsvektoren der oberen Federkoppelpunkte liegen nach einer Auslenkung der Neigetechnik um \underline{x}_{WK} demnach im Koordinatensystem BP bei

$$\underline{r}_{SE3,O}^{BP} = \underline{\mathbf{T}}_{SE3}^{KE \rightarrow BP}(0, 0, l_z, 0, 0, 0) \underline{\mathbf{T}}_{SE3}^{KE_0 \rightarrow KE}(\underline{x}_{WK}) \underline{r}_{SE3,O}^{KE_0} \quad (4.4.23)$$

Die Lage der Ortsvektoren kann auch über die Verschiebungen der Neigemodule berechnet werden. Ausgangspunkt sind hier die Ortsvektoren der Luftfederkoppelpunkte in den Koordinatensystemen $BP'_{0,v/h}$, die für die Neigemodule in Konstruktionslage definiert wurden.

$$\underline{r}_{SE3,O}^{BP'_{0,v/h}} = (\pm l_y, 0, -l_z, 1)^T$$

Das positive Vorzeichen gilt für die linken Luftfedern. Durch die Vorgabe einer Verschiebung $\underline{x}_{NT,v/h}$ wird der Aufbau aus BP'_0 zu BP' verschoben. Dabei sollen die Verschiebungsebenen für diese Rechnung zunächst auch jeweils um einen Winkel $\Delta\varphi_{NT,v/h}$ um die z -Achse verdreht werden können (diese Verdrehung wurde in Abschnitt 4.4.2.2 bisher nur als Messwert aus den Sensoren berechnet). Die x -Lage von BP' im BP -Kordinatensystem (Abbildung 4.43) ist ebenfalls zu berücksichtigen. Nach dieser Rechnung liegen die Ortsvektoren der Luftfedern bei

$$\underline{r}_{SE3,O}^{BP} = \underline{\mathbf{T}}_{SE3}^{BP' \rightarrow BP,v/h}(\underline{x}_{NT,v/h}, 0, \Delta\varphi_{NT,v/h}) \underline{\mathbf{T}}_{SE3}^{BP'_0 \rightarrow BP',v/h}(\mp l_x, 0, 0, 0, 0) \underline{r}_{SE3,O}^{BP'_{0,v/h}} \quad (4.4.24)$$

Der Vergleich von (4.4.23) und (4.4.24) führt auf einen Gleichungssatz für den gesuchten Zusammenhang zwischen den Neigemodul-Verschiebungen und den Neigetechnik-Verschiebungen, der nach Linearisierung für kleine Verschiebungen und Verdrehungen folgendes Ergebnis liefert:

$$\begin{aligned} \Delta\varphi_{NT,v} &= \Delta\varphi_{NT,h} = \Delta\gamma_{WK} \\ \Delta\alpha_{NT,v} &= \Delta\alpha_{NT,h} = \Delta\alpha_{WK} \\ \Delta x_{NT,v} &= \Delta x_{NT,h} = \Delta x_{WK} \\ \Delta y_{NT,v} &= \Delta y_{WK} - l_z \Delta\alpha_{WK} + l_x \Delta\gamma_{WK} \\ \Delta y_{NT,h} &= \Delta y_{WK} - l_z \Delta\alpha_{WK} - l_x \Delta\gamma_{WK} \\ \Delta z_{NT,v} &= \Delta z_{WK} - l_x \Delta\beta_{WK} \\ \Delta z_{NT,h} &= \Delta z_{WK} + l_x \Delta\beta_{WK} \end{aligned} \quad (4.4.25)$$

Dieses Ergebnis lässt sich leicht anschaulich interpretieren: Für eine translatorische Verschiebung des Aufbaus müssen beide Neigemodule dieselbe translatorische Verschiebung einstellen. Eine gegengleiche Auslenkung der Neigemodule in ihren Verschiebungsebenen in z führt über den Hebelarm l_x zu einer Verdrehung um die y -Achse der Koppelebene KE , eine gegengleiche Auslenkung der Verschiebungsebenen in y zu einer Drehung um die z -Achse. Da die Neigemodule um die Längsachse x des Bezugskordinatensystems BP' bzw. damit auch BP drehen, muss

⁵¹Die $SE(3)$ bezeichnet die Gruppe aller Bewegungen eines starren Körpers (siehe Abschnitt 6.1 im Anhang).

zur Vorgabe der Wagenkasten-Drehung die Drehachse in die Koppellebene verschoben werden. Dies ist der Grund für den Term $-l_z \Delta\alpha_{WK}$ für $\Delta y_{NT,v/h}$ (siehe dazu auch Abbildung 4.47, unten links - während KE nur in z gegenüber KE_0 verschoben ist, liegt für BP gegenüber BP_0 auch eine Verschiebung nach rechts vor).

Bei einer Verdrehung um die z -Achse $\Delta\gamma_{WK}$ müssen die Verschiebungsebenen nach dem obigen Gleichungssatz zur Vermeidung von Verspannungen um $\Delta\varphi_{NT,v/h} = \Delta\gamma_{WK}$ verdreht werden. Für eine ideale Vorgabe müssen somit Vertikal- und Längszylinder zusammenarbeiten. Obwohl dies im Rahmen der Federungsregelung später aufgrund der Transformation in entkoppelnde Koordinaten ohnehin der Fall sein wird, ist dieser Umstand für die Identifizierung am Fahrzeug ungünstig: Da sich die Zylinder immer leicht in ihrer Dynamik unterscheiden - dies gilt aufgrund der unterschiedlichen Bauform und Regelung insbesondere für Längs- und Vertikalzylinder, sollen beim Aufbau von Verschiebungen und Verdrehungen so wenig Zylinder wie möglich pro Freiheitsgrad beteiligt sein. Daher wurde auf eine Verdrehung $\Delta\varphi_{NT,v/h}$ der Verschiebungsebenen um $\Delta\gamma_{WK}$ verzichtet ($\Delta\varphi_{NT,v/h} = 0$), so dass $\Delta\varphi_{NT}$ bei den Neigemodulen auch nicht als Solleingang vorgesehen wurde. Die durch die Vernachlässigung auftretende Verspannungen am Fahrzeugaufbau bleiben gering.

Als Zusammenhang zwischen Neigewinkel-Vorgabe $\underline{x}_{NT,v/h}$ und dem Vorgabevektor der Neigetechnik \underline{x}_{WK} ergibt sich so

$$\underline{x}_{NT,v/h} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -l_z & 0 & \pm l_x \\ 0 & 0 & 1 & 0 & \mp l_x & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{pmatrix} \underline{x}_{WK} \quad (4.4.26)$$

Die Positionen der oberen Luftfeder-Koppelpunkte lassen sich mit diesen Vorgabe-Werten aus Rechnung (4.4.24) bestimmen, sie liegen im Bezugskordinatensystem BP bei

$$\begin{aligned} \underline{r}_{O,vl}^{BP} &= \begin{pmatrix} l_x - \Delta x_{WK} \\ l_y - \Delta y_{WK} - l_x \Delta\gamma_{WK} \\ -l_z - \Delta z_{WK} - l_y \Delta\alpha_{WK} + l_x \Delta\beta_{WK} \end{pmatrix} \\ \underline{r}_{O,vr}^{BP} &= \begin{pmatrix} l_x - \Delta x_{WK} \\ -l_y - \Delta y_{WK} - l_x \Delta\gamma_{WK} \\ -l_z - \Delta z_{WK} + l_y \Delta\alpha_{WK} + l_x \Delta\beta_{WK} \end{pmatrix} \\ \underline{r}_{O,hl}^{BP} &= \begin{pmatrix} -l_x - \Delta x_{WK} \\ l_y - \Delta y_{WK} + l_x \Delta\gamma_{WK} \\ -l_z - \Delta z_{WK} - l_y \Delta\alpha_{WK} - l_x \Delta\beta_{WK} \end{pmatrix} \\ \underline{r}_{O,hr}^{BP} &= \begin{pmatrix} -l_x - \Delta x_{WK} \\ -l_y - \Delta y_{WK} + l_x \Delta\gamma_{WK} \\ -l_z - \Delta z_{WK} + l_y \Delta\alpha_{WK} - l_x \Delta\beta_{WK} \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (4.4.27)$$

Sollvorgabe des Neigewinkels $\alpha_{BP,soll}$ Schon bei der Interpretation der Gleichungen (4.4.25) wurde deutlich, dass sich die Winkel α_{WK} und $\alpha_{NT,v/h}$ durch ihre Drehachsen unterscheiden: Die Neigemodule drehen um die x -Achse des BP -Systems, die Drehachse von α_{WK} liegt in der Koppellebene. Während diese Lage der α_{WK} -Drehachse für die anschauliche Deutung von Zusatzkräften und -momenten für die aktive Federung sehr gut geeignet ist - die Vorgabe eines Drehwinkels α_{WK} führt ausschließlich zu einem zusätzlichen Drehmoment an den Luftfedern, nicht zu einer Querkraft - liegt sie für das Kurvenneigen zu niedrig (vgl. Abschnitt 4.4.4.5). Vereinfachend wird daher hier über die Vorgabe von $\alpha_{BP,soll}$ eine Neigung um die BP -Achse ermöglicht.

Hierzu wird der Winkel $\alpha_{BP,soll}$ zu den aus \underline{x}_{WK} berechneten Vorgabewerten $\alpha_{NT,v/h}$ hinzuaddiert. So dreht er automatisch um die BP -Achse. Da die Neigemodule den Koordinatenursprung des Systems BP' zunächst verschieben und erst anschließend um die Längsachse drehen, werden die Vorgabewerte $\underline{x}_{WK,soll,verschoben}$ auch bei größeren Neigewinkeln *bzgl. eines ungeneigten Koordinatensystems* eingestellt, d.h. die Fußpunkte werden in einem ungeneigten Koordinatensystem entsprechend der obigen Rechnung verschoben.⁵²

Dynamik Mit seinem 6-dimensionalen Eingangsvektor $\underline{x}_{WK,soll}$ stellt der Controller der Neigetechnik eine Mehrgrößensteuerung dar, durch die die SISO-Controller der Längszylinder miteinander algebraisch verknüpft sind. Da auch die Steuerung der Neigemodule ausschließlich algebraische Verknüpfungen umfasst, wird das dynamische Verhalten des MFM Neigetechnik durch die unterlagerten MFM Zylinder bestimmt. In diesem Abschnitt soll untersucht werden, ob die unterlagerten Zylinderregler angepasst werden müssen, um die gewünschte Dynamik des MFM Neigetechnik zu erzielen. Dies entspricht Schritt 4 in Abbildung 2.15.

Zur Formulierung der Wunschdynamik für das MFM Neigetechnik wird die gesteuerte Strecke zunächst linearisiert betrachtet. Durch die Kinematiken von Neigetechnik (NT) und Neigemodulen (NM), linearisiert beschrieben durch Transformationsmatrizen $\underline{\mathbf{T}}_{NT}$ und $\underline{\mathbf{T}}_{NM}$ (zusammengefasst zu $\underline{\mathbf{T}}$), werden die von der Federung vorgegebenen Sollwerte $\underline{x}_{WK,soll}$ in Zylinderlängen l_i umgesetzt. Zur Überprüfung werden die gemessenen Zylinderlängen über die inversen Matrizen $\underline{\mathbf{T}}_{NT}^{-1}$ und $\underline{\mathbf{T}}_{NM}^{-1}$ in die Größen der Neigetechnik umgerechnet (die Invertierung der nicht-quadratischen Matrix $\underline{\mathbf{T}}$ bzw. ihrer Teilmatrizen kann z.B. über die Pseudoinverse erfolgen [BSMM93]). Die Strecke des Systems, die in diesem Fall auch die Regler „Betrieb“ der unterlagerten Zylinder beinhaltet, wird über die Übertragungsmatrix $\underline{\mathbf{G}}(s)$ im Laplace-Bereich beschrieben.

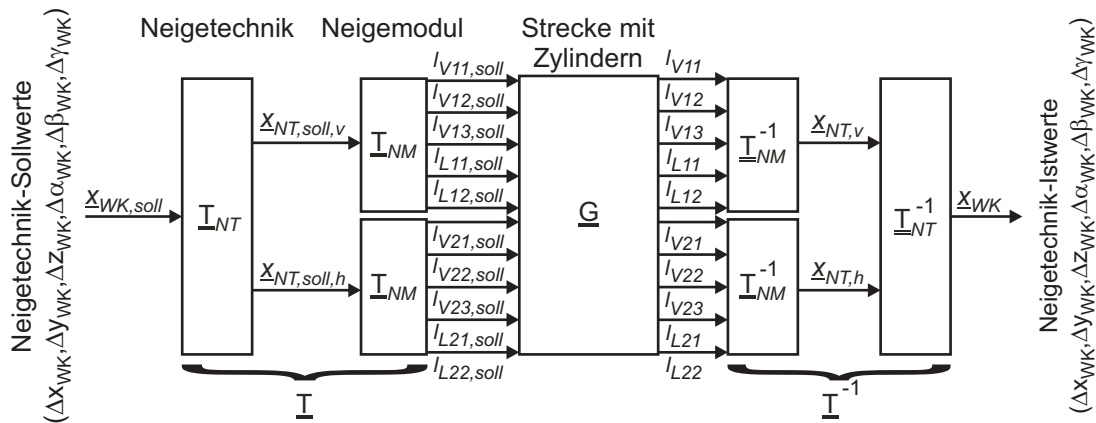


Abbildung 4.49: Steuerungshierarchie von Neigetechnik und Neigemodulen mit unterlagelter weggeregelter Strecke

Es ist Ziel des Neigetechnik-Controllers und seiner unterlagerten Kreise, für alle Freiheitsgrade ein einheitliches Übertragungsverhalten

$$\underline{x}_{WK}(s) = \underline{\mathbf{1}} \underline{\mathbf{G}}_{Aktorik}(s) \underline{x}_{WK,soll}(s) \quad (4.4.28)$$

(siehe auch (4.4.29)) für die Aktorik zu erzielen. Nach Abbildung 4.49 gilt im linearen Fall aber zunächst

$$\underline{x}_{WK} = \underline{\mathbf{T}}^{-1} \underline{\mathbf{G}}(s) \underline{\mathbf{T}} \underline{x}_{WK,soll}$$

⁵²Eine rechnerische Überprüfung dieses anschaulichen Zusammenhangs über (4.4.24) liefert dasselbe Ergebnis.

Für den Fall dynamisch entkoppelter Zylindermodule mit $G_{ij}(s) \approx 0 \quad |i \neq j$ wird dieses Ziel (4.4.28) leicht erreicht, indem die Dynamik der Zylindermodule auf $G_{ii}(s) = G_{jj}(s) = G_{Aktorik}(s) \quad |i \neq j$ gesetzt wird.

Schon für den Entwicklungsschritt 2 nach Abbildung 2.15 wurden die Zylindermodule in Abschnitt 4.4.1.3 auf ihre Verkopplung untersucht. Sowohl Untersuchungen am in Abschnitt 4.4.4.1 beschriebenen Fahrzeugmodell als auch die in Abbildung 4.41 gezeigten Messungen haben die näherungsweise Unabhängigkeit der Zylinder gezeigt; die Kreuzwechselwirkungen zwischen den Zylindern liegen im Modell in der gleichen Höhe wie bei den Messungen. Auch die Dynamik der unterschiedlichen MFM stimmt gut überein (Abbildung 4.40). Somit müsste sich für das gesteuerte System der Zusammenhang (4.4.28) nachweisen lassen. Für das Modell ist dies auch der Fall, wie Abbildung 4.50 links zeigt.

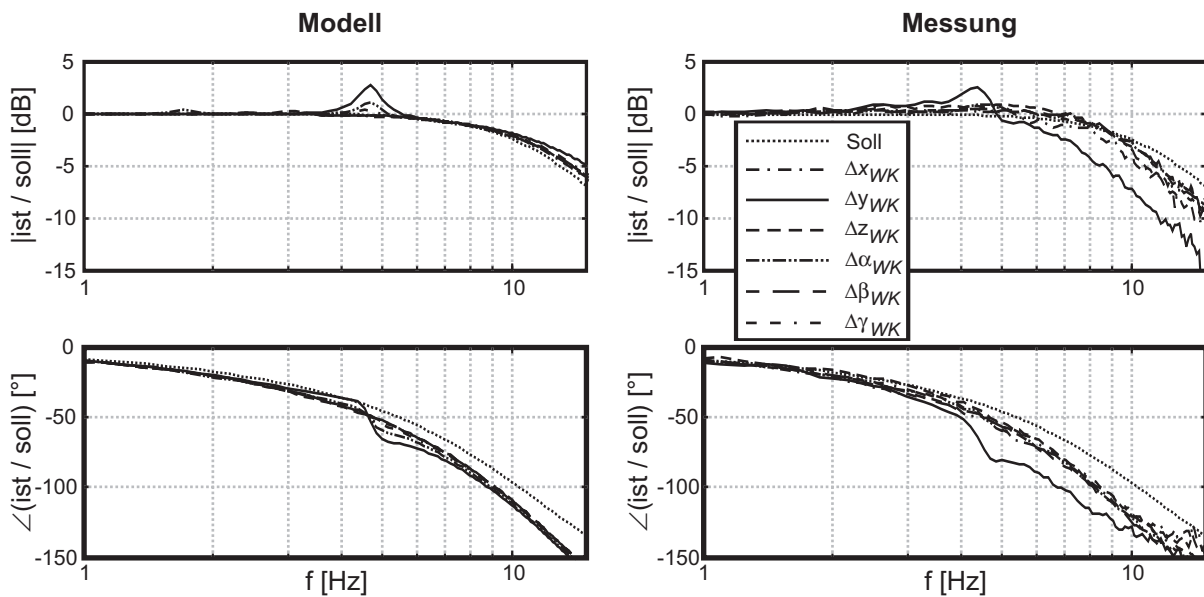


Abbildung 4.50: Übertragungsverhalten der Neigetechnik

Die Messungen zeigen mit einer Ausnahme ein dem Modell entsprechendes Verhalten. Lediglich der Frequenzgang in y weicht deutlich von den anderen Frequenzgängen ab. Diese Abweichung ist auf Nichtlinearitäten zurückzuführen, die bei der Berechnung der Frequenzgänge am Modell durch Linearisierung wegfielen. Zur Verbesserung des Übertragungsverhaltens wurde ein pragmatisches Vorgehen gewählt:

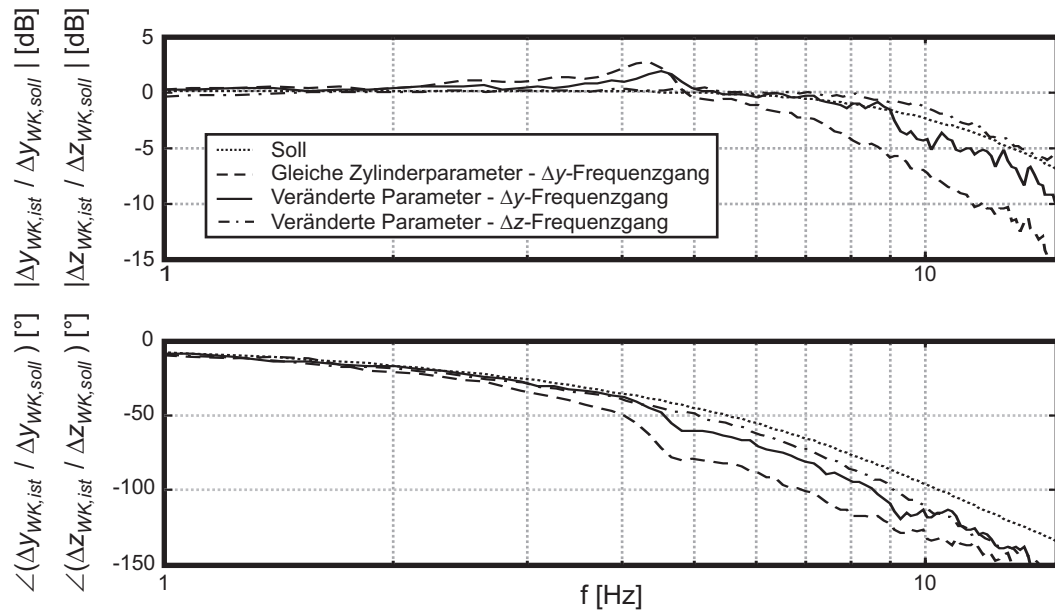
Unter der Voraussetzung

$$G_{ij}(s) \approx 0 \quad |i \neq j$$

lassen sich die Frequenzgänge

$$G_{ii}(f) = l_i(f)/l_{i,soll}(f)$$

auch bei gleichzeitiger Anregung aller Zylinder vermessen. Bei einer solchen Messung mit einer Anregung in y -Richtung zeigten die Zylinder V12, V21 und V22 eine deutlich langsamere Antwort als die übrigen Zylinder. Daher wurde für diese Zylinder ein anderer Sollfrequenzgang (4.4.13) gewählt. Hierdurch konnte das dynamische Verhalten in y -Richtung deutlich verbessert werden (Abbildung 4.51), ohne die Frequenzgänge anderer Freiheitsgrade übermäßig zu verändern. Die Abweichung des Phasenverlaufs bei 5 Hz wurde um ca. 20° verringert und entspricht damit praktisch dem Phasenverlauf der anderen Frequenzgänge. Abbildung 4.51 zeigt zum Vergleich den Verlauf des Δz_{WK} -Frequenzgangs.

Abbildung 4.51: Frequenzgang Δy_{WK} , gleiche und angepasste Zylinderparameter

4.4.3.2 Operator

Der Operator des OCM Neigetechnik ist sehr einfach gehalten (Abbildung 4.48). Seine wesentliche Aufgabe besteht darin, die Steuerung von vorderem und hinterem Neigemodul zusammenzufassen. Dies gilt insbesondere beim Hoch- und Herunterfahren, so dass die Zustände **Ein** und **Aus** nur erreicht werden, wenn beide Module die entsprechende Position erreicht haben (signalisiert durch die Zustandsvariablen NT_v und NT_h). Eine eigenständige Fehlerüberwachung umfasst der reflektorische Operator des MFM Neigetechnik nicht.

Die Schaltventile für die Vertikalzylinder sind als Hilfsmodul dem MFM Neigetechnik zugeordnet. Das Ansteuern des OCM für dieses HM Schaltventile wird vom reflektorischen Operator der Neigetechnik übernommen, der den Schaltwunsch über die Ereignisse SV_Ein und SV_Aus an den reflektorischen Operator des HM übermittelt. Das OCM des HM Schaltventile entspricht dem in Abschnitt 4.3.3 beschriebenen HM Schaltventil der Hauptdruckversorgung.

Das OCM des MFM Neigetechnik und sein Zusammenspiel mit dem HM Schaltventile wurden wie die bisher beschriebenen OCM mittels hybrider Simulation getestet. Das gewählte Vorgehen entspricht Abschnitt 4.3.3: Die unterlagerten Zylindermodelle werden zwischen Zylinder und Regelventil aufgetrennt und um jeweils ein in Abbildung 4.22 gezeigtes Schaltventilmodell ergänzt.

4.4.4 MFG Federung

Die in den vorigen Abschnitten beschriebene Neigetechnik und ihre Teilmodule ermöglichen eine Verschiebung der Federkoppelpunkte und erfüllen damit die auf Seite 61 genannte zweite Grundaufgabe zur Realisierung einer aktiven Federung. Dem in diesem Abschnitt beschriebenen OCM für die MFG Federung obliegt es, die erste Aufgabe zu erfüllen: die Ermittlung der notwendigen Zusatzkraft bzw. Verschiebung für die aktive Dämpfung des Fahrzeugs.

Als MFG bildet die Federung einen Teil der Informationsverarbeitung für das AMS Fahrzeug ab. Wie in Abschnitt 2.3.2 diskutiert, ist eine Auslegung nur an der Strecke des überlagerten Strukturelements, d.h. hier des AMS Fahrzeug möglich. Da sich diese Arbeit auf die Federung konzentriert, wurde mit einem vereinfachten Fahrzeugmodell speziell für die Federung gearbeitet, dessen Systemgrenzen mit ihren Randbedingungen schon in Abschnitt 4.2.2 festgelegt wurden.

Im Fahrzeugmodell werden alle Systeme oberhalb des Fahrwerks mitmodelliert, Fahrwerksbewegungen gehen als Störungen in die Modellierung ein.

4.4.4.1 Modellierung

Zur Untersuchung der Federung wurden zwei Modelle erstellt: Um Verkopplungen zwischen den Zylindern berücksichtigen und die Reglerauslegung verifizieren zu können, wurde ein komplexes Modell mit 7 Massen und 16 Freiheitsgraden und den vollständigen nichtlinearen Zylindermodellen erstellt. Für ein besseres Systemverständnis und als Grundlage für Identifizierung und Reglerauslegung wurde darüber hinaus ein vereinfachtes lineares Modell aufgebaut.

Lineares Modell Ausgangspunkt der vereinfachten linearen Modellierung ist die Beschreibung der auf den Luftfedern ruhenden Aufbaumasse (Abbildung 4.52). Das Fahrwerk wird als erregende Ebene 0 modelliert, die rückwirkungsfrei Störbewegungen auf die Luftfederfußpunkte schaltet:

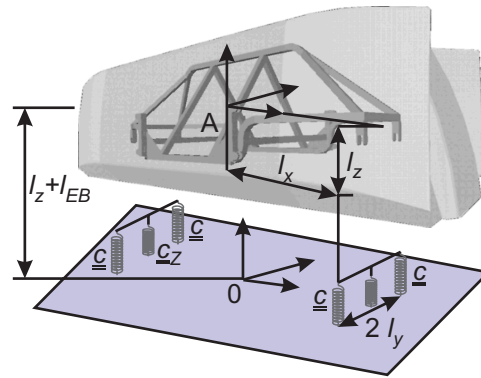


Abbildung 4.52: Aufbau des linearen Modells - Konstruktionslage

Bzgl. der Aktorik, d.h. der aktiven Fußpunktverstellung, trifft dieses Modell folgende vereinfachende Annahmen:

- Die Dynamik der unterlagerten Ebenen ändert sich durch die Federungsregelung nicht.
- Die Dynamik der zusätzlichen Verschiebungen und Verdrehungen der oberen Luftfederkoppelebene lässt sich durch eine einheitliche Übertragungsfunktion beschreiben:

$$\underline{x}_{WK}(s) = \underline{\underline{1}} G_{Aktorik}(s) \underline{x}_{WK,soll}(s) \quad (4.4.29)$$

Zur Beschreibung der Aufbaubewegung wird ein körperfestes Schwerpunktskoordinatensystem A eingeführt, dessen Achsen in Konstruktionslage in Fahrtrichtung (x^A), senkrecht nach oben (z^A) und nach links (y^A) orientiert sind. Dieses Koordinatensystem ist gegenüber dem Inertialsystem I verdreht und verschoben. Zur Beschreibung der Verdrehung werden Kardanwinkel herangezogen, die bei kleinen Auslenkungen und Geschwindigkeiten nach Linearisierung näherungsweise Drehungen um die Koordinatenachsen entsprechen. Da die Drehung des Aufbaus um die Hochachse u.U. größer werden kann (beim Fahren um die Teststrecke dreht sich der Aufbau um 360°), wurde eine Drehfolge um die z -, y - und schließlich die x -Achse gewählt, um u.U. für spätere Untersuchungen auf eine Linearisierung des Drehwinkels um die Hochachse verzichten zu können. Die Transformation aus dem Aufbau- in das Inertialsystem erfolgt dann über die orthogonale Transformationsmatrix

$$\underline{\underline{\mathbf{T}}}^{A \rightarrow I} = \underline{\underline{\mathbf{T}}}^z \underline{\underline{\mathbf{T}}}^y \underline{\underline{\mathbf{T}}}^x \quad (4.4.30)$$

mit

$$\underline{\underline{\mathbf{T}}^x} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\alpha_A) & -\sin(\alpha_A) \\ 0 & \sin(\alpha_A) & \cos(\alpha_A) \end{pmatrix} \quad \underline{\underline{\mathbf{T}}^y} = \begin{pmatrix} \cos(\beta_A) & 0 & \sin(\beta_A) \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin(\beta_A) & 0 & \cos(\beta_A) \end{pmatrix}$$

$$\underline{\underline{\mathbf{T}}^z} = \begin{pmatrix} \cos(\gamma_A) & -\sin(\gamma_A) & 0 \\ \sin(\gamma_A) & \cos(\gamma_A) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Auch für die erregende Fahrwerksebene mit dem ebenenfesten Koordinatensystem 0 kann eine solche Transformation definiert werden. Die Transformationsmatrix $\underline{\underline{\mathbf{T}}^{0 \rightarrow I}}$ entspricht der Matrix $\underline{\underline{\mathbf{T}}^{A \rightarrow I}}$ mit den Winkeln α_0 , β_0 und γ_0 .

Die Verschiebung der körperfesten Koordinatensysteme A und 0 wird über die Vektoren \underline{r}_A und \underline{r}_0 erfasst, die jeweils vom Ursprung des Inertialsystems auf den Ursprung der körperfesten Koordinaten zeigen. Die Lage der oberen Luftfederkoppelpunkte (Index O) wurde schon bei der Neigetechnik formuliert. Unter der Annahme, dass das Bezugskordinatensystem BP , wie es in Abbildung 4.47 gezeigt ist, dem Aufbaukoordinatensystem A entspricht (siehe Abschnitt 4.4.4.2), gilt (4.4.27) auch für das Aufbaukoordinatensystem.

In Konstruktionslage liegen die oberen Luftfederkoppelpunkte an den Längszylindern und die unteren Luftfederkoppelpunkte (Index U) am Fahrwerk vertikal übereinander. Die Fahrwerksebene kann für diese Untersuchung auf die Höhe der unteren Luftfederkoppelpunkte gelegt werden, die dann im Koordinatensystem 0 an folgenden Positionen liegen:

$$\underline{r}_{U,vl}^0 = \begin{pmatrix} l_x \\ l_y \\ 0 \end{pmatrix} \quad \underline{r}_{U,vr}^0 = \begin{pmatrix} l_x \\ -l_y \\ 0 \end{pmatrix} \quad \underline{r}_{U,hl}^0 = \begin{pmatrix} -l_x \\ l_y \\ 0 \end{pmatrix} \quad \underline{r}_{U,hr}^0 = \begin{pmatrix} -l_x \\ -l_y \\ 0 \end{pmatrix}$$

Über die Transformationsmatrizen $\underline{\underline{\mathbf{T}}^{0 \rightarrow I}}$ und $\underline{\underline{\mathbf{T}}^{A \rightarrow I}}$ sowie die Verschiebungsvektoren \underline{r}_0 und \underline{r}_A können die Ortsvektoren der Luftfederkoppelpunkte im Inertialsystem ermittelt werden, was die Berechnung der Luftfederkräfte ermöglicht.

Als Luftfedern kommen beim Railcab Einfaltenbälge der Firma Contitech zum Einsatz. Der hohl ausgeführte Fahrwerksrahmen dient als Zusatzvolumen, an das die Luftfedern eines Neigemoduls zusammen angeschlossen sind. Die Luftfedern sind dabei mit Spezialspannrings so verbaut, dass der Öffnungsquerschnitt zwischen Zusatzvolumen und Luftfeder mit 5cm sehr groß ist. Es kommt somit zu einem praktisch unbehinderten Luftaustausch zwischen Zusatzvolumen und Luftfedern, eine Drosselwirkung an den Luftfedern entsteht nicht. Da die Materialdämpfung in den Luftfedern im Verhältnis zu den übrigen Kräften vernachlässigbar ist, kann von einer praktisch dämpfungsfreien Federwirkung ausgegangen werden. Vereinfachend werden alle vier Luftfedern mit gleicher Federsteifigkeit angesetzt.

Der Aufbau der Reaktionskraft an einer Luftfeder aufgrund der Bewegung der Koppelpunkte beruht auf unterschiedlichen Effekten:

In Querrichtung entstehen im Wesentlichen Kräfte aufgrund der Stauchungen des Luftfederbalgs. Luft wird praktisch nicht verdrängt. Dies äußert sich auch in einer geringen Abhängigkeit der Luftfeder-Quersteifigkeit vom Zusatzvolumen [LH05]. Die Querfedersteifigkeit ist damit praktisch nur abhängig vom Luftfedermaterial. Eine Kopplung der Kräfte über das gemeinsame Zusatzvolumen entsteht nicht. Für die lineare Modellierung kann daher eine konstante Quersteifigkeit c_q bei Längs- und Querstauchung der Luftfedern angesetzt werden.

Die Federsteifigkeit in Vertikalrichtung beruht bei Faltenbälgen auf zwei Effekten [Voß98]:

$$\frac{dF}{dz} = \frac{d}{dz}(p A_{eff}) = \underbrace{\frac{dp}{dz} A_{eff,0}}_1 + \underbrace{p_0 \frac{dA_{eff}}{dz}}_2 \quad (4.4.31)$$

Die Federkraft F ergibt sich aus dem Produkt aus effektiver Querschnittsfläche A_{eff} und Luftdruck p im Rollbalg. Bei einer Stauchung ändert sich einerseits die effektive Querschnittsfläche, andererseits der Luftdruck aufgrund der Kompression der Federn. Aufgrund des gemeinsamen Zusatzvolumens für jeweils die beiden vorderen und hinteren Luftfedern kommt es durch den ersten Kraftanteil zu einer Verkopplung zwischen linker und rechter Luftfeder:

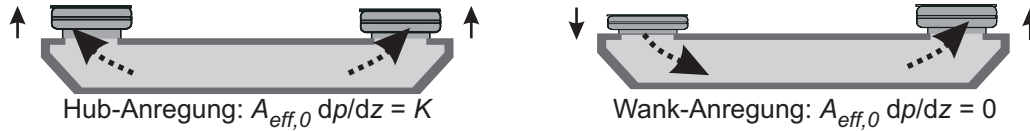


Abbildung 4.53: Verkopplung der Luftfedern

Während bei einer gleichsinnigen „Hub“-Anregung der Luftfedern das gesamte Gasvolumen komprimiert wird und somit ein Steifigkeitsanteil K durch Druckerhöhung zur Steifigkeit durch die Änderung des effektiven Querschnitts hinzukommt, bleibt bei einer gegensinnigen „Wank“-Anregung der Luftfedern das Gasvolumen erhalten, ein Steifigkeitszuwachs durch Gaskompression liegt nicht vor.

Aus diesem Grund wird die Steifigkeit der Luftfedern in Vertikalrichtung in zwei Anteile zerlegt: Die durch die Änderung der effektiven Querschnittsfläche verursachte Steifigkeit wird zusammen mit der Quersteifigkeit als lineare Feder zwischen den Luftfederkoppelpunkten abgebildet. Eine Feder mit reiner Vertikalsteifigkeit mittig zwischen den Luftfederpunkten (die „Koppelfedersteifigkeit“ K) modelliert die durch die Volumenänderung des Gases verursachten Kräfte. Die Krafteinleitung dieser Feder erfolgt über die Luftfederkoppelpunkte.

Mit den Matrizen $\underline{\mathbf{c}} = \text{diag}(c_q, c_q, c_v)$ und $\underline{\mathbf{c}}_Z = \text{diag}(0, 0, 2c_Z)$ (die Koppelfedersteifigkeit K wird zur besseren Vergleichbarkeit mit c_v als $2c_Z$ angesetzt) lassen sich die Luftfederkräfte nach den obigen Überlegungen beschreiben durch

$$\underline{\mathbf{F}}_{vl} = \underline{\mathbf{c}}(\underline{\mathbf{r}}_{O,vl} - \underline{\mathbf{r}}_{U,vl}) + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ F_{0,vl} \end{pmatrix} + \underline{\mathbf{c}}_Z \frac{(\underline{\mathbf{r}}_{O,vl} - \underline{\mathbf{r}}_{U,vl}) + (\underline{\mathbf{r}}_{O,vr} - \underline{\mathbf{r}}_{U,vr})}{2} \quad (4.4.32)$$

(andere Kräfte analog)

Für die Bewegungsgleichungen wird die Masse vereinfachend durch die Trägheit m_A und den Trägheitstensor $\Theta_{(SP)}^A = \text{diag}(\Theta_{xx}, \Theta_{yy}, \Theta_{zz})$ für das im Schwerpunkt (SP) liegende körperfeste Aufbau-Koordinatensystem A beschrieben.

Setzt man für die oben berechneten Kräfte die Bewegungsgleichungen der Masse nach Newton-Euler an und linearisiert, so erhält man für die Vektoren von $\underline{\mathbf{x}}_{WK}$, $\underline{\mathbf{x}}_A = (\Delta x_A, \Delta y_A, \Delta z_A, \Delta \alpha_A, \Delta \beta_A, \Delta \gamma_A)$ und $\underline{\mathbf{x}}_0 = (\Delta x_0, \Delta y_0, \Delta z_0, \Delta \alpha_0, \Delta \beta_0, \Delta \gamma_0)$ der verallgemeinerten Koordinaten die Bewegungsgleichung der Aufbau-Masse in der Standardform der Mechanik als Differentialgleichung zweiter Ordnung in $\underline{\mathbf{x}}_A$

$$\underline{\Theta} \ddot{\underline{\mathbf{x}}}_A(t) + \underline{\mathbf{K}} \underline{\mathbf{x}}_A(t) = \underline{\mathbf{K}}_0 \underline{\mathbf{x}}_0(t) + \underline{\mathbf{K}}_{WK} \underline{\mathbf{x}}_{WK}(t) \quad (4.4.33)$$

mit

$$\begin{aligned}
 \underline{\Theta} &= \text{diag}(m_A, m_A, m_A, \Theta_{xx}, \Theta_{yy}, \Theta_{zz}) \\
 \underline{\mathbf{K}} &= \begin{pmatrix} 4c_q & 0 & 0 & 0 & -4c_q l_z & 0 \\ 0 & 4c_q & 0 & 4l_z c_q & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 4(c_v + c_z) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 4c_q l_z & 0 & 4(l_y^2 c_v + l_z^2 c_q) - l_z m_A g & 0 & 0 \\ -4c_q l_z & 0 & 0 & 0 & 4(l_x^2 (c_v + c_z) + l_z^2 c_q) - l_z m_A g & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 4c_q (l_x^2 + l_y^2) \end{pmatrix} \\
 \underline{\mathbf{K}}_{WK} &= \begin{pmatrix} 4c_q & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 4c_q & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 4(c_v + c_z) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 4c_q l_z - m_A g & 0 & 4l_y^2 c_v & 0 & 0 \\ -4c_q l_z + m_A g & 0 & 0 & 0 & 4l_x^2 (c_v + c_z) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 4c_q l_x^2 \end{pmatrix}
 \end{aligned}$$

Über die sechs an den Messpunkten $\underline{r}_{BS,i}^A = (x_{BS,i}, y_{BS,i}, z_{BS,i})$ am Aufbau befestigten Sensoren werden die Beschleunigungen der Aufbaumasse gemessen. Zur Berechnung dieser Größen wird zunächst die Lage der Messpunkte im Inertialsystem beschrieben und anschließend nach der Zeit abgeleitet. Damit ist die Beschleunigung des Aufbaus $\underline{a}_{BS,i}^I$ im Inertialsystem bekannt. Da die Erdbeschleunigung mitgemessen wird, wird sie im nächsten Schritt zu den Beschleunigungssignalen hinzuaddiert. Eine Rücktransformation ins Aufbaukoordinatensystem und Linearisierung ergeben die Messbeschleunigungen an den sechs Messpunkten, von denen nur jeweils eine Achse gemessen wird. Sensoren 1, 5 und 6 messen in positiver z -Richtung (Aufbaukoordinatensystem), Sensor 2 in positiver, Sensor 4 in negativer x -Richtung und Sensor 3 in positiver y -Richtung (vgl. Abbildung 4.7). Als Messgleichung ergibt sich nach dieser Rechnung

$$\underline{a}_{Mess} = \underline{\mathbf{C}} \ddot{\underline{x}}_A + \underline{\mathbf{C}}_g \underline{x}_A \quad (4.4.34)$$

mit

$$\underline{\mathbf{C}}_g = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -g & 0 \\ 0 & 0 & 0 & g & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & g & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

$$\underline{\mathbf{C}} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 1 & y_{BS,1} & -x_{BS,1} & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & z_{BS,2} & -y_{BS,2} \\ 0 & 1 & 0 & -z_{BS,3} & 0 & x_{BS,3} \\ -1 & 0 & 0 & 0 & -z_{BS,4} & y_{BS,4} \\ 0 & 0 & 1 & y_{BS,5} & -x_{BS,5} & 0 \\ 0 & 0 & 1 & y_{BS,6} & -x_{BS,6} & 0 \end{pmatrix}$$

Bei den horizontal angeordneten Beschleunigungssignalen 2, 3 und 4 wird somit durch die Erdbeschleunigung die Verdrehung des Aufbaus um Längs- und Querachse eingeblendet. Da die Lage des Aufbaus nicht gemessen und aufgrund von Drift in den Beschleunigungssignalen auch nicht durch Doppelintegration gewonnen werden kann, ist es nicht möglich, diesen Erdbeschleunigungsanteil herauszurechnen. Seine Wirkung lässt sich gut im Laplace-Bereich abschätzen:

$$\underline{a}_{Mess}(s) = \begin{pmatrix} 0 & 0 & s^2 & y_{BS,1} s^2 & -x_{BS,1} s^2 & 0 \\ s^2 & 0 & 0 & 0 & z_{BS,2} s^2 - g & -y_{BS,2} s^2 \\ 0 & s^2 & 0 & -z_{BS,3} s^2 + g & 0 & x_{BS,3} s^2 \\ -s^2 & 0 & 0 & 0 & -z_{BS,4} s^2 + g & y_{BS,4} s^2 \\ 0 & 0 & s^2 & y_{BS,5} s^2 & -x_{BS,5} s^2 & 0 \\ 0 & 0 & s^2 & y_{BS,6} s^2 & -x_{BS,6} s^2 & 0 \end{pmatrix} \underline{x}_A(s) \quad (4.4.35)$$

Durch das Einblenden der Erdbeschleunigung werden aus den D_2 -Gliedern für α , β und γ PD_2 -Glieder.

Unter der - durch die Identifizierungsergebnisse unterstützten - Annahme, dass das Schwerpunktskoordinatensystem mit dem Bezugssystem übereinstimmt, können mit den Positionsdaten der Beschleunigungssensoren im Bezugssystem die Eckfrequenzen dieser PD_2 -Glieder berechnet werden. Sie liegen nach Einsetzen der numerischen Werte bei 0,66Hz (Matrixelement 3,4) und 0,69Hz (Matrixelemente 2,5 und 4,5).

Nach der Formulierung der im linearen Modell angesetzten Aktordynamik (4.4.29), der mechanischen Bewegungsgleichung (4.4.33) und der Messgleichung (4.4.34) fehlt noch die Dynamik der Sensoren und der am Fahrzeug verbauten analogen Anti-Aliasing-Filter. Diese können entsprechend (4.4.29) über Einheitsmatrix und einheitliche Übertragungsfunktionen für alle Filter und Sensoren beschrieben werden:

$$\underline{a}_{Sens}(s) = \underline{\mathbf{1}} G_{AA-Filter}(s) G_{Sensor}(s) \underline{a}_{Mess}(s) \quad (4.4.36)$$

Als Anti-Aliasing-Filter kommen die schon bei den bei den Zylindern verwendeten RC-Kombinationen zum Einsatz, die als PT_1 -Glieder beschrieben werden können. Die Dynamik der Beschleunigungssensoren kann nach Herstellerangaben ebenfalls über ein PT_1 -Glieder angenähert werden.

Starrkörpermodell / Gesamtmodell Um auch die im linearen Modell unberücksichtigt gebliebenen Effekte - nichtlineare Kinematik, Massen und Trägheiten von Neigetechnikrahmen und Längszylindern - zu beschreiben und so die Reglerauslegung überprüfen zu können, wurde das in Abbildung 4.54 gezeigte Starrkörpermodell mit 7 Massen und 16 Freiheitsgraden in der Simulationsumgebung CAMEL-View der Firma iXtronics aufgebaut [iXt]. Vereinfachend wird eine ideale Parallelführung modelliert, so dass sich die Neigetechnik-Rahmen gegenüber dem Aufbau in y - und z -Richtung translatorisch sowie über α (d.h. Drehung um die Längsachse) rotatorisch bewegen können. Die Zylinder werden über „Aktuator“-Elemente in das Starrkörpermodell eingebunden, über die Kräfte und Momente in das Modell eingeleitet werden können. Die Längszylinder-Schlitten werden zusammen mit dem oberen Teil der Luftfedern über Massen mit einem Freiheitsgrad im Modell erfasst.

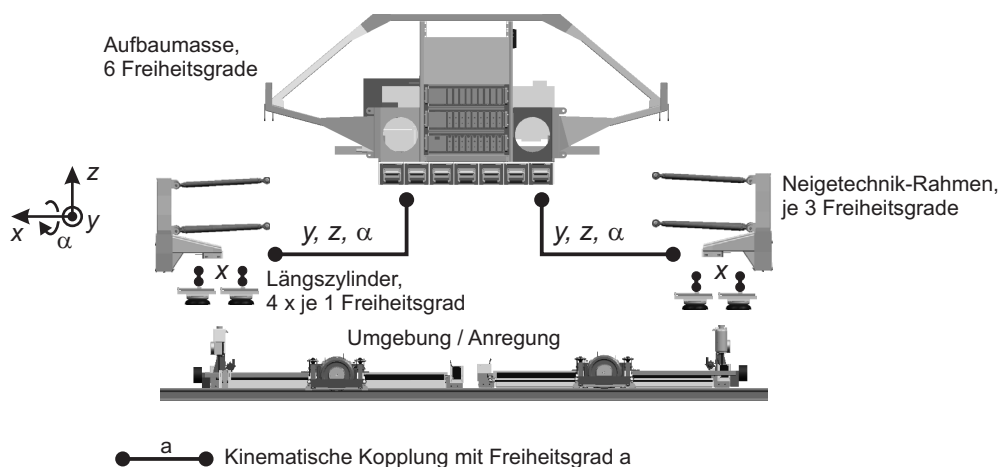


Abbildung 4.54: Aufbau des Starrkörpermodells

Zur Simulation des Gesamtsystems wurde das CAMEL-Modell in die Matlab-Simulink Umgebung eingebunden. Die Generierung der Simulationsgleichungen erfolgte automatisch über den

in der CAMEL-Umgebung verfügbaren Minimalkoordinaten-Algorithmus, der die Gleichungen unter Annahme von idealen kinematischen Bindungen über einen Lagrange-Formalismus ermittelt [Hah99], [iXt]. Das in Abschnitt 4.4.1.1 entwickelte Streckenmodell des MFM Zylinder ist ebenfalls Bestandteil des Fahrzeugmodells. Die vom Starrkörper-Modell berechneten Werte ersetzen dabei die Simulation der Kolbenbewegung. Somit bilden die Zylinderkräfte F_{ges} die Eingänge in das CAMEL-Modell, das die Zylinderlängen l und -geschwindigkeiten \dot{l} für das Zylindermodell ausgibt (Abbildung 4.31).

Die Störanregung durch das Fahrwerk wird über eine Verschiebung der Federfußpunkte abgebildet. Mathematisch erfolgt dies durch Aufschalten einer zusätzlichen Auslenkung auf die Federn. Zur Anregung stellt das Modell unterschiedliche Testfunktionen wie z.B. eine Sprungfunktion, aber auch ein Kennfeld-Modell der NBP-Teststrecke bereit.

Zum Auslegen und Testen der Regler werden unterschiedliche Zylindermodelle in das mechanische Modell eingebunden:

1. Für die Reglerauslegung werden als Zylindermodelle die linearen Zylindermodelle unter Einbeziehung der nichtlinearen Regelungsanteile eingesetzt, die eine Linearisierung des Gesamtmodells um die Konstruktionslage ermöglichen.
2. Zum Testen der Regler kommen die nichtlinearen Zylindermodelle zum Einsatz.

4.4.4.2 Systemanalyse und Identifizierung

Modalanalyse Bei Identifizierung und Regelung spielt das aus der Bewegungsgleichung (4.4.33) ableitbare Eigenbewegungsverhalten der Aufbaumasse auf den Luftfedern eine wesentliche Rolle. Da es sich bei Gleichung (4.4.33) nach Natke [Nat92] um ein passives System handelt ($\underline{\mathbf{K}}$ ist positiv definit und symmetrisch), kann das Bewegungsverhalten - sowohl bei freier als auch bei erzwungener Schwingung - durch die Eigenwerte λ_i und Eigenvektoren \underline{EV}_i (die Moden) des verallgemeinerten Eigenwertproblems

$$\underline{\mathbf{K}} \underline{x}_A = \lambda \underline{\Theta} \underline{x}_A \quad (4.4.37)$$

charakterisiert werden. Die λ_i sind reell und beschreiben das Quadrat der Eigenfrequenz der Mode i : $\lambda_i = \omega_{0,i}^2$.

Für das Federungsmodell (4.4.33) liefert (4.4.37) aufgrund der vernachlässigten Dämpfung sechs reelle Eigenvektoren, die als Eigenbewegungen der Aufbaumasse interpretiert und als neue Freiheitsgrade zur Beschreibung der Fahrzeugbewegung genutzt werden können. Von den sechs Starrkörperfreiheitsgraden bleiben lediglich das Huben in z -Richtung und die Wendebewegung γ unabhängig. Die anderen vier Eigenmoden sind paarweise verkoppelt. Durch die Verkopplung treten jeweils eine schnelle und eine langsame Schwingungsmode auf, deren Eigenbewegungen sich als Drehbewegungen um jeweils eine hohe und eine tiefe Drehachse interpretieren lassen. Die Querbewegung in y - und die Drehung α um die Längsachse verkoppeln zu Drehungen um eine hohe und eine tiefe Längsachse (Pendeln und Wanken). Längsbewegung x und die Drehung β um die Querachse verkoppeln zu hohem und tiefen Nicken. Abbildung 4.55 stellt die Eigenmoden am Fahrzeug dar.

Die Eigenvektormatrix $\underline{\mathbf{EV}} = (\underline{EV}_i)$ ermöglicht die Diagonalisierung von $\underline{\Theta}$ und $\underline{\mathbf{K}}$:

$$\underline{\tilde{\Theta}}_{mod} = \underline{\mathbf{EV}}^T \underline{\Theta} \underline{\mathbf{EV}} = \text{diag}(\tilde{\Theta}_{mod,i}) \quad \underline{\tilde{\mathbf{K}}}_{mod} = \underline{\mathbf{EV}}^T \underline{\mathbf{K}} \underline{\mathbf{EV}} = \text{diag}(\tilde{c}_{mod,i})$$

Die Antwort des Systems auf äußere Erregungen setzt sich aus den Moden zusammen. Fasst man die inhomogenen Anteile von (4.4.33) zu \underline{P} zusammen,

$$\underline{P}(t) = \underline{\mathbf{K}}_0 \underline{x}_0(t) + \underline{\mathbf{K}}_{WK} \underline{x}_{WK}(t) \quad (4.4.38)$$

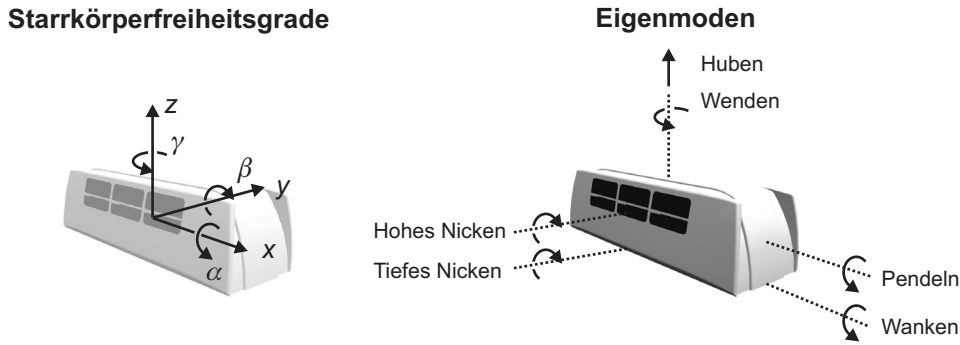


Abbildung 4.55: Starrkörperfreiheitsgrade und Eigenmoden des Aufbaus

und transformiert in den Laplace-Bereich, so gilt:

$$\underline{x}_A(s) = \sum_{i=1}^n \frac{\underline{E}V_i \underline{E}V_i^T}{\tilde{\Theta}_{mod,i} (s^2 + \omega_{0,i}^2)} \underline{P}(s) \quad (4.4.39)$$

Wird das System z.B. über einen Sprung kurzzeitig mit $\underline{P}(t) \neq 0 \mid 0 \leq t \leq T$ angeregt, so schwingt es für $t > T$ frei nach

$$\underline{x}_A(t) = \underline{\underline{E}}\underline{\underline{V}} \underline{\underline{\Omega}}_0^{-1} \underline{\underline{\Theta}}_{mod}^{-1} \int_0^T \sin \underline{\underline{\Omega}}_0(t - \tau) \underline{\underline{E}}\underline{\underline{V}}^T \underline{P}(\tau) d\tau \quad (4.4.40)$$

mit $\underline{\underline{\Omega}}_0 = \text{diag}(\omega_{0,i})$ und $\sin \underline{\underline{\Omega}}_0(t - \tau) = \text{diag}(\sin \omega_{0,i}(t - \tau))$. Formeln (4.4.39) und (4.4.40) bilden die Grundlage für die spätere Identifizierung des Modells.

Da die Eigenvektoren nur bis auf einen konstanten Faktor bestimmt sind, ist die Transformation nicht eindeutig. Ein häufiges Normierungsverfahren ist die Massennormalisierung, die auch hier angewendet wird. Die Transformationsmatrix in den Modalraum lautet damit:

$$\underline{\underline{T}}_{mod} = \underline{\underline{E}}\underline{\underline{V}} \underline{\underline{\Theta}}_{mod}^{-1/2} \quad (4.4.41)$$

Für die modale Federsteifigkeits- und Trägheitsmatrix ergibt sich mit dieser Transformation

$$\underline{\underline{\Theta}}_{mod} = \underline{\underline{T}}_{mod}^T \underline{\underline{\Theta}} \underline{\underline{T}}_{mod} = \underline{\underline{1}} \quad \underline{\underline{K}}_{mod} = \underline{\underline{T}}_{mod}^T \underline{\underline{K}} \underline{\underline{T}}_{mod} = \text{diag}(\lambda_i) \quad (4.4.42)$$

Die Transformationsmatrix (4.4.41) wird später für die Regelung verwendet.

Vorgehen zur Identifizierung Im Rahmen einer Identifizierung sind die Parameter des linearen Modells und des Starrkörpermodells zu bestimmen. Hierzu hat sich ein vereinfachter zweischrittiger Ansatz bewährt, der über einfache, schnell durchzuführende Messungen eine für die Reglerauslegung ausreichende Genauigkeit liefert:

1. Zunächst wird die Dämpfung der Luftfedern vernachlässigt und das in Abschnitt 4.4.4.1 beschriebene lineare Modell identifiziert. Hierbei sind Aufbaumasse, Trägheitsmomente und Steifigkeiten, so wie die Lage des Aufbauschwerpunkts zu bestimmen.
2. Anhand von Konstruktionsdaten kann aufbauend auf diesen Ergebnissen auch das Starrkörpermodell parametrisiert werden. Ein Abgleich von Simulation und Messergebnissen im Zeitbereich liefert die zunächst vernachlässigten Dämpfungswerte.

Identifizierung des linearen Modells Ausgangspunkt der Identifizierung ist die Ermittlung der Aufbaumasse und der Lage des Schwerpunkts in der x - y -Ebene. Hierzu werden die Luftfederkräfte über Kraftaufnehmer bei ruhender Aufbaumasse vermessen. Dabei stellte sich heraus, dass der Schwerpunkt in dieser Ebene praktisch mittig im Fahrzeug liegt. Aufgrund von weiteren Identifizierungsergebnissen wird er vollständig in den BP -Koordinatenursprung gelegt (siehe unten).

Die Bestimmung von Trägheitsmomenten und Steifigkeiten erfolgt über die Auswertung des Eigenschwungsverhaltens des Aufbaus. Hierzu werden die Eigenfrequenzen der sechs System-Eigenmoden symbolisch aus dem linearen Modell errechnet. Diese Rechnung stellt sechs Gleichungen bereit, die die Berechnung der verbliebenen sechs Parameter c_v , c_q , c_Z , Θ_{xx} , Θ_{yy} und Θ_{zz} aus den vermessenen Eigenfrequenzen ermöglichen.

Um den Einfluss der Aktorik möglichst gering zu halten, werden für die messtechnische Bestimmung der Eigenfrequenzen wo möglich Sprunganregungen verwendet. Dies ist bei den entkoppelten Bewegungen Huben und Wenden der Fall, da hier die Zeitantworten nur eine Schwingungs-mode enthalten und daher leicht auswertbar sind. Nach (4.4.40) ergibt sich für die Hub- und Wendebewegung nach einer gewissen Zeit nach dem Sprung:

$$\begin{aligned}\Delta\ddot{z}_A &= K \sin(\omega_{0,3} t + \phi) \\ \Delta\ddot{\gamma}_A &= K \sin(\omega_{0,6} t + \phi)\end{aligned}$$

Abbildung 4.56 zeigt die aufgenommenen Schwingungsverläufe.

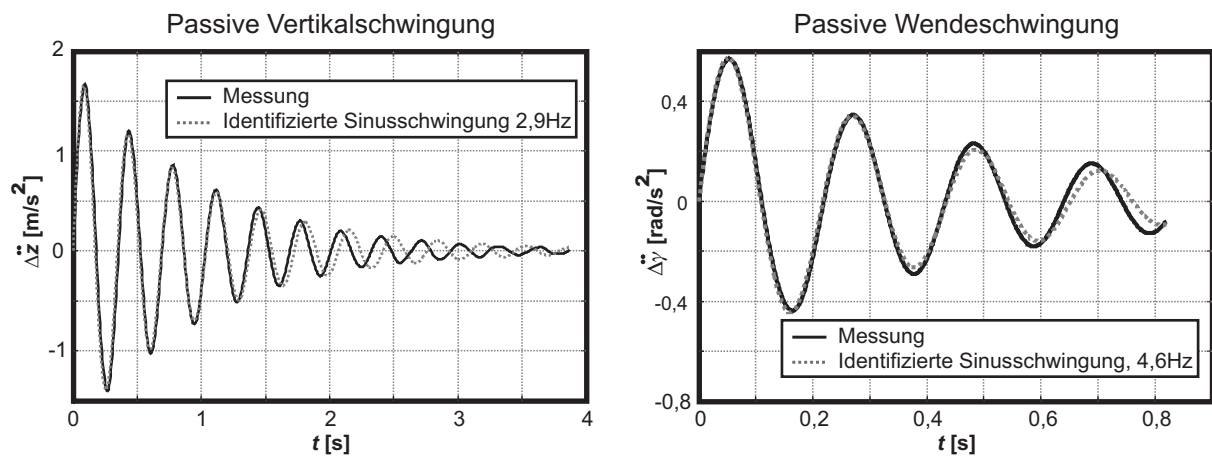


Abbildung 4.56: Sprungantworten Huben und Wenden

Über die gemessenen Sinusverläufe lässt sich eine gedämpfte harmonische Schwingung nach

$$\Delta z_A = A_0 \sin(\omega_0 t) e^{-\omega_0 \zeta t}$$

($\Delta\gamma_A$ analog) legen (aufgrund der geringen Dämpfung wurde $\omega_0 \sqrt{1 - \zeta^2} \approx \omega_0$ gesetzt). Dabei zeigt insbesondere die Hubantwort, dass die Anpassung des Sinus-Verlaufs bei größeren Amplituden gut passt, die gemessenen Schwingungen aber bei kleineren Amplituden schneller werden (bis zu 3,25Hz). Dieses Verhalten lässt sich durch die nichtlineare Luftfedercharakteristik erklären: Offensichtlich wird die Steifigkeit der Luftfedern im kleinen Signalbereich größer. Dies ist Ausdruck des so genannten Harshnesseffekts, bei dem es sich um eine Federwertverhärtung von Luftfedern bei kleinen Amplituden handelt. Der Harshnesseffekt hat seine Ursache in der Beweglichkeit der Molekülketten und ist ein Charakteristikum der Polymere [Voß98].

Für die verkoppelten Freiheitsgrade Wanken, Pendeln, hohes und tiefes Nicken wurde eine erzwungene Antwort auf farbiges Rauschen vermessen. Für eine solche Messung kann (4.4.39) für den Fall des Railcabs berechnet werden. Die Auswertung führt zu einem anschaulich klaren Ergebnis:

$$\underline{x}_A(s) = \begin{pmatrix} \frac{K_1}{s^2 + \omega_{0,1}^2} + \frac{K_2}{s^2 + \omega_{0,5}^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{K_3}{s^2 + \omega_{0,1}^2} + \frac{K_4}{s^2 + \omega_{0,5}^2} & 0 \\ 0 & \frac{K_5}{s^2 + \omega_{0,2}^2} + \frac{K_6}{s^2 + \omega_{0,4}^2} & 0 & \frac{K_7}{s^2 + \omega_{0,2}^2} + \frac{K_8}{s^2 + \omega_{0,4}^2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{K_9}{s^2 + \omega_{0,3}^2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{K_7}{s^2 + \omega_{0,2}^2} + \frac{K_8}{s^2 + \omega_{0,4}^2} & 0 & \frac{K_{10}}{s^2 + \omega_{0,2}^2} + \frac{K_{11}}{s^2 + \omega_{0,4}^2} & 0 & 0 \\ \frac{K_3}{s^2 + \omega_{0,1}^2} + \frac{K_4}{s^2 + \omega_{0,5}^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{K_{12}}{s^2 + \omega_{0,1}^2} + \frac{K_{13}}{s^2 + \omega_{0,5}^2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{K_{15}}{s^2 + \omega_{0,6}^2} \end{pmatrix} P(s) \quad (4.4.43)$$

(tiefes Nicken: 1, Wanken: 2, Huben: 3, Pendeln: 4, hohes Nicken: 5, Wenden: 6)

Die Anregung erfolgt über den Verschiebungsvektor der Neigetechnik $\underline{x}_{WK}(t)$ nach (4.4.38). (4.4.43) zeigt - wie anschaulich nicht anders zu erwarten -, dass zur Bestimmung der Nickmoden über Δx_{WK} oder $\Delta \beta_{WK}$ angeregt werden muss, zur Bestimmung der Wankmoden über Δy_{WK} oder $\Delta \alpha_{WK}$, für Huben über Δz_{WK} und für Wenden über $\Delta \gamma_{WK}$. Die Messung erfolgt nach (4.4.34) und (4.4.36). Für z.B. eine Anregung über Δy_{WK} bei einer Messung von $\Delta \ddot{y}_A$ ergibt sich das erwartete Antwortverhalten zu⁵³ (andere Freiheitsgrade analog):

$$\Delta \ddot{y}_A(s) = s^2 \underbrace{\left(\frac{K_a}{s^2 + \omega_{0,2}^2} + \frac{K_b}{s^2 + \omega_{0,4}^2} \right)}_{G_{mechanisch}} G_{Sensor}(s) G_{AA-Filter}(s) \Delta y_{WK}(s) \quad (4.4.44)$$

Aufgrund der geringen Dämpfung dominiert $G_{mechanisch}$ (von der doppelten Differenzierung s^2 abgesehen) die Systemantwort. Die Resonanzpeaks sind scharf ausgeprägt, so dass sich die Eigenfrequenzen $\omega_{0,2}$ und $\omega_{0,4}$ leicht erkennen lassen. Dies gilt auch für die anderen Eigenfrequenzen. Zur Bestimmung der Frequenzen lassen sich direkt die Autoleistungsdichtespektren der Beschleunigungsantworten auswerten (Abbildung 4.57). Die in der Querbeschleunigung sichtbare 10Hz-Resonanz stammt nachweislich aus dem Gleisbett [Hes05], der Anstieg der Leistungsdichte für höhere Frequenzen hat unterschiedliche Ursache: Um eine Beschädigung von Frequenzumrichtern und Bordcomputer zu vermeiden, sind fast alle Massen im Fahrzeug über weiche Gummilager aufgehängt. Nach Messungen liegen die Eigenfrequenzen dieser Teilmassen zwischen 10Hz und 30Hz. Bedeutender für den Anstieg ist jedoch die Abstützung der Aufbau-masse auf der Masse der Neigetechnikrahmen. Dies wird im Anschluss an die Identifizierung diskutiert.

Mit den ermittelten Frequenzen und den sechs aus dem linearen Modell gewonnenen symbolischen Gleichungen für ihre Berechnung ist die Grundlage für die Identifizierung gelegt. Neben Steifigkeiten und Trägheiten ist aber auch die vertikale Lage des Schwerpunkts unbekannt, die sich nicht mit den gegebenen Mitteln messen ließ und als siebte Unbekannte auch nicht über die Eigenfrequenzen bestimmbar ist. Da auch die Konstruktionsdaten nur Näherungswerte liefern konnten (die Aufbaumasse m_A liegt nach Konstruktion bei 510kg, nach Messung jedoch bei 612kg), wurde eine Parameterstudie durchgeführt, bei der die aus den Eigenfrequenzen resultierenden Federsteifigkeiten und Trägheiten bei unterschiedlichen Schwerpunktlagen bestimmt wurden. Als zusätzliche Randbedingung wurde $c_z \geq 0$ gefordert. Es zeigte sich, dass eine Modellierung über einen Schwerpunkt im BP -Koordinatenursprung die beste Übereinstimmung zwischen auf die vermessene Masse m_A umgerechneten Konstruktionsdaten und Messung lieferte.⁵⁴ Tabelle 4.1 zeigt die ermittelten Werte.

⁵³Das Einblenden der Gravitation kann vernachlässigt werden, da alle Moden deutlich oberhalb von 0,7Hz

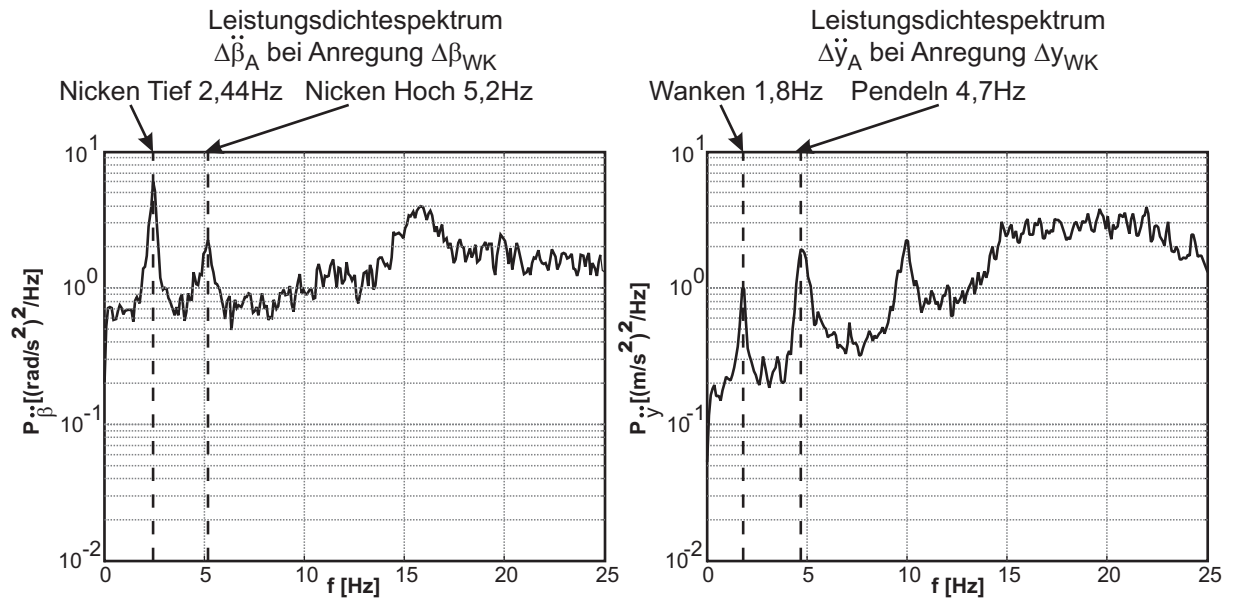


Abbildung 4.57: Leistungsdichtespektren als Grundlage für die Identifizierung von Wank-, Pendel- und Nickeigenfrequenzen

Tabelle 4.1: Identifizierte Massen und Steifigkeiten

m_A	Θ_{xx}	Θ_{yy}	Θ_{zz}	c_v	c_q	c_z
612 kg	184 kg m ²	238 kg m ²	257 kg m ²	55,7 kN/m	55,3 kN/m	0

Identifizierung des Starrkörpermodells und Ergebnis Die Parametrisierung des Starrkörpermodells baut auf den Ergebnissen des linearen Modells auf. Um die Parametrisierung zu vereinfachen, sind die Längszylinder-Massen als Punktmassen ohne Rotationsträgheit, die Neigetechnik-Rahmen nach Konstruktionsdaten mit einer Masse und einer Trägheit um die x -Achse parametrisiert. Aufbaumasse und -trägheit sind so bestimmt, dass sich für das starre Gesamtsystem aus Aufbaumasse, Neigetechnik-Rahmen und Längszylinder-Massen die Masse m_A und die Trägheitsmomente des linearen Modells einstellen. Eine Verschiebung des Aufbaumassenschwerpunkts stellt sicher, dass der Schwerpunkt des starren Gesamtsystems im BP -Koordinatenuersprung liegt.

Die Dämpfungskonstanten der Luftfedern wurden manuell so eingestellt, dass Simulation und Messung im Zeitbereich möglichst gut übereinstimmen. Die Ergebnisse sind in Abbildung 4.58 für unterschiedliche Anregungen dargestellt. Berücksichtigt man die deutlichen Vereinfachungen im Modell (insbesondere die symmetrisch modellierte Masse und die linear modellierten Federsteifigkeiten) und die vereinfachte Identifizierung, so konnte eine gute Übereinstimmung erzielt werden. Dabei sind grundsätzlich auch die Grenzen des Modells erkennbar:

Obwohl das grundlegende Schwingungsverhalten von Pendel- und Wankmode recht gut wiedergegeben wird⁵⁵, ist zu erkennen, dass die Wankmode in Realität stärker als im Modell gedämpft

liegen, vgl. Gleichung (4.4.35).

⁵⁴Physikalisch liegt der Schwerpunkt wahrscheinlich tiefer. Darüber hinaus ist auch mit einer Federsteifigkeit c_z zu rechnen. Bei dem am Railcab vorhandenen Zusatzvolumen von 4l ergibt eine Abschätzung bei Linearisierung einer polytropen Zustandsänderungsgleichung (Polytropenkonstante 1,3) für 3bar Überdruck und einem geschätzten Durchmesser der effektiven Querschnittsfläche von 10cm für den Anteil 1 in (4.4.31) 24 kN/m, d.h. somit ein $c_z = 12\text{kN/m}$. Die Parametrisierung gibt so nur eine erste Abschätzung, beschreibt aber die Dynamik des Systems akzeptabel. Die Parameterstudie zeigt, dass das lineare Modell für eine genauere Wiedergabe um Deviationsmomente erweitert werden muss. Die Modellierung wird dann bedeutend aufwendiger.

⁵⁵Die deutliche 10Hz Oberschwingung in den Messungen (c), (d) und (g) stammen wie bei Abbildung 4.57 aus dem Gleis.

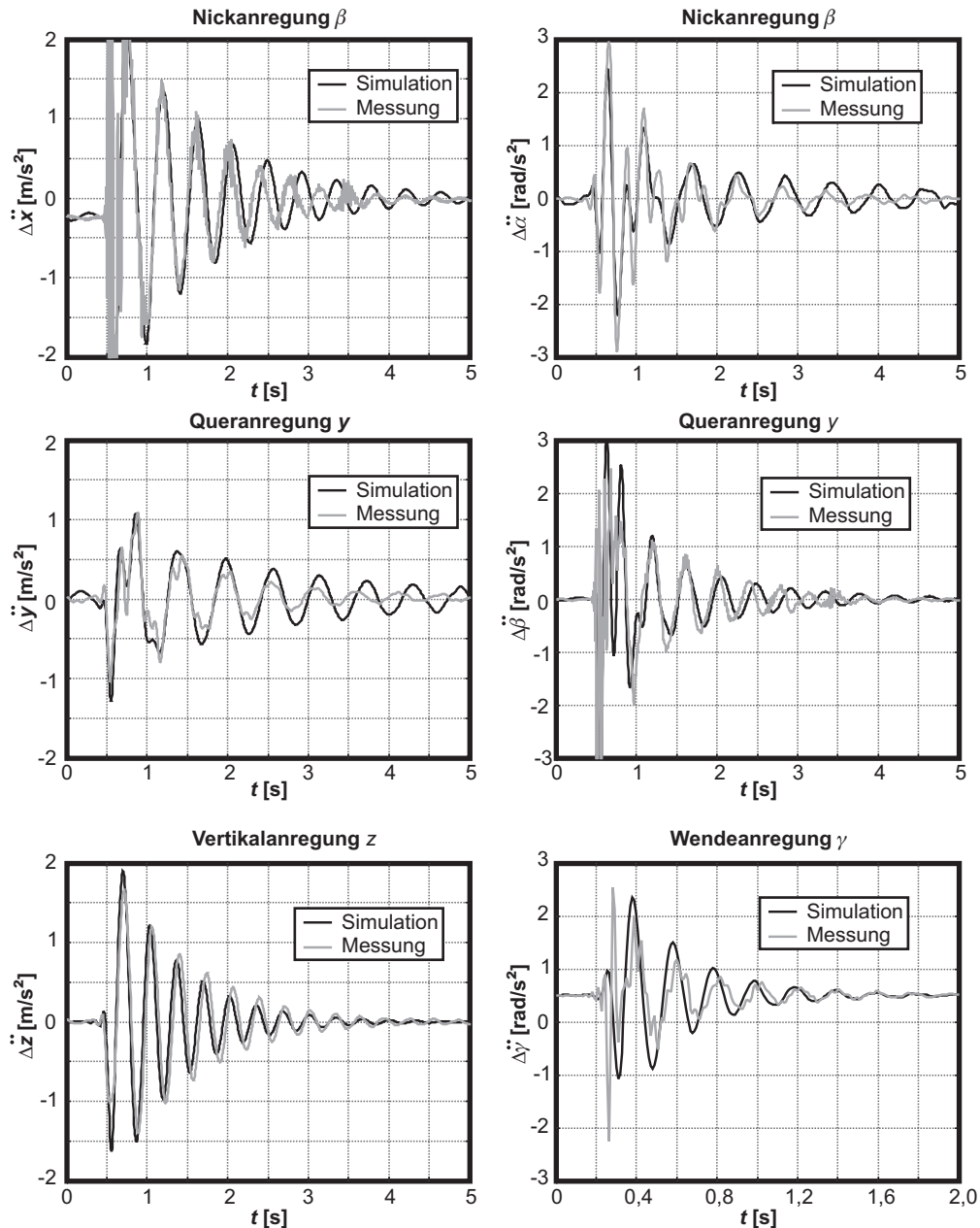


Abbildung 4.58: Simulation & Messung bei Sprunganregung

ist, die Pendelmode schwächer. Darüber hinaus ist auch hier ein Effekt wie beim Huben in Abbildung 4.56 erkennbar: Die Wankmode wird bei kleinerer Amplitude schneller.

Zur Kontrolle der Identifizierung soll auch das vollständige Übertragungsverhalten von den Sollwerten der Neigetechnik bis zu den in das Bezugskordinatensystem transformierten Beschleunigungen unter Einbeziehung der Zylinderdynamik untersucht werden. Dazu wird das Starrkörpermodell mit den linearen Zylindermodellen vollständig linearisiert und die Kinematikblöcke der Regelung für Neigemodule und Neigetechnik sowie für die Transformation der Beschleunigungen in das Bezugskordinatensystem in das Modell integriert. Anschließend können die Übertragungsfunktionen von den Soll-Neigetechnikverschiebungen zu den gemessenen Beschleunigungen berechnet und mit den am Fahrzeug im Kleinsignalbereich gemessenen Frequenzgängen verglichen werden. Abbildung 4.59 stellt die Diagonalelemente der Übertragungsmatrix dar, d.h. die Übertragungsfunktionen von Δx_{WK} nach $\Delta \ddot{x}_A$ etc., in denen die wesentlichen Ergebnisse erkennbar sind.

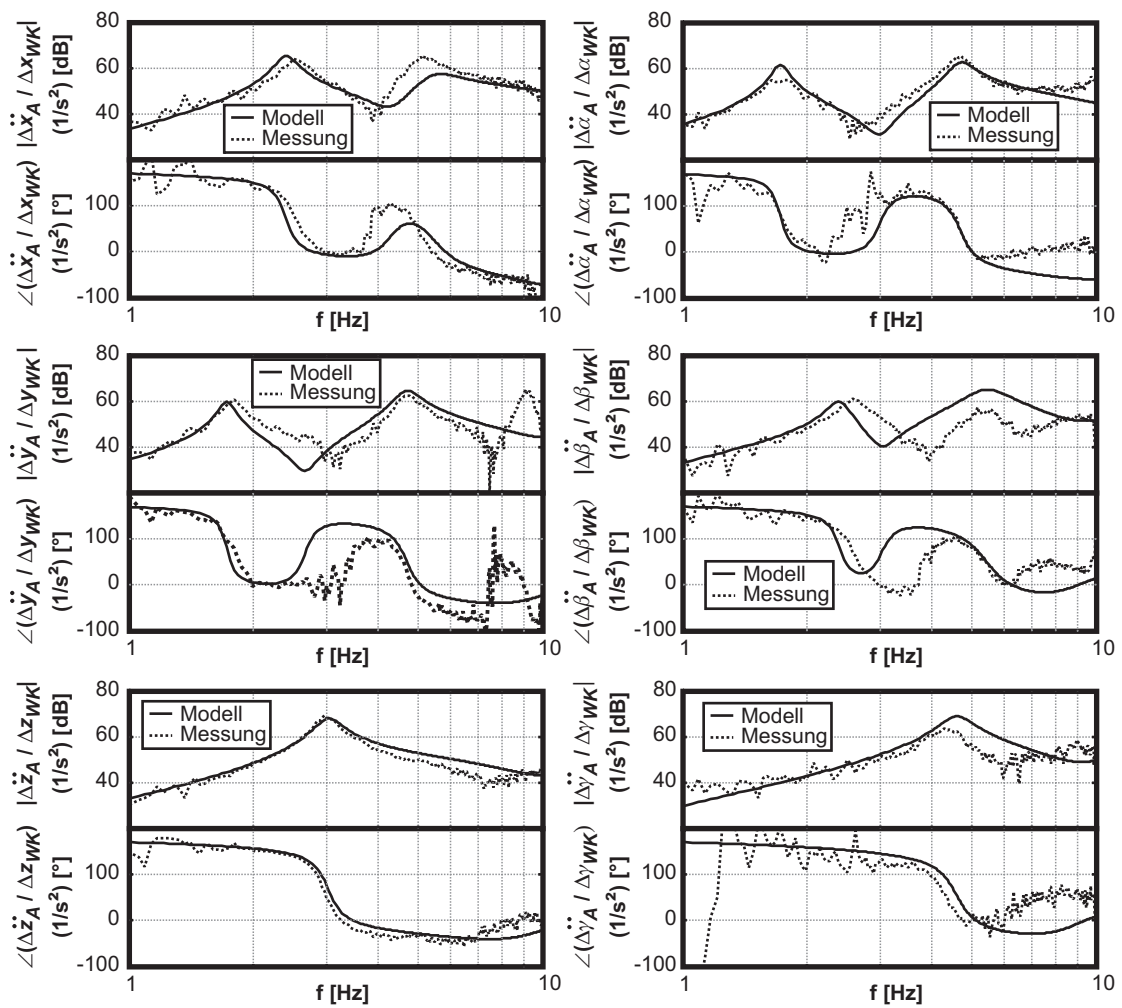


Abbildung 4.59: Vermessene und berechnete Frequenzgänge zwischen Neigetechnikverschiebung und Aufbaubesleunigung

Auch hier zeigt sich, dass das vereinfachte Identifizierungsverfahren eine ausreichende Modellgrundlage für die Reglerauslegung schaffen kann und Simulation und Messung weitgehend übereinstimmen. Eine genauere Identifizierung mit erheblich größerem Modellierungs- und Identifizierungsaufwand scheint auch im Hinblick auf die ohnehin notwendige Reglerrobustheit unnötig. Insbesondere die tieffrequenten Moden Huben, Wanken, und tiefes Nicken werden vom Modell recht gut wiedergegeben. Für die Reglerauslegung hat sich das Modell trotz der Ungenauigkeiten bei den drei schnellen Moden Pendeln, Wenden und hohes Nicken aber ebenfalls als geeignet erwiesen.

Übertragungsverhalten im Frequenzbereich über 10Hz Bisher sind zwei Effekte unberücksichtigt geblieben, in denen sich das lineare Modell von Realität und Starrkörpermodell unterscheidet: Bei einer Bewegung der Zylinder wird einerseits neben der im linearen Modell beschriebenen Federkraft auch eine leichte geschwindigkeitsproportionale Dämpfungskraft aufgebaut. Andererseits wird sich auch die Trägheit des Neigetechnik-Rahmens bemerkbar machen. Beide Effekte haben Auswirkungen auf das Übertragungsverhalten von der Verschiebung \underline{x}_{WK} durch die Neigetechnik auf die Aufbaubewegung \underline{x}_A . Für eine quantitative Abschätzung kann folgende einfache Rechnung aufgestellt werden:

Abbildung 4.60 zeigt ein vereinfachtes ebenes Modell des Railcabs mit Neigetechnik-Rahmen und

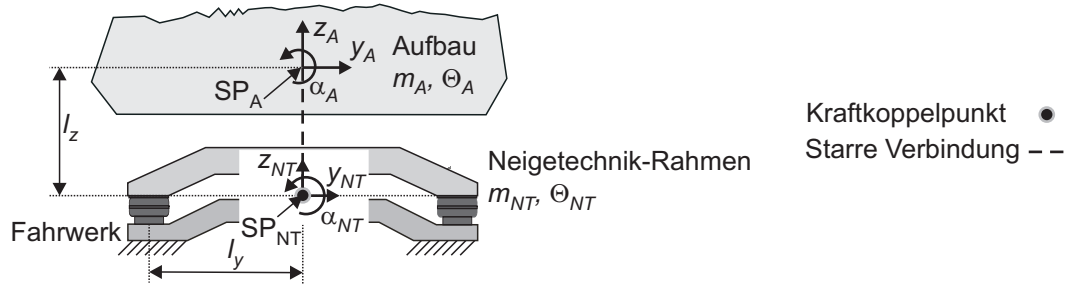


Abbildung 4.60: Ebenes Zweimassen-Modell zur Beurteilung des Einflusses von m_{NT} und Θ_{NT} auf das Übertragungsverhalten von Neigetechnikverschiebung zur Aufbaubeschleunigung

Aufbaumasse, die sich jeweils frei in der Ebene bewegen können. Der Neigetechnik-Rahmen ist über Luftfedern mit Federsteifigkeit c_q in Quer- und c_z in Vertikalrichtung mit dem starr an den Untergrund gekoppelten Fahrwerk verbunden. Neben der Federwirkung dämpfen die Luftfedern die Bewegung mit den Dämpfungskonstanten d_q und d_z . Vereinfachend wird der Schwerpunkt SP_{NT} der Neigetechnik auf die Höhe der Luftfederkoppelunkte gelegt. Er bildet gleichzeitig den Kraftkoppelpunkt zwischen Aufbau und Neigetechnik, an dem die verallgemeinerte (nicht eingezeichnete) Kraft (F_y, F_z, M_α) wirke (positive Krafrichtung auf die Aufbaumasse). Der Schwerpunkt SP_A der Aufbaumasse liegt um l_z oberhalb des Kraftkoppelpunkts.

Die Aufbaubewegung wird durch das einfache DGL-System

$$\begin{aligned} m_A \Delta \ddot{y}_A &= F_y \\ m_A \Delta \ddot{z}_A &= F_z \\ \Theta_A \Delta \ddot{\alpha}_A &= M_\alpha + F_y l_z \end{aligned} \quad (4.4.45)$$

beschrieben, die Bewegung des Neigetechnik-Rahmens durch

$$\begin{aligned} m_A \Delta \ddot{y}_{NT} + 2 d_q \Delta \dot{y}_{NT} + 2 c_q \Delta y_{NT} &= -F_y \\ m_A \Delta \ddot{z}_{NT} + 2 d_v \Delta \dot{z}_{NT} + 2 c_v \Delta z_{NT} &= -F_z \\ \Theta_{NT} \Delta \ddot{\alpha}_{NT} + 2 l_y d_v \Delta \dot{\alpha}_{NT} + 2 l_y c_v \Delta \alpha_{NT} &= -M_\alpha \end{aligned} \quad (4.4.46)$$

Durch eine beliebige Stelleinrichtung werden die Kräfte so vorgegeben, dass sich die Relativposition $\Delta z_{WK} = \Delta z_A - \Delta z_{NT}$, $\Delta y_{WK} = \Delta y_A - \Delta y_{NT} + l_z \Delta \alpha_A$, $\Delta \alpha_{WK} = \Delta \alpha_A - \Delta \alpha_{NT}$ einstellt.⁵⁶ Für diese Größen ergibt sich unter Voraussetzung von $m_A + m_{NT} \approx m_A$ und

⁵⁶Über den Term $+l_z \Delta \alpha_A$ in der Gleichung Δy_{WK} wird berücksichtigt, dass sich Neigetechnik-Rahmen und Aufbaumasse bei $\Delta z_{WK} = \Delta y_{WK} = \Delta \alpha_{WK} = 0$ wie eine starre Masse zusammenbewegen, so dass es durch den Höhenunterschied l_z bei einer Drehung zu einer Querbewegung zwischen den Massen kommt.

$\Theta_A + \Theta_{NT} + m_{NT} l_z^2 \approx \Theta_A$ und der Annahme, dass die Längen l_z und l_y sowie die Federsteifigkeiten c_v und c_q in der selben Größenordnung liegen mit (4.4.46) in (4.4.45) der Zusammenhang:

$$\begin{aligned}
 m_A \Delta \ddot{y}_A &= -2 d_q \Delta \dot{y}_A - 2 c_q \Delta y_A - 2 d_q l_z \Delta \dot{\alpha}_A - 2 c_q l_z \Delta \alpha_A + \dots & (4.4.47) \\
 &+ 2 c_q \left(\Delta y_{WK} + \frac{2 d_q}{2 c_q} \Delta \dot{y}_{WK} + \frac{m_{NT}}{2 c_q} \Delta \ddot{y}_{WK} \right) + \dots \\
 &+ \frac{l_z m_{NT}}{\Theta_A} 2 c_v l_y^2 \left(\Delta \alpha_{WK} + \frac{2 d_v l_y^2}{2 c_v l_y^2} \Delta \dot{\alpha}_{WK} + \frac{\Theta_{NT}}{2 c_v l_y^2} \Delta \ddot{\alpha}_{WK} \right) \\
 m_A \Delta \ddot{z}_A &= -2 d_v \Delta \dot{z}_A - 2 c_v \Delta z_A + 2 c_v \left(\Delta z_{WK} + \frac{2 d_v}{2 c_v} \Delta \dot{z}_{WK} + \frac{m_{NT}}{2 c_v} \Delta \ddot{z}_{WK} \right) \\
 \Theta_A \Delta \ddot{\alpha}_A &= -2 d_q l_z \Delta \dot{y}_A - 2 c_q l_z \Delta y_A - 2 d_v l_z^2 \Delta \dot{\alpha}_A - 2 c_v l_z^2 \Delta \alpha_A + \dots \\
 &+ 2 c_q l_z \left(\Delta y_{WK} + \frac{2 d_q l_z}{2 c_q l_z} \Delta \dot{y}_{WK} + \frac{m_{NT}}{2 c_q l_z} \Delta \ddot{y}_{WK} \right) + \dots \\
 &2 c_v l_y^2 \left(\Delta \alpha_{WK} + \frac{2 d_v l_y^2}{2 c_v l_y^2} \Delta \dot{\alpha}_{WK} + \frac{\Theta_{NT}}{2 c_v l_y^2} \Delta \ddot{\alpha}_{WK} \right)
 \end{aligned}$$

(4.4.47) entspricht den Steifigkeitsmatrizen aus (4.4.33), wenn in (4.4.33) die Gravitation, in (4.4.47) die Luftfeder-Dämpfung und die Trägheit der Neigetechnik vernachlässigt werden. Folgendes wird deutlich:

- Durch die Trägheit der Neigetechnik kommt es zu einem Einfluss von $\Delta \alpha_{WK}$ auf Δy_A . Dieser Einfluss bleibt aber aufgrund $l_z m_{NT} \ll \Theta_A$ gering.
- Die Bewegungen Δy_A , Δz_A und $\Delta \alpha_A$ hängen nicht mehr nur von Δy_{WK} , Δz_{WK} und $\Delta \alpha_{WK}$, sondern aufgrund von Luftfeder-Dämpfung und der Trägheit der Neigetechnik auch von deren zeitlichen Ableitungen ab. Das Übertragungsverhalten von den Verschiebungen zur Aufbaubewegung lässt sich durch PD₂-Glieder mit den Resonanzen des Neigetechnikrahmens auf den Luftfedern als Nullstellen beschreiben. Eine Abschätzung mit den durch die Identifizierung des vorigen Abschnitts bestimmten Parametern liefert als Nullstellen 12Hz (y/z) und 13Hz (α) bei einer Dämpfung von $\approx 0,3$.

Abbildung 4.61 zeigt exemplarisch für die z-Koordinate, wie sich der Effekt am Starrkörpermodell und in der Messung äußert.

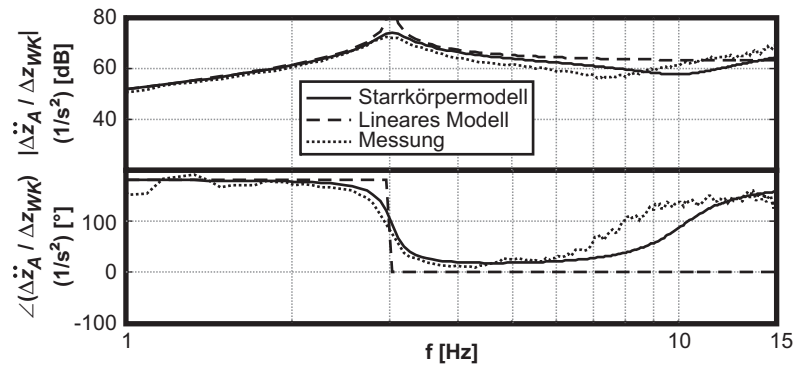


Abbildung 4.61: Abstützen des Aufbaus auf dem Neigetechnikrahmen im Frequenzgang $\Delta z_{WK} \rightarrow \Delta \ddot{z}_A$

Im linearen Modell ist das Abstützen des Aufbaus auf dem Neigetechnikrahmen nicht beschrieben. Der Frequenzgang nimmt mit höheren Frequenzen einen konstanten Verlauf parallel zur

Frequenzachse an. Im Frequenzgang des Starrkörpermodells ist der PD₂-Anstieg oberhalb von 10Hz deutlich zu sehen, bei dem auch die Phase wieder von 0° auf 180° steigt. Die Eckfrequenz liegt mit ca. 10Hz nahe an dem überschlägig bestimmten Wert.

Die Messung zeigt eine gute qualitative Übereinstimmung mit dem Frequenzgang des Starrkörpermodells. Es ist aber deutlich zu erkennen, dass die Eckfrequenz des PD₂-Glieds noch tiefer liegt (8Hz). Dies rührt daher, dass im realen System noch anteilige Massen von Schläuchen, Öl, Vertikalzylindern etc. zu berücksichtigen sind. Überschlägig stützt sich das Fahrzeug mit der Federsteifigkeit in Tabelle 4.1 nach dieser Messung auf ca. 40kg träger Masse pro Fahrmodul ab, was deutlich über dem nach Konstruktionsdaten angesetzten Wert von 21kg liegt. Ein Teil der Modellierungsunsicherheiten im vorigen Abschnitt sind somit auf eine noch verbesserungsfähige Parametrisierung der Neigetechnik-Massen zurückzuführen.

Zur Bewertung der Ergebnisse dieses Abschnitts lässt sich Folgendes festhalten:

- Der Aufbau stützt sich bei höheren Frequenzen auf der Neigetechnik-Masse ab. Dies führt zu einem PD₂-Verhalten in der Übertragung von Neigetechnik-Verschiebung zu Aufbau-bewegung, dessen Eckfrequenzen dabei praktisch ausschließlich durch die Schwingung der Neigetechnik-Masse auf der Luftfeder bestimmt sind.
- Dieses Übertragungsverhalten ist ungünstig: Ausgerechnet in dem Bereich, in dem das Übertragungsverhalten von den Sollarregungen \underline{x}_{WK} zu den Aufbauschleunigungen $\underline{\ddot{x}}_A$ fallen sollte, steigt es an. Dies ist bei der Reglerauslegung zu berücksichtigen.

4.4.4.3 Verteilung der Federungsaufgaben auf das OCM

Zur Entwicklung der Federungsinformationsverarbeitung im OCM muss im ersten Schritt bestimmt werden, wie die in Abschnitt 4.1.1 angeführten Aufgaben regelungstechnisch gelöst werden können. Dabei ist zu berücksichtigen, dass nur Aufbaubeschleunigungssensoren als Sensoren für die Federung zur Verfügung stehen. Allerdings können Position und Fahrzeuggeschwindigkeit des Railcabs auf dem Gleis als bekannt vorausgesetzt werden, da sie für den Betrieb des Motors sehr genau erfasst werden.

Die Beschränkung der Sensorik auf Beschleunigungssensoren führt einerseits zu geringen Systemkosten bei gleichzeitig einfachem Systemaufbau, beschränkt aber die Funktionalität. Von den vier in Abschnitt 4.1.1 aufgeführten Aufgaben lassen sich mit dem gegebenen System nur drei erfüllen: *aktive Dämpfung*, *Neigen* und *Querzentrieren*. Eine Niveau-Regulierung des Aufbaus ist mangels Sensorik nicht möglich. Auch die Erfüllung der anderen Aufgaben wird erschwert und ist nur im Verbund des OCM zu lösen: Im Controller werden die Beschleunigungsmesssignale der MFG Federung zur Regelung genutzt, der Operator komplettiert die Regelung unter Nutzung der federungsfremden Signale von Fahrzeugposition l_{Bahn} und Geschwindigkeit v_{Bahn} , die er über den reflektorischen Operator des AMS empfängt. Abbildung 4.62 zeigt, wie die drei Aufgaben auf Controller und Operator der MFG Federung verteilt werden.

Die aktive Federung/Dämpfung des Fahrzeugs wird über einen Regelkreis erzielt, der die der MFG Federung zugeordneten Beschleunigungsmesssignale zur Einstellung des gewünschten kontrollierten Bewegungsverhaltens des Aufbaus nutzt. Die Aufgabe „aktive Dämpfung“ wird daher im Controller implementiert.

Die Querzentrierung des Aufbaus bei Kurvenfahrt über einen Regelkreis erfordert die Messung der Aufbaauslenkung gegenüber dem Fahrwerk, die allerdings ebenso wie das Niveau des Fahrzeugs nicht zur Verfügung steht. Eine Querzentrierung des Aufbaus über eine Regelung ist daher nicht möglich. Allerdings können Bahnposition l_{Bahn} und Fahrzeuggeschwindigkeit

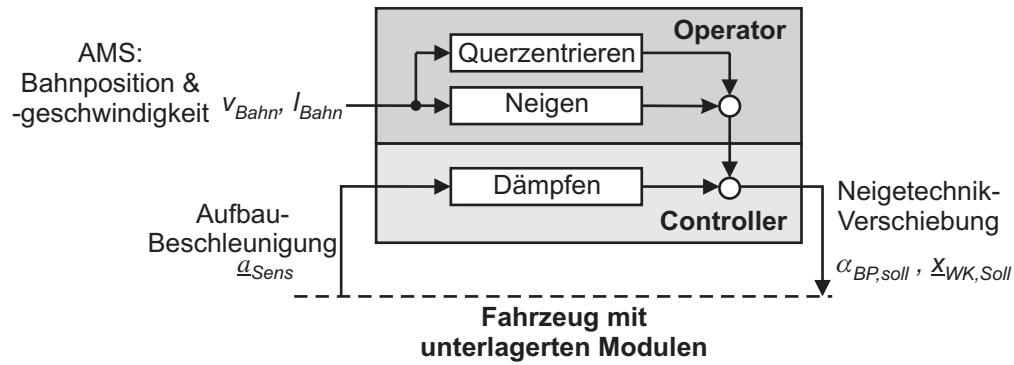


Abbildung 4.62: Verteilung der Federungsaufgaben auf Operator und Controller

v_{Bahn} genutzt werden, um mittels einer Störgrößenaufschaltung die Zentrierung des Aufbaus in der Kurve zu verbessern. Die benötigten Messsignale v_{Bahn} und l_{Bahn} vom Fahrwerk werden innerhalb des reflektorischen Operators zur Ermittlung der notwendigen Kompensation ausgewertet.

Das Kurvenneigen reduziert die auf den Fahrgast wirkende Querschleunigung, indem der Aufbau geneigt wird. Zur Realisierung dieser Funktion sind zwei Vorgehensweisen möglich: Zum einen ist analog zur Querzentrierung eine Vorgabe des Neigewinkels im Rahmen einer Störgrößenaufschaltung anhand von v_{Bahn} und l_{Bahn} möglich. Darüber hinaus ist auch ein geschlossener Regelkreis denkbar, über den die im Fahrzeug gemessene Querschleunigung auf 0 geregelt wird. Da die im Rahmen dieser Arbeit getestete Vorgabe des Neigewinkels über eine Störgrößenaufschaltung gute Ergebnisse liefert und die verfügbaren Beschleunigungssignale aufgrund von Potentialschwankungen des elektrischen Systems am Railcab ein langsam driftendes Verhalten zeigen (siehe Abschnitt 4.4.4.4), wurde auf diese geregelte Nachführung des Neigewinkels verzichtet. Der Neigewinkel wird wie die Querzentrierung im reflektorischen Operator berechnet.

4.4.4.4 Controller

Zur Orientierung für die folgende Erläuterung gibt Abbildung 4.63 einen Überblick über den Controller der MFG Federung. Wie schon von den unterlagerten Modulen bekannt, kann der reflektorische Operator auch hier zwischen einem Regler für den ein- („Dämpfung“) und ausgeschalteten („Aus“) Zustand umschalten. Darüber hinaus gibt er wie im vorigen Abschnitt beschrieben zur Querzentrierung und Neigung ein Signal zur Störgrößenkompensation vor.

Der Regler „Dämpfung“ implementiert die aktive Dämpfung des Railcabs. Er muss hierzu aus den Beschleunigungsmesssignalen \underline{a}_{Mess} die für die Dämpfung notwendigen Verschiebungen $\underline{x}_{WK,soll,D}$ berechnen (Seite 61). Die hierzu in dieser Arbeit entwickelte Regelungsstrategie ist im Wesentlichen von zwei Konzepten aus der Literatur inspiriert:

Skyhook-Regelung Für das Problem der Schwingungsisolierung eines Einmassenschwingers (Abbildung 4.64) leitete Karnopp [Kar78] für das Gütemaß P

$$P = \int_0^\infty \underbrace{(z_A - z_0)^2}_{z_{rel}} + \gamma (m_A \ddot{z}_A)^2 dt \tag{4.4.48}$$

(γ - Gewichtungsfaktor) das optimale Kraftgesetz

$$F = -c_z z_{rel} - d_s \dot{z}_A \tag{4.4.49}$$

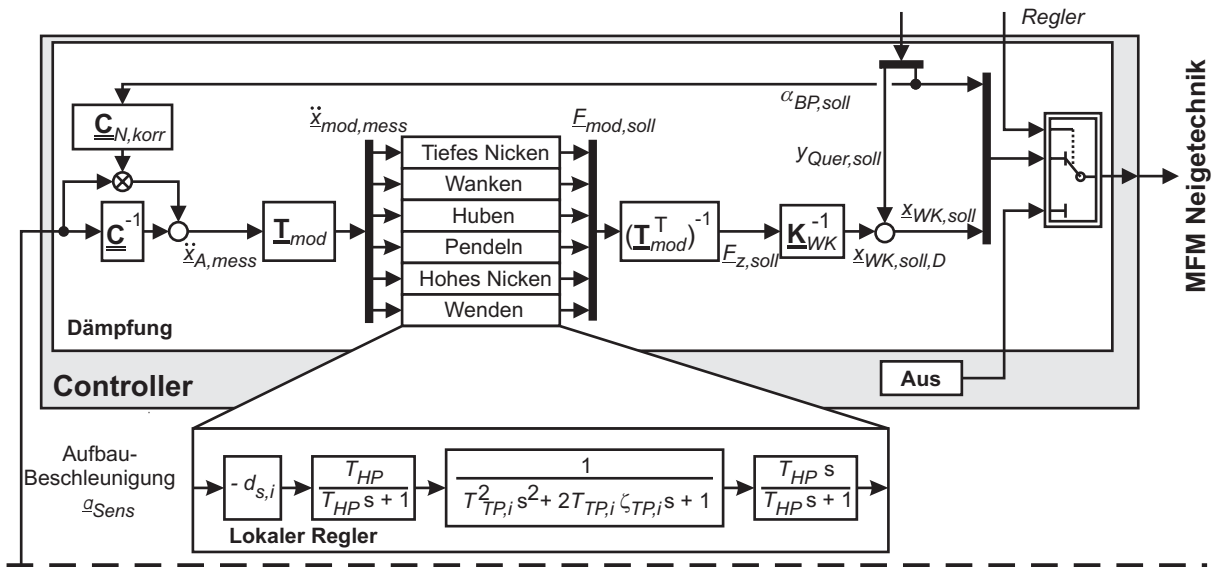


Abbildung 4.63: Controller der MFG Federung

ab. Die alleine von der Geschwindigkeit der Aufbaumasse abhängige dämpfende Kraft $-d_s \dot{z}_A$ ist allgemein als Skyhook-Dämpfung bekannt geworden.

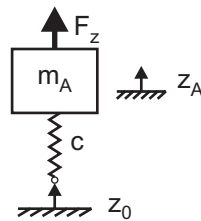


Abbildung 4.64: Schwingende Masse

Während die Skyhook-Dämpfung den Fahrkomfort wesentlich verbessern kann, hat sie doch den großen Nachteil, dass sie bei Kurven und Steigungen zu hohen stationären Fehlern („Rampenfehlern“) führt [Goo97]. Zur Lösung dieses Problems kommen prinzipiell verschiedene Möglichkeiten in Betracht:

1. Die Federsteifigkeit c_z in (4.4.49) wird erhöht, was einer stärkeren Gewichtung der Auslenkung z_{rel} und damit einer Absenkung des Gewichtungsfaktors γ in (4.4.48) entspricht.
2. Die Dämpfung wird zum Teil durch „relative“ Dämpfung ersetzt, d.h. durch $-d_{rel} \dot{z}_{rel}$. Dies führt allerdings zu einer Verschlechterung des Ergebnisses, da höherfrequente Vibrationen vom Fahrwerk stärker übertragen werden. Trotzdem ist dies das übliche Vorgehen.
3. Die Dämpfung wird reduziert. Hierdurch wird der Schwingungskomfort durch eine höhere Resonanzüberhöhung im Übertragungsverhalten von z_0 zu z_A verschlechtert.
4. Die Geschwindigkeit wird über einen Hochpass gefiltert (z.B. [Sch05]). Hierbei kommt es bei Rampeneinfahrt zunächst zu einem „Überschwinger“, der durch das Hochpassfilter erst mit der Zeit abgebaut wird. Gleichzeitig zeigen auch Sprungantworten höhere Überschwinger (vgl. hierzu Abschnitt 4.6).
5. Ist die Strecke bekannt, so kann eine „Sollgeschwindigkeit“ vorgegeben werden, der das Fahrzeug an einer bestimmten Position auf der Bahn folgen soll. Aus dem „Sky-Hook“-Regler wird so eine Folgeregelung.

Aktakon-Regelung 1989 stellten Acker et. al. [ADG89] das Aktakon-Prinzip vor, das sich beim Einsatz in der Automobilindustrie (in verschiedenen Varianten) bewährt hat [Rut98] und insbesondere die Praxis-Forderung nach hoher Anschaulichkeit erfüllt.

Aktakon beruht auf einer entkoppelten Regelung der durch die Kinematik der Fahrzeugachsen festgelegten Bewegungsformen Huben, Wanken und Nicken (je nach Aktorik muss auch die Torsion des Aufbaus mitgeregelt werden) und verwendet als Messsignale Federwege und Beschleunigungen. Dabei werden Nicken und Wanken als unverkoppelte Drehbewegungen um die jeweilige durch die Kinematik festgelegte Drehachse modelliert, die lediglich über die Kräfte der Federbeine verkoppelt sind (z.B. [Str96]). Durch Transformationsmatrizen können die Messsignale in die Bewegungsformen transformiert werden. Die Auslegung der „lokalen Regler“ kann unabhängig voneinander erfolgen. Über eine Rücktransformation werden die Stellwerte der lokalen Regler in Stellwerte für die Aktoren umgerechnet. Je nach Konzept werden Federbeinkräfte, Stellwege oder Stellgeschwindigkeiten aufgeschaltet.

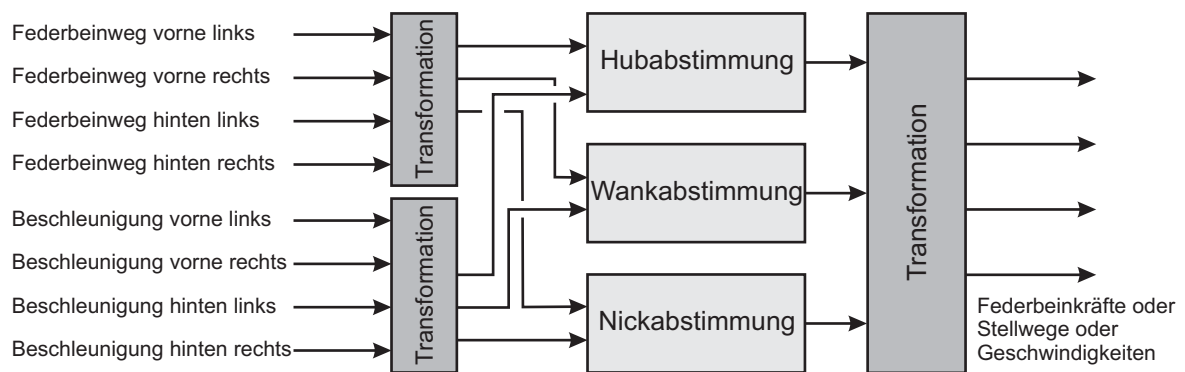


Abbildung 4.65: Struktur eines Aktakon - Reglers mit Skyhook

Entkoppelnde Regelungsstruktur der MFG Federung Für die aktive Dämpfung des Railcabs soll eine der Aktakon-Regelung analoge Struktur genutzt werden, die eine Regelung in unabhängigen Bewegungsformen ermöglicht. Die in dieser Arbeit entwickelte Idee nutzt dazu die in der modalen Analyse ermittelten Transformationen. Dies kommt einer modalen Regelung im klassischen Sinne der Regelungstheorie nahe, entspricht ihr allerdings nicht, da einerseits Dämpfungen im System bei der Berechnung der Transformationen vernachlässigt werden und andererseits für eine modale Regelung die Aktorzustände berücksichtigt werden müssten. Trotzdem ergeben sich durch diesen Ansatz folgende Vorteile:

- Durch die Wahl von „entkoppelnden Koordinaten“, die unter Vernachlässigung der Dämpfung nur die Mechanik berücksichtigen, bleiben die Transformationsmatrizen reell, die Koordinaten anschaulich. Sie lassen sich direkt am Fahrzeug in den Bewegungen des Aufbaus erkennen.
- Obwohl es sich nicht um „echte“ modale Koordinaten handelt, so dass die verschiedenen Freiheitsgrade im geringen Maß dynamisch verkoppelt bleiben, bleibt diese Kopplung jedoch gering. Die Dynamik der Bewegung in einer entkoppelnden Koordinate wird von jeweils entweder einem langsamen oder einem schnellen Polpaar dominiert. Dies erleichtert die Regelungsauslegung deutlich, da die lokalen Regler zum einen praktisch unabhängig voneinander, zum anderen speziell auf die Bedämpfung eines Polpaares hin ausgelegt werden können, ohne ein zweites Polpaar berücksichtigen zu müssen.
- Durch eine schrittweise Auslegung - zunächst separat für jede Bewegungsform, anschließend anhand des Gesamtmodells - können auch Wechselwirkungen berücksichtigt werden.

Eine wichtige Forderung ist dabei ein einheitliches Verhalten der Aktoren nach (4.4.29) und ein einheitliches Verhalten der Sensoren nach (4.4.36).

Die resultierende Regelungsstruktur ist in Abbildung 4.63 abgebildet. Nach einer Umrechnung der Beschleunigungsmesssignale \underline{a}_{Sens} in den Beschleunigungsvektor⁵⁷ $\ddot{\underline{x}}_{A,mess}$ wird dieser Vektor in die modalen Koordinaten $\ddot{\underline{x}}_{mod,mess}$ transformiert. Lokale Regelungsansätze für die einzelnen Moden liefern die zur Dämpfung notwendigen Zusatzkräfte $\underline{F}_{mod,soll}$ im Modalraum, aus denen nach einer Umrechnung in das Aufbaukoordinatensystem zu $\underline{F}_{z,soll}$ der Verschiebungsvektor $\underline{x}_{WK,soll,D}$ gewonnen werden kann.

Die Änderungen, die sich für die Dynamik des Fahrzeugs durch das Kurvenneigen und die Querzentrierung ergeben, bleiben gering: Da sich der Aufbau im Vergleich zu den Aufbau-eigenfrequenzen auf der Luftfeder nur langsam neigt, treten praktisch keine Wechselwirkungen zwischen Dämpfungsregelung, Neigen und Querzentrierung auf. Dies lässt sich auch simulativ zeigen. Auch die Änderungen des Trägheitstensors bleiben innerhalb der Messungenauigkeiten. Auf die Orientierung des Verschiebungsvektors $\underline{x}_{WK,soll}$ der Neigetechnik hat das Neigen nach Seite 114 keinerlei Einfluss, Verschiebungen erfolgen immer in Richtung des ungeneigten BP -Koordinatensystems in Konstruktionslage, Verdrehungen um die ungeneigten BP -Koordinatenachsen. Lediglich die Messung der Beschleunigungen \underline{a}_{Sens} unterscheidet sich im geneigten und ungeneigten Zustand. Um eine verstärkte Wechselwirkung zwischen den Freiheitsgraden bei geneigtem Aufbau zu verhindern, wird sie daher über die Matrix $\underline{\underline{\mathbf{C}}}_{N,korr}$ korrigiert.

Die Transformationsmatrizen für die Regelungsstruktur ab der berechneten Aufbaubeschleunigung $\ddot{\underline{x}}_{A,mess}$ können den Untersuchungen am linearen Modell entnommen werden:

1. Die Berechnung des Beschleunigungsvektors $\ddot{\underline{x}}_A$ aus dem Messvektor \underline{a}_{Sens} erfolgt analog zur Gleichung (4.4.34). Im Unterschied zur dortigen Rechnung werden die Gleichungen jedoch um einen Neigewinkel α linearisiert.

$$\underline{a}_{Sens} = \underline{\underline{\mathbf{C}}}(\alpha) \ddot{\underline{x}}_{A,mess} + \underline{\underline{\mathbf{C}}}_g(\alpha) \underline{x}_A$$

Der \underline{x}_A -proportionale Anteil über $\underline{\underline{\mathbf{C}}}_g(\alpha)$ durch die Erdbeschleunigung wird vernachlässigt, die Inverse $\underline{\underline{\mathbf{C}}}^{-1}(\alpha)$ in einer Taylor-Entwicklung um $\alpha = 0$ herum entwickelt. Unter der vereinfachenden Annahme, dass der Neigewinkel aufgrund der langsamen Bewegung praktisch mit der Vorgabe übereinstimmt ($\alpha = \alpha_{BP,soll}$), ergibt sich für den Beschleunigungsvektor $\ddot{\underline{x}}_{A,mess}$ im ungeneigten Koordinatensystem aus dem Messvektor \underline{a}_{Sens} in geneigten Koordinaten:

$$\ddot{\underline{x}}_{A,mess} = \left(\underline{\underline{\mathbf{C}}}^{-1} + \underline{\underline{\mathbf{C}}}_{N,korr} \alpha_{BP,soll} \right) \underline{a}_{Sens} \quad (4.4.50)$$

2. Die Regelung erfolgt in den entkoppelnden Koordinaten. Zur Transformation wird die massennormierte Modalmatrix (im Folgenden als „Entkopplungsmatrix“ bezeichnet) herangezogen, mit der sich der Zusammenhang zwischen Vektor \underline{x}_A und \underline{x}_{mod} über (4.4.51) ergibt.

$$\underline{x}_{mod} = \underline{\underline{\mathbf{T}}}_{mod} \underline{x}_A \quad \ddot{\underline{x}}_{mod} = \underline{\underline{\mathbf{T}}}_{mod} \ddot{\underline{x}}_A \quad (4.4.51)$$

($\underline{\underline{\mathbf{T}}}_{mod} = const$) Analog wird für die Umrechnung des rekonstruierten Vektors $\underline{x}_{A,mess}$ in $\underline{x}_{mod,mess}$ (4.4.52) angesetzt:

$$\underline{x}_{mod,mess} = \underline{\underline{\mathbf{T}}}_{mod} \underline{x}_{A,mess} \quad \ddot{\underline{x}}_{mod,mess} = \underline{\underline{\mathbf{T}}}_{mod} \ddot{\underline{x}}_{A,mess} \quad (4.4.52)$$

⁵⁷Bei dem aus \underline{a}_{Sens} gewonnen Beschleunigungsvektor $\ddot{\underline{x}}_{A,mess}$ handelt es sich aufgrund von (4.4.36) und der Vernachlässigung von $\underline{\underline{\mathbf{C}}}_g$ (siehe Seite 137) nur um eine Näherung von $\ddot{\underline{x}}_A$.

3. Um die Transformation für den Kraftvektor F_{mod} zu bestimmen, wird in (4.4.33) nach (4.4.51) ersetzt und von links mit $\underline{\mathbf{T}}_{mod}^T$ multipliziert. Die Anregung durch die Schienen wird für diese Überlegung zu 0 gesetzt.

$$\underline{\mathbf{T}}_{mod}^T \underline{\mathbf{\Theta}} \underline{\mathbf{T}}_{mod} \ddot{\underline{x}}_{mod}(t) + \underline{\mathbf{T}}_{mod}^T \underline{\mathbf{K}} \underline{\mathbf{T}}_{mod} \underline{x}_{mod}(t) = \underbrace{\underline{\mathbf{T}}_{mod}^T \underline{F}_z(t)}_{\underline{F}_{mod}(t)} \quad (4.4.53)$$

(4.4.42) zeigt, dass dies die gewünschte entkoppelte Form der Bewegungsgleichung ist:

$$\underline{\mathbf{1}} \ddot{\underline{x}}_{mod}(t) + \text{diag}(\lambda_i) \underline{x}_{mod}(t) = \underline{F}_{mod}(t) \quad (4.4.54)$$

Für die Transformation des Kraftvektors $\underline{F}_{mod,soll}$ in die Aufbaukoordinaten $\underline{F}_{z,soll}$ wird somit

$$\underline{F}_{z,soll}(t) = \left(\underline{\mathbf{T}}_{mod}^T \right)^{-1} \underline{F}_{mod,soll}(t) \quad (4.4.55)$$

gesetzt.⁵⁸

4. Für die noch fehlende Berechnung der Verschiebungen $x_{WK,soll,D}$ aus den Kräften $F_{z,soll}$ stellt Gleichung (4.4.33) die Grundlage:

$$\underline{\mathbf{\Theta}} \ddot{\underline{x}}_A(t) + \underline{\mathbf{K}} \underline{x}_A(t) = \underline{\mathbf{K}}_0 \underline{x}_0(t) + \underbrace{\underline{\mathbf{K}}_{WK} \underline{x}_{WK}(t)}_{\underline{F}_z(t)}$$

so dass für die Berechnung der Verschiebungen die Matrix $\underline{\mathbf{K}}_{WK}^{-1}$ genutzt werden kann.

$$\underline{x}_{WK,soll,D}(t) = \underline{\mathbf{K}}_{WK}^{-1} \underline{F}_{z,soll}(t) \quad (4.4.56)$$

Aufgrund der Vernachlässigung der Erdbeschleunigung in der Messgleichung kann mittels dieser Gleichungen nur eine näherungsweise Entkopplung erzielt werden. Darüber hinaus erfordert die Entkopplung eine bestimmte Struktur für die lokalen Regler:

Aufgrund des geforderten Aktorverhaltens (4.4.29) bleibt die entkoppelte Struktur (4.4.54) erhalten:

$$\begin{aligned} s^2 \underline{\mathbf{1}} \underline{x}_{mod}(s) + \text{diag}(\lambda_i) \underline{x}_{mod}(s) &= \underline{\mathbf{T}}_{mod}^T \underline{\mathbf{K}}_{WK} G_{Aktorik}(s) \underline{\mathbf{K}}_{WK}^{-1} \left(\underline{\mathbf{T}}_{mod}^T \right)^{-1} \underline{F}_{mod,soll}(s) \\ &= G_{Aktorik}(s) \underline{F}_{mod,soll}(s) \end{aligned} \quad (4.4.57)$$

Die Invertierung des Messpfades hingegen erfolgt nur näherungsweise. Dies wird im Folgenden für das ungeneigte Fahrzeug gezeigt ($\alpha_{BP,soll} = 0$). Berücksichtigt man (4.4.34) vollständig, so erhält man einen Fehleranteil $\underline{\mathbf{G}}_{Fehler}(s)$ durch die Vernachlässigung von $\underline{\mathbf{C}}_g$.

$$\begin{aligned} \ddot{\underline{x}}_{mod,mess} &= \underline{\mathbf{T}}_{mod} \underline{\mathbf{C}}^{-1} \underline{a}_{Sens} \\ &= \underline{\mathbf{T}}_{mod} \underline{\mathbf{C}}^{-1} G_{AA-Filter}(s) G_{Sensor}(s) \left(\underline{\mathbf{C}} + \frac{1}{s^2} \underline{\mathbf{C}}_g \right) \underline{\mathbf{T}}_{mod}^{-1} \ddot{\underline{x}}_{mod} \\ &= G_{AA-Filter}(s) G_{Sensor}(s) \left(\underline{\mathbf{1}} + \frac{1}{s^2} \underbrace{\underline{\mathbf{T}}_{mod} \underline{\mathbf{C}}^{-1} \underline{\mathbf{C}}_g \underline{\mathbf{T}}_{mod}^{-1}}_{\underline{\mathbf{G}}_{Fehler}(s)} \right) \ddot{\underline{x}}_{mod} \end{aligned} \quad (4.4.58)$$

⁵⁸Die Modalmatrix ist in der Regel nicht orthogonal, so dass $\left(\underline{\mathbf{T}}_{mod}^T \right)^{-1} \neq \underline{\mathbf{T}}_{mod}$!

Eine Vermeidung des Fehlers $\underline{\mathbf{G}}_{Fehler}(s)$ wäre durch eine Berücksichtigung des Gravitationsanteils in der Messung möglich. Invertierung der Messgleichung (4.4.34) zeigt jedoch, dass hierfür ein doppeltintegrierendes Filter benötigt würde, das sich am Fahrzeug nicht realisieren lässt (siehe unten, „Lokale Regler“). Aus diesem Grund wurde ein anderer Weg beschritten, der sich in der Praxis bewährt hat:

Aufgrund seines doppeltintegralen Verhaltens nimmt die Bedeutung des Fehlers $\underline{\mathbf{G}}_{Fehler}(s)$ schnell mit der Frequenz ab. Bei den Eigenfrequenzen des mechanischen Systems $\sqrt{\lambda_i}$ ist $\underline{\mathbf{G}}_{Fehler}$ vernachlässigbar gering. Schwierig ist jedoch das tieffrequente Verhalten. Hier dominiert $\underline{\mathbf{G}}_{Fehler}$ das Streckenverhalten. Durch ein Hochpassfilter zweiter Ordnung kann die doppeltintegrale Streckendynamik im tieffrequenten Bereich unterdrückt werden. Da die Dynamik eines Regelkreises durch das Übertragungsverhalten um die Durchtrittsfrequenz bestimmt wird, verhält sich das gefilterte System bei Vernachlässigung von $\underline{\mathbf{G}}_{Fehler}(s)$ praktisch genauso wie bei einer idealen Kompensation, die $\underline{\mathbf{C}}_g(s)$ in der Berechnung von $\ddot{x}_{mod,mess}$ aus \underline{a}_{Sens} berücksichtigt. Die Hochpassfilter mit einheitlichen Polen wurden in die lokalen Regler integriert. Die Pole wurden dabei über die Nullstellen der Komponenten der Übertragungsmatrix $\underline{\mathbf{1}} + \underline{\mathbf{G}}_{Fehler}(s)$ nach (4.4.58) gelegt.

Lokale Regler Bei Verwendung des beschriebenen Hochpassfilters kann $\underline{\mathbf{G}}_{Fehler}$ in (4.4.58) vernachlässigt werden. Definiert man analog zur modalen Stellkraft \underline{F}_{mod} in (4.4.53) eine modale Anregung $\underline{x}_{0,mod}$ nach (4.4.59) (vgl. auch (4.4.33)),

$$\underline{x}_{0,mod} = \underline{\mathbf{T}}_{mod}^T \underline{\mathbf{K}}_0 \underline{x}_0 \quad (4.4.59)$$

so gilt nach (4.4.57) und (4.4.58) für das lineare Modell einer entkoppelten Koordinate unter Vernachlässigung der Dämpfungskraft:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_{mod,i} + \lambda_i x_{mod,i} &= G_{Aktorik}(s) F_{mod,soll,i} + x_{0,mod,i} \\ x_{mod,mess,i} &= G_{AA-Filter}(s) G_{Sensor}(s) x_{mod,i} \end{aligned} \quad (4.4.60)$$

Zur Umsetzung des idealen Regelgesetzes (4.4.49) müssen eine der Relativverschiebung zwischen Fahrwerk und Aufbau proportionale Federkraft und eine Skyhook-Dämpfungskraft aufgeschaltet werden. Eine (vollständige) Umsetzung dieses Gesetzes ist jedoch hier nicht möglich, da nur Beschleunigungssignale am Aufbau gemessen werden, aus denen prinzipiell \dot{z}_A und z_A , nicht aber z_{rel} bestimmt werden können. Aus diesem Grund wurden zunächst folgende Regelungsgesetze untersucht (ergänzende Filter nicht dargestellt):

$$F_{mod,soll,i} = -m_{z,i} \ddot{x}_{mod,mess,i} - d_{s,i} \dot{x}_{mod,mess,i} \quad (4.4.61)$$

$$F_{mod,soll,i} = -c_{z,i} x_{mod,mess,i} - d_{s,i} \dot{x}_{mod,mess,i} \quad (4.4.62)$$

Für beide Ansätze wurde $\ddot{x}_{mod,mess,i}$ zum Ausblenden der Gravitation doppelt hochpassgefiltert. Integration dieses Signals lieferte $\dot{x}_{mod,mess,i}$ und $x_{mod,mess,i}$. Zur Rauschunterdrückung wurde die berechnete Kraft mittels eines 60Hz PT₁-Glieds tiefpassgefiltert.

Bei einer ersten Untersuchung am Fahrzeug mit einer von Hand ermittelten Parametrisierung stellte sich Folgendes heraus:

Schon kleinste Aufschaltungen der Beschleunigung in Ansatz (4.4.61) führen auch bei Verringerung der PT₁-Eckfrequenz zu starkem Einkoppeln von Rauschen in die Bewegung. Darüber hinaus regt die Regelung hohe Frequenzen wie die 10Hz Gleisschwingung, aber auch noch höherfrequente Schwingungen an.

Ansatz (4.4.62) lässt den Aufbau bei eingeschaltetem Motor „tanzen“, da die doppelte Integration

zur Bestimmung von $x_{mod,mess,i}$ tieffrequente Schwankungen im Beschleunigungssignal aufgrund von durch Motor und Umrichter-Elektronik verursachte Potentialdrift im Fahrzeug verstärkt.

Diese Ergebnisse führten zu der Entscheidung, die Regelung auf die Skyhook-Dämpfung zu beschränken und eine höhere Filter-Ordnung zu verwenden. So fordern auch Streiter et al. [SBR⁺01] für die Regelung einer aktiven Querfederung bei vorausgesetztem integralen Aktorverhalten ein Filter vierter Ordnung bei Aufschaltung der Querschleunigung, um Anregungen von höherfrequenten Eigenschwingungen des Fahrwerks und der Karosserie zu vermeiden. Diese Forderung wird wie folgt umgesetzt:

- Die Aktorik dient als erster Tiefpass. Ihr Übertragungsverhalten kann nach (4.4.13) durch ein System dritter Ordnung mit einem reellen Pol und einem konjugiert komplexen Polpaar angenähert werden. Da die Frequenz des reellen Pols jedoch mit 40Hz sehr hoch liegt, andererseits auch der in Abschnitt 4.4.4.2 beschriebenen Verhärtung durch Luftfederdämpfung und insbesondere Massenträgheit Rechnung zu tragen ist, wird für die lokale Regelung ein zusätzliches Filter zweiter Ordnung angesetzt.
- Das integrale Streckenverhalten entspricht der Aufschaltung der Skyhook-Geschwindigkeit.
- Ein doppelter Hochpass zur Ausblendung des Einflusses der Erdbeschleunigung komplettiert die Regelung. Dabei wird ein Hochpass mit dem Integrator für die Geschwindigkeit zu einem bandbegrenzten Integrator zusammengefasst. Diese Filterung verhindert gleichzeitig den oben beschriebenen Rampenfehler, der bei Skyhook-Reglern auftritt. Sie entspricht der unter „Skyhook-Regelung“ aufgeführten Kompensationsmethode 4.

Somit wird ein Kraftgesetz der Form

$$F_{mod,i}(s) = -\frac{T_{HP}s}{T_{HP}s + 1} \frac{1}{T_{TP,i}^2 s^2 + 2T_{TP,i}\zeta_{TP,i}s + 1} \frac{T_{HP}}{T_{HP}s + 1} d_{s,i} \ddot{x}_{mod,i}(s)$$

für die lokalen Regler verwendet.

Parametrisierung - Entkoppelnde Regelung Bei der Parametrisierung des Federungsreglers müssen einerseits die Werte für die Transformationsfilter, andererseits die Reglerparameter für die lokalen Regler bestimmt werden. Für die Besetzung der Transformationsfilter ist es naheliegend, die bei der Identifizierung ermittelten physikalischen Parameter zu verwenden. Das Ergebnis der Entkopplung kann dabei schon vor der Reglerauslegung bewertet werden, um beurteilen zu können, ob sich eine einzelne Auslegung der lokalen Regler an separaten Modellen lohnt. Abbildung 4.66 zeigt für Pendeln, Wanken und Nicken vermessene Frequenzgänge von vorgegebenen entkoppelten Kräften $F_{mod,i}$ nach (4.4.55) zu entkoppelten Beschleunigungen $x_{mod,i}$ nach (4.4.51) und stellt sie den am linearen Gesamtmodell ermittelten Frequenzgängen gegenüber.

Auf den ersten Blick erkennbar ist die erzielte gute Entkopplung von Wank und Pendelmode. Dies wird insbesondere auch im Vergleich mit den ursprünglichen, in Abbildung 4.59 gezeigten Frequenzgängen von den Sollverschiebungen der Neigetechnik zur Aufbaubeschleunigung deutlich. Die Entkopplungswirkung für das Nicken fällt schlechter aus. Dennoch findet eine Entkopplung statt: Es gelingt, die Bewegung der hohen Nickmode zu einem Großteil aus der tiefen Nickmode auszublenden. Nicht erfolgreich ist die Entkopplung der tiefen Nickfrequenz aus der Bewegung des hohen Nickens. Aufgrund der Tatsache, dass in eine Richtung eine Entkopplung vorliegt, ist davon auszugehen, dass die Wechselwirkung zwischen den Reglern klein bleibt. Dies wird dadurch unterstützt, dass die Regler unterschiedliche Frequenzen bedämpfen müssen, so dass die höherfrequenten Stellsignale der Regelung für das tiefe Nicken klein ausfallen. Zusammenfassend zeigt Abbildung 4.66, dass die entkoppelnde Regelungsstruktur auch im Fahrzeug erfolgreich in

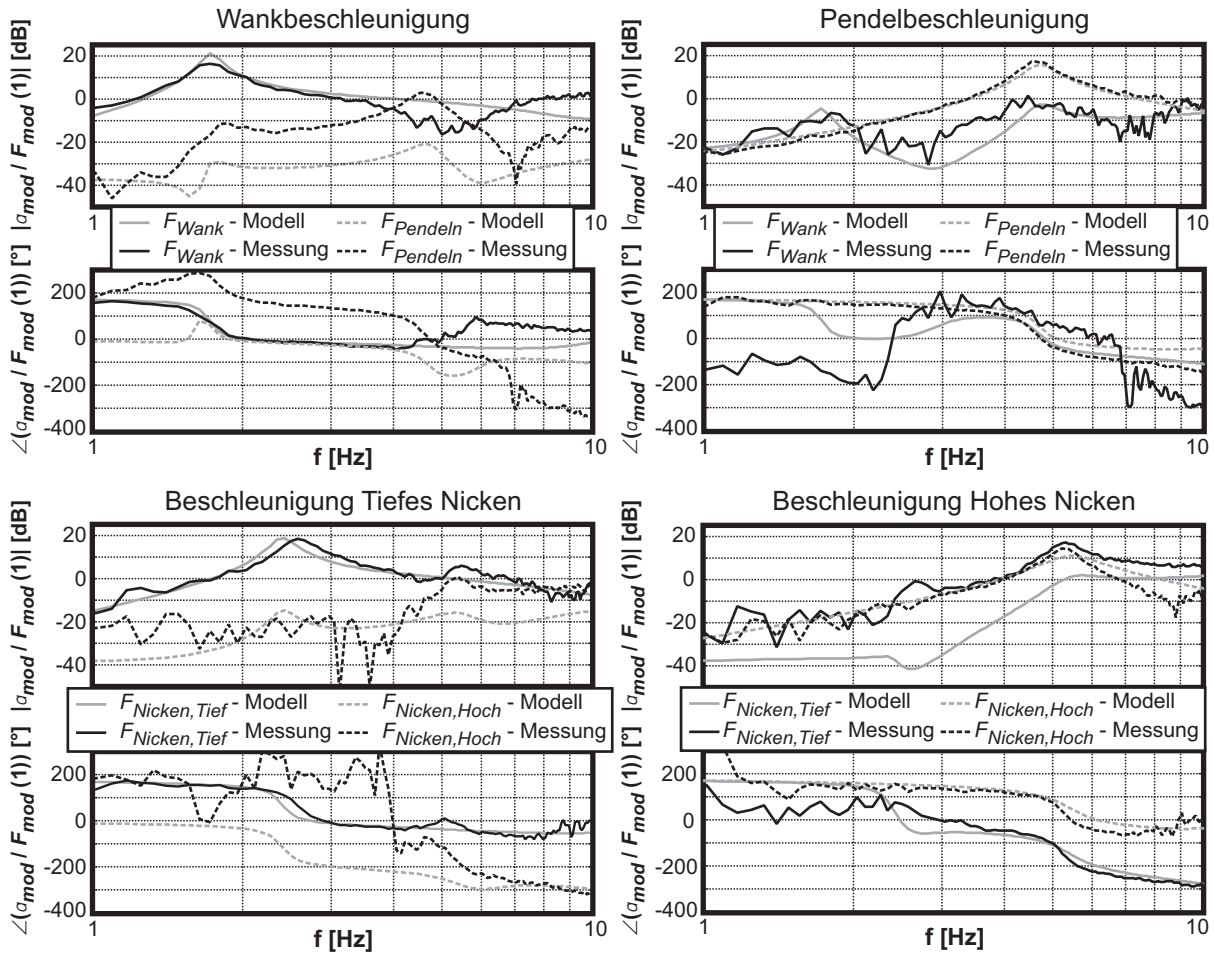


Abbildung 4.66: Ergebnis der Entkopplungstransformation für Wanken, Pendeln, tiefes und hohes Nicken

Betrieb genommen werden konnte. Eine Auslegung der lokalen Regler an separaten Modellen ist daher für eine erste Auslegung sinnvoll möglich. Im Folgenden sollen diese Parameter bestimmt werden.

Parametrisierung - Lokale Regler Neben den Hochpassfiltern, die nach den Überlegungen zu Gleichung (4.4.58) ausgelegt wurden, müssen die Verstärkungen $d_{s,i}$ und die Tiefpassparameter Eckfrequenz $T_{TP,i}$ und Dämpfung $\zeta_{TP,i}$ der lokalen Regler parametrisiert werden. Bei der Auslegung wurde dabei folgendes Ziel verfolgt:

Schon bei der Vorstellung der lokalen Reglerstruktur wurden zwei Schwierigkeiten besprochen, die sich bei der Realisierung am Fahrzeug ergaben: Weder das Umschalten einer „virtuellen Masse“ noch einer Skyhook-Feder ist aufgrund von Sensorrauschen und Drift möglich. Dies erschwert eine Steuerung der Streckeneigenwerte deutlich, da eine Verschiebung der Eigenfrequenzen über die Wahl geeigneter Reglerparameter nur in einem sehr beschränkten Maß möglich ist. Daher wurde das Ziel der Parametrisierung auf das aktive Bedämpfen der Aufbaubewegung beschränkt. Um die Aktorik nicht zu überlasten, die bei kleinen Anregungen im hohen Frequenzbereich den Sollwerten nicht mehr hinreichend gut folgt, wurde anstelle der idealen Dämpfung von 0,7 [Kar78] ein Dämpfungsmaß von 0,3 für alle Freiheitsgrade angestrebt. Für tiefere Frequenzen wäre zwar ein höheres Dämpfungsmaß möglich, dies wäre aber unweigerlich mit einer stärkeren Anregung der schwierigen höherfrequenten Schwingungsmoden verbunden, so dass auch hier ein Dämpfungsmaß von nur etwas über 0,3 gefordert wurde.

Zur Auslegung der Regelparameter können verschiedene Verfahren angewendet werden. So verwenden Streiter et al. [SBR⁺01] ein analytisches Verfahren, bei dem der Verlauf der Antworten in Form von „Loop-Shaping“ vorgegeben wird. Ein häufiges Vorgehen zur Parametrisierung ist die Optimierung, bei der sich ebenfalls unterschiedlichste Ansätze finden lassen: Liu [LH05] passt die Sprungantworten des geregelten Gesamtsystems über das am MLaP entwickelte Mehrgrößen-Optimierungsverfahren Mopo [DRS99] an ein Referenzsystem mittels zeitbeschwerter quadratischer Regelfläche an. Hirata et al. [HKT95] legen einen H_∞ -Regler für eine aktive Querverfederung aus. Jäker [Jäk90] verwendet ebenfalls das Mehrgrößen-Optimierungsverfahren Mopo, wobei er jedoch als Zielkriterien die Varianz der gewichteten Beschleunigungssignale und die Lage der Pole bezüglich eines definierten Polgebiets verwendet.

Aufgrund der guten Erfahrungen des MLaP mit Parameterbestimmung über Optimierung wurde ein solches Verfahren auch hier eingesetzt. Eine Betrachtung der oben aufgeführten Verfahren von [LH05] und [Jäk90] führt auf folgende Überlegungen:

- Die Ermittlung eines geeigneten Referenzsystems als Ziel für die Anpassung von Sprungantworten gestaltet sich aufgrund der Hochpassfilter schwierig. Das Vorgabeverhalten sollte so an das Problem angepasst sein, dass es - wenn auch nicht erreichbar - so doch in der Nähe des Möglichen für die Optimierung liegt. Da somit zunächst eine Referenzantwort über Optimierung bestimmt werden müsste, wurde eine Anpassung an ein Referenzsystem ausgeschlossen.
- Um über die Minimierung von Varianzen wie in [Jäk90] ein an die Realität angepasstes optimales Verhalten zu erzielen, ist ein gutes Modell der Anregung notwendig. Die Federung des Railcabs wird durch das spurgeregelte Fahrwerk angeregt. Da das Schwingungsverhalten des Fahrwerks maßgeblich von der Spurführungsregelung beeinflusst wird, die zum Zeitpunkt der Erstellung dieser Arbeit nicht fertig gestellt war, wurde auf eine Minimierung von Varianzen verzichtet. Die Verwendung dieses Zielkriteriums zur Bewertung der Dämpfung kann auch durch die Lage der Pole beschrieben werden.
- Obwohl das Schwingungsverhalten eines Systems von Polen und Nullstellen beeinflusst wird, sind es doch die Pole, die das Verhalten dominieren. Dies ist insbesondere für das praktisch ungedämpfte Aufbauverhalten des Railcabs der Fall. Wesentliches Ziel der aktiven Federung ist es daher, Dämpfung in das System zu bringen, was über die Systempole beschrieben werden kann. Daher eignet sich hier das zweite von [Jäk90] beschriebene Zielkriterium sehr gut zur Optimierung, da es verhältnismäßig leicht auch für Systeme höherer Ordnung umsetzbar ist und stabiles Systemverhalten garantiert.

Grundlage des Verfahrens ist die Definition eines Polgebiets in der oberen komplexen Halbebene, in dem die Pole des Systems liegen dürfen (Abbildung 4.67). Dieses Polgebiet wurde so gelegt, dass eine Mindestdämpfung von 0,3 für alle Pole erzwungen wird.

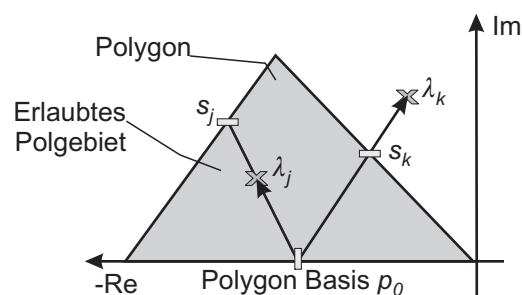


Abbildung 4.67: Definition eines Polgebiets in der komplexen Ebene zur Optimierung nach [Jäk90]

Zur Bewertung der Lage eines Eigenwerts λ_k formuliert [Jäk90] die skalierte Größe

$$d_k = \frac{|\lambda_k - p_0|}{|s_k - p_0|} \quad (4.4.63)$$

die für Eigenwerte im erlaubten Gebiet kleiner, für Eigenwerte außerhalb größer 1 ist. Als Zielgröße für die Optimierung wurden die Einzelbewertungen d_k in dieser Arbeit über (4.4.64) zusammengefasst.⁵⁹

$$o = \sum_k (d_k (d_k > 1))^2 \quad (4.4.64)$$

Die Bestimmung der Parameter für die lokalen Regler der unterschiedlichen Moden erfolgte in zwei Schritten:

1. Zunächst wurden die lokalen Regler anhand von reduzierten Modellen für die einzelnen Moden optimiert. Um das Einblenden von \underline{x}_A in die Messung der Beschleunigung $\ddot{\underline{x}}_A$ aufgrund der Gravitation bei der Optimierung berücksichtigen zu können, wurden diese reduzierten Modelle direkt aus dem vollständigen in Abschnitt 4.4.4.1 beschriebenen linearen Modell gewonnen.
2. Im zweiten Schritt erfolgte eine gleichzeitige Nachoptimierung aller Parameter am linearisierten Fahrzeugmodell. Die Bewertung (4.4.64) wurde auf Pole unterhalb 30Hz und instabile Pole begrenzt.

Obwohl der Rechenaufwand für die Nachoptimierung immens war, lieferte sie für das Zielkriterium (4.4.64) nur eine minimale Verbesserung, d.h. das Minimum des Lehrschen Dämpfungsmaßes aller Pole unter 30Hz konnte nur minimal vergrößert werden. Diese Verbesserung wurde aber auf Kosten der Dämpfung der dominierenden Pole erreicht, was sich insgesamt in schlechter gedämpften Sprungantworten äußerte.⁶⁰ Trotz erheblichen Aufwands bringt somit die Nachoptimierung am Gesamtsystem keine wesentliche Verbesserung, im konkreten Fall sogar eine Verschlechterung. Die Optimierung an den vereinfachten reduzierten Modellen ist aufgrund der besseren Anschaulichkeit und Beherrschbarkeit deutlich zielführender.

Aufgrund der Erfahrungen mit der Nachoptimierung der Parameter am vollständigen Streckenmodell und Untersuchungen am Railcab, die zeigen, dass die Bandbreite der MFM Zylinder praktisch nicht mehr erhöht werden kann, wurde in dieser Arbeit auf eine gleichzeitige Optimierung aller Reglerparameter unter Einbeziehung der unterlagerten Zylinderparameter im Rahmen des Schritts 4 in Abbildung 2.15 verzichtet. Die Shuttle-Regelung verwendet die Parameter aus der Optimierung an den reduzierten Modellen. Die erzielten minimalen Dämpfungen sind in Tabelle 4.2 dargestellt.

Tabelle 4.2: Minimales Lehrsches Dämpfungsmaß nach Optimierung

Huben	Wanken	Tiefes Nicken	Pendeln	Hohes Nicken	Wenden
0,34	0,45	0,38	0,26	0,27	0,28

Durch die Optimierung konnte das Ziel, die Dämpfung aller Pole auf mindestens 0,3 zu erhöhen, für die langsamen Moden Huben, Wanken und tiefes Nicken sehr gut erfüllt werden. Für die

⁵⁹[Jäk90] schlägt als Zielgröße

$$o = \max(d_k, 1)$$

vor, die aber nicht konvergierte, da eine zyklische Verbesserung bzw. Verschlechterung zweier Pole auftrat. Die leichte Modifikation (4.4.64) konnte hier Abhilfe schaffen.

⁶⁰Die nahe liegende Lösung - die Sprungantworten im Rahmen einer Pareto-Optimierung in der Optimierung zu berücksichtigen - führte mit den verwendeten Verfahren zu keinerlei Verbesserungen, da die Optimierungsalgorithmen sofort abbrachen.

schnellen Pole - insbesondere das Pendeln - wurde die Vorgabe bei den gegebenen Rahmenbedingungen (Hochpassfilterung und Bandbreite der Aktoren) knapp verfehlt, eine bessere Dämpfung erfordert schnellere Aktoren.

Regelungstest im Stand Zum Testen der Regelung hat sich bei der praktischen Arbeit ein Test im Stand bewährt, dem dieselbe Technik wie bei der Identifizierung in Abschnitt 4.4.4.2 zugrunde liegt. Dabei setzt sich der Vorgabevektor der Neigetechnik $\underline{x}_{WK,soll}$ aus einem Regelungsanteil $\underline{x}_{WK,soll,Reg}$ und einer zusätzlichen additiven Vorgabe $\underline{x}_{WK,soll,vor}$ zusammen, über die zusätzlich zum Regelungssignal z.B. Sprungvorgaben auf die Neigetechnik geschaltet werden können. Bei kleinen Stellwegen kann man von näherungsweise linearem Verhalten der Neigetechnik ausgehen, so dass sich auch die eingestellten Verschiebungen \underline{x}_{WK} zerlegen lassen in $\underline{x}_{WK,Reg}$ und $\underline{x}_{WK,vor}$. Die lineare Bewegungsgleichung (4.4.33) lässt sich dann im Laplace-Bereich mit der Übertragungsmatrix $\underline{x}_{WK}(s) = \underline{\mathbf{G}}_{Eingriff}(s) \underline{x}_A(s)$, die die Aktordynamik, die Regelungsübertragungsmatrix und die Messmatrizen enthält, wie folgt umschreiben:

$$(\underline{\Theta} s^2 + \underline{\mathbf{K}} - \underline{\mathbf{K}}_{WK} \underline{\mathbf{G}}_{Eingriff}(s)) \underline{x}_A(s) = \underline{\mathbf{K}}_0 \underline{x}_0(s) + \underline{\mathbf{K}}_{WK} \underline{x}_{WK,vor}(s) \quad (4.4.65)$$

Aufgrund der Ähnlichkeit der Steifigkeitsmatrizen $\underline{\mathbf{K}}_{WK}$ und (im Text nicht abgedruckt) $\underline{\mathbf{K}}_0$ kann das Antwortverhalten auf Anregung in $\underline{x}_{WK,soll,vor}$ als gute Näherung für das Antwortverhalten auf Anregung in \underline{x}_0 dienen. Dies lässt sich schon am unregulierten System überprüfen. Abbildung 4.68 vergleicht exemplarisch den am Starrkörpermodell berechneten Frequenzgang zur Aufbauposition Δy_A für eine Queranregung über die Aktorik und über das Fahrwerk.

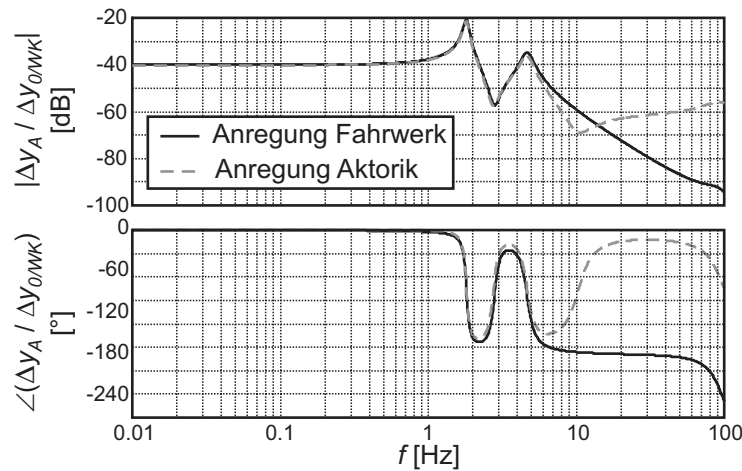


Abbildung 4.68: Vergleich der Frequenzgänge zur Aufbauposition Δy_A bei Anregung vom Fahrwerk und von der Aktorik

Die relevante tieffrequente Dynamik⁶¹ stimmt für beide Anregungsarten gut überein (Die anderen Freiheitsgrade zeigen ähnliche Verläufe). Eine Anregung über $\underline{x}_{WK,vor}$ kann somit als guter erster Ersatz für Anregungen in \underline{x}_0 dienen.

Zur Messung wurden 5Hz tiefpassgefilterte Rechtecksignale mit einer Höhe von 5mm bzw. $0,5^\circ$ für $\underline{x}_{WK,soll,vor}$ vorgegeben. Die Tiefpass-Filterung wurde gewählt, um die im Aufbau verbauten Geräte zu schonen. Die Ergebnisse in Abbildung 4.69 zeigen, dass mit der beschriebenen Regelung und den über die Optimierung bestimmten Parametern alle Moden bei Beschleunigungen oberhalb von $0,05 \text{ m/s}^2$ erfolgreich bedämpft werden können. Bei kleinen Beschleunigungen unterhalb von $0,05 \text{ m/s}^2$ konnte mit der gegebenen Aktorik keine Dämpfung erzielt werden. Die

⁶¹Wie in Abschnitt 4.4.4.2 beschrieben, stützt sich die Aktorik bei höheren Frequenzen am Neigetechnikrahmen ab.

Beschleunigungen in dieser Größenordnung waren allerdings ohnehin kaum spürbar.

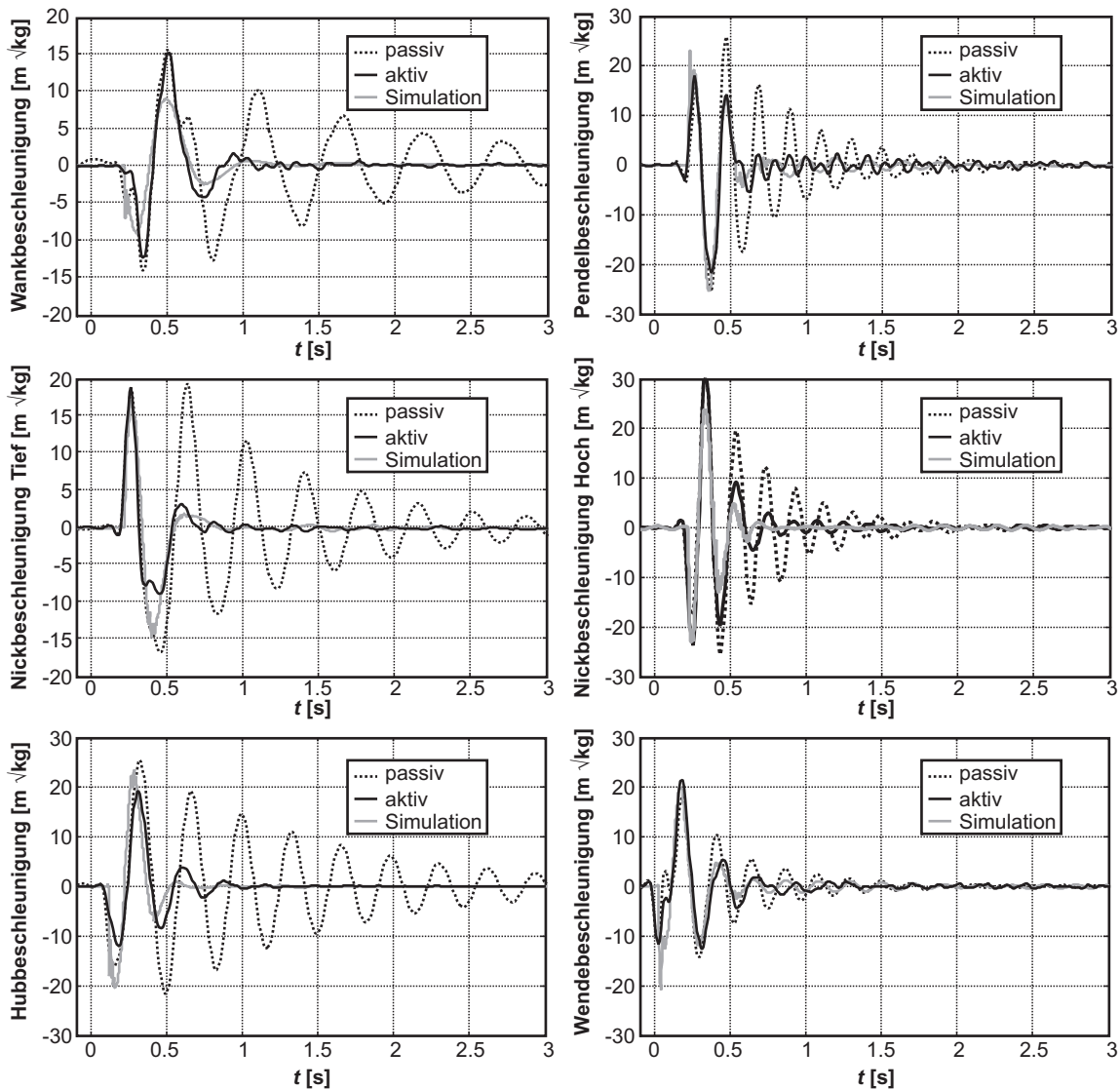


Abbildung 4.69: Vermessene Sprungantworten des geregelten Systems in entkoppelnden Koordinaten im Vergleich zum passiven System und nichtlinearer Simulation

Nichtlineare Simulation und Messung stimmen im Rahmen der Modellierungsgenauigkeit gut überein. Im Vergleich zur Simulation zeigen Huben und hohes Nicken eine etwas geringere Dämpfung. Dies ist auf Ungenauigkeiten in der Modellierung der Aktoren zurückzuführen. Die größten Abweichungen zwischen Modell und Messung liegen im Wanken. Offensichtlich wurde die Wankmode in der Messung stärker durch die Querverschiebung angeregt als in der Simulation. Der Verlauf der Messung zeigt allerdings, dass die Dämpfung der Wankmode in etwa mit der Dämpfung im Modell übereinstimmt. Die in der Optimierung erzielten minimalen Dämpfungsmaße nach Tabelle 4.2 konnten somit auch am Fahrzeug dargestellt werden.

Nach den guten Messergebnissen im Stand wurde die Regelung auch in Testfahrten untersucht. Dies ist in Abschnitt 4.5 beschrieben.

4.4.4.5 Operator

Nach den einleitenden Überlegungen zu Aufgaben der Federungsregelung in Abschnitt 4.4.4.3 hat der reflektorische Operator der MFG Federung neben der bekannten Prozesssteuerung zwei

weitere Aufgaben zu erfüllen: Dies sind die Querzentrierung und das Kurvenneigen. Da der Zustandsautomat der Prozesssteuerung dem Automaten des OCM Neigetechnik ähnelt, wird auf eine Darstellung hier verzichtet. Abbildung 4.70 zeigt den Operator im Überblick.

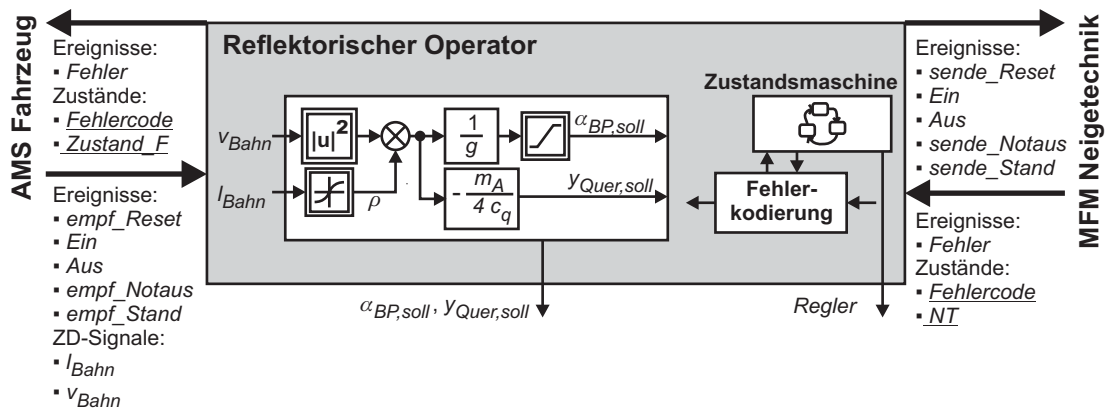


Abbildung 4.70: Reflektorischer Operator der MFG Federung

Neigen Neigesysteme für Eisenbahnfahrzeuge stellen heute eine etablierte Technik dar. Dabei handelt es sich nicht um Systeme zur Erhöhung des Fahrkomforts, sondern zur Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit in Kurven:

Bei der Fahrt eines Schienenfahrzeugs in Kurven wirken Zentrifugalbeschleunigungen a_q auf die Fahrgäste (Abbildung 4.71). Aus Komfortgründen dürfen diese Querbeschleunigungen eine Grenze von $a_{q,max,Komfort} = 1,2 \frac{m}{s^2}$ [SKL97] nicht überschreiten. Technisch ist jedoch eine deutlich höhere Querbeschleunigung möglich, ohne dass das Fahrzeug entgleisen oder das Gleisbett beschädigt würde. Die Grenze liegt hier bei $a_{q,max,Technisch} = 2,2 \frac{m}{s^2}$. Durch das Neigen des Fahrzeugs ist es möglich, die so genannte „freie“ Querbeschleunigung auf die Fahrgäste zu reduzieren oder sogar zu eliminieren, so dass das Fahrzeug „bogenschnell“ bis zur technischen Grenzbeschleunigung $a_{q,max,Technisch}$ durch die Kurve fahren kann. Als Drehachse für das Kurvenneigen hat sich eine Lage auf der Höhe der Magengegend der Fahrgäste als besonders geeignet erwiesen.

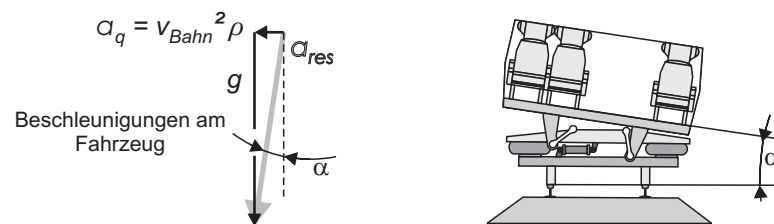


Abbildung 4.71: Kurvenneigen

Nach Abbildung 4.71 ergibt sich für den Neigewinkel α , die Erdbeschleunigung g , die Fahrgeschwindigkeit v_{Bahn} und die Kurvenkrümmung ρ in linearisierter Form

$$\alpha = \frac{a_q}{g} = \frac{v_{Bahn}^2 \rho}{g} \tag{4.4.66}$$

Um eine geeignete Lage der Neigeachse zu erzielen, die bei einer denkbaren Ausstattung des Railcab-Fahrgastraums auf Höhe der Magengegend der Fahrgäste liegt, wird für das Railcab die auf mittlerer Fahrzeughöhe liegende Längsachse des BP-Koordinatensystems als Neigeachse

verwendet. (4.4.66) wird als Neigewinkel $\alpha_{BP,soll}$ vorgegeben (Abbildung 4.70).

Mit einer maximalen Krümmung von $\rho = 1/40\text{m}$ und einer Maximalgeschwindigkeit von 10m/s kann das Railcab die technische Grenzbeschleunigung $a_{q,max,Technisch}$ auf der Teststrecke erreichen. Der maximal notwendige Neigewinkel für bogenschnelles Fahren lässt sich mit den anfangs genannten Grenzwerten aus (4.4.66) berechnen:

$$\alpha_{max} = \frac{a_{q,max,Technisch} - a_{q,max,Komfort}}{g} = 5,8^\circ$$

Im Railcab muss der Neigewinkel auf 5° beschränkt werden, um noch etwas Fahrweg der Neigetechnik für die Querzentrierung und die Federung zu behalten.

Die Erfahrungen mit Neigetechnik-Zügen zeigen, dass auch die Neigegeschwindigkeit einen maximalen Betrag von $4^\circ/\text{s}$ nicht überschreiten darf. Simuliert man den Verlauf des nach der obigen Rechnung vorgegebenen Neigewinkels für die maximale Streckengeschwindigkeit von 10m/s , so bleibt der Neigewinkel unter $2,92^\circ/\text{s}$, weitere Maßnahmen müssen somit an der Regelung für die Teststrecke nicht ergriffen werden.

Ergebnisse einer Kurvenfahrt durch Kurve 1 der Teststrecke (vgl. Abbildung 1.1) (aktive Dämpfung ausgeschaltet) mit einer Geschwindigkeit von 5m/s zeigen den Erfolg des Neigens (Abbildung 4.72). Alleine durch die implementierte Steuerung des Neigewinkels bis auf $3,6^\circ$ kann die im Fahrzeug gemessene mittlere Querbeschleunigung praktisch auf 0 gehalten werden.

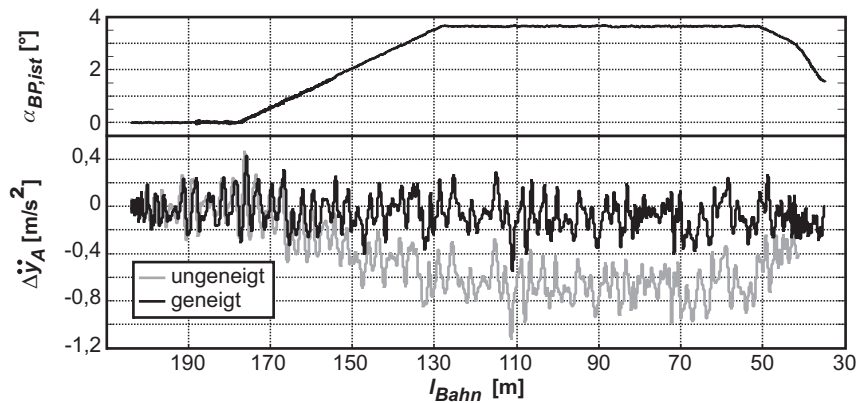


Abbildung 4.72: Kurvenfahrt mit Kurvenneigen ohne aktive Dämpfung, 5m/s

Querzentrierung Obwohl die Querzentrierung mit den gegenwärtig vorhandenen Sensoren nicht nachweisbar ist, wurde sie dennoch implementiert. Wie beim Kurvenneigen wird ein steuernder Ansatz verwendet, der anhand von Fahrzeuggeschwindigkeit v_{Bahn} und Kurvenkrümmung ρ die an den Luftfedern vorliegende Verschiebung in Querrichtung errechnet und durch eine steuernde Vorgabe kompensiert.

Durch die Kurvenfahrt wirkt auf den Aufbau nach (4.4.66) die Querbeschleunigung $a_q = v_{Bahn}^2 \rho$, so dass an den Luftfedern bei einer Federsteifigkeit c_q die Verschiebung

$$y_{Quer} = \frac{v_{Bahn}^2 \rho m_A}{4 c_q} \quad (4.4.67)$$

auftritt. Der Aufbau wird bei der gegenwärtigen Ausrichtung des Railcabs auf den Schienen bei Fahrt auf dem Oval in positive y -Richtung verschoben, so dass zur Kompensation eine Querverschiebung in negative y -Richtung notwendig ist, die als $y_{Quer,soll} = -y_{Quer}$ nach (4.4.67)

vorgegeben wird. Für eine Geschwindigkeit $v_{Bahn} = 10\text{m/s}$, eine Masse $m_A = 612\text{kg}$, eine Quersteifigkeit $c_q = 55300\text{N/m}$ nach Tabelle 4.1 und eine Krümmung $\rho = 1/40\text{m}$ ergibt sich immerhin eine Verschiebung von 6,9mm!

Um die Querbeschleunigung nicht doppelt berechnen zu müssen, ist die Berechnung der Verschiebung zur Querzentrierung mit der Berechnung des Neigewinkels zusammengefasst (Abbildung 4.70). $y_{Quer,soll}$ wird im Controller als zusätzliche Vorgabe zur y -Komponente des Sollvektors $\underline{x}_{WK,soll}$ hinzuaddiert.

4.4.5 AMS Fahrzeug

Als letztes noch fehlendes Element bildet die Informationsverarbeitung des AMS Fahrzeug das Bindeglied zwischen Versorgung und Federung. Da die Regelung der MFG Federung in diesem Entwicklungsstadium als eigenständiges Modul unabhängig vom Fahrwerk ausgelegt wird (siehe auch Abbildung 4.63, eine kontinuierliche Vorgabe durch das AMS erfolgt nicht), benötigt das AMS Fahrzeug keinen Controlleranteil mit dynamischer Regelung. Es umfasst daher hier ähnlich der HG Versorgung ausschließlich einen reflektorischen Operator, seine Aufgabe beschränkt sich auf die Prozesssteuerung. Aufgrund der engen Verbindung von AMS Fahrzeug, MFG Federung und MFG Grundposition - alle drei behandeln die Bewegung des Fahrzeugaufbaus, siehe Abschnitt 4.2.1 - ist in späteren Ausbaustufen auch ein kontinuierlicher Regelungsanteil für das AMS Fahrzeug denkbar.

Abbildung 4.73 zeigt den reflektorischen Operator des AMS, das als einziges Modul mit der Mensch-Maschine-Schnittstelle (MMI) verbunden ist. Das MMI erlaubt es, Ereignisse und Zustände von außen vorzugeben und so den Prozessablauf des Fahrzeugs zu beeinflussen. Zur Überwachung leitet das AMS Zustandsgrößen und u.U. auch Messwerte an das MMI.⁶² Die für die Federungsregelung benötigten zeitdiskreten Signale l_{Bahn} und v_{Bahn} werden vom MFM Fahrwerk ermittelt und über die MFG Grundposition an das AMS gesendet.

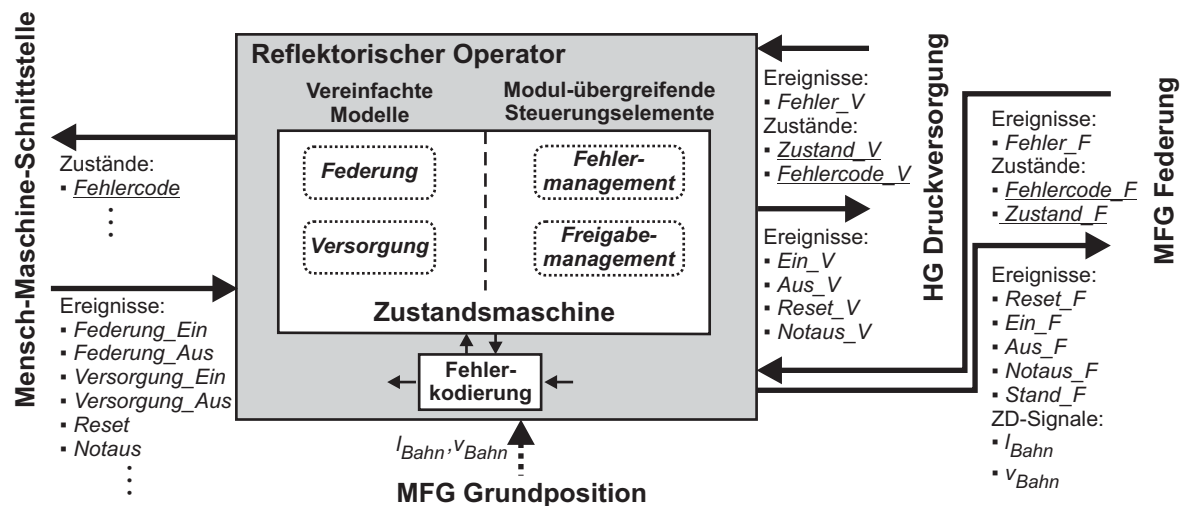


Abbildung 4.73: Reflektorischer Operator des AMS

Folgender Gedanke liegt der Prozesssteuerung in der Zustandsmaschine zugrunde: Jedes unterlagerte Aggregat - dabei ist hier auch die dem AMS zugeordnete Versorgung

⁶²Zur Überwachung der Messgrößen wurden auch unterschiedliche Mess- und Rechenwerte unterlagerter Module über die reflektorischen Operatoren an das AMS geleitet, so dass dieses die Werte an das MMI übermitteln konnte. Obwohl dieses Vorgehen auf den ersten Blick umständlich wirkt, hat es doch den Vorteil, dass die Informationsverarbeitung auch während der Entwicklung aufgrund definierter Kommunikationskanäle übersichtlich und klar strukturiert bleibt.

eingeschlossen - wird über ein vereinfachtes Zustandsmodell in der Prozesssteuerung abgebildet. Abbildung 4.73 beschränkt sich auf die für die Federung benötigten Module, so dass lediglich ein Modell für die Versorgung, eines für die Federung vorhanden ist. Über die von den unterlagerten Operatoren übermittelten Ereignisse und Zustände werden die vereinfachten Modelle mit den Operatoren der unterlagerten Module synchronisiert. Obwohl dieses Vorgehen bei der Implementierung erhöhte Aufmerksamkeit erfordert, um Fehler in der Synchronisation auszuschließen, hat es sich bezahlt gemacht, ermöglicht es doch die Entwicklung des komplexen Prozessablaufs des AMS auf Grundlage der übersichtlichen vereinfachten Zustandsmodelle, ohne sich mit den vollständigen Abläufen der Submodule beschäftigen zu müssen.

Die über das MMI getriggerten Ereignisse, über die der Prozess gelenkt werden kann, werden innerhalb der vereinfachten Zustandsmodelle verarbeitet. Dabei werden von den Zustandsmodellen auch die für die Prozesssteuerung notwendigen Ereignisse an die Submodule gesendet. Hierdurch kann sichergestellt werden, dass das Senden notwendiger Ereignisse zum richtigen Zeitpunkt erfolgt.

Als zusätzliche modulübergreifende Steuerungselemente wurden die vereinfachten Modelle um ein **Fehlermanagement** und ein **Freigabemanagement** ergänzt.

Das Freigabemanagement ermöglicht es, übersichtlich festzulegen, wann welches Modul genutzt werden darf. Hierzu definiert es Zustände **frei** und **blockiert**, die von den Teilmodellen bei der Auswertung von MMI-Ereignissen berücksichtigt werden können. Ist die Bedingung für die Freigabe nicht mehr gültig, wird das jeweilige Aggregat abgeschaltet. So erfolgt eine Freigabe der Federung erst dann, wenn die Versorgung vollständig gewährleistet ist. Dies gilt insbesondere auch für den Luftdruck, da mangelnder Druck in den Luftfedern zur Instabilität des Federungsregelkreises führen kann. Fällt der Luftdruck aus, so erlischt die Freigabe für die Federung, sie wird abgeschaltet.

Eng verknüpft mit dem Freigabemanagement ist das Fehlermanagement, über das bei einem Fehler in Modul A die Reaktion der anderen Module beschrieben wird. Anders als z.B. bei Automobilen, bei denen die Reaktion auf Fehler in der Regel von jedem Modul separat entschieden wird, ermöglicht dieses übergeordnete Management eine genaue Abstimmung der Module untereinander, die Reaktion des Gesamtsystems auf einen Fehler wird deutlich erkennbar. Weitere Aufgaben des Fehlermanagements liegen in der Benachrichtigung des Nutzers über die Festlegung eines Fehlerstatus, der an das MMI gesendet wird, sowie in der Definition der Bedingungen, unter denen Fehler über das MMI quittiert werden können.

Als verbindendes Glied zwischen Versorgung und Federung ist der Operator des AMS nicht nur für eine sichere automatisierte Fahrt des Railcabs notwendig, sondern erleichtert auch Experimente und Messungen. Es verwundert daher nicht, dass er in vereinfachter Form schon bei den Messungen und Untersuchungen zur unterlagerten MFG Federung genutzt wurde.

Die Beschreibung der Informationsverarbeitung von Federung und Versorgung ist an dieser Stelle abgeschlossen, die Federung konnte erfolgreich im Stand in Betrieb genommen werden. Im nächsten Schritt soll die Federung auch bei Fahrt untersucht werden.

4.5 Fahrversuch

Um zu erkennen, ob durch die entwickelte Regelung auch während der Fahrt eine Verbesserung des Komforts durch eine Verringerung der Aufbaubeschleunigung erzielt werden kann, wurden verschiedene Testfahrten durchgeführt. Hierbei wurden zwei Szenarien getestet:

1. *Langsame Fahrt (1m/s) auf dem Zubringer mit definiertem Spurkranzanlauf*: Zum Testen der aktiven Federung bei Spurkranzanlauf wurde das Railcab über die aktive Spurführung reproduzierbar gegen die Schienen gelenkt (Abbildung 4.74). Die Reproduzierbarkeit erlaubte einen guten Vergleich der Zeitantworten bei ein- und ausgeschalteter aktiver Dämpfung.
2. *Fahrt des Fahrzeugs durch die Kurve 1 (Abbildung 1.1)*: Im Rahmen einer Testreihe wurde Kurve 1 mit einer Geschwindigkeit von 5m/s von der gleichen Startposition aus mehrmals mit ein- und ausgeschalteter Federung durchfahren. Hierdurch konnte die aktive Federung auch bei normaler Fahrt untersucht werden. Um die Wirkung der aktiven Dämpfung zu isolieren, blieb die Kurvenneigung auch bei ausgeschalteter Federung aktiviert.

Definierter Spurkranzanlauf Die Messergebnisse für die langsame Fahrt auf dem Zubringer sind in Abbildung 4.74 dargestellt. Zur Kontrolle der einheitlichen Anregung wurden Beschleunigungssensoren in das Fahrwerk eingebaut. Da zur Bewertung der aktiven Dämpfung der Frequenzbereich des aktiven Eingriffs interessiert, wurden die Messungen 10Hz tiefpassgefiltert. Deutlich zu erkennen sind die Spurkranzanläufe, sowohl in der am Fahrwerk vermessenen Querbeschleunigung als auch an den Schwingungen des Aufbaus. Durch die Anläufe werden im Wesentlichen Wanken und Pendeln angeregt, so dass sich die Darstellung in Abbildung 4.74 auf die Querbeschleunigung und die Winkelbeschleunigung um die Längsachse beschränkt. Die Fahrwerksbeschleunigung in Querrichtung zeigt, dass durch die definierten Spurkranzanläufe eine gut reproduzierbare Anregung erzeugt werden kann.

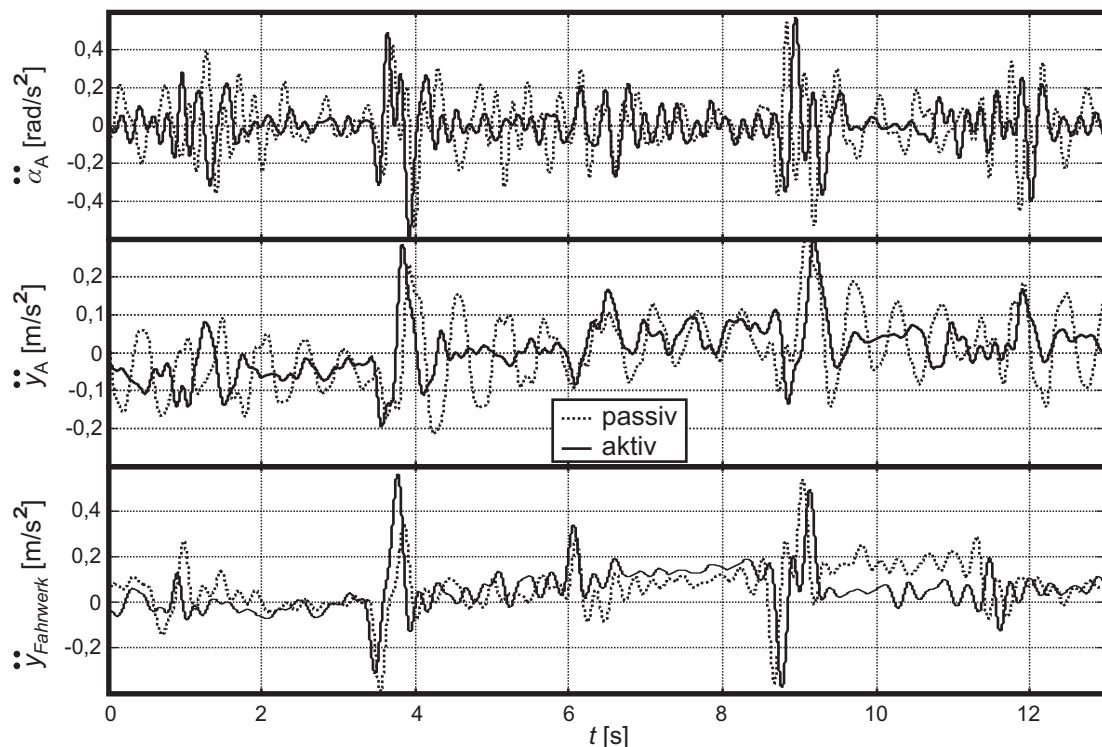


Abbildung 4.74: Langsame Fahrt auf dem Zubringer mit definiertem Spurkranzanlauf

Insbesondere in der Querbeschleunigung ist die Dämpfung durch die aktive Federung deutlich zu sehen. Die starke Wankbewegung wird unterdrückt, es bleiben kleine Schwingungen in der Größenordnung von $0,05\text{m/s}^2$, die nach den Untersuchungen im Stand mit der gegebenen Aktorik nicht bedämpft werden können. Auch die Schwingung um die Längsachse wird bedämpft. Hier bleibt ebenfalls eine Restschwingung in der Größenordnung von $0,1\text{rad/s}^2$, was an der Position

der Luftfedern (Abstand der Luftfedern in y -Richtung 1m) einer Beschleunigung von $0,05\text{m/s}^2$ entspricht. Die Beschleunigungsspitzen werden durch die Federung nicht verringert, was auf die starke Hochpassfilterung der Beschleunigungssignale in den lokalen Reglern und die Trägheit der Aktorik zurückzuführen ist. Hier können wahrscheinlich über eine Störgrößenaufschaltung Verbesserungen erzielt werden.

Obwohl die Anregung nach visueller Bewertung schon relativ stark ist⁶³, bewegten sich die Zylinder auf dem in Abbildung 4.74 gezeigten Zeitabschnitt lediglich mit einer Standardabweichung von $0,2\text{mm}$, die maximale Amplitude liegt bei $0,7\text{mm}$. Der wesentliche Teil des möglichen Zylinderhubs von 12cm wird somit nur für das Kurvenneigen benötigt, die aktive Dämpfung nutzt weniger als 1% dieses Bereichs. Diese stark unterschiedlichen Anforderungen - hoher Verfahrbereich für das Kurvenneigen, geringer Verfahrbereich für die aktive Dämpfung - erschwert die Systemauslegung. Ein besonderes Augenmerk auf die präzise Regelung auch kleiner Zylinderbewegungen ist notwendig.

Kurvenfahrt Zur Überprüfung der Federungsfunktion bei normaler Fahrt wurden jeweils 10 Messfahrten von 40s bei ein- und ausgeschalteter aktiver Dämpfung durchgeführt. Die aktive Spurführung des Railcabs war bei diesen Messungen in Fahrposition fixiert. Aufgrund des stochastischen Charakters der Schwingungen erfolgte die Auswertung der Messergebnisse in Anlehnung an Streiter et al. [SBR⁺01] anhand der Standardabweichung der Beschleunigungen. Die Bewertung wurde dabei zunächst ohne Berücksichtigung des menschlichen Empfindens vorgenommen. Erst in einem zweiten Schritt wurde dieses Empfinden anhand der schon in Abschnitt 4.1.1 vorgestellten Bewertungsfilter der DIN ENV 12299 berücksichtigt.

Da die in dieser Arbeit entwickelte aktive Federung nur bis ca. 10Hz aktiv ist und höhere Frequenzen nicht aktiv beeinflusst werden können, werden die Beschleunigungen für eine erste Bewertung über einen Butterworth-Tiefpass 3.Ordnung mit einer Eckfrequenz von 10Hz gefiltert und die Standardabweichungen dieser so gefilterten Beschleunigungen für aktive und passive Fahrt verglichen. Die Ergebnisse sind in Abbildung 4.75 dargestellt, gezeigt werden der Streuungsbereich der in den unterschiedlichen Messfahrten bestimmten Standardabweichungen und ihre Mittelwerte m_i für alle sechs Aufbaufreiheitsgrade.

Das Ergebnis zeigt, dass die aktive Federung nicht nur im Stand (Abbildung 4.69), sondern auch während der Fahrt funktioniert: In allen Freiheitsgraden konnten zum Teil deutliche Verbesserungen erzielt werden. Tabelle 4.3 führt die prozentuale Verbesserung für die verschiedenen Freiheitsgrade auf.

$$\text{Verbesserung} = \frac{m_{i,\text{passiv}} - m_{i,\text{aktiv}}}{m_{i,\text{passiv}}}$$

Tabelle 4.3: Prozentuale Verringerung der Beschleunigungsstandardabweichung bei aktiver Dämpfung

\ddot{x}_A	\ddot{y}_A	\ddot{z}_A	$\ddot{\alpha}_A$	$\ddot{\beta}_A$	$\ddot{\gamma}_A$
10%	16%	41%	23%	22%	24%

Auf eine genauere Auswertung der Fahrversuche wurde in dieser Arbeit verzichtet, da hierfür die Anregung durch das Fahrwerk näher untersucht werden muss, die Auslegung der aktiven Spurführung zum Zeitpunkt der Erstellung dieser Arbeit jedoch noch nicht abgeschlossen war. Die hier durchgeführten Fahrversuche können daher nur einen ersten Einblick geben, hier sind weitere Untersuchungen notwendig. Eine erste Interpretation anhand der Untersuchungen

⁶³Der Railcab-Aufbau schwankte nach dem Spurkranzanlauf bedenklich stark.

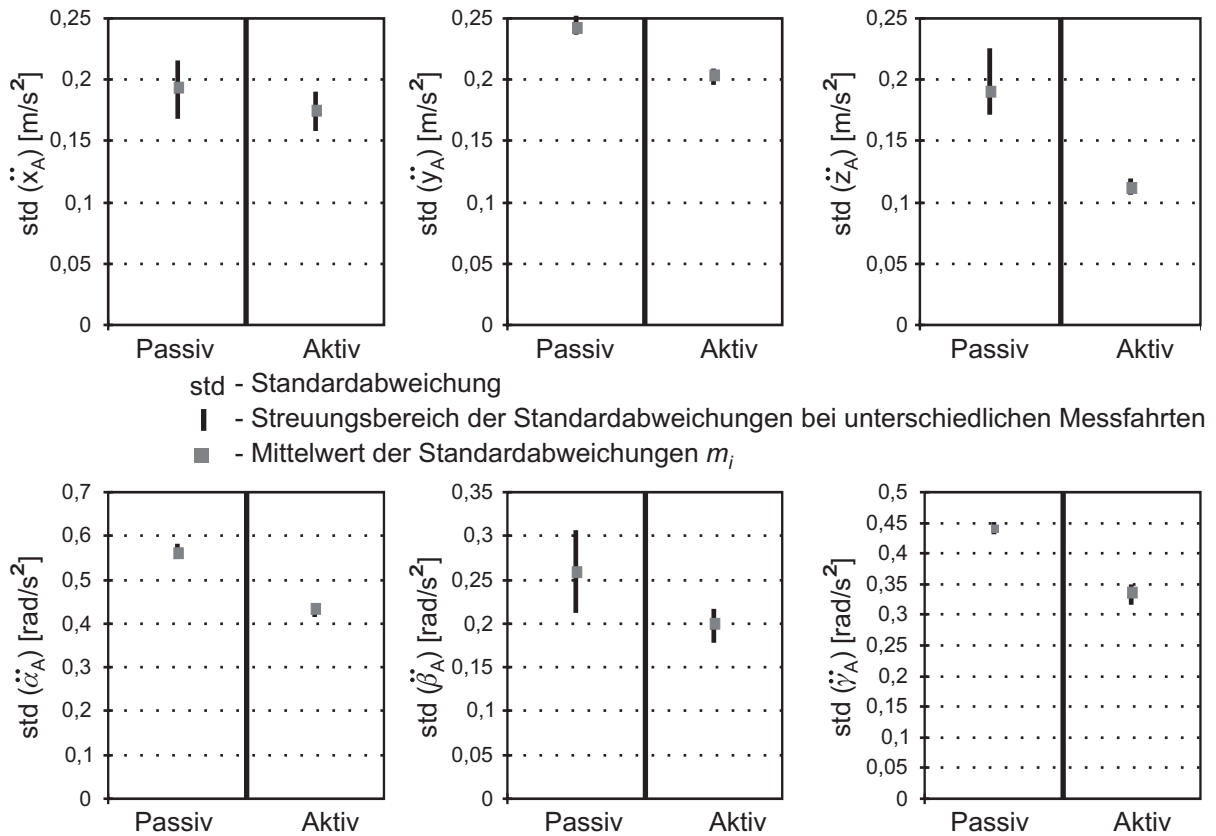


Abbildung 4.75: Standardabweichungen der Beschleunigungen bei Fahrt durch Kurve 1 in den sechs Aufbaufreiheitsgraden bei ein- und ausgeschalteter Federung

im Stand und des Fahrversuchs mit definiertem Spurkranzanlauf kann die Ergebnisse aus Tabelle 4.3 plausibilisieren:

Die geringe Verbesserung in x -Richtung lässt sich darauf zurückführen, dass die Längsbeschleunigung des Railcabs durch den Motor einen wesentlichen Einfluss auf die Standardabweichung besitzt. Da das Railcab bei passiven und aktiven Fahrten dem gleichen Beschleunigungsprofil folgte, bleiben die Unterschiede der Beschleunigungsstandardabweichung gering. Das im Vergleich sehr gute Ergebnis für die Vertikalschwingung liegt wahrscheinlich darin begründet, dass \ddot{z}_A der einzige Freiheitsgrad ist, der keinen Anteil an einer der schnellen Moden „Pendeln“, „Wenden“ und „Hohes Nicken“ hat. Diese Moden sind nach den Untersuchungen im Stand im Vergleich zu den langsamen Moden deutlich schlechter gedämpft.

Da nicht alle Schwingungen gleich auf den Menschen wirken, stellt die DIN ENV 12299 [DIN99] die in Abbildung 4.2 gezeigten Filter $W_a(s)W_b(s)$ (\ddot{z}_A) und $W_a(s)W_d(s)$ (übrige Schwingungen) als Bewertungsfiler zur Verfügung. Für eine normgerechte Bewertung des Schwingungsverhaltens sind diese Filter anstelle der Butterworth-Filter zu nutzen. Tabelle 4.3 ändert sich in diesem Fall deutlich:

Tabelle 4.4: Prozentuale Verringerung der Beschleunigungsstandardabweichung bei aktiver Dämpfung unter Berücksichtigung des Bewertungsfilters nach [DIN99]

\ddot{x}_A	\ddot{y}_A	\ddot{z}_A	$\ddot{\alpha}_A$	$\ddot{\beta}_A$	$\ddot{\gamma}_A$
8%	25%	0,5%	14%	20%	6%

Der größte Unterschied tritt in \ddot{z}_A auf. Zur Erklärung zeigt Abbildung 4.76 eine (ungewichtete)

Spektralanalyse einer aktiven und einer passiven Testfahrt sowie einer Fahrt bei völlig ausgeschalteter Neigetechnik.

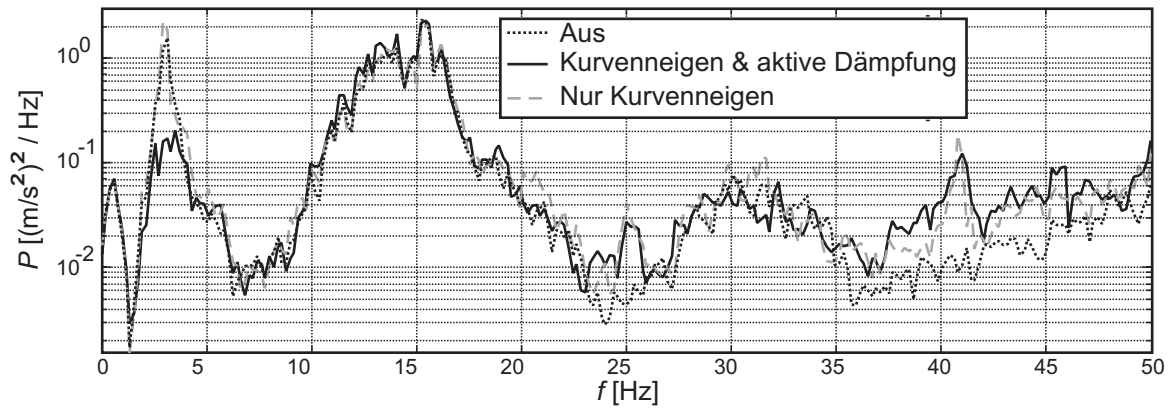


Abbildung 4.76: Leistungsdichtespektren der Vertikalbeschleunigung \ddot{z}_A bei ausgeschalteter Neigetechnik, ausschließlich gesteuerter Kurvenneigung und aktiver Dämpfung

Der Erfolg der aktiven Dämpfung ist deutlich erkennbar: Im aktiv geregelten Bereich bis 10 Hz liegt die Leistungsdichte bei passiver Fahrt um den Faktor 20 oberhalb der Leistungsdichte bei aktiv gedämpfter Fahrt. Aufgrund der Gewichtung $W_a(s) W_b(s)$ dominiert jedoch die in Abbildung 4.76 sichtbare starke Schwingung bei ca. 15 Hz.⁶⁴ Diese unterscheidet sich bei passiver und aktiver Fahrt jedoch nicht, eine Verbesserung der Standardabweichung kann durch die aktive Dämpfung nicht erzielt werden. Auch die anderen Freiheitsgrade weisen im Spektrum deutliche 15 Hz Schwingungen in ähnlicher Größenordnung aus. Aufgrund des niederfrequenten Maximums der Bewertungsfunktion $W_a(s) W_d(s)$ spielen die schnellen Schwingungen für diese Freiheitsgrade eine sehr viel geringere Rolle.

Ergebnis Die Fahrversuche zeigen, dass die entwickelte Federung den Aufbau auch während der Fahrt erfolgreich dämpfen kann. Die hierfür benötigten Auslenkungen an der Neigetechnik bleiben dabei sehr gering. Sie liegen im Bereich von ein paar 1/10-Millimeter. Für eine Verbesserung des Fahrkomforts in vertikaler Richtung ist eine Verbesserung der Primärfederung, d.h. insbesondere die Implementierung der aktiven Spurführung, unerlässlich, da wesentliche Teile der vom Fahrwerk auf den Aufbau übertragenen Schwingungen oberhalb der Bandbreite der aktiven Federung liegen.

4.6 Sollbahnvorgabe und Störgrößenaufschaltung für die Federung

Zur weiteren Verbesserung der im vorigen Abschnitt beschriebenen Federungsregelung wurde im Rahmen dieser Arbeit die Idee einer Sollbahnvorgabe mit selbstlernender Störgrößenaufschaltung entwickelt, die das in Abschnitt 4.4.4 entwickelte OCM um einen kognitiven Operator erweitert. Dieses Konzept ergänzt die beschriebene Federungsregelung und zeigt, welche Potentiale das aktive Federungssystem bei weiterer Integration in das Gesamtsystem des Railcabs besitzt. Im Folgenden werden die Ergebnisse einer Modellstudie vorgestellt, die erstmals in [HMO04] präsentiert wurden. Dabei konzentriert sich die Darstellung in dieser Arbeit auf den grundsätzlichen

⁶⁴Bei der Frage nach der Ursache für die hochfrequenten Schwingungen zeigt Abbildung 4.76, dass ein ungewollter Einfluss der aktiven Neigetechnik ausgeschlossen werden kann: Die Schwingungen treten auch bei ausgeschalteter Federung auf. Die starke Tiefpassfilterung der lokalen Federungsregler in Verbindung mit den gewählten Eckfrequenzen für die MFM Zylinder ist somit ausreichend. Erste Untersuchungen anhand von Beschleunigungssensoren im Fahrwerk deuten an, dass die 15 Hz Schwingungen durch die Bewegung des Fahrwerks im Gleis erzeugt werden.

Aufbau des selbstlernenden Systems und die OCM-Struktur für die Optimierung. Eine Implementierung am Fahrzeug erscheint aufgrund der Ergebnisse viel versprechend.

Rahmen der Modellstudie

Da Abschnitt 4.4.4.4 den Erfolg der in Abbildung 4.63 gezeigten modalen Entkopplung sowohl am Modell als auch an Messungen am realen Fahrzeug zeigen konnte, wurde die selbstlernende Sollbahnvorgabe an einem reduzierten Modell untersucht, wie es in Gleichung (4.4.60) beschrieben ist. Um die Simulation in dieser Konzeptuntersuchung beschleunigen zu können, wurden die schnellen Messübertragungsfunktionen $G_{AA-Filter}(s)G_{Sensor}(s)$ vernachlässigt. Auch die Aktorübertragungsfunktion $G_{Aktorik}(s)$ wurde vereinfachend in Anlehnung an die Sollvorgabe (4.4.13) über ein Übertragungsglied zweiter Ordnung ohne schnellen 40Hz-Pol beschrieben.

Abweichend vom gegenwärtigen Realisierungsstand des Railcabs basiert die Modelluntersuchung auf folgenden (nicht allzu optimistischen) Annahmen für eine Weiterentwicklung des Railcabs:

- Eine verbesserte Abschirmung des Motors vergrößert das Signal-Rausch-Verhältnis der Beschleunigungssensoren, so dass die virtuelle Massenerhöhung des ursprünglich formulierten Regelgesetzes (4.4.61) für die Regelung genutzt werden kann. Die tieffrequenten Rauschanteile im Beschleunigungssignal werden darüber hinaus durch diese Maßnahme soweit unterdrückt, dass eine Drift des integrierten Beschleunigungssignals durch ein langsames Hochpassfilter erster Ordnung verhindert werden kann.
- Eine zusätzliche Messeinrichtung zwischen Aufbau und Fahrwerk ermöglicht die Erfassung der Aufbaudrehung um Längs- und Querachse. Der durch die Erdbeschleunigung hervorgerufene x_A -proportionale Anteil in (4.4.34) kann mit dieser Information kompensiert werden, so dass eine Messung der reinen Beschleunigung möglich ist.

Unter diesen Annahmen ist das um die Aktordynamik erweiterte Modell (4.4.60) auch ohne besondere Anforderungen an die Regelung gültig.

Um die Untersuchung anschaulicher zu gestalten, wurde die Modelluntersuchung für die Hubmode durchgeführt. Hierfür lässt sich das reduzierte Modell (4.4.60) in den anschaulicheren Aufbaufreiheitsgrad z_A umformulieren (siehe auch Abbildung 4.79).

$$\left(m_A s^2 + \underbrace{4c_v}_{c_A} \right) z_A(s) = c_A z_0(s) + G_{Aktorik}(s) F_{z,soll}(s) \quad (4.6.1)$$

Die Ergebnisse lassen sich direkt auf die anderen Moden übertragen, können dann aber nicht mehr zwangsläufig in anschaulichen Einheiten formuliert werden.

Die Anregung z_0 durch die Schiene enthält zwei Komponenten: einen Führungsanteil $z_{0,F}$, dem der Fahrzeugaufbau folgen, und einen Störungsanteil $z_{0,S}$, der über die Federung vom Aufbau ferngehalten werden soll. Der Führungsanteil $z_{0,F}$ beschreibt die langsam veränderliche Grundbewegung, die das Fahrzeug bei seiner Fahrt machen *muss*, um an sein Ziel zu gelangen. Er stellt damit die Idealbahn des Fahrzeugs bei der Fahrt dar und folgt praktisch der Trassenvorgabe mit ihren Steigungen und Kurven. Änderungen in $z_{0,F}$ bleiben niederfrequent, Amplituden können aber naturgemäß beliebig groß werden. Alle Abweichungen von der Führung stellen Störungen dar. Welcher Teil von z_0 Führungsanteil, welcher Störungsanteil ist, lässt sich gerade auch während der Fahrt nur schwer bestimmen. Grundsätzlich sollte $z_{0,F}$ so gewählt werden, dass Beschleunigung $\ddot{z}_{0,F}$ und Ruck $\frac{\partial^3}{\partial t^3} z_{0,F}$ minimiert werden.

Als Idealkurve stellt $z_{0,F}$ eine Funktion der Bahnposition l_{Bahn} des Fahrzeugs dar. Die Störung $z_{0,S}$ jedoch hängt nicht nur von l_{Bahn} , sondern auch von der zeitabhängigen, praktisch zufälligen Fahrwerksposition im Gleis ab. $z_{0,S}$ wird daher in einen rein von l_{Bahn} abhängigen Anteil $z_{0,S,l}(l_{Bahn})$ und einen zufälligen Anteil $z_{0,S,z}(t)$ zerlegt. In Abbildung 4.77 ist an den unterschiedlichen Messungen von \ddot{z}_A bei eingeschalteter aktiver Federung deutlich zu erkennen, dass der bahnpositionsabhängige Anteil der Störung $z_{0,S,l}(l_{Bahn})$ wesentliche Auswirkungen auf die Schwingungen des Aufbaus besitzt. Bei praktisch konstanter Führung $z_{0,F}(l_{Bahn}) = const$ zeigen die Messungen einen sehr ähnlichen Verlauf.

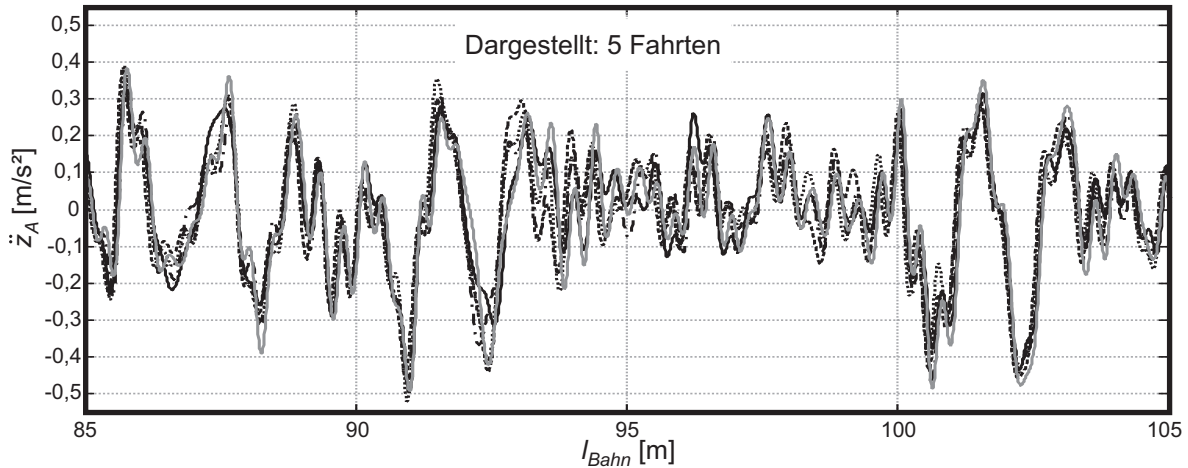


Abbildung 4.77: Verlauf der Vertikalbeschleunigung am Aufbau bei unterschiedlichen Messfahrten mit einer Geschwindigkeit von 5 m/s, Kurve 1, aktive Dämpfung eingeschaltet

z_0 teilt sich nach diesen Überlegungen wie folgt auf:

$$z_0(t, l_{Bahn}) = z_{0,S,z}(t) + z_{0,S,l}(l_{Bahn}) + z_{0,F}(l_{Bahn})$$

Sollbahnvorgabe

Schon mit der auf Seite 134 beschriebenen Idee 5 wurde die Sollbahnvorgabe zur Vermeidung des Rampenfehlers bei einem Skyhook-Regler angesprochen. Der Ansatz basiert auf der anschaulichen Idee, den Skyhook-Dämpfer nicht mehr am Himmel, sondern vielmehr an einer Führungsbahn zu befestigen. Dieses Ziel kann über eine Aufschaltung der Führungsgeschwindigkeit $\dot{z}_{0,F}(t)$ im Regelgesetz (4.4.61) mittels eines Kennfelds erreicht werden. Um dieses Kennfeld unabhängig von der Bahngeschwindigkeit v_{Bahn} formulieren zu können, wird $\dot{z}_{0,F}(t)$ aus $\frac{\partial}{\partial l} z_{0,F}(l_{Bahn}) = z'_{0,F}(l_{Bahn})$ berechnet.⁶⁵

$$F_{z,soll}(l_{Bahn}) = -m_z \ddot{z}_A(t) - d_s \dot{z}_A(t) + d_s \underbrace{v_{Bahn} z'_{0,F}(l_{Bahn}(t))}_{\dot{z}_{0,F}(t)} \quad (4.6.2)$$

(4.6.1) zeigt bei idealer Aktorik $G_{Aktorik} = 1$ folgendes Verhalten:

$$z_A(s) = \underbrace{\frac{d_s s + c_A}{(m_A + m_z) s^2 + d_s s + c_A}}_{G_F(s)} z_{0,F}(s) + \underbrace{\frac{c_A}{(m_A + m_z) s^2 + d_s s + c_A}}_{G_S(s)} z_{0,S}(s) \quad (4.6.3)$$

Der Führungsanteil schwingt somit wie ein mit einem relativen Dämpfungsansatz $F_{z,soll} = -d_R(\dot{z}_A - \dot{z}_0)$ geregeltes System ohne Rampenfehler, der Störungsanteil antwortet wie

⁶⁵Als Vorgabe eignet sich im ersten Schritt der ideale Trassenverlauf nach Konstruktionsdaten. Für die verschiedenen Moden kann $\frac{\partial}{\partial l} x_{0,mod}(l_{Bahn})$ aus $\frac{\partial}{\partial l} x_0(l_{Bahn})$ über (4.4.59) gewonnen werden.

bei einer Skyhook-Regelung. Für den Störungsanteil kommt so das nach Karnopp ideale Regelgesetz voll zum Tragen, ohne signifikante Rampenfehler durch die Führungsbahn zu verursachen.

Bei der Umsetzung des Regelgesetzes (4.6.2) (siehe Abbildung 4.79) müssen die eingangs besprochenen Randbedingungen berücksichtigt werden. Somit ist ein Hochpassfilter in das Regelgesetz zu integrieren.⁶⁶

$$F_{z,soll}(s) = \frac{s}{s + 2\pi f_{HP}} \left(-(m_z + \frac{d_s}{s}) \ddot{z}_A(s) + d_s \dot{z}_{0,F}(s) \right) \quad (4.6.4)$$

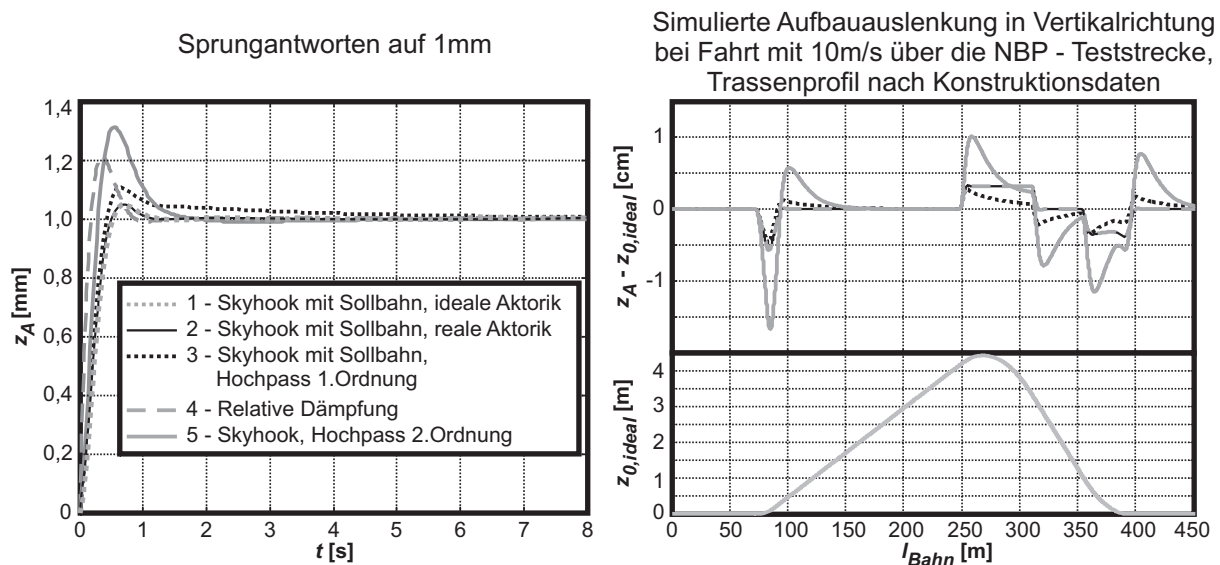


Abbildung 4.78: Vergleich von Zeitantworten unterschiedlicher geregelter Federungssysteme

Sowohl Hochpassfilter als auch Aktordynamik verschlechtern die Sprungantwort von z_0 zu z_A . Abbildung 4.78, links, zeigt im Vergleich die Antworten z_A des geregelten Federungsmodells nach Gleichung (4.6.1) auf einen Störsprung von 1mm in z_0 bei unterschiedlichen Regelungsansätzen. Rechts ist der Verlauf der Aufbauauslenkung $z_A - z_0$ für eine simulierte Fahrt mit 10m/s über die idealisierte NBP-Teststrecke aufgeführt. Alle Regler wurden so abgestimmt, dass das dominante Polpaar der geschlossenen Regelstrecke bei 1Hz und einer Dämpfung von 0,7 liegt. Aufgeführt sind folgende Antworten:

- Regelung nach (4.6.2) mit idealer (Antwort 1) und realer Aktorik (Antwort 2),
- Regelung nach (4.6.4) mit einer Hochpass-Eckfrequenz $f_{HP} = 0,1$ Hz (Antwort 3),
- Regelung mit „relativer“ Dämpfung

$$F_{z,soll} = -m_z \ddot{z}_A(t) - d_r (\dot{z}_A - \dot{z}_0) \quad (4.6.5)$$

anstelle der Skyhook-Dämpfung (Antwort 4) und schließlich

- eine Regelung mit Skyhook-Dämpfung, die wie in Abschnitt 4.4.4.4 eine Tiefpassfilterung 2.Ordnung zur Kompensation des Rampenfehlers verwendet (Antwort 5).

$$F_{z,soll} = - \left(m_z + \left(\frac{s}{s + 2\pi f_{HP}} \right)^2 \frac{d_s}{s} \right) \ddot{z}_A$$

⁶⁶ $\dot{z}_{0,F}$ und \dot{z}_A bilden einen Regelkreis, in dem $\dot{z}_{0,F}$ die Sollvorgabe darstellt. Aus diesem Grund werden sinnvollerweise beide Signale hochpassgefiltert. Darüber hinaus bietet das Hochpassfilter auch eine einfache Möglichkeit, einen Offset aus dem Beschleunigungssignal für die Aufschaltung der virtuellen Masse zu eliminieren. Da dies auf die Dynamik des geregelten Systems praktisch keinen Einfluss hat, wird das Filter auf alle Summanden des Regelgesetzes (4.6.2) angewendet.

Die Eckfrequenzen der Hochpassfilter wurden auf 0,3Hz gelegt.

Abbildung 4.78 zeigt, dass auch die Hochpassfilterung zweiter Ordnung den Rampenfehler bei Überfahrt über die Teststrecke verhindert. Allerdings weist dieses System trotz der größten Aufbauauslenkung den höchsten Überschwinger in der Sprungantwort auf. Die mit Sollbahnvorgabe geregelten Systeme zeigen die besten Sprungantworten mit den geringsten Überschwingern. Gleichzeitig treten keine größeren Aufbauauslenkungen während der Überfahrt als beim relativ gedämpften System auf. Dabei spielt die Tiefpassfilterung durch die Aktorik praktisch keine Rolle, während die notwendige Hochpassfilterung erster Ordnung zu einer geringen Verschlechterung führt. Dennoch bleibt die Antwort auch in diesem Fall besser als die eines relativ geregelten Systems.

Störgrößenaufschaltung

Schon bei der ersten Realisierung von aktiven Federungssystemen wurde deutlich, dass eine Störgrößenaufschaltung unter Nutzung von Informationen über die Streckenanregung den Fahrkomfort deutlich verbessern kann [Jäk90]. Dabei spielt es eine große Rolle, wie die Informationen über die Streckenanregung gewonnen werden. Aufgrund der Verzögerung durch die Aktorik sollte die Anregung so früh wie möglich bekannt sein, idealerweise sogar, bevor sie auf die Räder trifft. Eine Störgrößenaufschaltung, bei der dies der Fall ist, wird in der Literatur für gewöhnlich als „Preview“ bezeichnet. In langen Zugverbänden kann solche Preview-Information z.B. über Räder der Lokomotive gewonnen werden, die dann für eine Aufschaltung an den Wagons genutzt wird (so genanntes „Internal Preview“). In kurzen Fahrzeugen wie z.B. dem Automobil, aber auch dem Railcab, bringt Internal Preview jedoch nur geringen Nutzen [Rut87]. Hier spielen die Störungen an den vorderen Rädern eine zu große Rolle. Preview Informationen für diese Räder bei Einzelfahrzeugen zu gewinnen, ist sehr aufwendig und kostenintensiv (so beschreibt Donahue in [Don01] ein militärisches System mit teuren Radar- und optischen Sensoren). Ein sehr viel einfacherer Weg zur Gewinnung der erforderlichen Störungsinformationen ist die Einbettung der Fahrzeuge in ein Netzwerk. Ioannou [Ioa98] schlägt ein solches Netzwerk für Automobile auf der Autobahn vor. Auch die Railcabs sind wie in Abschnitt 1.1 beschrieben in ein solches Netzwerk eingebunden, das für eine Preview-Strategie genutzt werden kann.

Die Preview-Strategie über das Netzwerk des Railcab-Systems erlaubt es, den bahnpositionsabhängigen Störgrößenanteil $z_{0,S,l}(l_{Bahn})$ an zentraler Stelle zu speichern und für eine Störgrößenaufschaltung mittels eines Kennfelds zu nutzen. Hierfür wird (4.6.2) entsprechend (4.6.6) ergänzt. Dabei ist bei der Aufschaltung die Dynamik der Aktorik über $\tilde{G}_{Aktorik}^{-1}$ zu berücksichtigen.

$$F_{z,soll} = \frac{s}{s + 2\pi f_{HP}} \left(-\left(m_z + \frac{d_s}{s}\right) \ddot{z}_A + d_s \dot{z}_{0,F} \right) - c_A \tilde{G}_{Aktorik}^{-1} z_{0,S,l} \quad (4.6.6)$$

Abbildung 4.79 zeigt Modell (4.6.1) mit Regelungsansatz (4.6.6).

Mit (4.6.6) werden zwei Kennfelder zur Aufschaltungen genutzt, $\dot{z}_{0,F}$ und $z_{0,S,l}$. Beide Vorgabegrößen sind zunächst unbekannt, wenn auch die Trassenvorgabe mit ihren Steigungen und Kurven wie oben beschrieben in sehr guter Näherung als Führungsvorgabe genutzt werden kann. Allerdings kann die optimale Sollgeschwindigkeit durchaus vom Fahrzeugtyp und der Beladung abhängen, so dass prinzipiell kleine Abweichungen der Idealbahn vom Trassenverlauf zu erwarten sind. Aus diesem Grund bietet es sich an, beide Größen über eine Optimierung zu bestimmen. Verzichtet man auf die Vorgabe der tieffrequenten Störungsanteile von $z_{0,S,l}$ und setzt, wie bei Eisenbahnfahrzeugen üblich, eine nahezu konstante Geschwindigkeit v über den betrachteten Bereich voraus, so kann der Optimierungsprozess für Fahrzeuge mit gleicher Aktordynamik und Federsteifigkeit vereinfacht werden, indem Geschwindigkeitssollvorgabe $\dot{z}_{0,F}$ und Störgrößenaufschaltung $z_{0,S,l}$ zu $\dot{z}_{0,K}$ kombiniert werden. c_A und $\tilde{G}_{Aktorik}^{-1}$ fließen in die Vorgabe ein. Dieser hier genutzte Ansatz (4.6.7) ist in Abbildung 4.80 abgebildet. Optimierungsalgorithmus und Bewertung werden im nächsten Abschnitt beschrieben.

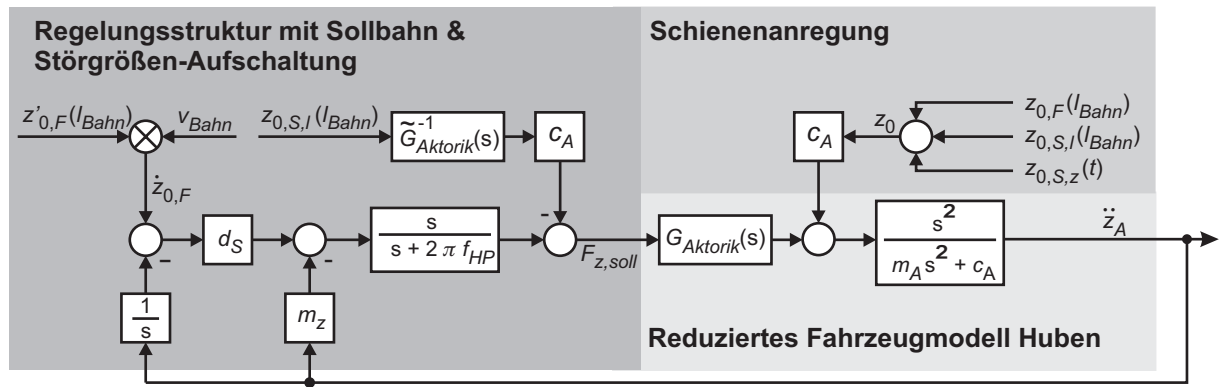


Abbildung 4.79: Skyhook-geregeltes Hubmodell mit Sollbahnvorgabe und Störgrößenaufschaltung

$$F_{z,soll} = \frac{s}{s + 2\pi f_{HP}} \left(-(m_z + \frac{d_s}{s}) \ddot{z}_A + d_s \dot{z}_{0,K} \right) \quad (4.6.7)$$

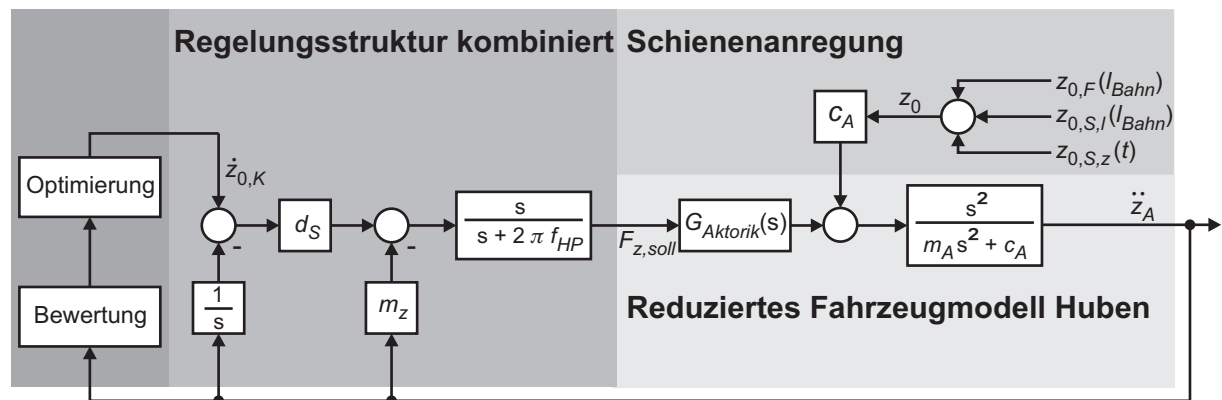


Abbildung 4.80: Skyhook-geregeltes Hubmodell mit Sollbahnvorgabe, Störgrößenaufschaltung und Optimierung, kombiniert

Aufbau des selbstlernenden Systems

Die Führungsgeschwindigkeit $\dot{z}_{0,K}(l_{Bahn})$ ist zunächst unbekannt. Das Netzwerk des Railcab-Systems kann jedoch dazu genutzt werden, sie ohne spezielle Messfahrten mittels eines Lernalgorithmus zu bestimmen und laufend zu aktualisieren. Hierzu wird das Schienennetz zunächst in Bereiche mit relativer Bahnposition $l_{Bereich}$ unterteilt (Abbildung 4.81). Dabei ist jedem Bereich genau eine Bereichskontrolle zugeordnet, die zentral alle Informationen über den zugeordneten Streckenbereich speichert. Jede Bereichskontrolle ist über eine Prozessidentifikationsnummer (PID) erreichbar.

Will ein Railcab in einen Bereich einfahren, so kontaktiert es die zugeordnete Bereichskontrolle über deren PID und empfängt von ihr den Verlauf der Führungsgeschwindigkeit $\dot{z}_{0,K}(l_{Bereich})$. Diese wird in Form von Stützstellen $(\dot{z}_{0,K})_i$ eines kubischen Splines an fest vorgegebenen Bahnpositionen $(l)_i$ übergeben. $\dot{z}_{0,K}$ kann durch die mathematische Formulierung der Vorgabe als kubischer Spline leicht aus $z_{0,K}$ berechnet werden.

Während der Fahrt bewertet das Railcab die Vorgabebahn über das Integral der quadratischen

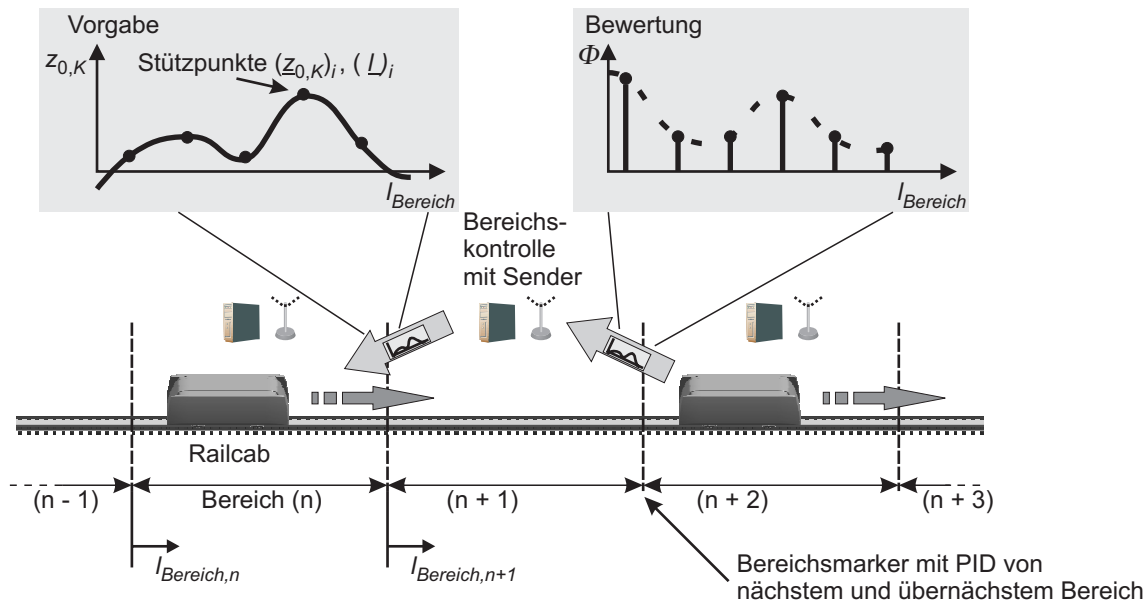


Abbildung 4.81: Aufbau des selbstlernenden Systems

Beschleunigung um den jeweiligen Stützpunkt:

$$\Phi_i = \int_{\frac{(L)_{i-1}+(L)_i}{2}}^{\frac{(L)_{i+1}+(L)_i}{2}} (\ddot{z}_A)^2 dt$$

Nach der Durchfahrt werden die Bewertungsdaten $(\Phi)_i$ an die Bereichskontrolle gesendet.

Die Bewertungsdaten werden von der Bereichskontrolle dazu genutzt, eine neue, bessere Führungsbahn zu berechnen. Die Optimierung von $z_{0,K}(l_{Bereich})$ an Stelle von $\dot{z}_{0,K}(l_{Bereich})$ erleichtert dabei eine Berücksichtigung von Randbedingungen wie Stellwegbegrenzungen in der Aktorik. Als Startwerte der Optimierung werden die Konstruktionsdaten des Trassenverlaufs angesetzt. Zur Optimierung wurde ein im Rahmen des SFB614 speziell für diese Aufgabenstellung entwickelter Hill-Climbing Algorithmus eingesetzt, der in [HMO04] beschrieben wird. Ein besonderes Kennzeichen dieses Algorithmus ist seine Fähigkeit, eine Trajektorie mit einer sehr hohen Zahl an Parametern parallelisiert zu optimieren.

Verlässt ein Railcab einen Bereich, so wird ihm dies durch einen Bereichsmarker signalisiert, der auch als Reset-Marke für $l_{Bereich}$ dient. Um einen komfortablen und sicheren Betrieb bei Ausfall der Kommunikation zu gewährleisten, überträgt der Bereichsmarker die PID des angrenzenden und des übernächsten Bereichs. Letzterer wird genutzt, um schon während der Fahrt auf Bereich n die Daten für den Bereich $n+1$ anfragen zu können. Stimmen die vorhandenen Positionsdaten nicht mit dem angrenzenden Bereich überein, so muss die Shuttlerregelung in der Lage sein, auch ohne Vorgabedaten zu arbeiten. Der Controller ist daher so zu implementieren, dass bei einem Ausfall automatisch auf einen anderen Regler umgeschaltet wird.

OCM für Regelung mit Sollbahnvorgabe und Störgrößenaufschaltung

Die Regelung mit selbstlernender Sollbahnvorgabe umfasst eine Reihe unterschiedlicher Aufgaben, deren Implementierung ohne sinnvolle Strukturierung schnell zu unübersichtlichem und fehleranfälligen Code führt. Das OCM hat sich hier als ausgezeichnetes Strukturierungswerkzeug bewährt. Abbildung 4.82 zeigt die Umsetzung für das selbstlernende System nach Abbildung 4.81.

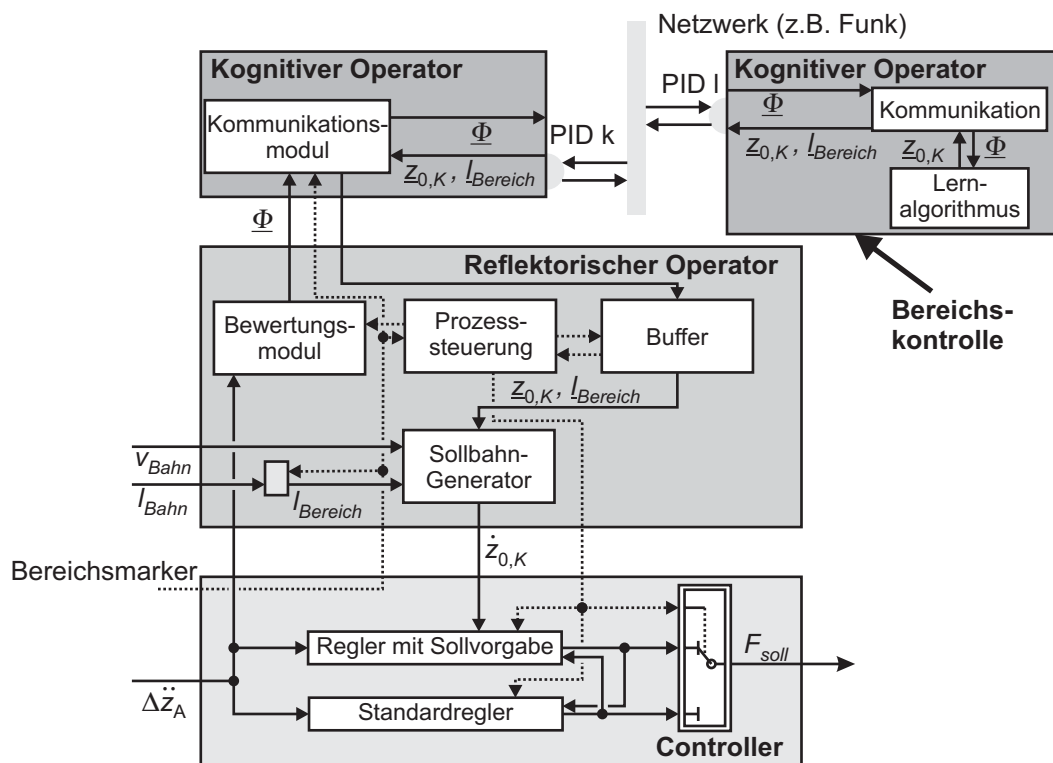


Abbildung 4.82: OCM mit Sollbahn-Vorgabe und Störgrößenaufschaltung

Der Controller umfasst zum einen den in Abbildung 4.80 gezeigten „Regler mit Sollvorgabe“, darüber hinaus einen „Standardregler“, der den Regelansatz (4.6.5) umsetzt und daher keine Sollbahn benötigt. Liegen geeignete Führungsinformationen vor, so schaltet die Prozesssteuerung auf den Regler mit Sollvorgabe, andernfalls auf den Standardregler. Die Umschaltung zwischen den Reglern erfolgt in einem Schritt, auf eine Überblendung wird verzichtet. Um sicherzustellen, dass die Stellkraft F_{soll} beim Umschalten nicht springt, beinhalten die Regler jeweils ein Störmodell erster Ordnung, das beim Wechsel der Regler initialisiert wird und den Fehler langsam ausblendet.⁶⁷ Der Umschaltprozess bleibt so für die Fahrgäste unbemerkt.⁶⁸

Die für den Algorithmus (4.6.7) benötigte Aufschaltung $\dot{z}_{0,K}$ wird über ein Spline-Kennfeld im Block „Sollbahngenerator“ des reflektorischen Operators berechnet. Die hierfür benötigten Signale Bahnposition l_{Bahn} und Geschwindigkeit v_{Bahn} werden wie bei der Federungsregelung in Abschnitt 4.4.4.4 vom überlagerten AMS Fahrzeug übermittelt.⁶⁹ Die für den jeweiligen Bereich gültigen Kennfeld-Daten werden vom „Buffer“ bereitgestellt, der die vom Kommunikationsmodul des kognitiven Operators gelieferten Daten speichert und auf Anfrage der Prozesssteuerung freigibt. Diese koordiniert und überwacht den in Abbildung 4.81 gezeigten Prozessablauf. Sie fordert dazu die Ermittlung der benötigten Kennfelddaten beim Kommunikationsmodul an, überwacht, ob Kennfelddaten bei Einfahrt in einen neuen Bereich rechtzeitig vorliegen, wählt einen geeigneten Regler aus und veranlasst schließlich die Übermittlung der Bewertung.

Die Realisierung des Lernprozesses benötigt neben den schon bekannten Elementen zur Regelung und Prozesssteuerung eine Zielgrößenbewertung und einen Lernalgorithmus. Da beide Elemente ausschließlich für den zeitunkritischen Lernprozess benötigt werden, liegt es zunächst nahe,

⁶⁷Als Störmodell kann z.B. $\dot{x} = -\omega x$ genutzt werden, dessen Anfangszustand x_0 mit $F_{soll,1} - F_{soll,2}$ initialisiert wird.

⁶⁸Aufgrund der Tiefpassfilterung durch die Aktoren wurde darauf verzichtet, auch den sprunghaften Verlauf der zeitlichen Ableitung \dot{F}_{soll} abzusichern. Dies ist aber über ein erweitertes Störmodell zweiter Ordnung möglich.

⁶⁹In dieser Simulation werden v_{Bahn} und l_{Bahn} direkt vom Modell eingespeist.

beide entkoppelt von den in harter Echtzeit durchgeführten Rechnungen im kognitiven Operator anzuordnen. Die gemessenen Beschleunigungswerte \ddot{z}_A müssten in diesem Fall z.B. im Buffer zwischengespeichert werden und könnten vom kognitiven Operator zu beliebigen Zeitpunkten im Rahmen der Zielgrößenbewertung weiterverarbeitet werden. Da diese Zwischenspeicherung aber erhebliche Speicheranforderungen stellt, wurde das „Bewertungsmodul“ im reflektorischen Operator angeordnet, wo es die Bewertung $(\Phi)_i$ im Rahmen der übrigen Echtzeitverarbeitung aus den vom Controller übertragenen Messwerten \ddot{z}_A berechnet und auf Anforderung der Prozesssteuerung an den kognitiven Operator weiterleitet.

Wie im vorigen Abschnitt beschrieben läuft der eigentliche Lernalgorithmus nicht auf dem Fahrzeug, sondern auf den Bereichskontrollen ab. Die Optimierungsaufgabe kann somit nur im Verbund der verschiedenen reflektorischen Operatoren gelöst werden. Hierzu wird anders als bei Controllern und reflektorischen Operatoren keine hierarchische Kommunikation mit festen Kommunikationskanälen aufgebaut, sondern ein transparentes Netzwerk, bei dem jeder kognitive Operator von allen anderen ähnlich der Kommunikation im Internet über eine zugeordnete PID angesprochen werden kann. Auf den Fahrzeugen wird so für die selbstlernende Sollbahnvorgabe lediglich ein Kommunikationsmodul im kognitiven Operator benötigt, das die Aufgabe hat, den Kontakt mit dem erforderlichen kognitiven Operator einer Bereichskontrolle herzustellen und Bewertungsdaten $(\Phi)_i$ sowie Bahnstützpunkte $((z_{0,K})_i, (l)_i)$ auszutauschen. Das OCM der Bereichskontrollen beschränkt sich auf den kognitiven Operator, der seinerseits über ein Kommunikationsmodul und den eigentlichen Lernalgorithmus verfügt.

Ergebnis

Simulation Zum Test des vorgestellten OCM wurde ein Matlab/Simulink-Modell mit vier Bereichskontrollen und zwei Fahrzeugen aufgebaut. Modelle und Regelungscode wurden dabei so strukturiert, dass trotz der einheitlichen Simulationsumgebung eine möglichst große Unabhängigkeit zwischen den unterschiedlichen OCM gegeben war. Als Anregungsprofil wurden die Höhendaten der NBP-Teststrecke nach Konstruktionsplänen mit einem überlagerten Schienenversatz genutzt.

In der Simulation konnte sowohl die Funktion der Prozesssteuerung als auch der Lernalgorithmus erfolgreich getestet werden. Die Maxima der Zielgröße wurden durch die Optimierung zum Teil um etwa den Faktor 5-6, die maximalen Beschleunigungen auf weniger als die Hälfte reduziert. Die Ergebnisse der Modellstudie und die in Abbildung 4.78 gezeigten Analysen für die Sollbahnvorgabe belegen, welches Potential in der Regelung mit Sollbahnvorgabe und selbstlernender Störgrößenaufschaltung liegt. Dabei kann die OCM-Struktur wie vorgestellt sinnvoll zur strukturierten Implementierung des komplexen Algorithmus genutzt werden. Dennoch zeigten sich bei der Implementierung der Optimierung auch Schwierigkeiten: So war die Konvergenz des verwendeten Algorithmus zum Teil sehr langsam, zum Teil auch nur unzureichend. Hier liegt noch weiteres Verbesserungspotential.

Realisierungsmöglichkeit Können die zum Anfang dieses Abschnitts genannten Verbesserungen am Shuttle durchgeführt werden, so ist eine Implementierung der Regelung mit Sollbahnvorgabe durch Integration des hier vorgestellten OCM in das OCM der MFG Federung nach Abschnitt 4.4.4 ohne weiteres möglich. Hierzu können die Konstruktionsdaten der Trasse für die Regelung ohne weitere Optimierung genutzt werden. Die selbstlernende Störgrößenaufschaltung stellt bei der Realisierung jedoch eine deutlich größere Herausforderung dar. Insbesondere in Bezug auf den Optimierungsalgorithmus müssen hier noch weitere Arbeiten durchgeführt werden.

Kapitel 5

Zusammenfassung und Ausblick

Diese Arbeit stellt die Informationsverarbeitung mit Regelung und Prozesssteuerung für die vollaktive Sekundärfederung des Schienenfahrzeugs Railcab vor, bei der es sich um die weltweit erste vollaktive Sekundärfederung in allen Raumfreiheitsgraden handelt. Die Aktuierung des Systems erfolgt hydraulisch, als Sensoren für die Federung kommen ausschließlich Beschleunigungssensoren am Fahrzeugaufbau zum Einsatz. Die für die Funktion der Federung wichtigen Versorgungsaggregate für Druckluft und Hydraulik werden in die Beschreibung miteinbezogen. Ein besonderer Schwerpunkt liegt auf der verwendeten Strukturierungstechnik zur Gliederung der Informationsverarbeitung in Makromodule mit innerer Mikrostruktur.

Strukturierung

Ausgangspunkt für die Makrostrukturierung der Informationsverarbeitung ist die am Mechatronik Laboratorium Paderborn entstandene mechatronische Aggregation mit den Strukturierungselementen *Mechatronisches Funktionsmodul (MFM)*, *Mechatronische Funktionsgruppe (MFG)* und *Autonomes Mechatronisches System (AMS)*, die anhand einer Bewegungsfunktionshierarchie Top-Down entwickelt wird. Die Integration der in dieser Arbeit vorgestellten Versorgungsfunktionen in die Hierarchie der Bewegungsfunktionen ermöglicht es, die Aggregation sinnvoll auf die Versorgung auszudehnen. Als Strukturierungselemente werden hierzu ergänzend zu MFM und AMS die neu eingeführten Elemente *Hilfsgruppe (HG)* und *Hilfsmodul (HM)* genutzt.

Eine Analyse zeigt, dass die Forderung nach einem informationsverarbeitenden Modul in jedem Strukturierungselement zu einer natürlichen Makrostruktur der Informationsverarbeitung führt, die sich auch auf der zentralen Rechenhardware des Railcabs sinnvoll umsetzen lässt. Aggregatestruktur, Funktionsstruktur und Makrostruktur sind dabei einheitlich aufgebaut. Die Kommunikation zwischen den Aggregaten spiegelt die Baumstruktur von Funktionsstruktur und Aggregatestruktur und die Art des Funktionszusammenhangs wider, wodurch eine hohe Übersichtlichkeit und Wartbarkeit der Informationsverarbeitung bei gleichzeitig hoher Anschaulichkeit erzielt wird.

Das *Operator-Controller-Modul (OCM)* als Mikrostruktur ergänzt die Makrostruktur. Es gliedert die Informationsverarbeitung bzgl. der von ihr zu erfüllenden unterschiedlichen Aufgaben in *Controller*, *reflektorischen Operator* und *kognitiven Operator*. Während der Controller die zeitdiskrete Regelung eines Aggregats implementiert, beinhaltet der reflektorische Operator die ereignisdiskrete Zustandssteuerung mit Ablauf- und Notfallprozessen, eine zeitdiskrete Überwachung und die Berechnung von Sollbahnen eines Aggregats für bestimmte Betriebssituationen. Zur Verbesserung des Systemverhaltens kann der reflektorische Operator anhand von Signalen anderer OCM geeignete Werte für eine Störgrößenaufschaltung bestimmen. Komplexe Optimierungsalgorithmen finden sich im kognitiven Operator.

Der reflektorische Operator bildet als einzige in jedem OCM implementierte Mikroebene mit seiner Ablaufsteuerung das Rückgrat der gesamten Informationsverarbeitung. Die zeitdiskrete Regelung des mechatronischen Gesamtsystems wird durch die Makrostruktur in separate Teilbäume zerlegt, die jeweils eine verallgemeinerte Kaskadenregelung bilden und Eigenschaften von dezentralen und Kaskadenregelungen kombinieren.

Die Entwicklung der Informationsverarbeitung unter Berücksichtigung von Makro- und Mikrostruktur erfolgt in mehreren Schritten. Nach der Ermittlung der Aggregatestruktur als Makrostruktur werden die OCM der verschiedenen Aggregate bottom-up implementiert. Dabei lassen sich vier Makroschritte für die Auslegung der Informationsverarbeitung eines Aggregats unterscheiden, bei denen das Aggregat zunächst separat, anschließend im verbauten Zustand betrachtet wird. In jedem Makroschritt können wiederum bis zu vier Mikroschritte zur Implementierung oder Überarbeitung des jeweiligen OCM durchlaufen werden. Je nach Makroschritt muss ein Mikroschritt intensiv oder auch gar nicht bearbeitet werden. Auf diese Weise werden in den Mikroschritten zunächst der Controller, anschließend die Zustandssteuerung und im dritten Schritt Sollbahnvorgabe und Überwachung entwickelt. Optimierung und andere Elemente zur Verbesserung des Systemverhaltens schließen die OCM-Entwicklung ab.

Federung und Versorgung

Die entwickelten Strukturierungswerkzeuge konnten erfolgreich für die Entwicklung der Informationsverarbeitung von Federung und Versorgung des Railcabs genutzt werden. Anders als in frühen Phasen der Produktentwicklung bei der Prototypen-Entwicklung üblich, wurden Prozesssteuerung und Systemüberwachung von vornherein bei der Auslegung integriert. Die Überwachung des Systems wurde bewusst einfach gehalten, um Regelungsalgorithmen in den Controllern ohne weitere Anpassungen der reflektorischen Operatoren ändern zu können.

Ausgangspunkt für die Reglerentwicklung war die Bestimmung der Makrostruktur anhand einer Funktionsanalyse. Es ergibt sich eine fünfstufige Hierarchie mit dem AMS Fahrzeug an der Spitze. Die aktive Federung basiert auf dem Prinzip der aktiven Feder-Fußpunktverstellung, durch die zusätzliche, aktive Kräfte und Momente auf den Aufbau ausgeübt werden. Der Controller der dem AMS Fahrzeug unterlagerten MFG Federung berechnet die notwendige Fußpunktverstellung in Form eines Verschiebungsvektors zwischen der Aufbaumasse und einer virtuellen, von den oberen Fußpunkten der vier Luftfedern gebildeten Koppelebene. Die Umsetzung des Verschiebungsvektors über die Zylinderbewegungen wird schrittweise durch das unterlagerte MFM Neigetechnik, die unterlagerten zwei MFM Neigemodul und schließlich 10 MFM Zylinder auf unterster Ebene realisiert. Ergänzt wird diese Hierarchie durch Versorgungsaggregate für Hauptdruck, Zwischendruck und Luftdruck, die zusammengefasst in der HG Versorgung dem AMS Fahrzeug zugeordnet werden können.

Versorgung Als Grundlage für die weiteren Arbeiten an der Federung wurden zunächst die Versorgungsaggregate in Betrieb genommen. Die Regelung der Aggregate erfolgt über Zweipunkt- und Dreipunkt-Regler mit Hysterese. Während sich die Wahl dieser Regelungsart für die HM Zwischendruck und Druckluft aus den Steuerungsmöglichkeiten der jeweiligen Regelungsstrecke ergibt, ist für die Regelung des HM Hauptdruck theoretisch auch eine kontinuierliche Regelung z.B. über einen P-Regler möglich. Allerdings verringert die Zweipunkt-Regelung des HM Hauptdruck gegenüber kontinuierlichen Regelungsansätzen die thermische Belastung des Pumpenaggregats und ist daher der kontinuierlichen Regelung vorzuziehen.

Die reflektorischen Operatoren der Versorgungsaggregate werden für die Ablaufsteuerung und eine einfache Fehlerüberwachung genutzt. Zur Fehlerüberwachung hat sich die Erfassung der Zeitdauer der aktiven Regeleingriffe bewährt, die bei einem längeren Eingriff Fehler auslöst. Diese

verhältnismäßig einfache Überwachung lässt sich schnell implementieren und muss nur selten an Änderungen der Regelung angepasst werden, bietet aber gleichzeitig einen soliden Schutz der Aggregate gegenüber Überlastung.

Zylinder, Neigemodul und Neigetechnik Die Entwicklung der Informationsverarbeitung für die MFG Federung und ihre unterlagerten Aggregate erfolgte bottom-up beginnend mit den MFM Zylinder. Bei der Entwicklung der OCM für die MFM Zylinder hat sich die starke Nichtlinearität der verwendeten Ventile als besondere Herausforderung erwiesen. Um auch im für die Federung besonders relevanten Kleinsignalbereich gute Regelungsergebnisse zu erzielen, kann eine linearisierende Regelung erfolgreich eingesetzt werden, die die nichtlinearen Ventil- und Stromverstärkerkennlinien durch inverse Kennfelder ausgleicht. Als linearer Regelungsanteil kommt ein PD-Regler zum Einsatz, der an einem linearen Modell über die Vorgabe einer Sollübertragungsfunktion des geschlossenen Regelkreises parametrisiert wurde. Die Struktur der Zylinderstrecke gewährleistet die stationäre Genauigkeit der Zylinderlage und macht den Verzicht auf integrierende Regleranteile möglich. Eine Analyse mittels des *Relative Gain Arrays* am linearen Gesamtmodell der Federung und die vermessenen Kreuzübertragungsfunktionen zwischen der Sollvorgabe eines Zylinders A und der Bewegung eines Zylinders B zeigen, dass es praktisch nicht zu Wechselwirkungen zwischen den Zylinderreglern kommt.

Die Vorgabe eines Verschiebungsvektors zwischen Aufbau und Koppelebene wird über die Controller der zwei MFM Neigemodul und des MFM Neigetechnik gewährleistet, die mangels Sensoren als Steuerungen ausgeführt sind. Hierzu ist die inverse Kinematik der jeweiligen Module in den Controllern abgebildet. Eine Anpassung der unterlagerten Zylinderdynamik sichert näherungsweise gleiches Übertragungsverhalten der Neigetechnik in allen Raumfreiheitsgraden.

Die reflektorischen Operatoren der Aggregate ermöglichen ein sauberes Anfahren und Ausschalten der Neigetechnik, indem der Fahrzeugaufbau ausgehend von der beim Schaltzeitpunkt vorliegenden Position entlang einer Sollbahn in eine definierte Start- bzw. Endlage verfahren wird. Die Überwachung der Neigetechnik erfolgt ähnlich wie jene der Versorgungsaggregate über eine Zeitbegrenzung von aktiven Eingriffen und Verfahrdauern. Ein zusätzlicher Sicherheitsmodus ermöglicht es, die Neigetechnik zu jedem Zeitpunkt in der gegenwärtigen Lage „einzufrieren“.

Federung und AMS Im OCM der Federung wurden Routinen zur aktiven Dämpfung, zum Kurvenneigen und Querzentrieren des Aufbaus implementiert. Während die aktive Dämpfung über einen geschlossenen Regelkreis im Controller umgesetzt ist, sind Neigen und Querzentrierung als Steuerung auf Basis der Messung von Fahrzeugposition und -geschwindigkeit realisiert. Sie sind im reflektorischen Operator angeordnet.

Zur aktiven Dämpfung wurde eine entkoppelnde Regelungsstruktur entwickelt, die die anhand einer Modalanalyse bestimmten mechanischen Eigenmoden der Aufbaumasse auf den Luftfedern als Koordinaten für die Regelung nutzt. Sie hat sich aufgrund ihrer Anschaulichkeit bestens bezahlt gemacht. Die lokalen Regler in den entkoppelnden Freiheitsgraden bleiben aufgrund der Güte der gegebenen Sensorik auf eine reine Skyhook-Dämpfung beschränkt, eine hohe Filterordnung verhindert die Anregung hochfrequenter Schwingungen.

Die Parameter der Regelung wurden modellgestützt über die Vorgabe eines erlaubten Polgebiets durch eine Optimierung bestimmt. Diese Optimierung wurde zweistufig zunächst an reduzierten Modellen in den entkoppelnden Koordinaten, anschließend am vollständigen Fahrzeugmodell durchgeführt. Ziel war es, alle Pole mindestens mit einem Lehrschen Dämpfungsmaß von 0,3 zu bedämpfen. Dabei stellte sich die Optimierung an den reduzierten Modellen am zielführendsten heraus. Sie lieferte trotz geringeren Aufwands im Vergleich zur Optimierung am vollständigen Fahrzeugmodell die besten Resultate. Das gesteckte Ziel für das Dämpfungsmaß wurde für die

langsamen Moden sehr gut erfüllt, konnte aber für die schnellen Moden Pendeln, hohes Nicken und Wenden aufgrund der langsamen Aktorik nicht ganz erreicht werden.

Das AMS beschränkt sich in der gegenwärtigen Implementierungsstufe auf einen reflektorischen Operator, der als oberstes Element der Makrostruktur die OCM der HG Versorgung und der MFG Federung verknüpft. Es stellt über eine Mensch-Maschine-Schnittstelle Eingriffsmöglichkeiten in den Prozessablauf des Fahrzeugs bereit und umfasst ein zentrales Fehler- und Freigabemanagement.

Experimentelle Ergebnisse Sowohl über Messungen im Stand als auch in Fahrversuchen ließ sich die Funktionsfähigkeit der aktiven Federung nachweisen. Dabei stimmen Simulation und Messung für eine Anregung über die Neigetechnik im Stand gut überein, so dass die im Modell nachgewiesenen Dämpfungswerte praktisch auch am Fahrzeug erreicht werden. Im Fahrversuch erzielt die aktive Federung gegenüber einer passiven Fahrt eine Verringerung der Beschleunigungsstandardabweichung von 16% für Querbewegungen, 22% - 24% für Drehungen um die Fahrzeugachsen und um 41% für die Hubbewegung. Die Verbesserungen der Hubbewegungen liegen allerdings im tieffrequenten Bereich, so dass sie sich bei einer Gewichtung über die menschliche Empfindungskurve gegenüber hochfrequenten Beschleunigungen kaum bemerkbar machen. Aufgrund von hochfrequenten Fahrwerksanregungen fallen daher die guten Verbesserungen in Hubrichtung beim Railcab gegenwärtig kaum ins Gewicht, hier ist zunächst eine Reduzierung dieser Anregungen durch eine Primärfederung notwendig. In Längsrichtung bleiben die Verbesserungen aufgrund der starken Abhängigkeit der Aufbaubeschleunigung von der Beschleunigung durch die Motoren gering.

Die Versuchsfahrten belegen, dass auch die implementierte Neigefunktion voll funktionsfähig ist. Sie kann die mittlere freie Querbeschleunigung bei einer Geschwindigkeit von 5m/s zwischen 0m/s^2 und $0,1\text{m/s}^2$ im Vergleich zu $0,6\text{m/s}^2$ im ungeneigten Zustand halten. Eine Nachregelung zur vollständigen Querbeschleunigungskompensation ist daher nicht notwendig.

Selbstlernende Sollbahnvorgabe Zur weiteren Verbesserung der Federung wurde in dieser Arbeit die Idee entwickelt, den Fahrzeugverbund des Railcab-Systems für eine selbstlernende Sollbahnvorgabe zu nutzen. Hierbei wird eine Störgrößenaufschaltung mit der Vorgabe einer Sollbahn kombiniert, entlang der der Aufbau geführt wird. Intelligente Streckenknoten verwalten die Vorgabedaten der ihnen zugeordneten Streckenabschnitte und nutzen die über die Strecke fahrenden Shuttle, um die Vorgabedaten zu optimieren. Die Optimierung wird durch die kognitiven Operatoren der Streckenknoten und Fahrzeuge ermöglicht, die frei untereinander kommunizieren und die für die Optimierung notwendigen Daten austauschen können. Im Rahmen einer Modellstudie konnte das beschriebene Regelungssystem erfolgreich realisiert und eine deutliche Reduzierung der Aufbaubeschleunigungen erzielt werden.

Ausblick

Die Ergebnisse dieser Arbeiten legen eine Reihe von unterschiedlichen weiterführenden Arbeiten zu Federung und Versorgung des Railcabs nahe, die zum Abschluss kurz an dieser Stelle genannt werden sollen:

- Obwohl die wesentliche Funktionalität der Federung, wie in dieser Arbeit gezeigt, allein über Beschleunigungsaufnehmer am Aufbau dargestellt werden kann, scheint doch eine Erweiterung der Sensorik um Niveausensoren zur Bestimmung des Abstands zwischen Aufbau und Fahrwerk sinnvoll. Diese Sensoren erlauben neben einer Kompensation der Gravitationseinflüsse in den Beschleunigungsaufnehmern eine Niveauregelung und die vollständige Umsetzung des idealen Regelungsgesetzes für aktive Federungen nach Karnopp. Hierdurch

kann insbesondere auch die Lage der Eigenfrequenzen der Aufbaubewegung auf einen für den Komfort notwendigen Wert von ca. 0,9Hz verschoben werden.

- Die gegenwärtig genutzte Hydraulik verzichtet auf Kühler im Hydraulikkreis. Die Arbeiten am Fahrzeug haben gezeigt, dass es hierdurch schnell zur Überhitzung des Öls kommt. Für die Hydraulik der aktiven Federung ist daher eine Kühlung notwendig.
- Um auch die schnellen Moden des Aufbaus besser bedämpfen zu können, ist ein Austausch der verwendeten 3/2-Wegeventile durch schnelle Servoventile ohne positive Überdeckung ratsam. U.U. ist auch die Verwendung von mechanischen Aktoren (z.B. Spindeltriebe) denkbar, über die die benötigten minimalen Bewegungen zur aktiven Dämpfung besser eingeregelt werden können als über die verwendeten hydraulischen Aktoren.
- Im Rahmen einer Analyse ihres Zusammenspiels können Federung und Fahrwerk noch weiter aufeinander abgestimmt werden. Insbesondere ist hier die Integration einer wirksamen Primärfederung zu nennen, die die nicht von der aktiven Sekundärfederung beeinflussten hochfrequenten Beschleunigungen gerade in Vertikalrichtung reduziert.
- Zu guter Letzt bietet sich die Realisierung der vorgestellten selbstlernenden Sollbahnvorgabe am Fahrzeug an. Hierzu sind das OCM der MFG Federung und die Informationsverarbeitung der Streckenknoten in Anlehnung an die vorgestellten OCM zu ergänzen.

Kapitel 6

Anhang

6.1 Beschreibung von Vektortransformationen im SE3

Ist ein Koordinatensystem 2 gegenüber einem Koordinatensystem 1 um den im Koordinatensystem 2 beschriebenen Vektor $\underline{r} = (x, y, z)$ verschoben (\underline{r} zeigt vom Ursprung des Koordinatensystems 1 zum Ursprung des Koordinatensystems 2) und um die Kardanwinkel α, β, γ verdreht, so lässt sich ein Ortsvektor \underline{r}_O^1 im Koordinatensystem 1 durch die Transformation (6.1.1) im Koordinatensystem 2 beschreiben.

$$\underline{r}_O^2 = \underline{\mathbf{T}}^{1 \rightarrow 2}(\alpha, \beta, \gamma) \underline{r}_O^1 - \underline{r} \quad (6.1.1)$$

(Drehmatrix $\underline{\mathbf{T}}^{1 \rightarrow 2}(\alpha, \beta, \gamma)$, siehe z.B. [Hes98]). Durch die Verschiebung um \underline{r} ist eine gestaffelte Umrechnung von einem Koordinatensystem 1 über ein Koordinatensystem 2 auf ein Koordinatensystem 3 umständlich. Kompakter kann die Transformation über eine vierdimensionale Beschreibung in der Gruppe $SE(3)$ aller Bewegungen eines starren Körpers erfolgen [MLS94], [Rit06]. Hierzu werden Ortsvektoren \underline{r} nach (6.1.2) notiert.

$$\underline{r}_{O,SE3} = \begin{pmatrix} \underline{r} \\ 1 \end{pmatrix} \quad (6.1.2)$$

Die Transformation (6.1.1) lässt sich über die Drehmatrizen der $SE(3)$ kompakt formulieren:

$$\underline{r}_{O,SE3}^2 = \underline{\mathbf{T}}_{SE3}^{1 \rightarrow 2}(x, y, z, \alpha, \beta, \gamma) \underline{r}_{O,SE3}^1 \quad (6.1.3)$$

$\underline{\mathbf{T}}_{SE3}^{1 \rightarrow 2}$ ist dabei wie folgt aufgebaut:

$$\underline{\mathbf{T}}_{SE3}^{1 \rightarrow 2}(x, y, z, \alpha, \beta, \gamma) = \left(\begin{array}{c|c} \underline{\mathbf{T}}^{1 \rightarrow 2}(\alpha, \beta, \gamma) & \begin{pmatrix} -x \\ -y \\ -z \end{pmatrix} \\ \hline 0 & 1 \end{array} \right) \quad (6.1.4)$$

Beschreibt $\underline{\mathbf{T}}_{SE3}^{1 \rightarrow 2}$ die Transformation eines Ortsvektors von einem Koordinatensystem 1 in ein Koordinatensystem 2, $\underline{\mathbf{T}}_{SE3}^{2 \rightarrow 3}$ die Transformation aus dem Koordinatensystem 2 in ein Koordinatensystem 3, so lässt sich die Transformation aus dem Koordinatensystem 1 in das Koordinatensystem 3 über Multiplikation gewinnen:

$$\underline{\mathbf{T}}_{SE3}^{1 \rightarrow 3} = \underline{\mathbf{T}}_{SE3}^{2 \rightarrow 3} \underline{\mathbf{T}}_{SE3}^{1 \rightarrow 2} \quad (6.1.5)$$

6.2 Zustandsmaschinen

Die Darstellung von Zustandsmaschinen in dieser Arbeit lehnt sich an die Stateflow-Darstellung der Entwicklungsumgebung Matlab/Simulink nach [Mat01] an (Abbildung 6.1):

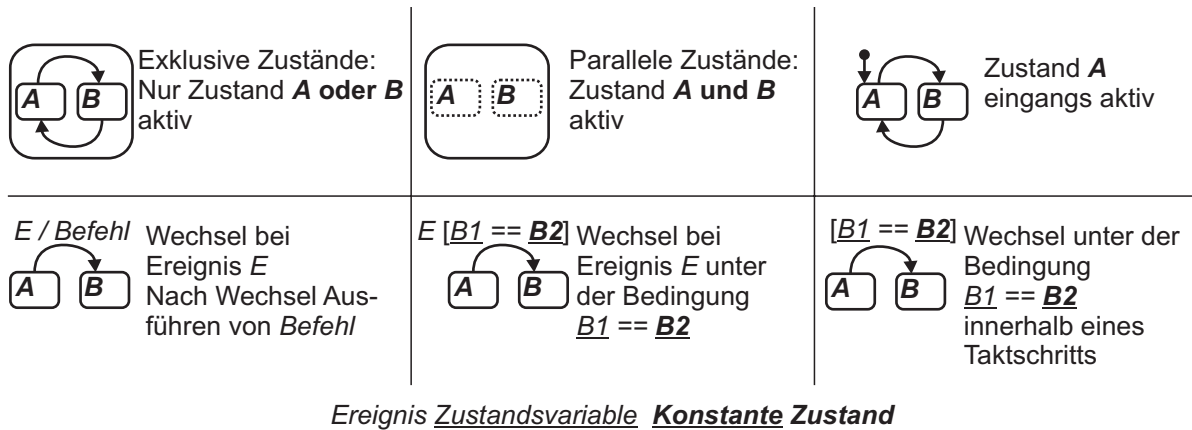


Abbildung 6.1: Erläuterung zur Notation der Zustandsmaschinen

Zustandsmaschinen beschreiben Zustände und die zwischen ihnen möglichen Übergänge. Zustände können hierarchisch angeordnet werden, so dass ein Zustand in verschiedene Teilzustände untergliedert ist. Dabei wird zwischen parallelen (gepunktete Umrahmung) und exklusiven Zuständen (durchgehende Umrahmung) unterschieden. Parallele Zustände einer Ebene sind gleichzeitig aktiv, während immer nur ein exklusiver Zustand einer Ebene aktiv sein kann. Parallele Zustände werden in der Regel dazu genutzt, exklusive Zustände in Gruppen zusammenzufassen, in denen jeweils ein Zustand aktiv ist. Der zu Beginn aktive Zustand wird durch einen Pfeil angezeigt, dessen Linienanfang frei liegt.

Mögliche Übergänge zwischen zwei Zuständen werden durch einen Pfeil gekennzeichnet. Eine Transition entlang eines Übergangs wird durch ein Ereignis ausgelöst. Sie ist nur erfolgreich, wenn die in eckigen Klammern hinzugefügten Randbedingungen erfüllt sind. Fehlt bei einem Übergang die Angabe eines Ereignisses, so dass nur eine Randbedingung angegeben ist, so wird diese Bedingung in einem von außen vorgegebenen festen Takt überprüft. Die Transition erfolgt, wenn die Bedingung in einem Taktschritt erfüllt ist. Bei erfolgreicher Transition werden die hinter einem Schrägstrich aufgeführten Befehle ausgeführt. Beim Eintritt in einen Zustand werden die Befehle nach dem Schlüsselwort „Eintritt:“, beim Verlassen des Zustands die Befehle hinter dem Schlüsselwort „Austritt:“ ausgeführt.

Bei einem Befehl kann es sich um eine Zuweisung oder Rechnung, aber auch um ein einfaches Ereignis handeln, das zu dem gegebenen Zeitpunkt ausgelöst werden soll. Die Notation von Rechnungen, Zuweisungen und Vergleichen entspricht der Programmiersprache C.

Als Bedingung kann ein Übergang voraussetzen, dass innerhalb eines überlagerten Zustands B ein bestimmter Teilzustand A aktiv ist. Diese Bedingung wird über $[B \text{ in } A]$ abgefragt.

6.3 Verwendete Blockschaltbilder

Tabelle 6.1 zeigt die in dieser Arbeit verwendeten Funktionsblöcke und ihre Bedeutung.

Tabelle 6.1: Funktionsblöcke




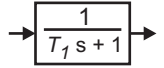


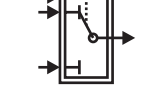

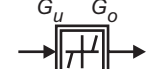









Funktionsblock	Bedeutung
	Summe oder Differenz (bei Angabe eines Minus-Zeichens an einem Signal)
	Produkt oder Quotient (bei Angabe eines Bruchzeichens an einem Signal)

Tabelle 6.1: Funktionsblöcke (fortgesetzt)

Funktionsblock	Bedeutung
	Lineare Verstärkung
	Lineare Übertragungsfunktion im Laplace-Bereich
	Nichtlineare Funktion $y = A(u)$
	Hysterese
	Schalter, Umschaltung zwischen den Signalen in Abhängigkeit von s
	Totzeit T
	Totzone zwischen G_u und G_o
	Signum-Funktion ($\text{signum}(0) = 0$)
	Kennfeld
	Betragsquadrat
	Obere und untere Begrenzung des Eingangssignals
	Zusammenfassen zweier Signale zu einem Vektor
	Oder-Verknüpfung der Eingangssignale, unteres Eingangssignal negiert
	Zustandsmaschine
	Informationsverarbeitendes (IV)-Modul (Operator-Controller-Modul)
	Sensor-Element (Ausgabe des am grauen Punkt abgegriffenen Signals)

7 Literaturverzeichnis

- [AAVD02] ANANTHAKRISHNAN, S., SUNIL AGRAWAL, RAVINDER VENUGOPAL und MAHMOUD DEMERI: *RCS Based Hardware-in-the-loop Intelligent System Design and Performance Measurement*. In: *IEEE Performance Metrics for Intelligent Systems (PerMIS'02)*, Gaithersburg, MD, August 2002.
- [ADG89] ACKER, B., W. DARENBERG und H. GALL: *Aktive Feder für Personenwagen*. O+P, Ölhydraulik und Pneumatik, 33(11), 1989.
- [ÅW89] ÅSTRÖM, KARL JOHAN und BJÖRN WITTENMARK: *Adaptive Control*. Addison-Wesley Publishing Company, Reading, Ma, 1989.
- [Bec03] BECKER, MICHAEL: *Mechatronischer Entwurf eines reversierenden, hydraulischen Antriebsaktors für die aktive Fahrzeugfederung*. Nummer 555 in *Reihe 12: Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik*. VDI Verlag, Düsseldorf, 2003.
- [BP97] BEITZ, W. und G. PAHL: *Konstruktionslehre - Methoden und Anwendung*. Springer, Berlin, 4 Auflage, 1997.
- [Bri66] BRISTOL, E. H.: *On a New Measure of Interactions for Multivariable Process Control*. *IEEE Transactions on Automatic Control*, AC-11:133–134, 1966.
- [Bru05] BRUNNER, U.: *Modellbasierter Entwurf von Steuerungen und Regelungen*. In: *4th International Symposium on Automatic Control*, Wismar, Germany, 2005.
- [BSMM93] BRONSTEIN, ILJA N., KONSTANTIN A. SEMENDJAJEW, GERHARD MUSIOL und HEINER MÜHLIG: *Taschenbuch der Mathematik*. Verlag Harri Deutsch, Frankfurt a.M., 1993.
- [BWSS98] BEYDOUN, ALI, LE YI WANG, JING SUN und SHIVA SIVASHANKAR: *Hybrid Control of Automotive Powertrain Systems: A Case Study*. In: *HSCC*, Seiten 33–48, 1998.
- [BZ04] BOLCH, GUNTER und ULRICH ZAHNER: *Steuerung Technischer Prozesse I (Prozessautomatisierung)*. Skriptum zur Vorlesung, Universität Erlangen-Nürnberg, 2004.
- [CDR01] CHELI, F., G. DIANA und F. RESTA: *Numerical Model of a Tilting Body Railway Vehicle Compared with Rig and on Track Tests*. *Vehicle Systems Dynamics*, 35(6):417–442, 2001.
- [DA88] DUKKIPATI, RAO V. und JOSEPH R. AMYOT: *Computer-aided Simulation in Railway Dynamics*. Marcel Dekker, Inc., New York, 1988.
- [Dan00] DANGELMAIER, WILHELM: *Logistikkonzeptionen für einen höheren Kundennutzen*. Nummer 82 in *HNI-Verlagsschriftenreihe*. Heinz Nixdorf Institut, Paderborn, 2000.
- [DIN99] DIN DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG: *Fahrkomfort für Fahrgäste - Messung und Auswertung*, 1999. DIN V ENV 12299: 1999-06.

- [Don01] DONAHUE, MARK D.: *Implementation of an Active Suspension, Preview Controller for Improved Ride Comfort*. Diplomarbeit, The University at Berkeley, April 2001.
- [DRS99] DIERKES, ULRICH, RAINER RASCHE und JÜRGEN SEUSS: *MOPO-Benutzerhandbuch*. Mechatronik Laboratorium Paderborn (MLaP), Paderborn, 1999.
- [Eas05] EAST JAPAN RAILWAY COMPANY, Tokyo: *New Frontier Express - Annual Report 2005*, 2005.
- [EHLS01] ETTINGSHAUSEN, CLEMENS, THORSTEN HESTERMEYER, JOACHIM LÜCKEL und PHILIPP SCHLAUTMANN: *Entwurfs- und Modellierungsstruktur der Mechatronik am Beispiel der Neuen Bahntechnik Paderborn*. In: *ASIM 2001*, Paderborn, 2001.
- [EHO03] ETTINGSHAUSEN, CLEMENS, THORSTEN HESTERMEYER und STEFAN OTTO: *Aktive Spurführung und Lenkung von Schienenfahrzeugen*. In: *6. Magdeburger Maschinenbautage, Intelligente technische Systeme und Prozesse - Grundlagen, Entwurf, Realisierung*, Magdeburg, September 2003.
- [Ehr95] EHRENSPIEL, KLAUS: *Integrierte Produktentwicklung - Methoden für Prozeßorganisation, Produkterstellung und Konstruktion*. Carl Hanser Verlag, München, 1995.
- [Fer92] FERGUSON, I. A.: *TouringMachines: Autonomous Agents with Attitudes*. IEEE Computer, 5:51–55, 1992.
- [FGK⁺04] FRANK, URSULA, HOLGER GIESE, FLORIAN KLEIN, OLIVER OBERSCHELP, ANDREAS SCHMIDT, BERND SCHULZ, HENNER VÖCKING und KATRIN WITTING: *Selbstoptimierende Systeme des Maschinenbaus - Definitionen und Konzepte*. Nummer 155 in *HNI-Verlagsschriftenreihe*. Heinz Nixdorf Institut, 2004.
- [Föl93] FÖLLINGER, OTTO: *Nichtlineare Regelungen I - Grundbegriffe der Zustandsebene*. R. Oldenburg Verlag, München, 7 Auflage, 1993.
- [Föl94] FÖLLINGER, OTTO: *Regelungstechnik: Einführung in die Methoden und ihre Anwendung*. Hüthig, 8 Auflage, 1994.
- [GK90] GOODALL, R.M. und W. KORTÜM: *Active Suspensions for Railway Vehicles - an Avoidable Luxury or an Inevitable Consequence?* In: *World congress on Railway Research*, Seiten 219–225, Köln, 1990.
- [GK02] GOODALL, ROGER und W. KORTÜM: *Mechatronic Developments for Railway Vehicles of the Future*. Control Engineering Practice, 10:887–898, 2002.
- [Goo97] GOODALL, R.M: *Active Railway Suspensions: Implementation Status and Technological Trends*. Vehicle System Dynamics, 28:87–117, 1997.
- [Hac99] HACHMANN, U.: *Advanced Bogies - Aktive Federung im Schienenfahrzeug*. In: *Adaptive Congress*, Potsdam, 1999.
- [Hah99] HAHN, MARTIN: *OMD-Ein Objektmodell für den Mechatronikentwurf, Anwendung in der objektorientierten Modellbildung mechatronischer Systeme unter Verwendung von Mehrkörpersystemformalismen*. Nummer 299 in *Reihe 20: Rechnerunterstützte Verfahren*. VDI Verlag Düsseldorf, 1999.
- [Hai02] HAIGERMOSER, ANDREAS: *Schienenfahrzeuge*. Vorlesungsskript zur Lehrveranstaltung 310.214 an der Technischen Universität Graz, 2002.

- [HBN01] HESTERMEYER, THORSTEN, MICHAEL BECKER und NORBERT NEUENDORF: *Nicht-lineare ABC-Regelungen mit Operator-Controller-Struktur, abgestimmt auf Führung und Störung der Straße*. In: *Driveability*, Essen, 2001. Haus der Technik.
- [HD04] HORN, MARTIN und NICOLAOS DOURDOUMAS: *Regelungstechnik - Rechnerunterstützter Entwurf zeitkontinuierlicher und zeitdiskreter Regelkreise*. Pearson Studium, München, 2004.
- [Hec05] HECHT, MARKUS: *Qualität, Umwelt, Sicherheit - potenzielle Beiträge der Eisenbahntechnik zur Effizienzsteigerung*. Einführung zum Workshop (3.2) auf dem 2.ÖPNV-Innovationskongress, 2005.
- [Hen03] HENKE, MARKUS: *Antrieb mit doppeltgespeistem Linearmotor für ein spurgeführtes Bahnfahrzeug*. Nummer 533 in *VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 12: Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik*. VDI Verlag Düsseldorf, 2003.
- [Hes98] HESTERMEYER, THORSTEN: *Entwicklung und Implementierung einer Regelung zur magnetischen Lagerung eines hochpräzisen Mehrkoordinatenantriebes*. Diplomarbeit, Universität Paderborn, MLaP, Dezember 1998.
- [Hes00] HESTERMEYER, THORSTEN: *Entwurf, Implementierung und Realisierung einer modellgestützten Regelung für ein Fahrzeug mit volltragendem aktivem Fahrwerk und Motorpumpeneinheiten*. Diplomarbeit, Universität Paderborn, MLaP, Juli 2000.
- [HES03] HESTERMEYER, THORSTEN, CLEMENS ETTINGSHAUSEN und PHILIPP SCHLAUTMANN: *Aktive Federung für Schienenfahrzeuge - Systemaufbau, Regelung und Realisierung*. In: *5. VDI Mechatroniktagung 2003 - Innovative Produktentwicklung*, Fulda, 2003.
- [Hes04] HESPANHA, JOÃO P.: *Stabilization through Hybrid Control*. Encyclopedia of Life Support Systems (EOLSS), Developed under the Auspices of the UNESCO, Eolss Publishers, Oxford ,UK, [<http://www.eolss.net>], 2004.
- [Hes05] HESTERMEYER, THORSTEN: *Beschreibung des Federungsreglers*. Technischer Bericht, Universität Paderborn, 2005.
- [HGP01] HEIMANN, B., W. GERTH und K. POPP: *Mechatronik*. Carl Hanser Verlag, Leipzig, 2001.
- [HKT95] HIRATA, TOSHIAKI, SATOSHI KOIZUMI und RYOICHI TAKAHASHI: *H_∞ Control of Railroad Vehicle Active Suspension*. *Automatica*, 31(1):13–24, 1995.
- [HM02] HESPANHA, JOÃO P. und A. STEPHEN MORSE: *Switching between Stabilizing Controllers*. *Automatica*, 38:1905–1917, 2002.
- [HMO04] HESTERMEYER, THORSTEN, ECKEHARD MÜNCH und OLIVER OBERSCHELP: *Sollbahn-Planung für schienengebundene Fahrzeuge*. In: *VDI-Tagung Berechnung und Simulation im Fahrzeugbau*, Würzburg, September 2004.
- [HMS04] HESTERMEYER, THORSTEN, ECKEHARD MÜNCH und ERIKA SCHÄFER: *Model-based Online Parameter Optimization*. In: *3rd IFAC Symposium on Mechatronic Systems*, Maly Beach, Sydney, Australia, 2004.
- [HNHS94] HONEKAMP, UWE, ROLF NAUMANN, CARSTEN HOMBURG und C. SCZYRBA: *Ein Konzept zur parallelen Echtzeitsimulation mechatronischer Systeme*. In: FLIEGER, R. und R. GREBE (Herausgeber): *Parallele Datenverarbeitung aktuell, Proceedings zum 6. Transputer-Anwender-Treffen*, Aachen, 1994.

- [HO03] HESTERMEYER, THORSTEN und OLIVER OBERSCHELP: *Selbstoptimierende Fahrzeugregelung - Verhaltensbasierte Adaption*. In: *Intelligente mechatronische Systeme*, Band 122 der Reihe *HNI-Verlagsschriftenreihe*. Heinz Nixdorf Institut, 2003.
- [HOG04] HESTERMEYER, THORSTEN, OLIVER OBERSCHELP und HOLGER GIESE: *Structured Information Processing for Self-Optimizing Mechatronic Systems*. In: *1st International Conference on Informatics in Control, Automation and Robotics (ICINCO)*, Setubal, Portugal, August 2004.
- [Hon98] HONEKAMP, UWE: *IPANEMA - Verteilte Echtzeit-Informationsverarbeitung in mechatronischen Systemen*. Nummer 267 in *VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 20: Rechnerunterstützte Verfahren*. VDI Verlag, Düsseldorf, 1998.
- [HSE02] HESTERMEYER, THORSTEN, PHILIPP SCHLAUTMANN und CLEMENS ETTINGSHAUSEN: *Active Suspension System for Railway Vehicles - System Design and Kinematics*. In: *IFAC Conference on Mechatronic Systems*, Berkeley, CA, USA, Dezember 2002.
- [HSNL97] HONEKAMP, UWE, RALF STOLPE, ROLF NAUMANN und JOACHIM LÜCKEL: *Structuring Approach for Complex Mechatronic Systems*. In: *30th ISATA Conference on Mechatronics*, Florence, Italien, 1997.
- [IML91] ISERMANN, ROLF, DRAGO MATKO und KARL-HEINZ LACHMANN: *Adaptive Control Systems*. Prentice Hall, Herfordshire, 1991.
- [Ioa98] IOANNOU, PETROS: *Evaluation and Analysis of Automated Highway System Concepts and Architectures*. California PATH Research Report UCB-ITS-PRR-98-12, University of Southern California, 1998.
- [Ise91] ISERMANN, ROLF: *Identifikation dynamischer Systeme 1 - Grundlegende Methoden*. Springer-Verlag, Berlin, 1991.
- [Ise96] ISERMANN, ROLF: *Modellgestützte Überwachung und Fehlerdiagnose Technischer Systeme Teil 1*. atp - Automatisierungstechnische Praxis, 38:10-20, Mai 1996.
- [ISO97] ISO INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION: *Mechanical Vibration and Shock - Evaluation of Human Exposure to Whole-body Vibration - General Requirements*, 1997. ISO 2631-1:1997(E).
- [iXt] IXTRONICS GMBH, Paderborn: *CAMeL-View User Guide R5.0*.
- [Jäk90] JÄKER, KARL-PETER: *Entwicklung realisierbarer hierarchischer Kompensatorstrukturen für lineare Mehrgrößensysteme mittels CAD*. Doktorarbeit, Universität - Gesamthochschule - Paderborn, 1990.
- [Kar78] KARNOPP, D.C.: *Are Active Suspensions Really Necessary?* In: *ASME winter meeting*, San Francisco, 1978. Paper 78-WA/DE-12.
- [KFKK03] KUSTOSCH, MARIO, RASMUS FREI, WERNER KIND und RAINER KALLENBACH: *Flexible Markencharakterisierung mit der Cartronic-Systemarchitektur*. Auto & Elektronik, Seiten 2-6, Januar 2003.
- [KH02] KLOTZBACH, S. und H. HENRICHFREISE: *Ein nichtlineares Reibmodell für die numerische Simulation reibungsbehafteter mechatronischer Systeme*. In: *ASIM 2002, 16. Symposium Simulationstechnik*, Rostock, September 2002.

- [KKS⁺04] KOCH, MARKUS, BERND KLEINJOHANN, ANDREAS SCHMIDT, PETER SCHEIDELER, ALEXANDER SASKEVIC, ECKEHARD MÜNCH, ALFONSO GAMBUZZA, OLIVER OBERSCHELP und THORSTEN HESTERMEYER: *Neuro-Fuzzy Approaches for Self-Optimizing Concepts and Structures of Mechatronic Systems*. In: *International Conference on Computing, Communications and Control Technologies (CCCT2004)*, Austin, Texas, August 2004.
- [Kl05] KLÖCKNER STAHL- UND METALLHANDEL GMBH, Düsseldorf: *Klöckner Konstruktionshandbuch - Oberbau*, 2005.
- [Koc98] KOCH, THORSTEN: *Entwurf und Implementierung von Fahr- und Regelstrategien für ein automatisiertes Schaltgetriebe auf Basis hybrider Modelle und Erprobung an einem Shift-by-Wire-Prüfstand*. Diplomarbeit, Mechatronik Laboratorium Paderborn, Universität-GH Paderborn, 1998.
- [KZS02] KOCH, THORSTEN, MAURO ZANELLA und JOACHIM SCHMITZ: *X-mobile - erste physikalische Realisierung eines innovativen Stadtzubringers*. Konstruktion, Seite 43ff, Juli/August 2002.
- [Lüc92] LÜCKEL, JOACHIM: *The Concept of Mechatronic Function Modules Applied to Compound Active Suspension Systems*. Vortrag beim Symposium: *Research Issues in Automotive Integrated Chassis Control Systems*, International Symposium for Vehicle System Dynamic, 1992.
- [Lüc00] LÜCKEL, JOACHIM: *Systemkonzept Neue Bahntechnik Paderborn*. Nummer 82 in *HNI-Verlagsschriftenreihe*. Heinz Nixdorf Institut, Paderborn, 2000.
- [Lüc04] LÜCKEL, JOACHIM: *Mechatronik - Eine Einführung zur Vorlesung: Grundlagen der Regelungstechnik*. Vorlesungsumdruck, MLaP - Universität Paderborn, 2004.
- [LEHS02] LÜCKEL, JOACHIM, CLEMENS ETTINGSHAUSEN, THORSTEN HESTERMEYER und PHILIPP SCHLAUTMANN: *Neue Bahntechnik Paderborn - Eine Anwendung der verallgemeinerten Kaskade*. In: *First International Symposium on Mechatronics (ISOM 2002)*, Chemnitz, 2002.
- [LH05] LIU-HENKE, XIABO: *Mechatronische Entwicklung der aktiven Feder-/Neigtechnik für das Schienenfahrzeug RailCab*. Nummer 589 in *VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 12: Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik*. VDI Verlag Düsseldorf, 2005.
- [LHL01] LÜCKEL, JOACHIM, THORSTEN HESTERMEYER und XIABO LIU-HENKE: *Generalization of the Cascade Principle in View of a Structured Form of Mechatronic Systems*. In: *IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM 2001)*, Band 1, Como, Italy, 2001.
- [LK05] LÜCKEL, JOACHIM und THORSTEN KOCH: *Funktionsorientierter Entwurf mechatronischer Systeme*. Skript zur Vorlesung, MLaP - Universität Paderborn, 2005.
- [LW95] LUTZ, HOLGER und WOLFGANG WENDT: *Taschenbuch der Regelungstechnik*. Verlag Harri Deutsch, Frankfurt a.M., 1995.
- [LW97] LÜCKEL, JOACHIM und JÖRG WALLASCHECK: *Functional Modelling and Simulation in Mechanical Design and Mechatronics*. In: *2nd MATHMOD Vienna*, Technische Universität Wien, Österreich, 1997.
- [Mat01] THE MATHWORKS INC.: *Stateflow For State Diagram Modeling*, Juni 2001.
- [MG00] MEI, T. X. und R. M. GOODALL: *Modal Controllers for Active Steering of Railway Vehicles with Solid Axle Wheelsets*. *Vehicle System Dynamics*, 34:25–41, 2000.

- [MK96] MORYS, BERNHARD und HELGE-BJÖRN KUNTZE: *Entstehung und Ausregelung von Strukturschwingungen bei Hochgeschwindigkeitszügen verursacht durch Radunrundheiten*. In: *GMA-Kongreß '96 Meß- und Automatisierungstechnik*, Baden-Baden, September 1996.
- [MLS94] MURRAY, R.M., Z. LI und S. S. SASTRY: *A Mathematical Introduction to Robotic Manipulation*. CRC Press, London, 1994.
- [Mün03] MÜNCH, ECKEHARD: *Mehrgrößentheorie-Algorithmusentwicklung und Anwendung an der Spurführung der NBP (Neue Bahntechnik Paderborn)*. Diplomarbeit, Mechatronik Laboratorium Paderborn (MLaP), Universität Paderborn, 2003.
- [MS03] MIYAMOTO, M. und Y. SUDA: *Recent Research and Development on Advanced Technologies of High-Speed Railways in Japan*. *Vehicle Systems Dynamics*, 40(1-3):55–99, 2003.
- [MS04] MARSISKE, H.A. und B. SCHMIDT: *Hunger, Wut und Müdigkeit - Softwareagenten mit Emotionen*. *ct magazin für computer technik*, (2):82–83, 2004.
- [MSA86] MANOUSIOUTHAKIS, V., R. SAVAGE und Y. ARKUN: *Synthesis of Decentralized Process Control Structures Using the Concept of Block Relative Gain*. *AIChE Journal*, 32:991–1003, 1986.
- [MSF05] MANN, HEINZ, HORST SCHIFFELGEN und RAINER FRORIEP: *Einführung in die Regelungstechnik*. Hanser Verlag, München, 2005.
- [Mur01] MURRENHOF, HUBERTUS: *Grundlagen der Fluidtechnik, Teil 1: Hydraulik*. Institut für fluidtechnische Antriebe und Steuerungen, IFAS, Aachen, 2001.
- [MVFF01] MARTI, P., R. VILLA, J. M. FUERTES und G. FOHLER: *On Real-Time Control Tasks Schedulability*. In: *Proceedings of the European Control Conference*, Seiten 2227–2232, Porto, Portugal, September 2001.
- [Nat92] NATKE, HANS GÜNTHER: *Einführung in Theorie und Praxis der Zeitreihen- und Modalanalyse*. Vieweg Verlag, Wiesbaden, 3 Auflage, 1992.
- [Nau00] NAUMANN, ROLF: *Modellierung und Verarbeitung vernetzter intelligenter mechatronischer Systeme*. Nummer 318 in *VDI-Fortschrittsberichte, Reihe 20*. VDI Verlag, Düsseldorf, 2000.
- [NR98] NAUMANN, ROLF und RAINER RASCHE: *Description and Simulation of Hybrid Mechatronic Systems*. In: *International Workshop on Hybrid Systems: Computation and Control*, Berkeley, CA, April 1998.
- [OH01] OTTO, STEFAN und THORSTEN HESTERMEYER: *List of Requirements for the Project „Active Carbody Control“*. Technischer Bericht, Bombardier Transportation und Universität Paderborn, 2001.
- [OHG04] OBERSCHELP, OLIVER, THORSTEN HESTERMEYER und HOLGER GIESE: *Strukturierte Informationsverarbeitung für selbstoptimierende Systeme*. In: *Intelligente Mechatronische Systeme 2004*, Paderborn, März 2004.
- [OHKK02] OBERSCHELP, OLIVER, THORSTEN HESTERMEYER, BERND KLEINJOHANN und LISA KLEINJOHANN: *Design of Self-Optimizing Agent-Based Controllers*. In: *CfP Workshop 2002 - Agent-Based Simulation 3*, Passau, 7-9 April 2002.

- [OW01] OTTO, STEPHAN und JÖRG WALLASCHECK: *Active Steering and Active Suspension in a Running Gear with a Linear Drive*. In: *World Congress on Railway Research*, Köln, 2001.
- [Pan84] PANTHER, M.: *Identifikation physikalischer Systemparameter mechanisch-hydraulischer Mehrgrößensysteme*. Nummer 76 in *VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 8*. VDI Verlag Düsseldorf, 1984.
- [PGMH04] PEARSON, J. T., R. M. GOODALL, T. X. MEI und G. HIMMELSTEIN: *Active Stability Control Strategies for a High Speed Bogie*. *Control Engineering Practice*, 12:1381–1391, 2004.
- [Pot05] POTTHARST, ANDREAS: *Energietechnik und Leittechnik einer Anlage mit Linearmotor getriebenen Bahnfahrzeugen*. Doktorarbeit, Universität Paderborn, 2005.
- [Rat00] RATH, BERNHARD: *Die Neigetchnik - neues System für BR 605*. In: *ICE T - BR 411, 415 und 605*, Seiten 78–83. DB Reise&Touristik AG Konsortium ICE T, 2000.
- [Rit06] RITTER, HELGE: *Vorlesung: Vertiefung Robotik, Kapitel 1: Screw Theory*. Skript zur Vorlesung, Universität Bielefeld, Technische Fakultät, 2006.
- [Rod91] RODENACKER, W. G.: *Methodisches Konstruieren*. Nummer 27 in *Konstruktionsbücher*. Springer, Berlin, 4. Auflage, 1991.
- [Rut87] RUTZ, RÜDIGER: *Entwurf eines komplexen Mehrgrößenreglers für die aktive Federung eines geländegängigen Nutzfahrzeuges*. Diplomarbeit, MLaP, University of Paderborn, 1987.
- [Rut98] RUTZ, R.: *Prozeßbasierte Entwurfswerkzeuge für mechatronische Systeme und Anwendungen in der Fahrwerksregelung*. Doktorarbeit, Universität Paderborn, MLaP, 1998.
- [SBR⁺01] STREITER, R., M. BOLLER, B. RIEGE, R. SCHNEIDER und G. HIMMELSTEIN: *Active Lateral Suspension for High Speed Trains - A Step towards the Mechatronic Bogie*. In: *World Congress on Railway Research*, Köln, 2001.
- [Sch89] SCHWEITER, G.: *Mechatronik - Aufgaben und Lösungen*. Nummer 78 in *VDI-Berichte*. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1989.
- [Sch05] SCHULZ, EDUARD: *Modellierung, Analyse und Reglerentwurf eines neuartigen hydropneumatischen Federbeins für ein aktives Fahrwerk*. Diplomarbeit, Universität Paderborn, MLaP-RtM, 2005.
- [Si02] *Static Friction Phenomena*. Hilfe zum Programm 20-sim 3.2, 2002.
- [SKL97] SAUER, BERND, BOLKER KOTTENHAN und HANS-PETER LANG: *Schneller reisen mit moderner Neigetchnik - Die Baureihe 611 der Deutschen Bahn AG*. *ZEV + DET Glaser Annalen*, 121(2/3):107–120, Februar/März 1997.
- [SP96] SKOGESTAD, SIGURD und IAN POSTLETHWAITE: *Multivariable Feedback Control - Analysis and Design*. John Wiley & Sons, New York, 1996.
- [SR03] SCHWARZ, RALF und PETER RIETH: *Global Chassis Control - Systemvernetzung im Fahrwerk*. *at - Automatisierungstechnik*, 51:300–312, Juli 2003.
- [SSW03] SCHÄFER, ERIKA, PHILIPP SCHLAUTMANN und ANDREAS WIELENBERG: *Ölhydraulik - Grundlagen der Ölhydraulik und ihre Anwendung in mechatronischen Systemen - Skript zur Vorlesung Wintersemester 2003/2004*. Universität Paderborn, MLaP, Paderborn, 2003.

- [Sto04] STOLPE, RALF: *Verteilte kommunizierende mechatronische Funktionsmodule - Von der mechatronisch funktionalen Modularisierung bis zur verteilten HIL-Realisierung*. Doktorarbeit, Universität Paderborn, MLaP, 2004.
- [Str96] STREITER, R.H.: *Entwicklung und Realisierung eines analytischen Regelkonzeptes für eine aktive Federung*. Doktorarbeit, Technische Universität Berlin, 1996.
- [SZ98] STOLPE, RALF und MAURO CÉSAR ZANELLA: *A Distributed Hardware-in-the-Loop Simulation Environment in Use on a Testbed of a Series Hybrid Drive*. In: *12th European Simulation Multiconference ESM98*, Manchester, UK, 1998.
- [SZ03] SCHÄUFFELE, JÖRG und THOMAS ZURAWKA: *Automotive Software Engineering - Grundlagen, Prozesse, Methoden und Werkzeuge*. Vieweg, Wiesbaden, 2003.
- [Tay99] TAYLOR, J. G.: *Towards the Networks of the Brain: from Brain Imaging to Consciousness*. Neural Networks - 1999 Special Issue „Organisation of Computation in Brain-like Systems“, 12(7-8), 1999.
- [TKS02] TANIFUJI, KATSUYA, SATOSHI KOIZUMI und RYO-HEI SHIMAMUNE: *Mechatronics in Japanese Rail Vehicles: Active and Semi-active Suspensions*. Control Engineering Practice, 10:999–1004, 2002.
- [Toe02] TOEPPER, STEPHANIE: *Die mechatronische Entwicklung des Parallelroboters TriPlanar*. Nummer 966 in *Reihe 8: Meß-, Steuerungs- und Regelungstechnik*. VDI Verlag, Düsseldorf, 2002.
- [Tol01a] TOLLE, HENNING: *Autonomieerhöhung durch Lernen - Teil I: Grundsätzliches und Lernen im motorischen Bereich*. at - Automatisierungstechnik, Seiten 195–205, Mai 2001.
- [Tol01b] TOLLE, HENNING: *Autonomieerhöhung durch Lernen - Teil II: Erlernen von Heuristiken, Planungs- und Kommunikationsgrundlagen*. at - Automatisierungstechnik, Seiten 260–270, Juni 2001.
- [Tom00] TOMIZUKA, M.: *Mechatronics: From the 20th to 21st Century*. In: *1. IFAC Conference on Mechatronic Systems*, Band I, 2000.
- [Trä04] TRÄCHTLER, ANSGAR: *Integrated Vehicle Dynamics Control Using Active Brake, Steering and Suspension Systems*. Int. J. Vehicle Design, 36(1):1–12, 2004.
- [Vöc03] VÖCKING, HENNER: *Multirate-Verfahren und Umschaltstrategien für verteilte Reglersysteme*. Diplomarbeit, Universität Paderborn, MLaP, 2003.
- [VCD04] *Bahn21*. Technischer Bericht, VCD Verkehrsclub Deutschland e.V., Berlin, 2004.
- [VDI03] VDI-EKV, Düsseldorf: *VDI-Richtlinie 2206: Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme*, 2003. Entwurf.
- [Voß98] VOSS, HARTWIG: *Die Luftfederung, eine regelbare Fahrzeugfederung*. Vortrag anlässlich des Lehrgangs „Federungs- und Dämpfungssysteme für Straßen- und Schienenfahrzeuge“ an der Technischen Akademie Esslingen, ContiTech Luftfedersysteme GmbH, Hannover, 1998.
- [WBC93] WILLIAMS, R.A., A. BEST und I.L. CRAWFORD: *Refined Low Frequency Active Suspension*. IMechE, 466/028:285–300, 1993.
- [WC94] WHITING, I. M. und N. P. COTTELL: *Programmable Servo Control - a New Approach*. In: *I.MechE, Seminar S268, Digital Control in Fluid Power Systems*, Clarendon Suites, Birmingham, UK, Juni 1994.

- [Wie05] WIEMERS, MARC: *Einfluss von Steifigkeit und Dämpfung bei Eisenbahnrädern, insbesondere von Güterwagenrädern, auf die Schallabstrahlung*. Doktorarbeit, Technische Universität Berlin, 2005.
- [XLH00] XIAOBO LIU-HENKE, JOACHIM LÜCKEL, KARL-PETER JÄKER: *Development of an Active Suspension/Tilt System for a Mechatronic Railway Carriage*. In: *1st IFAC-conference on Mechatronics Systems (Mechatronics 2000)*, Darmstadt, Germany, September 2000.
- [ZKS⁺00] ZANELLA, MAURO CÉSAR, TORSTEN KOCH, FRANK SCHARFELD, ULRICH MEIER-NOE und ANDREAS WARKENTIN: *Structuring and Distribution of Controller Software in Dependence of System Structure*. In: *XIII Congresso Brasileiro de Automática - CBA 2000*, Florianópolis, Brasilien, September 2000.