
Entwurf, Regelung und Simulation einer hydropneumatisch gefederten Lenkachse für Gegengewichtstapler

Diplomarbeit

verfasst und vorgelegt von

Julian Kluge

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

an der

TU Graz

Institut für Regelungs- und Automatisierungstechnik
in Zusammenarbeit mit der Firma Linde Material Handling GmbH

betreut von

Univ.-Prof. Anton Hofer

Dipl.-Ing. Jonas Groh

Juli 2013

Deutsche Fassung:
Beschluss der Curricula-Kommission für Bachelor-, Master- und Diplomstudien vom 10.11.2008
Genehmigung des Senates am 1.12.2008

EIDESSTÄTTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am

.....
(Unterschrift)

Englische Fassung:

STATUTORY DECLARATION

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

.....
date

.....
(signature)

Zusammenfassung

Diese Diplomarbeit behandelt den Entwurf, die Regelung und das Simulationsmodell des hydropneumatischen Federsystems einer Lenkachse von Gegengewichtstaplern. Ziel ist es, den Prototypen eines bereits bestehenden Federsystems zu verbessern, indem sowohl die konstruktiven als auch nicht konstruktiven Nachteile des Systems behoben werden.

Im ersten Schritt wird das aktuelle Federsystem überarbeitet und anschließend im zweiten Schritt automatisiert. Die Automatisierung umfasst dabei sowohl die Durchführung des Umbaus als auch die Planung und die Programmierung der Steuerungssoftware. Abschließend wird in einem weiteren Schritt, ein Simulationsmodell des Systems erstellt, um Parameterstudien durchführen zu können.

Zur Erstellung der Steuerungssoftware und des Simulationsmodells wird die Simulink Software von Mathworks verwendet. Ausgeführt wird die Steuerungssoftware auf einer „MicroAutoBox I“ der Firma dSPACE.

Die in der Diplomarbeit erarbeiteten Lösungsvorschläge dienen als Entscheidungsgrundlage für die Weiterentwicklung der Lenkachsfederung. Außerdem ermöglichen sie, den Aufwand und Nutzen abzuschätzen, der bei einer Weiterentwicklung des Projektes entstehen würde.

Abstract

This thesis is about the design, control and simulation of a hydropneumatic suspension system for the steering axle of a counterbalance forklift truck. The aim is to improve the prototype of an existing system by solving both its constructive and non-constructive disadvantages.

At first the current spring system is revised and subsequently automated. The automation includes both the modification of the truck as well as the planning and programming of the control software. Finally, a simulation model of the system is created to perform parameter studies.

The control software and the simulation model were created using Simulink software from Mathworks and executed using a MicroAutoBox I from dSPACE.

The solutions developed in this thesis serve as a basis to decide on further development of the steering axle suspension and additionally allow to compare costs against benefits.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	17
Tabellenverzeichnis	19
Abkürzungsverzeichnis	21
1 Einleitung	27
1.1 Problemstellung	27
1.2 Aktueller Stand der Technik	29
1.2.1 Linde MH	29
1.2.2 Montini	35
1.2.3 Weitere Forschungsprojekte	37
1.3 Zielsetzung	38
1.4 Vorgehensweise	43
2 Theoretische Grundlagen	47
2.1 Vertikaldynamiksysteme	47
2.2 Hydropneumatische Federsysteme	50
2.2.1 Vorspannung	50
2.2.2 Federratenverstellung	53
2.2.3 Strömungswiderstand	56
2.2.4 Elektronisch geregelte Niveauregulierung	60
2.2.5 Endlagendämpfung	62
2.2.6 Abschaltung der Federung	64
2.3 Rapid Control Prototyping (RCP)	66
3 Erweiterung des hydro- pneumatischen Federsystems	71
3.1 Anforderungen	71
3.2 Einschränkungen	72

3.2.1	Überschlagsrechnung der Mindesteinbaulänge eines doppelwirkenden Hydraulikzylinders	73
3.3	Erweitertes Federkonzept	79
4	Randbedingungen der Regelung	83
4.1	Anforderungen	83
4.2	Einschränkungen	84
5	Regelstrategie	87
5.1	Planung Zustandsautomat	87
5.1.1	Zustände, Ein- und Ausgaben identifizieren	88
5.1.2	Übergänge festlegen	89
5.1.3	Zustandsübergangsdigramm	90
5.2	Druckausgleich	94
5.2.1	Lösungsansatz	95
5.2.2	Einflussparameter	95
5.2.3	Umsetzung	99
5.3	Niveauregulierung	102
5.3.1	Lösungsansatz	104
5.3.2	Umsetzung	108
6	Physikalischer Aufbau der Regelung	115
6.1	Bauelemente	115
6.1.1	MicroAutoBox I	115
6.1.2	Sensoren	116
6.1.3	Schalter	116
6.1.4	Joystick	117
6.1.5	Relais und Freilaufdiode	118
6.1.6	LEDs	118
6.2	Stromlaufplan	119
6.3	Kabelbaum	121
7	Entwurfswerkzeuge	123
8	Regelsoftware	125

8.1	Modul 1: Datenspeicher	127
8.2	Modul 2: Zustandsautomat	128
8.3	Modul 3: Schnittstelle Aktoren - Sensoren - Steuerung	154
8.3.1	MABX I \rightarrow actuators / led	155
8.3.2	sensors \rightarrow MABX I	162
8.4	Modul 4: CAN Konfiguration	164
9	Regelung im Betrieb	165
9.1	Druckausgleich ohne Niveauregulierung	165
9.1.1	$p_Z > p_{Sp}$	165
9.1.2	$p_Z < p_{Sp}$	167
9.2	Niveauregulierung ohne Druckausgleich	168
9.2.1	Winkel $\varphi >$ Sollwert (0°)	168
9.2.2	Winkel $\varphi <$ Sollwert (0°)	170
9.3	Druckausgleich mit Niveauregulierung	171
9.3.1	$p_Z \approx p_{Sp}$	171
9.3.2	$p_Z > p_{Sp}$	172
10	Simulation der hydropneumatischen Federung	175
10.1	Idealisierungen	175
10.2	Modellbildung	176
10.2.1	Schematische Darstellung	177
10.2.2	Ermittlung der Energiespeicher	179
10.2.3	Ermittlung der Bilanzgleichungen	180
10.2.4	Ermittlung der statischen Grundgleichungen	180
10.2.5	Ermittlung der Bewegungsgleichungen	182
10.3	Blockschaltbild	182
10.4	Parameterermittlung	191
10.5	Modellverifizierung	192
10.5.1	1. Szenario: Schwellenüberfahrt mit zugeschaltetem Federsystem	193
10.5.2	2. Szenario: Schwellenüberfahrt mit gesperrtem Federsystem . .	195
10.5.3	Modellbeurteilung	197
10.6	Parameterstudie	198

10.6.1	1. Variation des Speichervolumens	199
10.6.2	2. Variation des Leitwerters der Drossel	202
11	Ergebnisse	205
11.1	Erweitertes Federkonzept	205
11.2	Regelung des Federsystems	206
11.3	Simulation des Federsystems	207
11.4	Fazite	208
11.5	Ausblick	208
Anhang A	Ausschreibung Diplomarbeit	211
Anhang B	Messungen	213
B.1	Messung Schwellenüberfahrt des Serienfahrzeuges BR 393 H35D	213
B.2	Messung Druckausgleich zwischen Speicher und Zylinder	214
Anhang C	Datenblätter	215
C.1	Datenblätter BR 393	215
C.2	Datenblätter Hydraulikkreislauf	222
C.3	Datenblätter Regelkreis	239
Anhang D	Simulationsparameter	251
D.1	CAD Daten	251
D.2	Simulationsparameter Berechnungsabteilung	254
D.3	Matlab Parameter	256
Literaturverzeichnis		262

Abbildungsverzeichnis

1.1	Lage der Pendelachse und Elastomerlager	28
1.2	Gefederte Hinterachse	29
1.3	Gegengewichtsstapler BR393 H35D	30
1.4	Hinterachse des BR 393 H35D CAD	30
1.5	Eingebaute Hinterachse und Aufhängung der Pendelachse	31
1.6	Gefederte Hinterachse CAD	31
1.7	Gefederte Hinterachse im eingebauten Zustand	32
1.8	Hydropneumatischer Kreislauf	33
1.9	Hydraulikkreislauf am Gabelstapler	35
1.10	Comfort Security Montini (CSM) System	36
1.11	Radaufhängung. Nachempfunden: [14, S.73]	37
1.12	Vergleich zwischen mechanischer und hydropneumatischer Federrate .	39
1.13	Grundlegender Aufbau eines Federsystems	40
1.14	Beladen und blockieren des Federsystems	42
1.15	Entladen und Hinzuschalten des Federsystems	42
2.1	Eigenfrequenz in Abhängigkeit der statischen Federkraft	51
2.2	Hydropneumatischer Federungen mit mechanischer Vorspannung	52
2.3	Hydropneumatischer Federungen mit hydraulischer Vorspannung . . .	53
2.4	Federungssystem mit abschaltbarem Druckspeicher	54
2.5	Vergleich der Federraten von Systemen mit unterschiedlichem Ringraum- druck	56
2.6	Blende und Drossel	57
2.7	Druckverluste bei Drosseln und Blenden als Funktion des Volumen- stroms und der Temperatur	58
2.8	Dämpferkraft mit Blendencharakter und Druckbegrenzungsventil . . .	59
2.9	Hydraulische Schaltung richtungsabhängiger Strömungswiderstände .	60
2.10	Möglicher Aufbau einer Niveauregulierung	61
2.11	Bypass-Bohrung mit festgelegtem Strömungswiderstand	63
2.12	Dämpfungskerben	64
2.13	Sperrung des kolbenseitigen Hydraulikkreises	64
3.1	Gefederte Lenkachskonstruktion mit maximal eingeschlagenen Rädern	72

3.2	Gefederte Hinterachse CAD	72
3.3	Neigezylinder	73
3.4	Referenzzylinder - Neigezylinder Linde MH	74
3.5	Plungerzylinder des nicht erweiterten Federsystems	75
3.6	Kinematik der Hinterachskonstruktion	77
3.7	Erweitertes hydropneumatisches Federungssystem	80
4.1	Hydropneumatischer Kreislauf der Federung	84
4.2	Bedienung der Zusatzhydraulik	85
4.3	Bedienung der Zusatzhydraulik über das Prototypensteuergerät	85
5.1	Schlagartiges Öffnen des Schaltventils	94
5.2	Aufbau Hydraulikzylinder, Schaltventil und Membranspeicher	96
5.3	Druckverläufe in Abhängigkeit vom Druckverhältniss	96
5.4	Winkelverläufe in Abhängigkeit des Druckverhältnisses	97
5.5	Druckverläufe in Abhängigkeit der Traglast	98
5.6	Winkelverläufe in Abhängigkeit der Traglast	98
5.7	Zusammenhang zwischen kinematischer Viskosität und Temperatur von HLP 22, 32 und 68	99
5.8	Strategie zum allmählichen Druckausgleich	100
5.9	Versuchsgewichte und Zylinderdruck	100
5.10	Schematischer Aufbau einer Niveauregulierung	102
5.11	Blockschaltbild eines Regelkreises.	103
5.12	Winkel zwischen Schwinge und Lenkachse.	105
5.13	Regler mit Toleranzbereichen und Verzögerungszeiten.	106
5.14	Intervalle und Schaltdifferenz.	107
5.15	Testumgebung in Control Desk	109
5.16	Wahl des Parametersatzes in Abhängigkeit von φ vor Eintritt in das 2. Intervall.	111
5.17	Totzone	112
5.18	Messung der Joysticktotzone.	112
5.19	Winkelabfall aufgrund des Staplereigengewichts.	113
5.20	Winkelabfall aufgrund des Staplereigengewichts, maximale Traglast.	114
6.1	MicroAutoBox I	115
6.2	Lenkachssensor Linde	116
6.3	Joystick zur Hubmaststeuerung und Zusatzhydraulik	117
6.4	Aufbau Joystick - mabx - Ventilblock Linde	118
6.5	Legende Stromlaufplan	121
6.6	Kabelbaum	121
8.1	Allgemeiner Aufbau Steuerungssoftware (oberste Ebene)	126

8.2	Modul 1: Datenspeicher	127
8.3	Auslesen und Beschreiben des „Data Store Memory“ Blocks	128
8.4	Modul 2: Zustandsautomat	130
8.5	Blockschaltbild des Zustandes „Temperaturüberwachung Hydrauliköl“	130
8.6	Blockschaltbild des Subsystems „check oil temp“	131
8.7	Blockschaltbild „Federsystem“	131
8.8	Blockschaltbild der Folgeaktion „Federsystem aktiv“	132
8.9	Blockschaltbild des Subsystems „valve monitor“	134
8.10	Blockschaltbild des Subsystems „geschlossen“	134
8.11	Blockschaltbild des Zustandes „Stehen“	135
8.12	Blockschaltbild des Subsystems „add suspension“	136
8.13	Blockschaltbild der Folgeaktion „close“	137
8.14	Blockschaltbild der Folgeaktion „impulse sequence → open“	138
8.15	Blockschaltbild des Subsystems „timer“	138
8.16	Blockschaltbild des Subsystems „pulse hydraulic valve“	139
8.17	Blockschaltbild des Subsystems „pulse generator“	140
8.18	Blockschaltbild des Subsystems „variable impulse sequence“	140
8.19	Blockschaltbild des Subsystems „LED flash“	141
8.20	Blockschaltbild des Subsystems „LED flash“	142
8.21	Blockschaltbild des Zustandes „level control“	144
8.22	Blockschaltbild des Subsystems „tolerance check“	144
8.23	Blockschaltbild „outside tolerance“	145
8.24	Blockschaltbild der Folgeaktion „regulation start“	146
8.25	Blockschaltbild der Folgeaktion „ctrl dev < -1“	146
8.26	Blockschaltbild der Folgeaktion „-1 < ctrl dev < 1“	147
8.27	Blockschaltbild des Subsystems „Intervalltest“	148
8.28	Blockschaltbild des Subsystems „pulse“	148
8.29	Blockschaltbild der Regelvorschrift Intervall 3.	149
8.30	Blockschaltbild des Subsystems „initial positive signal“	149
8.31	Blockschaltbild des Subsystem „enable flag“	150
8.32	Blockschaltbild des Subsystems „load estimation“	150
8.33	Blockschaltbild des Subsystems „load table“	151
8.34	Blockschaltbild des Zustandes „Fahren“	151
8.35	Blockschaltbild des Zustandes „add suspension“	152
8.36	[Blockschaltbild der Folgeaktion „Federsystem inaktiv“	154
8.37	Modul 3: Schnittstelle Aktoren - Sensoren - Steuerung	154
8.38	Blockschaltbild des Subsystems „MABX I → actuators / led“	155
8.39	Blockschaltbild des Subsystems „operation mode: joystick“	156
8.40	Spannungsverlauf der Signale über der Joystickausrückung	157
8.41	Blockschaltbild des Subsystems „controller joystick choice“	158

8.42	Blockschaltbild des Subsystems „controller / Joystick switch“	158
8.43	Blockschaltbild des Subsystems „controller signal from MABX I“	159
8.44	Blockschaltbild des Subsystems „manual / automatic suspension“	160
8.45	Blockschaltbild des Subsystems „suspension monitor“	161
8.46	Blockschaltbild des Subsystems „LHC signal“	162
8.47	Blockschaltbild des Subsystems „sensors → MABX I“	162
8.48	Blockschaltbild des Subsystems „signal angle sensor“	163
8.49	Blockschaltbild des Subsystems „signalaufbereitung“	163
8.50	Blockschaltbild des Subsystems „cylinder pressure“	164
8.51	Modul 4: CAN Konfiguration	164
9.1	Druckverläufe p_Z und p_{Sp}	166
9.2	Winkelverlauf φ	166
9.3	Druckverläufe p_Z und p_{Sp}	167
9.4	Winkelverlauf φ	168
9.5	Druckverläufe p_Z und p_{Sp}	169
9.6	Winkelverlauf φ	169
9.7	Druckverläufe p_Z und p_{Sp}	170
9.8	Winkelverlauf φ	170
9.9	Druckverläufe p_Z und p_{Sp}	171
9.10	Winkelverlauf φ	172
9.11	Druckverläufe p_Z und p_{Sp}	173
9.12	Winkelverlauf φ	174
10.1	Schematische Darstellung des Gabelstaplers inklusive hydropneumatischer Federung	177
10.2	Schematische Darstellung des Gabelstapleraufbaus	178
10.3	Schematische Darstellung der gefederten Hinterachse	178
10.4	Schematische Darstellung der hydropneumatischen Federung	179
10.5	Vertikale Kraftkomponente F_{vertikal} des um ε geneigten Hydraulikzylinders	180
10.6	Blockschaltbild Gesamtmodell	183
10.7	Blockschaltbild des Subsystems „Aufbau“	184
10.8	Blockschaltbild des Subsystems „gefederte Hinterachse“	184
10.9	Innerer Aufbau des Subsystems „hydropneumatische Federung“	185
10.10	Blockschaltbild des Subsystems „hydr. Kapazität Membranspeicher“	186
10.11	Blockschaltbild des Subsystems „hydr. Kapazität Zylinder“	187
10.12	Blockschaltbild des Subsystems „Drossel / Rückschlagventil“	188
10.13	Blockschaltbild des Subsystems „Berechnung Volumenstrom“	188
10.14	Blockschaltbild des Subsystems „Ausgabe Druckverlauf“	189
10.15	Blockschaltbild des Subsystems „Kolbenkraft Plungerzylinder“	189

10.16	Blockschaltbild des Subsystems „Auslenkung“	190
10.17	Blockschaltbild des Subsystems „Winkelausgabe“	191
10.18	Messstrecke nach DIN EN 13059	192
10.19	Geschwindigkeitsverlauf der Schwellenüberfahrt rückwärts	193
10.20	Druckverlauf p_Z aufgrund der Schwellenüberfahrt	194
10.21	Winkelverlauf φ : Messung vs. Simulation	195
10.22	Druckverlauf p_Z : Messung vs. Simulation	195
10.23	Geschwindigkeitsverlauf der Schwellenüberfahrt rückwärts	196
10.24	Druckverlauf p_Z aufgrund der Schwellenüberfahrt	196
10.25	Winkelverlauf φ : Messung vs. Simulation	197
10.26	Druckverlauf p_Z : Messung vs. Simulation	197
10.27	Winkelverlauf φ bei variierendem Speichervolumen	199
10.28	Druckverlauf p_Z bei variierendem Speichervolumen	200
10.29	Winkelverlauf φ bei variierendem Speichervolumen	200
10.30	Druckverlauf p_Z bei variierendem Speichervolumen	201
10.31	Winkelverlauf φ bei variierendem Drosselleitwert	202
10.32	Druckverlauf p_Z bei variierendem Drosselleitwert	203
10.33	Winkelverlauf φ bei variierendem Drosselleitwert	203
10.34	Druckverlauf p_Z bei variierendem Drosselleitwert	204
B.1	Überfahrt einer 8 mm Schwelle mit der Vorderachse (10 km/h)	213
B.2	Überfahrt einer 8 mm Schwelle mit der Hinterachse (10 km/h)	213
B.3	Beladen mit Nennlast und anschließendes hinzuschalten des Speichers	214
B.4	Entladen der Nennlast und anschließendes hinzuschalten des Speichers	214
D.1	Neigewinkel Hydraulikzylinder	251
D.2	Länge Hydraulikzylinder	252
D.3	Abstand l_2	252
D.4	Abstand l_3	253
D.5	Abstand l_4	253
D.6	Abstand Angriffspunkt Hydraulikzylinder - Drehgelenk	254

Tabellenverzeichnis

2.1	Einteilung von Vertikaldynamiksystemen	48
3.1	Werte zur Berechnung von i_F	78
5.1	Bleibende Regelabweichung	110

Abkürzungsverzeichnis

α	Einfederwinkel Lenkachse
Δf	Längenänderung der Aufbaufeder
Δh	Hubdifferenz
Δp	Druckgefälle
Δz_R	Einfederbewegung des Radaufstandspunktes
ε	Neigewinkel des Zylinders
μC	Mikrocontroller
φ	Winkel zwischen Schwinge und Lenkachse
ω	Kreisfrequenz
ADU	Analog Digital Umwandler
CSM	Comfort Security Montini
DBV	Druckbegrenzungsventil
HIL	Hardware in the Loop
LHC	Linde hydraulic control
mabx	MicroAutoBox I
PWM	pulsweitenmoduliertes Signal
RCP	Rapid Control Prototyping
RSV	Rückschlagventil
RTI	Real-Time Interface

SIL	Software in the Loop
$A_{Antrieb}$	Drehpunkt Antriebsachse
$A_{Plunger}$	Kolbenfläche des Plungerzylinders
A_R	Fläche Ringseite des Differentialzylinders
$A_{Schwinge}$	Drehpunkt Schwinge
c	Federsteifigkeit
C_{Fl}	hydraulische Kapazität des Fluids
C_H	hydraulische Kapazität
c_{hydr}	hydraulische Federsteifigkeit
$c_{hydr,K}$	kolbenseitige Federsteifigkeit
$c_{hydr,R}$	ringraumseitige Federsteifigkeit
C_{Ltg}	hydraulische Kapazität der Leitungen
c_{mech}	mechanische Federsteifigkeit
C_{Sp}	Hydraulische Kapazität des Membranspeichers
C_Z	Hydraulische Kapazität des Hydraulikzylinders
$d_{K,Kon}$	Kolbendurchmesser des Konzeptzylinders
$d_{K,Ref}$	Kolbendurchmesser des Referenzzylinders
d_R	Dämpfungskonstante der Reifen
$e(t)$	Regelabweichung
E'_{HLP_68}	Ersatzkompressionsmodul des Öls
EL_{Kon}	Einbaulänge des Konzeptzylinders
$EL_{Kon,sk}$	Skalierte Einbaulänge des Konzeptzylinders
EL_{Ref}	Einbaulänge des Referenzzylinders

f	Eigenfrequenz
$F_{Auslenkung}$.	Auslenkkraft
F_{DR}	Dämpferkraft Räder
F_K	Kolbenkraft
F_{KR}	Federkraft der Räder
F_S	Schnittkraft
F_{stat}	statische Belastung
$F_{stat,max}$	maximale statische Belastung
F_V	Vorspannkraft
$F_{vertikal}$	Vertikalkomponenten der Zylinderkraft
$F_{Zylinder}$	Kraft in Längsrichtung des Zylinders
g	Erdbeschleunigung
G_{Dr}	Leitwert der Drossel
Hub_{Kon}	Hubhöhe des Konzeptzylinders
Hub_{Plu}	Hubhöhe des Plungerzylinders
Hub_{Ref}	Hubhöhe des Referenzzylinders
i_F	Federübersetzung
I_H	hydraulische Induktivität
i_{Kolben}	Skalierungsfaktor des Kolbens
J_A	Trägheitsmoment um die Antriebsachse
J_{gH}	Trägheitsmoment um die gefederte Hinterachse
K_P	Proportionalbeiwert
k_R	Federsteifigkeit der Reifen
l_1	horizontaler Abstand Antriebsachse - Angriffspunkt Hydraulikzylinder

l_2	horizontaler Abstand Befestigungspunkt Schwinge / Pendelachse - Angriffspunkt Hydraulikzylinder
l_3	horizontaler Abstand Drehgelenk Lenkachse - Krafteinleitungspunkt durch die Räder
l_4	horizontaler Abstand Drehgelenk Lenkachse - Kraftangriffspunkt Hydraulikzylinder
$L_{D,Ref}$	Länge Dichtungspaket des Referenzzylinders
L_H	hydraulische Induktivität des zu beschleunigenden Fluids
LS	Lagesensor
$L_{S,Ref}$	Länge Zylinderkante bis Stangenauge des Referenzzylinders
$L_{K,Ref}$	Kolbenlänge des Referenzzylinders
m	Masse
m_A	Masse Aufbau des Gabelstaplers
$M_{B,A}$	Beschleunigungsmoment um die Antriebsachse
$M_{B,gH}$	Beschleunigungsmoment um die gefederte Hinterachse
m_f	gedederte Masse
m_{gH}	Masse der gefederten Hinterachse des Gabelstaplers
n	Polytropenexponent
p_0	Speicherfülldruck, wenn kein hydraulischer Druck anliegt
$p_{0,K}$	Speicherfülldruck Kolbenraum, wenn kein hydraulischer Druck anliegt
$p_{0,R}$	Speicherfülldruck Ringraum, wenn kein hydraulischer Druck anliegt
p_{Fl}	Flüssigkeitsdruck
p_{Sp}	Druck im Membranspeicher
p_{Sys}	Systemdruck
\dot{p}_{Sp}	Ableitung des Drucks im Membranspeicher

p_V	Vorspanndruck Ringseite des Differentialzylinders
p_Z	Druck im Hydraulikzylinder
\dot{p}_Z	Ableitung des Drucks im Hydraulikzylinder
Q	Durchfluss
q_1	Winkel um die Antriebsachse
\dot{q}_1	Winkelgeschwindigkeit um die Antriebsachse
\ddot{q}_1	Winkelbeschleunigung um die Antriebsachse
q_2	Winkel um das Drehgelenk der gefederten Hinterachse
\dot{q}_2	Winkelgeschwindigkeit um das Drehgelenk der gefederten Hinterachse
\ddot{q}_2	Winkelbeschleunigung um das Drehgelenk der gefederten Hinterachse
Q_{Dr}	Volumenstrom durch die Drossel
$Q_{gesp,Sp}$	Gespeicherter Volumenstrom im Membranspeicher
$Q_{gesp,Z}$	Gespeicherter Volumenstrom im Hydraulikzylinder
R_H	hydraulischer Widerstand
t_{aus}	Ende Verzögerungszeit
t_{ein}	Beginn Verzögerungszeit
T_N	Nachstellzeit
$u(t)$	Stellgröße
V_0	Druckspeichervolumen, wenn kein hydraulischer Druck anliegt
$V_{0,K}$	Druckspeichervolumen Kolbenraum, wenn kein hydraulischer Druck anliegt
$V_{0,R}$	Druckspeichervolumen Ringraum, wenn kein hydraulischer Druck anliegt
$V_{Zylinder}$	Volumen des Hydraulikzylinders

$w(t)$	Führungsgröße
x_{s_A}	X-Koordinate des Schwerpunktes bezogen auf die Antriebsachse
z_1	Vertikale Koordinate der Bewegung des Zylinderkolbens
\dot{z}_1	Vertikale Koordinate der Geschwindigkeit des Zylinderkolbens
\bar{z}_1	Kolbenbewegung des Hydraulikzylinders in Richtung Längsachse des Zylinders
$\dot{\bar{z}}_1$	Kolbengeschwindigkeit des Hydraulikzylinders in Richtung Längsachse des Zylinders
z_2	Vertikale Koordinate der Bewegung des Zylinders
\dot{z}_2	Vertikale Koordinate der Geschwindigkeit des Zylinders
\bar{z}_2	Zylinderbewegung des Hydraulikzylinders in Richtung Längsachse des Zylinders
$\dot{\bar{z}}_2$	Zylindergeschwindigkeit des Hydraulikzylinders in Richtung Längsachse des Zylinders
z_{s_A}	Z-Koordinate des Schwerpunktes bezogen auf die Antriebsachse

1. Einleitung

1.1. Problemstellung

Für den Vertikal- und Horizontaltransport von Waren und Gütern, werden heutzutage vielfach Gabelstapler aller Größen verwendet. Um einen sicheren Einsatz zu gewährleisten, müssen diese gewissen Sicherheitsanforderungen genügen. Eines der wichtigsten Sicherheitsmerkmale ist dabei die Standsicherheit des Gabelstaplers.¹ Man betrachtet sie als gegeben, wenn die Summe der Standmomente, bezogen auf die Kippachse, größer ist als die Summe der Kippmomente. [18, S.239]

Das Kippverhalten des Gabelstaplers hängt in erster Linie vom Fahrwerk ab. Um die Standsicherheit zu verbessern, wird das Fahrwerk heutzutage meist ungefedert ausgeführt. Ein ungefedertes Fahrwerk hat dabei aber auch mehrere Nachteile:

1. Gefährdung der Gesundheit des Fahrers: Fahrbahnstöße, die beim Überfahren von Fahrbahnunebenheiten entstehen, werden nahezu direkt an den Fahrer weitergeleitet. Diese, von außen auf den Fahrer einwirkenden mechanischen Schwingungen werden umgangssprachlich Humanschwingungen genannt.
2. Erhöhung des Unfallrisikos: Die ständigen Vibrationen beeinträchtigen das Konzentrationsvermögen des Fahrers.
3. Beschädigung des Transportgutes: Das Transportgut, das sich auf den Gabelzinken befindet, fängt an zusammen mit dem Gabelstapler zu schwingen und hebt in Extremfällen von den Zinken ab. Dies kann zu Beschädigungen des Transportguts führen.
4. Verringerung der Arbeitsgeschwindigkeit: Die mögliche Beschädigung des Transportgutes zwingt den Fahrer schon bei geringen Fahrbahnunebenheiten zu einer starken Verminderung der Geschwindigkeit.

¹Nachgeprüft wird die Standsicherheit des Staplers durch die Standsicherheitsversuche, festgelegt in den Richtlinien ISO 1074 für Gegengewichtsstapler und ISO 3184 für Schubmaststapler sowie in DIN EN 1726 Teil 1. [18, S.240]

5. Reduzierung der Lebensdauer: Durch das permanente Einwirken mechanischer Schwingungen werden alle Komponenten des Gabelstaplers zusätzlich dynamisch beansprucht.

Streng genommen existieren allerdings auch in einem ungefederten Fahrwerk elastische Elemente, die aber bei genauerer Betrachtung nicht wirklich effektiv zur Schwingungsdämpfung beitragen.

Eines dieser Elemente sind die Reifen. Dabei handelt es sich meist um Vollgummi- oder Super-Elastik-Reifen. Im Gegensatz zu Luftreifen, wie bei PKWs üblich, sind diese Reifen sogenannte Vollreifen und dämpfen Schwingungen nur sehr gering.

Ein weiteres elastisches Element sind die Elastomerlager (Abbildung 1.1a) der Pendelachse (Abbildung 1.1b). Diese dienen jedoch nicht zur Schwingungsdämpfung, sondern als Pendellagerung für die starre Lenkachse. Aufgrund der großen Vorspannung im eingebauten Zustand, ist die Federsteifigkeit der Elastomerlager sehr hoch und somit sind sie nicht zur Schwingungsdämpfung geeignet. [24, S.2]

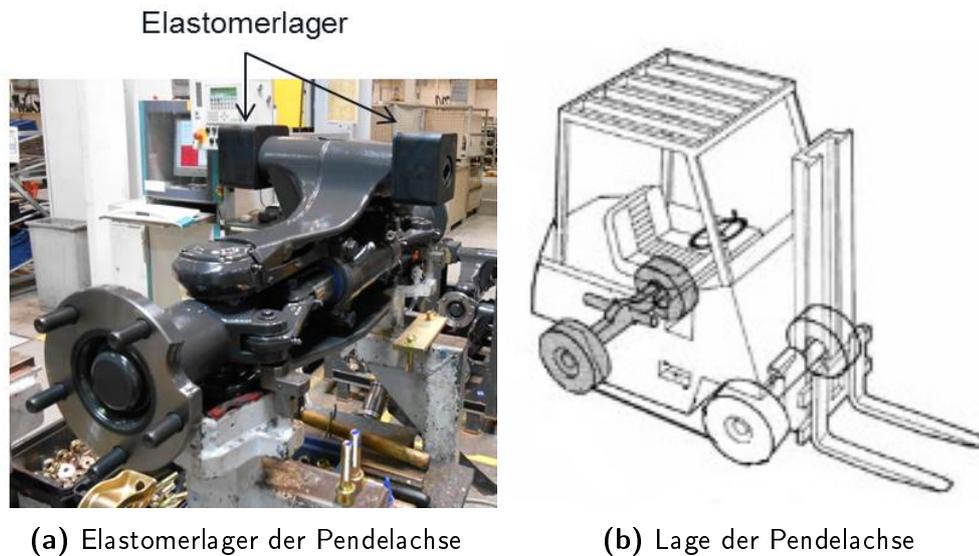


Abbildung 1.1.: Lage der Pendelachse und Elastomerlager

Des weiteren existiert eine Fahrersitzfederung, die zwar zur Reduzierung der Humanschwingungen beiträgt, aber die restlichen Nachteile eines ungefederten Fahrwerks nicht verbessert.

Als einer der weltweit führenden Hersteller von Gabelstaplern und Marktführer in Europa, forscht die Linde Material Handling GmbH stets nach Verbesserungs-

möglichkeiten. Eines ihrer derzeitigen Forschungsprojekte untersucht Federungskonzepte des Fahrwerks eines Gegengewichtstaplers. Dabei haben Messungen ergeben, dass Anregungen, die über die Hinterachse eingeleitet werden, deutlich stärker wirken als jene, die über die Vorderachse eingeleitet werden.² Aufgrund dieses Erkenntnis wurde ein Prototyp Gegengewichtstapler mit einer hydropneumatischen Federung der Hinterachse (Abbildung 1.2) entwickelt und gebaut.

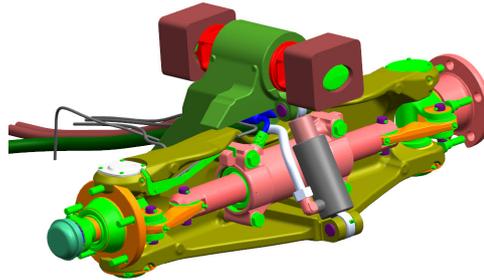


Abbildung 1.2.: Gefederte Hinterachse

Diese Hinterachskonstruktion verringert die zuvor genannten Nachteile des ungefederten Fahrwerks. Jedoch bringt die gefederte Hinterachse nicht nur Vorteile, sondern führt auch zu neuen Schwierigkeiten und Herausforderungen. Die Lösung dieser Probleme ist das Thema der vorliegenden Diplomarbeit.

1.2. Aktueller Stand der Technik

Die Idee, eine Hinterachsfederung bei Gegengewichtstaplern einzusetzen, ist nicht neu. Der italienische Hersteller Montini bietet bereits Modelle mit solchen Federungen zum Verkauf an. Außerdem gibt es weitere Forschungsprojekte, die sich mit der Thematik auseinandersetzen. Um einen Überblick über den aktuellen Stand der Technik zu erhalten, wird deswegen sowohl der Stand bei Linde MH selbst, als auch bei Montini und anderen Forschungseinrichtungen betrachtet.

1.2.1. Linde MH

Als Referenzfahrzeug für den Prototypen mit der gefederten Hinterachse wurde das Modell BR 393 H35D von Linde verwendet.

²Die Messergebnisse befinden sich im Anhang B.1

Gegengewichtstapler BR393 H35D

Bei dem Modell BR393 H35D (Abbildung 1.3) handelt es sich um ein Gegengewichtstapler mit Verbrennungskraftmotor und einer Nenntraglast von 3.5 Tonnen.



Abbildung 1.3.: Gegengewichtstapler BR393 H35D

Er gehört zu den Staplern der Vierradbauweise. Diese ist gekennzeichnet durch eine starre Vorderachse mit den Antriebsrädern und eine lenkbare Hinterachse, die pendelnd in der Mitte der Fahrzeuglängsachse aufgehängt ist.[18, S.239] Aus diesem Grund besteht die Hinterachse, die als einheitlicher Gusskörper ausgeführt ist, aus einer Pendel- und einer Lenkachse. (Abbildung 1.4)

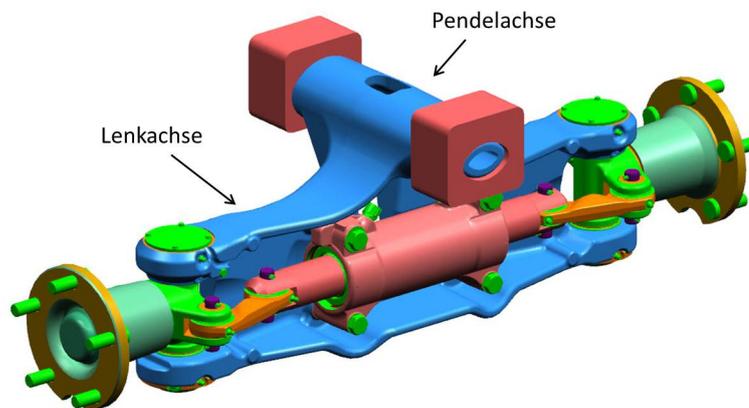
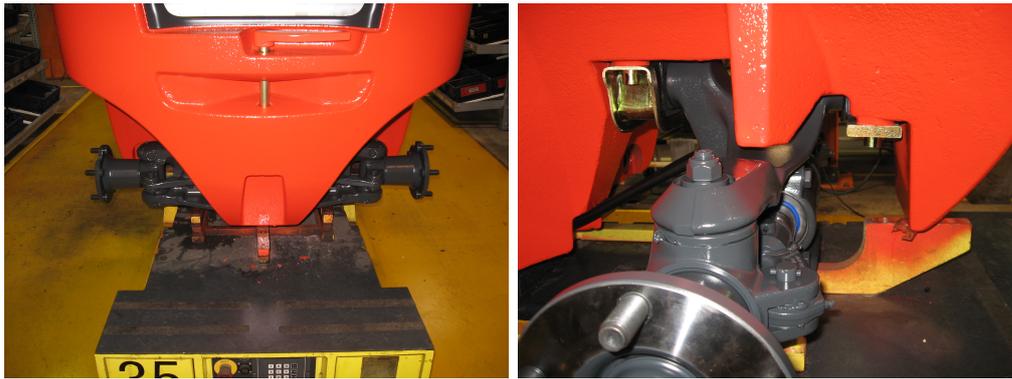


Abbildung 1.4.: Hinterachse des BR 393 H35D CAD

Um diese Bauweise zu verdeutlichen, zeigt Abbildung 1.5 die Hinterachse im eingebauten Zustand (Abbildung 1.5a), und die Aufhängung der Pendelachse im Gegengewicht des Staplers. (Abbildung 1.5b)

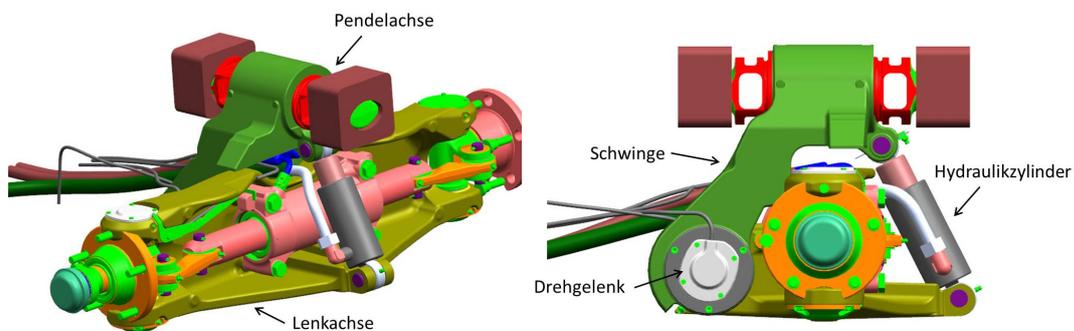


(a) Hinterachse im eingebauten Zustand (b) Aufhängung der Pendelachse

Abbildung 1.5.: Eingebaute Hinterachse und Aufhängung der Pendelachse

Gefederte Lenkachse

Die gefederte Hinterachse, die beim Prototypen anstatt der Serienhinterachse eingebaut wurde, besteht aus zwei voneinander getrennten Körpern. Schwinge und Lenkachse sind eigene Bauteile, die über ein Drehgelenk und einen Hydraulikzylinder miteinander verbunden sind. (Abbildung 1.6) Dadurch ist eine Relativbewegung zwischen den beiden Bauteilen möglich.



(a) Pendel- und Lenkachse

(b) Schwinge und Hydraulikzylinder

Abbildung 1.6.: Gefederte Hinterachse CAD

Eine Nahaufnahme bei vollständig eingeschlagenem Rad zeigt die gefederte Hinterachse im eingebauten Zustand. (Abbildung 1.7)



(a) Schwinge- und Lenkachse

(b) Drehgelenk und Hydraulikzylinder

Abbildung 1.7.: Gefederte Hinterachse im eingebauten Zustand

Um den Einbau zu ermöglichen, musste eine kleinere Lenkachsberiefung als beim Serienfahrzeug verwendet werden. Durch die kleinere Bereifung wird die Lenkachse nach unten versetzt und somit der notwendige Bauraum für den Federzylinder geschaffen. Außerdem ergibt sich eine größere Stützweite am Schwingengelenk. Damit wird auch die Festigkeit der Schwinge erhöht.[24, S.74] Anstatt der Reifen vom Typ SE 23x9-10³ wurden beim Prototypen die Superelastic-Reifen der Größe 21x8-9 vom Typ SC20 eingebaut.

Hydropneumatischer Kreislauf

Der Hydraulikzylinder zwischen Schwinge und Lenkachse dient als Verbindungsglied zwischen dem mechanischen und dem hydropneumatischen Teil des Federsystems. Erst die Hydropneumatik verleiht dem System die gewünschten Feder- und Dämpfungseigenschaften. Im Aufbau ähnelt der Kreislauf sehr der Hydropneumatik des französischen Automobilherstellers Citroën, die erstmals beim gefederten Fahrwerk Citroën DS (ab 1955) zum Einsatz kam.

Abbildung 1.8 zeigt diesen Aufbau und alle dazugehörigen Hydraulikkomponenten.

³Datenblätter des Gegengewichtsstaplers BR 393 im Anhang C.1

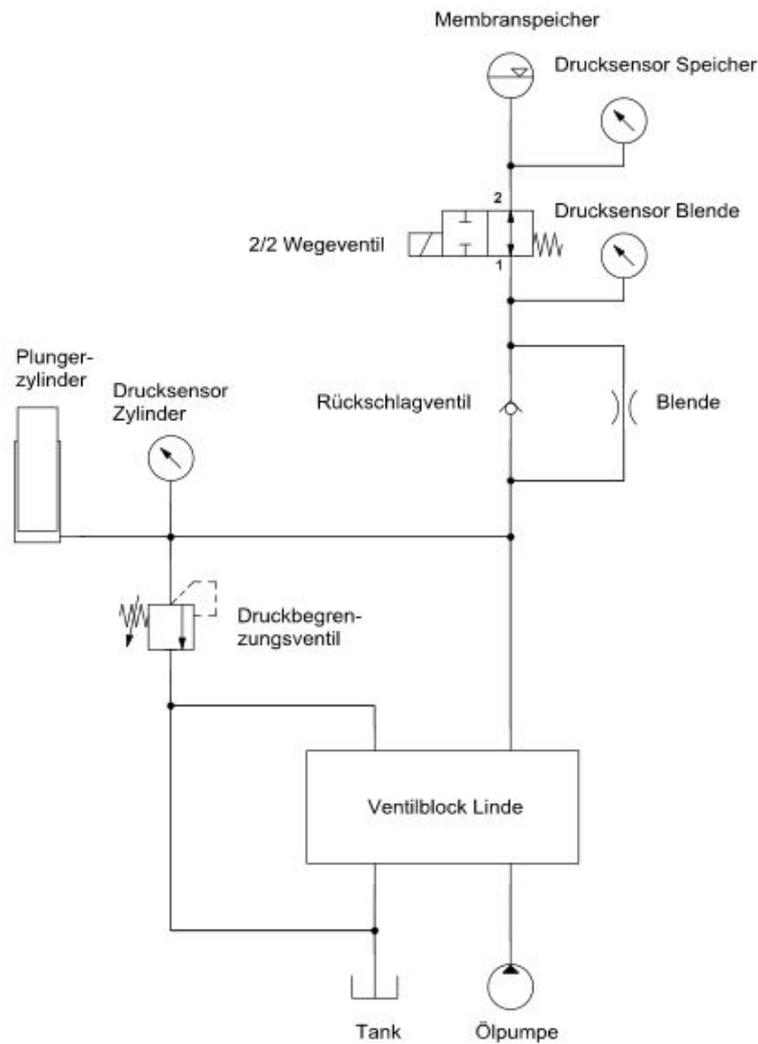


Abbildung 1.8.: Hydropneumatischer Kreislauf

Dabei haben die einzelnen Hydraulikkomponenten folgende Aufgaben:

Membranspeicher

Der Membranspeicher (SBO210 - 0.32 E1 / 112U - 210 AK) stellt das eigentliche federnde Element dar. Die Kompression und Expansion des Gases und der damit verbundene Druckanstieg bzw. -verlust, bewirkt die Elastizität im Kreislauf.

Blende

Die Blende dient als Strömungswiderstand und wandelt einen Teil der Strö-

mungsenergie der Druckflüssigkeit in Wärme um. [2, S.16] Sie ist das Dämpfungselement des Federsystems.

Rückschlagventil

Das Rückschlagventil (RSV) dient der raschen Befüllung des Hydraulikzylinders während der Zugphase.

2/2 Wegeventil

Durch Schließen und Öffnen des Schaltventils (WSM12120V) kann der Membranspeicher vom Hydraulikkreislauf getrennt bzw. mit ihm verbunden werden. Die Federung kann also, falls erforderlich, blockiert werden.

Plungerzylinder

Der Plungerzylinder ist ein Energiewandler, der hydraulische Energie in mechanische und umgekehrt umwandelt.

Druckbegrenzungsventil

Das Druckbegrenzungsventil (DBV) (DB12120A-011-250V) schützt die anderen Hydraulikbauteile vor Druckspitzen, die während der Druckphase des Plungerzylinders entstehen können.

Ventilblock Linde

Der Ventilblock von Linde gehört zum Serienfahrzeug und regelt die Ölzu- bzw. -abfuhr im gesamten Hydraulikkreislauf des Staplers. Dabei handelt es sich um einen Ventilblock, der Hydrauliköl sowohl zur Arbeitshydraulik als auch zur Zusatzhydraulik des Gabelstaplers leitet.

Unter Arbeitshydraulik versteht man die Hydraulik in Verbindung mit den Hebe- und Senkbewegungen bzw. dem Vor- und Rückneigen des Hubmastes.

Auf Kundenwunsch kann die Arbeitshydraulik um die Zusatzhydraulik erweitert werden. Dadurch können die Gabelzinken nicht nur vertikal, sondern auch horizontal, verschoben werden. Ein Zusatzhydraulikkreislauf wird als Ölquelle bzw. -senke des Federkreislaufes verwendet.

Der Ventilblock selbst besteht aus Wegeventilen und einem Load-Sensing-System. Durch Ansteuerung der Ventile kann dem Sekundärkreislauf hinter dem Ventilblock ein Ölstrom zu- bzw. abgeführt werden. Das Load-Sensing-System stellt sicher, dass lediglich der von den Verbrauchern aktuell benötigte Volumenstrom gefördert wird.

Die Datenblätter der einzelnen Komponenten befinden sich im Anhang C.2.

Bis auf den Plungerzylinder, der an der Hinterachse zwischen Schwinge und Lenkachse sitzt, wurden alle weiteren Hydraulikkomponenten seitlich am Gabelstapler befestigt. (Abbildung 1.9) Die Blende ist von außen nicht sichtbar, weil sie im Inneren des Hydraulikblocks sitzt.



(a) Seitlich befestigter Hydraulikkreislauf

(b) Hydraulikkomponenten

Abbildung 1.9.: Hydraulikkreislauf am Gabelstapler

Als Druckflüssigkeit wurde HLP 68 eingesetzt. Dabei handelt es sich um ein Hydrauliköl auf Mineralölbasis, das mit Additiven zur Erhöhung der Alterungsbeständigkeit, des Korrosions- und des Verschleißschutzes vermischt ist.

Der Öffnungsdruck des DBV ist auf 205 *bar* eingestellt, dieser Wert entspricht somit dem maximalen Systemdruck. Der maximale Volumenstrom des Systems beträgt in etwa 75 *l/min*. [24, S.87]

Abschließend ist noch zu bemerken, dass es sich bei diesem System um ein rein passives handelt. Solche Systeme schränken das Verhalten der Federung stark ein, weil sie während des Betriebs nicht verstellt werden können. Das Federungsverhalten kann demnach nur auf einen bestimmten Belastungsfall zufriedenstellend abgestimmt werden. Sobald sich die Belastung ändert, entstehen zwangsweise sogenannte Zielkonflikte.

1.2.2. Montini

Der Staplerhersteller Montini ist zur Zeit weltweit der einzige, der eine serienreife Lenkachsfederung besitzt.[21] Dabei handelt es sich um eine Federung für drei- und vierrädrige Gegengewichtsstapler, die als so genanntes „Comfort Security Montini (CSM)“ patentiert ist.[22] Sie wird als Zusatzausstattung für die Fahrzeuge an-

geboten. Abbildung 1.10 zeigt die gesamte Hinterachskonstruktion im ausgebauten Zustand.

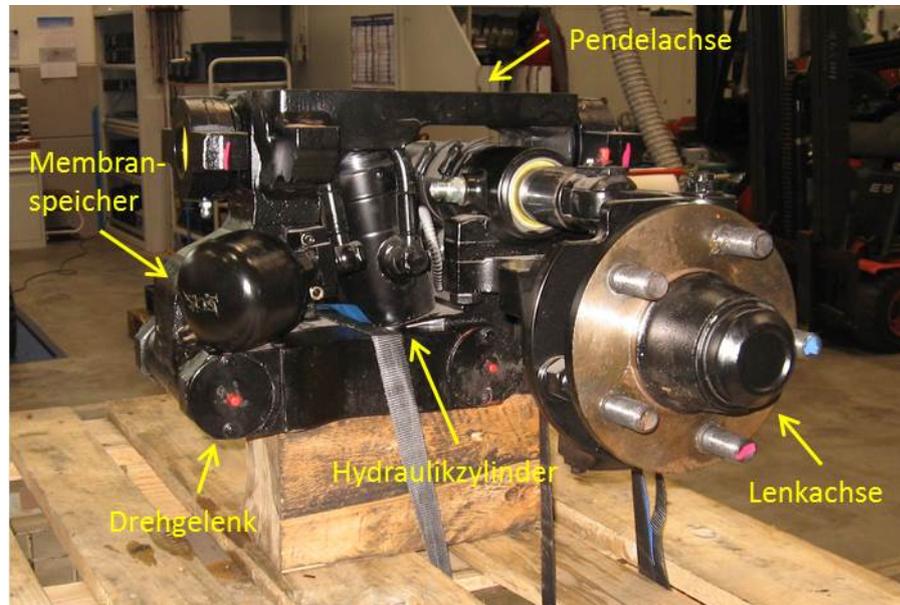


Abbildung 1.10.: CSM System von Montini im ausgebauten Zustand

Sowohl das Federsystem von Linde als auch das von Montini basieren auf dem hydropneumatischen Prinzip von Citroën. Linde MH entschied, das selbe Prinzip zu verwenden, weil es das vielversprechendste Ergebnis der zuvor durchgeführten Untersuchung diverser Federungsmöglichkeiten war.

Die geringfügigen Unterschiede in der Ausführung dieser beiden Systeme sind auf den jeweiligen Entwicklungsstand zurückzuführen. Das Federsystem von Montini ist bereits serienreif, während das System von Linde dem Prototypenstand entspricht.

Montini hat den Membranspeicher sehr nahe am Hydraulikzylinder platziert. Dies ist von Vorteil, weil die Grunddämpfung dadurch geringer ausfällt. In hydropneumatischen Federungssystemen ist durch den Weg des Öls von der Wirkfläche im Zylinder bis hin zum Druckspeicher und die dazwischen liegenden hydraulischen Leitungskomponenten bereits eine gewisse Grunddämpfung vorgegeben. Insbesondere Systeme mit sehr langen Wegen zwischen Federungszyylinder und Druckspeicher zeigen nur einen Teil ihres Potentials, das mit kürzeren Leitungswegen möglich wäre. Daher ist schon bei der grundlegenden Konstruktion des Federungssystems darauf zu achten, dass Federungszyylinder und Druckspeicher so nahe wie möglich zusammen liegen. Je niedriger die Grunddämpfung ist, desto mehr Einflussmög-

lichkeiten hat man, die Dämpfungscharakteristik des Systems zu verbessern, indem man gezielt weitere Dämpfungselemente mit einbringt.[2, S.54].

Ein weiterer Unterschied ergibt sich aus der Platzierung des Hydraulikzylinders. In Abhängigkeit von der Kinematik der Radaufhängung und der Federanordnung besteht zwischen einer Einfederbewegung des Radaufstandspunktes Δz_R und der entsprechenden Längenänderung der Aufbaufeder Δf bei Einzelradaufhängungen ein Übersetzungsverhältnis i_F , Abbildung 1.11. [14, S.73]

$$i_F = \frac{\Delta f}{\Delta z_R} \quad (1.1)$$

Durch dieses Übersetzungsverhältnis kann die Federkennlinie bis zu einem gewissen Grad gezielt beeinflusst werden. [19, S.100]

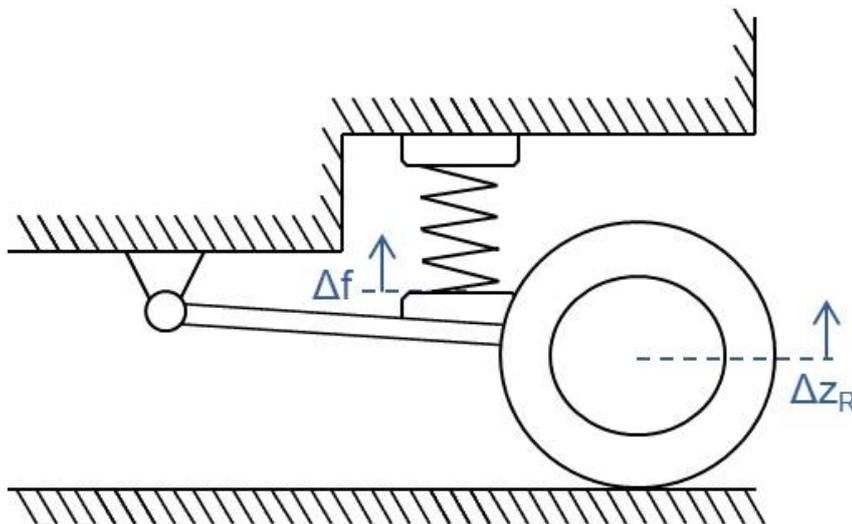


Abbildung 1.11.: Radaufhängung. Nachempfunden: [14, S.73]

Sollte sich Linde MH für die Serienproduktion dieses Konzeptes entscheiden, wird sowohl die Lenkachskonstruktion als auch die Platzierung des Membranspeichers optimiert werden.

1.2.3. Weitere Forschungsprojekte

Darüber hinaus existieren weitere Untersuchungen und Prototypen, beispielsweise die Untersuchung der Helmut-Schmidt-Universität im Auftrag der Still GmbH. Ziel dieser Untersuchung war die Entwicklung eines aktiv gefederten Fahrwerkes. Dabei wurden auch Fahrversuche durchgeführt. Die gesamte Entwicklung dieses

Fahrwerks ist in der Dissertation von Dr.-Ing. Thorsten Biermann [4] ausführlich beschrieben.

Allerdings konnte sich dieses Fahrwerk wegen der hohen Kosten nicht durchsetzen. Die größte Rolle spielten dabei die Wartungs- bzw. Reparaturkosten und der erhöhte Kraftstoffverbrauch, der durch die ständig notwendige Regelung der aktiven Federung entstand. Diese Kosten übertreffen den entstehenden Nutzen und machen so Herstellung und Betrieb unwirtschaftlich. Es muss jedoch erwähnt werden, dass die Komponenten dieses Fahrwerkes nach funktionalen und nicht nach wirtschaftlichen Gesichtspunkten ausgewählt wurden. [6]

1.3. Zielsetzung

Das Gesamtziel dieser Diplomarbeit ist eine gefederte Lenkachskonstruktion zu entwickeln, die einerseits besser als die der Konkurrenz ist, gleichzeitig aber wirtschaftlich und produzierbar bleibt. Bei der Serienlösung des Herstellers Montini, Abschnitt 1.2.2, steht eindeutig die Wirtschaftlichkeit an erster Stelle. Die Federung ist wartungsarm und die Produktionskosten sind niedrig. Sie bringt aber auch einige Nachteile mit sich, die im weiteren Verlauf dieses Kapitels genauer betrachtet werden.

Die aktive Federung von Herrn Dr.-Ing. Thorsten Biermann hingegen, Abschnitt 1.2.3, beruht auf einem rein wissenschaftlichen Ansatz. Das Fahrwerk ist aus wissenschaftlicher Sicht nahezu optimal aber gleichzeitig sehr unwirtschaftlich. Daher ist der ursprüngliche Auftraggeber des Forschungsprojekts, die Still GmbH, letztendlich zum Schluss gekommen, das Fahrwerk nicht zu bauen.

Da es sich bei dieser Diplomarbeit um eine Arbeit in einem industriellen Umfeld handelt, ist die Wirtschaftlichkeit der Lösungsansätze stets zu berücksichtigen. Um die einzelnen Ziele genauer zu definieren, werden zunächst die Probleme der aktuellen Federung von Linde MH besprochen.

Niveauregulierung

Während des Betriebs geht ein Teil der Druckflüssigkeit aus dem Hydraulikkreislauf verloren. Beim Überfahren von Unebenheiten fließt ständig Hydraulikflüssigkeit über das DBV zurück in den Tank, da durch die wiederholten Stöße der Grenzdruck des DBV überschritten wird. Aber auch nach längeren Standzeiten ist ein deutlicher Verlust an Druckflüssigkeit im Kreislauf bemerkbar, weil das 2/2 Wegeventil nicht hermetisch dicht ist. Die Folge

davon ist, dass der hintere Teil des Gabelstaplers absackt. Der Stapler verliert also seine waagerechte Lage. Um dies zu vermeiden, muss der Stand der Druckflüssigkeit im Kreislauf ständig geregelt werden.

Ein weiterer Grund für eine Niveauregulierung ist, dass die statische Last von Flurförderzeugen stark variiert. Bei Variation der Federbelastung federt das System ein, bis die Federkraft der neuen Belastung entspricht. Dadurch ändert sich die statische Ruhelage der Feder in Richtung des Einfeder-Anschlages und der vorhandene Restfederweg verringert sich. Im schlimmsten Falls ist der Restfederweg dann so gering, dass es zu einem Durchschlagen der Feder kommt. Eine Niveauregulierung kann nach einer Veränderung der Federbelastung die Federung wieder in die Konstruktionslage zurückbringen. [2, S.8]

Federsteifigkeit

Eine charakteristische Eigenschaft hydropneumatischer Federungssysteme ist der progressive Verlauf ihrer Kraft-Weg-Kennlinie. Dies führt zu einer quadratisch ansteigenden Federrate im Gegensatz zu der im Normalfall konstanten Federrate einer mechanischen Feder. (Abbildung 1.12)

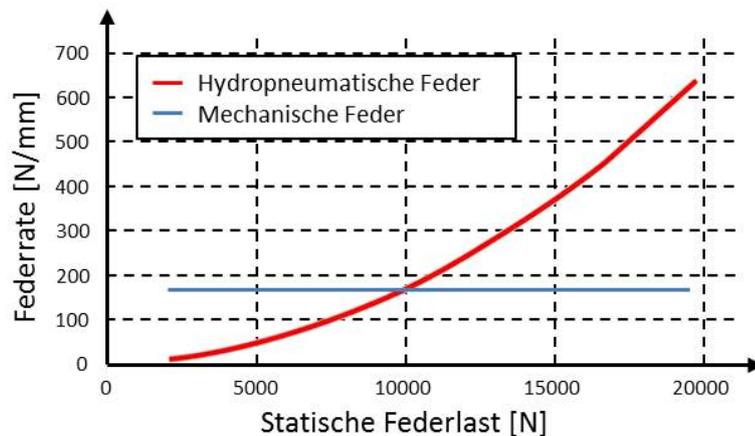


Abbildung 1.12.: Typischer Verlauf der Federrate einer mechanischen und einer hydropneumatischen Feder in Abhängigkeit der statischen Belastung. Nachempfunden: [2, S.28]

Gerade bei Flurförderzeugen, bei denen die statische Belastung stark variiert, ist eine sich ändernde Federsteifigkeit wünschenswert. Zum einen muss

die Federung nämlich entsprechend hart ausgelegt werden, um ein übermäßiges Einfedern des Fahrzeuges bei maximaler Beladung zu verhindern. Zum anderen wird eine auf maximale Beladung ausgelegte Federung als unkomfortabel empfunden. [2, S.536]

Ändert sich jedoch die Federrate c quadratisch, während sich die statische Belastung m linear verändert, dann ändert sich auch die Eigenfrequenz f des Systems nach Gleichung 1.2.

$$f = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (1.2)$$

Da die Eigenfrequenz das Fahrverhalten eines Fahrzeuges bestimmt, sollte diese jedoch möglichst konstant gehalten werden [2, S.26], damit sich auch die Federeigenschaft möglichst wenig ändert. In der Regel wird deshalb ein linearer Anstieg der Federrate anstatt des progressiven angestrebt. Dies ist mit dem aktuellen Federsystem nicht möglich.

Dämpfungsgrad

In allen Fällen versucht man, die Dämpfungskraft so gering wie möglich zu halten, damit die Entkopplung der gefederten Masse auf der Sekundärseite von den Bewegungen auf der Primärseite (Abbildung 1.13) so gut wie möglich erreicht werden kann.

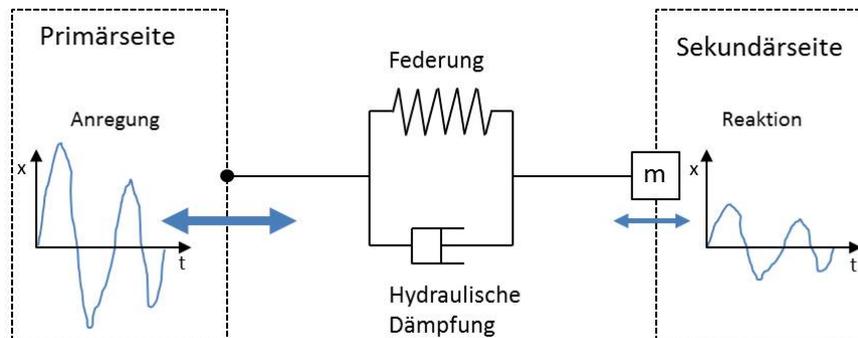


Abbildung 1.13.: Grundlegender Aufbau eines Federungssystems. Nachempfunden: [2, S.6]

Ist die Dämpfung allerdings für die normalen Betriebsbedingungen optimal ausgelegt, so kann es bei extremen Betriebszuständen zu einer Unterdämpfung und damit zu einem Überschreiten der vorhandenen Federwege führen,

was zu einem harten Anschlag am Ende des Federweges führt. [2, S.45] Dieser Zielkonflikt kann durch eine variable Dämpfung gelöst werden.

Blockieren der Federung

In bestimmten Betriebszuständen ist die Federwirkung unerwünscht und muss vollständig gesperrt werden. Fahrversuche mit dem Prototypen haben ergeben, dass insbesondere bei Lastaufnahme und gleichzeitigem Anheben des Fahrzeughecks, dem Fahrer das Gefühl vermittelt wird, er kippe nach vorne. Bei Be- bzw. Entladevorgängen von bis zu 3.5 Tonnen in einer Höhe von bis zu 3 m darf nicht das Gefühl des Kippens durch Überlast entstehen. Zur Zeit ist nur ein manuelles Blockieren der Federung möglich. Es sollte aber je nach Betriebszustand automatisch geschehen.

Hinzu- und Wegschalten der Federung

Die Möglichkeit die Federung weg- und zuzuschalten erzeugt ein neues Problem. Wenn die Verbindung zwischen Hydraulikzylinder und Membranspeicher gesperrt wird und sich anschließend die statische Belastung des Gabelstaplers ändert, entsteht eine Druckdifferenz zwischen diesen Komponenten. Diese Druckdifferenz wird schlagartig wieder ausgeglichen, sobald die Verbindung geöffnet wird. Dies führt zu einer plötzlichen Veränderung des Federungsniveaus, die für den Fahrer stark spürbar ist. Am besten wird dieser Vorgang Anhand eines Beispiels verdeutlicht.

Abbildung 1.14 zeigt den Stapler ohne Last und mit offenem Wegeventil. Zwischen Hydraulikzylinder und Membranspeicher herrscht der gleiche Druck. Wird jetzt das Wegeventil gesperrt und kurz danach eine Last aufgenommen, ändert sich der Druck im Hydraulikzylinder, während der Druck im Speicher konstant bleibt. Es sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass eine Lastaufnahme beim Gabelstapler zu einer Entlastung der Hinterachse führt. Während bei einem PKW die Hinterachse im beladenen Zustand stärker belastet wird, wird die eines Staplers entlastet, da die Drehachse mit der Vorderachse zusammenfällt.

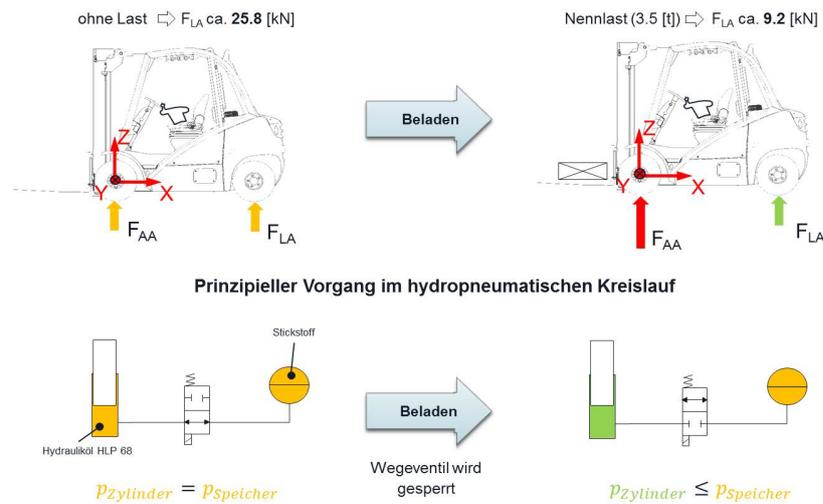


Abbildung 1.14.: Beladen und blockieren des Federsystems

Ist der Beladevorgang abgeschlossen, und somit die Federwirkung wieder erwünscht, muss das Wegevventil bei vorhandener Druckdifferenz geöffnet werden. Dieser Vorgang wird in Abbildung 1.15 verdeutlicht. Die Druckdifferenz zwischen Speicher und Zylinder wird schlagartig ausgeglichen und es stellt sich ein neuer Druck ein. Die Lage des Staplers ändert sich, da der neue Druck und die Elastizität des Speichers eine neue Ruhelage ergeben. Für den Fahrer fühlt sich dies wie ein „Herauskatapultieren“ oder „Durchfallen“ an, je nachdem in welche Richtung der Druckausgleich stattfindet.

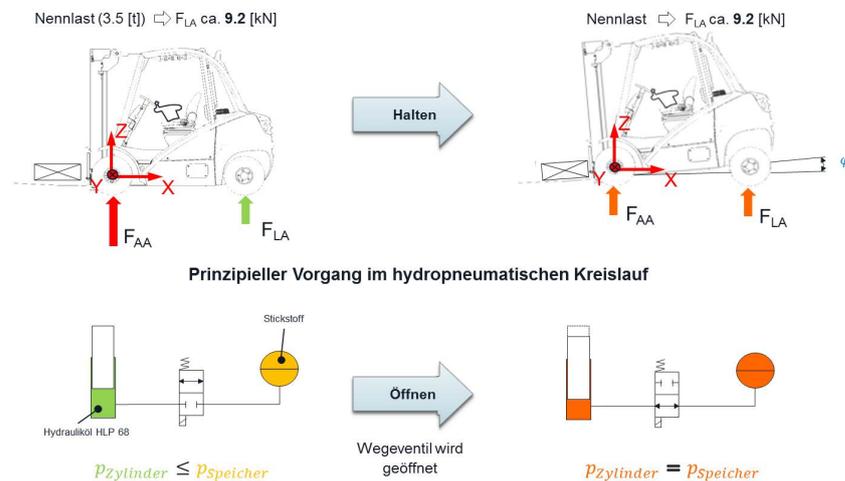


Abbildung 1.15.: Entladen und Hinzuschalten des Federsystems

Während der zuvor erwähnten Fahrversuche bei Linde MH wurden Messungen

durchgeführt, die das Verhalten der letzten zwei Punkte wiedergeben. Sie befinden sich im Anhang B.2. Im Abschnitt 2.2.2 wird auch noch einmal auf diese Problematik eingegangen.

Ziel der Diplomarbeit ist, die Schwachstellen des Federsystems möglichst zu beheben. Ist ein Problem nicht vollständig lösbar, so muss es zumindest bis zu einem akzeptablen Grad verbessert werden. Akzeptabel bedeutet hier, dass der Aufwand und die möglichen Kosten gegenüber dem erzielbaren Nutzen in einem angemessenen Verhältnis stehen. Gerät man bei der Problemlösung an die Grenzen des Systems, muss der Anspruch sein, alternative Lösungsvorschläge zu finden.

Des Weiteren ist ein Simulationsmodell des Prototypen inklusive hydropneumatischer Federung zu erstellen, um Parameterstudien durchführen zu können. Dieses Simulationsmodell wird dann anhand von Messergebnissen aus Versuchsfahrten mit dem Prototypen validiert, um durch Parameterstudien die Systemparameter zu optimieren und mögliche Systemerweiterungen simulieren zu können.

Die Ergebnisse dieser Diplomarbeit sollen Linde MH als Entscheidungsgrundlagen dienen, ob es sich lohnt, das Projekt der gefederten Lenkachse weiterzuführen und den nächsten Schritt zu einer Serienfertigung zu gehen.

1.4. Vorgehensweise

Die Probleme, die das aktuelle Federsystem von Linde MH mit sich bringt, wurden im Abschnitt 1.3 besprochen. Diese können dabei in „konstruktive“ und „nicht konstruktive“ Probleme unterteilt werden. Konstruktive Probleme können nur durch eine Änderung des aktuellen hydropneumatischen Systems gelöst werden. Das Federungsverhalten des Systems zum Beispiel kann nur verändert werden, indem man den Hydraulikzylinder mechanisch oder hydraulisch vorspannt oder die Gasmenge im Membranspeicher variiert. [2]

Andere Probleme hingegen, wie die Niveauregulierung, können ohne eine Änderung des Hydrauliksystems gelöst werden. Ein Steuergerät kann die Zu- bzw. Abfuhr der Druckflüssigkeit je nach aktueller Lage des Staplers regeln und dadurch den Stapler bei Bedarf in die waagerechte Lage zurück bringen. Diese Art von Problemen fällt in die Kategorie der nicht konstruktiven Probleme.

Das einzige Problem, das sowohl „konstruktiv“ als auch „nicht konstruktiv“ gelöst werden kann, ist dabei der Druckausgleich beim Hinzu- und Wegschalten des Speichers. Ein allmählicher Druckausgleich kann nämlich auf verschiedene Arten

erfolgen. Demnach erfolgt die Einteilung der Probleme wie folgt.

konstruktive Probleme:

- Federsteifigkeit
- Dämpfungsgrad
- stetiger Druckausgleich

nicht konstruktive Probleme:

- Niveauregulierung
- Blockieren und Hinzuschalten der Feder
- diskreter Druckausgleich

Genau wie die Probleme selbst, werden auch die Lösungsvorgänge aufgeteilt. Im ersten Schritt wird das hydropneumatische System geändert bzw. erweitert, so dass die konstruktiven Nachteile gelöst werden. Es blieb dabei allerdings beim Entwurf eines erweiterten Federsystems, da die zeitliche Begrenzung der Diplomarbeit nicht zuließ, das erweiterte System zu bauen. Allein der Entwurf und die Genehmigung des erweiterten Federkonzeptes beanspruchten bereits einen großen Teil der zur Verfügung stehenden Zeit. Kauf der benötigten Hydraulikkomponenten, die notwendige Arbeitszeit für den Einbau des Systems und die darauffolgende Inbetriebnahme sprengen den Zeitrahmen der Diplomarbeit.

Im zweiten Schritt werden dann die nicht konstruktiven Probleme gelöst. Dazu wird ein Steuergerät der Firma dSpace, die MicroAutoBox I, verwendet. Das Steuergerät ist bereits vorhanden, muss aber noch zusammen mit der notwendigen Sensorik eingebaut und in Betrieb genommen werden. Des Weiteren müssen alle elektrischen Komponenten verkabelt und die Software, die dann die Steuerung bzw. Regelung des Systems übernimmt, geschrieben werden.

Im letzten Schritt befasst sich die Diplomarbeit mit der Simulation des Gabelstaplers und der hydropneumatischen Federung. Das Simulationsergebnis wird anhand von Messergebnissen validiert, damit anschließend Parameterstudien durchgeführt werden können.

Die Vorgehensweise sieht also wie folgt aus:

1. Erweiterung des hydropneumatischen Federsystems,

2. Entwurf der Regelung und Inbetriebnahme des Steuergeräts,
3. Simulation und Parameterstudien.

Im Kapitel 2 werden die notwendigen theoretischen Grundlagen geschildert.

2. Theoretische Grundlagen

Um die von Linde MH gestellten Aufgaben erfüllen zu können, ist die Betrachtung gewisser theoretischer Grundlagen notwendig. Zum einen ist der Entwurf eines adaptiven Federungskonzeptes gefordert, deswegen wird auf die Theorie der Vertikaldynamiksysteme, Abschnitt 2.1, eingegangen. Außerdem wird die Grundlagentheorie zu hydropneumatischen Federsystemen ausführlich betrachtet, Abschnitt 2.2.

Des Weiteren ist ausdrücklich eine Rapid-Prototyping-Software, siehe Anhang A, gefordert. Dazu wird im Abschnitt 2.3 der Begriff „Rapid Control Prototyping (RCP)“ näher erklärt.

2.1. Vertikaldynamiksysteme

Die Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen wird klassisch getrennt betrachtet nach den drei verschiedenen translatorischen Bewegungsfreiheitsgraden des Fahrzeugaufbaus. Bei Untersuchung der Bewegungsvorgänge in Fahrzeuginnenrichtung, also Antreiben und Bremsen, spricht man von der Längsdynamik des Fahrzeugs. Der zweite Bewegungsfreiheitsgrad in horizontaler Ebene, die Bewegung quer zu Fahrzeuginnenachse, wird durch den Begriff Querdynamik zusammengefasst. Das Schwingungsverhalten des Aufbaus in Richtung der Fahrzeughochachse wird als Vertikaldynamik bezeichnet. Hierbei geht es vor allem um die Abstimmung des Federungs- und Dämpfungsverhalten.[14, S.37] Im Rahmen dieser Diplomarbeit wird ausschließlich die Vertikaldynamik des Gabelstaplers betrachtet.

Vertikaldynamiksysteme bieten drei wesentliche Vorteile:

Erstens steigern Vertikaldynamiksysteme den Fahrkomfort, weil sie auf den Fahrzustand bzw. die Straßenqualität reagieren. So lassen sich beispielsweise variable Dämpfer in ihrem Dämpfungsverhalten auf Schlechtwegstrecken anpassen.

Zweitens optimieren Vertikaldynamiksysteme über die Beeinflussung der Radauflastkräfte die Längs- und Querdynamik. Das wirkt sich speziell auf die

Fahrdynamik und Fahrsicherheit aus. Dies geschieht aber nur indirekt über den Kamm'schen Kreis des Reifens.

Drittens reduzieren Vertikaldynamiksysteme, wie beispielsweise die Niveauregulierung, die Abhängigkeit des Fahrverhaltens vom Beladungszustand. [14, S.542]

Die Art und Weise der Einflussnahme eines Vertikaldynamiksystems auf die Dämpfungscharakteristik und auf die Federrate erlaubt eine Klassifizierung der Systeme. Man unterscheidet die Systeme nach ihrem Arbeitsbereich im Kraft-Weg- bzw. Kraft-Geschwindigkeits-Diagramm, ihrer Stellzeit sowie ihrem Energiebedarf, wie in Tabelle 2.1 dargestellt.

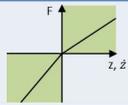
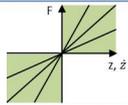
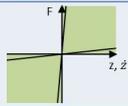
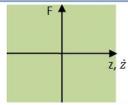
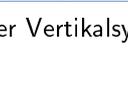
Systembezeichnung	Arbeitsbereich	Stellzeit	Energiebedarf
passiv		-	-
adaptiv		1 s bis herab zu 25 ms	gering
semi-aktiv		< 10 ms	gering
langsam aktiv		> ca. 0.3 s	mittel
Aktiv		< 10 ms	hoch

Tabelle 2.1.: Einteilung der Vertikalsysteme. Nachempfunden: [14, S.578]

Passive Systeme

Passive, „konventionelle“ Fahrwerke sind dadurch gekennzeichnet, dass sie während des Betriebs keinerlei Hilfsenergie erhalten. Ihre Federungs- und Dämpfungseigenschaften sind unveränderlich und durch gleich bleibende Kennlinien beschrieben. [14, S.578]

Adaptive Systeme

Adaptive Systeme können gegenüber den passiven Systemen zusätzlich zwischen verschiedenen Kennlinien der Bauelemente wählen. Die Kraftrichtung wird jedoch weiterhin durch das Vorzeichen des Einfederweges und der Einfedergergeschwindigkeit bestimmt. Hierdurch ist eine Anpassung an unterschiedliche Zustände wie Fahrzeugmasse, Fahrgeschwindigkeit, Fahrbahnzustand

sowie teilweise der Fahrsituation möglich. Zur Ansteuerung ist lediglich ein geringer Energieaufwand erforderlich, wobei die Anpassung an einen neuen Zustand relativ lang dauert. Die Dämpferkennung kann dabei innerhalb einer gewissen Bandbreite kontinuierlich oder zwischen einer Anzahl von Kennlinien stufenweise einstellbar sein. [14, S.578]

Semi-aktive (halbaktive) Systeme

Im semi-aktiven Fall ist die Schaltfrequenz größer als die charakteristische Schwingungsdauer von Rad und Aufbau. Deshalb kann schnell von einer zur anderen Kennlinie geschaltet werden, so dass auch jeder dazwischenliegende Punkt dynamische zu erreichen ist. [14, S.578]

Langsam-aktive Systeme

Langsam-aktive Systeme ergänzen die herkömmlichen Feder- und Dämpfungselemente durch ein aktives Stellglied, das pneumatisch, hydraulisch oder aber elektromechanisch betätigt wird. Der Energiebedarf liegt unter dem Niveau eines aktiven, aber deutlich über dem der adaptiven und semi-aktiven Konzepte. Wegen der hohen Stellzeiten werden diese Elemente in der Regel zum Ausgleich niederfrequenter Wank-, Nick- und Hubbewegungen des Aufbaus eingesetzt und parallel zu einer passiven Federung und Dämpfung angeordnet. [14, S.578]

Aktive Systeme

Erst bei den aktiven Systemen ist die Kraft zwischen Aufbau und Rad unabhängig von der Einfederbewegung des Rades: Es können alle Quadranten des Kraft-Geschwindigkeits-Diagramms genutzt werden. Zur Aufbringung der Stellkraft wird jedoch eine externe Energiezufuhr erforderlich. [14, S.578]

Gemäß dieser Kategorisierung der Vertikaldynamiksysteme fällt das aktuelle hydropneumatische Federsystem von Linde MH unter die passiven Systeme. Während des Betriebs wird dem System keine Hilfsenergie zugeführt und das Federverhalten wird von einer bestimmten Kennlinie beschrieben. Es kann also nicht zwischen verschiedenen Kennlinien hin und her geschaltet werden. Durch geeignete Modifikationen kann das passive System jedoch zu einem adaptiven System erweitert werden. Dadurch können Zielkonflikte und bestimmte Schwächen behoben werden.

2.2. Hydropneumatische Federsysteme

2.2.1. Vorspannung

Hydropneumatische Federungssysteme haben prinzipbedingt eine quadratische Abhängigkeit der Federrate von der Federlast, Gleichung 2.1. Dies geht direkt aus dem Gleichgewicht am Kolben des Hydraulikzylinders, unter Berücksichtigung der Zustandsgleichung für polytrope Zustandsänderungen, vor.

$$c = n \cdot \frac{F_{stat}^2}{p_0 \cdot V_0} \quad (2.1)$$

mit

c ... Federsteifigkeit
 n ... Polytropenexponent
 F_{stat} ... statische Belastung
 p_0 ... Speicherfülldruck
 V_0 ... Druckspeichervolumen

Wird das Federsystem vereinfacht als ungedämpfter Einmassenschwinger betrachtet und werden die folgende Gleichungen ineinander eingesetzt, erkennt man, dass die Eigenfrequenz proportional zur Wurzel der statischen Federlast ansteigt. [2, S.26]

$$w(t) = \sqrt{\frac{c}{m_f}} \quad (2.2)$$

$$w(t) = 2 \cdot \pi \cdot f \quad (2.3)$$

$$F_{stat} = m_f \cdot g \quad (2.4)$$

$$f = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{n \cdot F_{stat} \cdot g}{p_0 \cdot V_0}} \quad (2.5)$$

mit

f ... Eigenfrequenz
 $w(t)$... Kreisfrequenz
 m_f ... gefederte Masse
 g ... Erdbeschleunigung

Abbildung 1.12 stellt den Verlauf der Eigenfrequenz in Abhängigkeit der statischen Federlast dar.

Es ist allerdings wichtig, die Eigenfrequenz nach Abschnitt 1.3 konstant und gleichzeitig auch möglichst niedrig zu halten. Einerseits kann nur bei niedrigen Eigenfrequenzen eine gute Isolationswirkung erzielt werden [2, S.9], andererseits ist es wichtig, nicht in einen für den Menschen unangenehmen Frequenzbereich zu geraten. Insbesondere im Bereich zwischen 4 und 8 Hz ist der Mensch besonders empfindlich gegen Vertikalschwingungen. In diesem Bereich liegen einige Eigenfrequenzen menschlicher Organe [14, S.91]

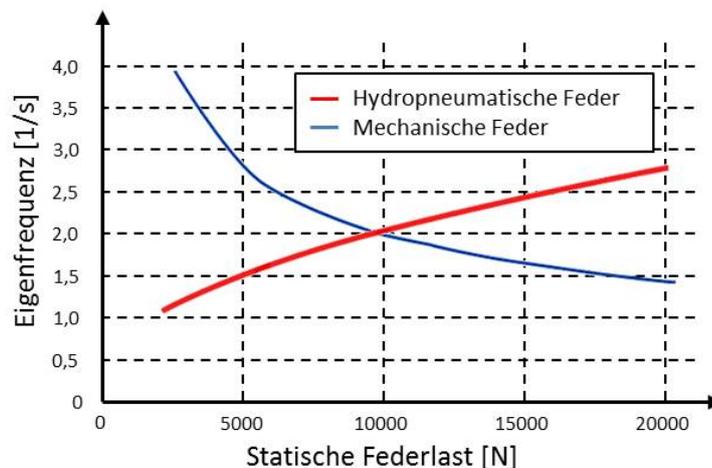


Abbildung 2.1.: Eigenfrequenz in Abhängigkeit der statischen Federkraft für die nicht vorgespannte hydropn. Federung. Nachempfunden: [2, S.28]

Eine Möglichkeit, den für hydropneumatische Federungen charakteristisch progressiven Verlauf der Kraft-Weg-Kennlinie zu beeinflussen ist, das System bereits im äußerlich unbelasteten Zustand unter eine innere Vorspannung zu setzen.

Mechanische Vorspannung

Die mechanische Vorspannung erfolgt durch die Erweiterung des Systems um eine mechanische Feder. Die mechanische Feder spannt die hydropneumatische Feder, nach Abbildung 2.2, mit einer Druckkraft vor. Neben der Vorspannkraft F_V wird aufgrund der mechanischen Feder auch eine weitere Steifigkeit c_{mech} in das System eingebracht. Dies bedeutet, dass sich eine wirksame Federrate c des Systems einstellt, welche sich aus der Federrate der hydropneumatischen c_{hydr} und der mechanischen Feder c_{mech} zusammensetzt, Gleichung 2.6.

$$c = c_{hydr} + c_{mech} \quad (2.6)$$

$$c = n \cdot \frac{(F_{stat} + F_V)^2}{p_0 \cdot V_0} + c_{mech} \quad (2.7)$$

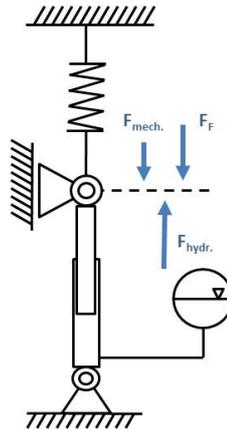


Abbildung 2.2.: Schematische Darstellung der mechanisch vorgespannten hydropneumatischen Federung. Nachempfunden: [2, S.32]

Mit steigender Vorspannkraft F_V verringert sich die Progression der Kraft-Weg-Kennlinie. Auch der Anstieg der Federrate c mit der Federlast wird über den gesamten Bereich geringer. Der Grund hierfür ist die mit steigendem F_V geringer werdende relative Laständerung pro Federlastveränderung. Der Verlauf der Federrate über der Federlast weist eine weitaus größere Linearität auf als das nicht vorgespannte System. Daraus resultiert eine Eigenfrequenz, die über weite Bereiche hinweg sehr nahe am Auslegungspunkt liegt. [2, S.34]

Hydraulische Vorspannung

Der Einsatz eines doppelwirkenden Zylinders, auch Differentialzylinder genannt, ermöglicht eine rein hydraulische Vorspannung, indem zusätzlich zur Kolbenfläche die Ringfläche mit Druck beaufschlagt wird. Dabei wird allerdings auch auf der Ringseite des Zylinders Öl verschoben, wenn sich der Kolben bewegt, und somit muss auch an diese Seite ein Druckspeicher angeschlossen werden, um diesen Ölvolu-
menstrom aufzunehmen bzw. abzugeben. Es entsteht ein Federungssystem, das aus zwei miteinander verspannten, einfachwirkenden hydropneumatischen Federn besteht (Abbildung 2.3). [2, S.37]

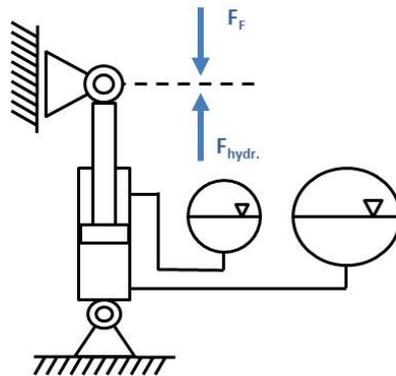


Abbildung 2.3.: Schematische Darstellung der hydraulisch vorgespannten hydropneumatischen Federung. Nachempfunden: [2, S.37]

Wie beim mechanisch vorgespannten System verliert auch hier die Kraft-Weg-Kennlinie an Progressivität mit steigendem Vorspanndruck. Generell erhält man einen ähnlichen Verlauf der Eigenfrequenz wie beim mechanisch vorgespannten System, Abschnitt 2.2.1.[2, S.40]

2.2.2. Federratenverstellung

Eine Verstellbarkeit der Federrate ist immer dann sinnvoll, wenn die Federung sehr unterschiedlichen Betriebsbedingungen unterworfen ist. Um die bestmögliche Funktion zu erzielen, ist dann eine Anpassung der Federungseigenschaften nötig. [2, S.162]

Zu- und Abschaltung von Druckspeichern

Für Federungssysteme ohne Vorspannung stehen lediglich die Variablen n , p_0 und V_0 nach Gleichung 2.1 zur Verfügung, um die Federrate c zu ändern.

Der Polytropenexponent n des gegebenen Gases kann nicht geändert werden. Der Druck p_0 hingegen könnte stufenlos durch gezieltes Nachfüllen bzw. Ablassen von Gas aus einem Druckspeicher mit dem festen Volumen V_0 geregelt werden. Der dafür notwendige Aufwand ist jedoch zu hoch. Als letzte Möglichkeit bleibt die Veränderung des Speichervolumens V_0 bei konstantem Speicherfülldruck p_0 , indem dem System Druckspeicher zu- bzw. weggeschaltet werden, Abbildung 2.4.

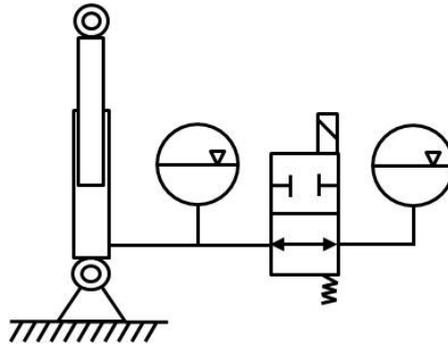


Abbildung 2.4.: Federungssystem mit abschaltbarem Druckspeicher. Nachempfunden: [2, S.163]

Entsprechend der Veränderung der Gasmasse verändert sich dann auch die Federate. [2, S.163] Hierbei muss jedoch beachtet werden, dass es durch Ab- und wieder Zuschalten von Druckspeichern zu Druckausgleichsvorgängen kommen kann, die ein plötzliches Veränderung des Federungsniveaus zur Folge haben. [2, S.163] Bei der Abschaltung eines Druckspeichers wird ein bestimmter Druck, welcher der statischen Federlast kurz von dem Abschalten entspricht, beibehalten. Ändert sich nun während der Dauer der Abschaltung die statische Federlast und damit der kolbenseitige nötige Druck, um die Federung in der Mittellage zu halten, so wird es dann beim Reaktivieren der Federung und Öffnen des Sperrventils zu einem Druckausgleich zwischen Kolbenraum und dem dazugehörigen Druckspeicher kommen. Ist die statische Federlast während der Abschaltphase gesunken, so wird bei Reaktivieren die Federung durch den höheren Druck im Druckspeicher angehoben, umgekehrt wird die Federung sinken. Je nachdem wie groß die Änderung der Federlast war, können die Reaktionen sehr heftig ausfallen und die Federung bei Reaktivierung schlagartig bis an die Anschläge gehen. Diese unkontrollierte Reaktion ist in jedem Fall zu vermeiden, da hierdurch Schäden an Mensch und Maschine nicht ausgeschlossen werden können.

Diese Reaktion kann gemildert werden, wenn bei der Reaktivierung zunächst nur ein sehr kleiner Querschnitt freigegeben wird, durch den sich dann der Druck langsam angleichen kann. Wird dieser Querschnitt passend gewählt, kann die Niveauregulierung in der nötigen Richtung eingreifen und die Bewegung der Federung wird entsprechend gering ausfallen. Anschließend kann dann der vollständige Querschnitt geöffnet werden, der für die höheren Volumenströme der Federungsvorgänge ausgelegt ist.

Eine Alternative ist eine Druckanpassung des Speichers auf das Niveau, welches aktuell im Kolbenraum herrscht, bevor die Verbindung zwischen Speicher und Zylinder wiederhergestellt wird. [2, S.153]

Variable hydraulische Vorspannung

Die hydraulische Vorspannung, nach Abschnitt 2.2.1 bietet eine weitere Möglichkeit zur Steuerung der Federrate. Die Steifigkeit des Gesamtsystems ergibt sich aus der Summe der Steifigkeiten der kolbenseitigen Feder $c_{hydr,K}$ und der ringraumseitigen Feder $c_{hydr,R}$, Gleichung 2.8.

$$c = c_{hydr,K} + c_{hydr,R} \quad (2.8)$$

Unter Berücksichtigung der Vorspannkraft aufgrund des Druckes in der Ringkammer erhält man für die Gesamtfedersteifigkeit c :

$$c = n \cdot \frac{(F_{stat} + p_V \cdot A_R)^2}{p_{0,K} \cdot V_{0,K}} + n \cdot \frac{(p_V \cdot A_R)^2}{p_{0,R} \cdot V_{0,R}} \quad (2.9)$$

mit

p_V ... Vorspanndruck Ringseite des Differentialzylinders

A_R ... Fläche Ringseite des Differentialzylinders

$p_{0,K}$... Speicherfülldruck Kolbenraum

$p_{0,R}$... Speicherfülldruck Ringraum

$V_{0,K}$... Druckspeichervolumen Kolbenraum

$V_{0,R}$... Druckspeichervolumen Ringraum

Nach Gleichung 2.9 kann die Veränderung des Vorspanndruckes p_V , die Vorspannung und damit die Federrate variieren. [2, S.43]

Eine Regelung des Ringraumdruckes bietet die Möglichkeit, die Federsteifigkeit den jeweiligen Bedürfnissen ideal anzupassen. Dies stellt den Schritt von einem passiven hin zum adaptiven Federungssystem dar. In diesem Fall ist zusätzliche Elektronik zur Regelung erforderlich. Dadurch kann das Federungssystem, in den gegebenen Hardware-Grenzen, beliebige Federsteifigkeiten annehmen. Das Zu- und Abschalten von Druckspeichern nach Abschnitt 2.2.2, ermöglicht es lediglich zwischen verschiedenen Kennlinien der Federrate, je nach Rahmenbedingungen, hin und her zu schalten. Durch Regelung des Vorspanndruckes p_V kann die Federrate jedoch stufenlos eingestellt werden. Abbildung 2.5 vergleicht die verschiedenen Systeme miteinander. [2, S.45]

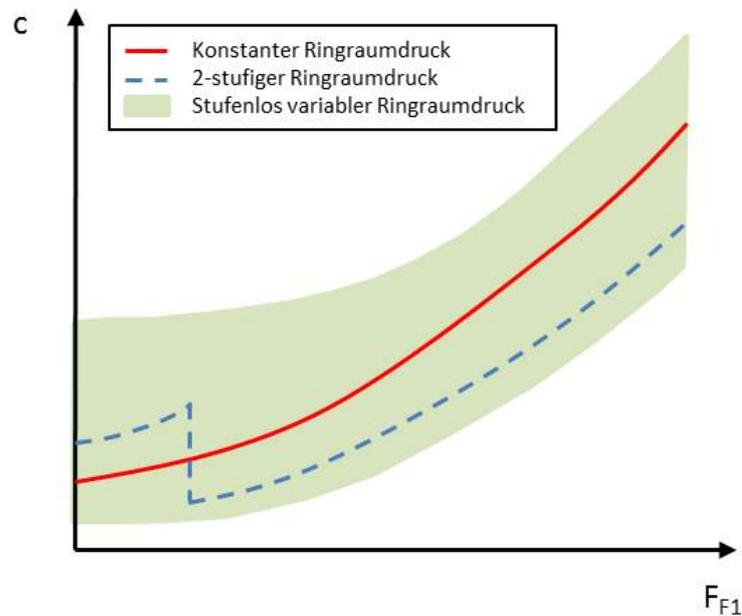


Abbildung 2.5.: Vergleich der Federraten des konstant vorgesp. Systems, des mit Ringraumdruckumschaltung und des Systems mit stufenlos variablem Ringraumdruck. Nachempfunden: [2, S.45]

2.2.3. Strömungswiderstand

Um die Energie, die der Federung durch Anregung von außen zugeführt wird, wieder abzubauen, sind Elemente erforderlich, welche eine Umwandlung der Bewegungs- bzw. Lageenergie vornehmen. Vorwiegend wird hier die Bewegungsenergie in Wärme umgewandelt, indem während der Bewegung eine abbremsende Kraft aufgebracht wird. Diese Dämpfungskraft basiert üblicherweise auf dem Prinzip der Reibung. Dabei gibt es zwei wesentliche Prinzipien, die dafür ausgenutzt werden:

- Die Festkörperreibung, auch trockene Reibung genannt. Zwei mit einer Normalkraft aufeinander gepresste Festkörper reiben aufeinander und erzeugen durch ihre Adhäsionskräfte eine der Bewegung entgegengesetzte Reibungskraft.
- Die Flüssigkeitsreibung, auch hydrodynamische Reibung genannt. Hierbei wird einem Flüssigkeitsstrom ein Strömungswiderstand entgegengesetzt, wodurch der Flüssigkeitsstrom gebremst wird. Diese Abbremsung erzeugt einen Druckaufbau in Strömungsrichtung vor dem Strömungswiderstand und über die Wirkfläche des Zylinders wirkt dieser Druck als bremsende Kraft, als Dämpfungskraft.

In allen Fällen versucht man die Dämpfungskraft so gering wie möglich zu halten, damit die Entkopplung der gefederten Masse auf der Sekundärseite von den Bewegungen auf der Primärseite, Abbildung 1.13, so gut wie möglich erfüllt werden kann. [2, S.45]

Ist die Dämpfung allerdings für die normalen Betriebsbedingungen optimal ausgelegt, so kann es bei extremen Betriebszuständen zu einer Unterdämpfung und damit zu einem Überschreiten der vorhandenen Federwege führen, was sich in einem harten Anschlag am Ende des Federweges äußert. [2, S.45]

In hydropneumatischen Federungssystemen ist durch den Weg des Öles von der Wirkfläche im Zylinder bis zum Druckspeicher und die dazwischenliegenden hydraulischen Leitungskomponenten bereits eine gewisse Grunddämpfung vorgegeben. In vielen Federungssystemen wird die Dämpfung durch Flüssigkeitsreibung allein durch diese Leitungselemente bestimmt. Je niedriger jedoch die Grunddämpfung liegt, umso mehr Einflussmöglichkeiten hat man, die Dämpfungscharakteristik des Systems zu verbessern, indem man gezielt weitere Dämpfungselemente mit einbringt. So kann die Dämpfung der Federrate jeweils angepasst werden. Insbesondere beim hydrostatischen Federungssystem mit starken Veränderungen der statischen Federlast reicht es nicht, allein die Federrate anzupassen und damit die Eigenfrequenz näherungsweise konstant zu halten. Vielmehr ist auch eine Anpassung der Dämpfungskräfte nötig, um die auf der Primärseite eingebrachte Energie auch wieder aus dem Federungssystem herauszunehmen. [2, S.55]

Die Grunddämpfung, deren Anteil als nicht beeinflussbare Dämpfung bezeichnet werden kann, sollte demnach nicht 100% der Gesamtdämpfung betragen. Zur flexiblen Abstimmung eines Systems muss ein gewisser Teil der Dämpfung auch noch durch verstellbare Strömungswiderstände beeinflussbar sein. [2, S.114]

Nicht einstellbare Blenden und Drosseln

Die einfachste Möglichkeit, zusätzliche Druckverluste zu erzeugen und damit die Dämpfungskraft zu erhöhen, ist der Einsatz von Drosseln oder Blenden.

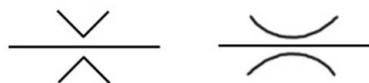


Abbildung 2.6.: Blende und Drossel

Unter Drosseln versteht man Querschnittsverengung des Durchflusses, bei der die Länge (der Verengung) wesentlich größer ist als der Durchmesser. Der Durchfluss

ist dabei vom Druckgefälle und von der Viskosität des Mediums abhängig. Da die Viskosität wiederum stark temperaturabhängig ist, sind Drosseln temperaturabhängig.

Bei Blenden ist dagegen die Länge der Öffnung wesentlich kleiner als der Durchmesser. Dadurch wird der Durchfluss nur noch vom Druckgefälle abhängig. [15, S.76]

Der Zusammenhang zwischen Durchfluss (Q) und Druckgefälle (Δp) einer Blende kann näherungsweise quadratisch angenommen werden, während die Drossel ein lineares Verhalten aufweist (Abbildung 2.7).

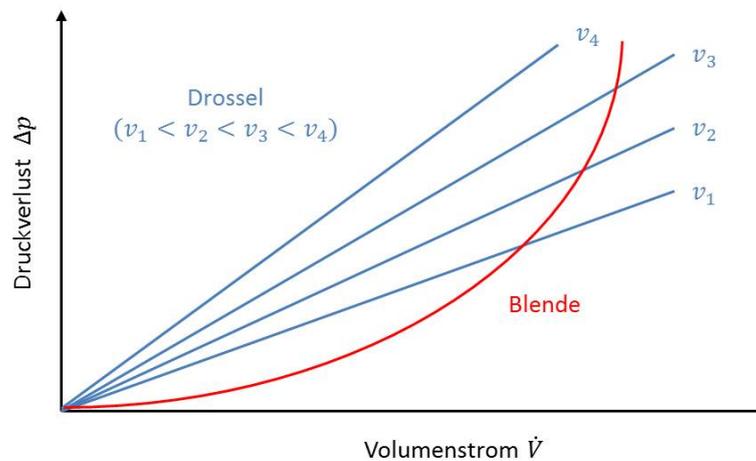


Abbildung 2.7.: Δp als Funktion des Volumenstroms und der Temperatur. Nachempfunden: [2, S.53]

In der Praxis hat man nie einen Strömungswiderstand in Reinform vorliegen, sondern stets eine Mischform aus Drossel und Blende. Man spricht daher von einem Strömungswiderstand mit „Drossel-“ oder mit "Blendencharakter", je nachdem welcher Einfluss überwiegt.

Generell bevorzugt man eine temperaturunabhängige Dämpfung, also mit Blendencharakter. Allerdings bedämpft dieser Widerstand kleine Schwingungen nur sehr schwach und bewirkt dadurch langes, leichtes Nachschwingen. Kurze starke Stöße hingegen werden aufgrund der quadratischen Abhängigkeit extrem stark bedämpft, wodurch diese nahezu ungedindert weitergegeben werden, Abbildung 2.7. [2, S.53]

Um diesem Verhalten entgegenzuwirken kann dem Strömungswiderstand ein DBV

zur Seite gestellt werden, das sich bei zu hohen Druckverlusten Δp öffnet und damit die Dämpfungskraft auf einem akzeptablen Niveau hält. Abbildung 2.8 stellt den Verlauf der Dämpfungskraft für einen solchen Aufbau dar. Man erkennt die beginnende Wirkung des DBV als Knick in der Dämpferkennlinie. Da die Druckbegrenzung temperaturunabhängig einsetzt, liegt der Knick in der Kennlinie stets in etwa demselben Bereich.

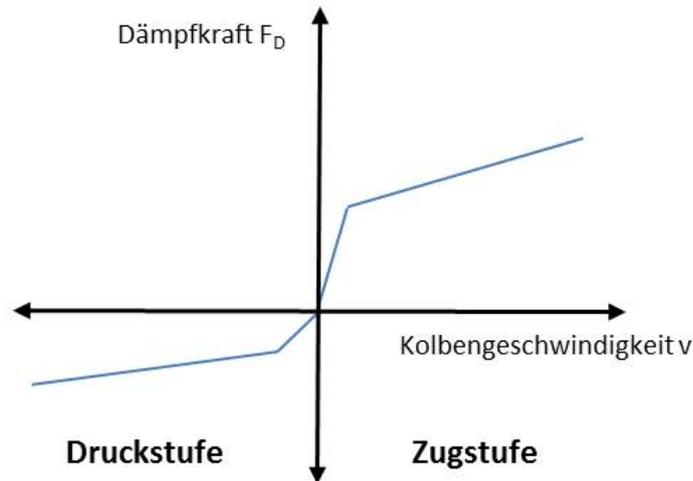


Abbildung 2.8.: Dämpferkraft mit Blendencharakter und DBV. Nachempfunden: [2, S.54]

Unabhängig davon welcher Strömungswiderstand eingesetzt wird, kann dieser jedoch nicht während des Betriebes geändert werden. Man ist an den Verlauf einer Kennlinie gebunden. Somit ist die Dämpfung für einen spezifischen Auslegungspunkt optimiert und kann nicht an abweichende Umstände angepasst werden.

Richtungsabhängige Strömungswiderstände

Durch diese Art von Dämpfung werden Zug- und Druckstufe unterschiedlich gedämpft. Dabei wird normalerweise der Zugstufe im Vergleich zur Druckstufe die höhere Dämpfung zugewiesen, das Verhältnis beträgt üblicherweise zwischen 2:1 und 3:1. Realisiert wird dies dadurch, dass das Öl in der einen Strömungsrichtung einen anderen Weg nimmt als umgekehrt. Arbeitet man mit hydraulischen Standardkomponenten, so kann dies durch eine Parallelschaltung zweier Strömungswiderstände erfolgen, wobei auf einem Pfad ein RSV interiert wird, Abbildung 2.9. Das RSV blockiert die Flussrichtung des Öls auf dem Parallelpfad. Der Strömungswiderstand ist bei dieser Lösung jedoch nicht verstellbar. [2, S.116]

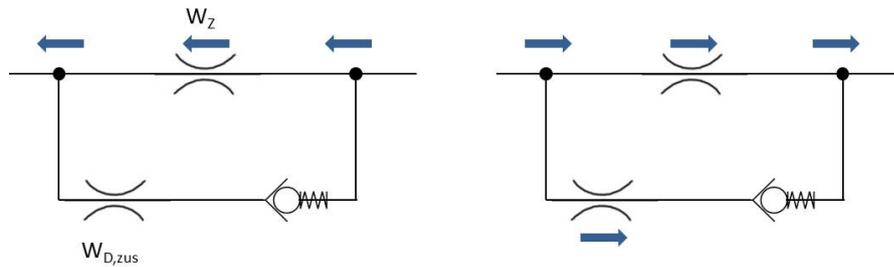


Abbildung 2.9.: Einfache hydraulische Schaltung als richtungsabhängiger Strömungswiderstand. Nachempfunden: [2, S.116]

Eine elegantere Lösung, mit der zusätzlichen Möglichkeit der Beeinflussung des Widerstandes abhängig vom Volumenstrom, bietet der Aufbau einer Dämpfungseinheit im Stil eines Dämpfungskolbens, wie sie in handelsüblichen Fahrzeugschwingungsdämpfern („Stoßdämpfer“) eingesetzt werden.[2, S.118]

Einstellbare Strömungswiderstände

Es kann auch notwendig sein, den Abbau der Schwingungsenergie stufenlos zu regeln und somit an den aktuellen Zustand der Achslast anpassen zu können. Erfolgt die Anpassung automatisch, unterscheidet man zwischen:

- **Adaptiver Anpassung (langsame Verstellung):** Das Federungssystem wählt selbst die geeignete Dämpfung zum Beispiel mechanisch über Nutzung des belastungsabhängigen kolbenseitigen Druckes als Stellsignal für ein Dämpfungselement oder elektronisch durch Auswertung verschiedener Sensorsignale. Das System reagiert dabei träge und wählt eine für die allgemeine Fahrsituation geeignete Dämpfung.
- **Semi-Aktiver Anpassung (schnelle Verstellung):** Das Federungssystem reagiert mittels Sensoren, Elektronik und schnell verstellbarem Dämpfungsventil in Echtzeit auf die Erfordernisse der Untergrundanregung. Ein starker Stoß kann damit zum Beispiel durch kurzzeitiges Öffnen des Dämpfungsventils abgefangen werden, bevor er zur Sekundärseite durchdringt. Dies erfordert eine Reaktionszeit des Systems von möglichst weniger als 20 ms und entsprechend aufwändige Komponenten. [2, S.119]

2.2.4. Elektronisch geregelte Niveauregulierung

Ein großer Vorteil hydropneumatischer Federungssysteme ist es, Laständerungen, die eine Verschiebung der Federungsmittellage hervorrufen, sehr einfach über Zu-

bzw. Abführen von Hydraulikflüssigkeit auszugleichen. Entsprechend wird die hydropneumatische Federung nahezu immer in Kombination mit einer Niveauregulierung verwendet. [2, S.135]

Aufgrund der hohen Energiedichte und der Inkompressibilität des Hydrauliköles kann nach einer Belastung des Systems, bei entsprechender Leistungsbereitstellung, sehr schnell wieder die Soll-Niveaulage erreicht werden. [2, S.11]

Bei der elektronischen Niveauregulierung wandeln Sensoren Information über die Position der Sekundärseite in elektrische Signale um. Diese Signale werden an einen Controller weitergegeben, welcher diese auswertet und anhand von Regelalgorithmen entscheidet, ob ein Nachregeln erforderlich ist. [2, S.140]

Die dazugehörige hydraulische Schaltung kann nach Abbildung 2.10 erfolgen.

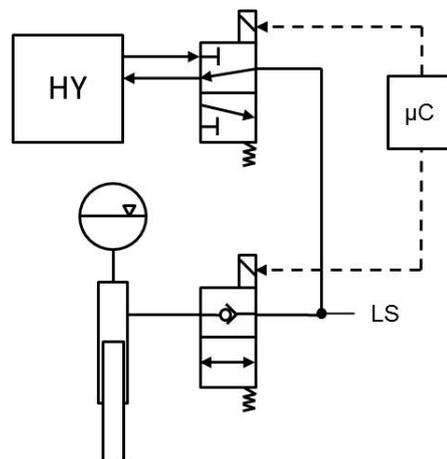


Abbildung 2.10.: Möglicher Aufbau einer Niveauregulierung. Nachempfunden: [2, S.142]

LS ist dabei das Signal eines Lagesensors an den Mikrocontroller (μC). Das Sitzventil ist notwendig, um die Leckageprobleme, die selbst bei geschlossenem Wegeventil auftreten würden, zu verhindern. Es könnte auch ein hydraulisch entsperbares RSV verwendet werden. Im unbestromten Zustand ist der Federkreis über das Sitzventil leakagefrei von der Versorgung isoliert. Bestromt man das elektromagnetisch angesteuerte Sitzventil hingegen, so wird die Verbindung zum Tank geöffnet.

2.2.5. Endlagendämpfung

Bei extremen Betriebszuständen kann es zu einer Unterdämpfung und damit zu einem Überschreiten der vorhandenen Federwege führen, was sich in einem harten Anschlag am Ende des Federweges äußert. Um dieses harte Anschlagen zu vermeiden, gibt es eine weitere Form der Dämpfung, die nur in der Nähe der Extrempositionen der Federung wirkt - die sogenannte Endlagendämpfung. Über zusätzliche Elemente wird hier Bewegungsenergie abgebaut, bevor diese zum Anschlag der Federung an den mechanischen Anschlag führt. [2, S.46]

Ideal ist ein System, welches die bis zum mechanischen Anschlag abzubauen kinetische (Überschuss-) Energie erkennt und seine Eigenschaften derart anpasst, dass energieunabhängig eine gleichmässige Abbremsung über den gesamten Weg der Endlagendämpfung ermöglicht und am Ende die Geschwindigkeit vollständig abbaut wird.

Elastomerblöcke

Viele Federungssysteme arbeiten zur Endlagendämpfung mit Elastomerblöcken, welche die Federbewegung kurz vor Erreichen des Anschlages abbremsen, indem sie der Bewegung eine zusätzliche Federsteifigkeit mit geringfügiger Dämpfung entgegenstellen. Streng genommen ist dieses System mehr eine Endlagenzusatzfeder als eine Endlagendämpfung. Die Federkraft und somit auch die Verzögerung der Bewegung nimmt vom ersten Kontakt zum Elastomer bis zum mechanischen Anschlag nahezu linear zu.

Ein Nachteil der Elastomerblöcke ist, dass der Werkstoff selbst je nach Häufigkeit der Beanspruchung und Umgebungsbedingungen auch einer starken Alterung und Setzung unterworfen ist und daher gegebenenfalls ausgetauscht werden muss. [2, S.56]

Hydraulische Endlagendämpfung

Beim hydropneumatischen Federungssystem bietet sich die hydraulische Endlagendämpfung an. Im Gegensatz zu den Elastomerelementen wird hier also in den Endlagen keine zusätzliche Federkraft mit geringfügiger Dämpfungswirkung, sondern eine zusätzliche Dämpfung aufgebracht.

Die Wirkung der hydraulischen Endlagendämpfung wird dadurch erreicht, dass in einem beliebig definierbaren Abstand vor Erreichen der Endlage der Querschnitt verkleinert wird, durch welchen das Öl aus dem jeweiligen Zylinderraum abfließt - beim Einfedern also aus dem Kolbenraum, beim Ausfedern aus dem Ringraum.

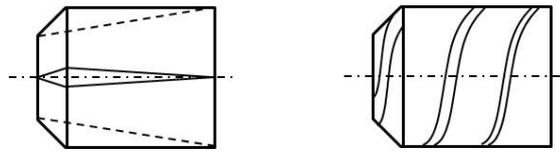


Abbildung 2.12.: Dämpfungskerben. Nachempfunden: [2, S.102]

2.2.6. Abschaltung der Federung

In manchen Situationen ist es von Vorteil, wenn keine Federung vorhanden ist bzw. diese ausgeschaltet ist. Beim Aufnehmen und Absetzen von Lasten zum Beispiel entstehen unkontrollierte Bewegungen, die verhindert werden müssen.

Sperrn des Hydraulikkreises

Eine vergleichsweise einfache Möglichkeit die Federung zu blockieren ist, den Ölfluss zwischen Zylinder und Druckspeicher der Kolbenseite abzusperrn. Abbildung 2.19 zeigt eine Blockierung durch ein beidseitig sitzdichtes, elektrisch entsperrbares 2/2-Wege-Ventil. Auch mit einem 2/2-Wege-Schieberventil kann diese Funktion realisiert werden, wenn nicht absolute Dichtheit gefordert ist. [2, S.151]

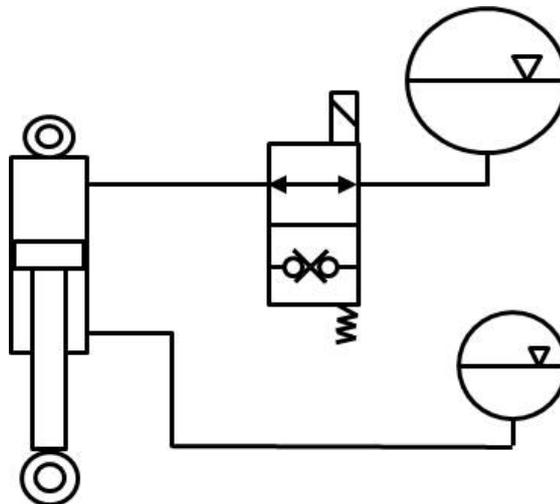


Abbildung 2.13.: Sperrung des kolbenseitigen Hydraulikkreises. Nachempfunden: [2, S.152]

Durch die Sperrung der Federung werden die Stöße nun allerdings nicht mehr elastisch aufgefangen, sondern starr von der Primär- in die Sekundärseite weitergeleitet. Die dadurch auftretenden großen Beschleunigungen bewirken sehr hohe Kräfte, die vom Federungssystem und dessen Konstruktionsumgebung ertragen

werden müssen. Insbesondere verursachen kurzfristige Extrembelastungen Druckspitzen im Federungssystem. Um einer Schädigung der Komponenten vorzubeugen, müssen diese entweder entsprechend robust dimensioniert sein oder durch ein DBV mit kurzer Reaktionszeit geschützt werden. [2, S.152]

Ein wichtiger Aspekt bei der Abschaltung durch Blockierung des Ölflusses ist, dass es nach der Reaktivierung zu Druckausgleichsvorgängen kommen kann. Ursache dafür sind sich gegebenenfalls ändernden Federlasten während der Blockierung. Diese Problematik wurde im Abschnitt 2.2.2, Zu-/Abschaltung von Druckspeichern, bereits erläutert.

Einfahren an den mechanischen Anschlag

Eine weitere Möglichkeit der Sperrung von Federungssystemen ist das Einfahren der Federungszylinder durch die Vorspannkraft bis an den mechanischen Anschlag. Diese Möglichkeit ist jedoch vorspannbaren Federungssystemen vorbehalten. In diesem Fall ist der kolbenseitige Kreis des Federungssystems vollständig druckentlastet, die Kraft wird nun direkt über den Anschlag von Primär- auf Sekundärseite übertragen. Durch eine ausreichende Vorspannung (mechanisch oder hydraulisch) muss hier gewährleistet sein, dass die ungefederten Massen starr zwischen Anschlag und Vorspannkraft eingeklemmt sind. [2, S.154]

„Quasi-Abschaltung“ durch sehr hohe Federsteifigkeit

Bei einem System mit variabler Vorspannung kann man - anstelle der vollständigen Abschaltung der Federung - die Vorspannung, also den Ringraumdruck, auf den maximal möglichen Wert bringen.

Gleichung 2.9 zeigt den gleich zweifachen Einfluss des Vorspanndruckes p_V auf die Federrate. Dies lässt sich dadurch erklären, dass der erhöhte Vorspanndruck zum einen das Gasvolumen auf der Ringseite stärker komprimiert, aber auch das Gasvolumen der Kolbenseite durch die erhöhte Vorspannkraft verkleinert. Diese nun erheblich kleineren Gaspolster bewirken eine deutlich höhere Federsteifigkeit. [2, S.155]

Der hohe Ringraumdruck hat zudem die Wirkung, dass die Stangendichtung sehr stark belastet wird und daher mit sehr hoher Reibung arbeitet. Dieses Reibung trägt ebenfalls zu einer Verminderung der Federbewegung im Zustand der „Quasi-Abschaltung“ bei. Einerseits ist durch die höhere Haftreibung die Losbrechkraft erhöht, die erforderlich ist, um eine Federbewegung zu initiieren. Andererseits wird durch die erhöhte Gleitreibung auch die Federbewegung stärker bedämpft, was

ebenfalls im Sinne der Systemabstimmung ist. Mit steigender Federrate müssen auch die Dämpfkkräfte zunehmen, da weniger Weg zur Verfügung steht, um dem Federungssystem Energie zu entziehen. [2, S.155]

Wichtig ist jedoch, dass dabei der Ringraumkreis nicht überbelastet wird und auch die spezifizierte maximale statische Federlast noch getragen werden kann. [2, S.155]

2.3. Rapid Control Prototyping (RCP)

Die Echtzeitanpassung eines Vertikaldynamiksystems an die aktuelle Fahrsituation wird von der elektronischen Regelung übernommen. Das flexibelste Vertikaldynamiksystem kann also nur so gut sein wie der dazugehörige Regelungsalgorithmus. Zum Entwickeln eines solchen Regelungsalgorithmus wird heutzutage ein Entwicklungsprozess namens RCP angewandt. RCP ermöglicht es, schnell von den Reglerspezifikationen zu einem in der realen Umgebung testbaren Prototypen zu gelangen. [25, S.29] Voraussetzung für diesen Ansatz bildet eine durchgängige Kette von Entwurfswerkzeugen. Dadurch wird gewährleistet, dass eine Modellierung, die mit einem bestimmten Modellierungswerkzeug entworfen wurde, unmittelbar in eine Umgebung übernommen werden kann, die die Systemanalyse oder den Regelungs- und Steuerungsentwurf unterstützt. Die Schnittstellenproblematik und der Transfer der Elemente von einem Schritt zum nächsten, werden durch den Anbieter des Produkts gelöst. So können die Entwickler sich auf ihr jeweiliges Spezialgebiet konzentrieren. [5, S.7] Einzelne Schritte einer solchen Werkzeugkette sind

1. Modellbildung und Simulation der Aufgabenstellung in einer grafischen Programmierumgebung.
2. Entwurf der Automatisierungsfunktion ausgehend vom Modell der Strecke.
3. Grafische Programmierung der Regelung/Steuerung. Die Symbolik soll für einen möglichst großen Anwenderkreis leicht verständlich sein.
4. Erprobung mit Hilfe eines echtzeitfähigen Rapid-Prototyping-Rechners (sog. Software in the Loop (SIL)).
5. Portierung, Codegenerierung und Optimierung für Zielhardware.
6. Erprobung der programmierten Zielhardware am simulierten Prozess (sog. Hardware in the Loop (HIL)).
7. Dokumentation der entworfenen Lösung. [5, S.295]

Die Schritte 1. bis 3. stellen die Systemsimulation dar. Das Verhalten einer Regelung wird entscheidend von der Dynamik der Regelkreisglieder bestimmt. Für die Auslegung eines Regelkonzepts ist es erforderlich, die Dynamik des Prozesses zu modellieren. Dabei wird das real existierende oder noch in der Entwicklung befindliche System anhand von Gleichungen abgebildet und in Simulationsstudien untersucht.

Zum Entwurf der Regelung steht hierbei die volle Rechenleistung der Simulationsplattform zur Verfügung, die es erlaubt, auch anspruchsvollere Algorithmen für die Regelung zu verwenden. Dadurch kann untersucht werden, inwieweit beispielsweise die Anwendung aufwändigerer Verfahren und der verbundene gerätetechnischen Mehraufwand gegenüber der Anwendung konventioneller Verfahren rechtfertigbar ist. Entsprechend gibt es keine Forderung nach Echtzeitverhalten in der Abarbeitung des Regelalgorithmus, da die Prozesssimulation in der selben Entwicklungsumgebung implementiert ist.

Der nächste Schritt beim RCP, Schritt 4., ist die Erprobung der Regelung mit Hilfe eines echtzeitfähigen Rapid-Prototyping-Rechners, auch SIL genannt. Im Bereich der Forschung und Vorentwicklung kann dieser Schritt bereits das Ergebnis des gesamten Entwicklungsprozesses darstellen (zum Beispiel bei der Untersuchung von Prototypen und alternativen Konzepten). [5, S.304] Deswegen wird diese Entwicklungsphase hier genauer betrachtet.

Unter SIL wird die prototypische Implementierung des Regelalgorithmus auf einem Entwicklungsrechner (Echtzeit-Zielplattform) verstanden. Hierzu werden idealerweise Tools verwendet, die es erlauben, für den in der Systemsimulation verwendeten, ggf. grafisch implementierten Algorithmus, automatisch Binär Code zu generieren. Die Zielplattform wird i.d.R. mit dem realen Prozess verbunden. Ziel ist es, Robustheit, Anwendbarkeit der verwendeten Algorithmen am Prozess zu untersuchen, und das in der Systemsimulation erzielte Verhalten der Regelung zu verifizieren. Die Zielplattform wird dabei zunächst mit sehr leistungsfähigen Komponenten bestückt, so dass in Bezug auf Rechnerleistung, Speicherkapazität und Auflösung der Messaufnehmer usw. keine oder nur geringe Einschränkungen für den verwendeten Algorithmus entstehen. Die Untersuchung des Algorithmus steht hierbei im Vordergrund.

Alternativ können auch sogenannte Evaluierungsboards verwendet werden, die speziell für das Testen von Mikroprozessoren bereitgestellt werden. Dabei handelt es sich um leistungsfähige Boards, die alle notwendigen Komponenten bis auf den Mikroprozessor bereitstellen. Unter Zuhilfenahme dieser Boards kann bereits der

Zielprozessor verwendet werden, allerdings noch nicht in seiner endgültigen Hardwareumgebung.

Sukzessive kann auch die für das Seriengerät vorgesehene Hardware eingesetzt werden. Bei Verfügbarkeit des realen Prozesses ergänzt dieses Vorgehen die Systemsimulation bei der iterativen Auswahl eines geeigneten Algorithmus. SIL stellt einen wesentlichen Schritt im RCP dar und bietet viele Vorteile:

- Das Regelungskonzept kann am realen Prozess verifiziert werden, ohne dass hierfür ein Seriengerät mit einem speziellen Microcontroller angepasst werden muss, was mit höheren Kosten verbunden wäre.
- Die Reglereinstellung kann gestützt auf Erkenntnisse aus der Systemsimulation online am realen Prozess verfeinert werden.
- Die verwendeten Komponenten sind flexibel, wiederverwendbar und erlauben durch eine hohe Rechenleistung, dass der Fokus bei der Entwicklungsarbeit ganz auf den Algorithmus gerichtet werden kann.
- Die verwendeten Algorithmen sind durch entsprechende Tool-Unterstützung leicht auf Fehler zu untersuchen und vor Ort anzupassen.
- Durch die schnelle und flexible Realisierung und Erprobung eines Algorithmus lassen sich neue Konzepte schnell umsetzen und demonstrieren. [5, S.304]

Stellt dieser Schritt nicht das Ergebnis des Entwicklungsprozesses dar, weil der Einsatz des Regelungsalgorithmus auf einem Seriensteuergerät beabsichtigt wird, sind weitere Entwicklungsschritte notwendig. Zunächst muss im Schritt 5. der Code generiert und der Regelungsalgorithmus für die Zielhardware iterativ optimiert werden.

Darauf folgt im Schritt 6. die Untersuchung des Regelungs-Prototypen auf der Zielhardware in einem simulierten echtzeitfähigen Prozess. Ziel ist es, den Prototypen auf seine vollständige Funktionsfähigkeit, Robustheit und Sicherheit hin zu untersuchen, was anhand von automatisierbaren Tests leichter und risikofreier mit einer Prozesssimulation durchführbar ist. Vorteile der HIL sind:

- Die Funktionstests können automatisiert durchgeführt werden.
- Auch kritische Szenarien können gezielt getestet werden.
- Das Testverfahren ist kostengünstig, da keine Eingriffe in reale Prozesse erfolgen und ist je nach Anwendung schneller, weil das Szenario real nur aufwendig zu konstruieren wäre.

- Die Regeltests können auch an modifizierten Reglestrecken (ähnlichen Prozessen oder Varianten) durchgeführt werden.
- Das Verfahren ist für Abnahme bzw. allgemein im Kontakt mit den Kunden vorteilhaft, da die Durchführung gut verständlich und ohne Risiken ist.
- Die verwendete Hardware kann ggf. gleichzeitig unter verschiedenen Umwelteinflüssen getestet werden. (Nässe, Feuchte, Hitze, Kälte, Erschütterungen, ...) [5, S.305]

Abschließend, nach erfolgreicher Erprobung der programmierten Zielhardware, wird in Schritt 7, die Lösung dokumentiert.

Die Reihenfolge der Schritte beim RCP kann dabei jedoch auch anders gestaltet sein. Beispielsweise könnte die Erprobung mit Hilfe eines Rapid-Prototyping-Rechners, also Schritt 4., entfallen oder es kann nötig werden, nach der Codegenerierung den Regel/Steuerungsalgorithmus anzupassen und aus diesem Grunde die ersten Schritte zu wiederholen. [5, S.295-296]

Die hier vorgestellten Richtlinien zum RCP werden auch beim Reglerentwurf in dieser Diplomarbeit berücksichtigt. Allerdings wird nicht genau die vorgeschriebene Vorgehensweise eingehalten. Die Automatisierungsfunktionen werden nicht ausgehend vom Modell der Strecke entworfen, sondern gleich am realen Prozess getestet. Das zwangsläufig sehr umfangreichen mathematischen Streckenmodells würde den Reglerentwurf sonst deutlich erschweren.

Außerdem schließt der Reglerentwurf dieser Diplomarbeit mit dem 4. Schritt des RCP ab, also mit der Implementierung des Regelalgorithmus auf einem Entwicklungsrechner. Dies geschieht aus verschiedenen Gründen. Ein Grund ist, dass diese Diplomarbeit zum Bereich der Forschung und Entwicklung gehört, die Inbetriebnahme des Seriensteuergerätes fällt in einen anderen Aufgabenbereich. Viel wichtiger ist aber, dass Diplomanden bei Linde MH aus Sicherheitsgründen keine Erlaubnis haben, Modifikationen an der Seriensoftware oder am Seriensteuergerät durchzuführen. Jede Änderung muss vor ihrer Genehmigung aufwändige und langwierige Sicherheitstest durchlaufen um sicherzustellen, dass keine gefährlichen Fehler in der Software enthalten sind. Das Entwicklungssteuergerät wird also parallel zum Seriensteuergerät eingebaut und übernimmt ausschließlich Regelfunktionen, die für das Federsystems relevant sind. Die Software des Seriensteuergerätes wird dabei in keiner Weise modifiziert oder beeinflusst. Es handelt sich also um eine sog. Bypasslösung.

Der Entwicklungsrechner, der zur Lösung dieser Aufgabe verwendet wird, ist eine MicroAutoBox I der Firma dSPACE. Dabei handelt es sich um ein Echtzeitsystem, das speziell für RCP Anwendungen, insbesondere für den Einsatz direkt am Fahrzeug, entwickelt wurde. Als Eingabe- und Simulationstool dient Simulink, als Co-degenerator Real-Time Workshop von The MathWorks. dSPACE stellt hierfür die notwendigen Schnittstellen zu Verfügung und liefert passende Simulink-Blöcke, die in das Simulink-Modell eingebunden werden können (Real-Time Interface (RTI)). RTI implementiert also automatisch das Matlab/Simulink/Stateflow Modell auf der MicroAutoBox, nachdem mit Hilfe vom Real-Time Workshop, der Code generiert wurde.¹

¹Im Literaturverzeichnis wird auf die Handbücher sowohl der MicroAutoBox I als auch der dazugehörigen Software hingewiesen. [9], [10] und [11].

3. Erweiterung des hydro-pneumatischen Federsystems

Vor der eigentlichen Erarbeitung der erweiterten Federkonzepte werden die Anforderungen an das System, Abschnitt 3.1, und die konstruktiven Einschränkungen, Abschnitt 3.2, denen es unterliegt, genau definiert.

3.1. Anforderungen

Die Anforderung an das erweiterte hydropneumatische Federungssystem ist, die konstruktiven Nachteile des aktuellen Federsystems zu lösen. Diese Nachteile wurden bereits im Abschnitt 1.3 bzw. 1.4 besprochen, werden hier jedoch in Form eines vereinfachten Lastenhefts erneut aufgezählt:

- Die **Federsteifigkeit** muss **verstellbar** sein, so dass sie an alle möglichen Beladungszuständen angepasst werden kann. Dadurch können starke Schwankungen der Eigenfrequenz des Systems vermieden werden und ein nahezu gleiches Federverhalten des Gabelstaplers gewährleistet werden.
- Der **Dämpfungsgrad** muss **verstellbar** sein. Um möglichst hohen Komfort zu erreichen, muss der Fahrzeugaufbau weitgehend von der Fahrbahn entkoppelt werden. Zu geringe Dämpfung führt jedoch zu stark schwankenden Radaufstandskräften und verringert die Bodenhaftung. Verstellbare Dämpferelemente ermöglichen die bestmögliche Kompromisseinstellung zwischen Komfort- und Sicherheitsdämpfung je nach Beladungszustand. [14, S.535]
- Der **Druckausgleich** beim Ab- und wieder Zuschalten von Druckspeichern muss **allmählich** erfolgen. Falls die Federlast während des Schaltvorganges eines Druckspeichers variiert und so eine Druckdifferenz zwischen Hydraulikkreis und Druckspeicher erzeugt, darf keine plötzliche Veränderung des Federniveaus beim Wiedereinschalten des Speichers eintreten.

3.2. Einschränkungen

Eine entscheidende Einschränkung des erweiterten Federungskonzeptes ist der Bau- raum im Bereich der Lenkachse. Die lenkenden Räder müssen sehr stark einschla- gen können, damit der Wendekreis des Gegengewichtstaplers möglichst klein aus- fällt und so ein gutes Handling des Staplers ermöglicht. Selbst die Form der Rad- kästen im Gegengewicht wird durch die bei Einschlag der Räder, entstehende Hüll- kurve bestimmt, Abbildung 3.1. Dabei müssen die größtmögliche Bereifung und die Pendelbewegung der Lenkachse berücksichtigt werden. [24, S.44]

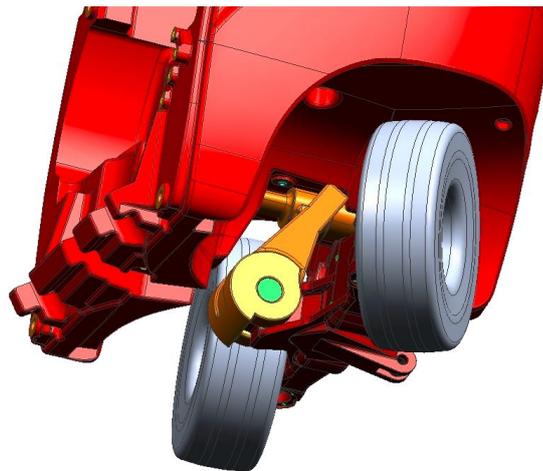
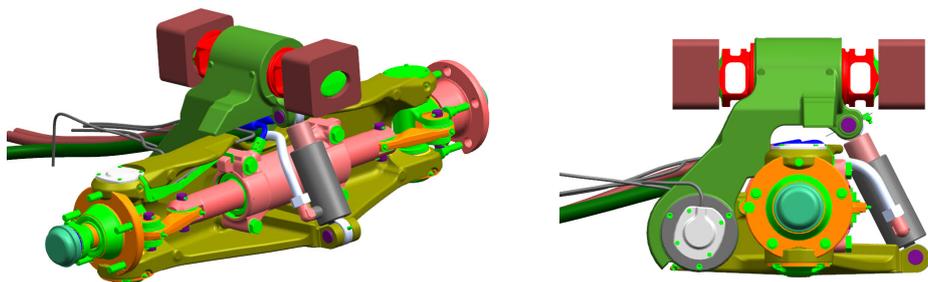


Abbildung 3.1.: Gefederte Lenkachskonstruktion mit maximal eingeschlagenen Rädern

Um genügend Platz für den im Prototypen verbauten Plungerzylinder zu schaf- fen (Abbildung 3.2), mussten bereits besondere Maßnahmen getroffen werden. Die ursprüngliche Lenkachsbereifung des Serienfahrzeuges wurde durch eine kleinere Bereifung ersetzt, damit die Lenkachse etwas nach unten versetzt werden konnte.



(a) Pendel- und Lenkachse

(b) Schwinge und Hydraulikzylinder

Abbildung 3.2.: Gefederte Hinterachse CAD

Eine zusätzliche Erweiterung des Bauraums ist nicht möglich, da weder das Gegengewicht noch die Pendelachse im Zuge dieser Diplomarbeit modifiziert werden dürfen. Beide Bauteile sind das finale Ergebnis aufwendiger Entwicklungsarbeiten und deren fehlerhafte Auslegung würde schwerwiegende Folgen nach sich ziehen.

Beim Entwurf des erweiterten Federungskonzeptes ist zunächst zu überprüfen, ob der zur Verfügung stehende Bauraum ausreicht, um einen doppelwirkenden Hydraulizylinder unterzubringen. Dieser wäre nämlich erforderlich, um eine hydraulische Vorspannung zu erzeugen. Da ein doppelwirkender Serienzylinder, der den vorliegenden Anforderungen genügt, jedoch definitiv zu groß ist, wird überprüft, ob eine Sonderanfertigung verwendet werden kann. Zu diesem Zweck wird im folgenden Abschnitt eine Überschlagsrechnung zur Abschätzung der Mindestbaulänge eines solchen Zylinders durchgeführt.

3.2.1. Überschlagsrechnung der Mindestbaulänge eines doppelwirkenden Hydraulizylinders

Um die Mindestbaulänge einer Sonderanfertigung abschätzen zu können, wird ein „Referenzzylinder“ verwendet. Als Referenzzylinder dient hier ein Neigezylinder der Staplerbaureihe 1313 von Linde MH. Beim Neigezylinder handelt es sich um einen doppelwirkenden Hydraulizylinder, der oberhalb der Fahrerkabine montiert ist und zum Vor- bzw. Zurückneigen des Hubmastes verwendet wird, Abbildung 3.3.



(a) Neigezylinder Linde MH

(b) CAD Datei des Neigezylinders

Abbildung 3.3.: Neigezylinder

Im weiteren Verlauf der Abschätzung werden Daten zusätzlicher Hydraulikzylinder benötigt. Der Übersichtlichkeit halber werden zunächst alle Zylinder indiziert und erläutert.

Referenzzylinder: Doppeltwirkender Hydraulikzylinder, der als Referenz für den Hydraulikzylinder des erweiterten Federungskonzeptes dient. **Index** Ref

Konzeptzylinder: Sonderanfertigung zur möglichen Vorspannung des erweiterten Federungssystems. Die Mindesteinbaulänge dieses Zylinders soll hier abgeschätzt werden. **Index** Kon

Plungerzylinder: Einfachwirkender Zylinder, der im derzeitigen, nicht erweiterten Federungssystem eingebaut ist. **Index** Plu

Um die endgültige Einbaulänge des Konzeptzylinders abschätzen zu können, werden die Maße des Referenzzylinders, Abbildung 3.4, in zwei Schritten reduziert. Als erstes wird der Referenzzylinder gekürzt, indem unnötige Abstände entfernt werden. Im zweiten Schritt werden die Längen einiger Komponenten des gekürzten Referenzzylinders, wie zum Beispiel die Kolbenlänge, durch einen Skalierungsfaktor weiter verringert. Der Skalierungsfaktor berücksichtigt die Tatsache, dass die Baugröße des Konzeptzylinders geringer ausfallen wird als die des Referenzzylinders, weil die Randbedingungen ganz andere sind. Die wirkenden Kräfte erlauben die Verwendung einer geringeren Baugröße im Federungssystem.

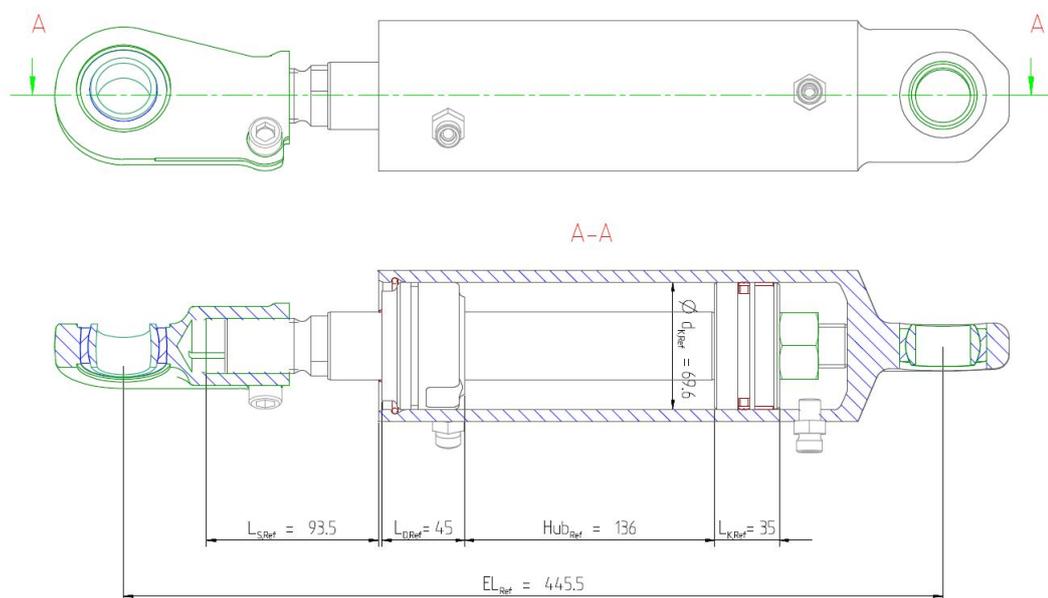


Abbildung 3.4.: Referenzzylinder - Neigezylinder Linde MH

Kürzung des Referenzzylinders

Die Hubhöhe des Konzeptzylinders (Hub_{Kon}) sollte mindestens der Hubhöhe des Plungerzylinders (Hub_{Plu}) entsprechen, um den Federweg des nicht erweiterten Federsystems beizubehalten. Die erzielten Ergebnisse mit diesem System sind grundsätzlich zufriedenstellend. Eine Verringerung des Federwegs soll deswegen vermieden werden.

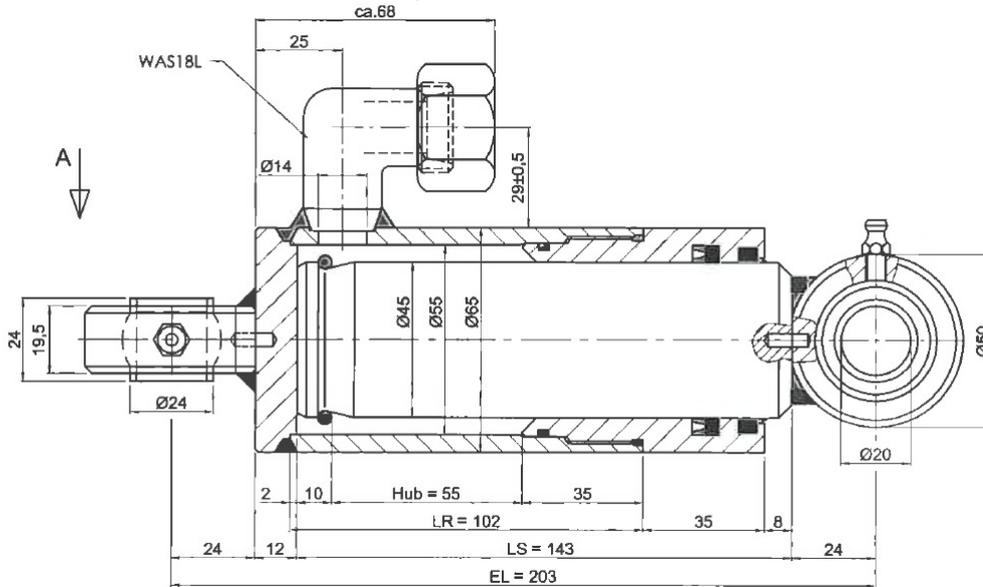


Abbildung 3.5.: Plungerzylinder des nicht erweiterten Federsystems

Die gesamte Einbaulänge des Referenzzylinders (EL_{Ref}) beträgt 445.5 mm. Der Zylinder besitzt jedoch eine Hublänge Hub_{Ref} von 136 mm, während der Plungerzylinder lediglich einen Hub Hub_{Plu} von 55 mm besitzt, siehe Abbildung 3.5.

Die Hubdifferenz (Δh) beträgt somit nach Gleichung 3.1

$$\Delta h = Hub_{Ref} - Hub_{Plu} = 81mm \quad (3.1)$$

Dies bedeutet, dass der Konzeptzylinder um Δh kürzer als der Referenzzylinder ausfallen kann.

Des weiteren kann die Einbaulänge des Konzeptzylinders (EL_{Kon}) im Vergleich zum Referenzzylinder, nach Abbildung 3.4, um die Länge $L_{S,Ref}$ verringert werden. Dazu muss das Befestigungsauge auf der Stangenseite des Referenzzylinders

kurz vor dem Dichtungspaket auf die Stange geschweißt werden. Eine derartige Befestigung des Auges ist beim Plungerzylinder in Abbildung 3.5 zu sehen, siehe Gleichung 3.2.

$$EL_{Kon} = EL_{Ref} - \Delta h - L_{S,Ref} = 271mm \quad (3.2)$$

Der Einbaulänge des Referenzzylinders EL_{Ref} kann erheblich reduziert werden, so dass die Einbaulänge des Konzeptzylinders EL_{Kon} nur noch 271 mm beträgt.

Skalierung der Zylinderkomponenten

Im nächsten Schritt wird berücksichtigt dass der Kolben und das Dichtungspaket des Konzeptzylinders geringer als die des Referenzzylinders ausfallen können, weil die Belastungen auf den Zylinder geringer sind. Dazu wird eine Überschlagsrechnung zur Bestimmung des notwendigen Mindestkolbendurchmessers des Konzeptzylinders durchgeführt. Dieser Durchmesser wird anschließend ins Verhältnis zum Kolbendurchmesser des Referenzkolbens gesetzt. Das Verhältnis dient dann zur Längenskalierung der zuvor genannten Elemente.

Die Annahme, dass sich die Längen des Kolbens und des Dichtungspakets im gleichen Verhältnis wie die Kolbendurchmesser verringern werden, ist sehr gewagt. Tatsächlich wird die Längenreduktion geringer ausfallen als der Skalierungsfaktor vorschlägt. Dennoch wird hier dieser Ansatz verwendet. Sollte der Konzeptzylinder nach dieser Annahme im vorhandenen Bauraum untergebracht werden können, dann muss eine genauere Betrachtung der Längenreduktion durchgeführt werden. Fällt das Ergebnis jedoch gegen den Einbau des Zylinders aus, kann auf eine genauere Betrachtung verzichtet werden. Unter Berücksichtigung des Gesagten kann mit der eigentlichen Berechnung des Skalierungsfaktor begonnen werden.

Da alle Federungskonzepte, die einen doppelwirkenden Zylinder benötigen, vorgespannt werden, setzt sich die Kolbenkraft (F_K) im statischen Fall aus der statischen Last und der Vorspannkraft (F_V) zusammen. Durch den kompakten Bauraum bedingt wird der Konzeptzylinder des erweiterten Federungssystem an gleicher Stelle untergebracht werden müssen wie der Plungerzylinder der aktuellen Federung, siehe Abbildung 3.6. Demnach muss bei der Berechnung der Kolbenkraft (F_K) auch die Federübersetzung (i_F) berücksichtigt werden. Die Federübersetzung ergibt sich aus der Kinematik der Radaufhängung und der Zylinderanordnung, da zwischen einer Einfederbewegung des Radaufstandspunktes (Δz_R) und der entsprechenden Längenänderung der Aufbaufeder (Δf) ein Übersetzungsverhältnis

nach Gleichung 3.3 entsteht, Abbildung 3.6. [14, S.73]

$$i_F = \frac{\Delta f}{\Delta z_R} \quad (3.3)$$

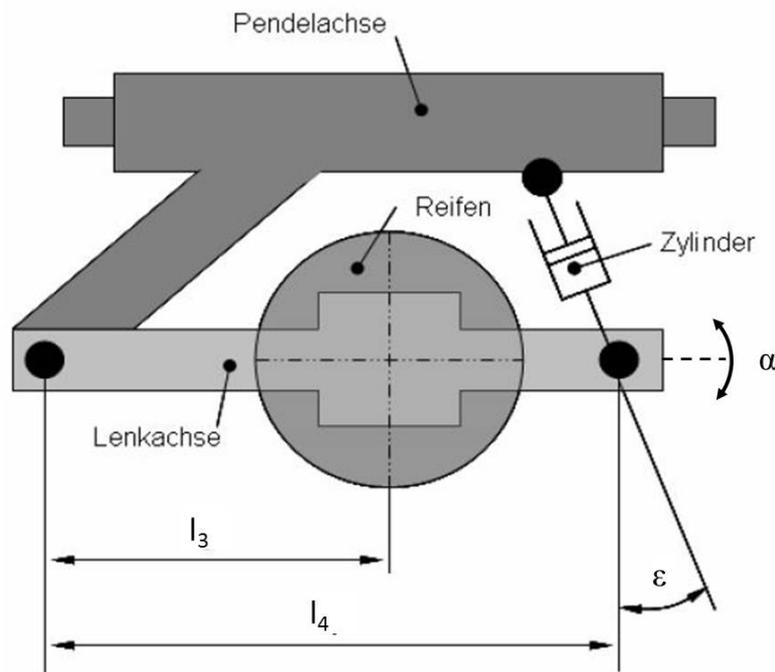


Abbildung 3.6.: Kinematik der Hinterachskonstruktion. [24, S.75]

Tabelle 3.1 enthält alle zur Berechnung der Federübersetzung (i_F) notwendigen Werte. Die Abstände und Winkel wurden der CAD Konstruktion des Federungs-systems entnommen, siehe Anhang D.1. Die maximal mögliche Achslast $F_{stat,max}$ tritt im Fall einer Traglast von 0 Tonnen ein und beträgt 25.8 kN. [24, S.12]. Abweichend von Abbildung 3.6 wird zur Herleitung der Federübersetzung i_F angenommen, dass der Gabelstapler um den Winkel α eingefedert ist. Dies ist jedoch nicht so wichtig, weil bei der Herleitung der Federübersetzung dieser Winkel gekürzt werden kann, Gleichung 3.6.

Größe	Wert	Einheit
l_3	160	mm
l_4	347.7	mm
ε	26.77	°
$F_{stat,max}$	25.8	kN

Tabelle 3.1.: Werte zur Berechnung von i_F

Daraus ergibt sich für die Federübersetzung i_F :

$$\Delta f = l_4 \cdot \sin(\alpha) \cdot \cos(\varepsilon) \quad (3.4)$$

$$\Delta z_R = l_3 \cdot \sin(\alpha) \quad (3.5)$$

$$i_F = \frac{\Delta f}{\Delta z_R} = \frac{l_4}{l_3} \cdot \cos(\varepsilon) = 1.94 \quad (3.6)$$

$$i_F = 1.94 \quad (3.7)$$

Da die Vorspannkraft F_V zu Beginn der Auslegung noch nicht bekannt ist, kann zunächst angenommen werden, dass sie 25 bis 33 Prozent der maximalen statischen Federlast $F_{stat,max}$ beträgt. [2, S.67] Unter dieser Annahme kann die Kolbenkraft F_K wie folgt berechnet werden.

$$F_K = \frac{F_{stat,max}}{i_F} + F_V = \left(\frac{1}{i_F} + 0.33 \right) \cdot F_{stat,max} = 21.8 \text{ kN} \quad (3.8)$$

Zur weiteren Berechnung ist der Systemdruck des nicht erweiterten Hydraulikkreises, Abschnitt 1.2.1, zu beachten. Dadurch, dass das DBV auf einen Grenzdruck von ca. 200 bar eingestellt ist, kann dieser nicht überschritten werden und somit als Maximaldruck angenommen werden. Mit dem Systemdruck p_{Sys} von 200 bar und der Kolbenkraft F_K kann der notwendige Kolbendurchmesser des Konzeptzylinders ($d_{K,Kon}$) berechnet werden.

$$d_{K,Kon} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_K}{\pi \cdot p_{Sys}}} = 37.26 \text{ mm} \quad (3.9)$$

Der Kolbendurchmesser des Konzeptzylinders ($d_{K,Kon}$) im Verhältnis zum Kolbendurchmesser des Referenzzylinders ($d_{K,Ref}$) ergibt den Skalierungsfaktor i_{Kolben} zum Skalieren der Kolben- und Dichtungspaketlänge.

$$i_{Kolben} = \frac{d_{K,Kon}}{d_{K,Ref}} = 0.535 \quad (3.10)$$

Die approximiert Einbaulänge des Konzeptzylinders (EL_{Kon}) ergibt sich somit nach Gleichung 3.11 zu

$$EL_{Kon, ska} = EL_{Kon} - (L_{K, Ref} + L_{D, Ref}) \cdot (1 - i_{Kolben}) = 233.83mm \quad (3.11)$$

Es werden im Vergleich zum Plungerzylinder, dessen Einbaulänge 203 mm beträgt (Abbildung 3.5) mindestens 30 mm mehr Einbauraum benötigt, um einen selbst gefertigten doppelwirkenden Zylinder unterzubringen. Somit ist die Verwendung eines solchen Zylinders ausgeschlossen. Da der Bauraum ebenfalls nicht ausreicht um eine Feder zur mechanischen Vorspannung unterzubringen, beschränkt sich die Konzeptauswahl auf jene Konzepte, die einen einfachwirkenden Zylinder vorsehen.

3.3. Erweitertes Federkonzept

Unter Berücksichtigung der Grundlagen hydropneumatischer Federungen, Abschnitt 2.2, wurden diverse Federungskonzepte erarbeitet. Die meisten dieser Konzepte erwiesen sich jedoch als ungeeignet, da sie den Einsatz eines doppelwirkenden Hydraulikzylinders zur Vorspannung des Systems vorsahen. Diese Konzepte werden nicht weiter vorgestellt. In diesem Abschnitt wird lediglich das erweiterte Federungskonzept beschrieben, das alle Randbedingungen erfüllt.

Abbildung 3.7 zeigt den Hydraulikkreis dieses Federkonzeptes.

Im Gegensatz zur ursprünglichen Federung, mit nur einem Membranspeicher, besitzt das erweiterte System drei Membranspeicher. Diese Speicher können unabhängig voneinander hinzu- oder weggeschaltet werden, wodurch sich die Gasmenge im System ändert. Das Gas ist das elastische Element im Kreislauf und somit bestimmend für die Federsteifigkeit des Systems.

Die grundlegenden Gleichung der Federsteifigkeit, auf der jedes hydropneumatische System aufbaut, zeigt, dass die Federsteifigkeit eines nicht vorgespannten Systems vom Speicherfülldruck p_0 , dem Druckspeichervolumen V_0 und der statische Belastung (F_{stat}) abhängt, Gleichung 3.12. [2, S.25]

$$c = n \cdot \frac{F_{stat}^2}{p_0 \cdot V_0} \quad (3.12)$$

Durch Hinzu- bzw. Wegschalten des Membranspeichers wird das Druckspeichervolumen V_0 variiert und der aktuellen statische Belastung (F_{stat}) angepasst. Besitzen

die drei Druckspeicher unterschiedliche Fassungsvermögen, also $V_{0,1} \neq V_{0,2} \neq V_{0,3}$, können $2^3 = 8$ verschiedene Speichervolumen eingestellt werden. Einer dieser acht Zustände, nämlich alle drei Speicher getrennt vom Hydraulikkreis, entspricht der Blockierung der Federung.

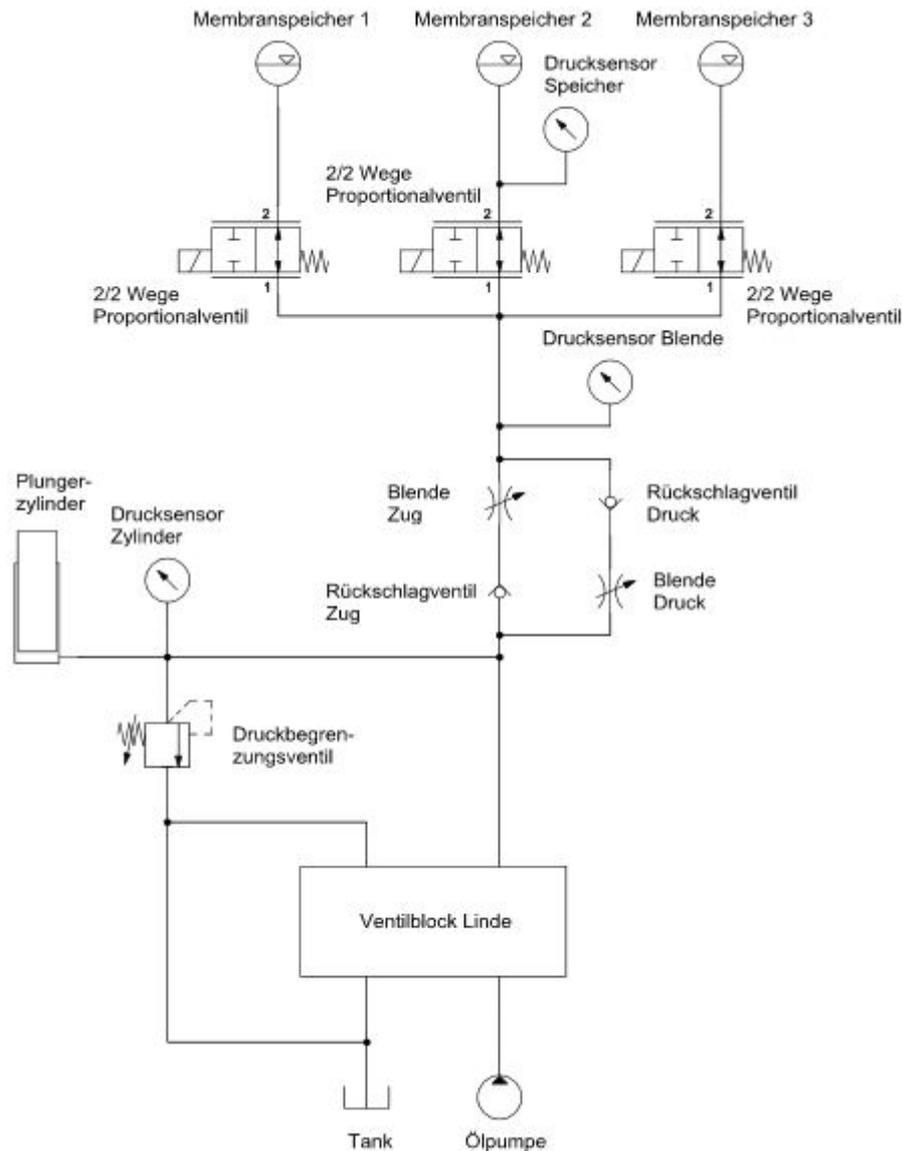


Abbildung 3.7.: Erweitertes hydropneumatisches Federungssystem

Das Zu- und Abschalten von Druckspeichern ermöglicht es, zwischen verschiedenen Kennlinien der Federrate hin und her zu schalten. Es handelt sich also um

eine diskrete Anpassung der Federsteifigkeit. Wäre eine genauere Anpassung der Federsteifigkeit an den vorhandenen Belastungszustand nötig, müssten zusätzliche Druckspeicher eingebaut werden. Eine stufenlose Anpassung der Federsteifigkeit ist mit diesem Konzept allerdings nicht möglich.

Ein weiterer Unterschied zum ursprünglichen Federsystem ist der Einsatz von zwei verstellbaren Strömungswiderständen, siehe Abbildung 3.7. Dadurch, dass die Strömungswiderstände stufenlos einstellbar sind, kann die Dämpfung des Federsystems an die jeweiligen Beladungszustände angepasst werden. Ausserdem sind die beiden Strömungswiderstände parallel zueinander und jeweils in Serie mit einem RSV eingebaut. Dadurch ist das Hydrauliköl gezwungen, in der einen Strömungsrichtung einen anderen Weg zu nehmen als umgekehrt. Während der Druckphase des Zylinders fließt das Öl über den Strömungswiderstand „Blende Druck“, in der Zugphase nimmt es den Weg über den Widerstand „Blende Zug“. Der Grund dafür ist, dass Zug- und Druckstufe normalerweise unterschiedlich bedämpft werden. Das Verhältnis beträgt üblicherweise 2:1 und 3:1. [2, S.116]

Für die unterschiedliche Dämpfung der Zug- und Druckstufe des Zylinders sind dabei unbedingt zwei Strömungswiderstände notwendig. Ein Widerstand alleine kann nicht schnell genug verstellt werden, um an die sich ständig ändernde Stufe des Hydraulikzylinders angepasst zu werden.

Der letzte Unterschied des erweiterten Federsystems gegenüber dem ursprünglichen System, ist der Einsatz von Proportionalventilen anstatt der Schaltventile. Proportionalventile sind Stetigventile, die nicht nur diskrete Schaltstellungen zulassen, sondern auch stetige Übergänge der Ventilöffnung ermöglichen. Durch den stufenlosen Stellbereich kann das Ventil nur teilweise und nicht zwangsweise vollständig geöffnet werden. Druckunterschiede infolge der Zu- und Abschaltung von Druckspeichern und sich ändernde Lasten können somit allmählich ausgeglichen werden, indem das Ventil langsam geöffnet wird.

Der Einsatz mehrerer Druckspeicher, verstellbarer Strömungswiderstände und der Proportionalventile löst alle konstruktiven Nachteile des ursprünglichen Federsystems und erfüllt die Anforderungen aus Abschnitt 3.1.

4. Randbedingungen der Regelung

Zur Lösung der nicht konstruktiven Probleme des Federsystems aus Abschnitt 1.4 wird ein Steuergerät eingesetzt. Wie schon zuvor die Konstruktion der Federung selbst, unterliegt auch diese Aufgabe gewissen Randbedingungen. Der Übersicht halber ist es zweckmäßig, zu Beginn sowohl die Anforderungen als auch die Einschränkungen der Regelung genau zu definieren.

4.1. Anforderungen

Die nicht konstruktiven Probleme der Federung werden hier noch einmal in Form von Anforderungen zusammengefasst.

- Es ist eine **Niveauregulierung** zu implementieren, um eine **waagerechte Lage** des Gabelstaplers gewährleisten zu können. Aufgrund wechselnder Beladungszustände und Ölverluste sinkt das Heck ab oder wird angehoben. Durch Hinzupumpen oder Ablassen von Hydrauliköl muss die ursprüngliche waagerechte Lage wieder hergestellt werden. Zum einen ist dies wichtig, da bei einer Schrägstellung des Gabelstaplers die Last von den Zinken rutschen könnte und zum anderen ändern sich die Einfederwege, falls die Ruhelage der Federung variiert.
- Die **Federung** muss **blockiert** werden können. Da das Federverhalten für bestimmte Betriebssituationen unbedingt vermieden werden muss, ist ein automatisches Sperren der Federung notwendig. Das Blockieren der Federung ist besonders bei Be- und Entladevorgängen wichtig.
- Der **Druckausgleich** beim Ab- und wieder Zuschalten von Druckspeichern muss **allmählich** erfolgen. Falls die Federlast während des Schaltvorganges des Druckspeichers variiert und so eine Druckdifferenz zwischen Hydraulikkreis und Druckspeicher erzeugt, darf keine plötzliche Veränderung des Federniveaus beim wieder Zuschalten des Speichers eintreten.

4.2. Einschränkungen

Die einzige Einschränkung beim Entwurf des Regelalgorithmus ist, dass die Software des Seriensteuergerätes für die Hydraulik (Linde hydraulic control (LHC)) nicht verändert werden darf. Diese Einschränkung wurde bereits im Abschnitt 2.3 erwähnt. Aus Sicherheitsgründen muss jede Änderung des Seriensteuergerätes geprüft und genehmigt werden. Dabei wird nicht nur der Softwareteil des Steuergerätes geprüft der geändert wurde, sondern jede einzelne Funktion des Gabelstaplers. Dieser Vorgang ist sehr aufwendig und beansprucht viel Zeit. Diplomanden ist der Zugriff auf die Software des Seriensteuergeräts verboten.

Das Problem ist, dass die LHC die Ventile der Arbeits- und Zusatzhydraulik des Gabelstaplers, die im „Ventilblock Linde“ untergebracht sind, steuert. Der genaue Aufbau des Ventilblocks kann dem Anhang C.2 entnommen werden. Der Hydraulikkreislauf des Federsystems, Abbildung 4.1, wird von einem dieser zwei vorhandenen Zusatzhydraulikkreisläufe gespeist. Die Ölzufuhr und -entnahme des Federsystems wird also von Ventilen gesteuert, die wiederum selbst von der LHC gesteuert werden.

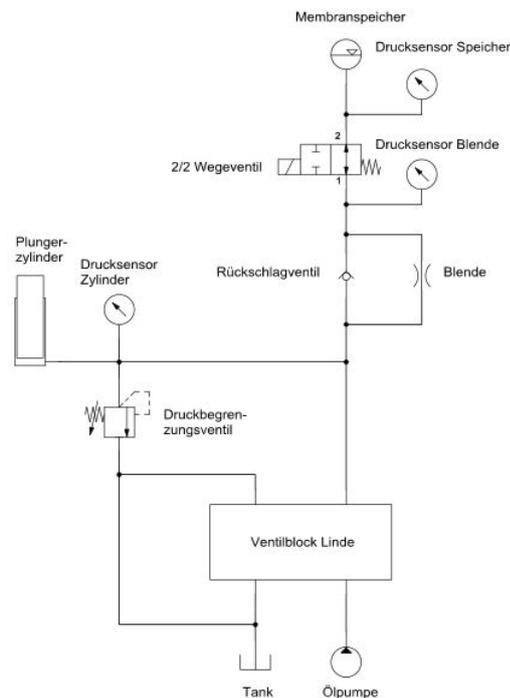


Abbildung 4.1.: Hydropneumatischer Kreislauf der Federung

Eine Möglichkeit dieses Problem zu lösen, wäre die Ventile der Zusatzhydraulik

über das Prototypensteuergerät, das die Regelung des Federsystems übernehmen soll, anzusteuern. Dadurch könnte die Ansteuerung dieser Ventile komplett von der LHC getrennt werden. Diese Lösung ist jedoch sehr aufwendig und der Entwurf eines geeigneten Regelalgorithmus ist zu umfangreich um zusätzlich zu den bereits bestehenden Aufgaben in dieser Diplomarbeit untergebracht werden zu können. Der Grund für die Komplexität dieses Problems ist, dass die Durchflussmenge durch das Ventil stark temperaturabhängig ist.

Es gibt einen weitaus einfacheren Lösungsansatz. Dazu muss jedoch die Bedienung der Zusatzhydraulik näher betrachtet werden. Im Normalfall bedient der Fahrer die Zusatzhydraulik über einen Joystick in der Fahrerkabine. Die Signale des Joysticks gehen an das Hydrauliksteuergerät von Linde (LHC), dieses wiederum regelt den Durchfluss je nach Bedarf, Abbildung 4.2.



Abbildung 4.2.: Bedienung der Zusatzhydraulik

Wird dieser Joystick durch das Prototypensteuergerät ersetzt, so kann dieses die Steuerung der Zusatzhydraulik übernehmen, indem es der LHC „vorspielt“ der Joystick zu sein, Abbildung 4.3.



Abbildung 4.3.: Bedienung der Zusatzhydraulik über das Prototypensteuergerät

Auf den ersten Blick erscheint dieser Lösungsansatz ein wenig umständlich, weil zwei Steuergeräte in Serie geschaltet werden, obwohl jedes für sich vollständig die Aufgaben des anderen übernehmen könnte. Diese Lösung ermöglicht jedoch die Steuerung der Zusatzhydraulik über das Prototypensteuergerät, ohne einen dafür geeigneten Regelalgorithmus entwerfen zu müssen oder die Software der LHC zu

modifizieren.

Auf diese Weise können Versuche mit dem Prototypensteuergerät direkt am Gabelstapler durchgeführt werden, ohne Rücksicht auf sicherheitsrelevante Aspekte nehmen zu müssen. Ein unverträgliches Ausgangssignal des Prototypensteuergerätes wird von der LHC lediglich als ungültiges Eingangssignal an der Schnittstelle des Joysticks interpretiert und führt zu einer ungefährlichen Fehlermeldung im Gabelstapler. Aufgrund der genannten Vorteile wurde genau dieser Lösungsansatz verwendet.

5. Regelstrategie

Um die Anforderungen an die Regelung zufriedenstellend erfüllen zu können, wird eine problemspezifische Regelsoftware benötigt. Diese Software muss dabei eine ereignisgesteuerte Architektur besitzen. Das heißt, dass das Programm nicht linear durchlaufen wird, sondern dass spezielle Ereignisbehandlungsroutinen immer dann ausgeführt werden, wenn ein bestimmtes Ereignis auftritt. Ereignisse können sowohl von außen, z.B. durch Benutzereingaben oder Sensorwerte, als auch vom System selbst ausgelöst werden. [1, S.269]

Für die Entwicklung dieser Architektur werden sogenannte Automaten verwendet. Die Entwicklung eines solchen Automaten setzt jedoch eine genaue Planung voraus, und genau damit befasst sich das vorliegende Kapitel. Darüber hinaus werden anschließend noch die Regelstrategien während des Druckausgleichs und der Niveauregulierung beschrieben. Der Grund dafür, dass diese Regelstrategien im einzelnen betrachtet werden, ist ihre Komplexität.

5.1. Planung Zustandsautomat

In der Informatik steht der Automatenbegriff vorwiegend für mathematische Modelle von Systemen, die Informationen verarbeiten und dabei Antworten auf Ereignisse oder Eingaben geben. Ein endlicher Automat oder Zustandsautomat besteht aus einer endlichen Anzahl von internen Konfigurationen, die Zustände genannt werden. Der Zustand eines Systems beinhaltet implizit die Informationen, die sich aus den bisherigen Eingaben ergeben haben und die benötigt werden, um die Reaktion des Systems auf noch folgende Eingaben zu bestimmen. [1, S.269]

Die Erstellung eines Zustandsautomaten besteht aus mehreren Schritten:

1. Zustände, Ein- und Ausgaben identifizieren
2. Übergänge festlegen
3. Zustandsautomaten zeichnen oder als Tabelle beschreiben

5.1.1. Zustände, Ein- und Ausgaben identifizieren

Um Anforderungen an Zustandsautomaten zu modellieren, müssen in der Aufgabenstellung die Zustände, die Eingaben und die Ausgaben des Systems identifiziert werden. [1, S.270]

Zustände

- **Federsystem inaktiv:** Der Membranspeicher ist vom Hydraulikkreislauf getrennt. Dieser kann dabei weder vom Steuergerät noch über den Joystick hinzugeschaltet werden. Dadurch ist in diesem Zustand garantiert keine Federwirkung vorhanden. Die Niveauregulierung andererseits kann über den Joystick gesteuert werden.
- **Federsystem aktiv:** Der Membranspeicher kann hinzugeschaltet werden, so dass die Federwirkung vorhanden ist. Die Bedienung wird dabei entweder vom Steuergerät oder vom Joystick übernommen. Gleiches gilt für die Niveauregulierung. Welcher der untergeordneten Zustände genau angenommen wird, hängt von weiteren Eingangsparametern wie Geschwindigkeit, Relativwinkel und Joysticksignalen ab.
- **Fahren:** In diesem Zustand treten keine Be- bzw. Entladevorgänge des Gabelstaplers auf. Die Federwirkung ist also grundsätzlich erwünscht und wird vom Steuergerät kontrolliert. Wie schon im Zustand „Federsystem aktiv“ hängt jedoch auch hier die Wahl eines untergeordneten Zustandes von weiteren Eingangsparametern ab.
- **Stehen:** Im Gegensatz zum Zustand „Fahren“ könnten hier Be- oder Entladevorgänge stattfinden. Die Federwirkung ist hier also grundsätzlich unerwünscht. Der genaue Zustand hängt ebenfalls von weiteren Eingangsparametern ab.
- **Niveauregulierung über Steuergerät:** Der Stand der Hydraulikflüssigkeit wird vom Steuergerät geregelt.
- **Niveauregulierung über Joystick:** Zu- und Abfluss der Hydraulikflüssigkeit wird über den Joystick gesteuert.
- **Federbetätigung über Steuergerät:** Hinzu- und Wegschalten des Membranspeichers wird vom Steuergerät durchgeführt.
- **Federbetätigung über Joystick:** Der Membranspeicher wird manuell über den Joystick ge- oder entsperrt.
- **Temperaturüberwachung Hydrauliköl:** Die Temperatur des Hydrauliköls wird überwacht.

- **Lastabschätzung:** Die Last auf den Gabelzinken wird geschätzt.

Eingaben

- **Schalter:** Signal eines mechanisch direkt betätigten Schalters innerhalb der Fahrerkabine.
- **Relativwinkel:** Winkel zwischen Schwinge und Lenkachse.
- **Temperatur:** Temperatur des Hydrauliköls.
- **Geschwindigkeit:** Geschwindigkeit des Gabelstaplers.
- **Druck:** Druck im Hydraulikzylinder.

Ausgaben

- **Federsystem aktiv:** Federsystem ist zugeschaltet, genauer Zustand hängt von den Eingangssignalen ab.
- **Federsystem inaktiv:** Federsystem ist deaktiviert.
- **Öltemperatur:** Die Öltemperatur befindet sich oberhalb der Betriebstemperatur.
- **Feder zugeschaltet:** Membranspeicher ist oder wird gerade hinzugeschaltet.
- **Feder weggeschaltet:** Membranspeicher ist weggeschaltet

5.1.2. Übergänge festlegen

Nachdem Zustände, Ein- und Ausgänge definiert wurden, muss festgelegt werden, wie die Übergänge - auch Transitionen genannt - zwischen den Zuständen in Abhängigkeit von Eingaben oder Ereignissen aussehen sollen und welche Ausgaben erzeugt oder welche Aktionen ausgelöst werden sollen. [1, S.271]

Übergänge

- Die Zuständen „Federsystem aktiv“ und „Federsystem inaktiv“ werden durch die Betätigung eines Schalters innerhalb der Fahrerkabine gewählt.
- Die Zustände „Stehen“ und „Fahren“ werden in Abhängigkeit einer gewissen Grenzgeschwindigkeit angenommen.
- Die Zustände „Niveauregulierung über Joystick“ und „Niveauregulierung über Steuergerät“ werden durch ein Joysticksignal bestimmt.

- Die Zustände „Lastabschätzung“ und „Nivrauregulierung über Steuerggerät“ werden in Abhängigkeit von einem bestimmten Relativwinkel und einer Grenzggeschwindigkeit angenommen.

5.1.3. Zustandsübergangsdiagramm

Zustand: Temperaturüberwachung Hydrauliköl

Zustand: Federsystem

Zustand: Federsystem aktiv

Zustand: Stehen

Zustand: Federbetätigung über Joystick

Zustand: Niveauregulierung und Lastabschätzung

Zustand: Niveauregulierung über Joystick

Zustand: Niveauregulierung über Steuergerät

Zustand: Lastabschätzung

Joystickauslenkung rechts

Winkelabweichung > X

Winkelabweichung < X

Zustand: Niveauregulierung über Steuergerät

Zustand: Lastabschätzung

Voreinstellung

Joystickauslenkung links

Geschwindigkeit > Y

Geschwindigkeit < Y

Voreinstellung

Zustand: Fahren

Zustand: Federbetätigung über Steuergerät

Zustand: Niveauregulierung

Zustand: Niveauregulierung über Joystick

Zustand: Niveauregulierung über Steuergerät

Zustand: Niveauregulierung über Steuergerät

Voreinstellung

Schalter: AN

Schalter: AUS

Zustand: Federsystem inaktiv

Zustand: Niveauregulierung über Joystick

Voreinstellung

Zum Zeichnen des Zustandsautomaten wurde eine vereinfachte Variante der Darstellungsform von Stateflow Diagrammen verwendet.¹ Zum Verständnis sind folgende Kenntnisse notwendig.

Zustände, die von einer durchgängigen Linie eingeschlossen werden, schließen sich gegenseitig aus. Diese Zustände unterliegen der „entweder oder“ Logik. Die Zustände „Federung aktiv“ und „Federung inaktiv“, zum Beispiel, können nicht gleichzeitig auftreten.

Im Gegensatz dazu werden Zustände, die sich auf der selben Ebene befinden und von einer gestrichelten Linie eingeschlossen sind, gleichzeitig ausgeführt. Sie gehören der „und“ Logikgruppe an. Als Beispiel dafür sind die Zustände „Federsystem“ und „Temperaturüberwachung Hydrauliköl“ geeignet. Parallel zur Steuerung des Federsystems wird die Temperatur des Hydrauliköles ununterbrochen überwacht. Der eine Zustand schließt den anderen nicht aus.

Die Übergänge werden durch blaue Pfeile, die von einem Zustand A zu einem Zustand B zeigen, dargestellt. Die Übergangsbedingung steht neben dem Pfeil. Um vom Zustand „Federsystem inaktiv“ in den Zustand „Federsystem aktiv“ zu wechseln muss hier zum Beispiel ein bestimmter Schalter betätigt werden.

Schließlich werden noch die sogenannten default transition Pfeile verwendet. Dies sind Pfeile, die auf einen bestimmten „entweder oder“ Zustand zeigen aber keinen Zustand als Ursprung besitzen und durch das Wort „Voreinstellung“ gekennzeichnet sind. Sie werden benötigt, um einen von zwei „entweder oder“ Zuständen auf der selben Ebene als Ausgangszustand zu kennzeichnen. Da sich diese Zustände gegenseitig ausschließen, muss beim erstmaligen Eintreten der Zustände geklärt werden, welcher der beiden zuerst angenommen werden soll.

Der hier dargestellte Zustandsautomat gibt die Zustände aus Abschnitt 5.1.1 und die Übergangsbedingungen aus Abschnitt 5.1.2 wieder.

Auf höchster Ebene befinden sich die Zustände „Temperaturüberwachung Hydrauliköl“ und „Federsystem“. Beide können parallel zueinander ausgeführt werden. Die Temperatur des Hydrauliköls wird somit durchgängig überwacht, unabhängig davon, was das Federsystem macht.

Der Zustand „Federsystem“ dient ausschließlich zur Gruppierung der Zustände „Fe-

¹Stateflow ist ein weiteres Zusatzpaket von Matlab zur Modellierung und Simulation ereignisdiskreter Systeme innerhalb von Simulink.

dersystem aktiv“ und „Federsystem inaktiv“. Diese beiden Zustände schließen sich gegenseitig aus. Welcher der beiden angenommen wird, wird vom Fahrer entschieden. Im Zustand „Federsystem inaktiv“ ist die Federwirkung nicht vorhanden. Das einzige, was den Stapler von einem Serienfahrzeug unterscheidet, ist, dass der Fahrer die Möglichkeit hat, das Niveau zu regulieren. Dies geschieht über den Joystick der Zusatzhydraulik.

Im Zustand „Federsystem aktiv“ hingegen kann das Steuergerät, in Abhängigkeit von verschiedenen Eingangsparametern, Entscheidungen treffen und unterschiedliche Zustände einleiten. Dem Fahrer bleibt dabei immer noch die Möglichkeit, durch verschiedene Joysticksignale, die Entscheidungen des Steuergerätes zu beeinflussen.

Auf oberster Ebene innerhalb des Zustandes „Federsystem aktiv“ befinden sich die Zustände „Stehen“ und „Fahren“. Welcher der beiden Zustände eingenommen wird, hängt von der Fahrzeuggeschwindigkeit ab.

Im Zustand „Stehen“ könnten Ladetätigkeiten durchgeführt werden. Deswegen wird die Federung beim Eintreten dieses Zustandes blockiert. Dadurch, dass der Zustand „Federbetätigung über Joystick“ sich jedoch auf oberster Ebene innerhalb dieses Zustandes befindet, kann der Fahrer jederzeit manuell die Feder hinzuschalten, falls er es wünscht. Parallel zu „Federbetätigung über Joystick“ wird der Zustand „Niveauregulierung und Lastabschätzung“ durchgeführt. Dieser Zustand dient wieder lediglich zur Gruppierung verschiedener Zustände, die sich gegenseitig ausschließen. Dabei handelt es sich um die Zustände „Niveauregulierung über Joystick“, „Niveauregulierung über Steuergerät“ und „Lastabschätzung“. Je nachdem welcher dieser Zustände gerade aktiv ist, wird entweder das Niveau des Staplers geregelt oder die Last auf den Gabelzinken geschätzt. Die Niveauregulierung kann dabei vom Steuergerät in Abhängigkeit vom Relativwinkel oder vom Fahrer über den Joystick durchgeführt werden.

Der Zustand „Fahren“ tritt ein, sobald der Gabelstapler eine bestimmte Grenzgeschwindigkeit überschritten hat. Dabei wird davon ausgegangen, dass ab dieser Grenzgeschwindigkeit keine Ladetätigkeiten mehr durchgeführt werden. Durch den untergeordneten Zustand „Federbetätigung über Steuergerät“ wird die Feder automatisch vom Steuergerät entsperrt. Somit ist die ganze Federwirkung vorhanden. Parallel dazu findet im Zustand „Niveauregulierung“ die Niveauregulierung des Fahrzeuges statt. Sie kann wie im Zustand „Stehen“ entweder vom Steuergerät oder vom Fahrer selbst durchgeführt werden.

Als letztes Detail sei noch erwähnt, dass der Fahrer während der Fahrt, bei hinzugeschalteter Federwirkung die Möglichkeit hat, den Sperrvorgang der Feder beim Unterschreiten der Grenzggeschwindigkeit zu unterbinden. Über ein entsprechendes Joysticksignal kann der Fahrer Einfluss auf den Zustand „Federbetätigung über Joystick“ nehmen und signalisieren, dass die Federung nicht gesperrt werden soll.

Der hier dargestellt Zustandsautomat gibt nur den grundsätzlichen Aufbau der Steuerungssoftware wieder. Um bestimmte Zustände ausführlicher zu beschreiben, müssen die Vorgänge beim Druckausgleich während der Schaltvorgänge des Membranspeichers und die Niveauregelstrategie genauestens bekannt sein.

5.2. Druckausgleich

Während der Schaltvorgänge des Membranspeichers tritt die, bereits in den Abschnitten 1.3 und 2.2.2 ausführlich besprochene, Problematik durch die entstehenden Druckdifferenz ein. Abbildung 5.1 verdeutlicht dies anhand der Messung des Druck- bzw. Relativwinkelverlaufes in Folge der schlagartigen Zuschaltung des Membranspeichers. Gemessen wurde der Grenzfall des höchst möglichen Zylinderdrucks zusammen mit dem niedrigst möglichen Speicherdruck. Es ist deutlich erkennbar, dass der Relativwinkel zwischen Lenkachse und Schwinge, Abbildung 1.6, einen regelrechten Sprung erlebt, Abbildung 5.1b.

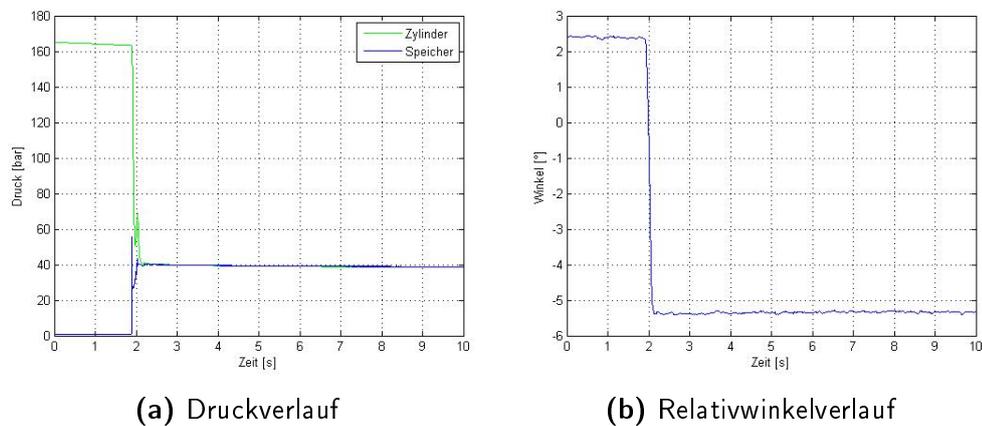


Abbildung 5.1.: Schlagartiges Öffnen des Schaltventils

Im erweiterten Federungskonzept, Abschnitt 11.1, gewährleistet der Einsatz von Stetigventilen anstatt der Schaltventile einen langsamen Druckausgleich. Hier steht diese Option nicht zur Verfügung, da der Hydraulikkreis nicht verändert werden

darf. Daher muss eine softwaretechnische Lösung gefunden werden.

5.2.1. Lösungsansatz

Eine Möglichkeit ist, das Verhalten sogenannter pulsmodulierter Schaltventile nachzubilden. Bei pulsmodulierten Schaltventilen handelt es sich um elektrisch betätigte Wegeventile mit drei Anschlüssen und zwei stabilen Schaltstellungen. Durch Impulsbeaufschlagung können sie jeweils von der offenen zur geschlossenen Schaltstellung oder umgekehrt übergehen. Die Besonderheit dieser Ventile ist, dass sie minimale Einschaltzeiten und somit sehr kurze Ventilschaltzeiten (Anzugszeit < 1 ms) besitzen. Dadurch sind hohe Schaltfrequenzen möglich und sie stellen gleiches Ein- und Ausschaltverhalten sicher. Um reproduzierbare Volumenstrom-Kennlinien zu erzielen, wird die Bauart Wege-Sitzventil für leckstromfreies Schließen verwendet. [12, S.570]

Dieses Prinzip wird jetzt beim elektromagnetischen Schaltventil des Federsystems angewandt. Der Druckausgleich wird also verlangsamt, indem das Schaltventil von einer gewissen Impulsfolge angesteuert wird. Je nach Frequenz und Pulsweite dieser Folge wird das Ventil mit einer gewissen Frequenz öffnen oder schließen. Dadurch werden Durchflussströme erzielt, die zwischen dem maximalen Strom bei gänzlich geöffnetem Ventil und keinem Durchflussstrom bei geschlossenem Ventil, liegen. Der Grundgedanke ist dabei einen kontinuierlichen Verlauf durch diskrete Werte anzunähern. Dieser Ansatz wird in der Technik sehr oft verwendet.

Wie zuvor erwähnt, handelt es sich beim Schaltventil des Hydraulikkreislaufes der Federung, Abschnitt 1.2.1, nicht um ein pulsmoduliertes Schaltventil. Es besitzt Schaltzeiten von ca. 40 bis ca. 60 ms, je nachdem, ob es öffnet oder schließt, Anhang C.2.

5.2.2. Einflussparameter

Die benötigte Frequenz und Pulsweite der Impulsfolge zum Schalten des Ventils hängt von den momentanen Betriebsbedingungen ab. Das Verhältnis der Drücke vor und hinter dem Schaltventil, temperaturbedingte Unterschiede in der Viskosität der Hydraulikflüssigkeit und die Variation der gefederten Massen aufgrund sich ändernder Traglast haben einen erheblichen Einfluss auf den Ausgleichsvorgang.

Druckverhältnis

Je nachdem auf welcher Seite des Ventils der Druck höher ist, wird eine bestimmte Frequenz und Pulsweite benötigt, Abbildung 5.2.

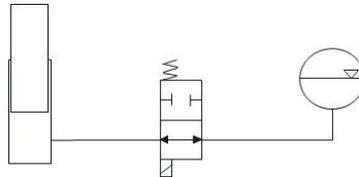


Abbildung 5.2.: Aufbau Hydraulikzylinder, Schaltventil und Membranspeicher

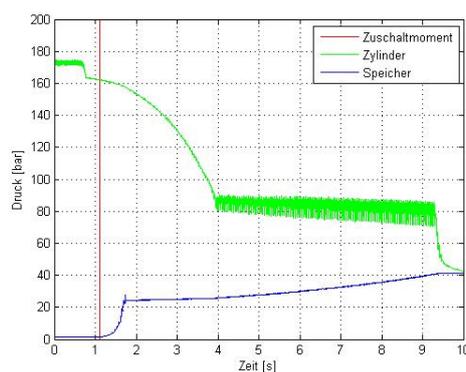
Um den Einfluss des Druckverhältnisses auf den Ausgleichsvorgang zu veranschaulichen, zeigt Abbildung 5.3 eine Druckmessung der Fälle:

1. Zylinderdruck $>$ Speicherdruck und
2. Zylinderdruck $<$ Speicherdruck.

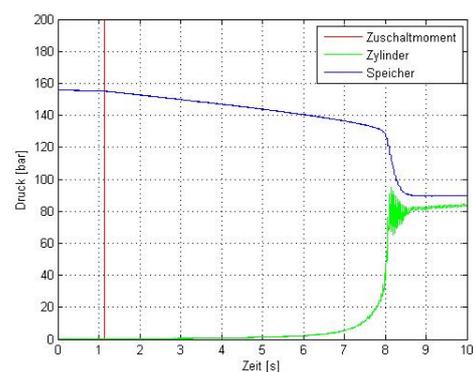
Alle weiteren Parameter:

- Traglast = 0 Tonnen,
- Öltemperatur ca. 60°C,
- Pulsweite der Impulsfolge = 10 ms,
- Periode der Impulsfolge = 40 ms.

blieben unverändert.



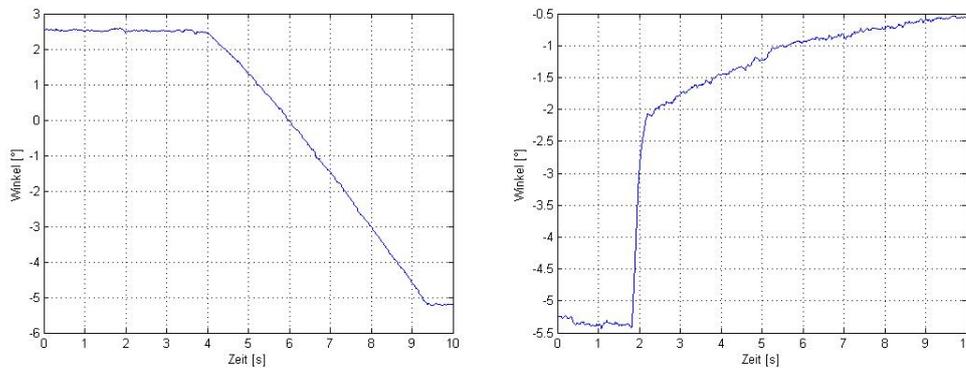
(a) Zylinderdruck $>$ Speicherdruck



(b) Zylinderdruck $<$ Speicherdruck

Abbildung 5.3.: Druckverläufe in Abhängigkeit vom Druckverhältnis

Der Druckausgleich im ersten Fall, Abbildung 5.3a, verläuft langsamer als der des umgekehrten Druckverhältnisses, Abbildung 5.3b. Der dazugehörige Winkelverlauf ist in Abbildung 5.4 festgehalten und zeigt das gleiche Verhalten.



(a) Zylinderdruck > Speicherdruck

(b) Zylinderdruck < Speicherdruck

Abbildung 5.4.: Winkelverläufe in Abhängigkeit des Druckverhältnisses

Das Druckverhältnis muss also bei der Wahl der Impulsfolge berücksichtigt werden.

Traglast

Ein weiterer Parameter, der bei der Wahl der Impulsfolge berücksichtigt werden muss, ist die vorhandene Traglast. Um den Einfluss dieses Parameters auf den Druckausgleichsvorgang zu veranschaulichen wird, wie im Abschnitt 5.2.2, eine Messung verwendet. Abbildung 5.5 zeigt die Druckverläufe für zwei unterschiedliche Lastfälle. Die weiteren Parameter bei dieser Messung betragen folgende Werte:

- Druckverhältnis: Zylinderdruck > Speicherdruck
- Öltemperatur ca. 60°C,
- Pulsweite der Impulsfolge = 10 ms,
- Periode der Impulsfolge = 33 ms.

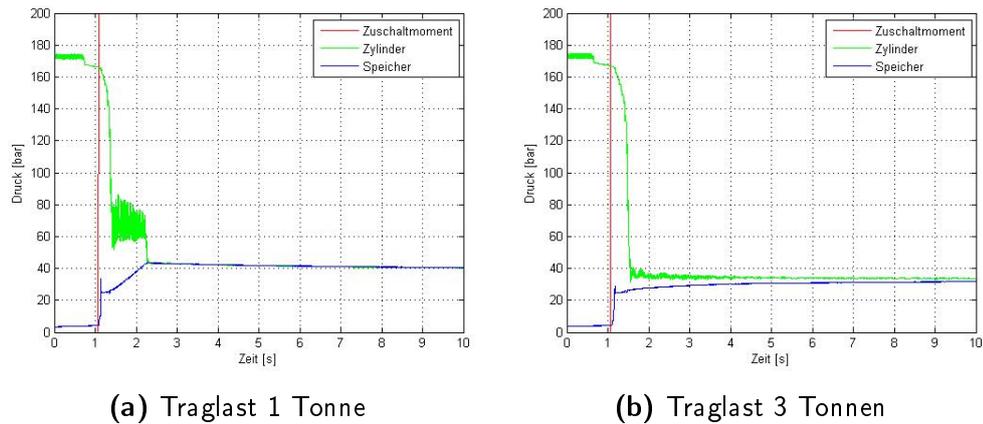


Abbildung 5.5.: Druckverläufe in Abhängigkeit der Traglast

Die dazugehörigen Winkelverläufe sind in Abbildung 5.6 dargestellt.

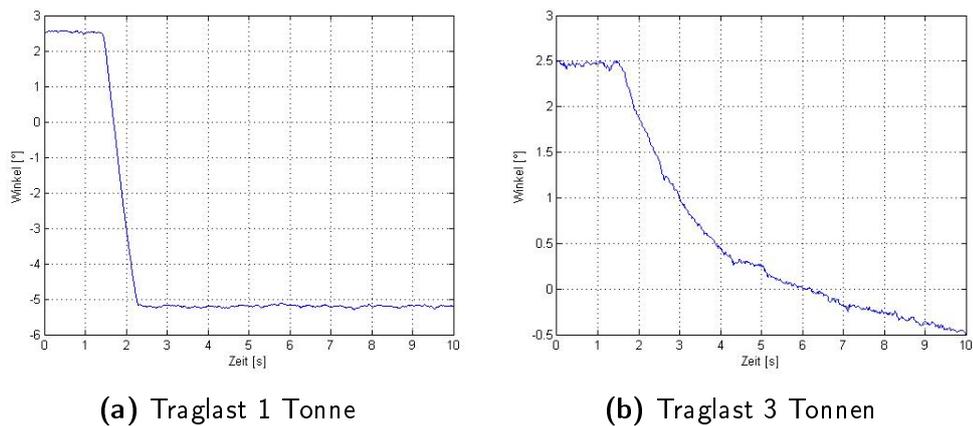


Abbildung 5.6.: Winkelverläufe in Abhängigkeit der Traglast

Die Winkelverläufe zeigen sehr deutlich den Einfluss der Traglast auf den Schaltvorgang des Membranspeichers.

Temperatur

Die starke Änderung der Viskosität von Hydraulikölen in Abhängigkeit der Temperatur ist ein weiterer Einflussfaktor, der den Verlauf eines Schaltvorganges stark verändert. Dieser nichtlineare Zusammenhang wird üblicherweise durch sogenannte Ubbelohde Diagramme dargestellt. Die Ordinate wird dabei zweifach, die Abszisse einfach logarithmiert, Abbildung 5.7.

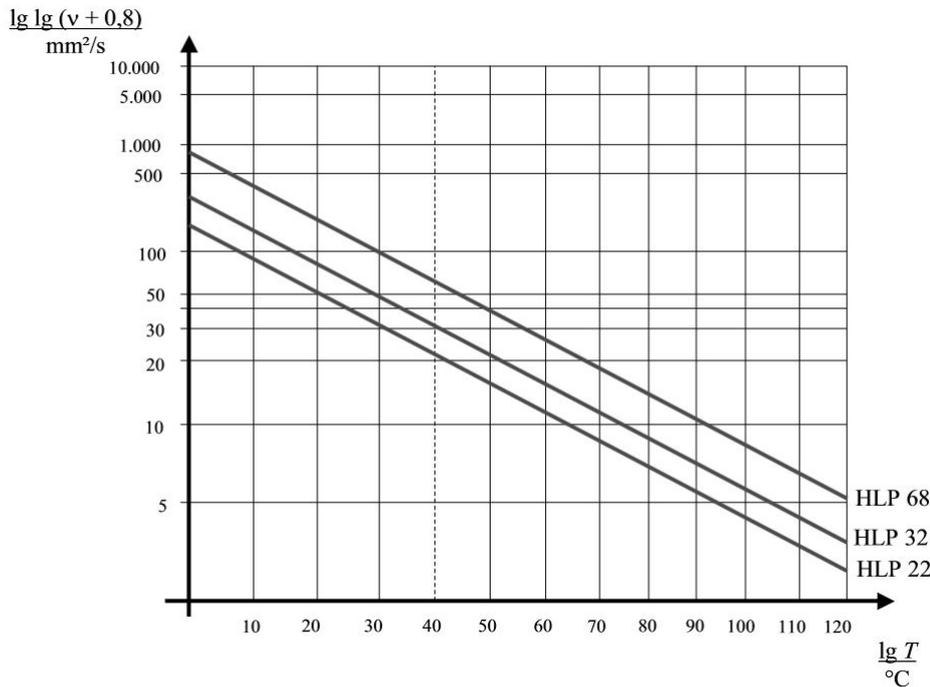


Abbildung 5.7.: Zusammenhang zwischen kinematischer Viskosität und Temperatur von HLP 22, 32 und 68. [26, S.12]

Das hier verwendete Hydrauliköl HLP 68 besitzt demnach eine kinematische Viskosität von ca. $260 \text{ mm}^2/\text{s}$ bei einer Temperatur von $20 \text{ }^\circ\text{C}$ und von ca. $26 \text{ mm}^2/\text{s}$ bei einer Temperatur von $60 \text{ }^\circ\text{C}$. Im Winter sinken die Temperaturen bis weit unter die $0 \text{ }^\circ\text{C}$ Grenze, so dass die Viskositätsschwankungen noch höher ausfallen. Die Viskosität beeinflusst sowohl das Durchflussvolumen als auch die Schaltzeiten eines magnetbetätigten Wegeventils.

Da Wegeventile einen komplizierten Querschnittsverlauf längs des Strömungsweges besitzen, wird der Einfluss der Viskosität und damit der Temperatur des Fluids in der Praxis experimentell ermittelt. [13, S.58]

5.2.3. Umsetzung

Bei der Wahl der geeigneten Impulsfolge während eines Schaltvorganges werden die Einflussparameter Druckverhältnis, Traglast und Temperatur berücksichtigt. Im Unterschied zum Druckverhältnis und der Traglast wird die Temperatur lediglich in dem Sinne berücksichtigt, dass das ganze System nur für eine bestimmte Grenztemperatur ($60 \text{ }^\circ\text{C}$) ausgelegt wird.

Die Wahl der Impulsfolge läuft wie in Abbildung 5.8 dargestellt ab. Bei dieser Lösung wurde Wert darauf gelegt, möglichst wenige zusätzliche Sensoren gegenüber der Serienausstattung zu verwenden. Sowohl die vorhandene Traglast als auch das Druckverhältnis werden anhand des Druckes im Hydraulikzylinders ermittelt.

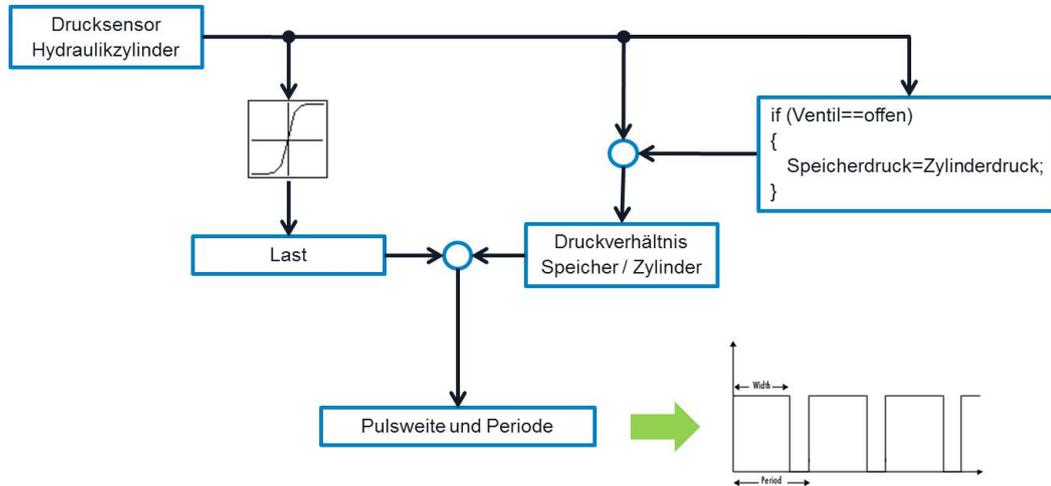
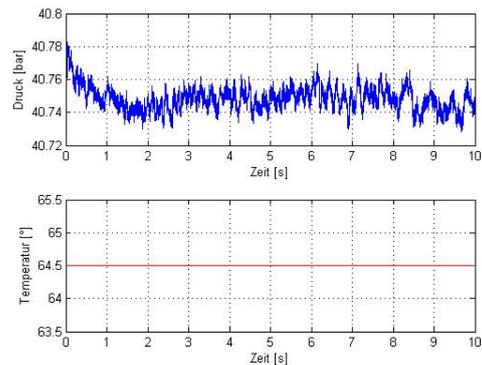


Abbildung 5.8.: Strategie zum allmählichen Druckausgleich

Um die vorhandene Traglast abzuschätzen, wurde die Nenntaglast des Staplers in 500 kg Schritte unterteilt und der jeweils dazugehörige Zylinderdruck gemessen. Da die Temperatur auch hier eine Rolle spielt, wurden die Messungen ebenfalls in der Nähe der vordefinierten Grenztemperatur von 60 °C durchgeführt. Abbildung 5.9 zeigt die Versuchsgewichte und eine Beispielmessung des Druckes bei einer Traglast von 2.5 Tonnen.



(a) Versuchsgewichte



(b) Zylinderdruck bei 2.5 Tonnen

Abbildung 5.9.: Versuchsgewichte und Zylinderdruck

Mit Hilfe der erhaltenen Druckwerte wird eine Umsetzungstabelle erstellt und

der im Zylinder herrschende Druck der jeweils nächstehend hinterlegten Traglast zugeordnet. Die Abschätzung der Traglast wird allerdings nur unter folgenden Voraussetzungen durchgeführt:

1. der Gabelstapler befindet sich im Zustand „Stehen“,
2. es findet zur Zeit keine Niveauregulierung statt,
3. die Pumpe der Zusatzhydraulik wird zur Zeit nicht über den Joystick betätigt.

Der Grund dafür ist, dass der Druck im Hydraulikzylinder verändert werden kann, falls eine dieser drei Voraussetzungen nicht erfüllt wird. Dadurch wird eine inkorrekte Lastabschätzung vermieden.

Um das Druckverhältnis zwischen Hydraulikzylinder und Membranspeicher zu bestimmen, wird ebenfalls lediglich der Druckaufnehmer am Hydraulikzylinder benötigt. Bei geöffnetem Wegeventil besteht eine direkte Verbindung zwischen Membranspeicher und Hydraulikzylinder, siehe Abschnitt 1.2.1, damit der Druck in beiden Komponenten überein stimmt. Bei geöffnetem Wegeventil entspricht der Wert des Druckaufnehmers also dem Druck im Membranspeicher. Dieser Wert wird in einer Variablen hinterlegt. Sobald das Wegeventil schließt und sich möglicherweise ein anderer Druck im Hydraulikzylinder als im Speicher einstellt, wird der Wert der Variablen mit dem aktuellen Wert des Druckaufnehmers verglichen. Dadurch kann das Druckverhältnis zwischen beiden Komponenten bestimmt werden.

Lediglich bei erstmaliger Inbetriebnahme des Gabelstaplers funktioniert diese Vorgehensweise nicht. Beim Anschalten des Staplers sind Speicher und Zylinder voneinander getrennt und es ist kein Druckwert in der Speichervariablen hinterlegt. Selbst wenn der Speicherwert der letzten Betriebsfahrt des Staplers bekannt wäre, würde dieser nicht mehr stimmen. Der Grund dafür ist, dass die Ölleckage nach einer längeren Standzeit den Systemdruck vollständig abbaut. Genau deshalb kann aber auch davon ausgegangen werden, dass, bei erstmaliger Inbetriebnahme des Staplers nach einer Standzeit, im Speicher kein Druck vorhanden ist. Im Hydraulikzylinder wird hingegen umgehend nach Start des Staplers ein Druck aufgebaut, weil die Niveauregulierung die waagerechte Lage wiederherstellt, indem sie den Hydraulikzylinder mit Öl füllt. Bei erstmaliger Inbetriebnahme kann also immer davon ausgegangen werden, dass im Hydraulikzylinder ein höherer Druck als im Membranspeicher herrscht.

Bei bekannter Traglast, bekanntem Druckverhältnis und unter der Annahme, dass das Hydrauliköl eine Temperatur von ca. 60 °C besitzt, kann die geeignete Impulsfolge zum Öffnen des Wegeventils gewählt werden. Die Impulsfolgen an sich

wurden dabei empirisch ermittelt.

Ein weiterer Punkt der bei der Auslegung der Impulsfolge berücksichtigt werden muss, ist die Gesamtdauer des Druckausgleichs. Dieser sollte grundsätzlich möglichst rasch abgeschlossen sein. Andererseits erlaubt ein längerer Druckausgleichsvorgang eine weitaus sanftere Druckanpassung. Die Wahl der Gesamtdauer ist also letztendlich ein Kompromiss zwischen Nutzen und Komfort. Nach einer ausgiebigen Versuchsreihe fiel die Entscheidung in dieser Diplomarbeit auf eine Dauer von 4 Sekunden.

5.3. Niveauregulierung

Einer der großen Vorteile der hydropneumatischen Federung ist, dass Laständerungen, die eine Verschiebung der Federungsmittellage hervorrufen, sehr einfach über Zu- bzw. Abführen von Hydraulikflüssigkeit ausgeglichen werden können. Entsprechend wird die hydropneumatische Federung nahezu immer in Kombination mit einer Niveauregulierung verwendet. Bei den Arbeitsmaschinen hat sich das elektronisch geregelte und extern versorgte System durchgesetzt.[2, S.135]

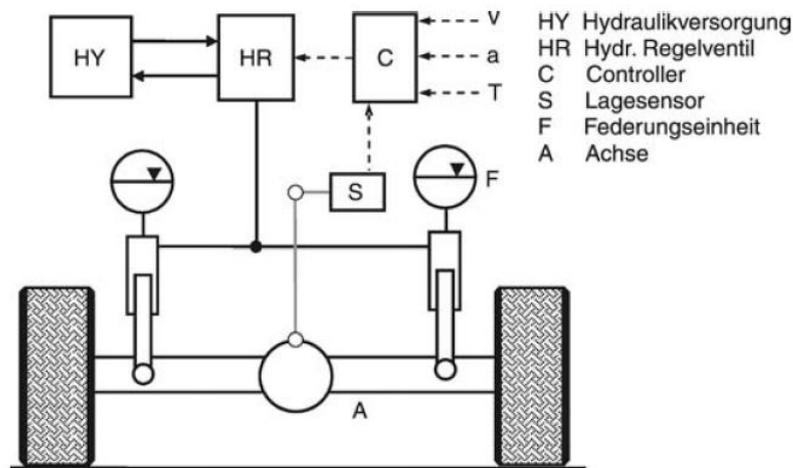


Abbildung 5.10.: Schematischer Aufbau einer Niveauregulierung.[2, S.141]

Bei diesem Regelungssystem wird die Information über die Position der Sekundärseite gegenüber der Primärseite, Abbildung 1.13, über einen Sensor in ein elektrisches Signal umgewandelt. Das Signal wird an einen Rechner, den sogenannten Controller weitergegeben. An dieser Stelle wird das Signal ausgewertet und aufgrund der in ihm abgelegten Regelalgorithmen entschieden, ob ein Nachregeln erforderlich ist, in welcher Richtung geregelt werden muss und ggf. wie schnell die Regelung

erfolgen muss. Abbildung 5.10 zeigt den schematischen Aufbau eines solchen Systems. Der große Vorteil dieses Systems liegt vor allem darin, dass auch noch weitere Signale für die Regelung verwendet werden können (beispielsweise Fahrgeschwindigkeit v , Beschleunigungen a , Temperatur der Hydraulikflüssigkeit T usw.). [2, S.140]

Eine alternative und sehr oft verwendete Darstellungsform von Regelkreisen bietet das sog. Blockschaltbild, Abbildung 5.11.

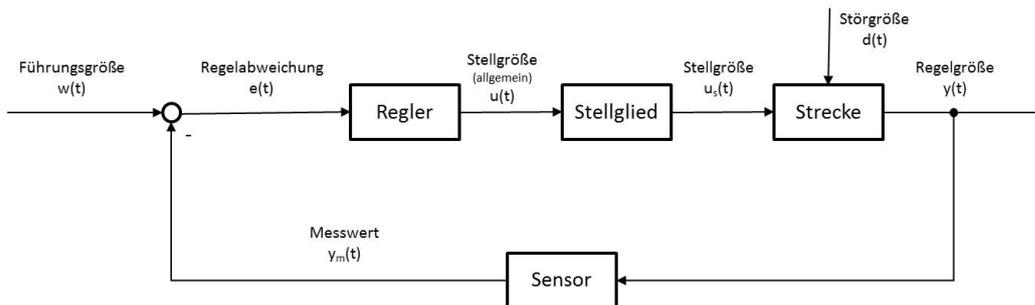


Abbildung 5.11.: Blockschaltbild eines Regelkreises.

Strecke: Die Strecke ist der aufgabenmäßig zu beeinflussende Teil des Systems oder der entsprechende Teil des Wirkungsplans.

Sensor: Der Sensor überwacht alle zum Aufnehmen, Weitergeben, Anpassen und Ausgeben von Größen bestimmten Funktionseinheiten.

Regler: Das Regelglied ist eine Funktionseinheit, in der aus Regelabweichung $e(t)$ als Eingangssignal die Ausgangsgröße des Reglers so gebildet wird, dass im geschlossenen Kreis die Regelgröße auch beim Auftreten von Störungen der Führungsgröße so schnell und genau wie möglich nachgeführt wird.

Stellglied: Das Stellglied ist die am Eingang der Strecke angeordnete zur Regelstrecke gehörende Funktionseinheit, die in den Massenstrom oder Energiefluss eingreift. Ihre Ausgangsgröße ist die Stellgröße u_s .

Führungsgröße: Die Führungsgröße $w(t)$ einer Regelung ist eine von der betreffenden Regelung nicht beeinflusste Größe, die dem Regelkreis von außen zugeführt wird, der die Ausgangsgröße der Steuerung oder Regelung in vorgegebener Abhängigkeit folgen soll.

Regeldifferenz: Die Regelabweichung $e(t)$ ist die Differenz zwischen der Führungsgröße $w(t)$ und dem Messwert $y_m(t)$.

Stellgröße (allgemein): Die Stellgröße (allgemein) $u(t)$ ist die Eingangsgröße der Stalleinrichtung.

Messwert: Der Messwert $y_m(t)$ ist eine aus der Messung der Regelgröße hervorgegangene Größe, die zum Vergleichsglied zurückgeführt wird.

Stellgröße: Die Stellgröße $u_s(t)$ ist die Ausgangsgröße der Steuer- oder Regeleinrichtung und zugleich Eingangsgröße der Strecke.

Regelgröße: Die Regelgröße $y(t)$ der Strecke ist diejenige Größe der Regelstrecke, die zum Zwecke des Regelns erfasst und über die Messeinrichtung der Regeleinrichtung zugeführt wird. Sie ist die Ausgangsgröße der Regelstrecke und Eingangsgröße der Messeinrichtung.

Störgröße: Die Störgröße $d(t)$ in einer Steuerung oder Regelung ist eine von außen wirkende Größe, die die beabsichtigte Beeinflussung der Regelgröße beeinträchtigt. [20, S.13]

Des Weiteren werden Regelungen je nach ihrem Verhalten in Festwert- und Folgeregelungen unterschieden:

- Bei der Festwertregelung (Störgrößenregelung) wird der Regler für konstante Führungsgröße vor allem im Hinblick auf die Störkompensation (Störunterdrückung) bemessen. Die Regelgröße soll auf einem gegebenen konstanten Sollwert verbleiben, obwohl die Regelstrecke von außen gestört ist. Bei dieser Aufgabe kommt es vor allem darauf an, dass der Regler auf den typischerweise auftretenden Verlauf der Störgröße angemessen reagiert.[17, S.322]
- Bei der Folgeregelung (Nachlaufregelung) spielt die Nachführung der Regelgröße an eine vorgegebene Solltrajektorie die maßgebende Rolle. Die Aufgabe der Folgeregelung wird häufig durch eine Kombination von Vorsteuerung und Regelung gelöst, wobei die Vorsteuerung die Regelgröße möglichst schnell an die Führungsgröße anpasst, während die Rückführung Störungen kompensiert. Bei der Folgeregelung gehört auch die Planung der Solltrajektorie zur Lösung der Regelungsaufgabe.[17, S.322]

5.3.1. Lösungsansatz

Die Regelgröße $y(t)$ in dieser Problemstellung ist der Winkel φ zwischen Schwinge und Lenkachse, Abbildung 5.12. Anhand dieses Winkels wird die Lage des Stapleraufbaus relativ zum Boden bestimmt.

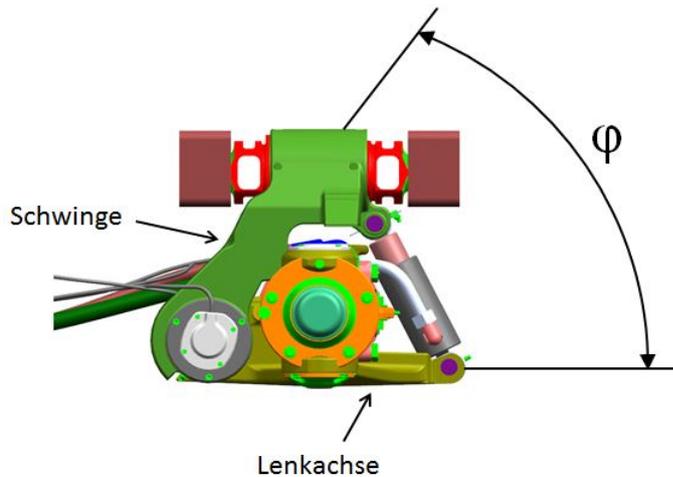


Abbildung 5.12.: Winkel zwischen Schwinge und Lenkachse.

Definiert man φ zu 0° in horizontaler Lage des Gabelstaplers, ergibt sich ein Wert zwischen ca. -5.5° bzw. ca. 2.5° bei vollständig eingefahrenem bzw. ausgefahrenem Hydraulikzylinder. Für den Wertebereich gilt also $-5.5^\circ \leq \varphi \leq 2.5^\circ$. Die Asymmetrie ist darauf zurückzuführen, dass der Hydraulikzylinder absichtlich mit einem Hub von ca. 70% in horizontaler Lage des Staplers eingebaut wurde. Dadurch steht ein größerer Federweg für stoßartige Anregungen vom Boden aus, z.B. Schwellenüberfahrten, zur Verfügung. Diese Art von Anregung gilt als wahrscheinlicher und besonders störend.

Eine wichtige Voraussetzung an die Niveauregulierung ist, dass diese nicht durchgängig in Betrieb sein soll, damit der Kraftstoffverbrauch möglichst gering gehalten werden kann. Um dies sicherzustellen, existieren zwei vordefinierte Toleranzbereiche um den Sollwert von 0° , der äußere und der innere Toleranzbereich. Die Regelung greift nur ein, falls sich φ außerhalb des äußeren Toleranzbereiches befindet. Sobald sich φ im inneren Toleranzbereich befindet, wird die Regelung deaktiviert und Kraftstoff eingespart.

Damit bei kurzzeitiger Überschreitung der äußeren Toleranzgrenzen die Regelung nicht gleich aktiviert wird, ist es notwendig, Anregungen die von der Fahrt über unebenen Untergrund her kommen, von solchen zu unterscheiden die durch langfristige Lastwechsel hervorgerufen werden. Dazu werden sogenannte Verzögerungszeiten für die Reaktion des Reglers verwendet. Das heißt, dass das Niveausignal für eine bestimmte Mindestzeit außerhalb des Toleranzbereiches liegen muss, damit die Re-

gelung aktiviert wird. Um dies zu gewährleisten, wird ein Timer gestartet, sobald das Lagesignal die äußere Toleranzgrenze überschreitet. Der Timer läuft während der Überschreitung und erst nachdem dieser einen vorgegebenen Wert, die Verzögerungszeit t_{ein} , erreicht, wird die Regelung aktiviert. Kommt die Niveaulage vor dem Erreichen der Verzögerungszeit (z. B. durch eine Untergrundanregung) wieder in den äußeren Toleranzbereich, wird der Timer wieder auf null gesetzt und die Regelung bleibt ausgeschaltet. Ist die Regelung jedoch aktiviert worden, so bleibt sie so lange aktiv, bis nach Eintritt in den inneren Toleranzbereich eine Verzögerungszeit t_{aus} vergangen ist. Letzteres dient dazu, die Niveaulage möglichst wieder in die Mitte des Toleranzbereiches zu bringen. [2, S.146] Abbildung 5.13 gibt die Arbeitsweise des Reglers wieder.

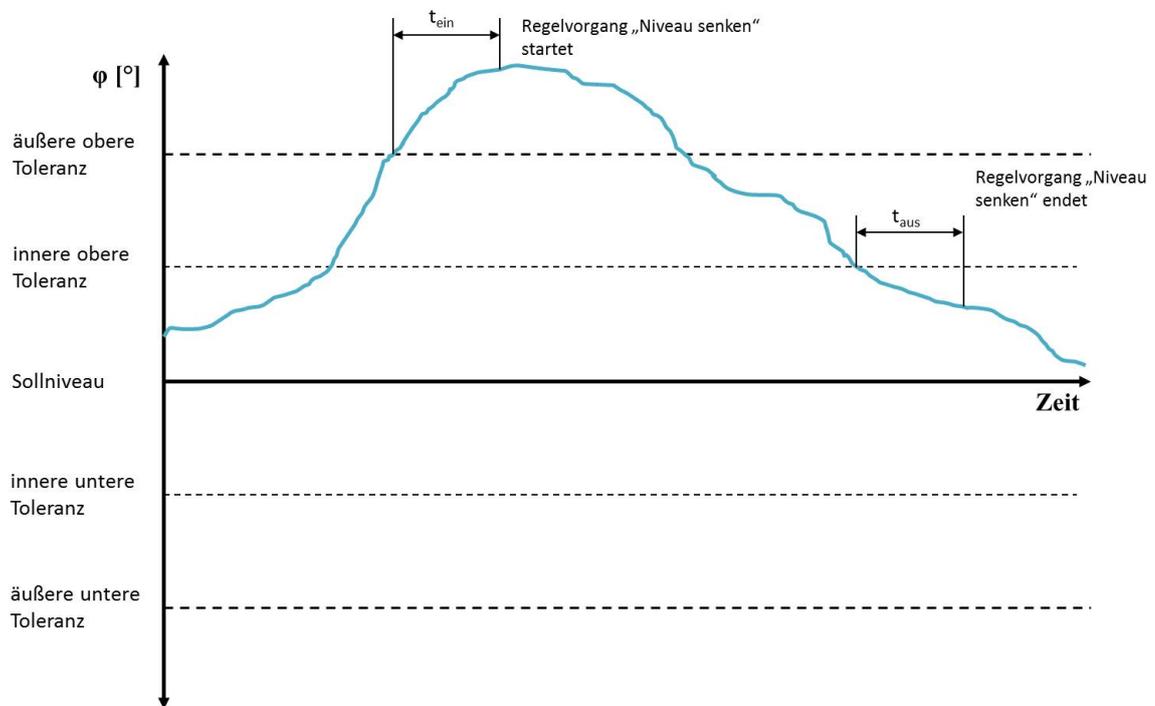


Abbildung 5.13.: Regler mit Toleranzbereichen und Verzögerungszeiten.

Um die Aufgabe der Niveauregulierung zusätzlich zu vereinfachen, wird der gesamte Wertebereich von φ , $-5.5^\circ \leq \varphi \leq 2.5^\circ$, in mehrere Intervalle unterteilt. Jedem Teilintervall wird eine eigene Regelvorschrift zugewiesen.

Dieser Lösungsansatz bietet folgenden Vorteil: Aufgrund des stark nicht linearen Systemverhaltens von φ über den gesamten Wertebereich kann eine einzelne Regelvorschrift dieses Problem nicht zufriedenstellend lösen. Innerhalb der Teilintervalle ist der Grad der Nichtlinearität jedoch weitaus geringer, weswegen auch

die Regelung deutlich einfacher ausfällt. Jedes Intervall kann separat betrachtet und getrennt voneinander geregelt werden.

Der Wertebereich wird in drei Intervalle unterteilt:

1. Intervall: $-5.5^\circ \leq \varphi < -1^\circ$
2. Intervall: $-1^\circ \leq \varphi \leq 1^\circ$
3. Intervall: $1^\circ < \varphi \leq 2.5^\circ$

Es handelt sich also im Prinzip um eine Art Hybridlösung aus einer unstetigen (schaltenden) und einer stetigen (analogen) Regelung. Es wird unstetig zwischen drei unterschiedlichen Ausgangssignalen, wie bei einem Dreipunktregler, geschaltet, jedes Ausgangssignale für sich ist jedoch stetig.

Wie bei einem Dreipunktregler mit Hysterese wird auch hier eine Schaltdifferenz benötigt, um ein ungewolltes Hin- und Herschalten zwischen zwei Regelvorschriften beim wiederholten Überschreiten einer Intervallgrenze zu vermeiden. Abbildung 5.14 stellt die einzelnen Intervalle und die dazugehörigen Schaltdifferenzen dar.

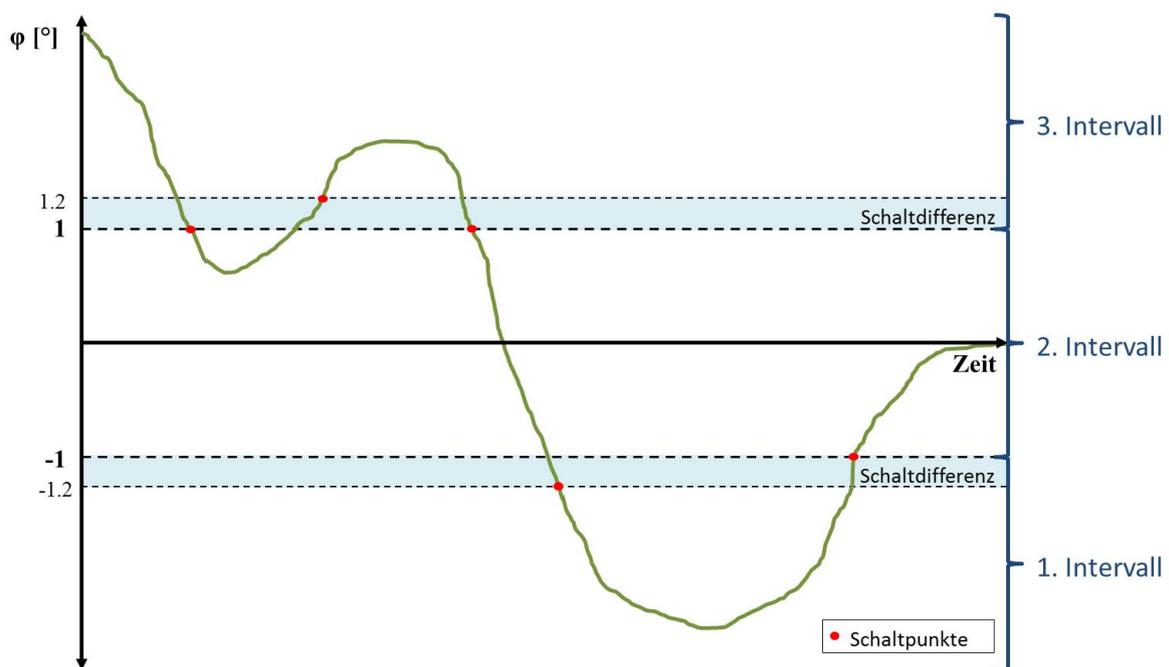


Abbildung 5.14.: Intervalle und Schaltdifferenz.

Zur weiteren Verbesserung wird zur Aufbereitung des rückgekoppelten Signals ein Tiefpass-Filter verwendet und dem Regler vorgeschaltet. So werden die untergrundbedingten Anregungen und damit höherfrequenten Federbewegungen aus dem rückgekoppelten Signal herausgefiltert. Es kommen nur die langfristigen Lageänderungen beim Regelglied an (wie sie z.B. durch eine Änderung der Beladung entstehen) und es werden dementsprechend auch nur bei solchen Änderungen die hydraulischen Ventile aktiviert. [2, S.146]

5.3.2. Umsetzung

An dieser Stelle werden die Regelvorschriften der einzelnen Intervalle ausführlich beschrieben.

1. Intervall

Der Winkel φ ist negativ, somit muss das Heck des Staplers angehoben werden, indem dem Federsystem Hydrauliköl zugefügt wird. Ziel ist, φ aus dem 1. ins 2. Intervall zu bringen. Dazu wird vom Prototypensteuergerät, Abbildung 4.3, ein Signal des Joysticks, Abbildung 4.2, simuliert. Die LHC empfängt das Signal und steuert über den Ventilblock den entsprechenden Volumenstrom.

Zur Ermittlung einer geeigneten Hubgeschwindigkeit und des dazu notwendigen Volumenstroms wurde eine Testumgebung mit dem Experimentierwerkzeug Control Desk, Abschnitt 7, erstellt. Diese Testumgebung wird anschließend von dem Prototypensteuergerät ausgeführt und steuert nach Aufbau Abbildung 4.3 den Volumenstrom.

Abbildung 5.15 zeigt die Benutzeroberfläche einer exemplarischen Testumgebung in Control Desk.

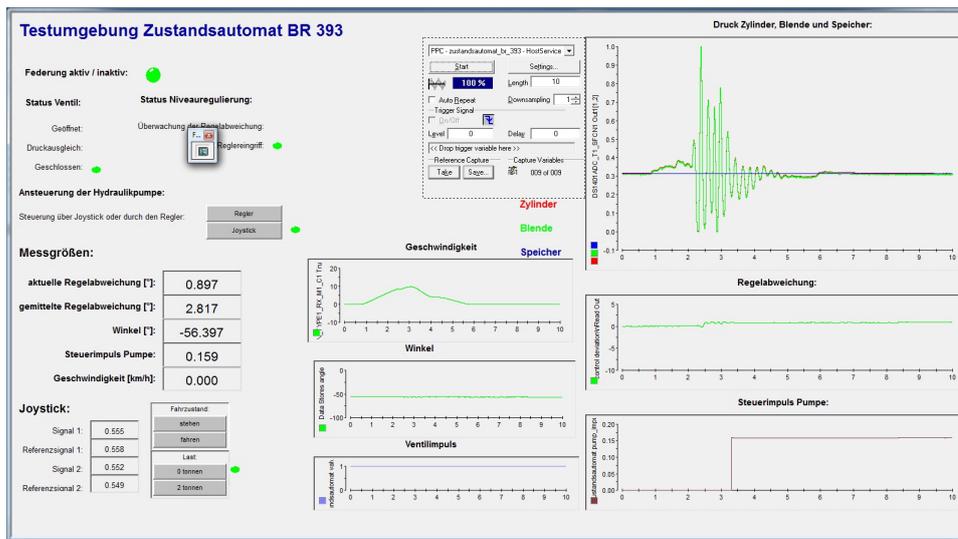


Abbildung 5.15.: Testumgebung in Control Desk

Es handelt sich bei der Regelung also um eine Folgeregelung, siehe Abschnitt 5.3. Um die Zuflussgeschwindigkeit des Hydrauliköls hinsichtlich der Zeit und des Fahrerempfindens zu optimieren, wird ein linearer Anstieg des Volumenstroms mit zunehmendem φ simuliert.

2. Intervall

In diesem Intervall kann φ sowohl negative als auch positive Werte annehmen. Anders als im 1. Intervall soll φ hier nicht in ein weiteres Intervall gebracht werden, sondern auf den Sollwert 0° geregelt werden. Zu diesem Zweck wird eine Festwertregelung benötigt. Um festzustellen welcher Reglertyp sich am besten dafür eignet werden zunächst die unterschiedlichen Anteile eines PID Standardreglers betrachtet. Dieser setzt sich aus einem Proportional-, einem Integral- und einem Differentialanteil zusammen.

- Der P-Anteil ist dem augenblicklichen Wert des Regelfehlers proportional.
- Der I-Anteil ist dem Integral über den Regelfehler proportional. Dadurch fließt in die Ermittlung der Stellgröße der bisherige Verlauf des Regelfehlers ein.
- Der D-Anteil ist der zeitlichen Ableitung des Regelfehlers proportional und berücksichtigt somit die momentane Änderungsstendenz des Regelfehlers. [7, S.257]

Ein reiner P Regler zeichnet sich dadurch aus, dass er ohne Verzögerung auf Regelabweichungen reagiert. Dadurch kann die Regelgeschwindigkeit gezielt beeinflusst werden. Diese Eigenschaft ist bei der Niveauregulierung erwünscht.

Ein Regler mit D-Anteil reagiert auf Änderungen der Regelgröße wesentlich schneller als ein reiner P-Regler. Selbst bei kleiner Regeldifferenz erzeugt er „quasi vorausschauend“ große Stellamplituden, sobald eine Amplitudenänderung auftritt. [23, S.38] Man erhält also eine höhere Regeldynamik. [23, S.51] Da zu hohe Stellgeschwindigkeiten bei der Niveauregulierung jedoch unerwünscht sind, wird der D-Anteil hier nicht benötigt.

Im Gegensatz zum D-Anteil kann der I-Anteil sehr träge sein und dadurch zu relativ langsamen Regelkreisen führen. Der große Vorteil des I-Anteils ist, dass dieser die bleibende Regelabweichung, falls vorhanden, zu Null werden lassen kann. Ob eine bleibende Regelabweichung jedoch überhaupt vorhanden ist, hängt bei einer Festwertregelung auch vom Streckenverhalten und der Führungsgröße $w(t)$ ab. [16, S.86] Tabelle 5.1 zeigt die Abhängigkeit der bleibenden Regelabweichung von der Anzahl λ der Integrierer des entsprechenden offenen Regelkreises und der Führungsgröße $w(t)$.

	$\lambda = 0$	$\lambda = 1$	$\lambda = 2$
$w = \sigma(t)$	$\frac{1}{1+V}$	0	0
$w = t * \sigma(t)$	∞	$\frac{1}{V}$	0
$w = \frac{t^2}{2} * \sigma(t)$	∞	∞	$\frac{1}{V}$

Tabelle 5.1.: Bleibende Regelabweichung. Nachempfunden: [16, S.78]

Es ist somit auch beim Einsatz eines reinen P-Reglers möglich, dass die bleibende Regelabweichung zu Null wird. Dies trifft jedoch nicht auf die Strecke in diesem Projekt zu und somit ist hier ein I-Anteil im Regler notwendig. Aus diesen Gründen wird ein PI Regler zur Niveauregulierung eingesetzt. Gleichung 5.1 zeigt die Reglergleichung (Parallelstruktur).

$$u(t) = K_P * \left[e(t) + \frac{1}{T_N} * \int_0^t e(t) d\tau \right] \quad (5.1)$$

mit

$u(t)$... Stellgröße
 K_P ... Proportionalbeiwert
 T_N ... Nachstellzeit
 $e(t)$... Regelabweichung

Ein wichtiger Aspekt bei der Parametrisierung des PI Reglers ist die Richtung in die φ geregelt werden muss, um den Sollwert von 0° zu erreichen. Je nachdem ob $\varphi < 0^\circ$ oder $\varphi > 0^\circ$ ist und hoch bzw. runter geregelt werden muss, ist ein unterschiedliches Verhalten des Reglers erforderlich. Aus diesem Grund werden zwei unterschiedliche Parametersätze verwendet. In Abhängigkeit davon, ob φ vor Eintritt in das 2. Intervall aus dem 1. Intervall oder dem 3. Intervall kommt, wird der 1. bzw. 2. Parametersatz eingesetzt. Abbildung 5.16 gibt diese Vorgehensweise wieder.

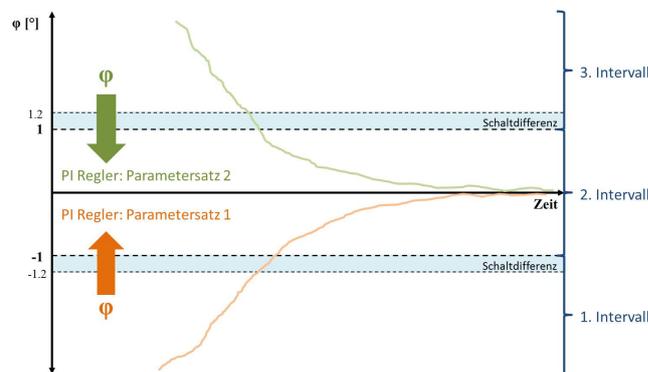


Abbildung 5.16.: Wahl des Parametersatzes in Abhängigkeit von φ vor Eintritt in das 2. Intervall.

Die Parametersätze wurden empirisch ermittelt. Der Gabelstapler wurde dafür aus seiner horizontalen Lage ausgelenkt und anschließend vom PI-Regler über das Prototypensteuergerät, mit bestimmten Regelkoeffizienten, zurückgeregelt. Das Experimentierwerkzeuge Control Desk ermöglicht dabei die Variation der Koeffizienten in Echtzeit. Durch Iteration dieses Vorganges konnten Schritt für Schritt geeignete Reglerkoeffizienten ermittelt werden.

Für den Fall, dass das Heck des Staplers angehoben wird, ergeben sich ein Proportionalbeiwert K_P und eine Nachstellzeit T_N von 0.095 und 0.02. Für den Fall, dass das Heck gesenkt werden muss eignen sich ein Proportionalbeiwert und eine Nachstellzeit von 0.03 und von 0.008.

Beim Ein- bzw. Austritt zwischen den Intervallen gelten die Schaltdifferenzen aus Abschnitt 5.3.1 Abbildung 5.14.

Eine weitere Problematik, die bei der Niveauregulierung unbedingt berücksichtigt werden muss ist, dass die LHC serienmäßig eine Totzone um die Ruhestellung des Joysticks besitzt, Abbildung 5.17.

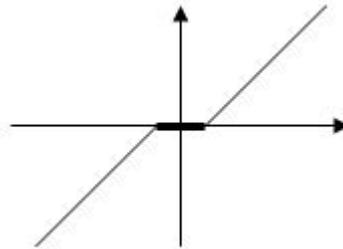


Abbildung 5.17.: Totzone

Dadurch gibt der Ventilblock, nach Abbildung 4.2, nicht schon bei einer ungewollten minimalen Auslenkung des Joysticks den Zu- oder Abfluss des Zusatzhydraulikkreises frei. Es ist also eine vordefinierte Mindestauslenkung des Joysticks notwendig, damit der Ventilblock anspricht.

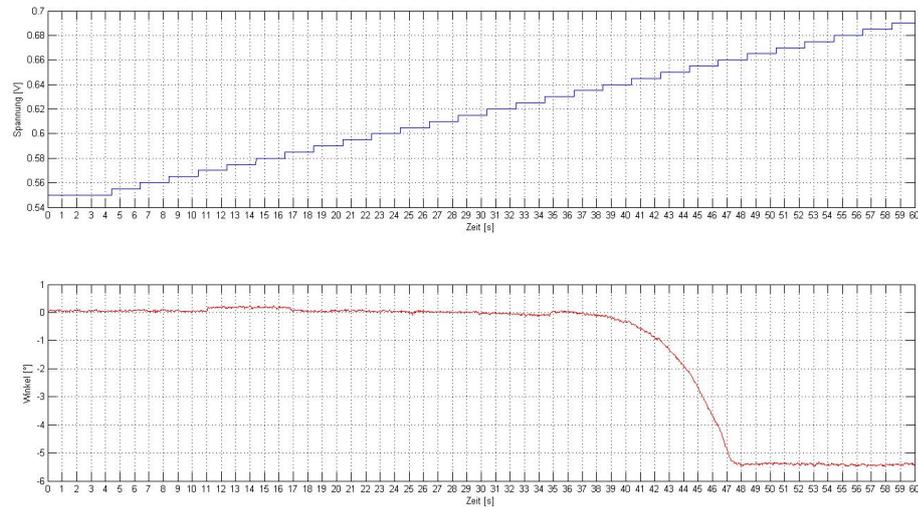


Abbildung 5.18.: Messung der Joysticktotzone.

Die Messung², Abbildung 5.18, simuliert eine Joystickauslenkung, indem das Joysticksignal von seiner Ruhestellung aus (0.55 Volt) kontinuierlich erhöht wird. Erst bei einer Spannung von ca. 0,64 V reagiert der Ventilblock und lässt Hydrauliköl abfließen. Dieses Verhalten ist unabhängig von der Auslenkrichtung des Joysticks. Um diese Nichtlinearität zu kompensieren, wird ein Sprung an entsprechender Stelle im Verlauf der Stellgröße eingefügt. Siehe Abschnitt 8.2, Abbildung 8.26.

3. Intervall

Das 3. Intervall ähnelt stark dem 1. Intervall, nur dass hier φ positiv ist und somit das Staplerheck gesenkt anstatt gehoben werden muss. Ziel ist, φ durch eine Folge-regelung in das 2. Intervall zu bringen. Um dies zu erreichen, wird dem Federsystem Hydrauliköl entnommen. Bei der Entnahme ergibt sich jedoch im Gegensatz zum hinzufügen von Hydraulikflüssigkeit eine neue Problematik.

Aufgrund der Gewichtskraft des Staplers auf seine eigene Hinterachse kommt es dazu, dass der Stapleraufbau trotz einer Joystickauslenkung in Richtung „heben“ absinkt. Abbildung 5.19 veranschaulicht diesen Vorgang. Zu Beginn der Joystickauslenkung geschieht aufgrund der Totzone des Joysticks, Abschnitt 5.3.2, nichts. Nachdem diese überwunden ist, sollte der Winkel aufgrund der Auslenkungsrichtung des Joysticks theoretisch steigen. Entgegen dieser Erwartung sinkt der Winkel jedoch ab, bis sich ein bestimmter Druck im Federkreis aufgebaut hat. Erst dann beginnt der Winkel zuzunehmen.

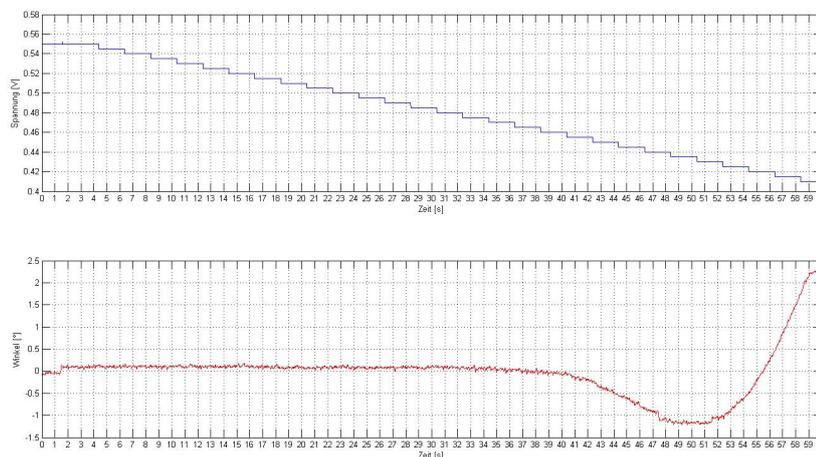


Abbildung 5.19.: Winkelabfall aufgrund des Staplereigengewichts.

²Messung ohne Staplerlast bei 63°C.

Abbildung 5.19 stellt diese Erscheinung für den ungünstigsten Fall, dem unbeladenen Stapler, dar. In diesem Fall ist die Belastung auf die Hinterachse am größten. Aber selbst bei maximaler Traglast von 3.5 Tonnen ist dieses Verhalten zu beobachten, Abbildung 5.20. Allerdings sinkt der Winkel φ hier viel weniger als im ersten Fall.

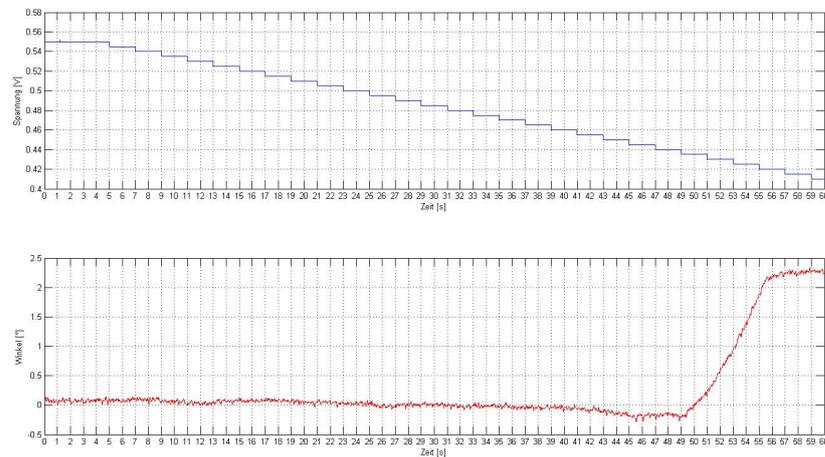


Abbildung 5.20.: Winkelabfall aufgrund des Staplereigengewichts, maximale Traglast.

Für das 1. Intervall ist diese Erscheinung nicht weiter von Bedeutung, da der Fahrer davon nichts mitbekommt. Im 3. Intervall muss sie jedoch sehr wohl berücksichtigt werden. Für eine allmähliche Einleitung des Absenkvorganges ist demnach zu Beginn ein Joysticksignal in Richtung „heben“ erforderlich. Würde der Joystick gleich in Richtung „senken“ ausgelenkt werden, indem dem Federsystem Hydraulikflüssigkeit entzogen wird, kommt es zu einem ruckartigen Durchfallen des Staplerhecks. Es muss also erst ein bestimmter Druck aufgebaut werden, um anschließend ein langsames und ruckfreies Absenken des Hecks zu ermöglichen.

Aus diesem Grund wird im 3. Intervall, anders als im 1. Intervall, eine Joystickauslenkung in Richtung „heben“ simuliert, die allmählich in eine Auslenkung Richtung „senken“ übergeht.

6. Physikalischer Aufbau der Regelung

Zur Umsetzung der Regelstrategien aus Abschnitt 5 ist ein Regelkreis nach Abschnitt 5.3, Abbildung 5.11, notwendig. Zusätzlich zu den dort aufgezeigten Komponenten wie Regler, Stellglieder und Sensoren werden Komponenten benötigt, die dem Fahrer eine Interaktion mit der Steuerung ermöglichen. Diese Komponenten und deren Verkabelung untereinander werden hier beschrieben.

6.1. Bauelemente

Zunächst werden die verwendeten Komponenten und deren Funktion beschrieben. Die Verkabelung der einzelnen Elemente wird anschließend im Stromlaufplan, Abschnitt 6.2, und im Kabelbaum, Abschnitt 6.3, dargestellt.

6.1.1. MicroAutoBox I



Abbildung 6.1.: MicroAutoBox I

Als Regler bzw. Prototypensteuergerät wird die MicroAutoBox I (mabx) 1401/1501 der Firma dSPACE verwendet. Dabei handelt es sich um ein Echtzeitsystem für schnelles Funktions-Prototyping, das nach dem Hochfahren autonom starten kann.

PCs oder Notebooks lassen sich leicht für das Herunterladen von Anwendungen, die Modellparametrierung und Datenanalyse per Ethernet anschließen.[8]

6.1.2. Sensoren

Für den Druckausgleichsvorgang und die Niveauregulierung werden lediglich zwei Sensoren benötigt. Ein Drucksensor und ein Winkelsensor. Der Drucksensor wird benötigt, um die vorhandene Traglast während des Druckausgleichvorgangs zu bestimmen, Abbildung 5.8. Dazu muss dieser den Druck im Hydraulikzylinder messen. Der Winkelsensor wird benötigt, um die Regelgröße $y(t)$, in diesem Fall φ , zu erfassen. Aufgrund verschiedener Versuche im Laufe der Diplomarbeit sind im Regelkreis jedoch insgesamt vier Sensoren verwendet worden, drei Druck- und ein Winkelsensor.

Drucksensor

Die eingesetzten Drucksensoren sind von der Firma WIKA. Ihre genaue Beschreibung kann den Datenblättern im Anhang C.2 entnommen werden.

Winkelsensor

Als Winkelsensor wird ein Linde-eigener Sensor verwendet, dessen eigentliche Aufgabe die Überwachung des Lenkachswinkels ist.



(a) Elemente

(b) CAD

Abbildung 6.2.: Lenkachssensor Linde

Datenblatt befindet sich im Anhang C.3.

6.1.3. Schalter

Ein mechanisch betätigter Schalter innerhalb der Fahrerkabine stellt eine weitere Möglichkeit zur Verfügung, um mit der mabx zu interagieren. Er wird verwendet, um das hydropneumatische Federungssystem zu deaktivieren.

6.1.4. Joystick

Eine wichtige Forderung an das hydropneumatische Federsystem ist, dass die Möglichkeit bestehen soll, den automatischen Regelvorgang der *mabx* zu unterbrechen, um manuell eingzugreifen zu können. Die dafür notwendigen Signale vom Fahrer an die *mabx* werden über einen Joystick erzeugt.

Der Gabelstapler besitzt insgesamt zwei Joysticks, siehe Abbildung 6.3a. Über einen von ihnen wird die Arbeitshydraulik und über den anderen die Zusatzhydraulik bedient. Der Joystick der Zusatzhydraulik wird teilweise zweckentfremdet und zur Kommunikation mit der *mabx* eingesetzt.

Die Zusatzhydraulik selbst besteht aus zwei Kreisläufen, die in Abhängigkeit von der Auslenkrichtung des Joysticks gesteuert werden. Eine Auslenkung des Joysticks in vertikale Richtung steuert den ersten und eine Auslenkung in horizontale Richtung den zweiten Kreislauf. Einer dieser beiden Kreisläufe wird als Ölquelle bzw. -senke des Federkreislaufes eingesetzt, Abschnitt 1.2.1. Die Bedienung dieses Kreislaufes über den Joystick soll weiterhin möglich sein, um später die Niveauregulierung auch manuell bedienen zu können. Der andere Zusatzkreislauf hingegen wird nicht benötigt und die entsprechenden Joysticksignale können zur Kommunikation mit der *mabx* verwendet werden.



(a) Elemente



(b) CAD

Abbildung 6.3.: Joystick zur Hubmaststeuerung und Zusatzhydraulik

Der endgültige Systemaufbau erfolgt nach Abbildung 6.4. Die Signale an den Hydraulikkreislauf des Federsystems werden direkt an die LHC weitergeleitet und die Signale an die *mabx* werden eingelesen und entsprechend interpretiert.

Über den Joystick stehen dem Fahrer folgende Bedienmöglichkeiten zur Verfügung:

- Betriebsart der Niveauregulierung

- Betriebsart der Federung
- Steuerung der Niveauregulierung falls diese manuell betrieben wird.

Bei der Betriebsart wird stets zwischen automatischer und manueller Regelung unterschieden. Im automatischen Betrieb der Niveauregulierung beispielsweise, regelt die mabx den Stand der Hydraulikflüssigkeit des Federsystems. Im manuellen Betrieb kann der Fahrer den Stand selbst über den Joystick bestimmen.

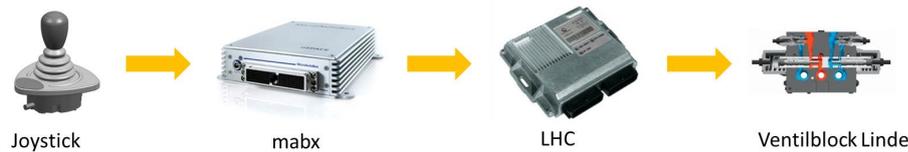


Abbildung 6.4.: Aufbau Joystick - mabx - Ventilblock Linde

Datenblatt befindet sich im Anhang C.3.

6.1.5. Relais und Freilaufdiode

Um das Wegeventil des Hydraulikkreislaufes, Abbildung 1.8 schalten zu können, fehlt der mabx die notwendige Leistung. Für solche Zwecke bietet die Firma dSPACE eine eigene Leistungsendstufe namens „RapidPro Power Unit“ an, die in dieser Diplomarbeit aber nicht zur Verfügung steht.

Deshalb wird hier ein Relais als Schaltverstärker eingesetzt. Das Relais wird zwischen Wegeventil und Fahrzeugbatterie eingebaut und von der mabx gesteuert. Der Aufbau ist im Stromlaufplan, Abschnitt 6.2 dargestellt.

Um die Elektronik vor Spannungsspitzen zu schützen, die beim Abschalten des Relais aufgrund der Induktionsspannung entstehen, wird eine Freilaufdiode benötigt. Durch die Freilaufdiode fließt der Induktionsstrom über die Relaispule solange im Kreis bis sich die Energie durch Verluste vollständig abbaut. Freilaufdioden werden immer bei Magneten und möglichst nahe am Ursprung der Induktionsspannung eingebaut.

Datenblatt befindet sich im Anhang C.3.

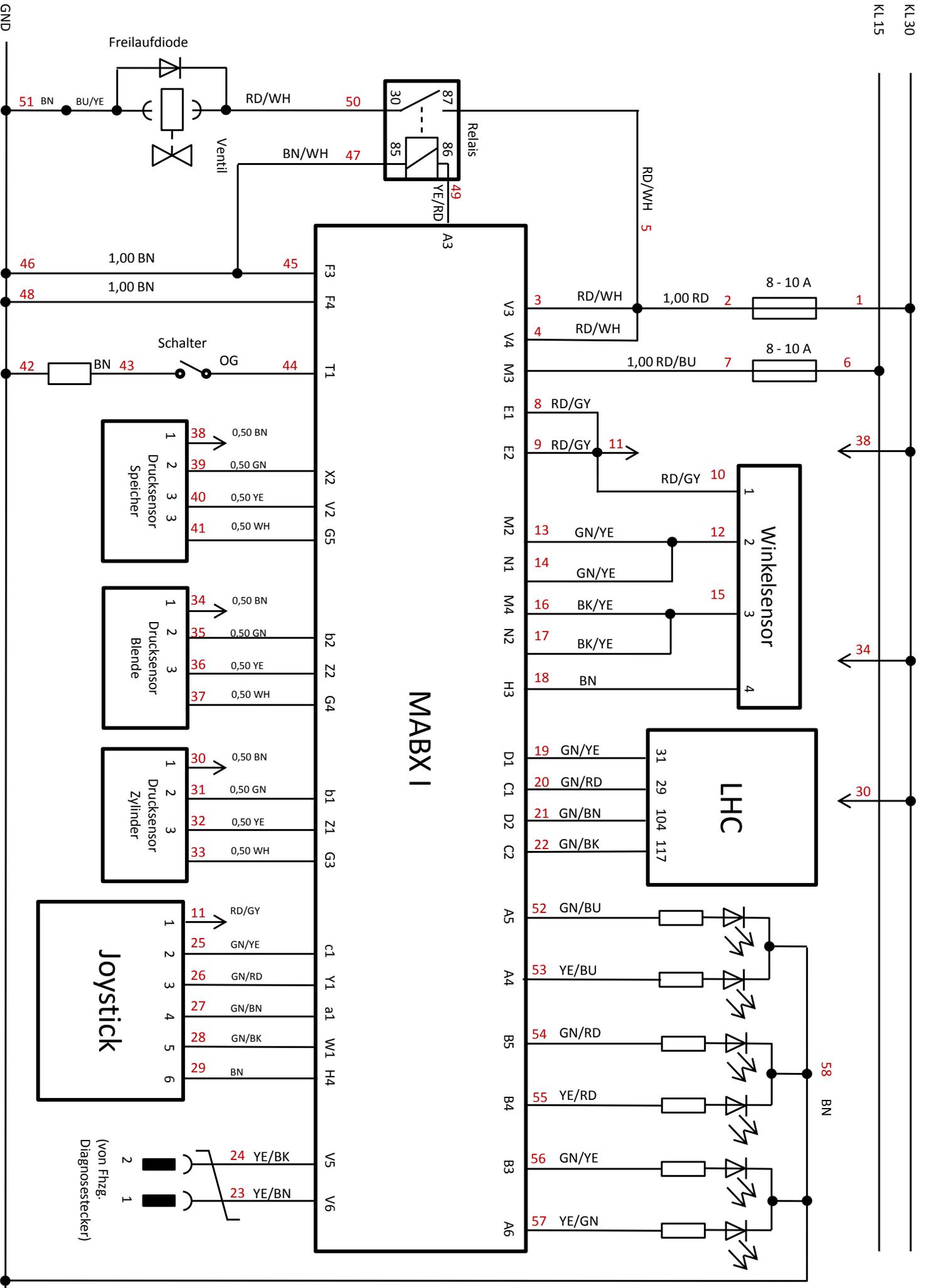
6.1.6. LEDs

Um dem Fahrer Information über den aktuellen Zustand des Zustandsautomaten und die gewählte Betriebsart zu geben, ist eine Form von Rückmeldung des Steuergerätes notwendig. Dies wird durch den Einsatz einer Reihe von LEDs ermöglicht.

Des weiteren wird eine LED verwendet, um das Erreichen der Grenztemperatur zu melden.

6.2. Stromlaufplan

Die Verkabelung der MicroAutoBox mit den weiteren Komponenten wird im Stromlaufplan dargestellt.



Kennung	Funktionsklärung	Stromfad	Grundfarbe	Code	Grundfarbe	Code
	Spannungsversorgung MABX	3-4	schwarz	BK	grün	GN
	Spannungsversorgung Hydraulikventil	5	weiß	WH	violett	VT
	NTL Logikpegel	8-9	blau	BU	rot	RD
	Winkelsensor 4 polig (mit Pull-up der Signale)	10,12-18	orange	OG	gelb	YE
	Zusatzhydraulik LHC 4 polig	19-22	braun	BN	grau	GY
	Diagnosestecker 2 polig	23-24				
	Joystick 6 polig	11,25-29				
	Drucksensor 4 polig (Blende)	34-37				
	Drucksensor 4 polig (Hydraulikzylinder)	30-33				
	Drucksensor 4 polig (Druckspeicher)	38-41				
	Schalter 2 polig	43-44				
	Masse MABX	46,48				
	Relai 4 polig	5,47,49-50				
	Hydraulikventil 2 polig	50, 51				
	LEDs	52-58				

Leitungen ohne Angabe der Querschnitte = 0,75 mm²

 Leitungen miteinander verdreht

Abbildung 6.5.: Legende Stromlaufplan

6.3. Kabelbaum

Der Kabelbaum mit den Abständen und den dazugehörigen Klemmenbezeichnungen.

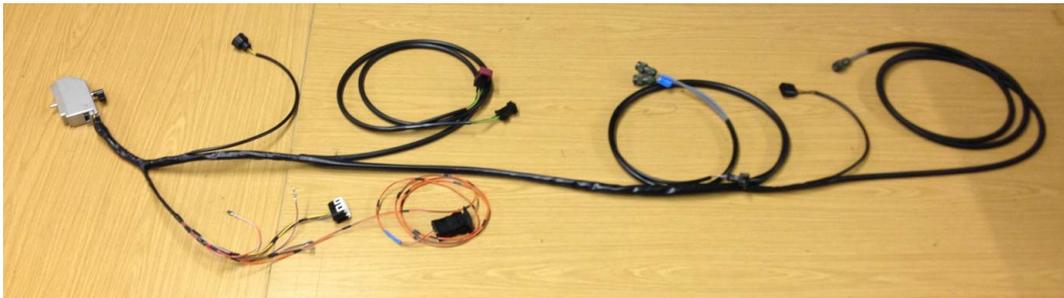
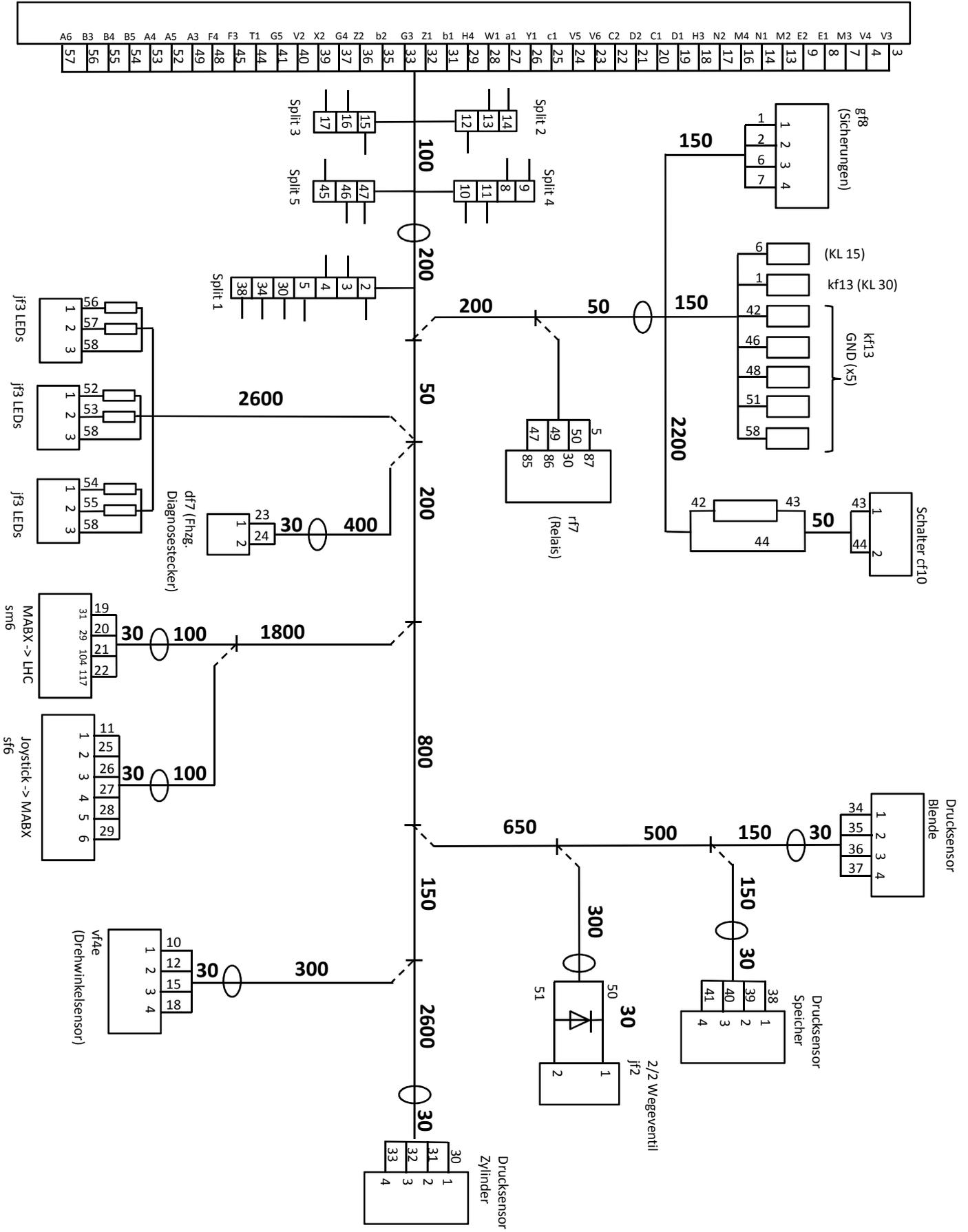


Abbildung 6.6.: Kabelbaum

ZIF Stecker
(MicroAutoBox)



7. Entwurfswerkzeuge

Um eine durchgängig automatische Implementierung der Regelungssoftware auf dem Prototypensteuergerät zu ermöglichen, ist eine geeignete Kette von Entwurfswerkzeugen erforderlich. Mit Hilfe dieser Werkzeuge kann die Implementierungszeit deutlich reduziert und Entwurfsiterationen können einfach bzw. schnell durchgeführt werden. In dieser Diplomarbeit wurde dafür folgende Software verwendet:

1. Matlab / Simulink
2. Real-Time Workshop
3. Real-Time Interface
4. ControlDesk

Matlab / Simulink

Matlab ist eine Software des Unternehmens The MathWorks zur Lösung mathematischer Probleme und grafischer Darstellung der Ergebnisse. Es kann durch Zusatzpakete, sog. Toolboxes, erweitert werden. Dabei handelt es sich um Sammlungen von Bibliotheken, Klassen und Schnittstellen, die das Erstellen von Programmen vereinfachen. Eines dieser Zusatzpakete ist Simulink. Simulink ist das hier verwendete Modellierungswerkzeug, es ermöglicht die hierarchische Modellierung dynamischer Systeme mit Hilfe grafischer Blöcke. Die Struktur des zu simulierenden Systems kann dadurch vollkommen graphisch durch „drag and drop“ aus Funktionsblöcken zusammengestellt werden. Der Datenfluss zwischen den Blöcken wird über Verbindungslinien realisiert. Ein so erstelltes Modell kann dann innerhalb von Simulink simuliert werden. Für die numerische Simulation stehen dabei verschiedene Lösungsverfahren, sogenannte „Solver“ zur Verfügung.

Real-Time Workshop

Real-Time Workshop (die neuere Bezeichnung lautet Simulink Coder) ist ein weiteres Produkt des The MathWorks Unternehmens. Mit dem Real-Time Workshop lässt sich sog. stand-alone C- und C++-Code aus Simulink-Modellen generieren. Der generierte Code kann für eine Vielzahl von Echtzeit- und Nicht-Echtzeitanwendungen genutzt werden wie etwa das Rapid Proto-

typing und Hardware-in-the-Loop-Tests. Er unterstützt die Parameteranpassung und Signalüberwachung mittels Simulink, ist aber auch außerhalb von MATLAB und Simulink einsetzbar.

Real-Time Interface

So wie Matlab als Basis für die Simulinkerweiterung dient, kann Simulink selbst auch durch sogenannte Blocksets erweitert werden. Real-Time Interface ist ein solcher Blockset der Firma dSPACE. Er stellt Blöcke bereit, um die I/O-Funktionalitäten des Prototypensteuergerätes im Simulink-Modell zu implementieren. Ausserdem erweitert dieser Blockset die Funktion des Real-Time Workshop von Matlab, so dass das Implementieren, Kompilieren, Herunterladen und Starten der Simulink-Modelle auf dem Prototypensteuergerät vollkommen automatisch abläuft. Real-Time Interface ist also die Verbindung zwischen der Simulink Software und dem echtzeitfähigen Prototypensteuergerät.

ControlDesk

ControlDesk ist eine weitere Software der Firma dSPACE. Es ist ein Experimentierwerkzeug für die durchgängige Steuergeräteentwicklung. Die Software bietet Zugriff auf Simulationsplattformen und angeschlossene Bussysteme und führt Mess-, Applikations- und Diagnoseaufgaben auf Steuergeräten aus. Dadurch können Parameter des Echtzeitprozesses auf dem Steuergerät geändert und die I/O Signale überwacht werden. Es handelt sich dabei ebenfalls um eine vollkommen grafische Benutzeroberfläche.

8. Regelsoftware

Nach Planung der Regelsoftware in Abschnitt 5, Aufbau des Regelkreises in Abschnitt 6 und Vorstellung der verwendeten Entwurfswerkzeuge in Abschnitt 7, wird schließlich die Regelsoftware selbst beschrieben. Zur Erstellung des Simulinkmodells wurden ausschließlich die Simulink Standardblöcke und das Blockset der Simulink Erweiterung „Real-Time Interface“ verwendet.

Zusätzlich zum Zustandsautomaten aus Abschnitt 5.1.3, besteht die Regelsoftware aus weiteren Modulen, die benötigt werden, um die Kommunikation mit externen Hardwarekomponenten zu ermöglichen und Speicherplatz für bestimmte Daten bereit zu stellen. Abbildung 8.1 zeigt die oberste Ebene des Simulinkmodells. Dieses kann in vier Module unterteilt werden:

1. Datenspeicher
2. Zustandsautomat
3. Schnittstelle Aktoren - Sensoren - Steuerung
4. CAN Konfiguration

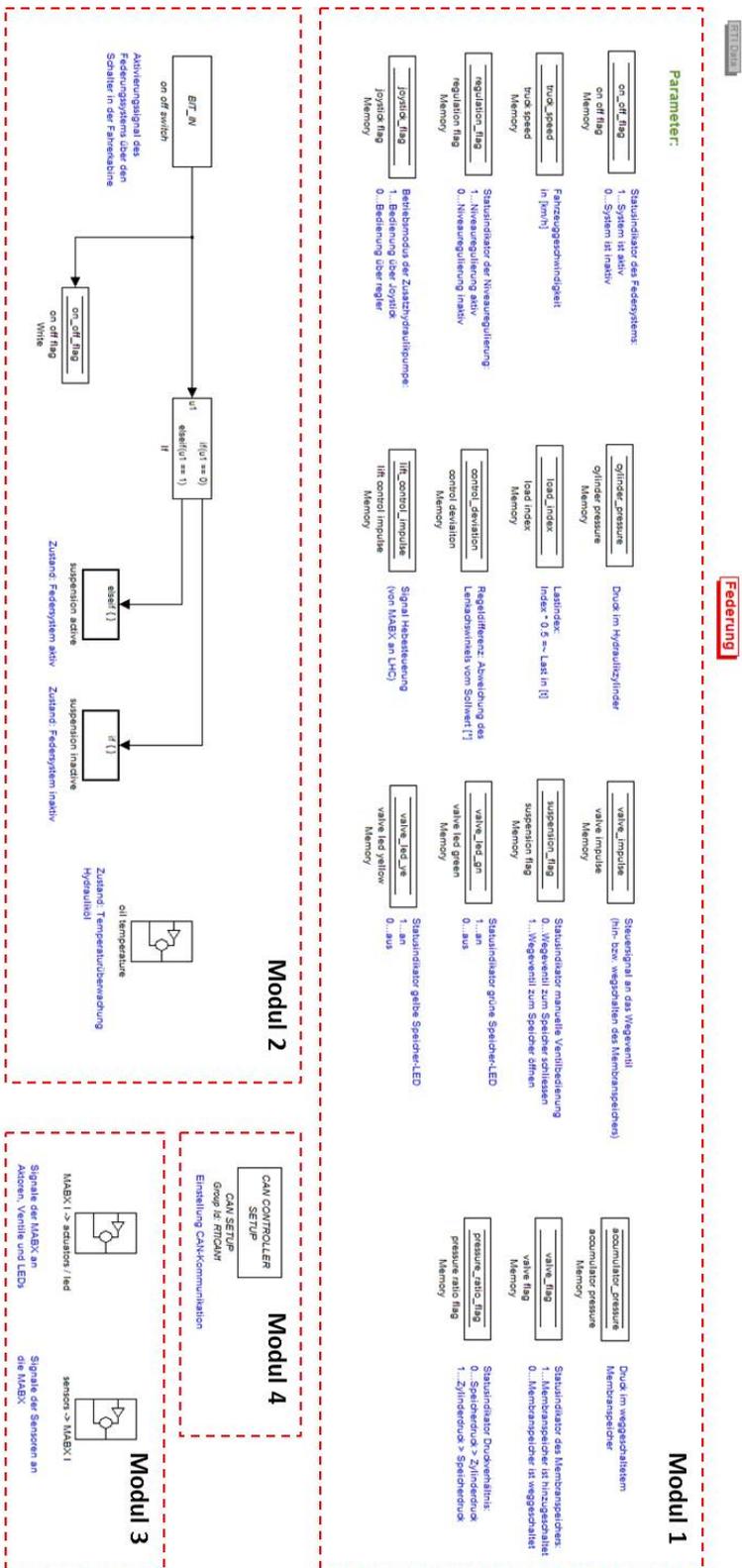


Abbildung 8.1.: Allgemeiner Aufbau Steuerungssoftware (oberste Ebene)

8.1. Modul 1: Datenspeicher

Zur Beschreibung bestimmter Zustände und Einleitung von Ereignissen im Simulinkmodell werden Statusindikatoren (binäre Variablen) verwendet. Damit diese allen Programmabschnitte zur Verfügung stehen, müssen sie global definiert werden.

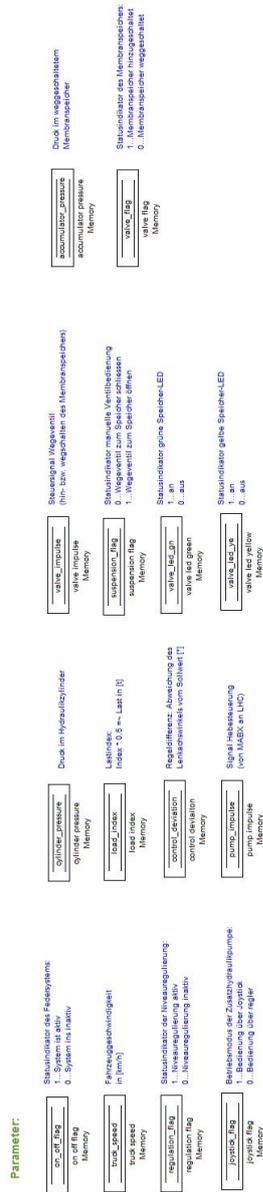


Abbildung 8.2.: Statusindikatoren als „Data Store Memory“ Blöcke

Im Simulinkmodell wird die globale Verfügbarkeit dieser Variablen durch Nutzung des „Data Store Memory“ Blocks erreicht. Dieser Block definiert eine gemeinsame nutzbare Speicherregion, die jederzeit beschrieben und ausgelesen werden kann. Damit sie jedoch tatsächlich jedem Programmabschnitt zur Verfügung steht, muss der Block auf oberster Programmebene definiert werden. Zum Beschreiben bzw. Auslesen der Speicherregion werden die Blöcke „Data Store Read“ bzw. „Data Store Write“ verwendet.

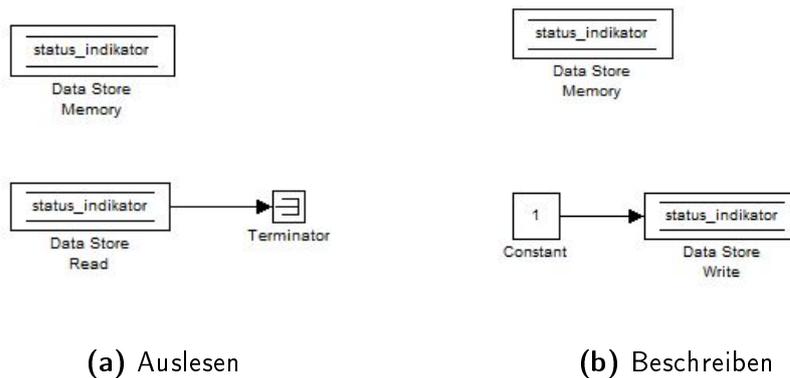


Abbildung 8.3.: Auslesen und Beschreiben des „Data Store Memory“ Blocks

Die „Data Store Memory“ Blöcke werden im Modell aber nicht nur für die Statusindikatoren, sondern auch zum Einlesen von Sensorwerten und CAN Botschaften verwendet. Sie werden im gesamten Simulinkprogramm eingesetzt.

8.2. Modul 2: Zustandsautomat

Zustände eines Zustandsautomaten sind aufgrund ihrer Beziehungen und Übergangsbedingungen untereinander stark verflochten. Außerdem besitzen Zustandsautomaten ereignisgesteuerte Architekturen, die nicht linear abgearbeitet werden, siehe Abschnitt 5.1. Demnach existiert keine eindeutige Reihenfolge, in der die einzelnen Zustände eingenommen werden, was zu einer gewissen Problematik bei der Beschreibung des Zustandsautomaten führt. Unter Umständen kann die Beschreibung eines Zustandes bzw. Programmabschnitt nämlich die Kenntnis über einen weiteren Zustand voraussetzen, der selbst erst zu einem späteren Zeitpunkt beschrieben wird. In einem solchen Fall muss an der entsprechende Stelle auf den späteren Programmabschnitt verwiesen werden.

Um jedoch eine gewisse Übersichtlichkeit sicherzustellen, werden sämtliche Zustände des Automaten aus Abschnitt 5.1.3 nummeriert. Die Nummerierungstiefe

entspricht dabei der Ebene des Zustandes im Zustandsautomaten bzw. des entsprechenden Programmabschnittes im Simulinkmodell.

1. Zustandsautomat

1.1. Temperaturüberwachung Hydrauliköl

1.2. Federsystem

1.2.1. Federsystem aktiv

1.2.1.1. Stehen

1.2.1.1.1. Federbetätigung über Joystick

1.2.1.1.2. Niveauregulierung und Lastabschätzung

1.2.1.1.2.1. Niveauregulierung über Joystick

1.2.1.1.2.2. Niveauregulierung über Steuergerät

1.2.1.1.2.3. Lastabschätzung

1.2.1.2. Fahren

1.2.1.2.1. Federbetätigung über Steuergerät

1.2.1.2.2. Niveauregulierung

1.2.1.2.2.1. Niveauregulierung über Joystick

1.2.1.2.2.2. Niveauregulierung über Steuergerät

1.2.2. Federsystem inaktiv

1.2.2.1. Niveauregulierung über Joystick

Gemäß dieser Aufzählung werden die einzelnen Programmabschnitte des Simulinkmodells beschrieben. Dort wo es erforderlich ist, wird zusätzlich mit Verweisen gearbeitet.

1. Zustandsautomat

Auf der obersten Ebene des Zustandsautomaten befinden sich die beiden Zustände „Federsystem“ und „Temperaturüberwachung Hydrauliköl“. Dabei handelt es sich um parallele Zustände die gleichzeitig ausgeführt werden.

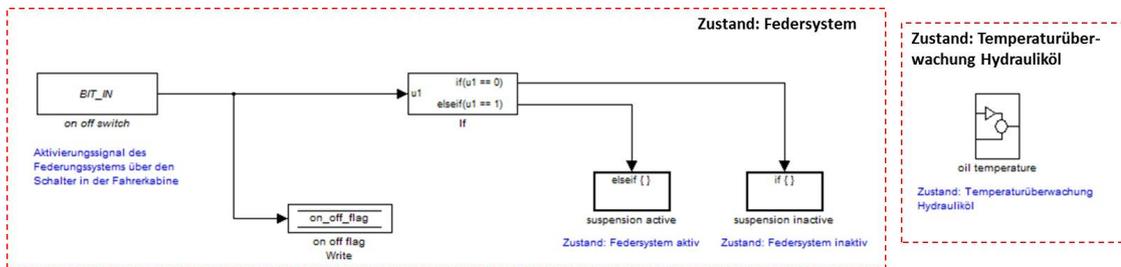


Abbildung 8.4.: Zustandsautomat oberste Ebene

1.1. Temperaturüberwachung Hydrauliköl

Das Erreichen der vordefinierte Grenztemperatur des Hydrauliköls, siehe Abschnitt 5.2.3, wird von einer LED innerhalb der Fahrerkabine angezeigt. Die notwendige Sensorik um die Temperatur zu messen, ist bereits im Serienfahrzeug vorhanden und das Signal steht jederzeit auf dem CAN Bus des Fahrzeuges zur Verfügung.

Die CAN Botschaft wird vom Simulinkmodell eingelesen und anschließend mit der Grenztemperatur verglichen. Sobald diese erreicht wird, wird die Anzeige-LED eingeschaltet. Abbildung 8.5 zeigt das Blockschaltbild des Zustandes „Temperaturüberwachung Hydrauliköl“.



Abbildung 8.5.: Blockschaltbild des Zustandes „Temperaturüberwachung Hydrauliköl“,
Abbildung 8.4

Im Subsystem „check oil temp“ wird die Ist-Temperatur mit der Grenztemperatur verglichen. Abbildung 8.6 zeigt das Blockschaltbild dieses Systems.



Abbildung 8.6.: Blockschaltbild des Subsystems „check oil temp“, Abbildung 8.5

Der Relaisblock erzeugt ein hysteresebefahtetes Schaltverhalten. Er vermeidet somit ein ständiges Ein- und Ausschalten des Ausgangssignales falls die Ist-Temperatur um die Grenztemperatur herum schwankt. In diesem Fall beträgt die Schaltdifferenz $2\text{ }^{\circ}\text{C}$. Der Einschaltpunkt liegt bei $65\text{ }^{\circ}\text{C}$ und der Ausschaltpunkt bei $63\text{ }^{\circ}\text{C}$.

1.2. Federsystem

Der Zustand „Federsystem“, Abbildung 8.7, beinhaltet die gesamte Steuerung des Federsystems. Direkt untergeordnet sind die beiden Zustände „Federsystem aktiv“ und „Federsystem inaktiv“. Das Eingangssignal liefert der mechanische Schalter innerhalb der Fahrerkabine, Abschnitt 6.1.3. Sein Signal wird direkt von einem digitalen Inputpin der maxb eingelesen. Anschließend legt die folgende if-Verzweigung fest, welcher Programmabschnitt ausgeführt wird. Außerdem wird der Schaltzustand im Statusindikator „on off flag“ gesichert, der im weiteren Programmablauf benötigt wird.

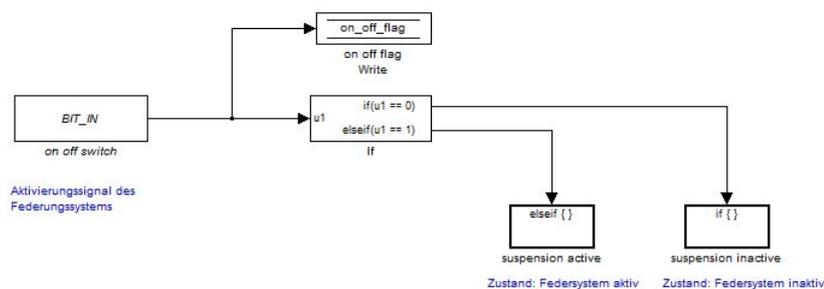


Abbildung 8.7.: Zustand: 1.2. Federsystem, Abbildung 8.4

1.2.1. Federsystem aktiv

Der Zustand „Federsystem aktiv“ ist einer der beiden möglichen Folgezustände des Zustandes 1.2. „Federsystem“. Die Federwirkung ist dabei grundsätzlich erwünscht. Abbildung 8.8 zeigt den inneren Aufbau des Zustandes.

Analog zum Zustand 1.2. wird von einer if-Verzweigung bestimmt, welcher von zwei möglichen Folgezuständen eingenommen wird. Dabei handelt es sich um die Folgezustände „Fahren“ und „Stehen“. Eingangssignal der if-Verzweigung ist die

Fahrzeuggeschwindigkeit. Diese wird im Modul 3 des Programms (Schnittstellen Aktoren - Sensoren - Steuerung), Abschnitt 8.3, vom CAN Bus abgegriffen und in der Variable „truck speed“ hinterlegt.

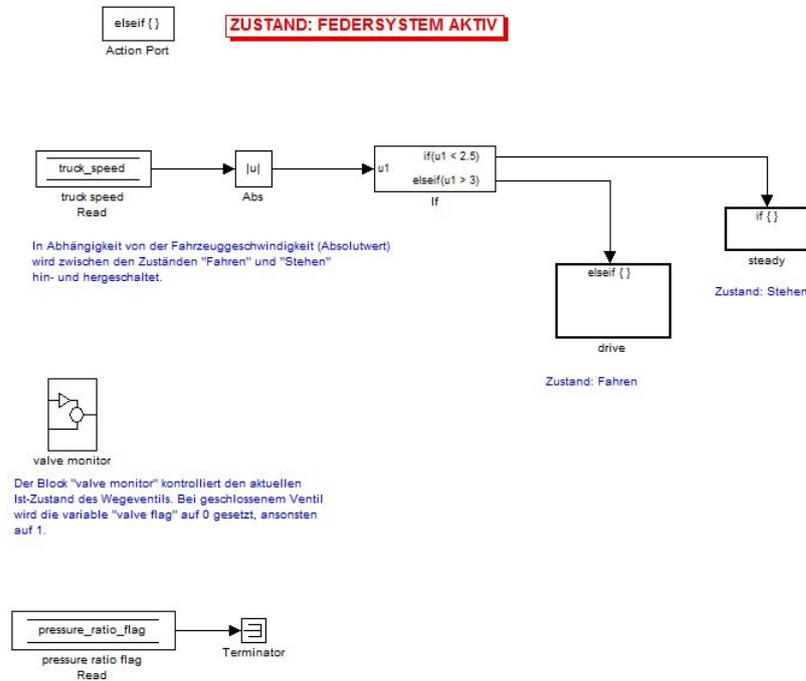


Abbildung 8.8.: Zustand: 1.2.1. Federsystem aktiv, Abbildung 8.7

Bei den Geschwindigkeiten, die den Übergang zwischen den beiden Zuständen einleiten, handelt es sich um vordefinierte Grenzwerte. Sie wurden so gewählt, dass für Geschwindigkeiten $< 2.5 \frac{m}{s}$ der Zustand „Stehen“ und für Geschwindigkeiten $> 3.0 \frac{m}{s}$ der Zustand „Fahren“ eingenommen wird. Die Geschwindigkeitsdifferenz gewährleistet wieder ein hysteresebefahtetes Schaltverhalten wie im Zustand 1.1.

Im Zustand „Stehen“ bewegt sich der Stapler allenfalls sehr langsam und es wird von Ladetätigkeiten ausgegangen. Deshalb wird die Federung nach Abschnitt 5.1.1 blockiert. Da es keine Rolle spielt, ob der Gabelstapler sich vorwärts oder rückwärts bewegt, wird mit dem Absolutwert der Geschwindigkeit gearbeitet. Im Zustand „Fahren“ hingegen ist die Feder zugeschaltet. Eine ausführliche Beschreibung der Zustände erfolgt in den Punkten 1.2.1.1. und 1.2.1.2.

Parallel zu den Zuständen „Stehen“ und „Fahren“ wird das Subsystem „valve monitor“ aus Abbildung 8.8 ausgeführt. Die Aufgabe dieses Subsystems ist, den Ist-

Zustand des Wegeventils zu bestimmen und dadurch festzustellen, ob der Membranspeicher zu gegebenem Zeitpunkt hinzu- oder weggeschaltet ist. Da es sich dabei um ein Schaltventil handelt, kann dieses nur vollständig geöffnet oder gesperrt sein, siehe Datenblatt im Anhang C.2. Dennoch ergeben sich insgesamt drei mögliche Zustände:

1. Membranspeicher ist zugeschaltet \Rightarrow Wegeventil ist geöffnet.
2. Membranspeicher wird gerade zugeschaltet \Rightarrow Wegeventil wechselt zwischen offen und gesperrt. (Druckausgleichsvorgang)
3. Membranspeicher ist weggeschaltet \Rightarrow Wegeventil ist gesperrt.

Der Aufbau des Hydraulikkreises und die Funktion des Wegeventils können dem Abschnitt 1.2.1 bzw. der Abbildung 1.8 entnommen werden.

Abbildung 8.9 zeigt den inneren Aufbau des Subsystems „valve monitor“. Der Einfachheit wird zunächst nur der obere Zweig des Strukturbildes erläutert.

Die Variable „valve impulse“ beinhaltet das Steuersignal des Wegeventils. Um den Ist-Zustand des Ventils bestimmen zu können, wird dieser Wert mit einer Impulsfolge multipliziert die vom Block „Pulse Generator“ generiert wird. Ist das Ventil geschlossen (valve impulse = 1) kann die Impulsfolge den Multiplikatorblock „Divide“ passieren. Anschließend wird die Periode der Impulse vom Block „Discrete-Time Integrator“ summiert bis die Summe einen bestimmten Wert überschreitet (Block „Compare To Constant“). Ein Wechsel des Steuersignals von 1 auf 0 setzt den Zähler „Discrete-Time Integrator“ wieder auf 0 zurück. Dadurch wird sicher gestellt, dass das Ventil definitiv geschlossen ist. Einzelne Impulse könnten ansonsten auch während Druckausgleichsvorgängen (valve impulse variiert zwischen 0 und 1) den Multiplikatorblock „Divide“ passieren und fälschlicher Weise als geschlossenes Ventil interpretiert werden.

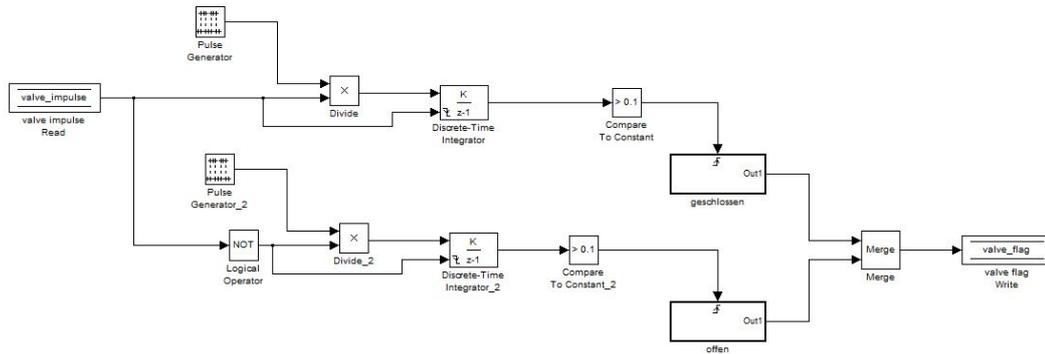


Abbildung 8.9.: Blockschaltbild des Subsystems „valve monitor“, Abbildung 8.8

Abschließend, nachdem der Wert des Blocks „Compare To Constant“ überschritten wurde, wird das Triggered Subsystem „geschlossen“ ausgelöst, Abbildung 8.10. Dieses Subsystem beinhaltet lediglich einen von zwei möglichen Werten, um den Zustand des Ventils zu kennzeichnen. In diesem Fall bedeutet der Wert 0, dass das Ventil gesperrt ist. Dieser Wert wird im Statusindikator „valve flag“ hinterlegt und kennzeichnet den Ist-Zustand des Wegeventils.

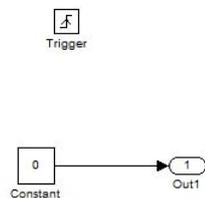


Abbildung 8.10.: Blockschaltbild des Subsystems „geschlossen“, Abbildung 8.9

Für den Fall, dass das Wegeventil geöffnet ist, wird der untere Zweig des Strukturplans aus Abbildung 8.9 benötigt. Das Vorgehen ist analog lediglich mit dem Unterschied, dass das Eingangssignal invertiert wird und am Ende der Strukturkette dem Statusindikator der Wert 1 statt 0 zugewiesen wird.

Neben dem beschriebenen Subsystem „valve monitor“ wird im Zustand 1.2.1. „Federsystem aktiv“, Abbildung 8.8, noch der Statusindikator „pressure ratio flag“ eingelesen. Dies ist notwendig um den Statusindikator selbst regelmäßig zu aktualisieren.

1.2.1.1. Stehen

Bei Unterschreiten der vordefinierten Grenzggeschwindigkeit aus Zustand 1.2.1. wird der Zustand „Stehen“ eingenommen.

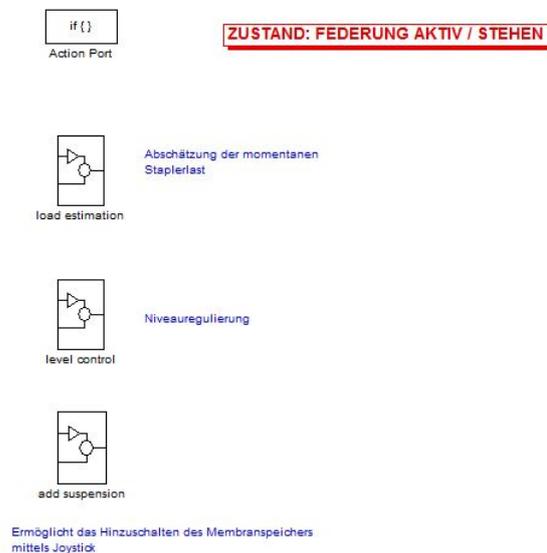


Abbildung 8.11.: Blockschaltbild des Zustandes „Stehen“, Abbildung 8.10

Der Zustand beinhaltet drei Subsysteme:

- Subsystem „load estimation“
Dieses Subsystem fasst alle Funktionen zusammen, die zur Abschätzung der vorhandenen Staplerlast benötigt werden.
- Subsystem „level control“
In diesem Subsystem befinden sich die Regelfunktionen zur Niveauregulierung durch die max.
- Subsystem „add suspension“
In diesem Subsystem befinden sich die Funktionen, die für Schaltvorgänge des Membranspeichers benötigt werden wie z.B. der Druckausgleich.

Je nachdem welcher weitere Zustand des Zustandsautomaten aus Abschnitt 5.1.3 in Abhängigkeit der Statusindikatoren und Eingangssignale eingenommen wird, werden die entsprechenden Funktionen abgearbeitet. Der innere Aufbau der einzelnen Subsysteme wird in den dazugehörigen Zuständen beschrieben.

1.2.1.1.1. Federbetätigung über Joystick

Abgesehen vom automatischen Hinzu- und Wegschalten des Membranspeichers, sobald die vordefinierte Grenzgeschwindigkeit aus Zustand 1.2.1. über- bzw. unterschritten wird, hat der Fahrer die Möglichkeit den Membranspeicher manuell zu bedienen.

Der dafür zuständige Programmabschnitt des Simulinkmodells befindet sich im Subsystem „add suspension“ des Zustandes 1.2.1.1. „Stehen“. Abbildung 8.12 zeigt den Aufbau.

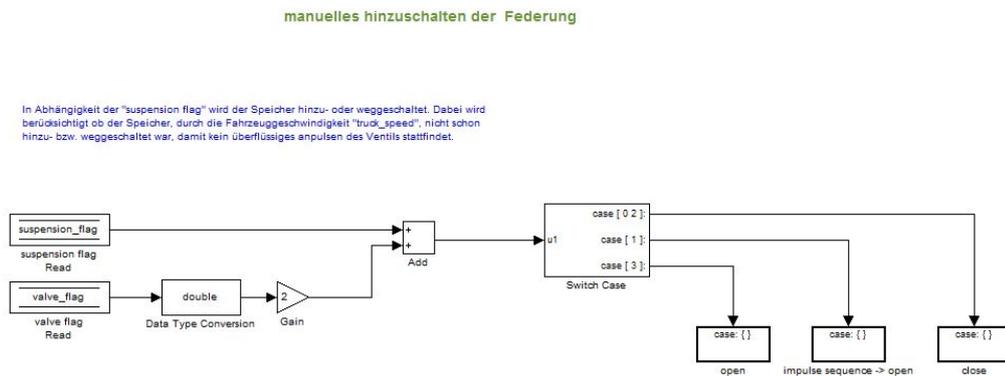


Abbildung 8.12.: Blockschaltbild des Subsystems „add suspension“, Abbildung 8.35

In Abhängigkeit von den zwei Statusindikatoren „suspension flag“ und „valve flag“ wird das weitere Vorgehen festgelegt. Der Statusindikator „suspension flag“ entspricht dabei dem Soll-Zustand des Wegeventils. Der Benutzer kann die Variable setzen oder zurücksetzen indem er den Joystick in horizontaler Richtung (nach Links) auslenkt, siehe Abschnitt 6.1.4. Der Statusindikator „valve flag“ hingegen entspricht dem Ist-Zustand des Ventils und wurde bereits im Punkt 1.2.1. beschrieben. Unter Berücksichtigung sowohl des Ist- als auch des Sollzustandes wird eine von drei möglichen Folgeaktionen ausgeführt:

Folgeaktion „close“

Der Membranspeicher soll weggeschaltet werden. In diesem Fall ist kein Druckausgleichsvorgang notwendig.

Folgeaktion „impulse sequence → open“

Der Membranspeicher soll hinzugeschaltet werden und das Wegeventil ist gesperrt. In diesem Fall muss vor vollständigem Öffnen des Ventils ein Druckausgleich stattfinden.

Folgeaktion „open“

Der Membranspeicher soll hinzugeschaltet werden und das Wegeventil ist bereits geöffnet. In diesem Fall ist kein Druckausgleichsvorgang notwendig.

Der innere Aufbau der Folgeaktionen „close“ und „open“ fällt relativ einfach aus, da kein Druckausgleich notwendig ist. Die Folgeaktion „impulse sequence → open“ hingegen ist sehr komplex aufgebaut. der Übersicht halber werden sie der Reihenfolge nach beschrieben:

Interner Aufbau der Folgeaktion „close“

Soll der Membranspeicher vom Hydraulikkreislauf getrennt werden, muss lediglich das Wegeventil gesperrt werden. Der momentane Ist-Zustand des Ventils ist dabei egal, da es keinen Unterschied macht, ob das Wegeventil zuvor offen oder bereits geschlossen war.

Um das Wegeventil zu sperren muss die dazugehörige Magnetspule eingeschaltet werden, siehe Anhang C. Das dafür notwendige Ausgangssignal wird dem Block „valve impulse“ zugewiesen. Des weiteren werden Anzeige LEDs in der Fahrerkabine an bzw. aus geschaltet, um den entsprechenden Systemzustand zu kennzeichnen. Abbildung 8.13 zeigt diesen Aufbau.

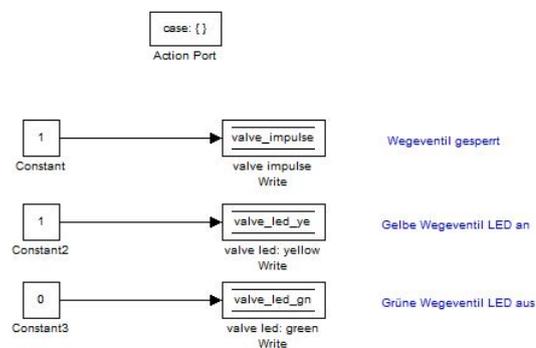


Abbildung 8.13.: Blockschaltbild der Folgeaktion „close“, Abbildung 8.12

Interner Aufbau der Folgeaktion „impulse sequence → open“

Bei dieser Folgeaktion muss der, im Abschnitt 5.2 ausführlich beschriebene Druckausgleich durchgeführt werden. Abbildung 8.14 zeigt den grundsätzlichen Aufbau.

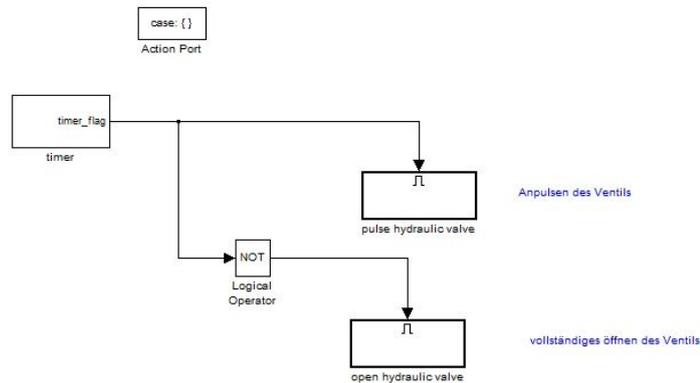


Abbildung 8.14.: Blockschaltbild der Folgeaktion „impulse sequence → open“, Abbildung 8.12

Der Aufbau besteht aus drei Subsystemen. Das erste Subsystem mit der Bezeichnung „timer“ definiert die Gesamtdauer der Impulsfolge, indem dessen Ausgangssignal als Kontrollsignal der beiden Enabled Subsysteme „pulse hydraulic valve“ und „open hydraulic valve“ fungiert. Das Subsystem „pulse hydraulic valve“ an sich führt die eigentliche Impulsfolge aus, während das Subsystem „open hydraulic valve“ dafür sorgt, dass das Wegeventil nach Abschluss der Impulsfolge vollständig geöffnet bleibt. Um die Arbeitsweise genauer zu verstehen, muss der Aufbau der drei Subsysteme im einzelnen betrachtet werden.

- Die Aufgabe des Subsystem „timer“ besteht darin, für eine vom Nutzer vorgegebene Zeit einen positiven Wert und anschließend einen nicht positiven Wert auszugeben. In diesem Fall wurden dafür die Werte 1 und 0 verwendet. Um den Aufbau des Systems überschaubarer darzustellen, wurde dieser in drei Teile, Abbildung 8.15, aufgeteilt. Jeder Teil für sich hat eine bestimmte Funktion.

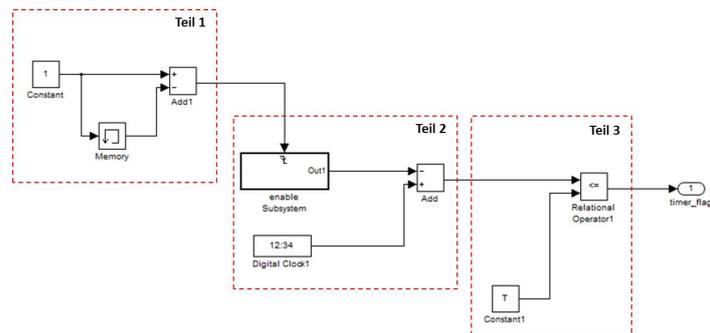


Abbildung 8.15.: Blockschaltbild des Subsystems „timer“, Abbildung 8.14

Teil 1 erzeugt einen einmaligen Impuls, sobald das übergeordnete Subsystem „timer“ aufgerufen wird, um das Triggered Subsystem aus Teil 2 zu aktivieren.

Teil 2 besteht aus einem Triggered Subsystem und einer digitalen Uhr. Das Triggered Subsystem selbst beinhaltet eine weitere digitale Uhr, deren Stand durch den Impuls aus Teil 1 festgehalten wird. Dieser Zeitpunkt wiederum wird ständig vom Wert der durchlaufenden digitalen Uhr abgezogen. Als Ergebnis liefert Teil 2 also eine von Null ausgehende Zeitzählung ab dem Zeitpunkt, an dem der Impuls aus Teil 1 erzeugt wurde.

Teil 3 vergleicht die fortlaufende Zeit aus Teil 2 mit einem vorgegebenen Wert. Solange die Zeit diesen Wert nicht überschreitet, gibt Teil 3 den Wert 1 aus, ansonsten den Wert 0. Diese Ausgabe entspricht dem Ausgangssignal des gesamten Subsystems „timer“.

- Die Aufgabe des Enabled Subsystems „pulse hydraulic valve“, Abbildung 8.14, ist das Wegeventil anzupulsen. Dabei wird die Vorgehensweise aus Abschnitt 5.2.3, Abbildung 5.8, verwendet. Zusätzlich zum Druckausgleichsvorgang werden die Anzeige LEDs in der Fahrerkabine entsprechend ein- bzw. ausgeschaltet. Abbildung 8.16 zeigt den internen Aufbau.

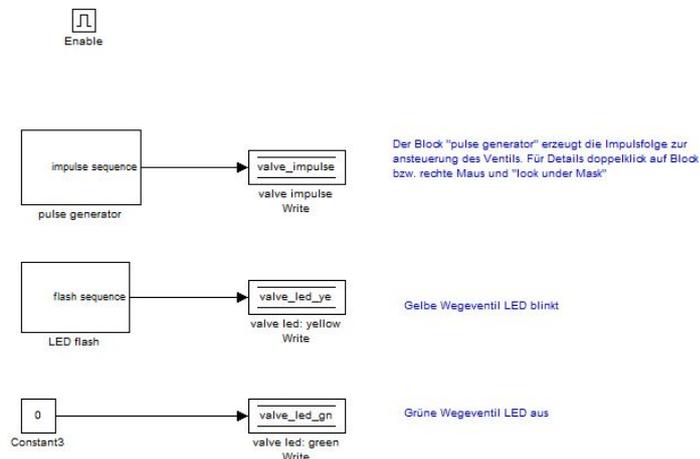


Abbildung 8.16.: Blockschaltbild des Subsystems „pulse hydraulic valve“, Abbildung 8.14

Das Subsystem „pulse generator“ ist für die eigentliche Erzeugung der Impulsfolge zuständig. Das dazugehörige Blockschaltbild wird in Abbildung 8.17 dargestellt.

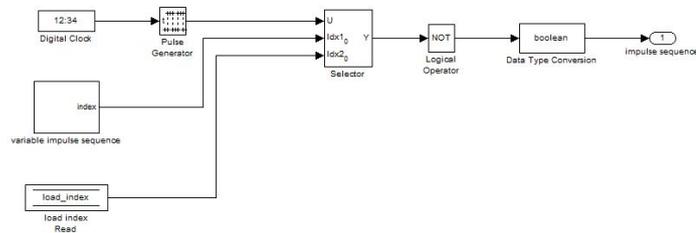


Abbildung 8.17.: Blockschaltbild des Subsystems „pulse generator“, Abbildung 8.16

Der Block „Pulse Generator“ innerhalb des gleichnamigen Subsystems erzeugt Impulsfolgen mit bestimmten Frequenzen und Pulsweiten. Dabei existiert für jede mögliche Kombination aus Traglast und Druckverhältnis eine entsprechende Impulsfolge, dessen Frequenz und Pulsweite empirisch ermittelt wurde. Diese Daten sind als Parametersätze hinterlegt und werden den Umständen entsprechend vom Block „Selector“ ausgewählt.

Die Wahl der einzusetzenden Impulsfolge hängt dabei von vorhandener Traglast und Druckverhältnis ab. Die Traglast selbst wird in einem anderen Programmabschnitt, siehe Punkt 1.2.1.1.2.3., ermittelt, hier jedoch über die Variable „load index“ bereitgestellt. Das Druckverhältnis wird vom Subsystem „variable impulse sequence“, Abbildung 8.17, ermittelt. Abbildung 8.18 zeigt das Blockschaltbild des Subsystems.

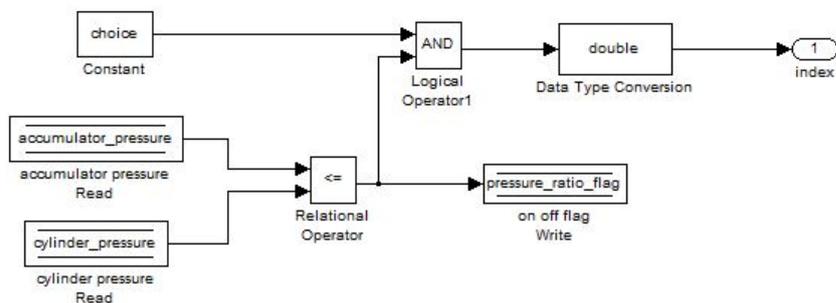


Abbildung 8.18.: Blockschaltbild des Subsystems „variable impulse sequence“, Abbildung 8.17

Dabei werden die Werte des Drucks im Membranspeicher (accumulator pressure) und im Hydraulikzylinder (cylinder pressure) verglichen. Der konstante Block „choice“ ist für die Funktion an sich nicht weiter relevant. Er wird verwendet, um mögliche Benutzereinstellungen bei der Parametrisierung des übergeordneten Subsystems „pulse generator“, Abbildung 8.17, zu berücksichtigen, da es sich bei diesem System um ein maskiertes System mit mehreren Einstellungsmöglichkeiten handelt. Das Druckverhältnis wird einerseits als Ausgangssignal zur Verfügung gestellt und andererseits in der Variable „pressure ratio flag“ hinterlegt.

Abschließend kann die geeigneten Impulsfolge ausgewählt werden. Diese wird aufgrund der Schaltlogik des Wegeventils noch invertiert und zu einem binären Wert konvertiert, Abbildung 8.17. Im übergeordneten System „pulse hydraulic valve“, Abbildung 8.16, wird die Folge als Ausgangssignal verwendet, um das Wegeventil anzupulsen. Die weiteren Elemente des Subsystems „pulse hydraulic valve“ steuern die Anzeige LEDs in der Fahrerkabine. Das Subsystem „LED flash“ besteht dabei lediglich aus einer digitalen Uhr, einem Pulsgenerator und einen Block, um das Ausgangssignal in einen Binärwert zu konvertieren, Abbildung 8.19.

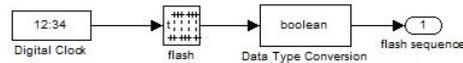


Abbildung 8.19.: Blockschaltbild des Subsystems „LED flash“, Abbildung 8.16

- Die Aufgabe des Enabled Subsystem „open hydraulic valve“, Abbildung 8.14, ist das Wegeventil offen zu halten, nachdem es angepult wurde.

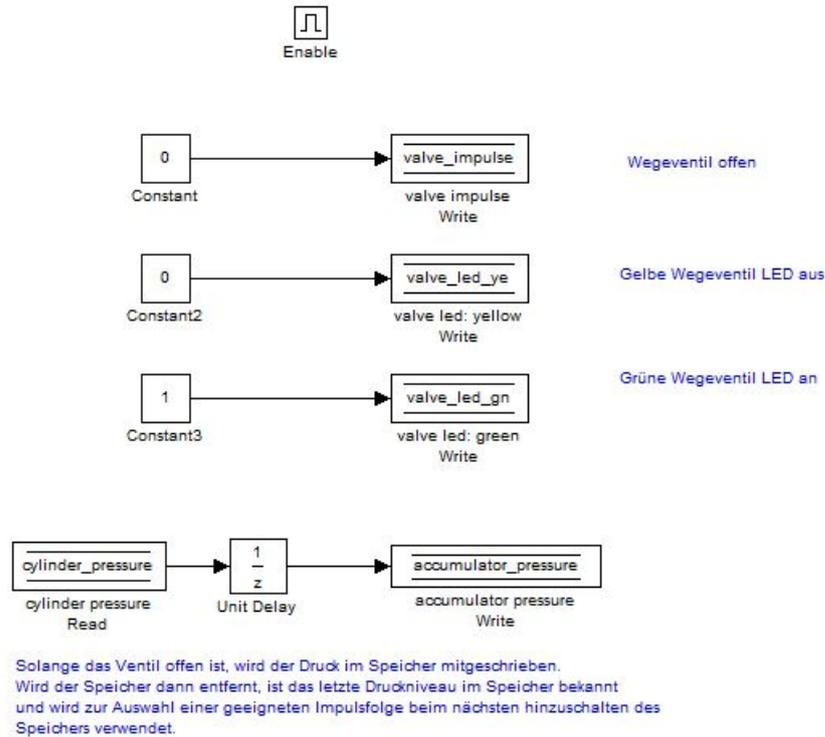


Abbildung 8.20.: Blockschaltbild des Subsystems „LED flash“, Abbildung 8.16

Die Funktion dieses Subsystems entspricht dem der Folgeaktion „close“ lediglich invertiert. Das Wegeventil wird geöffnet und die Anzeige LEDs in der Fahrerkabine eingeschaltet. Zusätzlich zu den invertierten Funktionen der Folgeaktion „close“ wird der Druck im Hydraulikzylinder (cylinder pressure) mitgeschrieben. Solange das Wegeventil geöffnet ist, entspricht dieser Druck gleichzeitig dem Druck im Membranspeicher (accumulator pressure). Bei offenem Wegeventil ist also der Druck im Membranspeicher bekannt. Da der Membranspeicher bei gesperrtem Wegeventil keinen Druck verliert, entspricht der letzte mitgeschriebene Druck vor der Sperrung des Wegeventils also dem Druck im Membranspeicher bei gesperrtem Ventil. Dieser Wert ist notwendig, um das Druckverhältnis zwischen Membranspeicher und Hydraulikzylinder berechnen zu können, bevor das Wegeventil wieder geöffnet wird, siehe Abbildung 8.18.

Interner Aufbau der Folgeaktion „open“

Dieser Programmabschnitt ist identisch mit dem zuvor beschriebenen Aufbau des Enabled Systems „open hydraulic valve“, Abbildung 8.20 und wird deswegen nicht weiter erläutert.

1.2.1.1.2. Niveauregulierung und Lastabschätzung

Der Zustand 1.2.1.1.2. „Niveauregulierung und Lastabschätzung“ im Zustandsübergangsdiagramm aus Abschnitt 5.1.3 ist notwendig, um den logischen Aufbau des Zustandsautomaten grafisch darzustellen. Dabei kann der Zustand 1.2.1.1.1. „Federbetätigung über Joystick“ parallel zu den Zuständen 1.2.1.1.2.1. „Niveauregulierung über Joystick“, Zustand 1.2.1.1.2.2. „Niveauregulierung über Steuergerät“ und Zustand 1.2.1.1.2.3. „Lastabschätzung“ ausgeführt werden. Letztere drei Zustände schließen sich gegenseitig jedoch aus.

Diese Beziehungen der Zustände untereinander werden im Simulinkmodell durch den Einsatz von if-Verzweigungen und Statusindikatoren erfasst. Deshalb existiert kein spezifischer Programmabschnitt, der diese Fallunterscheidung darstellt.

1.2.1.1.2.1. Niveauregulierung über Joystick

Der entsprechende Simulink-Koppelplan befindet sich nicht in diesem Modul der Steuerungssoftware, sondern im Modul 3 „Schnittstellen Aktoren - Sensoren - Steuerung“, siehe Abschnitt 8.3. Deshalb wird erst in diesem Abschnitt genauer auf den Koppelplan eingegangen.

An dieser Stelle wird nur kurz der logische Aufbau des Programmabschnitts beschrieben ohne auf den Koppelplan im Detail einzugehen. Nach Abschnitt 6.1.4, Abbildung 6.4, kann die LHC sowohl von der mabx als auch über den Joystick angesteuert werden. Soll der Joystick verwendet werden, leitet die mabx die Joysticksignale direkt an die LHC weiter. Andernfalls werden die Signale an die LHC von der mabx selbst erzeugt und der Joystick logisch von der LHC entkoppelt. Welche der beiden Betriebsarten der Niveauregulierung zu gegebenem Zeitpunkt angewandt wird, entscheidet der Fahrer über den Joystick, siehe Zustandsübergangsdiagramm aus Abschnitt 5.1.3.

1.2.1.1.2.2. Niveauregulierung über Steuergerät

Wird die Niveauregulierung vom Steuergerät übernommen, hängt ihr Eingreifen von der Regelabweichung $e(t)$ ab. Die Funktionsweise an sich wird im Abschnitt 5.3.1 ausführlich beschrieben. Der entsprechende Programmabschnitt befindet sich im Subsystem „level control“, Abbildung 8.35. Das Blockschaltbild des Subsystem wird in Abbildung 8.21 dargestellt.

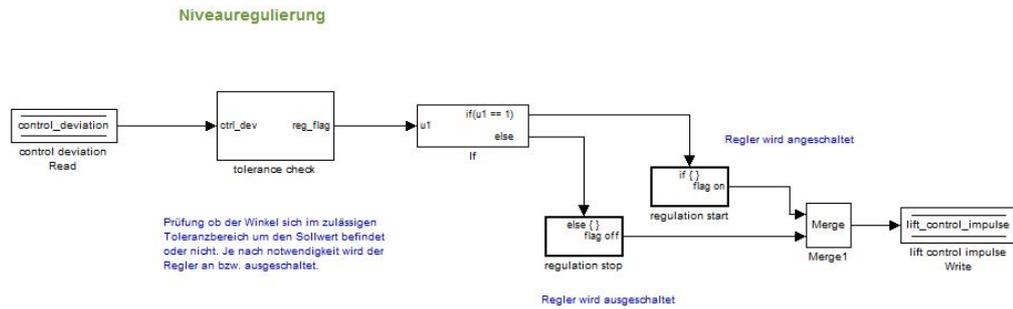


Abbildung 8.21.: Blockschaltbild des Zustandes „level control“, Abbildung 8.35

Das Eingangssignal ist die aktuelle Regelabweichung (control deviation). Diese wird genutzt, um im Subsystem „tolerance check“ zu prüfen, ob φ sich innerhalb bzw. außerhalb der inneren bzw. äußeren Toleranzgrenzen befindet und ob die Verzögerungszeiten t_{aus} bzw. t_{ein} überschritten werden. In Abhängigkeit vom Ergebnis wird anschließend über die if-Verzweigung der Regler aktiviert oder deaktiviert („regulation start“ bzw. „regulation stop“).

Sowohl der Aufbau des Subsystems „tolerance check“, als auch die Folgeaktionen „regulation start“ und „regulation stop“ der if-Verzweigung sind sehr umfangreich und werden im einzelnen beschrieben.

Abbildung 8.22 zeigt den inneren Aufbau des Subsystems „tolerance check“.

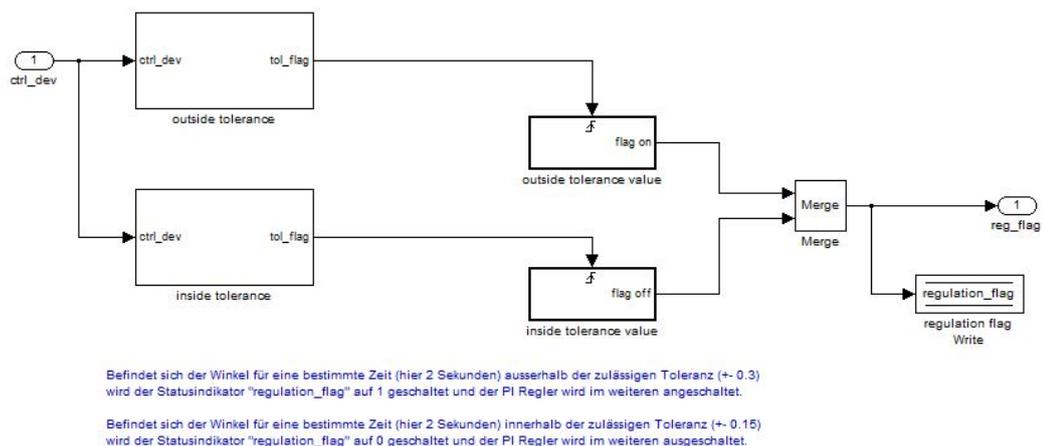


Abbildung 8.22.: Blockschaltbild des Subsystems „tolerance check“, Abbildung 8.21

Die untergeordneten Subsysteme „outside tolerance“ und „inside tolerance“ führen die eigentliche Prüfung der Toleranzbereiche und der Verzögerungszeiten durch. Der innere Aufbau dieser Systeme ist identisch, sie unterscheiden sich lediglich in ihrer Arbeitsweise, die von der Parametrisierung der Systemmaske festgelegt wird. Aus diesem Grund wird hier nur das Subsystem „outside tolerance“ näher betrachtet, Abbildung 8.23. Um die Beschreibung des Aufbaus übersichtlicher zu machen, wird der Koppelplan in drei Teile unterteilt.

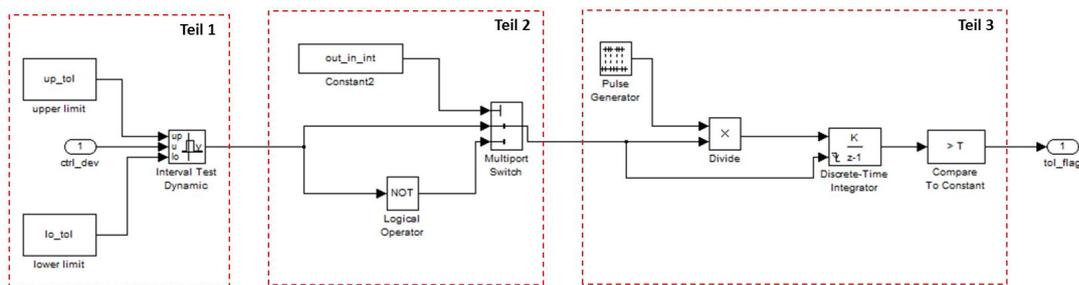


Abbildung 8.23.: Blockschaltbild des Subsystems „outside tolerance“, Abbildung 8.22

Im Teil 1 wird der Toleranzbereich definiert und geprüft, ob sich φ innerhalb oder außerhalb dieses Bereiches befindet. Dazu werden die Regelabweichung (ctrl dev) und die Grenzen (upper limit / lower limit) verwendet, die der Benutzer bei der Parametrisierung der Maske eingibt. Im Teil 2 wird festgelegt, ob das Subsystem den Winkel φ auf Eintreten oder Verlassen des Toleranzbereiches prüfen soll. Die Aufgabe des dritten Teils ist das Überschreiten der vorgegebenen Verzögerungszeiten zu prüfen. Dabei kann es zu einem der folgenden Ergebnissen kommen:

1. eine Niveauregulierung muss durchgeführt werden.
2. eine Niveauregulierung ist nicht bzw. nicht mehr notwendig.

Fall 1: Niveauregulierung muss durchgeführt werden.

Im diesem Fall wird die Folgeaktion „regulation start“, aus Abbildung 8.21, eingeleitet. Abbildung 8.24 zeigt den Aufbau des Blocks.

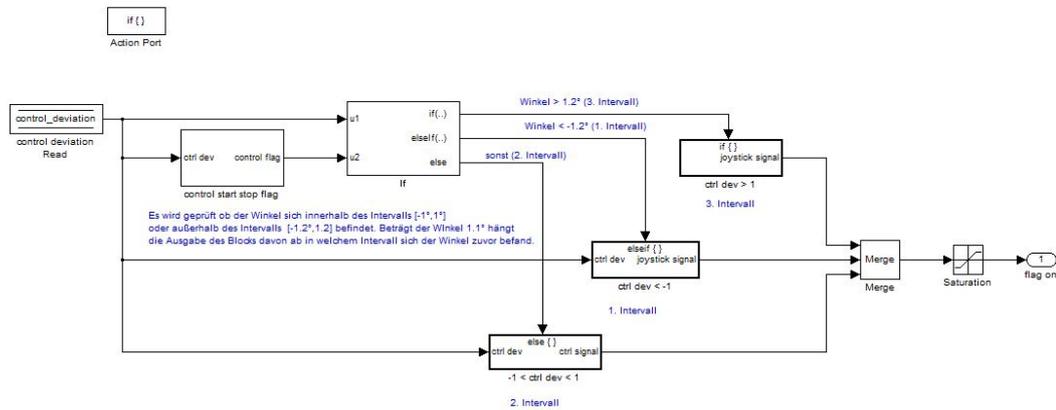


Abbildung 8.24.: Blockschaltbild der Folgeaktion „regulation start“, Abbildung 8.21

Der Block beinhaltet insgesamt drei Regelvorschriften ($\text{ctrl dev} > 1$, $\text{ctrl dev} < -1$ und $-1 < \text{ctrl dev} < 1$). Sie entsprechen den Regelstrategien aus Abschnitt 5.3.2 und ihr Einsatz hängt von zwei Größen ab, zum einen von der Eingangsgröße des Systems (control deviation) und zum anderen vom Ausgangssignal des Subsystems „control start stop flag“. Bei dem Ausgangssignal handelt es sich um einen Binärwert, der angibt, ob φ weiterhin einer Regelung bedarf oder sich inzwischen im inneren Toleranzbereich befindet und somit der Regelvorgang abgebrochen werden kann. Der Aufbau des Subsystems ist identisch zu dem bereits beschriebenen Subsystem „outside tolerance“ aus Abbildung 8.22.

Intervall 1: $-5.5^{\circ} \leq \varphi < -1^{\circ}$

Es wird ein linearer Anstieg des Volumenstroms mit zunehmenden φ simuliert. Abbildung 8.25 zeigt den entsprechenden Koppelplan. Die Joystickaussteuerung wird von einer Wertetabelle (Lookup Table) vorgegeben. Sie nimmt betragsmäßig mit steigender Regelabweichung zu.

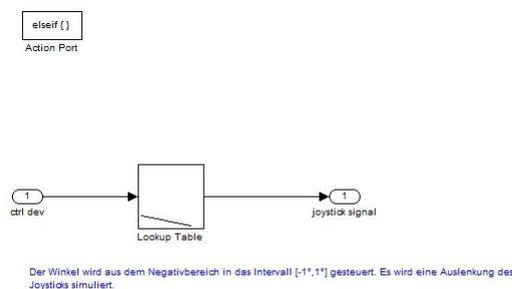


Abbildung 8.25.: Blockschaltbild der Folgeaktion „ctrl dev < -1“, Abbildung 8.24

Intervall 2: $-1^\circ \leq \varphi \leq 1^\circ$

Die Regelung wird von einem PI Regler übernommen, dessen Parametrisierung davon abhängt, aus welchem Intervall heraus φ in das Intervall 2 eintritt. Abbildung 8.26 zeigt den entsprechenden Koppelplan.

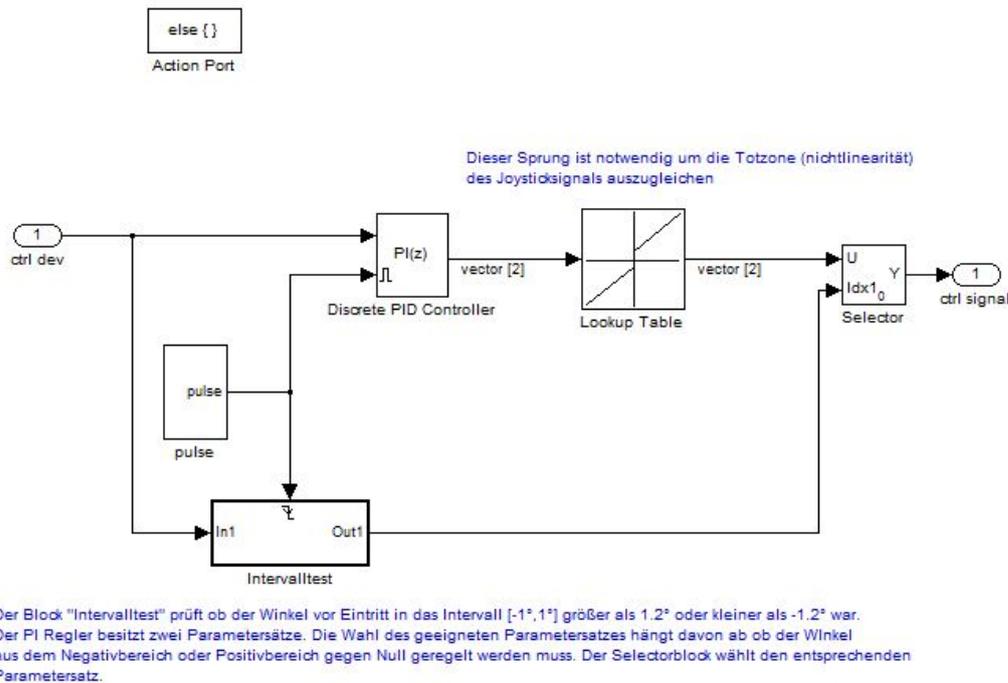


Abbildung 8.26.: Blockschaltbild der Folgeaktion „ $-1 < \text{ctrl dev} < 1$ “, Abbildung 8.24

Als PI Reglers wird ein diskreter PID Regler Standardblock „Discrete PID Controller“ verwendet dessen D-Anteil auf null gesetzt ist. Er besitzt zwei unterschiedliche Parametersätze, siehe Abbildung 5.16. In Abhängigkeit vom Ausgangssignal des Subsystems „Intervalltest“ wird einer der Parametersätze vom Block „Selector“ gewählt.

Das Subsystem „Intervalltest“ ist sehr einfach aufgebaut, siehe Abbildung 8.27. Es prüft lediglich, ob der Winkel φ vor dem Eintritt ins Intervall 2 sich im Intervall 1 oder 3 befand, indem kontrolliert wird, ob φ zuvor negative oder positive Werte besaß. Das Ausgangssignal ist ein Binärwert, der direkt mit dem Indexanschluss des Blocks „Selector“ verbunden ist.

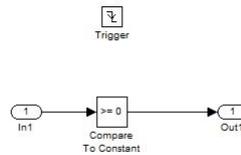


Abbildung 8.27.: Blockschaltbild des Subsystems „Intervalltest“, Abbildung 8.26

Um den Block „ $-1 < \text{ctrl dev} < 1$ “, Abbildung 8.24, zu initiieren, ist das Subsystem „pulse“ notwendig. Dieses Subsystem erzeugt beim Systemaufruf einen einmaligen Impuls, der den I-Anteil des PI Reglers zurücksetzt und das triggered Subsystem „Intervalltest“ startet. Abbildung 8.28 gibt den Aufbau des Systems „pulse“ wieder.

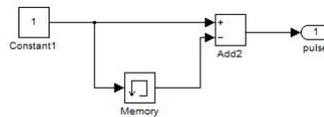
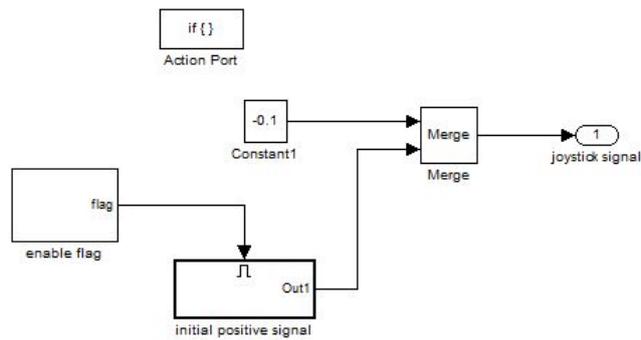


Abbildung 8.28.: Blockschaltbild des Subsystems „pulse“, Abbildung 8.26

Der letzte Block im Strukturplan des Subsystems „ $-1 < \text{ctrl dev} < 1$ “ ist die Wertetabelle. Sie besitzt einen Sprung, der die Totzone um die Ruhstellung des Joysticks herum ausgleicht, siehe Abbildung 5.17.

Intervall 3: $1^\circ < \varphi \leq 2.5^\circ$

Zu Beginn des Regeleingriffes in diesem Intervall wird eine Auslenkung in Richtung „heben“ simuliert. Anschließend geht diese in eine Auslenkung Richtung „senken“ über, um ein ruckfreien Absenkvorgang zu ermöglichen. Die Notwendigkeit dieser Vorgehensweise wird in Abschnitt 5.3.2 beschrieben. Der Aufbau des Blocks „ $\text{ctrl dev} > 1$ “ wird in Abbildung 8.29 dargestellt.



Der Winkel wird aus dem Positivbereich in das Intervall $[-1^\circ; 1^\circ]$ gesteuert. Dazu ist Anfangs eine kurze positive Auslenkung des Joysticks notwendig obwohl eigentlich negativ ausgelenkt werden muss um den Winkel $> 1.2^\circ$ zu reduzieren. Der Grund dafür ist das zuvor ein Systemdruck aufgebaut werden muss. Ansonsten fällt das Heck des Staplers kurz ab, bevor die Steuerung wieder eingreifen kann.

Abbildung 8.29.: Blockschaltbild der Regelvorschrift Intervall 3. (Block „ctrl dev > 1“, Abbildung 8.24)

Er besteht aus dem Subsystem „enable flag“, dem enabled Subsystem „initial positiv signal“ und weiteren Simulink-Standardblöcken. Um eine Joystickauslenkung in Richtung „heben“ zu simulieren, die allmählich in eine Auslenkung Richtung „senken“ übergeht, wird ein Rampensignal verwendet. Der entsprechende Programmabschnitt befindet sich im enabled Subsystem „initial positiv signal“, Abbildung 8.30. In Abhängigkeit von der Parametrisierung und vom Eingangssignal des Blocks „Discrete-Time Integrator“ erzeugt dieser das Rampensignal. Dieses nimmt von einem vorgegebenen negativen Wert an kontinuierlich zu, bis ein vorgegebener positiver Wert erreicht wird.

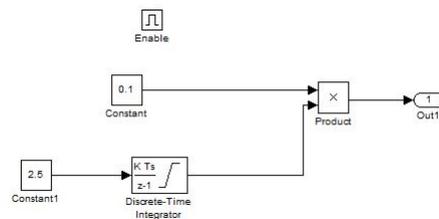


Abbildung 8.30.: Blockschaltbild des Subsystems „initial positiv signal“, Abbildung 8.29

Um zu Beginn der Regelung genügend Druck aufzubauen, muss das Rampensignal etwas verzögert werden. Dafür sorgt das Subsystem „enable flag“, Abbildung 8.31, indem es das Aktivierungssignal des enabled Subsystems „initial positiv signal“ hinausschiebt.

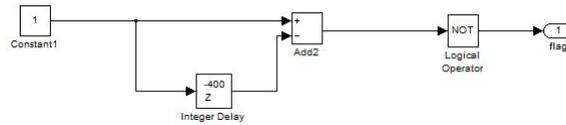


Abbildung 8.31.: Blockschaltbild des Subsystem „enable flag“, Abbildung 8.29

Als Verzögerung wird der Block „Integer Delay“ zusammen mit einem Additionsblock verwendet. Das invertierte Ausgangssignal besitzt für eine bestimmte Anzahl von Simulationsschritten den Wert null und anschließend den Wert 1. Erst dann wird das Subsystem „initial positiv signal“ aktiviert.

1.2.1.1.2.3. Lastabschätzung

Die Kenntnis über die vorhandene Traglast ist entscheidend für die Auswahl der geeigneten Impulsfolge bei Druckausgleichsvorgängen, siehe Abschnitt 5.2.3. Der zur Abschätzung der Traglast verwendete Programmabschnitt befindet sich im Subsystem „load estimation“ des Zustandes 1.2.1.1. „Stehen“, Abschnitt 8.2. Abbildung 8.32 zeigt das Blockschaltbild.

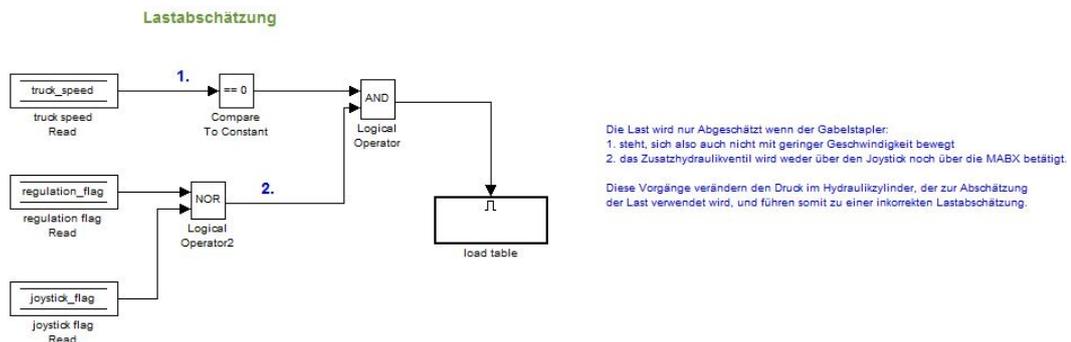


Abbildung 8.32.: Blockschaltbild des Subsystems „load estimation“, Abbildung 8.35

Dieser besteht aus verschiedenen Eingangssignalen (truck speed, regulation flag und joystick flag), Standardblöcken und dem enabled Subsystem „load table“, welches allerdings nur unter bestimmten Bedingungen aktiviert wird. Beim Abschätzen der Traglast muss nämlich dafür gesorgt werden, dass:

- der Gabelstapler steht
- und die Zusatzhydraulik nicht betätigt wird.

Der Grund dafür ist, dass diese Vorgänge den Druckwert des Hydraulikzylinders beeinflussen, der wiederum zum Ermitteln der Traglast benötigt wird. Um die Gültigkeit der Voraussetzungen zu prüfen, werden die entsprechenden Variablen und Statusindikatoren (truck speed, regulation flag und joystick flag) abgefragt, bevor das Subsystem aktiviert wird. Die eigentliche Traglastabschätzung findet im Inneren des Subsystems statt, Abbildung 8.33.

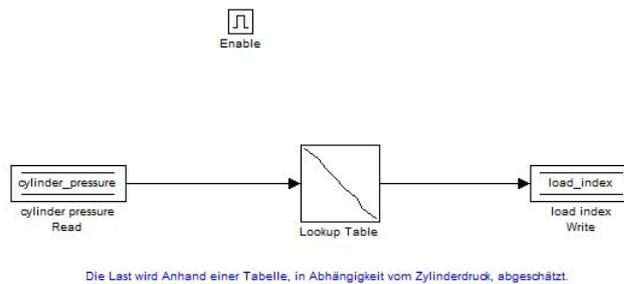


Abbildung 8.33.: Blockschaltbild des Subsystems „load table“, Abbildung 8.32

Die Abschätzung der Traglast erfolgt gemäß Abschnitt 5.2.3. In Abhängigkeit vom Zylinderdruck wird auf die in der Umsetzungstabelle (Lookup Table) hinterlegten Traglastwerte geschlossen.

1.2.1.2. Fahren

Der Zustand „Fahren“ ist der Alternativzustand zum Zustand „Stehen“ aus dem übergeordnetem Zustand 1.2.1. „Federsystem aktiv“. Er wird eingenommen, falls die vordefinierte Grenzggeschwindigkeit überschritten wird.

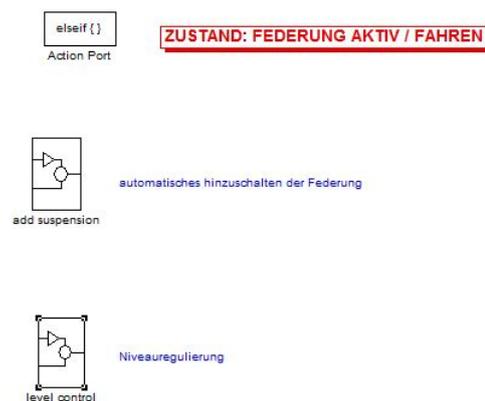


Abbildung 8.34.: Blockschaltbild des Zustandes „Fahren“

Wie der Zustand „Stehen“ besteht auch dieser Zustand aus Subsystemen. Dabei handelt es sich um die Systeme:

- Subsystem „level control“
In diesem Subsystem befinden sich die Regelfunktionen zur Niveauregulierung, falls diese vom Steuergerät durchgeführt wird.
- Subsystem „add suspension“
Hier befinden sich die Funktionen, die für Schaltvorgänge des Membranspeichers benötigt werden, wie z.B. der Druckausgleich.

Das Subsystem „level control“ ist identisch mit dem gleichnamigen Subsystem des Zustandes 1.2.1.1. Das Subsystem „add suspension“ hingegen weicht etwas vom Aufbau im Zustand 1.2.1.1. ab, weil in diesem Fall der Membranspeicher aufgrund der Fahrzeuggeschwindigkeit automatisch hinzugeschaltet werden muss. Dies galt für den Zustand 1.2.1.1. so nicht. Der Aufbau wird im Zustand 1.2.1.2.1. „Federbetätigung über Steuergerät“ beschrieben.

1.2.1.2.1. Federbetätigung über Steuergerät

Sobald die im Zustand 1.2.1. „Federsystem aktiv“ beschriebene Grenzgeschwindigkeit überschritten wird, ist die Federwirkung grundsätzlich erwünscht. Anders als im Zustand 1.2.1.1.1. „Federbetätigung über Jostick“, wird in diesem Zustand das Wegeventil automatisch vom Steuergerät entsperrt. Der dafür zuständige Koppelplan, Abbildung 8.35, befindet sich im Subsystem „add suspension“ des Zustandes 1.2.1.2. „Fahren“.

automatisches Hinzuschalten der Federung

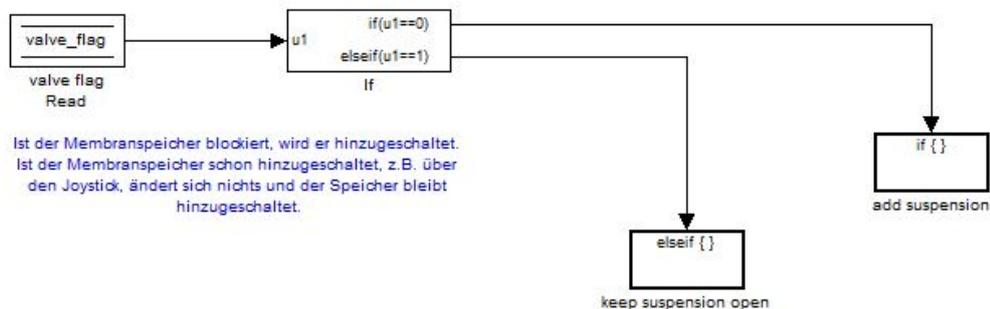


Abbildung 8.35.: Blockschaltbild des Zustandes „add suspension“, Abbildung 8.34

Bevor das weitere Vorgehen festgelegt wird, wird in Abhängigkeit vom Statusindikator „valve flag“ der Zustand des Wegeventils geprüft. Dieses kann nämlich bereits vor Überschreitung der Grenzgeschwindigkeit vom Fahrer manuell, siehe Zustand 1.2.1.1.1., geöffnet worden sein. In diesem Fall wird die Folgeaktion „keep suspension open“ ausgeführt, andernfalls die Folgeaktion „add suspension“. Der Aufbau dieser beiden Folgeaktionen ist dann jedoch identisch mit den beiden Folgeaktionen „open“ bzw. „impulse sequence → open“ des Subsystems „add suspension“ im Zustand 1.2.1.1. „Stehen“ und wird deshalb hier nicht weiter beschrieben.

1.2.1.2.2. Niveauregulierung

Genau wie im Zustand 1.2.1.1.2. „Niveauregulierung und Lastabschätzung“ handelt es sich auch hier um einen Zustand des Zustandsübergangsdiagramm aus Abschnitt 5.1.3, der notwendig ist, um den logischen Aufbau des Zustandsautomaten darzustellen. Die Beziehungen der untergeordneten Zustände 1.2.1.2.2.1. und 1.2.1.2.2.2. werden im Simulinkmodell von Statusindikatoren sichergestellt.

1.2.1.2.2.1. Niveauregulierung über Joystick

Der Zustand ist identisch mit dem Zustand 1.2.1.1.2.1. „Niveauregulierung über Joystick“ des übergeordneten Zustandes 1.2.1.1. „Stehen“.

1.2.1.2.2.2. Niveauregulierung über Steuergerät

Der Koppelplan ist identisch mit dem des Subsystems „level control“ des Zustandes 1.2.1.1. „Stehen“ und wird im Zustand 1.2.1.1.2.2. „Niveauregulierung über Steuergerät“ beschrieben.

1.2.2. Federsystem inaktiv

Der Zustand „Federsystem inaktiv“ ist der zweite möglichen Folgezustand des Zustandes 1.2. „Federsystem“. Dabei ist die Federwirkung gänzlich unerwünscht. Der Aufbau dieses Zustandes wird in Abbildung 8.36 dargestellt.

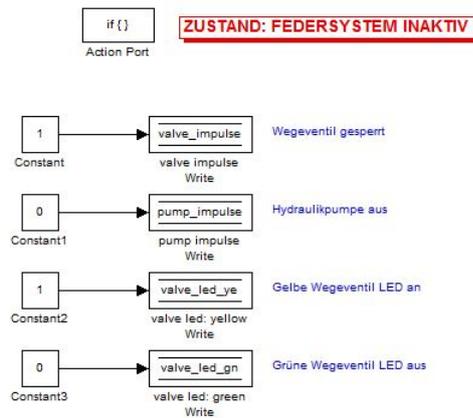


Abbildung 8.36.:]

Zustand: 1.2.2. Federsystem inaktiv

Soll das Federsystem deaktiviert werden, muss die Hebesteuerung, also die Niveauregulierung, deaktiviert und das Wegeventil gesperrt werden. Dies wird hier umgesetzt, indem dem Statusindikator der Hebesteuerung der Wert 0 bzw. dem Statusindikator des Wegeventils der Wert 1 zugewiesen wird. Des Weiteren wird der Zustand dem Fahrer angezeigt, indem die entsprechenden Anzeige LEDs innerhalb der Fahrerkabine geschaltet werden.

1.2.2.1. Niveauregulierung über Joystick

Der Zustand ist identisch mit dem Zustand 1.2.1.1.2.1. „Niveauregulierung über Joystick“ des übergeordneten Zustandes 1.2.1.1. „Stehen“.

8.3. Modul 3: Schnittstelle Aktoren - Sensoren - Steuerung

Damit die mabx mit seiner Umgebung kommunizieren kann, müssen Signale von Sensoren eingelesen und an Aktoren übermittelt werden. Der dafür notwendige Programmabschnitt befindet sich in diesem Modul, Abbildung 8.37.

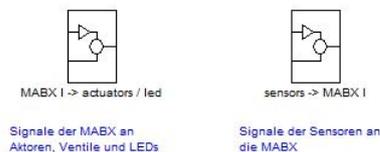


Abbildung 8.37.: Modul 3: Schnittstelle Aktoren - Sensoren - Steuerung, Abbildung 8.1

Das Subsystem „MABX I → actuators / led“ besteht, bis auf eine Ausnahme, auf die im Abschnitt 8.3.1 eingegangen wird, aus den Ausgangssignalen der mabx. Das Subsystem „sensors → MABX I“ andererseits besteht aus den Eingangssignalen der mabx.

8.3.1. MABX I → actuators / led

Die Bezeichnung „MABX I → actuators / led“ des Subsystems ist etwas ungünstig gewählt, da die Signale teilweise nicht direkt an Aktoren gesendet werden, sondern auch an LEDs und die LHC. Die LHC ihrerseits steuert anschließend Aktoren an. Abbildung 8.38 zeigt den inneren Aufbau des Subsystems.

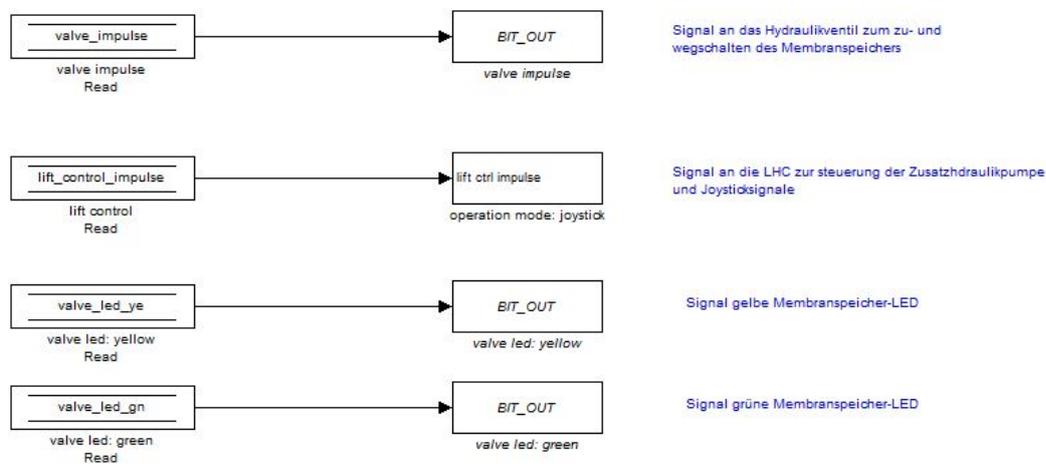
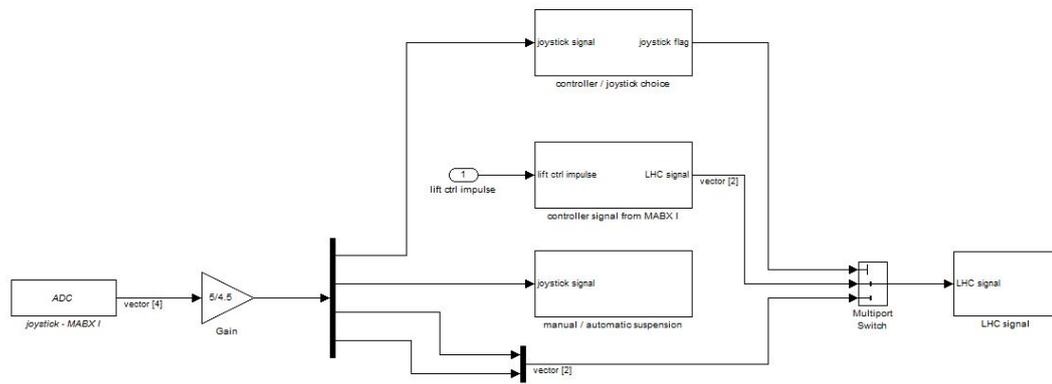


Abbildung 8.38.: Blockschaltbild des Subsystems „MABX I → actuators / led“, Abbildung 8.37

Die Variable „valve impulse“ und die Statusindikatoren „valve led: yellow“ bzw. „valve led: green“ werden dabei direkt mit digitalen Outputpins der mabx verbunden. Das Subsystem „operation mode: joystick“ umfasst die gesamte Kommunikation mit dem Joystick der Zusatzhydraulik, siehe Abschnitt 6.1.4. Der dazugehörige Koppelplan, Abbildung 8.39, ist sehr umfangreich.



In diesem Block werden die Signale der MABX an die LHC gesendet.
 Im Block "controller / joystick choice" wird die Bedienungsart der Niveauregulierung definiert (entweder über den Joystick oder von der MABX).
 Im Block "controller signal from MABX I" wird das Signal der MABX zur Niveauregulierung bereitgestellt, falls die Niveauregulierung nicht gerade über den Joystick stattfindet.
 Im Block "manual / automatic suspension" wird die Bedienungsart des Wegeventils zum hinzu- bzw. Wegschalten des Membranspeichers definiert. Das Ventil kann vom Joystick oder der MABX bedient werden.

Abbildung 8.39.: Blockschaltbild des Subsystems „operation mode: joystick“, Abbildung 8.38

Der ADU Block (joystick - MABX I) dient dazu, die insgesamt vier analogen Signale des Joysticks einzulesen, siehe Anhang C.3. Die Auslenkungen des Joysticks in horizontaler Richtung ermöglicht die Wahl zwischen automatischem und manuellem Betrieb des Wegeventils und der Niveauregulierung. Eine Auslenkung nach links legt dabei die Betriebsart des Wegeventils und eine Auslenkung nach rechts die der Niveauregulierung fest. Die Bedienung des Joysticks in vertikaler Richtung steuert den Zu- bzw. Abfluss der Hydraulikflüssigkeit des Federsystems, falls die Niveauregulierung manuell betrieben wird. Andernfalls werden anstatt der Vertikal-Signale des Joysticks die Signale der mabx an die LHC weitergeleitet. Das Schalten zwischen den beiden Signalen wird vom Block „Multiport Switch“ arrangiert. Die zur Umsetzung der beschriebenen Funktionen notwendigen Koppelpläne befinden sich in den Subsystemen „manual / automatic suspension“, „controller / joystick choice“ und „controller signal from MABX I“. Das Subsystem „LHC signal“ ist für die Weiterleitung der Signale an die LHC zuständig. Bevor diese Subsysteme jedoch ausführlich beschrieben werden, müssen einige wichtige Eigenschaften der Joystick- bzw. mabx Signale und der Faktor $5/4.5$ gleich nach dem ADU Block erklärt werden.

Beim Starten des Serienfahrzeuges BRB 393 werden die Joysticksignale von der LHC geprüft. Falls der Joystick sich nicht in seiner Ruhestellung befindet, generiert die LHC eine Fehlermeldung und blockiert den weiteren Betrieb des Gabelstaplers. Wird nun zwischen Joystick und LHC die mabx geschaltet, Abbildung 6.4, muss das Ruhesignal bei Start der LHC von der mabx bereitgestellt werden. Die

Spannung der Joysticksignale liegt, je nach Auslenkungsgrad, zwischen 0 und 5 V während die digitalen Outputpins der mabx höchstens eine Spannung von 4.5 V generieren können. Diese Differenz der maximalen Signalpegel zwischen Joystick, mabx und LHC Umrechnungsfaktoren benötigt werden. Das Ruhesignal des Joystick beträgt genau 50% seiner Versorgungsspannung von 5 V, Abbildung 8.40, dies entspricht einem Signal von 2.5 V. Damit die mabx ein Signal von 2.5 V zur Verfügung stellen kann muss diese $\frac{1*2.5}{4.5} \approx 0.55$ anstatt 50% ihrer Signalstärke aufwenden. Umgekehrt muss die mabx beim Einlesen des Joysticksignals dieses mit dem Faktor $\frac{1*5}{4.5} \approx 1.11$ multiplizieren. Diese Erklärung der beiden Umrechnungsfaktoren (0.55 und 1.11) ist Voraussetzung, um die weiteren Subsysteme aus Abbildung 8.39 beschreiben zu können.

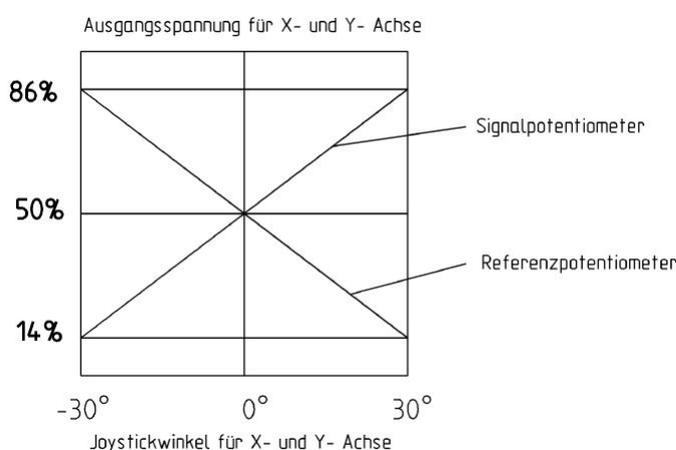
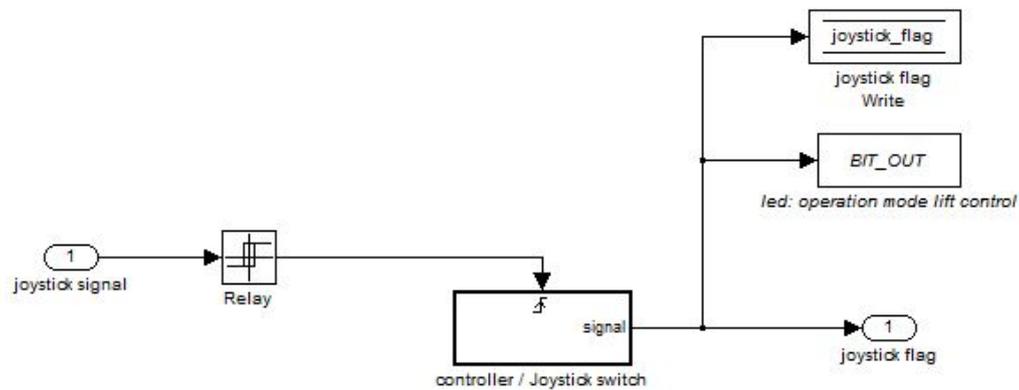


Abbildung 8.40.: Spannungsverlauf der Signale über der Auslenkung, Datenblatt Anhang C.3

Als erstes wird das Subsystem „controller / joystick choice“ aus Abbildung 8.39 beschrieben.

Subsystem „controller joystick choice“

Dieser Programmabschnitt, Abbildung 8.41, ist für die Betriebsart der Niveauregulierung zuständig. Das Eingangssignal kommt vom Joystick bei einer Auslenkung nach rechts. Der „Relay“ Block lässt schwache Auslenkungen des Joysticks nicht durch und stellt somit sicher, dass nur starke Auslenkungen weitergeleitet werden.



Kontrolle ob die Niveauregulierung über den Joystick oder von der MABX durchgeführt wird.

Abbildung 8.41.: Blockschaltbild des Subsystems „controller joystick choice“, Abbildung 8.39

Ein weitergeleitetes Signal löst das triggered Subsystem „controller / Joystick switch“, Abbildung 8.42, aus. In diesem Subsystem wird jede Joystickauslenkung nach rechts mitgezählt und auf Geradzahligkeit bzw. Ungeradzahligkeit geprüft. Ist die Anzahl der Auslenkungen geradzahlig, liefert das Subsystem die Ausgangsgröße 0, andernfalls die Ausgangsgröße 1. Dieser Wert wird anschließend zur Betätigung des „Multiport Switch“ Blocks, Abbildung 8.39, verwendet. Wie zuvor bereits erwähnt, schaltet der Block zwischen dem von der mabx generiertem Steuersignal und dem vertikalen Joysticksignal zur Niveauregulierung. Des weiteren wird die Ausgangsgröße des Subsystems „controller / Joystick switch“ im Statusindikator „joystick flag“ hinterlegt und als Schaltsignal für die entsprechende LED in der Fahrerkabine verwendet.

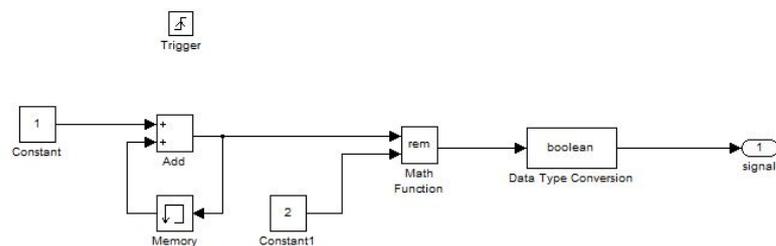
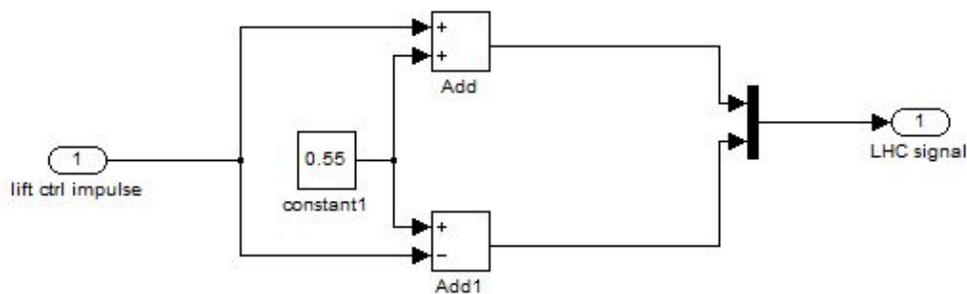


Abbildung 8.42.: Blockschaltbild des Subsystems „controller / Joystick switch“, Abbildung 8.41

Subsystem „controller signal from MABX I“

Die Aufgabe des Subsystems „controller signal from MABX I“ ist, das Steuersignal der mabx aufzubereiten, falls die Niveauregulierung automatisch stattfindet. Dabei muss die in Abschnitt 8.3.1 beschriebene Signaldifferenz zwischen mabx und Joystick berücksichtigt werden. Der Aufbau des Subsystems, Abbildung 8.43 ist relativ einfach.



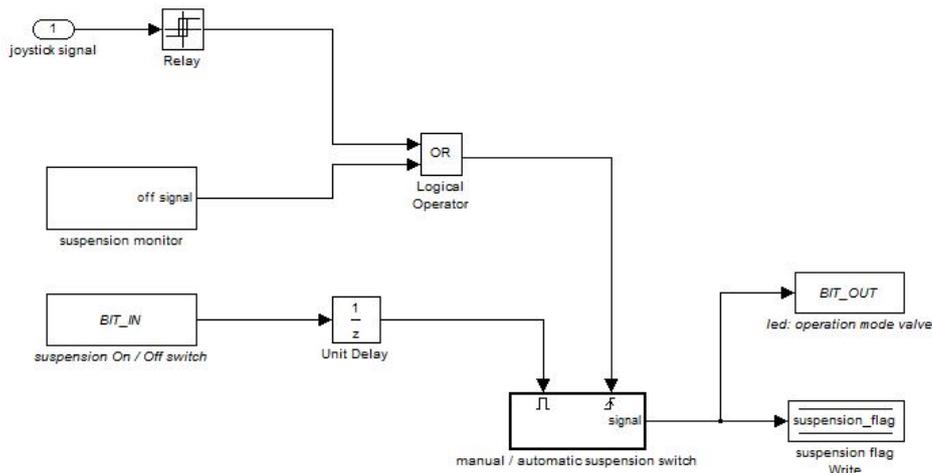
Signalaufbereitung falls das Niveau von der MABX geregelt wird.

Abbildung 8.43.: Blockschaltbild des Subsystems „controller signal from MABX I“,
Abbildung 8.39

Da die LHC insgesamt vier Joysticksignale erwartet, müssen auch die horizontalen Joysticksignale simuliert werden, obwohl für die Betätigung des Hydraulikkreislaufes der Federung lediglich die vertikalen Signale des Joysticks benötigt werden. Für die horizontalen Signale wird die Ruhestellung simuliert, die vertikalen Signale werden vom Regler vorgegeben, Zustand 1.2.1.1.2.2. und Zustand 1.2.1.2.2.2. aus Abschnitt 8.2.

Subsystem „manual / automatic suspension“

In diesem Subsystem wird die Betriebsart des Wegeventils in Abhängigkeit vom Auslenksignal des Joysticks festgelegt. Die Funktionsweise ähnelt sehr der des Subsystems „controller joystick choice“ mit dem Unterschied, dass beim Schalten des Wegeventils ein paar zusätzliche Umstände beachtet werden müssen. Abbildung 8.44 stellt den inneren Aufbau des Subsystems dar.



Durch den Block "manual / automatic suspension switch" kann der Membranspeicher manuell über den Joysticks hinzu- bzw. weggeschaltet werden. Dies ist durch das "enable" Signal jedoch nur möglich solange die Federung überhaupt aktiv ist.

Der Trigger zum zu- bzw. wegschalten des Speichers ist das Joysticksignal "joystick signal". Dieses Signal wird durch Auslenkung des Joysticks nach links aktiviert bzw. deaktiviert.

Ein Sonderfall ergibt sich falls der Speicher manuell hinzugeschaltet wurde und das gesamte Federsystem über den "on / off switch" deaktiviert wird ohne dass vorher der Speicher weggeschaltet wurde. Der Block "suspension monitor" erzeugt ein Signal sobald das Federsystem vom Zustand "aktiv" in den Zustand "deaktiv" übergeht und schaltet den Speicher weg falls dieser zugeschaltet war.

Für diesen Fall ist der Block "Unit Delay" notwendig, das Triggerignal des Blocks "suspension monitor" muss nämlich den Block "manual / automatic suspension switch" erreichen bevor das Signal der Federdeaktivierung den Block erreicht damit dieser zu diesem Zeitpunkt überhaupt noch "enabled" ist.

Abbildung 8.44.: Blockschaltbild des Subsystems „manual / automatic suspension“,
Abbildung 8.39

Das enabled und gleichzeitig triggered Subsystem „manual / automatic suspension switch“ zählt genau wie das Subsystem „controller / Joystick switch“ aus Abbildung 8.41 die Anzahl der Joystickaushlenkungen, allerdings die Auslenkungen nach links statt rechts. Abgesehen von der Auslenkrichtung, ist der interne Aufbau identisch mit dem des Subsystems „subsystem controller / Joystick switch“, Abbildung 8.42. Anders als die Niveauregulierung, die auch bei inaktivem Federsystem (Zustand 1.2.2. bzw. 1.2.2.1, Abschnitt 8.2) über den Joystick betätigt werden kann. Das Wegeventil kann jedoch ausschließlich bei aktiver Federung betätigt werden. Deshalb muss hier ein enabled triggered System verwendet werden, dessen enable Signal direkt mit dem Schalter in der Fahrerkabine (suspension On / Off switch, Abbildung 8.44) verbunden ist.

Das triggered Signal des Subsystems „manual / automatic suspension switch“ wird entweder über das Joysticksignal (joystick signal) oder vom Subsystem „suspension monitor“, Abbildung 8.44, ausgelöst. Dieses Subsystem ist für folgenden Sonderfall zuständig:

Wird das Federsystem bei zuvor manuell geöffnetem Wegeventil über den Schalter in der Fahrerkabine deaktiviert, dann wird das Ventil aufgrund des Programmabschnittes im Zustand 1.2.2. „Federsystem inaktiv“, Abschnitt 8.2, gesperrt. Allerdings bringt dieser Vorgang die Beziehung zwischen gezählten Joystickauslenkungen im Subsystem „manual / automatic suspension switch“ und dem Zustand des Wegeventils durcheinander.

Um dem entgegenzuwirken, löst in solchen Fällen das Subsystem „suspension monitor“, Abbildung 8.45, einen Triggerimpuls aus, der ebenfalls vom Subsystem „manual / automatic suspension switch“ gezählt wird.

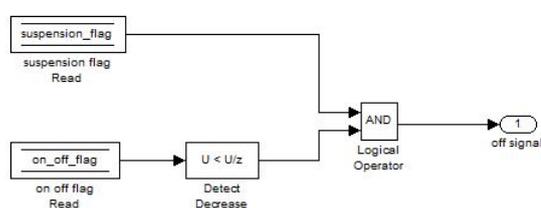


Abbildung 8.45.: Blockschaltbild des Subsystems „suspension monitor“, Abbildung 8.44

Dabei wird vom Block „Detect Decrease“ der Statusindikator des Schalters der Fahrerkabine auf eine Abnahme (Ausschalten) geprüft und („Logical Operator“ Block) falls das Ventil geöffnet war, (suspension flag) wird ein Impuls ausgelöst. Gleichzeitig wird das Abschalten des Systems durch den Block „Unit Delay“, Abbildung 8.44, um einen Zyklus verzögert, damit die nötige Zeit für den beschriebenen Vorgang zur Verfügung steht.

Subsystem „LHC signal“

Die Aufgabe des Subsystems „LHC signal“, Abbildung 8.46, ist, die Ausgangssignale an der mabx an die LHC zu leiten. Von den horizontalen Joysticksignalen wird durchgängig die Ruhestellung simuliert, da diese Auslenkungen nur für die mabx von Bedeutung sind. Bei den vertikalen Joysticksignalen werden je nach Betriebsart die Joysticksignale direkt vom Joystick an die LHC weitergeleitet, oder es werden die von der mabx generierten Signale ausgegeben. Diese Entscheidung wird wie zuvor beschrieben im übergeordneten Subsystem „operation mode: joystick“, Abbildung 8.39, gefällt.

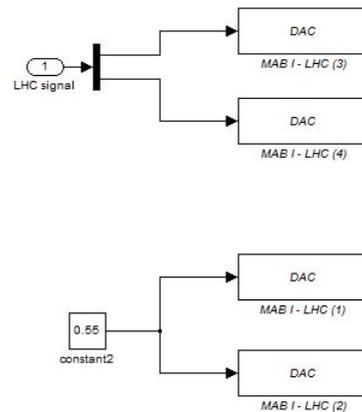


Abbildung 8.46.: Blockschaltbild des Subsystems „LHC signal“, Abbildung 8.39

8.3.2. sensors → MABX I

In Subsystem werden die Sensorsignale und die Fahrzeuggeschwindigkeit vom CAN Bus eingelesen. Außerdem werden die Signale bei Bedarf aufbereitet. Abbildung 8.47 zeigt den inneren Aufbau des Subsystems.

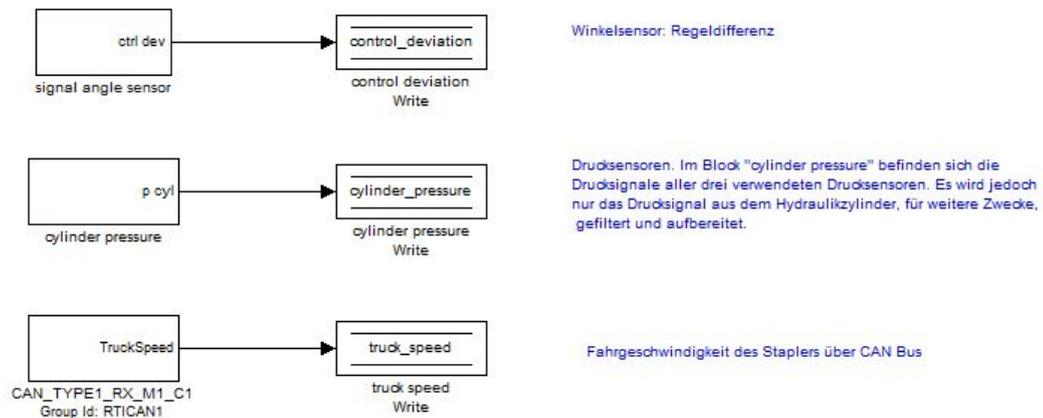


Abbildung 8.47.: Blockschaltbild des Subsystems „sensors → MABX I“, Abbildung 8.37

Zum Einlesen und Dekodieren der CAN Botschaft wird der „RTICAN Recieve“ Block (CAN TYPE1 RX M1 C1) aus der RTI Bibliothek verwendet. Anschließend

wird sie in der Variablen „truck speed“ hinterlegt. Die Sensorsignale werden in den folgenden zwei Subsystemen eingelesen.

Subsystem „signal angle sensor“

Das Ausgangssignal des Drehwinkelsensors ist ein pulsweitenmoduliertes Signal (PWM) und zum Messen solcher Signale stellt die RTI Bibliothek eigene Blöcke zur Verfügung, Abbildung 8.48. Aus Sicherheitsgründen stellt der Sensor zwei Signale bereit, so dass eines der beiden zur Kontrolle des anderen verwendet werden kann. Hier wird nur eins der beiden eingelesen.

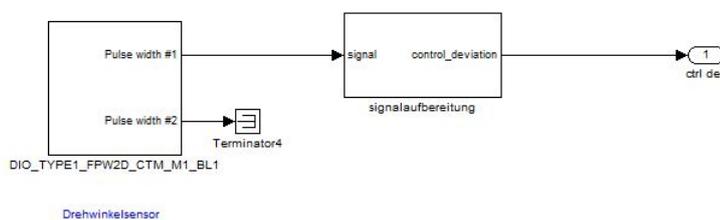


Abbildung 8.48.: Blockschaltbild des Subsystems „signal angle sensor“, Abbildung 8.47

Bevor das Signal in der Variablen „control deviation“ gesichert wird, wird es im Subsystem „signalaufbereitung“ für die weitere Verwendung im Programm aufbereitet, Abbildung 8.49.

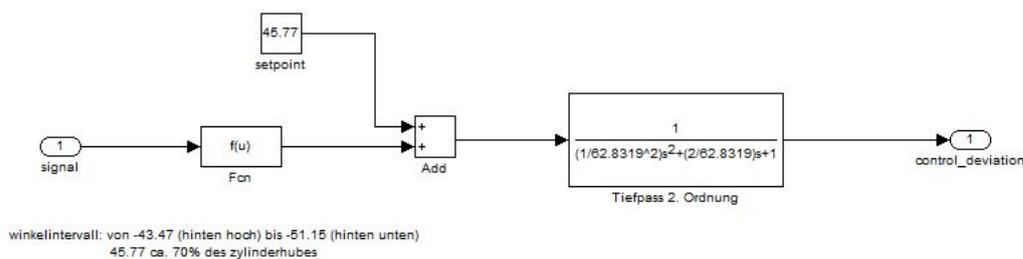


Abbildung 8.49.: Blockschaltbild des Subsystems „signalaufbereitung“, Abbildung 8.48

Im Funktionsblock „fcn“ findet die Umrechnung der Pulsweite in den entsprechenden Winkel in Grad statt. Zu diesem Wert wird ein konstanter Wert addiert, so dass die Summe in horizontaler Lage des Staplers Null ergibt. Abschließend wird das Signal noch von einem Tiefpassfilter zweiter Ordnung geglättet.

Subsystem „cylinder pressure“

Zum Einlesen des Drucksensors am Hydraulikzylinder wird ein ADU-Pin verwendet. Anschließend findet eine Umrechnung des Signals in den entsprechenden Druckwert in bar und eine Signalglättung durch den Tiefpassfilter zweiter Ordnung statt, Abbildung 8.50.

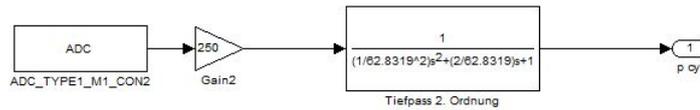


Abbildung 8.50.: Blockschaltbild des Subsystems „cylinder pressure“, Abbildung 8.47

8.4. Modul 4: CAN Konfiguration

Dieses Modul besteht aus dem Block „RTICAN Controller setup“, Abbildung 8.51. Dieser dient dazu die globalen CAN Einstellungen zu spezifizieren.



Abbildung 8.51.: RTICAN Controller setup

9. Regelung im Betrieb

Um das Thema Regelung, Kapitel 4 bis 8, abzuschließen, wird demonstriert, wie sich diese im Betrieb verhält. Dazu werden gezielt Betriebssituationen, die den Eingriff der Regelung bewirken, nachgestellt. Zuerst werden die einzelnen Regelvorgänge getrennt voneinander ausgelöst, um sie separat voneinander betrachten zu können. Anschließend wird ein allgemeiner Arbeitsdurchgang durchlaufen, der den Druckausgleichsvorgang und die Niveauregulierung gleichzeitig auslöst. An diesem Beispiel kann dann das Zusammenspiel dieser beiden Vorgänge demonstriert werden.

9.1. Druckausgleich ohne Niveauregulierung

Hier soll der Druckausgleichsvorgang aus Abschnitt 5.2 beurteilt werden. Es wird eine Betriebssituation nachgestellt, die diesen Vorgang ohne gleichzeitige Niveauregulierung auslöst. Dabei wird sowohl die Situation $p_Z > p_{Sp}$ als auch die Situation $p_Z < p_{Sp}$ betrachtet.

9.1.1. $p_Z > p_{Sp}$

Abbildungen 9.1 - 9.2 zeigen die Drücke und den Winkel während des Druckausgleichs.

Es ist zu erkennen, dass der Zylinderdruck p_Z anfängt zu schwingen, bevor die Drücke vollständig ausgeglichen sind, Abbildung 9.1. Diese Druckschwingungen sind auf das Verhalten des Schaltventils zurückzuführen. Durch Verlängerung der Gesamtdauer des Druckausgleichsvorgang, siehe Abschnitt 5.2.3, könnten sie zwar reduziert, nicht aber ganz eliminiert werden. Hier wird jedoch nichts weiter unternommen, weil schon allein die Staplerschwingungen aufgrund des Verbrennungskraftmotors diese Druckschwingungen überdecken. Eine Störung zu reduzieren ist schließlich nur dann sinnvoll, wenn es sich dabei um die ausgeprägteste der vorhandenen Störungen handelt.

Eine andere Situation ergibt sich, falls ein elektrischer Stapler, der weitaus ruhiger läuft, geregelt werden soll. In diesem Fall würden die Schwingungen sehr wohl den

allgemeinen Störpegel übertreffen. Wahrscheinlich wäre der Einsatz eines Stetigventils die beste Lösung.

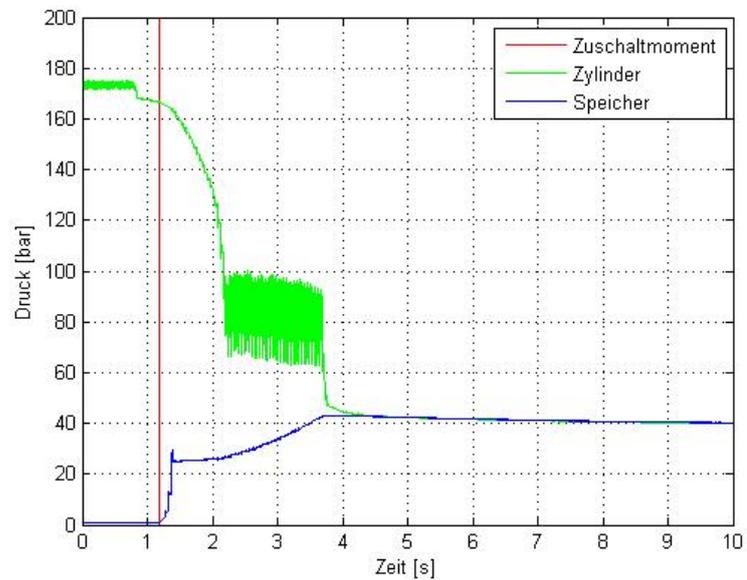


Abbildung 9.1.: Druckverläufe p_Z und p_{Sp}

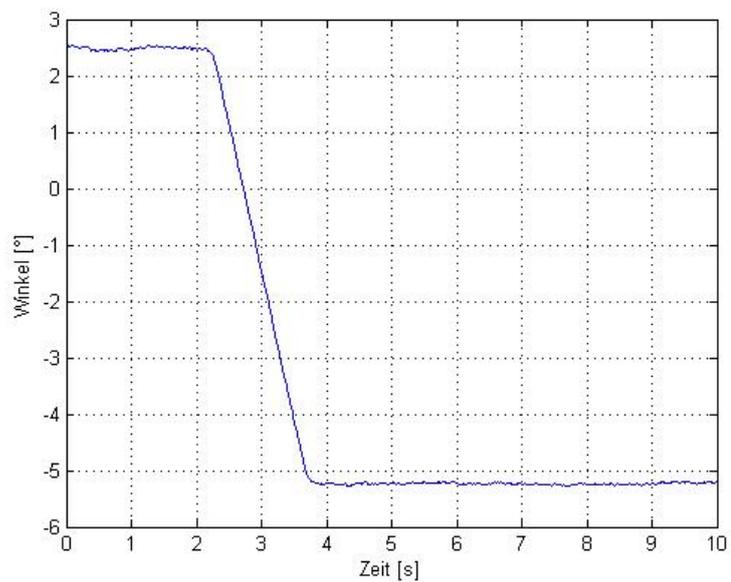


Abbildung 9.2.: Winkelverlauf φ

Der Winkelverlauf aus Abbildung 9.2 zeigt, dass während des Druckausgleichs ein Winkelintervall von ca. 7.5° in knapp 2 Sekunden durchlaufen wird. Diese Geschwindigkeit ist gering genug, um das Gefühl eines allmählichen Absenken des Stapler-Hecks ohne Ruck zu erzeugen.

9.1.2. $p_Z < p_{Sp}$

Für das zu Abschnitt 9.1.1 invertierte Druckverhältnis ergeben sich folgende Verläufe. Abbildung 9.3 zeigt, dass die Schwingungen während des Druckausgleichs in diesem Fall geringer ausfallen. Der Winkelverlauf, Abbildung 9.4, hingegen beginnt zuerst etwas rascher als im vorherigen Fall. Dennoch ist die Geschwindigkeit gering genug, um dem Fahrer das Gefühl einer allmählichen Winkeländerung zu vermitteln. Ab $\varphi \approx -3^\circ$ nimmt die Geschwindigkeit der Winkeländerung stark ab.

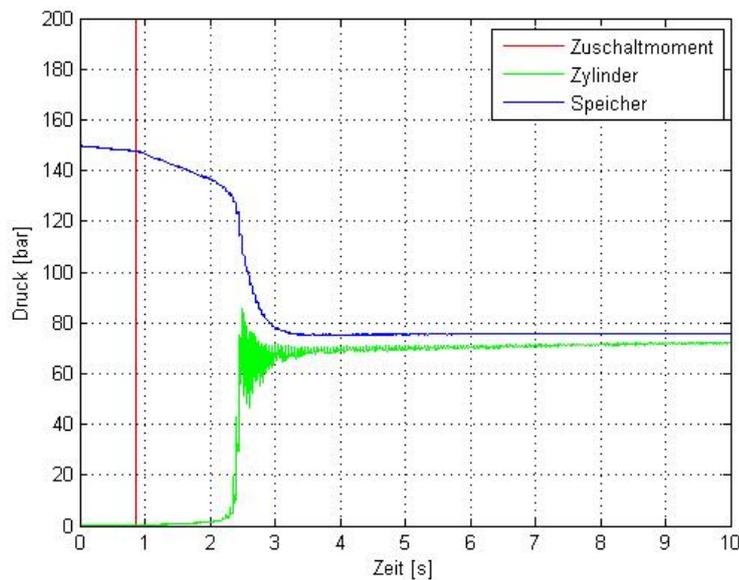


Abbildung 9.3.: Druckverläufe p_Z und p_{Sp}

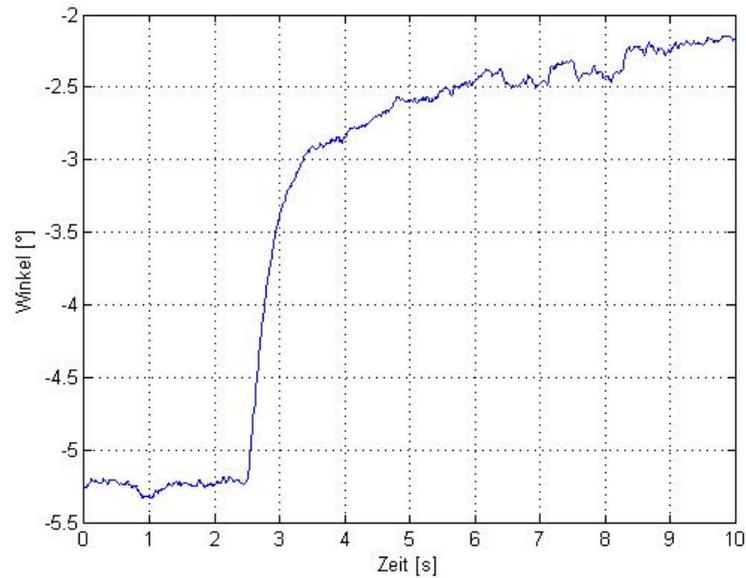


Abbildung 9.4.: Winkelverlauf φ

9.2. Niveauregulierung ohne Druckausgleich

Wird nur die Niveauregulierung betrachtet, müssen folgende Fälle berücksichtigt werden:

- Winkel $\varphi > \text{Sollwert } (0^\circ)$
- Winkel $\varphi < \text{Sollwert } (0^\circ)$

9.2.1. Winkel $\varphi > \text{Sollwert } (0^\circ)$

In diesem Fall muss φ nach unten geregelt werden, indem dem Federsystem Hydraulikflüssigkeit entzogen wird. Abbildung 9.5 zeigt deutlich, wie der Systemdruck dabei sinkt. Im Bereich um den Sollwert stabilisiert sich der Druck wieder.

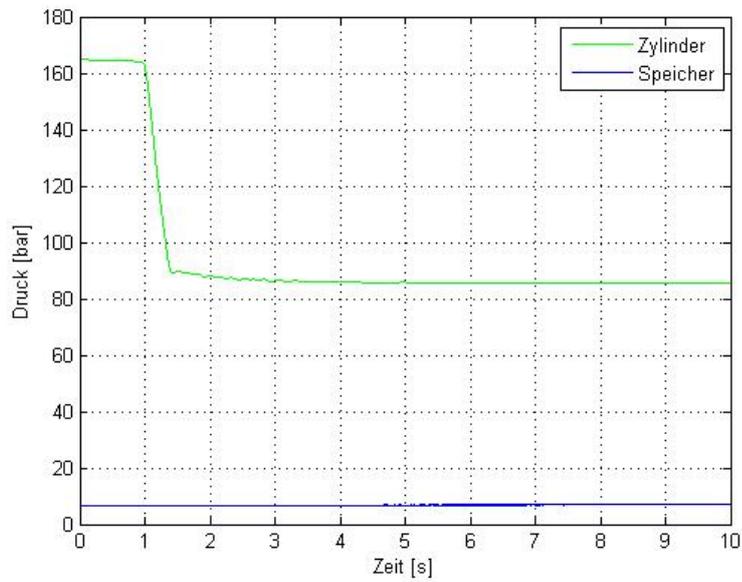


Abbildung 9.5.: Druckverläufe p_Z und p_{Sp}

Der Winkel sinkt allmählich bis der Sollwert erreicht ist. Abbildung 9.6 zeigt den Verlauf.

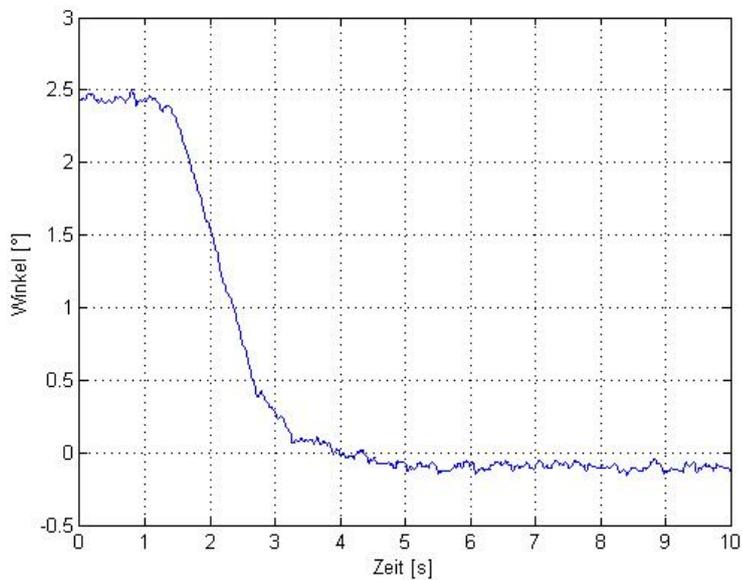


Abbildung 9.6.: Winkelverlauf φ

9.2.2. Winkel $\varphi < \text{Sollwert } (0^\circ)$

Im Gegensatz zu Abschnitt 9.2.1 muss in diesem Fall φ nach oben geregelt werden. Dazu wird dem Federsystem Hydraulikflüssigkeit hinzugefügt. Abbildung 9.7 zeigt den Verlauf des ansteigenden Systemdrucks.

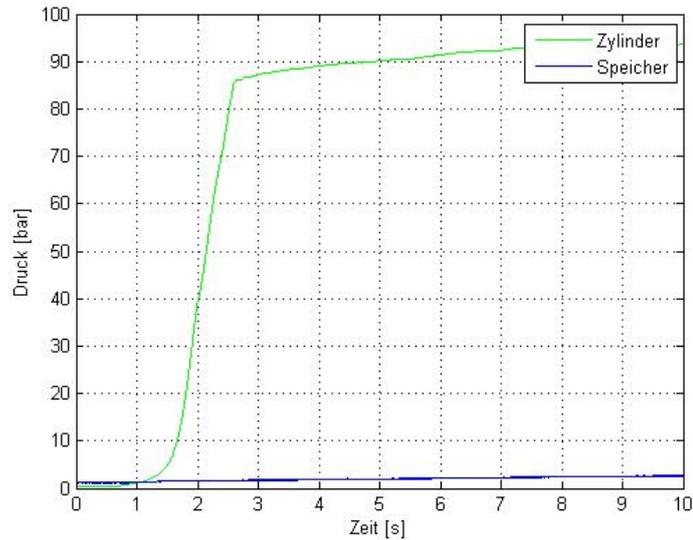


Abbildung 9.7.: Druckverläufe p_Z und p_{Sp}

Der dazugehörige Winkelverlauf wird in Abbildung 9.8 dargestellt.

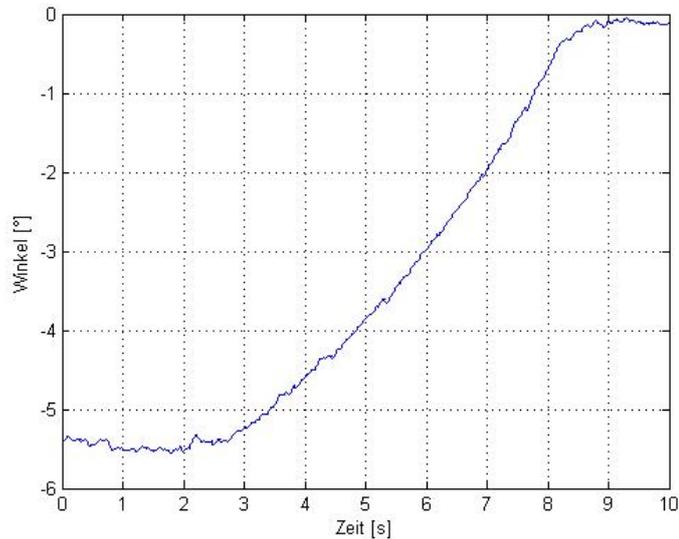


Abbildung 9.8.: Winkelverlauf φ

9.3. Druckausgleich mit Niveauregulierung

Nachdem Druckausgleich und Niveauregulierung getrennt voneinander betrachtet wurden, wird ein Arbeitsablauf durchlaufen, bei dem beide Vorgänge gleichzeitig stattfinden. Dazu wird eine Last von 1 Tonne angehoben und anschließend auf eine Geschwindigkeit beschleunigt, die über der Grenzggeschwindigkeit aus Abschnitt 5.1.3 liegt. Durch das Heben der Last ändert sich die Niveaulage des Staplers, sobald das Wegeventil geöffnet wird und die Niveauregulierung greift ein. Um das Wegeventil zu öffnen, wird die Grenzggeschwindigkeit überschritten. Dabei geht die Regelung vom Zustand „Stehen“ in den Zustand „Fahren“ über, wodurch der Membranspeicher automatisch hinzugeschaltet und der Druckausgleichsvorgang auslöst wird.

Dieser Ablauf wird insgesamt zweimal mit jeweils unterschiedlichen Anfangsbedingungen durchlaufen. Beim ersten Mal wird von einem Zylinderdruck ausgegangen, der sich in der Nähe des Speicherdrucks befindet ($p_Z \approx p_{Sp}$). Beim zweiten Mal wird ein Zylinderdruck eingestellt, der weit über dem Speicherdruck liegt ($p_Z > p_{Sp}$).

9.3.1. $p_Z \approx p_{Sp}$

Abbildung 9.9 zeigt den Druckverlauf für diesen Fall.

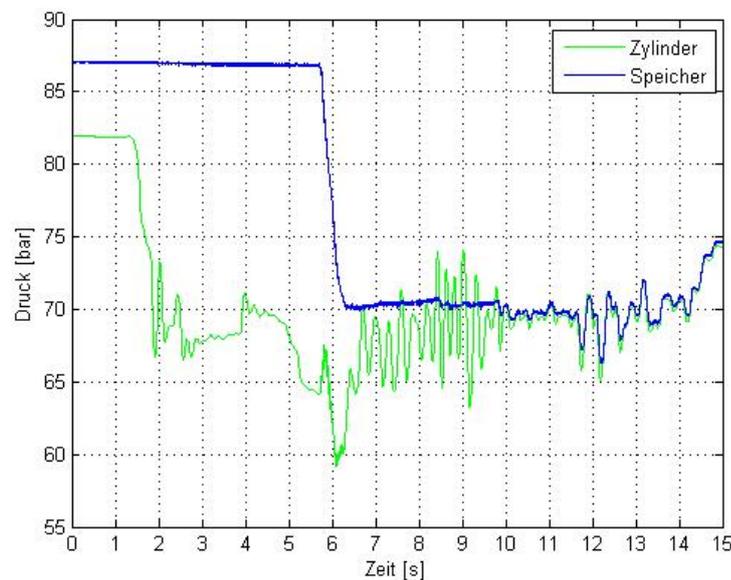


Abbildung 9.9.: Druckverläufe p_Z und p_{Sp}

Zu Beginn herrscht ein Zylinderdruck p_Z von ca. 82 bar und ein Speicherdruck p_{Sp} von ca. 87 bar. Durch das Anheben der Last von 1 Tonne wird die Hinterachse entlastet. Dadurch sinkt der Zylinderdruck p_Z deutlich. Sobald der Stapler aber die Grenzgeschwindigkeit überschritten hat, beginnt der Druckausgleich. Dies trifft kurz vor Sekunde 6 ein. Ab dort beginnt der Zylinderdruck p_Z langsam zu steigen, während der Speicherdruck p_{Sp} sinkt. Nachdem die Gesamtdauer des Druckausgleichs von 4 Sekunden abgelaufen ist, wird die Verbindung zwischen Zylinder und Speicher vollständig geöffnet. Dadurch herrscht ab Sekunde 10 der gleiche Druck im gesamten Hydrauliksystem.

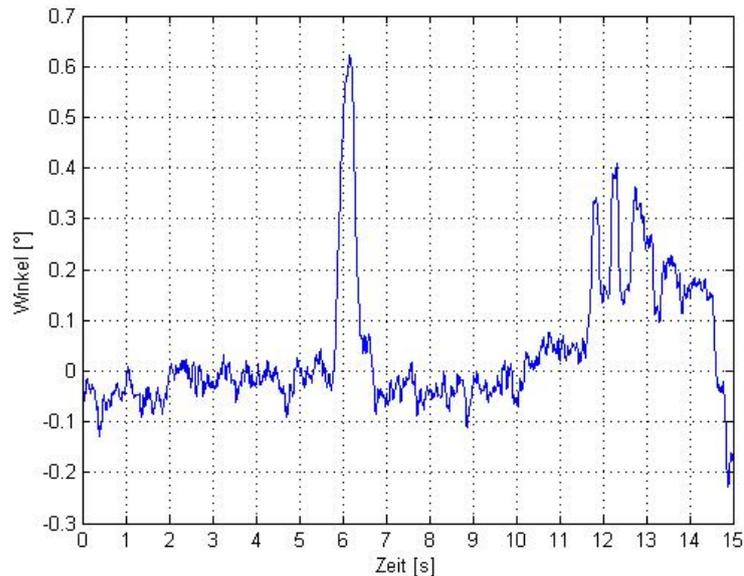


Abbildung 9.10.: Winkelverlauf φ

Abbildung 9.10 zeigt den dazugehörigen Winkelverlauf. In diesem Fall ist er jedoch nicht sehr Aussagekräftig, weil keine erhebliche Niveauänderung stattfindet. Die Winkelauslenkungen betragen maximal ein paar Zehntel Grad. Bei Sekunde 6 der Messung ist ein Ausschlag aufgrund des Druckausgleichsvorgang zu sehen. Des weiteren sind ab Sekunde 10 Schwankungen zu beobachten, die auf Fahrbahnunebenheiten zurückzuführen sind. Der Eingriff der Niveauregulierung ist im Abschnitt 9.3.2 ($p_Z > p_{Sp}$) deutlich besser zu erkennen und wird dort ausführlich beschrieben.

9.3.2. $p_Z > p_{Sp}$

Der Druckverlauf in Abbildung 9.11 ist unter Berücksichtigung der Beschreibung aus Abschnitt 9.3.1 ziemlich selbsterklärend. Zu Beginn herrscht ein großer Dru-

ckunterschied zwischen Zylinder und Speicher. Der Speicher ist mit einem Druck von $p_{Sp} \approx 9\text{bar}$ sehr gering, während der Zylinderdruck p_Z ca. 80 bar beträgt. Um Sekunde 2 der Messung wird die Last angehoben und der Zylinderdruck sinkt dementsprechend etwas ab. Ab der Sekunde 7 ist die Grenzggeschwindigkeit überschritten und der Druckausgleichsvorgang findet statt. Während der Speicherdruck zunimmt, variiert der Zylinderdruck nach Überschreitung der Grenzggeschwindigkeit bis das Wegeventil vollständig geöffnet ist. Ab diesem Zeitpunkt (ca. Sekunde 11) herrscht im gesamten System der gleiche Druck.

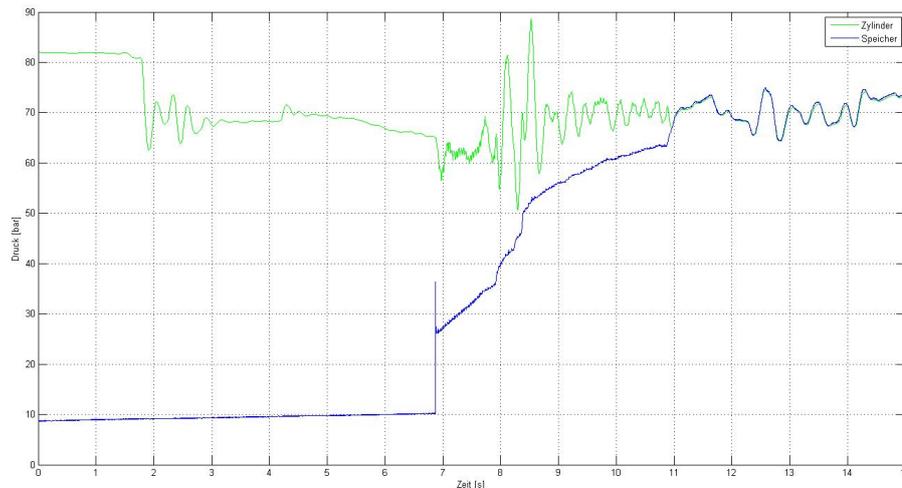


Abbildung 9.11.: Druckverläufe p_Z und p_{Sp}

In diesem Arbeitsablauf ist die Niveauregulierung deutlich im Winkelverlauf, Abbildung 9.12, zu erkennen. Durch das Zuschalten des Speichers, dessen Druck sehr niedrig ist, sinkt das Heck des Staplers um ca. 1.5° ab. Dabei werden die Toleranzen der Niveauregulierung deutlich unterschritten. Die Niveauregulierung beginnt umgehend einzugreifen und korrigiert den Winkel φ so, dass er sich ab Sekunde 15 der Messung wieder auf seinem Sollwert von 0° befindet.

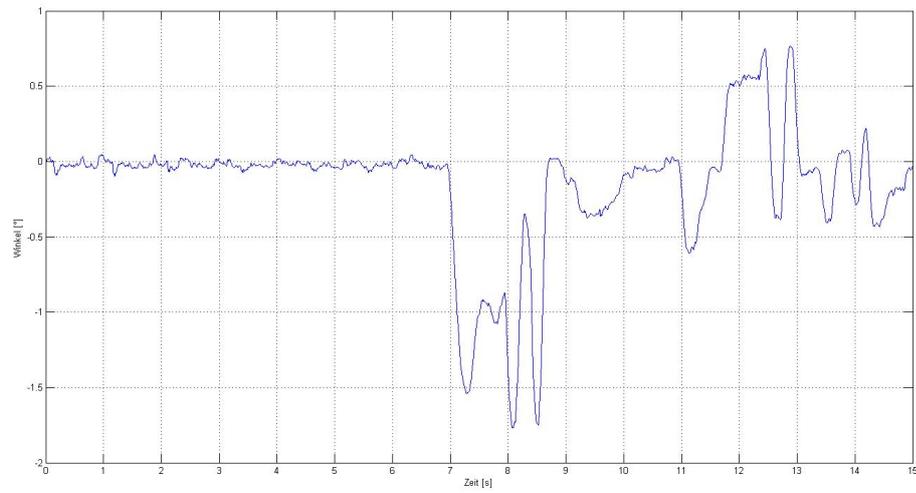


Abbildung 9.12.: Winkelverlauf φ

10. Simulation der hydropneumatischen Federung

Nachdem die vorherigen Kapitel sich mit den konstruktiven und nicht konstruktiven Problematiken des hydropneumatischen Federsystems befasst haben, wird in diesem Kapitel eine Schwellenüberfahrt des Gabelstaplers inklusive des Federsystems simuliert.

10.1. Idealisierungen

Um einen realen Vorgang zu simulieren, muss zuvor ein Modell des realen Systems erstellt werden. Um die Komplexität des Modells im Rahmen zu halten, werden bestimmte Idealisierungen bzw. Vereinfachungen des realen Systems durchgeführt. Diese Maßnahmen führen jedoch gleichzeitig zu einer zunehmenden Abweichung des Simulationsergebnisses gegenüber dem realen Systemverhalten. Deswegen sind Idealisierungen nur gerechtfertigt, solange sie das Simulationsergebnis nicht zu stark verfälschen. Wie so oft gilt also auch hier „so einfach wie möglich und so genau wie nötig“. Unter Berücksichtigung dieses Zielkonfliktes wurden folgende Idealisierungen bzw. Vereinfachungen eingebracht:

- Das DBV wird im Modell nicht berücksichtigt, da bei der Schwellenüberfahrt der Grenzdruck nie erreicht wird und somit das DBV nicht angesprochen wird.
- Der Zu- und Abfluss von Hydrauliköl wird im Modell nicht berücksichtigt, da bei der Schwellenüberfahrt keine Niveauregulierung stattfindet.
- Die hydraulische Induktivität L_H des zu beschleunigenden Fluids wird vernachlässigt.
- Die hydraulischen Kapazitäten des Fluids C_{Fl} und der Leitungen C_{Ltg} werden vernachlässigt.

- Aufbau und gefederte Hinterachse des Gabelstaplers werden als Zweimassenschwinger modelliert. Hinzu kommt die Hydropneumatik des Federsystems.
- Die Bereifung der Hinterachse wird durch Feder- und Dämpferelemente ersetzt.

10.2. Modellbildung

Bei der Modellierung eines dynamischen Systems genügen die stationären Berechnungsmethoden nicht. Um das Betriebsverhalten hydraulischer Anlagen mit zeitlichen Veränderungen von Druck, Volumenstrom und Lasten ermitteln zu können, muss die Speicherung potenzieller und kinetischer Energie berücksichtigt werden. Die potentielle Energie wird dabei durch die Kompressibilität des Fluids, die Aufweitung von Leitungen und Druckflüssigkeitsspeicher berücksichtigt. Die Speicherung der kinetischen Energie hingegen wird durch die Trägheit des bewegten Fluids und der Hydromotoren sowie der bewegten Massen berücksichtigt. [13, S.73]

Diese Energiespeicher können als dynamische Widerstände gegen Verformung und Beschleunigung aufgefasst werden. In Analogie zu elektrischen Netzwerken werden sie hydraulische Kapazitäten C_H und Induktivitäten I_H genannt. Im Gegensatz zum hydraulischen Widerstand gegen Bewegung R_H verursachen diese keine Energieverluste. [13, S.73]

Um den Energiegehalt der Speicherelemente zu beschreiben, werden sogenannte Zustandsvariablen verwendet. Die Anzahl der Zustandsvariablen eines Systems gibt dabei die Ordnung des mathematischen Modells vor.

Zur Ermittlung der Bewegungsgleichungen des Systems wird nach folgendem Konzept vorgegangen:

1. Zeichnen eines aussagekräftigen Schemas, das alle wesentliche Signale und Koeffizienten des zu modellierenden Systems enthält,
2. Ermittlung der Energiespeicher mit ihren Zustandsgrößen und deren Funktionen,
3. Ermittlung der geltenden Bilanzgleichungen,
4. Ermittlung der noch fehlenden Zusammenhänge aus statischen Grundbeziehungen,
5. Ermittlung der Bewegungsgleichungen. [13, S.97]

10.2.1. Schematische Darstellung

Ausgangspunkt der Modellermittlung ist eine schematische Darstellung vom Bewegungszustand des Gabelstaplers und der hydropneumatischen Federung. Abbildung 10.1 stellt das Gesamtmodell des Gabelstaplers dar. Wie schon in Abschnitt 10.1 erwähnt wird dieser als Zweimassenschwinger mit hydropneumatischer Federung modelliert. Dabei wird davon ausgegangen, dass der Gabelstapler bei einer Schwellenüberfahrt der Hinterachse um die Antriebsachse $A_{Antrieb}$ schwingt. [24, S.19]. Zur Beschreibung dieser Schwingung dient die generalisierte Koordinate q_1 .

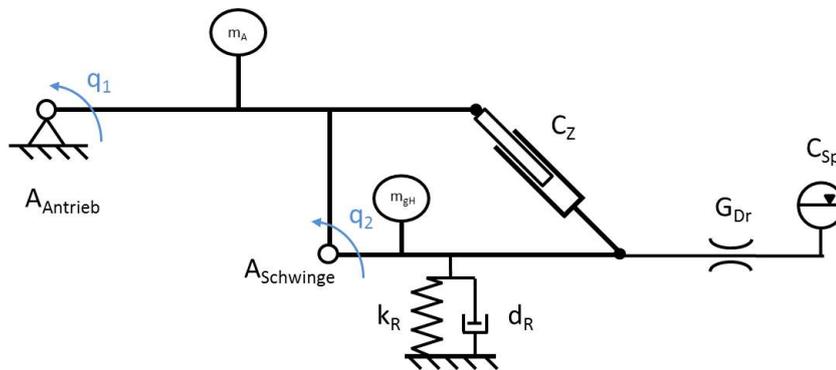


Abbildung 10.1.: Schematische Darstellung des Gabelstaplers inklusive hydropneumatischer Federung

Die Masse m_A fasst die Masse des Gabelstaplers ohne Hinterachse zusammen, während die Masse m_{gH} die Masse der gefederten Lenkachskonstruktion verkörpert. Die Hinterachsbereifung wird durch ein Feder-/Dämpferelement (k_R , d_R) ersetzt, und das hydropneumatische Federsystem ist auf die für die Schwellenüberfahrt relevanten Komponenten reduziert.

Der Übersicht halber wird das Gesamtmodell in drei Teilmodelle, Abbildung 10.2 bis 10.4, unterteilt:

1. Fahrzeugaufbau,
2. gefederte Hinterachse und
3. hydropneumatische Federung.

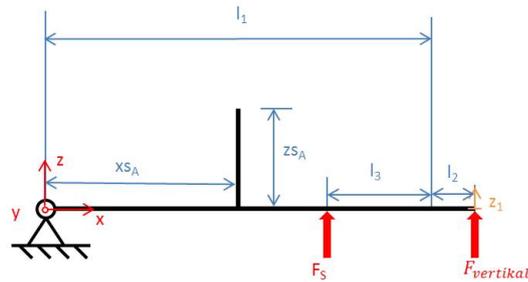


Abbildung 10.2.: Schematische Darstellung des Gabelstapleraufbaus

Das kartesische Bezugssystem dieses Teilmodells wurde mittig in die Antriebsachse gelegt. Vom Ursprung aus wird die Lage des Schwerpunktes (x_{s_A} , z_{s_A}) bestimmt. Außerdem werden die Angriffspunkte der Schnittkraft F_S , die die gefederte Hinterachse (Abbildung 10.3) ersetzt, und der vertikalen Komponente der Zylinderkraft $F_{vertikal}$, die den Hydraulikzylinder ersetzt (Abbildung 10.4), gegeben.

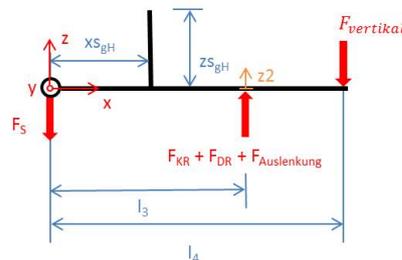


Abbildung 10.3.: Schematische Darstellung der gefederten Hinterachse

Abbildung 10.3 zeigt das Teilmodell der gefederten Hinterachskonstruktion aus Abbildung 1.6 ohne Hydropneumatik. Das Bezugssystem befindet sich mittig auf der Drehachse des Drehgelenks $A_{Schwinge}$, Abbildung 10.1. Die Variable q_2 beschreibt dabei die Drehbewegung der Hinterachse. Auch hier werden die Koordinaten des Schwerpunktes und der Kraftangriffspunkte gegeben. Außerdem wird die Hinterachsbereifung durch eine Feder-/ Dämpferkraft F_{KR} bzw. F_{DR} ersetzt und die Auslenkkraft der Schwellenüberfahrt $F_{Auslenkung}$ wird eingeleitet.

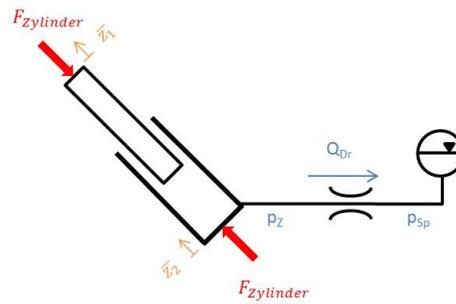


Abbildung 10.4.: Schematische Darstellung der hydropneumatischen Federung

Das letzte Teilmodell stellt das Hydrauliksystem dar. Dabei werden die um ε geneigten Koordinaten (\bar{z}) des Kolbens und des Zylinders angegeben. Der Leitwert G_{Dr} der Drossel und die hydraulischen Kapazitäten des Hydraulikzylinders bzw. Membranspeichers sind in Abbildung 10.1 abgebildet.

10.2.2. Ermittlung der Energiespeicher

In der Hydraulik relevante Energiespeicher sind bewegte Massen, mechanische Federn oder unter Druck stehende Fluide. Die dazugehörigen Zustandsgrößen sind immer proportional dem Integral über eine typische Eingangsgröße. [13, S.95,96]

Das System nach Abbildung 10.1 besteht aus insgesamt vier Energiespeichern:

1. die bewegte Masse m_A ,
2. die bewegte Masse m_{gH} ,
3. die Kapazität des Zylindervolumens C_Z und
4. die Kapazität des Speichervolumens C_{Sp} .

Mit den dazugehörigen Zustandsgrößen \dot{q}_1 , \dot{q}_2 , p_Z und p_{Sp} können die Funktionen der Energiespeicher aufgestellt werden:

$$\ddot{q}_1 = \frac{1}{J_A} * M_{B,A} \quad (10.1)$$

$$\ddot{q}_2 = \frac{1}{J_{gH}} * M_{B,gH} \quad (10.2)$$

$$\dot{p}_Z = \frac{1}{C_Z} * Q_{gesp,Z} \quad (10.3)$$

$$\dot{p}_{Sp} = \frac{1}{C_{Sp}} * Q_{gesp,Sp} \quad (10.4)$$

Bei den Momenten M_B handelt es sich um die Beschleunigungsmomente, während die Volumenströme Q_{gesp} die gespeicherten Volumenströme der hydraulischen Kapazitäten sind.

10.2.3. Ermittlung der Bilanzgleichungen

Die Eingangsgrößen der Integration bei Ermittlung von Zustandsgrößen sind meist Bestandteile von Bilanzgleichungen. In der Hydraulik spielen Kräfte-/Momentenbilanzen bzw. -gleichgewichte an translatorisch/rotatorisch bewegten Massen sowie Volumstrombilanzen in Kapazitäten eine große Rolle. [13, S.96]

Für das vorliegende System werden demnach insgesamt vier Bilanzgleichungen benötigt:

$$M_{B,A} = (l_1 + l_2) * F_{vertikal} + (l_1 - l_3) * F_S \quad (10.5)$$

$$M_{B,gH} = -l_4 * F_{vertikal} + l_3 * (F_{KR} + F_{DR} + F_{Auslenkung}) \quad (10.6)$$

$$Q_{gesp,Z} = A_{Plunger} * (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) - Q_{Dr} \quad (10.7)$$

$$Q_{gesp,Sp} = Q_{Dr} \quad (10.8)$$

10.2.4. Ermittlung der statischen Grundgleichungen

Die zur Bestimmung der Bewegungsgleichung fehlenden Zusammenhänge werden von den statischen Grundbeziehungen beschrieben. Mit Ausnahme vom Neigungswinkel des Hydraulikzylinders ε , Abbildung 3.6, werden alle notwendigen Berechnungsgrößen in den Abbildungen 10.1 - 10.4 aus Abschnitt 10.2.1 dargestellt.

Aufgrund der Neigung des Hydraulikzylinders ergeben sich trigonometrische Zusammenhänge zwischen den Kräften und Koordinaten in Zylinderichtung und deren vertikalen Komponenten in Z-Richtung des Koordinatensystems. Abbildung 10.5 stellt diesen Zusammenhang für die Zylinderkraft und deren vertikale Komponente dar.

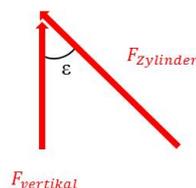


Abbildung 10.5.: Vertikale Kraftkomponente $F_{vertikal}$ des um ε geneigten Hydraulikzylinders

Dadurch ergeben sich folgende Gleichungen:

$$F_{\text{vertikal}} = F_{\text{Zylinder}} * \cos(\varepsilon) \quad (10.9)$$

$$\bar{z}_1 = \frac{z_1}{\cos(\varepsilon)} \quad (10.10)$$

$$\dot{\bar{z}}_1 = \frac{\dot{z}_1}{\cos(\varepsilon)} \quad (10.11)$$

$$\bar{z}_2 = \frac{l_4 * z_2}{l_3 * \cos(\varepsilon)} \quad (10.12)$$

$$\dot{\bar{z}}_2 = \frac{l_4 * \dot{z}_2}{l_3 * \cos(\varepsilon)} \quad (10.13)$$

Zwischen den z- und den q-Koordinaten bestehen folgende Zusammenhänge:

$$z_1 = (l_1 + l_2) * q_1 \quad (10.14)$$

$$z_2 = l_3 * q_2 \quad (10.15)$$

$$\dot{z}_1 = (l_1 + l_2) * \dot{q}_1 \quad (10.16)$$

$$\dot{z}_2 = l_3 * \dot{q}_2 \quad (10.17)$$

Wegen des Kräftegleichgewichts in Z-Richtung an der gefederten Hinterachse, Abbildung 10.3, kann die Schnittkraft F_S wie folgt ermittelt werden.

$$F_S = F_{KR} + F_{DR} + F_{\text{Auslenkung}} - F_{\text{vertikal}} \quad (10.18)$$

Die Zylinderkraft F_{Zylinder} wird Anhand der Kolbenfläche des Plungerzylinders A_{Plunger} und des herrschenden Zylinderdruckes p_Z berechnet.

$$F_{\text{Zylinder}} = A_{\text{Plunger}} * p_Z \quad (10.19)$$

Die Federkraft der zwei Reifen F_{KR} gehorcht dem Hookschen Gesetz, Gleichung 10.20.

$$F_{KR} = -2 * k_R * z_2 \quad (10.20)$$

Die Dämpfung der beiden Reifen hingegen ist geschwindigkeitsproportional, Gleichung 10.21

$$F_{DR} = -2 * d_R * \dot{z}_2 \quad (10.21)$$

Schließlich wird noch der Volumenstrom durch die Drossel, Gleichung 10.22, benötigt.

$$Q_{Dr} = G_{Dr} * \sqrt{|p_Z - p_{Sp}|} * \text{sign}(p_Z - p_{Sp}) \quad (10.22)$$

10.2.5. Ermittlung der Bewegungsgleichungen

Unter Berücksichtigung sämtlicher vorheriger Beziehungen können schließlich die Bewegungsgleichungen des Systems formuliert werden.

$$\ddot{q}_1 = \frac{1}{J_A} * [(l_1 + l_2) * F_{\text{vertikal}} + (l_1 - l_3) * F_S] \quad (10.23)$$

$$\ddot{q}_2 = \frac{1}{J_{gH}} * [-l_4 * F_{\text{vertikal}} + l_3 * (F_{KR} + F_{DR} + F_{\text{Auslenkung}})] \quad (10.24)$$

$$\dot{p}_Z = \frac{1}{C_Z} * \left[A_{\text{Plunger}} * (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) - G_{Dr} * \sqrt{|p_Z - p_{Sp}|} * \text{sign}(p_Z - p_{Sp}) \right] \quad (10.25)$$

$$\dot{p}_{Sp} = \frac{1}{C_{Sp}} * \left[G_{Dr} * \sqrt{|p_Z - p_{Sp}|} * \text{sign}(p_Z - p_{Sp}) \right] \quad (10.26)$$

Wird eine Schwellenüberfahrt mit blockiertem Membranspeicher simuliert, vereinfachen sich die Bewegungsgleichungen, da die hydraulische Kapazität des Speichers C_{Sp} wegfällt.

$$\ddot{q}_1 = \frac{1}{J_A} * [(l_1 + l_2) * F_{\text{vertikal}} + (l_1 - l_3) * F_S] \quad (10.27)$$

$$\ddot{q}_2 = \frac{1}{J_{gH}} * [-l_4 * F_{\text{vertikal}} + l_3 * (F_{KR} + F_{DR} + F_{\text{Auslenkung}})] \quad (10.28)$$

$$\dot{p}_Z = \frac{1}{C_Z} * [A_{\text{Plunger}} * (\dot{z}_2 - \dot{z}_1)] \quad (10.29)$$

10.3. Blockschaltbild

Die Funktionszusammenhänge werden in den entsprechenden Blockschaltbildern dargestellt. Diese wurden mit dem Modellierungswerkzeug Simulink, Abschnitt 7, erstellt.

Abbildung 10.6 zeigt die oberste Ebene des Gesamtsystems, welches wiederum aus mehreren Subsystemen besteht:

1. Das Subsystem „Aufbau“ (gelb) stellt den Fahrzeugaufbau, Teilmodell 1 Abbildung 10.2, dar.
2. Das Subsystem „gedeferte Hinterachse“ (grün) stellt die gefederte Hinterachse, Teilmodell 2 Abbildung 10.3, dar.
3. Das Subsystem „hydropneumatische Federung“ (magenta) stellt die hydro-pneumatische Federung, Teilmodell 3 Abbildung 10.4, dar.
4. Das Subsystem „Auslenkung“ (rot) beinhaltet die Systemanregung bzw. den Stoß, der durch die Schwellenüberfahrt entsteht.
5. Das Subsystem „Kolbenkraft Plungerzylinder“ (orange) beinhaltet die Umrechnung vom Druck im Hydraulikzylinder p_Z auf die vertikale Komponente der Zylinderkraft F_{vertikal} .
6. Das Subsystem „Winkelausgabe“ (weiß) beinhaltet Berechnungen, um von den Variablen z_1 und z_2 auf die Variable φ , Abbildung 5.12, zu kommen.

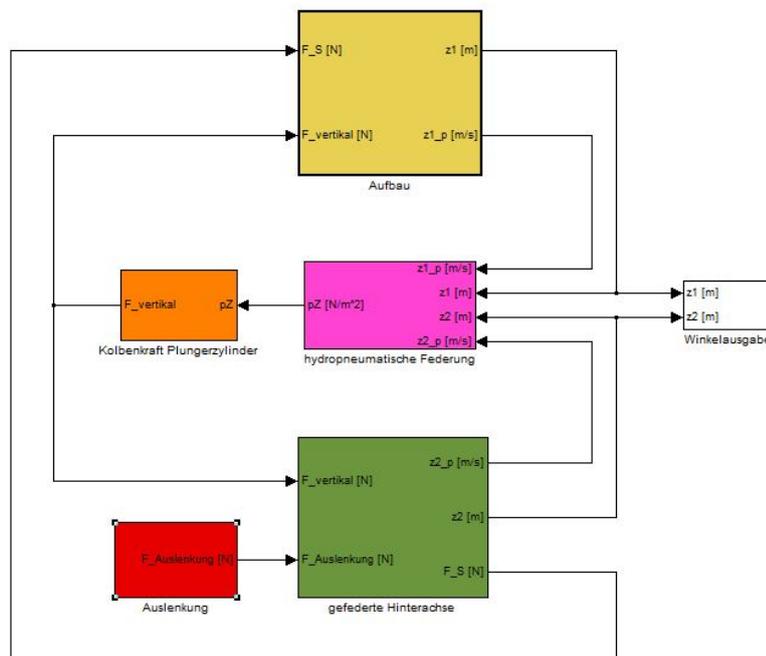


Abbildung 10.6.: Blockschaltbild Gesamtmodell

Im folgenden werden die einzelnen Subsysteme beschrieben.

1. Subsystem „Aufbau“

Das Subsystem „Aufbau“ enthält das Blockschaltbild der Bewegungsgleichung 10.23, Abbildung 10.7.

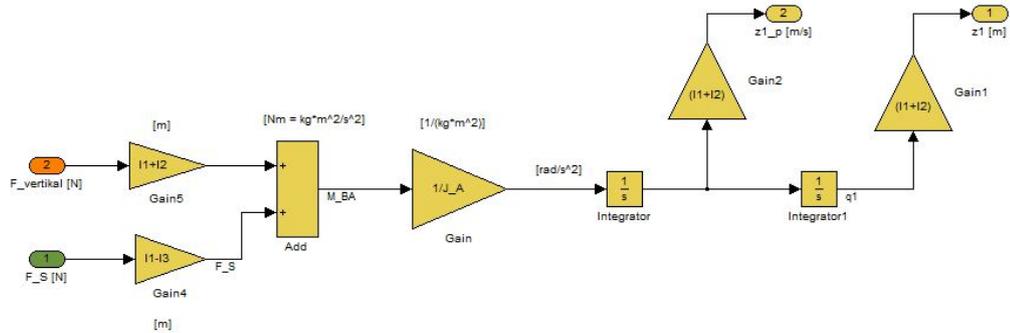


Abbildung 10.7.: Blockschaltbild des Subsystems „Aufbau“, Abbildung 10.6

2. Subsystem „gedeferte Hinterachse“

Das Subsystem „gedeferte Hinterachse“ enthält das Blockschaltbild der Bewegungsgleichung 10.24, Abbildung 10.8.

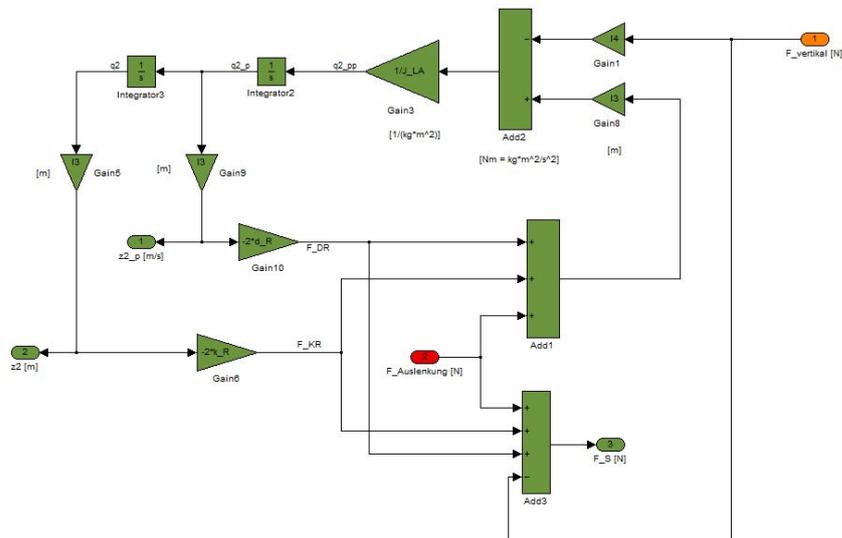


Abbildung 10.8.: Blockschaltbild des Subsystems „gedeferte Hinterachse“, Abbildung 10.6

3. Subsystem „hydropneumatische Federung“

Das Subsystem „hydropneumatische Federung“ enthält das Blockschaltbild der Bewegungsgleichungen 10.25 und 10.26, Abbildung 10.9.

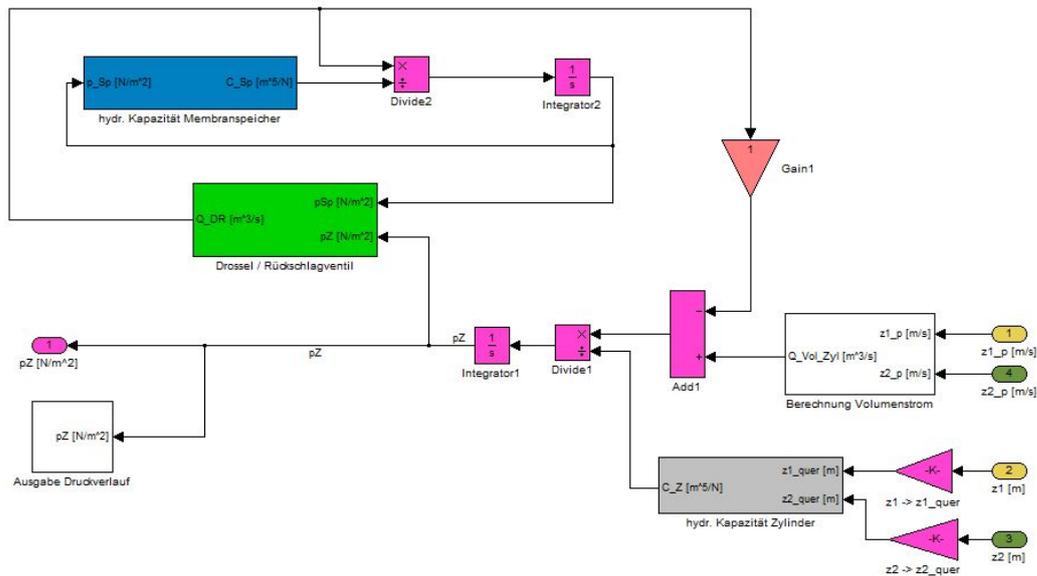


Abbildung 10.9.: Innerer Aufbau des Subsystems „hydropneumatische Federung“, Abbildung 10.6

Dieses Subsystem fällt etwas komplexer aus als die vorherigen, da statische Grundbeziehungen und die Berechnungen der hydraulischen Kapazitäten berücksichtigt werden müssen. Der Übersicht halber wird dies in insgesamt fünf eigenen Subsystemen durchgeführt, Abbildung 10.9:

3. hydropneumatische Federung
 - 3.1. hydr. Kapazität Membranspeicher (blau),
 - 3.2. hydr. Kapazität Zylinder (grau),
 - 3.3. Drossel / Rückschlagventil (grün),
 - 3.4. Berechnung Volumenstrom (weiß) und
 - 3.5. Ausgabe Druckverlauf (weiß)

Im folgenden werden die untergeordneten Subsysteme beschrieben.

3.1. Subsystem „hydr. Kapazität Membranspeicher“

An dieser Stelle wird die hydraulisch Kapazität des Membranspeichers C_{Sp} berechnet. Für diese Art von Druckflüssigkeitsspeichern gilt [13, S.74]

$$C_{Sp} = \frac{V_0}{n * p_0} * \left(\frac{p_{Fl}}{p_0} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (10.30)$$

mit

V_0 ... Druckspeichervolumen

n ... Polytropenexponent

p_0 ... Speicherfülldruck

p_{Fl} ... Flüssigkeitsdruck

Abbildung 10.10 zeigt das dazugehörige Blockschaltbild.

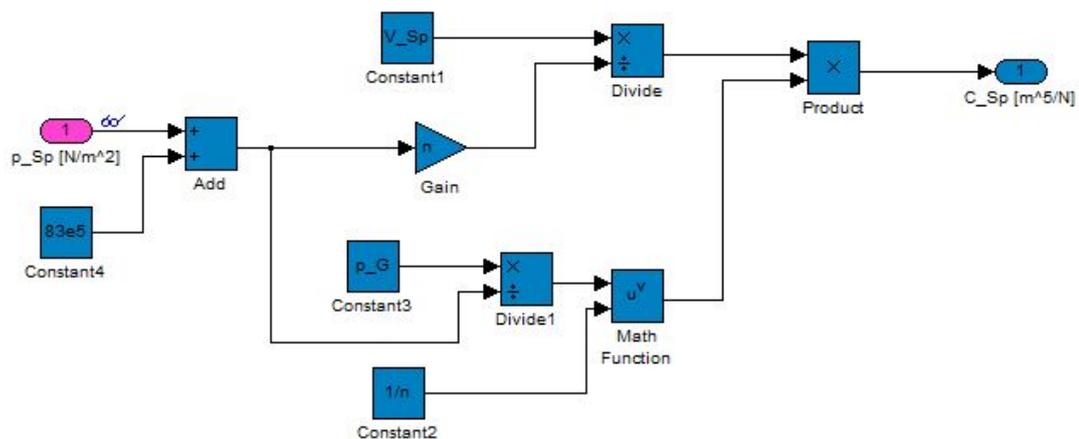


Abbildung 10.10.: Blockschaltbild des Subsystems „hydr. Kapazität Membranspeicher“, Abbildung 10.9

3.2. Subsystem „hydr. Kapazität Zylinder“

Für die hydraulische Kapazität von Hydraulikzylindern gilt [3, S.22]

$$C_Z = \frac{V_{Zylinder}}{E'_{HLP68}} \quad (10.31)$$

mit

$V_{Zylinder}$... Volumen Hydraulikzylinder

E_{HLP68}^* ... Ersatzkompressionsmodul des Öls

Wobei nach den Idealisierungen aus Abschnitt 10.1 das Ersatzkompressionsmodul E_{HLP68}^* dem normalen Kompressionsmodul des Hydrauliköls HLP 68 entspricht.

Abbildung 10.11 zeigt das dazugehörige Blockschaltbild.

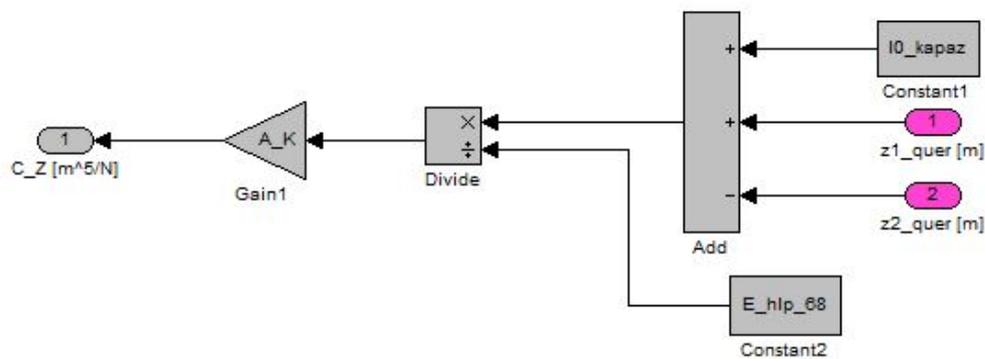


Abbildung 10.11.: Blockschaltbild des Subsystems „hydr. Kapazität Zylinder“, Abbildung 10.9

3.3. Subsystem „Drossel / Rückschlagventil“

In diesem Subsystem wird die Durchströmung der Blende berechnet. Fließt die Druckflüssigkeit vom Hydraulikzylinder zum Membranspeicher, durchströmt sie nur die Blende. In entgegengesetzter Flussrichtung durchströmt sie jedoch die Blende und das Rückschlagventil gleichzeitig, Abbildung 1.8. Da das Rückschlagventil ebenfalls einen geringen Druckverlust verursacht, handelt es sich um eine Parallelschaltung von Strömungswiderständen. Um dies zu simulieren, werden zwei Blendengleichungen 10.22 mit unterschiedlichen Leitwerten verwendet. Je nach Strömungsrichtung wird die entsprechende Gleichung zur Berechnung des Volumenstroms benutzt. Dabei ist der Leitwert der Blendengleichung bei gleichzeitigem Durchfluss von Blende und Rückschlagventil weitaus größer. Abbildung 10.12 zeigt das entsprechende Blockschaltbild.

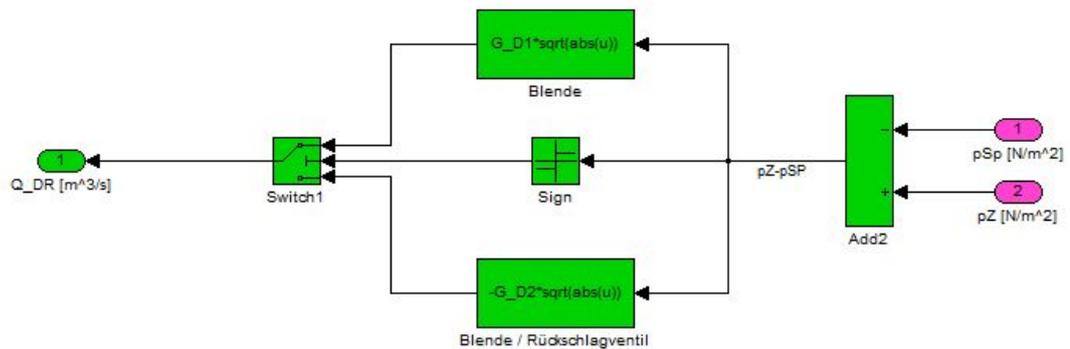


Abbildung 10.12.: Blockschaltbild des Subsystems „Drossel / Rückschlagventil“, Abbildung 10.9

3.4. Subsystem „Berechnung Volumenstrom“

Hier wird der Volumenstrom aufgrund der Hubbewegung des Hydraulikzylinders berechnet. Zuerst findet dabei die Umrechnung zwischen den Bezugskoordinaten (z) und den um ε geneigten Koordinaten (\bar{z}) des Hydraulikzylinders statt. Anschließend wird die Volumenänderung des Zylinders berechnet. Abbildung 10.13 zeigt das dazugehörige Blockschaltbild.

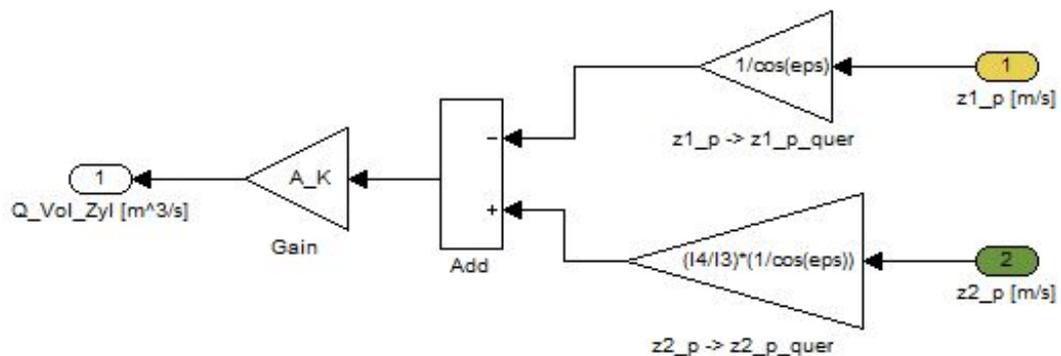


Abbildung 10.13.: Blockschaltbild des Subsystems „Berechnung Volumenstrom“, Abbildung 10.9

3.5. Subsystem „Ausgabe Druckverlauf“

In diesem Subsystem werden lediglich die simulierten und gemessenen Druckverläufe aufbereitet, um sie miteinander vergleichen zu können, Abbildung 10.14.

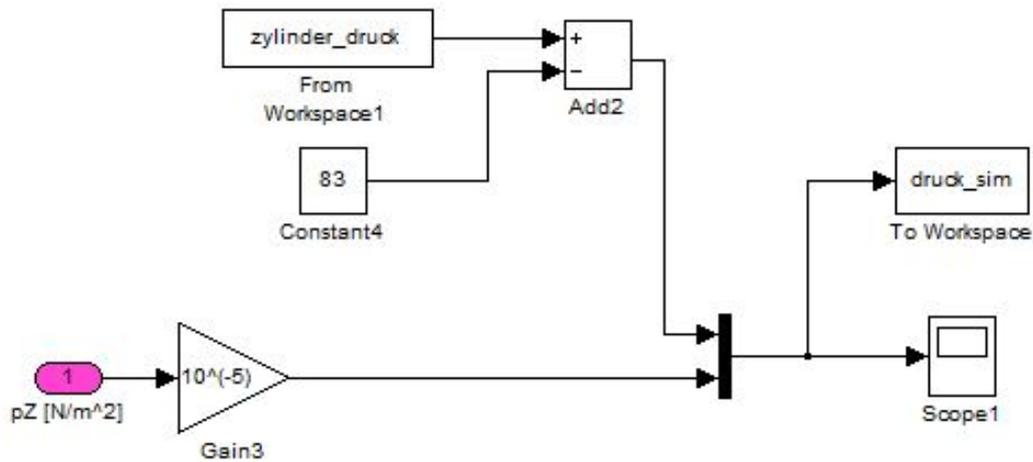


Abbildung 10.14.: Blockschaltbild des Subsystems „Ausgabe Druckverlauf“, Abbildung 10.9

4. Subsystem „Kolbenkraft Plungerzylinder“

Das Subsystem „Kolbenkraft Plungerzylinder“ enthält die notwendige Umrechnung, um vom Zylinderdruck p_Z auf die vertikale Komponente F_{vertikal} der Zylinderkraft F_{Zylinder} zu kommen, Abschnitt 10.2.4.

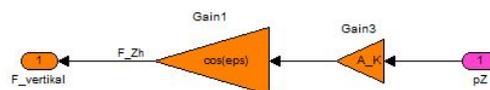


Abbildung 10.15.: Blockschaltbild des Subsystems „Kolbenkraft Plungerzylinder“, Abbildung 10.6

5. Subsystem „Auslenkung“

Die Aufgabe des Subsystems „Auslenkung“ ist, das Simulationsmodell anzuregen. Zu jedem Simulationsszenario existiert eine individuelle Anregung, die ausgewählt und aus der Matlabumgebung eingelesen werden muss. Die genaue Vorgehensweise

ist im Abschnitt 10.5 ausführlich beschrieben.

Hier werden insgesamt zwei Anregungen (Teil 1 bzw. Teil 2) eingelesen und aufbereitet, Abbildung 10.16. Anschließend wird über den „Multiport Switch“ die entsprechende Anregung ausgewählt.

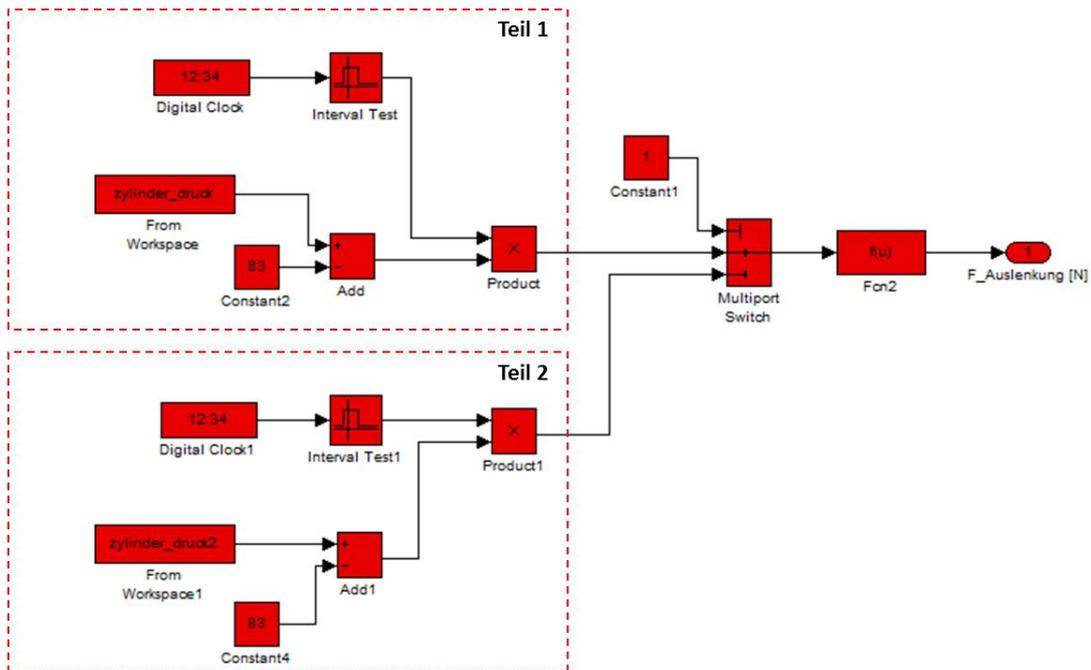


Abbildung 10.16.: Blockschaltbild des Subsystems „Auslenkung“, Abbildung 10.6

Die Auslenkung entspricht dabei dem Stoß durch die Schwellenüberfahrt, die hier simuliert wird.

6. Subsystem „Winkelausgabe“

Im letzten Subsystem aus Abbildung 10.6 wird von den Größen z_1 und z_2 auf den Relativwinkel φ umgerechnet und der Vergleich zwischen φ und den dazugehörigen Messwerten der Schwellenüberfahrt durchgeführt.

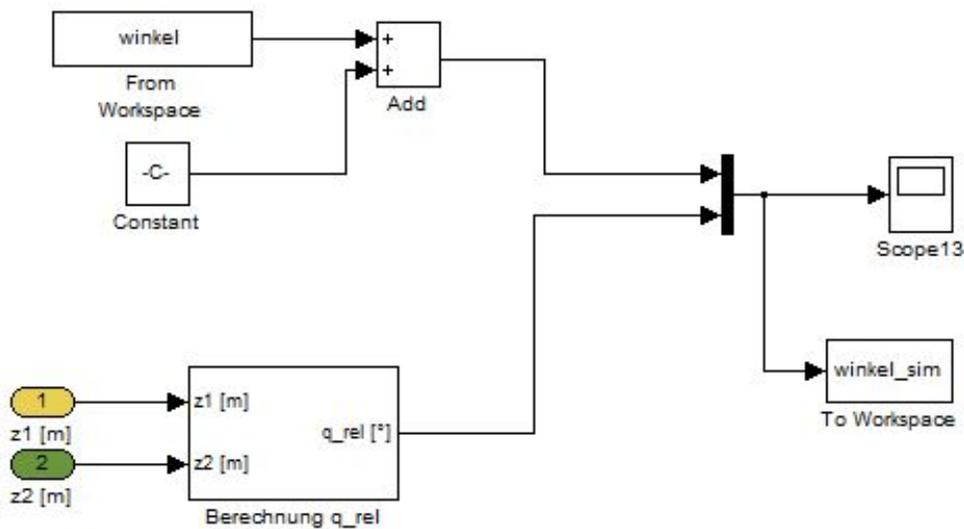


Abbildung 10.17.: Blockschaltbild des Subsystems „Winkelausgabe“, Abbildung 10.6

10.4. Parameterermittlung

Die Simulationsparameter stammen aus unterschiedlichen Quellen. Hauptquellen sind:

- Die Bachelorarbeit von Andreas Schuh (Literaturverzeichnis [24]),
- das CAD Modell der gefederten Lenkachse von Linde Material Handling (Anhang D.1),
- bereits vorhandene Simulationsparameter der Berechnungsabteilung ELD 3 von Linde Material Handling (Anhang D.2),
- und die Datenblätter der einzelnen Komponenten (Anhang C).

Auf diesen Daten basiert die Parametrisierung des Simulationsmodells. Um bessere Simulationsergebnisse zu erhalten, weicht man jedoch von den suggerierten Werten bestimmter Parameter ab und modifiziert diese leicht. Dadurch werden gewisse Abweichungen des Modells vom realen System, die aufgrund der Idealisierungen und Vereinfachungen entstehen, kompensiert. Diese modifizierten Werte können demnach als Ersatzwerte betrachtet werden. Die Federsteifigkeit k_R und

Dämpfungskonstante d_R der Reifen beispielsweise wurden iterativ verändert bis das Simulationsergebnis zufriedenstellend war. Selbiges gilt für das Ersatzkompressionsmodul der Hydraulikflüssigkeit $E'_{HLP_{68}}$. Für andere Komponenten, wie die Drossel und das Rückschlagventil des Hydraulikkreislaufes, standen nicht einmal suggerierte Leitwerte zur Verfügung. Diese Daten mussten ebenfalls iterativ während der Simulation ermittelt werden.

Im Anhang D.3 befindet sich das Matlab m-File mit allen im Simulationsmodell verwendeten Parametern. Diese Datei ist ausführlich kommentiert und weist unter anderem auf die Quelle der einzelnen Parameter hin.

10.5. Modellverifizierung

Zur Validierung des Simulationsmodells werden zwei unterschiedliche Szenarien simuliert. Anschließend werden die Simulationsergebnisse mit den entsprechenden Messungen realer Versuche verglichen. Bei den Szenarien handelt es sich um Schwellenüberfahrten des Gabelstaplers nach DIN EN 13059 [24, S.11]

1. mit zugeschaltetem Federsystem und
2. mit gesperrtem Federsystem.

Abbildung 10.18 zeigt den Aufbau der Versuchsstrecke.

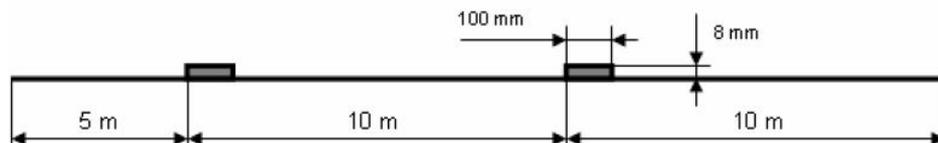


Abbildung 10.18.: Messstrecke nach DIN EN 13059 [24, S.11]

Als Validierungsgrößen werden der Relativwinkel φ der gefederten Hinterachse, Abbildung 5.12, und der Druckverlauf im Hydraulikzylinder p_Z verwendet. Angeregt wird das System vom entstehenden Stoß durch die Schwellenüberfahrt. Damit der Vergleich zwischen Validierungsgrößen und Simulationsergebnissen aussagekräftig ist, muss die Anregung des Simulationsmodells mit der realen Anregung des Gabelstaplers möglichst gut übereinstimmen. Der Stoß variiert jedoch leicht von einer Versuchsfahrt zur nächsten, weswegen jede Messreihe einer Versuchsfahrt im Prinzip ihre eigene individuelle Anregung besitzt. Dies wird beim Simulieren berücksichtigt, indem die Anregungen während der Versuchsfahrten mitgemessen und anschließend vom Simulationsmodell eingelesen werden.

Genau genommen wird der Druckanstieg im Hydraulikzylinder durch die Schwellenüberfahrt als Anregungssignal des Simulationsmodells verwendet. Der Sensor der diesen Druckstoß während einer Versuchsfahrt misst, ist bereits vorhanden, wodurch kein weiterer Aufwand entsteht. Um eine möglichst saubere Anregung zu erhalten, müssen zwei wichtige Faktoren Berücksichtigt werden:

1. Während der Schwellenüberfahrt muss der Gabelstapler eine konstante Geschwindigkeit besitzen. Durch Beschleunigungs- oder Verzögerungsvorgänge verursachte Trägheitskräfte beeinflussen den zu messenden Zylinderdruck.
2. Die Schwelle muss rückwärts überfahren werden. Andernfalls wird der zu messende Druckstoß von Anregungen durch die vorherige Schwellenüberfahrt der Vorderachse überlagert.

Um eine konstante Geschwindigkeit während der Schwellenüberfahrt gewährleisten zu können, wurde der Motor des Gabelstaplers elektronisch auf eine Höchstgeschwindigkeit von 10 km/h gedrosselt. Folgend wird das Modell anhand der zwei zuvor beschriebenen Szenarien validiert. Die Versuchsfahrten fanden dabei ohne Staplerlast, also einer Traglast von 0 N , statt.

10.5.1. 1. Szenario: Schwellenüberfahrt mit zugeschaltetem Federsystem

Abbildungen 10.19 und 10.20 zeigen den Geschwindigkeits- bzw. Druckverlauf im Hydraulikzylinder während der Schwellenüberfahrt rückwärts für dieses Szenario.

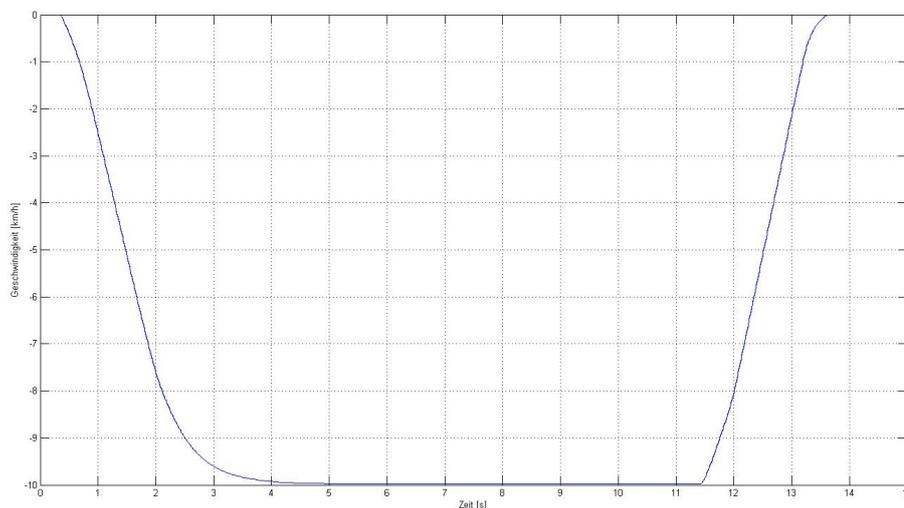


Abbildung 10.19.: Geschwindigkeitsverlauf der Schwellenüberfahrt rückwärts

Auf Abbildung 10.20 ist deutlich der Einfluss von Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgängen bzw. der Schwellenüberfahrt der Vorderachse zu erkennen. Die Rückwärtsbeschleunigung verursacht eine Abnahme des Zylinderdrucks p_Z (Teil 1), während die Verzögerung eine Zunahme des Drucks hervorruft (Teil 3). Die Systemanregung über die Vorderachse (Teil 2) bewirkt ein weiteres Schwingen bis in die Hinterachse des Gabelstaplers. Außerdem ist deutlich der Druckstoß (grün) durch die Schwellenüberfahrt der Hinterachse zu erkennen. Dieser wird als Anregung des Simulationsmodell verwendet.

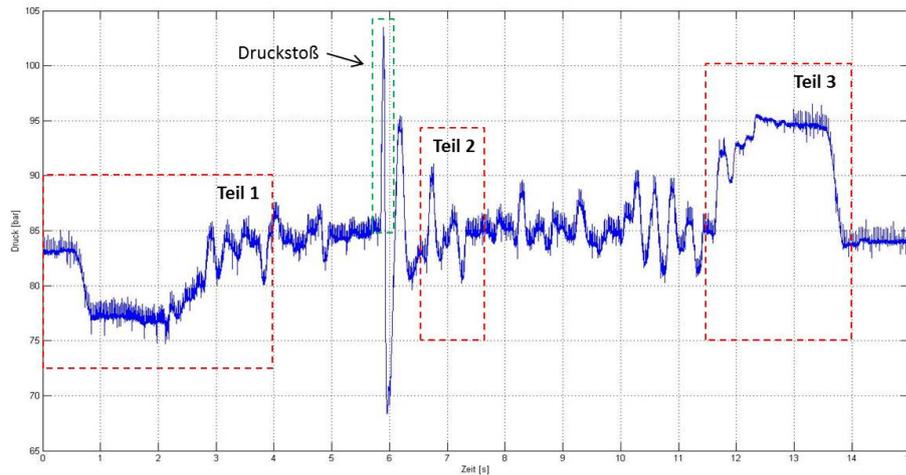


Abbildung 10.20.: Druckverlauf p_Z aufgrund der Schwellenüberfahrt

Die zuvor beschriebenen Einflüsse (Teil 1-3 Abbildung 10.20) wirken sich selbstverständlich auch auf die Winkelmessung von φ aus. Da die Simulation diese Einflüsse nicht berücksichtigt, kann auch keine Übereinstimmung der Simulationsergebnisse mit den Messwerten in den betroffenen Bereichen erwartet werden. Somit steht lediglich ein kleiner Teilbereich der Messung, in dem kein weiterer Einfluss auf Druck und Winkel wirkt, zur Validierung des Modells zur Verfügung. Abbildungen 10.21 und 10.22 zeigen die Gegenüberstellung der Mess- und Simulationswerte, wobei die beeinflussten Bereiche grau hinterlegt sind.

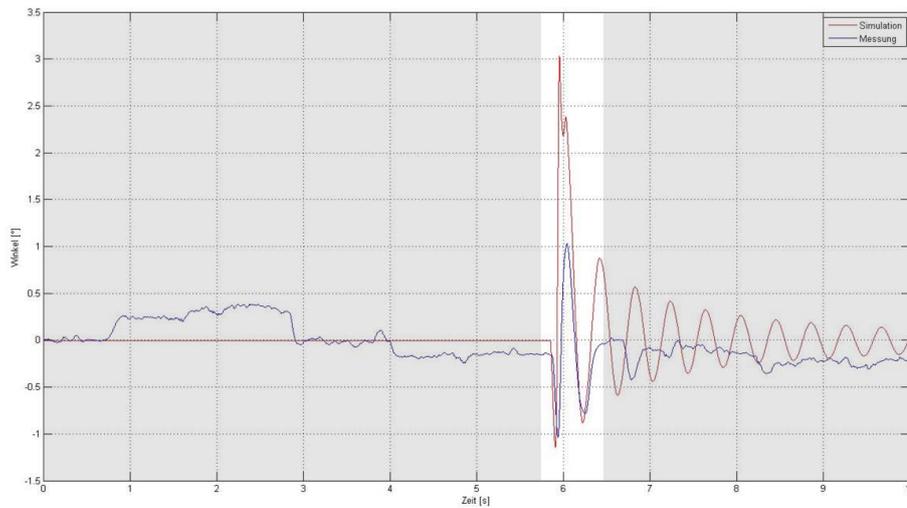


Abbildung 10.21.: Winkelverlauf φ : Messung vs. Simulation

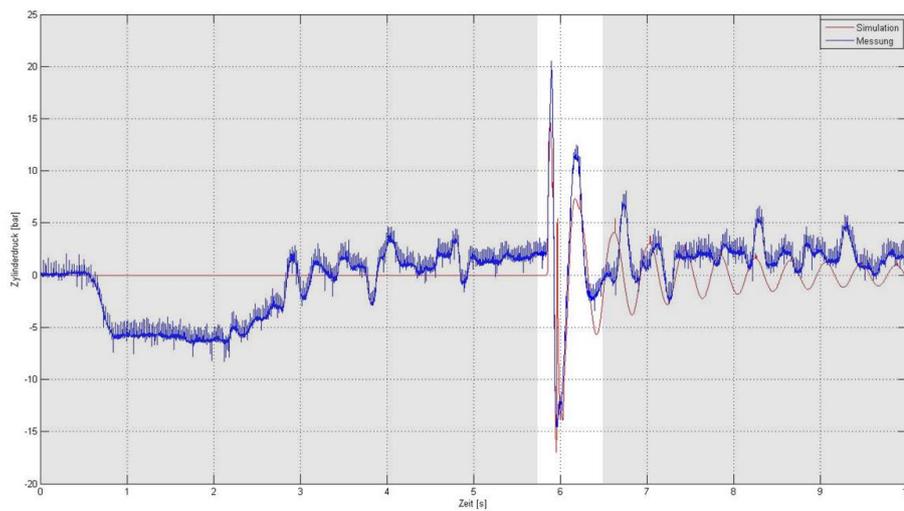


Abbildung 10.22.: Druckverlauf p_Z : Messung vs. Simulation

10.5.2. 2. Szenario: Schwellenüberfahrt mit gesperrtem Federsystem

Analog zum Abschnitt 10.5.1 werden der Geschwindigkeitsverlauf, Abbildung 10.23 und die Systemanregung, Abbildung 10.24, dargestellt.

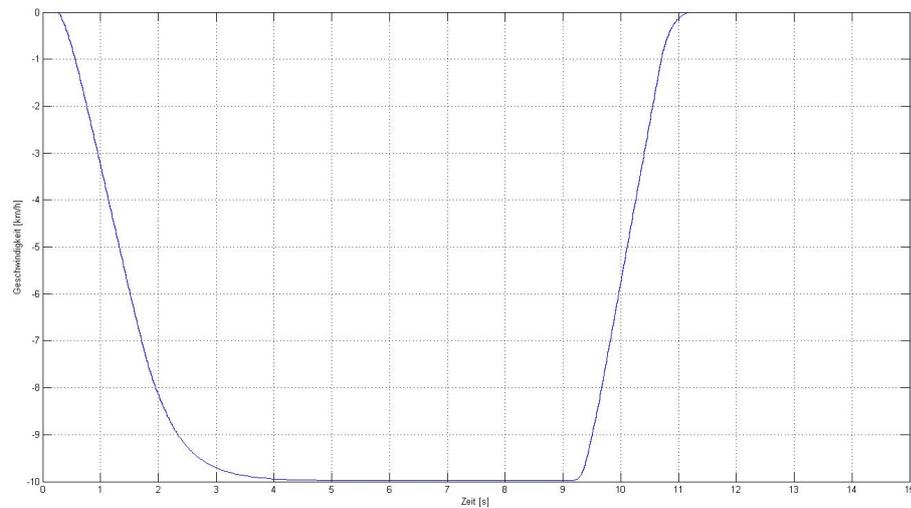


Abbildung 10.23.: Geschwindigkeitsverlauf der Schwellenüberfahrt rückwärts

Die Einflussbereich der Trägheitskräfte (Teil 1 u. 3) und die Überlagerung durch die von der Vorderachse eingebrachte Schwingung (Teil 2) wird ebenfalls dargestellt.

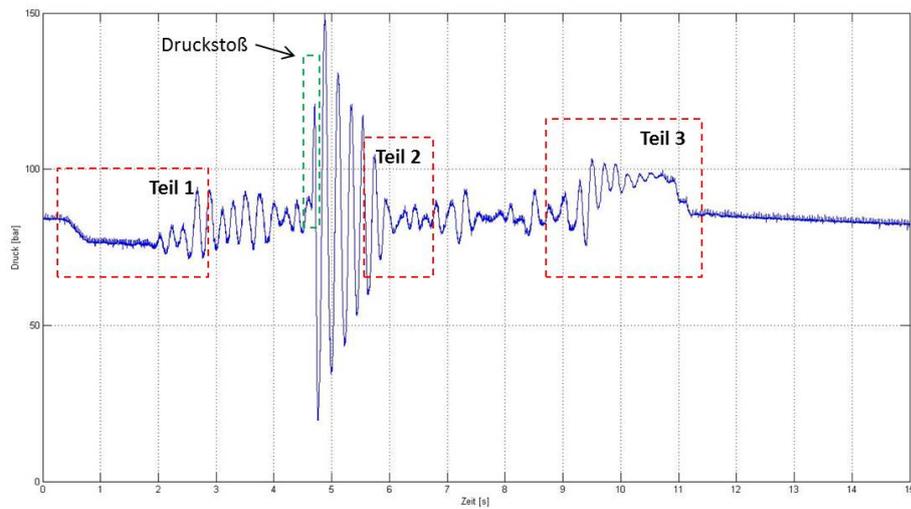


Abbildung 10.24.: Druckverlauf p_Z aufgrund der Schwellenüberfahrt

Abbildungen 10.25 und 10.26 zeigen die Gegenüberstellung der Mess- und Simulationsdaten für dieses Szenario.

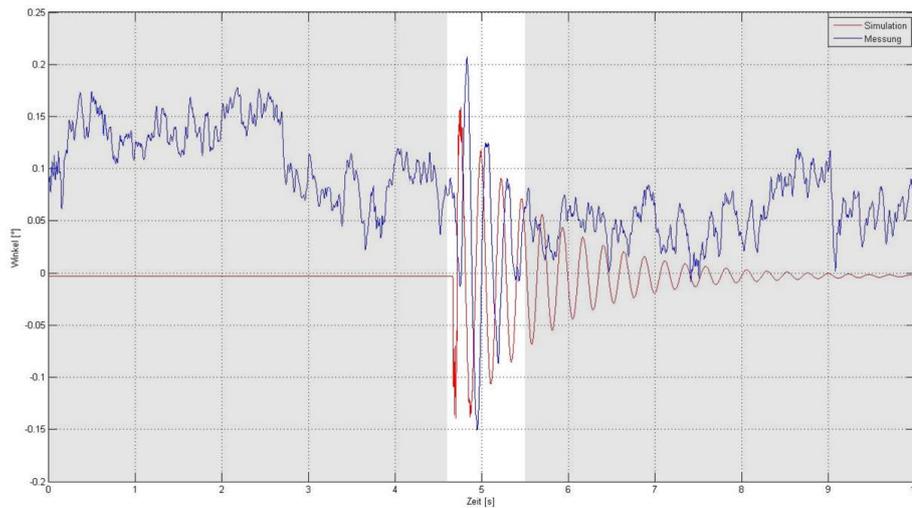


Abbildung 10.25.: Winkelverlauf φ : Messung vs. Simulation

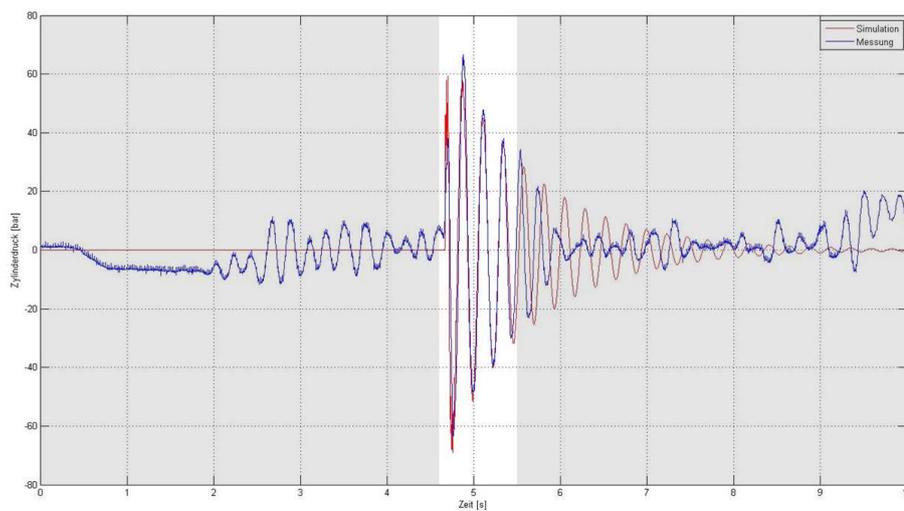


Abbildung 10.26.: Druckverlauf p_Z : Messung vs. Simulation

10.5.3. Modellbeurteilung

Die Beurteilung des Simulationsmodells findet Anhand der Abbildungen 10.21, 10.22, 10.25 und 10.26 aus den Abschnitten 10.5.1 und 10.5.2 statt.

Auf den ersten Blick ist zu erkennen, dass die Druckverläufe der Simulation und der Messung weitaus besser übereinstimmen als die Winkelverläufe. Sowohl die Amplitude als auch die variierende Periodendauer (bzw. Frequenz) stimmen sehr gut überein. Bei den Winkelverläufen hingegen weicht vor allem die simulierte Schwingungsamplitude von den Messwerten ab. Die variierende Frequenz hingegen wird weiterhin gut getroffen.

Mit dem Ziel die Amplitudenabweichung der Winkelverläufe zu verringern, wurden Parametervariationen durchgeführt, jedoch ohne Erfolg. Um genauere Simulationsergebnisse zu erhalten, muss das Simulationsmodell erweitert und gleichzeitig auf bestimmte Idealisierungen bzw. Vereinfachungen verzichtet werden. Dies führt unweigerlich zu einer Steigerung der Komplexität des Modells.

Das vorhandene Modell stellt jedoch bereits jetzt das Systemverhalten sehr gut dar und lässt alle Tendenzen erkennen. Für die Parameterstudie aus Abschnitt 10.6 ist die Modellgüte ausreichend und deshalb wird auf eine Systemerweiterung verzichtet.

10.6. Parameterstudie

Anhand des Simulationsmodells, Abschnitt 10.3, werden Parameterstudien durchgeführt, um den Einfluss bestimmter Parameter auf das Schwingverhalten des Gabelstaplers zu untersuchen. Von Interesse sind insbesondere:

1. das Nennvolumen des Membranspeichers
2. der Leitwert der Drossel / Blende.

Dabei handelt es sich um die Federsteifigkeit und die Dämpfungskonstante des Federsystems. Es sind zugleich die variablen Parameter des erweiterten Federkonzeptes aus Abschnitt 11.1. Sollte die Entscheidung getroffen werden, das aktuelle Federsystem zu erweitern, ist es notwendig zu wissen, in welchen Bereichen bzw. Größenordnungen diese Parameter sinnvollerweise liegen sollten. Sollte das aktuelle Federsystem nicht erweitert werden, gibt die Parameterstudie Auskunft über die Güte der aktuellen Werte.

In den folgenden zwei Abschnitten werden die Parametervariationen für unterschiedliche Lastfälle durchgeführt. Zum einen für den Gegengewichtsstapler ohne Traglast (0 Tonnen) und zum anderen für den Stapler mit maximaler Traglast (3.5 Tonnen). Dabei ist zu berücksichtigen, dass der Schwerpunkt der Traglast nicht

eindeutig bestimmt werden kann. Dieser hängt davon ab, ob die Last am Gabelrücken anliegt, oder ob sie sich am äußeren Ende der Gabelzinken befindet. Des Weiteren kann es sich um eine flache Last mit niedrigem oder um eine große Last mit hohem Schwerpunkt handeln. In dieser Parameterstudie wurde davon ausgegangen, dass es sich um eine Last handelt, die sehr flach ist und am Gabelrücken anliegt. Die Zinken befinden sich während der Fahrt auf der Freihubhöhe von 150 mm, siehe Datenblätter BR 393 Anhang C.1.

10.6.1. 1. Variation des Speichervolumens

Zur Untersuchung des Speichervolumens wurde die Schwellenüberfahrt nach Abschnitt 10.5.1 mit variierenden Speichervolumen simuliert. Dabei wurden handelsübliche Volumina zwischen 0.075 und 1 Liter untersucht, Anhang C.2. Im Falle des erweiterten Federkonzeptes können durch die Kombination unterschiedlicher Speicher auch Volumina erreicht werden, die zwischen diesen Standardwerten liegen. Um den Einfluss und die Grenzen der Speichergröße beurteilen zu können, ist dies jedoch für die Simulation nicht notwendig.

Die Simulationsergebnisse des Winkel- und Druckverlaufes (φ und p_z) für die Fälle 0 und 3.5 Tonnen werden in den Abbildungen 10.27 bis 10.30 dargestellt.

Traglast: 0 Tonnen

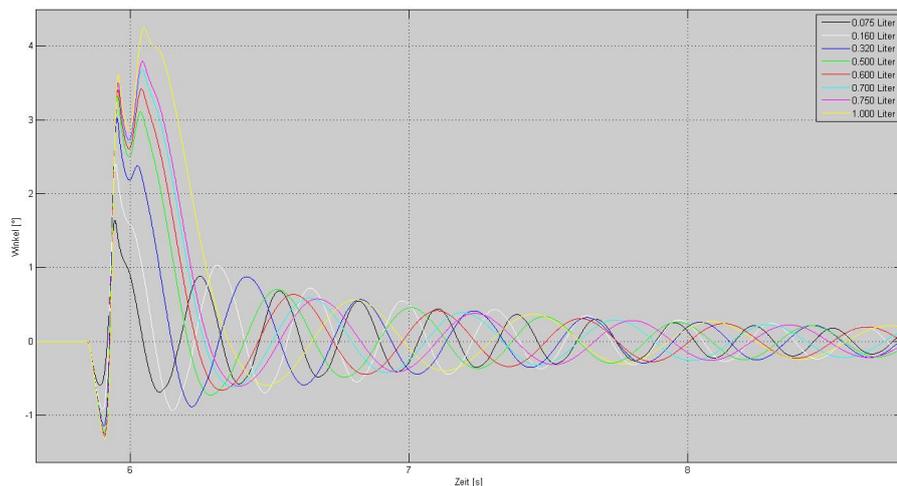


Abbildung 10.27.: Winkelverlauf φ bei variierendem Speichervolumen

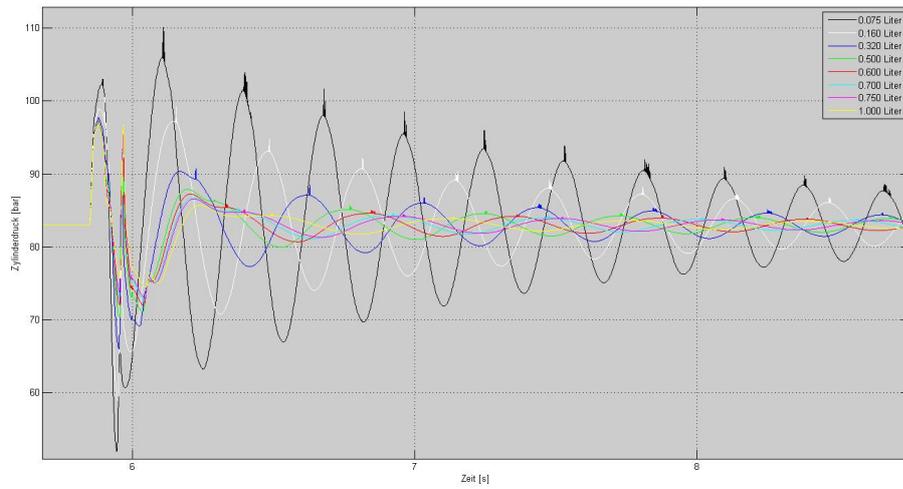


Abbildung 10.28.: Druckverlauf p_Z bei variierendem Speichervolumen

Traglast: 3.5 Tonnen

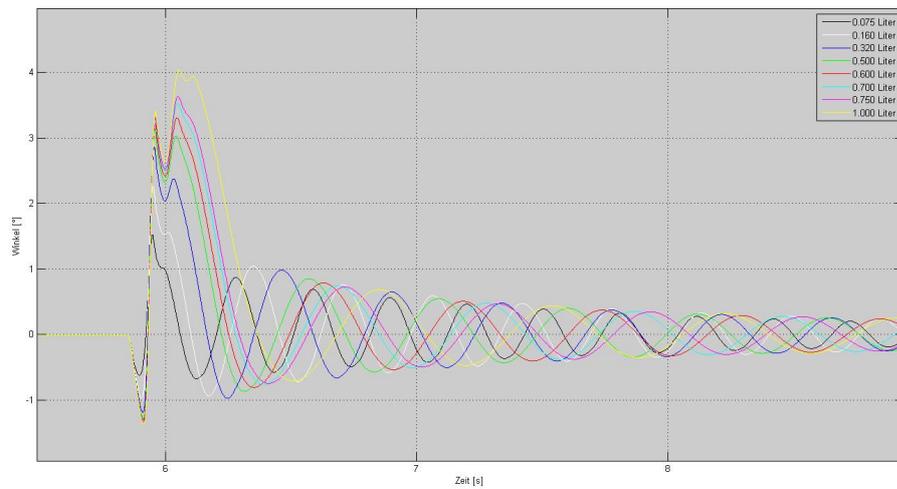


Abbildung 10.29.: Winkelverlauf φ bei variierendem Speichervolumen

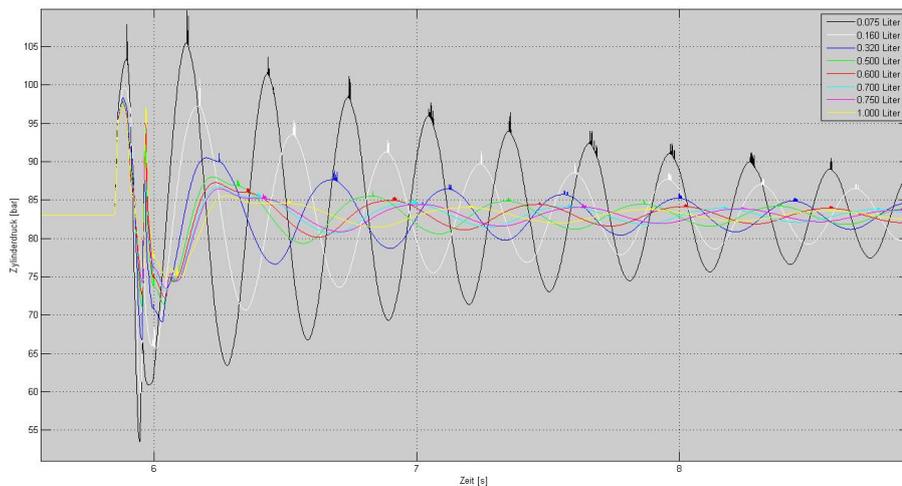


Abbildung 10.30.: Druckverlauf p_Z bei variierendem Speichervolumen

Gleich auf den ersten Blick ist zu sehen, dass der eingestellte Grenzdruck des DBV von ca. 200 bar in keinem der untersuchten Fälle überschritten wird. Somit ist die Vernachlässigung des DBV im Simulationsmodell, Abschnitt 10.1, weiterhin gerechtfertigt.

Des Weiteren ist im Winkelverlauf zu beobachten, dass mit steigendem Speichervolumen

- die maximale Winkelauslenkung zunimmt während
- die Frequenz abnimmt.

Für den Druckverlauf gilt mit steigendem Speichervolumen, dass:

- sowohl die Druckspitzen,
- als auch die Frequenz abnehmen.

Weil der Fahrkomfort im gewissen Maße subjektiv empfunden wird, kann hier keine Aussage darüber getroffen werden, welche Speichervolumen eingesetzt werden sollen. Die hier angenommene Staplerlast hat keinen großen Einfluss auf das Schwingverhalten. Bei der Interpretation der Simulationsergebnisse muss jedoch erneut darauf hingewiesen werden, dass die Winkelauslenkungen dieses Simulationsergebnisses nicht ganz den realen Auslenkungen entsprechen, siehe Abbildung 10.21. Die realen Frequenzen hingegen werden vom Modell gut angenähert.

10.6.2. 2. Variation des Leitwerters der Drossel

Der zweite Parameter, der untersucht wird, ist der Leitwert der Blende des Hydraulikkreislaufes, also die Dämpfungskonstante des Federsystems. Dabei muss berücksichtigt werden, dass die Leitwerte der Drossel bzw. Blende und des Rückschlagventils so abgeschätzt wurden, dass das Simulationsergebnis zufriedenstellend ist. Diese Werte müssen also nicht unbedingt mit den realen Leitwerten der Bauteile übereinstimmen, siehe Abschnitt 10.4. Trotzdem ist das Simulationsergebnis aussagekräftig, da es das Schwingverhalten bei einer Erhöhung bzw. Senkung des Leitwertes gut wiedergibt.

Traglast: 0 Tonnen

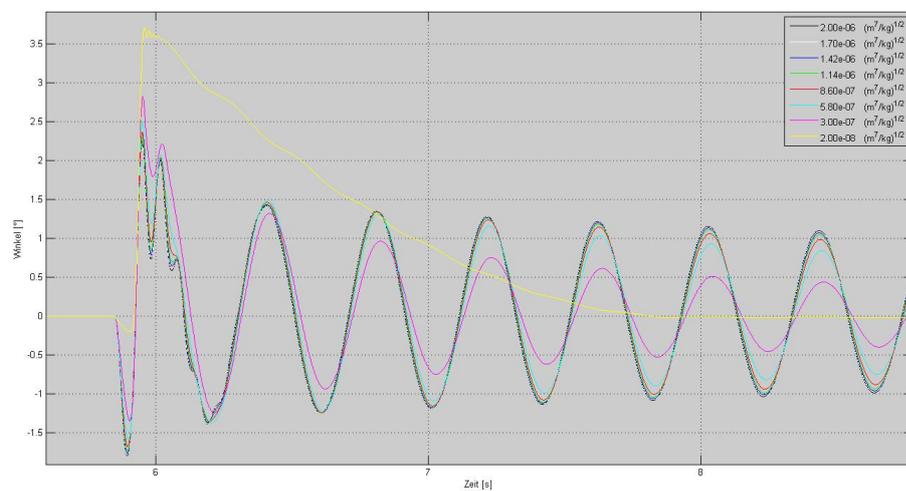


Abbildung 10.31.: Winkelverlauf φ bei variierendem Drosselleitwert

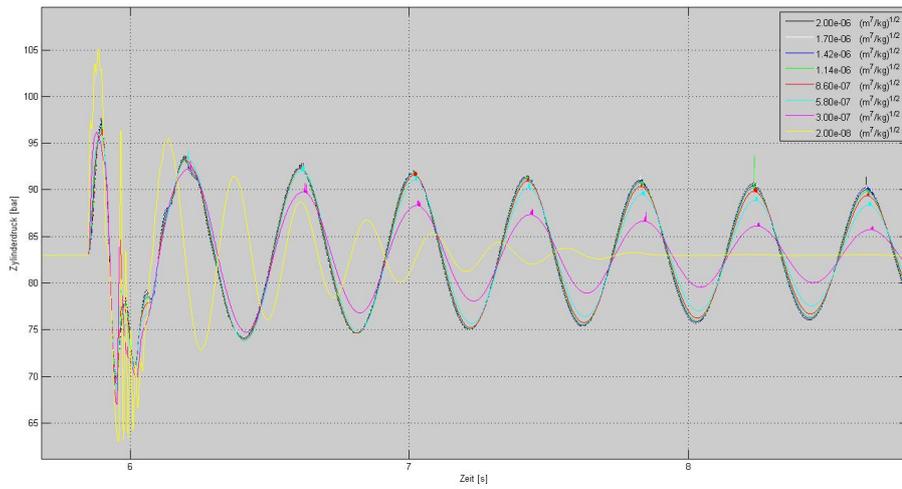


Abbildung 10.32.: Druckverlauf p_Z bei variierendem Drosselleitwert

Traglast: 3.5 Tonnen

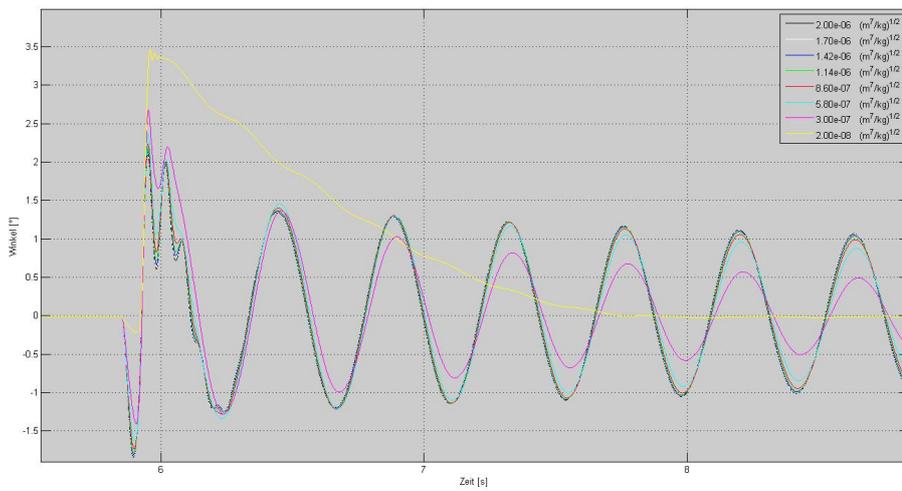


Abbildung 10.33.: Winkelverlauf φ bei variierendem Drosselleitwert

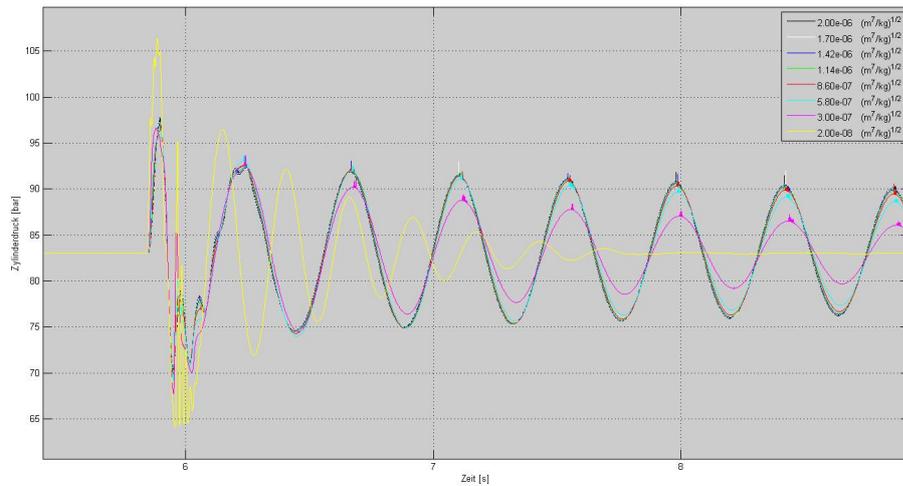


Abbildung 10.34.: Druckverlauf p_Z bei variierendem Drosselleitwert

Wie zuvor im Abschnitt 10.6.1, wird der Grenzdruck des DBV in keinem Fall überschritten. Außerdem ist der Einfluss der Traglast auf das Schwingverhalten ebenfalls sehr gering.

Es ist jedoch deutlich zu erkennen, dass ein Leitwert der Drossel (G_{Dr}) von $2.00 \cdot 10^{-8}$ (gelb) zu niedrig ist. Der Widerstand bzw. die Dämpfung ist dabei so hoch, dass anstatt der erwünschten unterkritischen (schwachen) Dämpfung eine überkritische (starke) Dämpfung eintritt. In der Größenordnung $G_{Dr} \approx 10^{-6}$ ändert sich nicht mehr viel. Demnach muss der Drosselleitwert G_{Dr} sinnvoller Weise im Bereich zwischen 10^{-6} und 10^{-8} liegen.

11. Ergebnisse

Abschließend werden die Ergebnisse der Diplomarbeit zusammengefasst und die daraus resultierenden Schlussfolgerungen gezogen, um einen Ausblick auf die mögliche Weiterentwicklung dieses Projekts zu geben.

Die Vorgehensweise zur Erstellung der Diplomarbeit nach Abschnitt 1.4 sieht die Unterteilung des Projektes in insgesamt drei Teilaufgaben vor:

1. Erweiterung des hydropneumatischen Federsystems,
2. Entwurf der Regelung und Inbetriebnahme des Steuergeräts,
3. Simulation und Parameterstudien des hydropneumatischen Federsystems.

Diese Struktur wird zur Zusammenfassung der Ergebnisse beibehalten. Anschließend werden in den letzten zwei Abschnitten die entsprechenden Fazite gezogen und Ausblicke gegeben.

11.1. Erweitertes Federkonzept

Ziel dieser Teilaufgabe war es, die konstruktiven Nachteile der bestehenden gefederten Lenkachse zu beheben, indem das Federsystem erweitert wird. Bei den Nachteilen handelte es sich um:

- die nicht verstellbare Kennlinie der Federsteifigkeit,
- die nicht verstellbare Kennlinie des Dämpfungsgrades und
- den schlagartigen Druckausgleich zwischen Hydraulikzylinder und Membranspeicher.

Für eine ausführlichere Beschreibung der Problematiken sei auf den Abschnitt 1.3 hingewiesen.

Die Erweiterung des Federsystems wird im Kapitel 3 bearbeitet. Im Abschnitt 11.1 werden die Lösungsansätze zur Behebung der einzelnen Nachteile ausführlich beschrieben. Hier sei dennoch ein kurzer Überblick gegeben.

Die Problematik der nicht verstellbaren Federkennlinie wird durch den Einsatz mehrerer schaltbarer Gasspeicher gelöst. Dadurch ist es im erweiterten Federsystem möglich, das Gasvolumen V_0 diskret zu variieren und die Federsteifigkeit nach Gleichung 3.12 gezielt zu beeinflussen.

Um den Dämpfungsgrad regeln zu können, werden im erweiterten Federsystem verstellbare Strömungswiderstände verwendet. Für Zug- und Druckstufe des Hydraulikzylinders wird jeweils ein eigener Widerstand eingesetzt, da ein Widerstand alleine nicht schnell genug verstellt werden kann, um sich an die ständig ändernde Stufe des Hydraulikzylinders anzupassen.

Ein stetiger Druckausgleich während der Schaltvorgänge von Membranspeichern wird durch den Einsatz von Stetigventilen anstatt der Schaltventile erreicht.

Das erweiterte Federkonzept löst somit theoretisch alle konstruktiven Nachteile des bestehenden Federsystems. Aus Zeitgründen wurde dieses jedoch im Zuge dieser Diplomarbeit nicht konstruiert. Somit handelt es sich um eine theoretische Untersuchung.

11.2. Regelung des Federsystems

Durch die Regelung des Federsystems sollten die nicht konstruktiven Nachteile behoben werden. Dabei hantelte es sich um:

- die fehlende Niveauregulierung,
- die fehlende Möglichkeit das Federsystem zu blockieren bzw. hinzuzuschalten und
- den schlagartigen Druckausgleich zwischen Hydraulikzylinder und Membranspeicher.

Diese Problematiken werden, wie zuvor die konstruktiven Nachteile, ebenfalls im Abschnitt 1.3 ausführlich beschrieben.

Der Entwurf und die Inbetriebnahme der Regelung stellt die Hauptaufgabe dieser Diplomarbeit dar. Von Kapitel 4 bis 9 wird ausschließlich dieses Thema behandelt

und es werden alle nicht konstruktiven Nachteile des Federsystems gelöst.

In Abhängigkeit vom Relativwinkel φ greift eine Niveauregulierung ein, die zuverlässig das Sollniveau des Staplers wieder herstellt. Des Weiteren sorgt die Niveauregulierung dafür, dass im Hydrauliksystem durchgehend genug Hydraulikflüssigkeit vorhanden ist, obwohl ein Teil der Flüssigkeit im Betrieb wegen der entstehenden Druckspitzen über das DBV verloren geht.

Gleichzeitig überwacht die m_{bx} den Zustand des Staplers und blockiert die Federung automatisch, sobald eine gewisse Grenzggeschwindigkeit unterschritten wird. Es besteht aber auch die Möglichkeit, das Federsystem manuell über den Joystick zu blockieren bzw. hinzu zu schalten.

Dem schlagartigen Druckausgleich wird entgegengewirkt, indem das Schaltventil gezielt angepult wird. Dadurch wird ein diskreter Druckausgleich erreicht. Eine stetige Lösung kann jedoch nur konstruktiv durch die Verwendung von Stetigventilen erreicht werden.

Die Regelung löst somit alle nicht konstruktiven Nachteile des bestehenden Federsystems.

11.3. Simulation des Federsystems

Letzte Teilaufgabe war die Simulation des hydropneumatischen Federsystems inklusive einer anschließenden Parameterstudie. Mit dieser Aufgabe befasst sich Kapitel 10.

Obwohl das Simulationsmodell das reale Systemverhalten gut wiedergibt und alle Tendenzen eindeutig dargestellt werden, weicht die simulierte Schwingungsamplitude von der realen ab. Für die hier gestellte Aufgabe ist die Simulationsgüte jedoch ausreichend.

Die Parameterstudien des Nennvolumens und des Leitwerts werden im Abschnitt 10.6 durchgeführt. Dabei ergeben sich Intervalle, in denen diese Parameter sinnvollerweise liegen sollten. Die Kenntnis dieser Intervalle ist entscheidend bei der Auslegung des erweiterten Federkonzeptes, falls dieses zukünftig konstruiert werden soll.

Das Simulationsmodell und die dazugehörigen Parameterstudien ergeben somit wichtige und zufriedenstellende Informationen, die benötigt werden, falls das Projekt weitergeführt und die erweiterte Federung konstruiert wird.

11.4. Fazite

Zu erwähnen ist, dass das eingesetzte Steuergerät (die mabx) von einem Lindewerk aus England übernommen wurde, ohne jegliche Erfahrung im Umgang mit diesem Steuergerät zu haben. Deshalb ist ein beachtlicher Teil der Zeit benötigt worden, um sich in dieses Thema einzuarbeiten. Sowohl die dazugehörige Software als auch die Hardware und die Schnittstellen zwischen diesen beiden Komponenten mussten eingerichtet werden. Teilweise fehlten die dafür notwendigen Komponenten und mussten beim Hersteller des Steuergerätes nachbestellt werden. Die Inbetriebnahme des Steuergerätes erforderte also einen beachtlichen Aufwand, der aus dieser Arbeit nicht direkt hervorgeht.

Trotzdem wurden alle Aufgaben im bestehenden Zeitrahmen erfüllt. In der Zeit bei Linde Material Handling wurde das erweiterte Federkonzept entworfen, die Regelssoftware erstellt, der Einbau des Steuergerätes und aller weiteren Komponenten inklusive Verkabelung durchgeführt und das Simulationsmodell der Federung erstellt.

Ein weiterer wichtiger Aspekt ist, dass das zur Verfügung stehende Budget nicht überschritten wurde. Alle nicht konstruktiven Nachteile des bestehenden Federsystems werden von der Software gelöst. Selbst der schlagartige Druckausgleich zwischen Hydraulikzylinder und Membranspeicher während eines Schaltvorganges wird von der Software gelöst. Dies erspart den Einsatz eines Proportionalventils. Um das Druckverhältnis und die vorhandene Traglast zu ermitteln, wird lediglich ein Druckaufnehmer am Hydraulikzylinder benötigt. Um den Relativwinkel φ zu ermitteln wird der serienmäßige Lenkachssensor von Linde verwendet. Im Laufe der Diplomarbeit wurde erfolgreich darauf geachtet, die entstehenden Kosten möglichst gering zu halten.

11.5. Ausblick

Als letzter Punkt dieser Diplomarbeit werden Schlussfolgerungen gezogen und Ausblicke für den Fall einer Weiterführung dieses Projekts bereitgestellt.

Ein wichtiger Punkt aus Sicht der Abteilung ELD 1 bei Linde Material Handling, in deren Auftrag diese Diplomarbeit durchgeführt wurde, war festzustellen, ob die mabx geeignet ist, um Regelaufgaben wie diese durchzuführen. Momentan ist die Abteilung ELD 1 nämlich auf die Zusammenarbeit mit der Softwareabteilung angewiesen, sobald eine Regel- oder Steueraufgabe ansteht. Dies ist darauf

zurückzuführen, dass eine softwaretechnische Änderung an der LHC ein sicherheitsrelevantes Thema ist und nur von bestimmten Mitarbeitern durchgeführt werden darf. Dadurch, dass die Softwareabteilung jedoch selbst ziemlich ausgelastet ist, ist dieses Vorgehen sehr zeitaufwendig. Falls die mabx sich als geeignet herausstellt, wäre die Abteilung ELD 1 im Stande, selbstständig diverse Versuche durchzuführen und damit weitaus unabhängiger.

Nach den Erfahrungen und Eindrücken, die der Autor im Laufe dieser Diplomarbeit sammeln konnte, eignet sich die mabx hervorragend, um unterschiedlichste Regel- und Steueraufgaben durchzuführen. Sie ist im Prinzip für das RCP geschaffen. Einmal eingearbeitet ist der Umgang mit der mabx sehr einfach. Vor allem der von der Firma dSPACE zur Verfügung gestellte RTI Blockset für Simulink trägt zum einfachen Umgang mit dem Steuergerät bei. Jegliche Mess-, Applikations- und Diagnoseaufgaben sind problemlos durchführbar.

Ein deutlicher Nachteil ist jedoch, dass die mabx nur über eine sehr geringe Leistung zur Verfügung stellt. Es war schon schwierig, ein geeignetes Relais zu finden, das die mabx zuverlässig schalten konnte. Um Aktoren und Sensoren anzusteuern, wird eine weitere Leistungsstufe benötigt. Die Firma dSPACE bietet dafür die sogenannte „RapidPro Power Unit“ an. Zu Beginn eines Projektes muss also geklärt werden, welche Aufgaben von der mabx übernommen werden sollen und ob sie im Stande ist, die Erwartungen zu erfüllen. Ansonsten muss damit gerechnet werden, dass teure Zusatzkomponenten der Firma dSPACE benötigt werden.

Ein weiterer wichtiger Punkt, der erwähnt werden muss, ist, dass die Konstruktion des erweiterten Federkonzeptes, Abschnitt 11.1, aus jetziger Sicht nicht sinnvoll ist. Dadurch, dass das bestehende Federsystem die Auswirkungen von Schwingungen die über die Hinterachse eingeleitet werden bereits spürbar reduziert, hat sich die gesamte Problematik auf die Vorderachse des Staplers verschoben. Anregungen über die Vorderachse wirken sich nun deutlich stärker auf den Fahrer aus als jene über die Hinterachse. In diesem Sinne ist es wichtiger die Vorderachse vom Fahrzeugaufbau zu entkoppeln als die Hinterachsfederung weiterhin zu verbessern. Am besten wäre eine neue Betrachtung des gesamten Problems unter Berücksichtigung des vorhandenen Federsystems um die Schwingungsursachen neu zu bestimmen und somit die weitere Vorgehensweise festzulegen.

Eine Änderung am bestehenden Federsystem, Abschnitt 1.2.1, andererseits, die durchaus sinnvoll wäre, ist das Schaltventil zwischen Hydraulikzylinder und Membranspeicher durch ein Stetigventil zu ersetzen. Das Aufwand/Nutzen Verhältnis ist hier sehr gut. Der momentan diskrete Druckausgleichsvorgang könnte ohne grö-

ßeren Aufwand durch einen stetigen Druckausgleich ersetzt werden.

Zusammenfassend vertritt der Autor die Meinung, dass die Federung der Hinterachse den Fahrkomfort spürbar verbessert. Bevor dieses jedoch weiterentwickelt wird, sollte untersucht werden, ob der entstehende Aufwand überhaupt gerechtfertigt ist. Die mabx eignet sich sehr gut zum RCP, nur muss damit gerechnet werden, dass im Laufe eines Projekts weitere Komponenten der Firma dSPACE benötigt werden könnten.

A. Ausschreibung Diplomarbeit



Linde Material Handling ist eine Premium-Marke unter den weltweit größten Herstellern von Flurförderzeugen und mit der Sparte Linde Hydraulics zukunftsweisend im Bereich der hydrostatischen Antriebstechnik. Mit technologisch führenden Produkten und umfassenden Service- und Dienstleistungsangeboten schaffen wir die Voraussetzung für eine erfolgreiche Geschäftsentwicklung.

Für unsere Abteilung ‚Vorentwicklung Komponenten‘ suchen wir ab Mitte März 2013 eine/n Student/in zum Thema

Einsatz einer gefederten Achse im Gabelstapler

Möglichkeiten: Abschlussarbeit

Hintergrund:

Gabelstapler werden in rauen Industrieumgebungen eingesetzt, wobei Bodenunebenheiten aufgrund fehlender Fahrwerke und Vollgummireifen nur gering gedämpft werden. Um die Belastung des Fahrers zu reduzieren, wurde bei LMH ein adaptives Fahrwerk entwickelt. Für die adaptive Achsfederung soll im Rahmen dieser Arbeit eine Ansteuerungssoftware entwickelt werden. Die Achsfederung ist in einem vorhandenen fahrfähigen Prototyp realisiert, der für die Abschlussarbeit zur Verfügung steht.

Aufgaben:

- Erweiterung eines vorhandenen mathematischen Modells der Federung um hydraulische Parameter in Matlab/Simulink
- Untersuchung unterschiedlicher Zylinderbauformen
- Ansteuerung der Hardware und Einlesen der Sensoren mit dspace MicroAutoBox
- Erstellen einer Rapid-Prototyping-Software für unterschiedliche Funktionen der adaptiven Achsfederung
- Durchführen von Fahrversuchen
- Iteratives Anpassen des mathematischen Modells an die Erkenntnisse aus den Fahrversuchen

Qualifikation:

- Studium in dem Bereich Maschinenbau oder Regelungstechnik
- Zuverlässiges, selbstständiges und systematisches Arbeiten
- Engagement, Leistungsbereitschaft und Teamgeist

Spricht Sie unser Angebot an? Dann freuen wir uns über Ihre Bewerbung an nachfolgende Anschrift:

Linde Material Handling GmbH
Christiane Kalusche
Carl-von-Linde-Platz
63743 Aschaffenburg

Telefon: +49.60 21.99-15 52
E-Mail: christiane.kalusche@linde-mh.de

B. Messungen

B.1. Messung Schwellenüberfahrt des Serienfahrzeuges BR 393 H35D

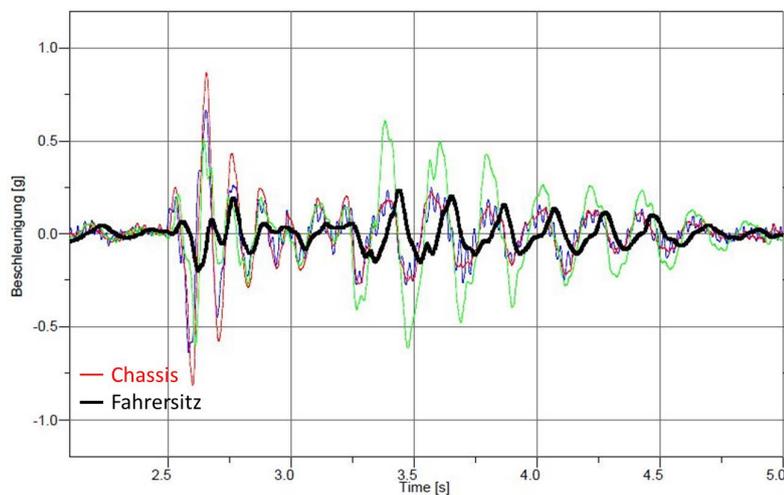


Abbildung B.1.: Überfahrt einer 8 mm Schwelle mit der Vorderachse (10 km/h)

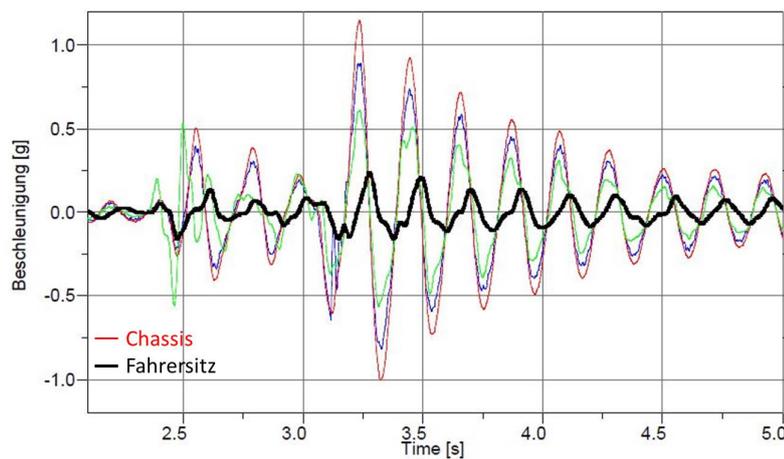


Abbildung B.2.: Überfahrt einer 8 mm Schwelle mit der Hinterachse (10 km/h)

B.2. Messung Druckausgleich zwischen Speicher und Zylinder

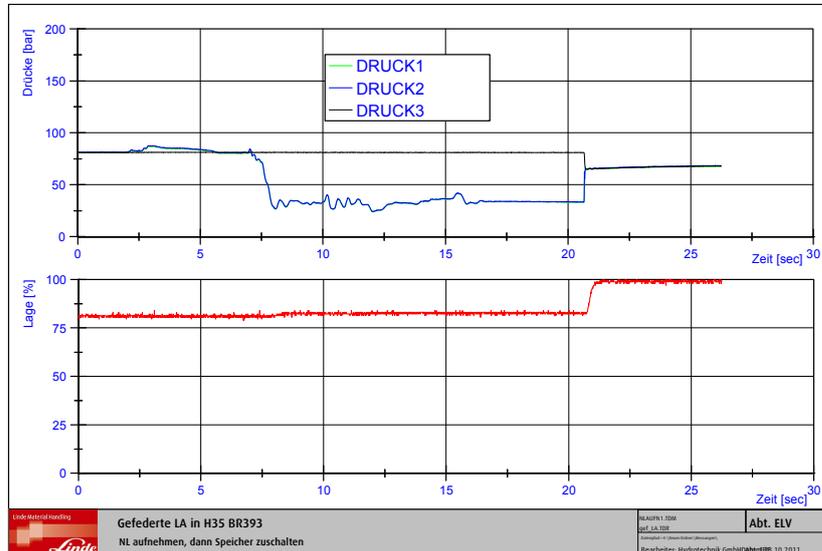


Abbildung B.3.: Beladen mit Nennlast und anschließendes Hinzuschalten des Speichers

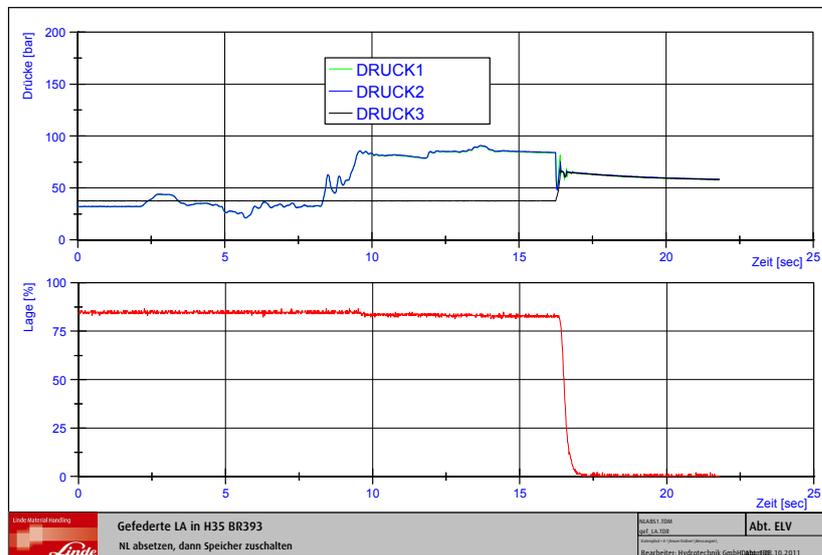


Abbildung B.4.: Entladen der Nennlast und anschließendes Hinzuschalten des Speichers

C. Datenblätter

C.1. Datenblätter BR 393



Diesel- und Treibgas-Stapler Tragfähigkeit: 2500 – 3500 kg H 25, H 30, H 35

BR 393

Sicherheit

Fahrerschutzdach und Rahmen als kompakte Einheit: Linde ProtectorFrame. Das bedeutet höchste Stabilität und Sicherheit. Obenliegende Neigezylinder ermöglichen den Einsatz von extrem schlanken Hubmastprofilen für eine optimale Sicht.

Leistungsstärke

Mit Hilfe modernster Motoren- und Antriebstechnologie und der original Linde Load Control kann der Bediener das enorme Leistungspotential in maximale Arbeitsleistung umsetzen. Komfortable und präzise Bedienung aller Hubmastfunktionen aus den Fingerspitzen.

Komfort

Ein Stapler mit großem Raumangebot und automobiler Ambiente. Entwickelt nach neuesten ergonomischen Gesichtspunkten. Großes Kabinenvolumen, verstellbare Armlehne, gefederter Sitz und funktional angeordnete, leichtgängige Bedienelemente: beste Voraussetzungen für schnelles, entspanntes Arbeiten.



Linde Material Handling

Linde

Zuverlässigkeit

Im harten Dauereinsatz bewährt. Abkoppelung von Mast und Antriebsachse mit Chassis und Fahrerkabine. Dadurch werden Schwingungen und Erschütterungen extrem reduziert. Die wartungsfreien Lagerungen von Achsen und Neigezylindern senken Stillstandszeiten und Betriebskosten.

Wirtschaftlichkeit

Effektiv im Einsatz, effizient bei den Kosten. Die original Linde Hydrostatik arbeitet ohne Getriebe, Kupplung, Differenzial und Trommelbremsen. Der Effekt: niedrige Servicekosten, hohe Verfügbarkeit und gesteigerte Umschlagleistung.

Technische Daten

Kennzeichen	1.1	Hersteller		LINDE
	1.2	Typzeichen des Herstellers		H25 D
	1.3	Antrieb		Diesel
	1.4	Bedienung		Sitz
	1.5	Tragfähigkeit/Last	Q (kg)	2500
	1.6	Lastschwerpunkt	c (mm)	500
	1.8	Lastabstand	x (mm)	445
	1.9	Radstand	y (mm)	1905
	Gewicht	2.1	Eigengewicht	kg
2.2		Achslast mit Last vorn/hinten	kg	5670/700
2.3		Achslast ohne Last vorn/hinten	kg	1930/1940
Räder, Fahrwerk	3.1	Bereifung vorn/hinten: Polyurethan, Gummi		SE
	3.2	Reifengröße vorn		27 x 10 - 12 ¹⁾
	3.3	Reifengröße hinten		23 x 9 - 10 ⁴⁾
	3.5	Räder Anzahl vorn/hinten (x = angetrieben)		2 x (4x)/2 ²⁾
	3.6	Spurweite vorn	b10 (mm)	1008 (1204) ^{2) 5)}
	3.7	Spurweite hinten	b11 (mm)	932
	Grundabmessungen	4.1	Gabelneigung vor/zurück	α/β (°)
4.2		Masthöhe gesenkt	h1 (mm)	2264 ³⁾
4.3		Freihub	h2 (mm)	150
4.4		Hub	h3 (mm)	3050
4.5		Masthöhe gehoben	h4 (mm)	3840
4.7		Höhe Fahrerschutzdach (Kabine)	h6 (mm)	2210
4.8		Sitzhöhe min./max.	h7 (mm)	1105
4.12		Kupplungshöhe	h10 (mm)	698
4.19		Gesamtlänge	l1 (mm)	3727
4.20		Länge einschl. Gabelrücken	l2 (mm)	2727
4.21		Gesamtbreite	b1/b2 (mm)	1256 ⁶⁾
4.22		Gabelzinkenmaße	s/e/l (mm)	45 x 100 x 1000
4.23		Gabelträger DIN 15173, Klasse/Form A, B		2A
4.24		Gabelträgerbreite	b3 (mm)	1150 ⁷⁾
4.31		Bodenfreiheit am Mast	m1 (mm)	119
4.32		Bodenfreiheit Mitte Radstand	m2 (mm)	173
4.33		Arbeitsgangbreite bei Palette 1000 x 1200 quer	Ast (mm)	4065
4.34	Arbeitsgangbreite bei Palette 800 x 1200 längs	Ast (mm)	4265	
4.35	Wenderadius	Wa (mm)	2420	
4.36	Kleinster Drehpunktstand	b13 (mm)	580	
Leistungsdaten	5.1	Fahrgeschwindigkeit mit/ohne Last	km/h	22/22
	5.2	Hubgeschwindigkeit mit/ohne Last	m/s	0,47/0,48
	5.3	Senkgeschwindigkeit mit/ohne Last	m/s	0,52/0,54
	5.5	Zugkraft mit/ohne Last	N	19790/15150
	5.7	Steigfähigkeit mit/ohne Last	%	32/33
	5.9	Beschleunigung mit/ohne Last	s	5,6/4,8
	5.10	Betriebsbremse		hydrostatisch
V-Motor	7.1	Motorhersteller/Typ		VW/CBHA (EWG)
	7.2	Motorleistung nach ISO 1585	kW	44
	7.3	Nenndrehzahl	min ⁻¹	2800
	7.4	Zylinderzahl/Hubraum	cm ³	4/1968
	7.5	Kraftstoffverbrauch nach VDI-Zyklus	l/h; kg/h	3,2
Sonstiges	8.1	Art der Fahrsteuerung		hydrostat./stufenlos
	8.2	Arbeitsdruck für Anbaugeräte	bar	170
	8.3	Ölmenge für Anbaugeräte	l/min	32
	8.4	Schallpegel, Fahrerohr	dB(A)	77
	8.5	Anhängekupplung, Art/Typ		DIN 15170 H

1) Wahlweise 7.00-12 Zwillingsbereifung (Luft und SE). Einfachbereifung Luft 27 x 10-12 und SE 28 x 12,5-15

2) Einklammerter Wert bei Zwillingsbereifung

3) Bei 150 mm Freihub am Standardmast

4) Wahlweise Luft 23 x 9-10

5) 1042 mm bei Reifengröße SE 28 x 12,5-15

6) 1337 mm bei SE 28 x 12,5-15; 1611 mm bei SE Zw. 7.

7) 1337 mm bei Luft 250/75 R 12; 1624 mm bei Luft Zw.

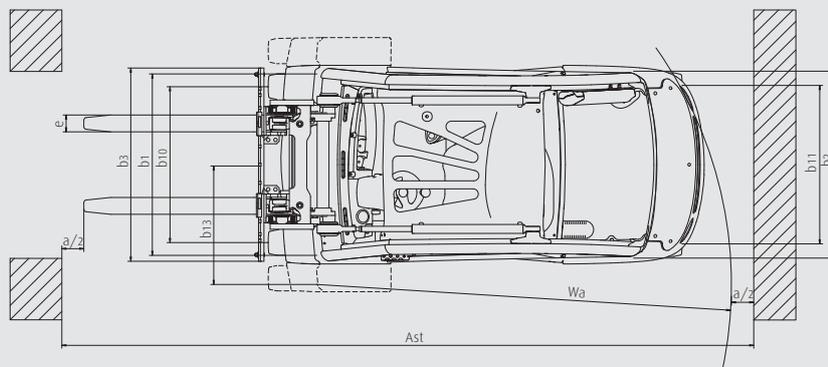
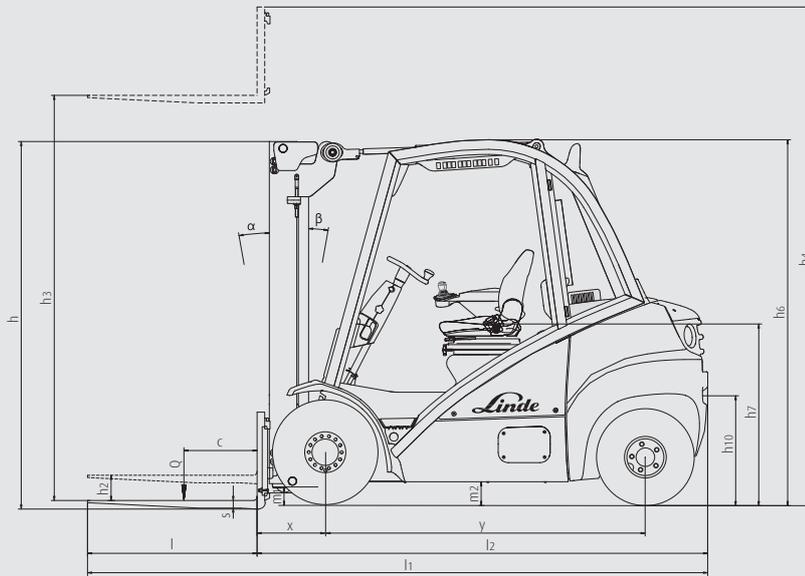
8) Hubhöhe und Ausrüstung können die Rückneigung

9) 1600 mm bei Zwillingsbereifung

LINDE	LINDE	LINDE	LINDE	LINDE
H25T	H30D	H30T	H35D	H35T
Treibgas	Diesel	Treibgas	Diesel	Treibgas
Sitz	Sitz	Sitz	Sitz	Sitz
2500	3000	3000	3500	3500
500	500	500	500	500
445	445	445	450	450
1905	1930	1930	1965	1965
3850	4220	4200	4680	4665
5630/720	6420/800	6380/820	7240/940	7205/960
1890/1960	1950/2270	1910/2290	2050/2630	2015/2650
SE	SE	SE	SE	SE
27 x 10 - 12 ¹⁾				
23 x 9 - 10 ⁴⁾				
2 x (4x)/2 ²⁾				
1008 (1204) ²⁾⁵⁾				
932	932	932	932	932
5,0/8,0 ⁸⁾				
2264 ³⁾				
150	150	150	150	150
3050	3050	3050	3050	3050
3840	3840	3840	3840	3840
2210	2210	2210	2210	2210
1105	1105	1105	1105	1105
698	698	698	690	690
3727	3755	3755	3795	3795
2727	2755	2755	2795	2795
1256 ⁶⁾				
45 x 100 x 1000	45 x 100 x 1000	45 x 100 x 1000	50 x 120 x 1000	50 x 120 x 1000
2A	3A	3A	3A	3A
1150 ⁷⁾				
119	119	119	117	117
173	173	173	172	172
4065	4089	4089	4126	4126
4265	4289	4289	4326	4326
2420	2444	2444	2476	2476
580	580	580	580	580
22/22	22/22	22/22	22/22	22/22
0,47/0,48	0,47/0,48	0,47/0,48	0,47/0,48	0,47/0,48
0,52/0,54	0,52/0,54	0,52/0,54	0,52/0,54	0,52/0,54
20030/15150	19790/15300	19790/14990	19790/16090	19790/15810
32/33	27/30	26/30	24/28	23/28
6,0/5,2	5,6/4,8	6,1/5,3	5,7/4,9	6,1/5,3
hydrostatisch	hydrostatisch	hydrostatisch	hydrostatisch	hydrostatisch
VW/BEF	VW/CBHA (EWG)	VW/BEF	VW/CBHA (EWG)	VW/BEF
39	44	39	44	39
2600	2800	2600	2800	2600
4/1984	4/1968	4/1984	4/1968	4/1984
2,9	3,4	3,0	3,6	3,2
hydrostat./stufenlos	hydrostat./stufenlos	hydrostat./stufenlos	hydrostat./stufenlos	hydrostat./stufenlos
170	170	170	170	170
32	32	32	32	32
77	77	77	77	77
DIN 15170H				

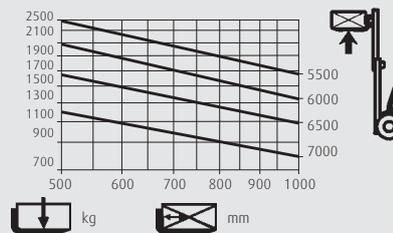
¹⁾ 00-12; 1289 mm bei Luft 27 x 10 - 12/20 PR;
⁴⁾ 7.00-12

verändern

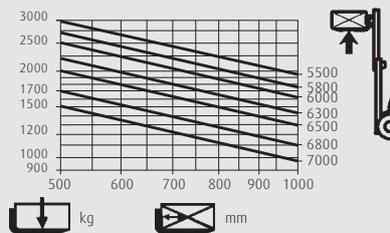


Traglastdiagramme

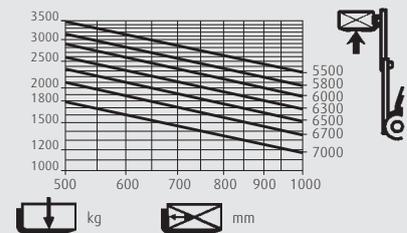
H25



H30



H35



Für Standard- und Duplexmaste bei Standardausrüstung.

Standard-Hubmast (in mm)

Bauhöhen eingefahren bei angegebenem Freihub	h1	2264	2414	2564	2714	2964	3214	-
Freihub	h2	150	150	150	150	150	150	-
Hub	h3	3050	3350	3650	3950	4450	4950	-
Bauhöhe ausgefahren	h4	3840	4140	4440	4740	5240	5740	-

Duplex-Hubmast (in mm)

Bauhöhen eingefahren bei angegebenem Freihub	h1	2190	2490	2640	-	-	-	-
Freihub	h2	1424	1724	1874	-	-	-	-
Hub	h3	3115	3715	4015	-	-	-	-
Bauhöhe ausgefahren	h4	3905	4505	4805	-	-	-	-

Triplex-Hubmast (in mm)

Bauhöhen eingefahren bei angegebenem Freihub	h1	2191	2241	2491	2641	2841	-	-
Freihub	h2	1424	1474	1724	1874	2074	-	-
Hub	h3	4655	4805	5505	5955	6455	-	-
Bauhöhe ausgefahren	h4	5445	5595	6295	6745	7245	-	-

Andere Hubhöhen auf Anfrage.

Serienausstattung/Sonderausstattung

Serienausstattung

Ausrüstung

Linde Doppelpedal-Steuerung für alle Fahrbewegungen
Linde Load Control in Armlehne integriert
Hydraulisch gedämpfter Komfortsitz mit umfassenden Einstellungsmöglichkeiten
In Neigung einstellbares Lenkrad
Bedarfsgesteuerte hydrostatische Lenkung, kraftsparend, feinfühlig und nahezu spielfrei
Hohe Sicherheit und Stabilität durch Linde ProtectorFrame
Luftfilter mit integriertem Zyklonabscheider
Hochleistungshydraulikfilterkonzept für höchste Ölreinheit und lange Lebensdauer aller Hydraulikkomponenten
Blendfreies Display mit Anzeigen für u.a. Tankinhalt, Uhrzeit, Betriebsstunden, Serviceinformationen
Kontrollleuchten im Display für Motoröldruck, -überhitzung, Feststellbremse, akustische Warnung für Motor- und Hydrauliköltemperatur, Luftfilterverschmutzung und Tankreserve
Vielfältige Ablagemöglichkeiten für Schreibutensilien, Getränkedosen etc.

SE-Bereifung

Treibgasversion mit unregelmäßigem Katalysator und Flaschenhalterung für einen ergonomischen Flaschenwechsel
Treibgasversion mit exakter, ultraschallbasierter Füllstandsanzeige bei Wechselflaschen
Treibgasversion mit Füllstandsanzeige im Display auch bei volumetrischer Befüllung

Hubmast

Standard-Hubmast Hub $h_3 = 3.050$ mm
Hubmaste in Standard-, Duplex-, und Triplexbauweise
Oben liegende Neigezylinder
Wartungsfreie Hubmast- und Neigezylinderlagerung
Gummigelagerte Anlenkpunkte
Elektronische Neigewinkelbegrenzung
Gabelzinkenlänge $l = 1.000$ mm
Gabelträgerbreite $b_3 = 1.150$ mm

Sonderausstattung (optional)

Einpedal-Ausführung mit Fahrtrichtungsumschalter in der Armlehne
Standard-Hubmaste von 3.150 mm bis 6.550 mm Hub
Duplex-Hubmaste (voller Freihub) von 3.165 mm bis 4.765 mm Hub
Triplex-Hubmaste (voller Freihub) von 4.705 mm bis 6.455 mm Hub
Integrierter Seitenschieber
Lastschutzgitter
Einfach- und Doppelzusatzhydraulik für alle Hubmasteausführungen
Verschiedene Gabelzinkenlängen
Fahrschutzdach ausbaubar bis zur Fahrerkabine mit Dachscheibe, Front- und Heckscheibe sowie Türen (auch mit getönten Scheiben)
Scheibenwisch-Waschanlage vorne, hinten und für die Dachscheibe

Sitze mit erweitertem Komfort und Verstellmöglichkeiten
Warmwasserheizung mit integriertem Pollenfilter
Radio mit Kassettenteil und Lautsprechern
Fahrzeugbeleuchtung, Arbeitsscheinwerfer
Spiegel
Ausrüstung für den Straßenverkehr
Integrierter Partikelfilter für Diesel mit Beladungsanzeige im Display
Staubvorabscheider
Warnton bei Rückwärtsfahrt, Rundumblitz- und -blinkleuchten
Sonderlackierungen

Weitere Sonderausstattungen auf Anfrage

Produktinformation

Original Linde hydrostatischer Antrieb

- Feinfühliges, ruckfreies und präzises Fahren
- Entfall von Kupplung, Differenzial und Trommelbremsen. Der hydrostatische Antrieb übernimmt die Funktion der Betriebsbremse
- Robuster Antrieb, auch in Extremsätzen bewährt
- Niedrige Wartungskosten und lange Lebensdauer



Linde ProtectorFrame

- Sicheres und robustes Chassis, komplett geschlossen
- Gute Zugänglichkeit aller Komponenten durch weit öffnende Motorhaube und Serviceklappen

Linde Doppelpedal-Steuerung

- Schnelles Reversieren ohne Umsetzen der FüÙe
- Kurze Pedalwege
- Ermüdungsfreies Arbeiten
- Gestiegerte Umschlagleistung

Linde Load Control

- Millimetergenaues und sicheres Lasthandling
- Mühelose Steuerung aller Hubmastfunktionen aus den Fingerspitzen
- Antriebs- und Hubfunktion sind vollständig voneinander getrennt

Wirtschaftliche Motorentechnologie

- Diesel- und Treibgasmotoren mit modernster Technologie
- Hohes Drehmoment
- Niedrige Verbrauchswerte
- Niedrige Abgas- und RuÙemissionen



Linde Fahrerarbeitsplatz

- Nach neuesten ergonomischen Erkenntnissen entwickelt
- Geräumige Kabine mit großem Fußraum nach Automobilstandard
- Hervorragende Sicht auf Last und Umgebung durch schlanke Hubmastprofile
- Reduzierung der Fahrbahnstöße durch gummigelagerte Antriebsachse
- Minimale Fahrgeräusche

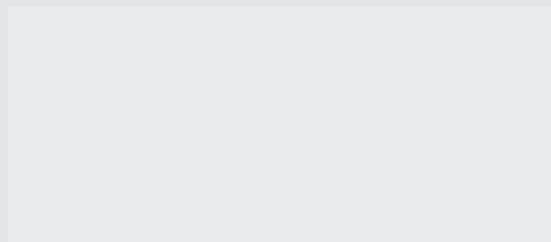
Linde Truck Control

- Zuverlässige Elektronik
- Einfache Anpassung an individuelle Anforderungen
- Hohe Sicherheit durch redundante Kontrollsysteme
- Automatische lastabhängige Regelung der Motordrehzahl
- Schutz vor Staub und Schmutz durch komplett geschlossenes Gehäuse

Linde Freisicht-Hubmast

- Ideale Sichtverhältnisse durch schlanke Mastprofile
- Volle Tragfähigkeit bis in höchste Hubhöhen
- Enorme Resttragfähigkeit
- Wartungsfreie Lagerung von Hubmast und Neigezylinder mit gummigelagerten Anlenkpunkten
- Elektrische Neigewinkelbegrenzung

Änderungen im Sinne des Fortschritts vorbehalten. Abbildungen und technische Angaben sind für die Ausführung unverbindlich. Alle Maßangaben unterliegen den üblichen Toleranzen.



C.2. Datenblätter Hydraulikkreislauf



Hydro-Membranspeicher

1. BESCHREIBUNG

1.1. FUNKTIONSWEISE

Flüssigkeiten sind praktisch inkompressibel und können deshalb keine Druckenergie speichern.

In hydropneumatischen Speichern wird die Kompressibilität eines Gases zur Flüssigkeitsspeicherung genutzt.

HYDAC Membranspeicher basieren auf diesem Prinzip, mit Stickstoff als kompressiblem Medium.

Sie bestehen aus einem Flüssigkeits- und einem Gasteil mit einer Membrane als gasdichtes Trennelement.

Der Flüssigkeitsteil steht mit dem hydraulischen Kreislauf in Verbindung, so dass beim Anstieg des Druckes der Membranspeicher gefüllt und das Gasvolumen komprimiert wird. Beim Absinken des Druckes expandiert das verdichtete Gasvolumen und verdrängt dabei die gespeicherte Druckflüssigkeit in den Kreislauf.

Im Membranboden ist ein Ventilteller eingesetzt. Dieser verschließt bei völliger Entleerung den hydraulischen Ausgang und verhindert so eine Beschädigung der Membrane.

HINWEIS:

HYDAC Membranspeicher, ausgerüstet mit einem HYDAC Sicherheits- und Absperrblock, erfüllen die Vorschriften der Druckgeräterichtlinie DGRL 97/23/EG und der Betriebssicherheitsverordnung Betr.Sich.V.

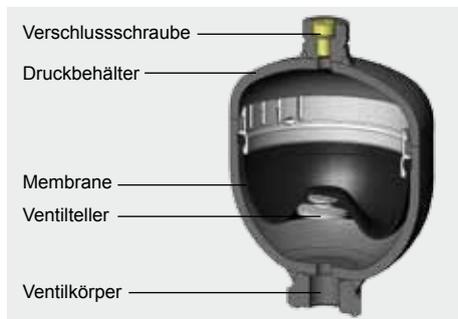
Siehe hierzu Prospektteil:

- Sicherheits- und Absperrblock SAF/DSV Nr. 3.551

1.2. AUFBAU

Die HYDAC-Membranspeicher sind in 2 Ausführungen lieferbar.

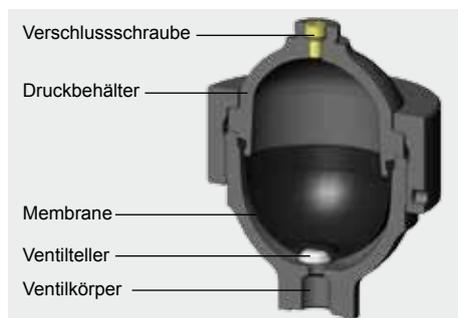
1.2.1 Schweißkonstruktion



Diese bestehen aus:

- dem geschweißten Druckbehälter, gaseitig nachfüllbar oder unlösbar verschlossen; mit Ventilkörper in verschiedenen Ausführungen.
- der zur Trennung zwischen Gasteil und Druckflüssigkeit erforderlichen Membrane.
- dem im Membranboden eingesetzten Ventilteller.

1.2.2 Schraubkonstruktion



Diese bestehen aus:

- dem geschmiedeten Speicheroberteil mit Gasfüllanschluss.
- dem geschmiedeten Speicherunterteil mit Ventilkörper.
- der auswechselbaren elastischen Membrane zur Trennung von Gas und Druckflüssigkeit.
- dem am Membranboden anvulkanisierten Ventilteller.
- der Überwurfmutter zur Verbindung des Ober- und Unterteils.

1.2.3 Membranwerkstoff

Die Membranen sind in folgenden Elastomeren lieferbar:

- NBR (Acrylnitril-Butadien-Kautschuk, PERBUNAN)
- IIR (Butyl-Kautschuk)
- FKM (Fluor-Kautschuk VITON®)
- ECO (Äthylenoxyd-Epichlorhydrin-Kautschuk)

Dieser ist auf das jeweilige Betriebsmedium bzw. die Betriebstemperatur abzustimmen.

Bei der Wahl des Elastomers ist zu berücksichtigen, dass unter ungünstigen Entnahmeverhältnissen (hohes Druckverhältnis p_2/p_0 , schnelle Entnahmegeschwindigkeit) das Gas unter die zulässige Elastomertemperatur abkühlen kann. Dadurch können Kältebrüche entstehen. Mit dem HYDAC Speichersimulationsprogramm ASP kann die Gastemperatur berechnet werden.

1.2.4 Korrosionsschutz

Für den Betrieb mit chemisch aggressiven Flüssigkeiten kann der Speicher mit Korrosionsschutz wie Kunststoffbeschichtung oder galvanischem bzw. chemischem Oberflächenschutz geliefert werden. Sollte diese Schutzart nicht ausreichend sein, können fast alle Typen in Edelstahl gefertigt werden.

1.3. EINBAULAGE

Beliebig, bei Gefahr von Schmutzansammlung senkrecht (Druckflüssigkeitsanschluss nach unten).

1.4. BEFESTIGUNGSART

Bis zu 2 l Nennvolumen können die Speicher direkt auf die Rohrleitung aufgeschraubt werden.

Bei starken Vibrationen muss der Speicher gegen Losdrehen gesichert werden. Für geschweißte Speicher empfehlen wir HYDAC Befestigungsschellen zu verwenden. Für Membranspeicher in Schraubkonstruktion mit Überwurfmutter kann eine passende Konsole bestellt werden.

Zusätzliches Außengewinde am hydraulischen Anschluss zum Festschrauben in Befestigungslöcher siehe Tabelle 3.1.

Siehe hierzu Prospektteil:

- Befestigungselemente für Hydro-Speicher Nr. 3.502

1.5. ALLGEMEINES

1.5.1 Zulässiger Betriebsüberdruck
siehe Tabellen 3.1. und 3.2.

Bei ausländischen Abnahmen kann der zulässige Betriebsüberdruck vom Nenndruck abweichen.

1.5.2 Nennvolumen
siehe Tabellen 3.1. und 3.2.

1.5.3 Effektives Gasvolumen
entspricht dem Nennvolumen der Membranspeicher.

1.5.4 Nutzvolumen
Flüssigkeitsvolumen, das zwischen den Betriebsdrücken p_2 und p_1 zur Verfügung steht.

1.5.5 Flüssigkeiten
Mineralöle, Hydrauliköle.
Andere Medien auf Anfrage.

1.5.6 Gasfüllung
Anlieferungszustand mit Konservierungsfüllung.
Höhere Gasfülldrücke nach Angabe sind möglich (Füllschraube bzw. unlösbarer Gasverschluss).

Hydro-Speicher dürfen nur mit Stickstoff gefüllt werden.
Keine anderen Gase verwenden.
Explosionsgefahr!

1.5.7 Zulässige Betriebstemperatur
-10 °C ... +80 °C
263 K ... 353 K
bei Materialkennziffer 112.
Andere auf Anfrage.

1.5.8 Zulässiges Druckverhältnis
Verhältnis von max. Betriebsdruck p_2 zum Gasfülldruck p_0 .

1.5.9 Max. Druckflüssigkeitsstrom
Zur Erreichung des in den Tabellen angegebenen max. Druckflüssigkeitsstromes ist zu beachten, dass ein Restvolumen an Flüssigkeit von ca. 10 % des effektiven Gasvolumens im Speicher zurückbleibt.

1.5.10 Abnahmevorschriften

Hydro-Speicher die im Ausland aufgestellt werden, liefern wir mit den für das Aufstellerland gültigen Abnahmepapieren. Das Aufstellerland ist bei der Bestellung zu benennen.

HYDAC Druckbehälter können mit fast allen Abnahme-Klassifikationen geliefert werden.

Dabei kann der zulässige Betriebsüberdruck vom Nenndruck abweichen.

Die nachfolgende Tabelle enthält einige Beispiele für die Kennzeichnung im Typenschlüssel:

Australien	F ¹⁾
Brasilien	U ³⁾
China	A9
EU-Mitgliedsstaaten	U
GUS	A6
Indien	U ³⁾
Japan	P
Kanada	S1 ²⁾
Neuseeland	T
Schweiz	U ³⁾
Südafrika	U ³⁾
Ukraine	A10
USA	S

andere auf Anfrage

¹⁾ Zulassung in den einzelnen Territorien erforderlich.

²⁾ Zulassung in den einzelnen Provinzen erforderlich.

³⁾ Alternative Abnahme möglich.

Am Speicherbehälter dürfen weder Schweiß- noch Lötarbeiten und keinerlei mechanische Arbeiten vorgenommen werden. Nach dem Anschließen der Hydraulikleitung ist diese vollständig zu entlüften. Arbeiten an Anlagen mit Speichern (Reparaturen, Anschließen von Manometern u. ä.) dürfen erst nach Ablassen des Flüssigkeitsdruckes ausgeführt werden.

**Die Betriebsanleitung ist zu beachten!
Nr. 3.100.CE**

HINWEIS:

Anwendungsbeispiele, Speicherauslegung sowie Auszüge aus den Abnahmevorschriften zu Hydro-Speichern sind nachzulesen im Prospektteil:

- Speicher
Nr. 3.000

2. KENNGRÖSSEN

2.1. TYPENBEZEICHNUNG

(gleichzeitig Bestellbeispiel)

SBO210 - 2 E1 / 112 U - 210 AK 050

Baureihe _____

Nennvolumen [l] _____

Typenkennzeichen ²⁾ _____

Geschweißte Ausführung:

- E1 = Gasseite nachfüllbar M28x1,5
- E2 = nicht nachfüllbar,
Gasfülldruck nach Angabe ⁴⁾
- E3 = Gasseite nachfüllbar,
Gasventil M16x1,5 / M14x1,5

Geschraubte Ausführung

- A6 = Gasseite nachfüllbar M28x1,5,
Membrane auswechselbar
- A3 = Gasfüllventil M16x1,5 / M14x1,5,
Membrane auswechselbar

Materialkennziffer ²⁾ _____

abhängig vom Betriebsmedium

Standardausführung = 112 für Mineralöl

Flüssigkeitsanschluss

- 1 = Normalstahl
- 3 = Edelstahl 1.4571
- 4 = C-Stahl mit Oberflächenschutz ¹⁾
- 6 = TT-Stahl (Tiefemperatur)

Speicherkörper

- 0 = Kunststoffbeschichtung
- 1 = Normalstahl
- 2 = C-Stahl mit Oberflächenschutz ^{1) 3)}
- 4 = Edelstahl 1.4571
- 6 = TT-Stahl (Tiefemperatur)

Membran

- 2 = NBR20 (Acrylnitril-Butadien)
- 3 = ECO (Äthylenoxyd-Epichlorhydrin)
- 4 = IIR (Butyl)
- 5 = NBR21 (Tiefemperatur)
- 6 = FKM (Fluorkautschuk)
- 7 = Sonstige, z.B. PTFE, EPDM, ... (auf Anfrage)

Abnahmekennziffer ²⁾ _____

U = DGRL 97/23/EG

Andere Länder siehe Tabelle

Zulässiger Betriebsüberdruck [bar] _____

Flüssigkeitsanschluss ²⁾ Form _____

Standardausführung = AK oder AB

z.B. Form AK = G 3/4

für SBO210-2 siehe Abschnitt 3

Vorfülldruck p_0 [bar] bei 20 °C, wenn gewünscht, bei Bestellung angeben! ⁴⁾ _____

¹⁾ nur für geschraubte Ausführung

²⁾ nicht alle Kombinationen sind möglich

³⁾ nur medienberührende Teile

⁴⁾ nur bei E1- bzw. E2-Ausführung, wenn serienmäßig bestellt

3. TECHNISCHE DATEN

3.1. GESCHWEISSTE KONSTRUKTION – nicht auswechselbare Membrane –

3.1.1 Zeichnungen

Bild	Ausführung	gasseitiger Anschluss			flüssigkeitsseitiger Anschluss*	
		E1	E2	E3	AK	AB
1						
2			—			
3			auf Anfrage			
4			—			

* = alternative Anschlüsse auf Anfrage

3.1.2 Abmessungen

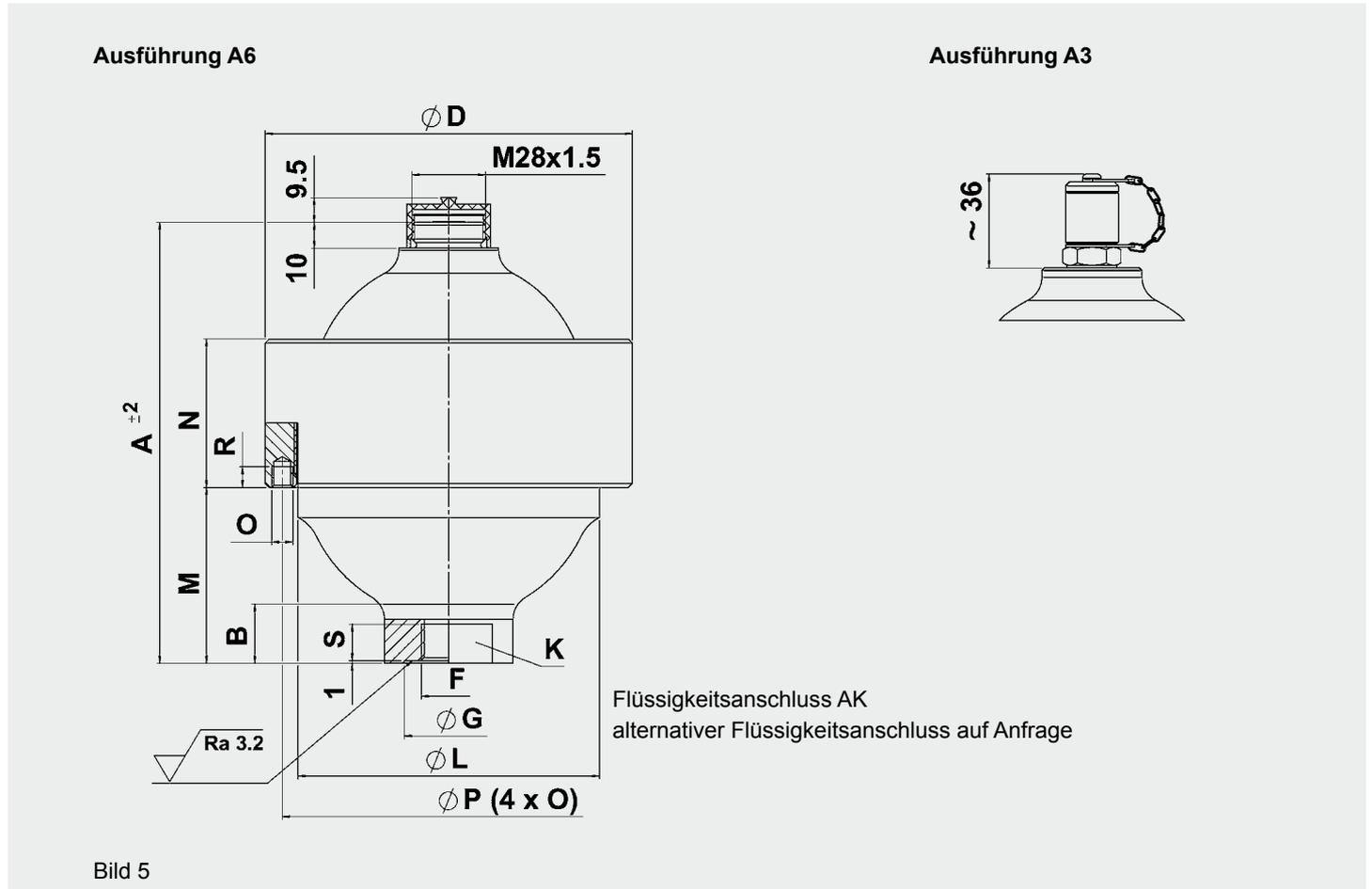
Nenn- volu- men ¹⁾	Zul. Druck- ver- hältnis [l] p ₂ : p ₀	Bau- reihe	Abnahme- kennziffer U		R	ØD	Ge- wicht	Q ²⁾	Standard-Flüssigkeitsanschluss											Bild
			Zul. Betriebs- überdruck [bar]						Form AK					Form AB						
			C-Stahl	Edel- stahl					F	ØG	L	B 1	6kt.	F	H	L	B 2	6kt.		
		ISO 228	[mm]	[mm]	[mm]	SW	ISO 228	DIN 13	[mm]	[mm]	SW									
0,075	8 : 1	250	250	–	91	64	0,7	38	G 1/2	–	14	21	30	nicht lieferbar					1	
0,16	8 : 1	210	210	180	103	74	0,8	38	G 1/2	–	14	21	30						1	
		300	300	–	108	78	1,1												3	
0,32	8 : 1	210	210	160	116	93	1,3	95	G 1/2	–	14	21	30	1						
		300	300	–	120	96	1,8							3						
0,5	8 : 1	160	160	–	130	102	1,3	95	G 1/2	–	14	21	30	G 1/2	M33x1,5	14	37	41	1	
		210	210	–	133	105	1,7													
0,6	8 : 1	330	330	–	151	115	3,3	95	G 1/2	34	14	21	41	G 1/2	M33x1,5	14	37	41	1	
		350	350	–	130	121	3,5													50
0,7	8 : 1	100	100	–	151	106	1,8	95	G 1/2	34	14	21	41	G 1/2	M33x1,5	14	37	41	1	
		140	140	–	142	116	1,8													
0,75	8 : 1	210	210	140	147	121	2,8	95	G 1/2	34	14	21	41	G 1/2	M33x1,5	14	37	41	1	
		250	250	–	152	126	3,6													15
		330	330	–	140	126	4,0					26								
		330	330	–	159	136	3,6													
1	4 : 1	250	250	–	192	126	4,4	95	G 1/2	34	14	21	41	G 1/2	M33x1,5	14	37	41	1	
		330	330	–	169	4,8	26													
		140	140	–	173	145	3,9													
1,4	8 : 1	210	210	–	178	150	5,4	95	G 1/2	34	14	21	41	G 1/2	M33x1,5	14	37	41	1	
		250	250	–	185	153	5,9													15
		330	330	–	172	155	7,6					33								
		330	330	–	198	167	6,6													
2	8 : 1	100	100	100	190	160	4,0	150	G 3/4	44	16	28	46	G 3/4	M45x1,5	16	33	46	1	
		210	210	–	198	167	6,6													43
	4 : 1	250	250	–	232	153	7,4													
2,8	4 : 1	210	210	–	250	167	8,2	150	G 3/4	44	16	28	46	G 3/4	M45x1,5	16	33	46	2	
		250	250	–	250	170	7,8													43
		6 : 1	330	330	–	237	172					11,0	44							
3,5	4 : 1	250	210	–	306	170	11,2	150	G 3/4	44	16	28	46	G 3/4	M45x1,5	16	33	46	2	
		330	330	–	274	172	13,8													44
		50	–	50	294	158	5,0													
4	4 : 1	250	–	180	306	170	11,2	150	G 3/4	44	16	44	46	G 3/4	M45x1,5	16	33	46	2	
		250	–	180	306	170	11,2													

¹⁾ andere auf Anfrage

²⁾ maximaler Druckflüssigkeitsstrom

3.2. GESCHRAUBTE AUSFÜHRUNG – auswechselbare Membrane –

3.2.1 Zeichnungen



3.2.2 Abmessungen

Nennvolumen ¹⁾ [l]	Zul. Druckverhältnis $p_2 : p_0$	Baureihe	Abnahme-kennziffer U		Gewicht [kg]	A [mm]	B [mm]	ØD [mm]	ØL [mm]	M [mm]	N [mm]	O	ØP [mm]	R [mm]	Q ²⁾ [l/min]	Standard-Flüssigkeitsanschluss				Bild
			Zul. Betriebsüberdruck [bar]													Form AK				
			Normalstahl	Edelstahl												F ISO 228	S [mm]	ØG [mm]	K SW	
0,1	10 : 1	500	500	–	1,9	110	30	95	–	53	35	–	–	–	95	G 1/2	14	–	36	5
0,25	10 : 1	500	500	–	3,9	129	20	115	92	56	56	–	–	–	95	G 1/2	14	–	36	
			–	350	4,9			125										60		
0,6	10 : 1	450	450	250	5,7	170	19	140	115	68	57	–	–	–	95	G 1/2	14	34	41	
1,3	10 : 1	400	400	–	11,2	212	28	199	160	97	65	M8	180	10	150	G 3/4	16	44	50	
2	10 : 1	250	250	180	11,4	227	17	201	168	101	64	M8	188	10	150	G 3/4	16	44	50	
2,8	10 : 1	400	400	–	22,0	257	30	252	207	106	80	M8	230	10	150	G 3/4	16	44	50	
4	10 : 1	400	400	–	34,0	284	30	287	236	127,5	90	M8	265	10	150	G 3/4	16	44	50	

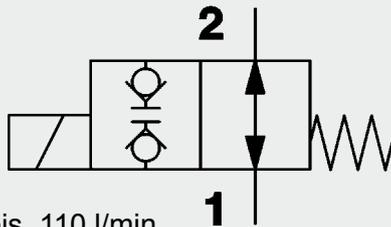
¹⁾ andere auf Anfrage

²⁾ maximaler Druckflüssigkeitsstrom

4. ANMERKUNG

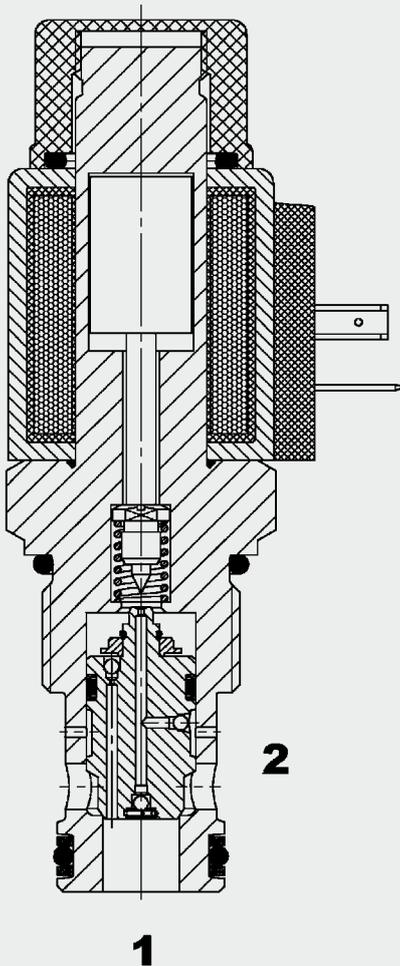
Die Angaben in diesem Prospekt beziehen sich auf die beschriebenen Betriebsbedingungen und Einsatzfälle. Bei abweichenden Einsatzfällen und/oder Betriebsbedingungen wenden Sie sich bitte an die entsprechende Fachabteilung. Technische Änderungen sind vorbehalten.

HYDAC Technology GmbH
Industriegebiet
D-66280 Sulzbach/Saar
Tel.: 0 68 97 / 509 - 01
Fax: 0 68 97 / 509 - 464
Internet: www.hydac.com
E-Mail: speichertechnik@hydac.com



bis 110 l/min
bis 350 bar

FUNKTION



Bei nicht bestromter Magnetspule kann das Ventil in beiden Richtungen durchströmt werden.

Bei bestromter Magnetspule ist das Ventil in beiden Richtungen gesperrt.

2/2-Wege Sitzventil magnetbetätigt, vorgesteuert normal offen Einschraubventil metrisch – 350 bar WSM12120V-01

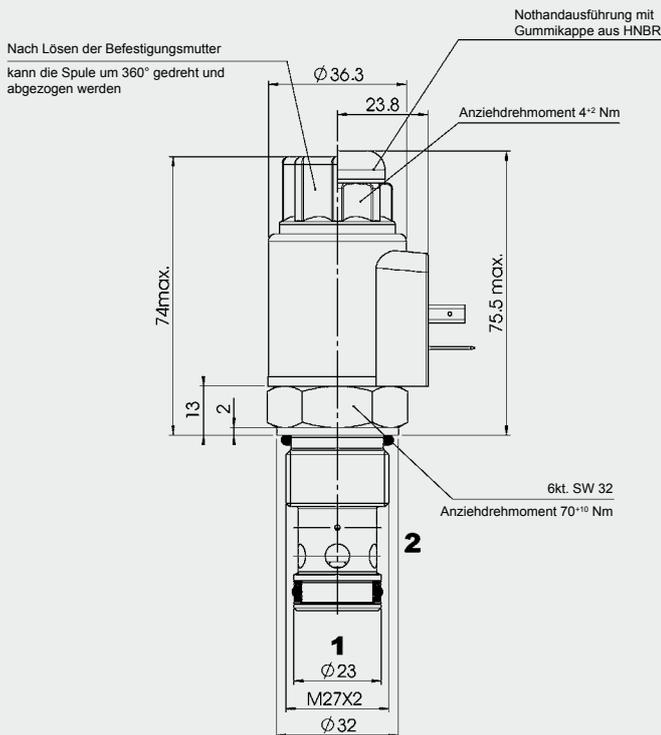
ALLGEMEINES

- Außenliegende Oberflächen durch Verzinkung vor Korrosion geschützt
- Minimaler Verschleiß und lange Lebensdauer durch gehärtete und geschliffene Ventileinbauteile
- Spulenabdichtung schützt das Magnetsystem
- Große Anzahl an Steckervarianten vorhanden
- Hervorragende Schaltleistung durch Hochleistungsmagnet von HYDAC

KENNGRÖSSEN

Betriebsdruck:	max. 350 bar	
Volumenstrom:	max. 110 l/min	
Interne Leckage:	leckölfrei (max. 5 Tropfen/min bei 350 bar)	
Druckflüssigkeitstemperaturbereich:	min. -20 °C bis max. +100 °C	
Umgebungstemperaturbereich:	min. -20 °C bis max. +60 °C	
Druckflüssigkeit:	Hydrauliköl nach DIN 51524 Teil 1 und 2	
Viskositätsbereich:	min. 7,4 mm ² /s bis max. 420 mm ² /s	
Filterung:	Zulässiger Verschmutzungsgrad der Betriebsflüssigkeit nach ISO 4406 Klasse 21/19/16 oder besser	
Einbaulage:	beliebig	
MTTF _d :	150 Jahre	
Werkstoff:	Ventilkörper:	Automatenstahl
	Schließelement:	gehärteter und geschliffener Stahl
	Dichtungen:	NBR (Standard) FPM (optional, Druckflüssigkeits- temperaturbereich -20 °C bis +120 °C)
	Stützringe:	PTFE
	Magnetspule:	Stahl/Polyamid
Einbauraum:	12120	
Gewicht:	Ventil komplett	0,46 kg
	nur Spule:	0,19 kg
Elektrik		
Schaltzeit:	bestromt:	ca. 60 ms
	unbestromt:	ca. 40 ms
	typische 24 V Gleichstrom-Spule	
Spannungsart:	Gleichspannungsmagnet, Wechselspannung wird mittels eines in die Spule integrierten Gleichrichters gleichgerichtet	
Nennstrom bei 20 °C:	1,5 A bei 12 V DC	
	0,8 A bei 24 V DC	
Spannungstoleranz:	± 15 % der Nennspannung	
Einschaltdauer:	100 % ED (Dauerbetrieb) bis zu max. 115 % der Nennspannung bei 60 °C Umgebungstemperatur	
Magnetspulen Ausführung:	Coil...-40-1836	

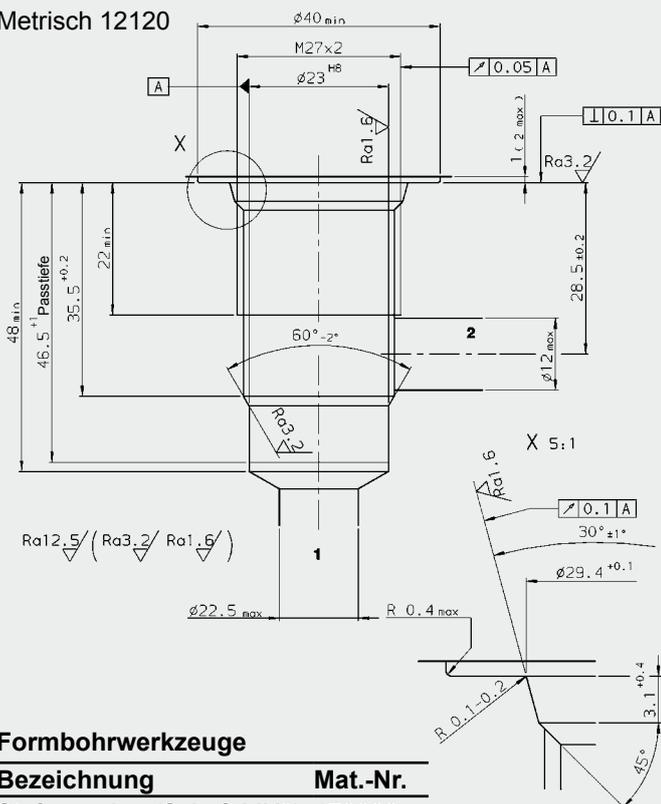
ABMESSUNGEN



Millimeter
Technische Änderungen vorbehalten

EINBAURAUM

Metrisch 12120



Millimeter
Technische Änderungen vorbehalten

Formbohrwerkzeuge

Bezeichnung	Mat.-Nr.
Stufensenker (Schaft MK3)	172880
Reibahle	1014207

TYPENSCHLÜSSEL

WSM12120V - 01 M - C - N - 24 DG

Benennung

Wege-Sitzventil metrisch

Ausführung

01 = Standard

Nothandbetätigung

ohne Angabe = ohne Nothandbetätigung

M = mit Nothandbetätigung

Anschlussart

C = nur Einschraubventil (Cartridge)

Dichtungswerkstoff

N = NBR (Standard)

V = FPM (optional)

Nennspannung für Betätigungsmagnet

Gleichspannung

12 = 12 VDC

24 = 24 VDC

Wechselspannung (Gleichrichter in Spule integriert)

115 = 115 V AC

230 = 230 V AC

andere Spannungen auf Anfrage

Magnetspulenausführung (Typ 40-1836):

DC: DG = DIN Gerätestecker nach EN 175301-803

DK = Kostal-Schraubanschluss M27x1

DL = 2 freie Litzen, 457 mm lang, 0,75 mm²

DN = Deutsch Stecker, 2-polig, axial

DT = AMP Junior Timer, 2-polig, radial

AC: AG = DIN Gerätestecker nach EN 175301-803

andere Anschlussarten auf Anfrage

Standardausführungen

Bezeichnung	Mat.-Nr.
WSM12120V-01-C-N-12DG	3350065
WSM12120V-01-C-N-24DG	3350066

weitere Modelle auf Anfrage

Rohranschlussgehäuse

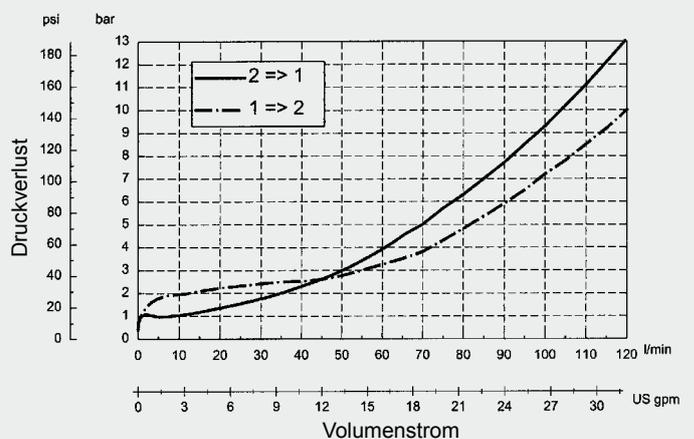
Bezeichnung	Mat.-Nr.	Werkstoff	Anschlüsse	Druck
R12120-10X-01	396708	Stahl, verzinkt	G 3/4	max. 420 bar
R12120-10X-02	396707	Stahl, verzinkt	M27 x 2	max. 420 bar

Dichtsätze

Bezeichnung	Werkstoff	Mat.-Nr.
DICHTSATZ 12120-NBR	NBR	3454001
DICHTSATZ 12120-FPM	FPM	3454002

KENNLINIE

gemessen bei $v = 33 \text{ mm}^2/\text{s}$, $T_{\text{oi}} = 46 \text{ °C}$



Anmerkung

Die Angaben in diesem Prospekt beziehen sich auf die beschriebenen Betriebsbedingungen und Einsatzfälle. Bei abweichenden Einsatzfällen wenden Sie sich bitte an die entsprechenden Fachabteilungen. Technische Änderungen sind vorbehalten.

HYDAC Fluidtechnik GmbH

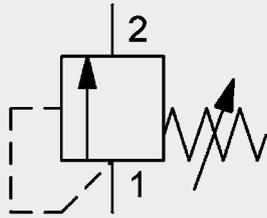
Justus-von-Liebig-Str.

D-66280 Sulzbach/Saar

Tel: 0 68 97 / 509-01

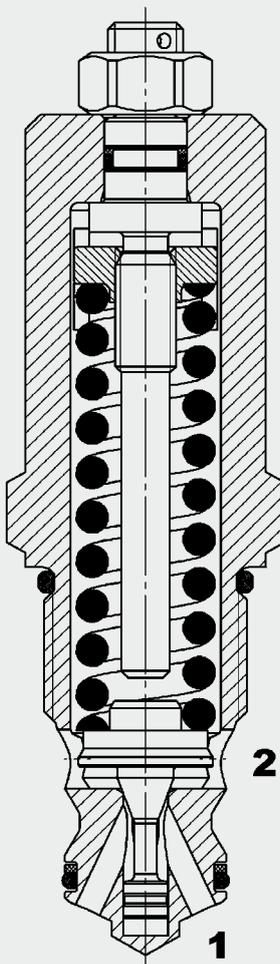
Fax: 0 68 97 / 509-598

E-Mail: flutec@hydac.com



bis 120 l/min
bis 420 bar

FUNKTION



Das Druckbegrenzungsventil DB12120A ist ein direktgesteuertes, federbelastetes Kegelsitzventil. Es hat die Aufgabe, den Druck im System zu begrenzen. In Normalstellung ist es geschlossen. Bei Anstieg des Drucks an Anschluss 1 über den an der Druckfeder voreingestellten Wert, öffnet der Kegel vom Sitz und lässt Öl von Anschluss 1 nach 2 strömen.

Dies geschieht solange, bis der Systemdruck gleich dem Federdruck ist und das Ventil wieder schließt.

Achtung: Drücke an Anschluss 2 erhöhen den Öffnungsdruck! Bei falscher Anschlussbelegung oder Druckeinstellung oberhalb des Betriebsdrucks ist die Funktion des Ventils außer Kraft gesetzt.

ALLGEMEINES

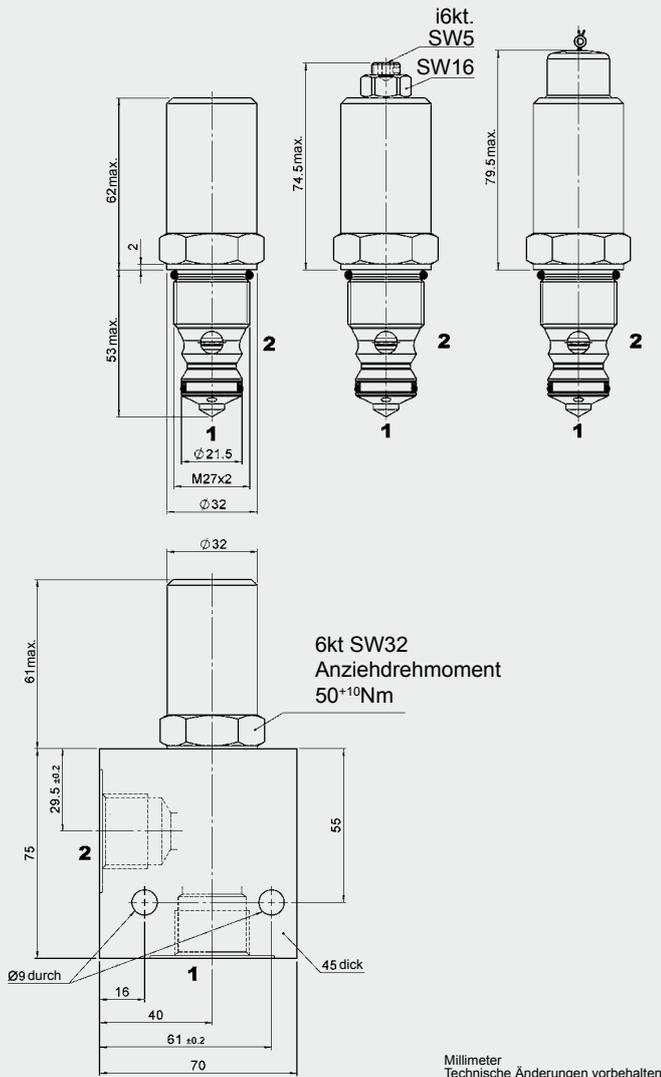
- Hervorragende Stabilität über den kompletten Volumenstrombereich
- Außenliegende Oberflächen durch Verzinkung vor Korrosion geschützt
- Minimaler Verschleiß und lange Lebensdauer durch gehärtete und geschliffene Ventileinbauteile
- Niedriger Druckverlust durch CFD optimierte Strömungsgeometrie
- Verschiedene Druckstufen bis zu 420 bar

KENNGRÖSSEN

Betriebsdruck:	max. 420 bar max. 100 bar an Anschluss 2 (Tank)
Volumenstrom:	max. 120 l/min
Einstelldruckbereiche:	5 bis 30 bar 30 bis 55 bar 55 bis 90 bar 10 bis 150 bar 10 bis 250 bar 10 bis 350 bar 10 bis 420 bar
Druckflüssigkeitstemperaturbereich:	min. -20 °C bis max. +120 °C
Umgebungstemperaturbereich:	min. -20 °C bis max. +120 °C
Druckflüssigkeit:	Hydrauliköl nach DIN 51524 T1 + T2
Viskositätsbereich:	min. 7,4 mm ² /s bis max. 420 mm ² /s
Filterung:	Zulässiger Verschmutzungsgrad der Betriebsflüssigkeit nach ISO 4406 Klasse 21/19/16 oder besser
MTTF _d :	150 Jahre
Einbaulage:	beliebig
Werkstoffe:	Kolben: gehärteter und geschliffener Stahl Dichtungen: FPM (Standard) NBR (optional, Temperaturbereich -30 °C bis +100 °C) Stützringe: PTFE
Einbauraum:	12120A
Gewicht:	0,42 kg

ABMESSUNGEN

Verstellart F Verstellart V Verstellart PP



TYPENSCHLÜSSEL

DB 12120A - 01 X - 250 V 210

Benennung _____
Druckbegrenzungsventil

Einbauraum nach ISO _____
12120A = 2-Wege metrisch

Ausführung _____
01 = Standard, verzinkt

Serie _____
(wird vom Hersteller festgelegt)

Einstelldruckbereich _____
30 = 5 bis 30 bar
55 = 30 bis 55 bar
90 = 55 bis 90 bar
150 = 10 bis 150 bar
250 = 10 bis 250 bar
350 = 10 bis 350 bar
420 = 10 bis 420 bar
andere Druckstufen auf Anfrage

Verstellart _____
V = verstellbar mit Werkzeug
P = plombierbar, verstellbar mit Werkzeug
andere Verstellarten auf Anfrage

Öffnungsdruckeinstellung _____
Ohne Angabe = keine Einstellung, Feder entspannt
210 = werksseitig eingestellter Öffnungsdruck in Bar
andere Einstelldrücke auf Anfrage

Standardausführungen

Bezeichnung	Mat.-Nr.
DB12120A-01X-030V	555785
DB12120A-01X-055V	3117096
DB12120A-01X-090V	3494786
DB12120A-01X-150V	552805
DB12120A-01X-250V	552806
DB12120A-01X-350V	552807
DB12120A-01X-420V	552836

Rohranschlussgehäuse

Bezeichnung	Mat.-Nr.	Werkstoff	Anschlüsse	Druck
R12120A-01X-01	396489	Stahl, verzinkt	G 3/4	420 bar

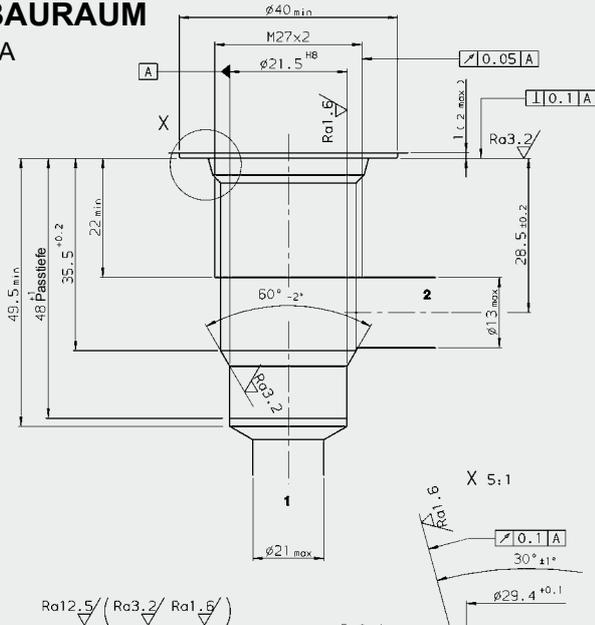
andere Gehäuse auf Anfrage

Dichtsätze

Bezeichnung	Werkstoff	Mat.-Nr.
DICHTSATZ DB12120A-01X-...V	FPM	557399

EINBAURAUM

12120A



Formbohrwerkzeuge

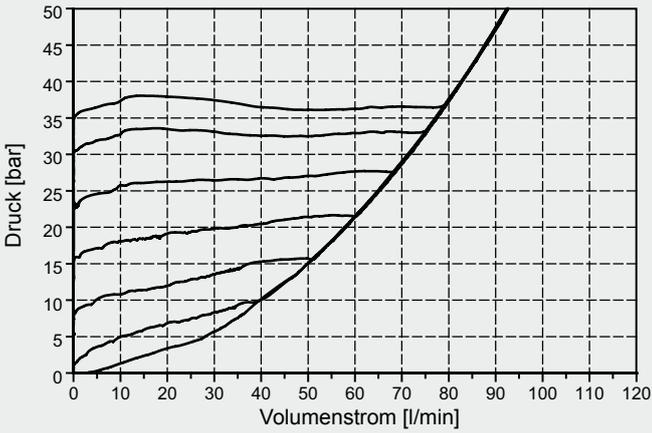
Bezeichnung	Mat.-Nr.
Stufensenker MK3	173958
Reibahle MK2	174874
Gewindebohrer	1002625

Millimeter
Technische Änderungen vorbehalten

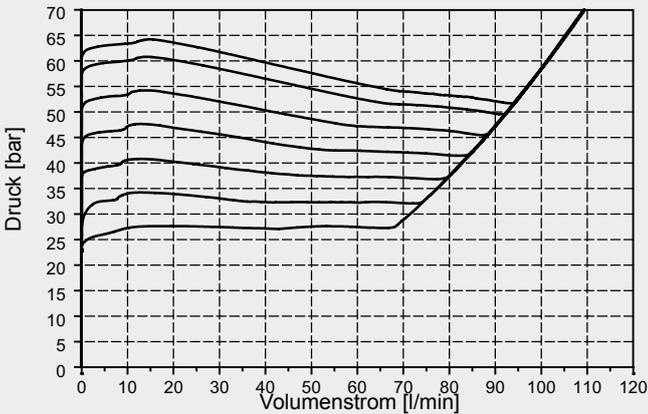
KENNLINIE

gemessen bei $v = 33 \text{ mm}^2/\text{s}$, $T_{\text{oi}} = 46 \text{ }^\circ\text{C}$

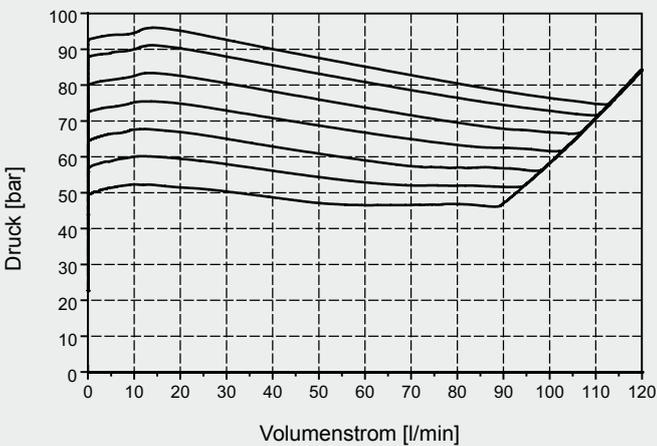
Druckbereich ... 30 bar



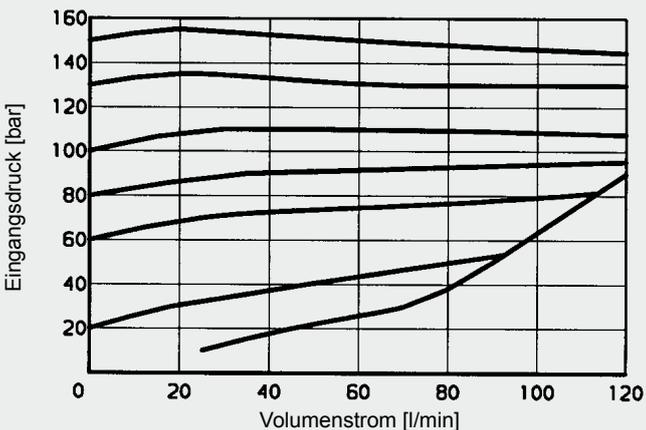
Druckbereich ... 55 bar



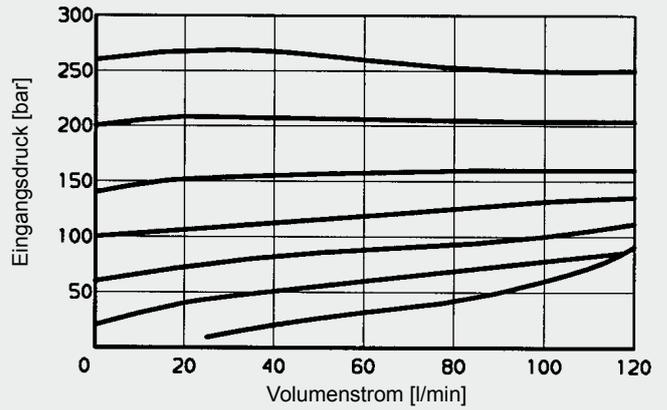
Druckbereich ... 90 bar



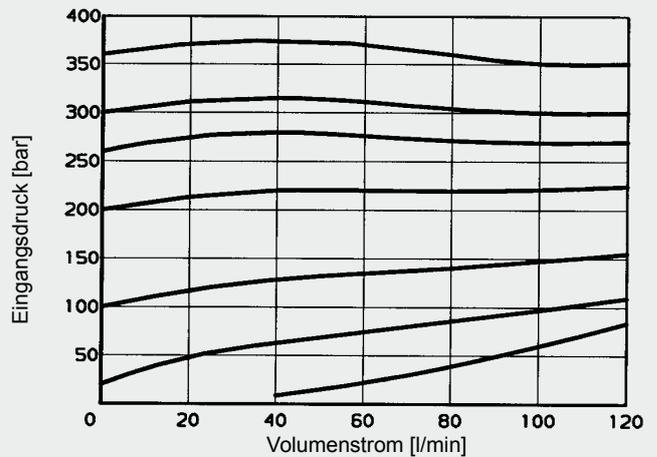
Druckbereich ... 150 bar



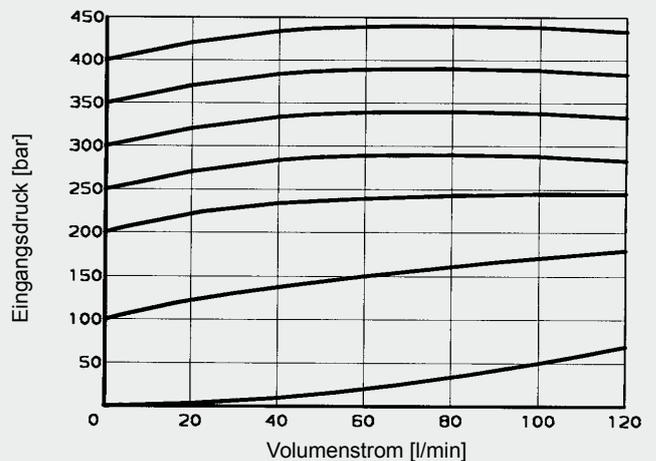
Druckbereich ... 250 bar



Druckbereich ... 350 bar



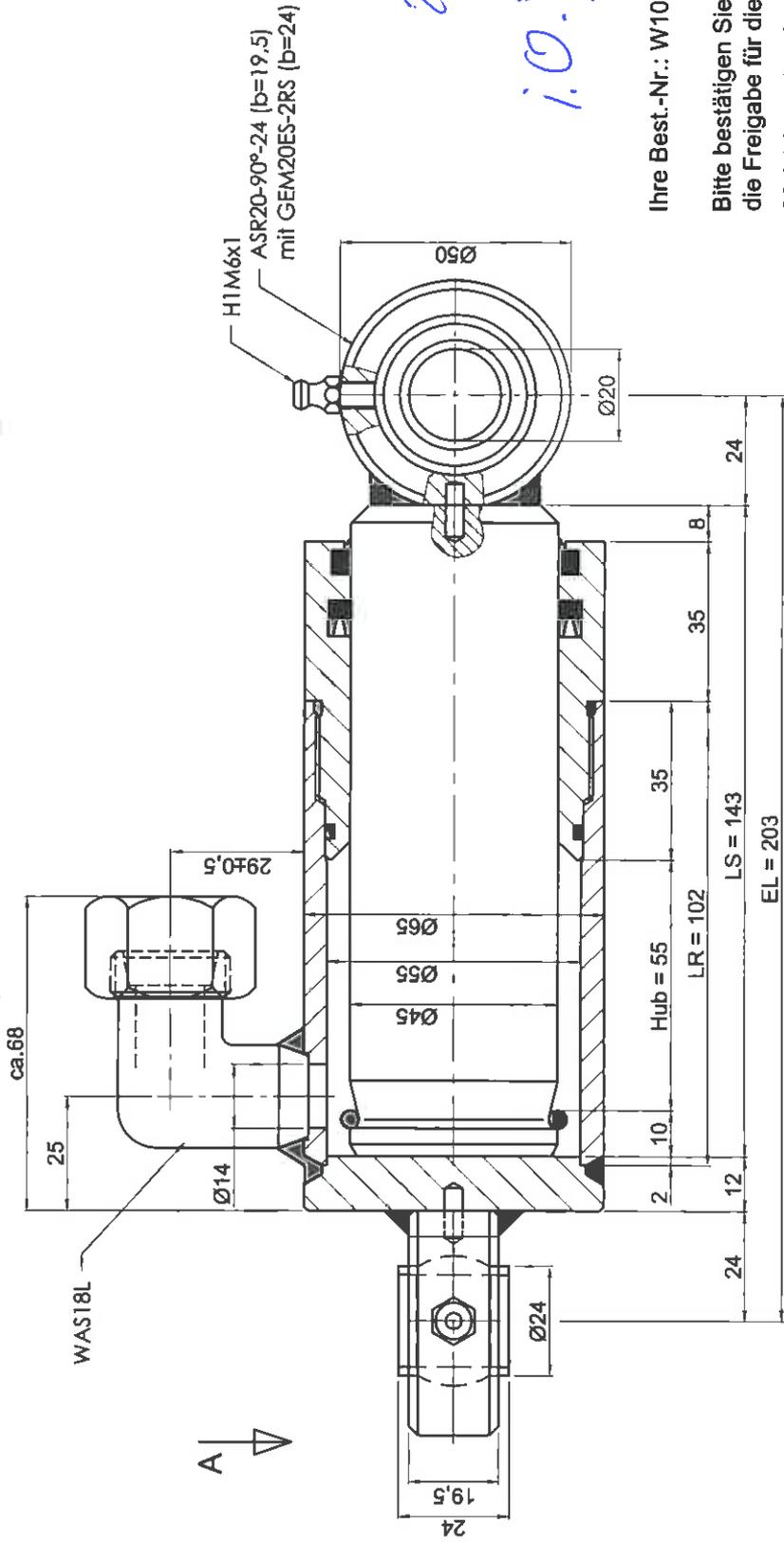
Druckbereich ... 420 bar



Anmerkung

Die Angaben in diesem Prospekt beziehen sich auf die beschriebenen Betriebsbedingungen und Einsatzfälle. Bei abweichenden Einsatzfällen und / oder Betriebsbedingungen wenden Sie sich bitte an die entsprechende Fachabteilung. Technische Änderungen sind vorbehalten.

HYDAC Fluidtechnik GmbH
 Justus-von-Liebig-Str.
 D-66280 Sulzbach/Saar
 Tel: 0 68 97 / 509-01
 Fax: 0 68 97 / 509-598
 E-Mail: flutec@hydac.com

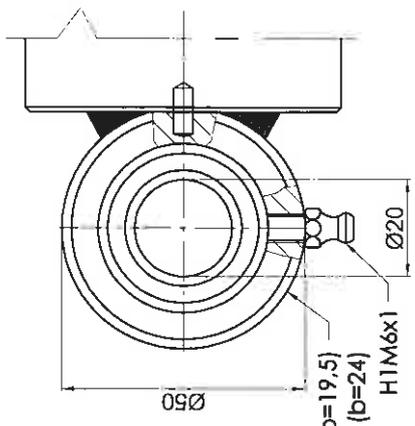


26.05.11
i.O. D. [Signature]

Ihre Best.-Nr.: W1021-002/B_SCHEMA-01
Bitte bestätigen Sie durch Gegenzeichnen
die Freigabe für die Fertigung
26.05.2011 / mfG Stadlhuber
Konstruktion



Ansicht A



ASR20-90°-24 (b=19,5)
mit GEM20ES-2RS (b=24)

nicht tolerierte Maße (DIN ISO 2768)		Maßstab	
Nennmaß	+ Nennmaß	Maßstab	
von 0,1	0,15		
bis zu 1	0,2		
über 1	0,3		
gezeichnet	Datum	Name	
geändert	26.05.2011	Stadlhuber	
geändert			
geändert			
SCHEMA			
HYDRAULIK			
Albert-Mayer-Str.12			
D-83052 Bruckmühl			
Tel. (08062) 7046-0			
Diese Maße werden besonders geprüft!		Oberfläche: unlackiert/leicht geölt	
Kunde: Gratz Eng.		Werkstoff: -	
Auftr.Nr.:		Benennung:	
Stück:		Plungerzylinder E45-55G	
LT KW:		beids.GA.Ø20; EL=203	
Diese Zeichnung ist unser Eigentum. Jede Vervielfältigung Verwendung oder Mitteilung an dritte Personen ist strafbar und wird gerichtlich verfolgt. Urheberrechtsgesetz; Gesetz gegen unlauteren Wettbewerb (UWG).		Artikel: E4555G	
		Artikelnummer: 1227 65 67)	
		Blatt 1/-	

Datenblatt

Datum : 12.04.2000 Seite 1 v. 2

Super-Elastic-Reifen für Industriefahrzeuge

200/75 - 9 / 6.00 SC15
(21x8 - 9)

Felge: **6.00 E-9**

Zylindr. Felgendurchmesser [mm] : **222,9 ± 0,4**

Reifenmaße

1) Normwerte max. im Betrieb DIN 7852, ETRTO

	Vollreifen	Luftreifen
Außendurchmesser	[mm] : 524	546
Breite	[mm] : 216	216
Felgenmittenabstand (für Zwillingsbereifung)	[mm] : 230	230



Ist-Werte

Außendurchmesser	[mm] : 524 ± 1%	Reifengewicht	[kg] : 33,5 ± 1%
Breite	[mm] : 181 ± 2%	Profiltiefe	[mm] : 20,0
Laufflächenbreite	[mm] : 154 ± 2%	Laufflächenauflage	[mm] : 45,0
Schulterkantendurchm.	[mm] : 515 ± 1%	(bis 60 Joule Linie)	
Statischer Halbmesser *	[mm] : 244 ± 1%	Rollwiderstand *	[%] : 1,5 ± 0,1
Abrollumfang *	[mm] : 1674 ± 2,5	(nach VDI-Richtlinie 2196)	
		(bei Robust)	

* bei Nennlast

2) Reifentragfähigkeit [kg] nach DIN 7852, ETRTO

Lastindex + G.-Symbol	3) an anderen Fahrzeugen bei Höchstgeschwindigkeit [km/h]				an Gabelstaplern			
	Still-stand	6	10	25	4) max. 16 km/h Lastrad	max. 25 km/h Lenkrad 5)	Lastrad	Lenkrad 5)
134 A5	3200	2755	2505	2120	3030	2120	2755	2120

Lieferbare Fußausführungen

	SIT	S	M
Robust	Art.-Nr.: 1379881000	Art.-Nr.: 1379880000	Art.-Nr.:
Clean	Art.-Nr.: 1379874000	Art.-Nr.: 1379853000	Art.-Nr.:
Antistatic	Art.-Nr.: 1379840000	Art.-Nr.: 1379841000	Art.-Nr.:

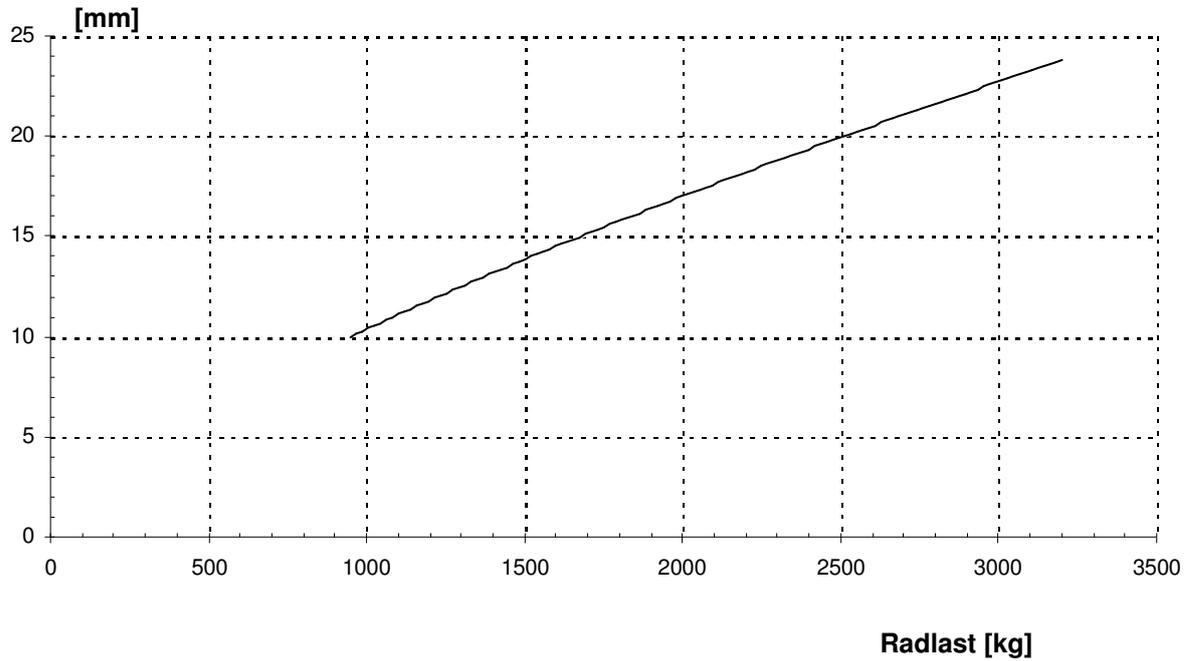
Bemerkungen:

- 1) Für Freiraum am Fahrzeug die Normwerte des Luftreifens berücksichtigen !
- 2) Nur für intermittierende Einsätze. Für kontinuierliche Einsätze, Reifentragfähigkeit auf Anfrage.
- 3) Andere Fahrzeuge z.B. Plattformwagen, Anhänger, Schlepper, Portalhubwagen, Gabelstapler ohne Gegengewicht usw.
- 4) Die Geschwindigkeitsstufe 16 km/h ist nicht genormt.
- 5) Für Reifen an Quergabelstaplern, Portalhubwagen und Portalstaplern mit Höchstgeschwindigkeiten bis 16 km/h bzw. 25 km/h sind jeweils die Gabelstapler-Lenkrad-Tragfähigkeiten anzuwenden.

Continental
Postfach 169
30001 Hannover

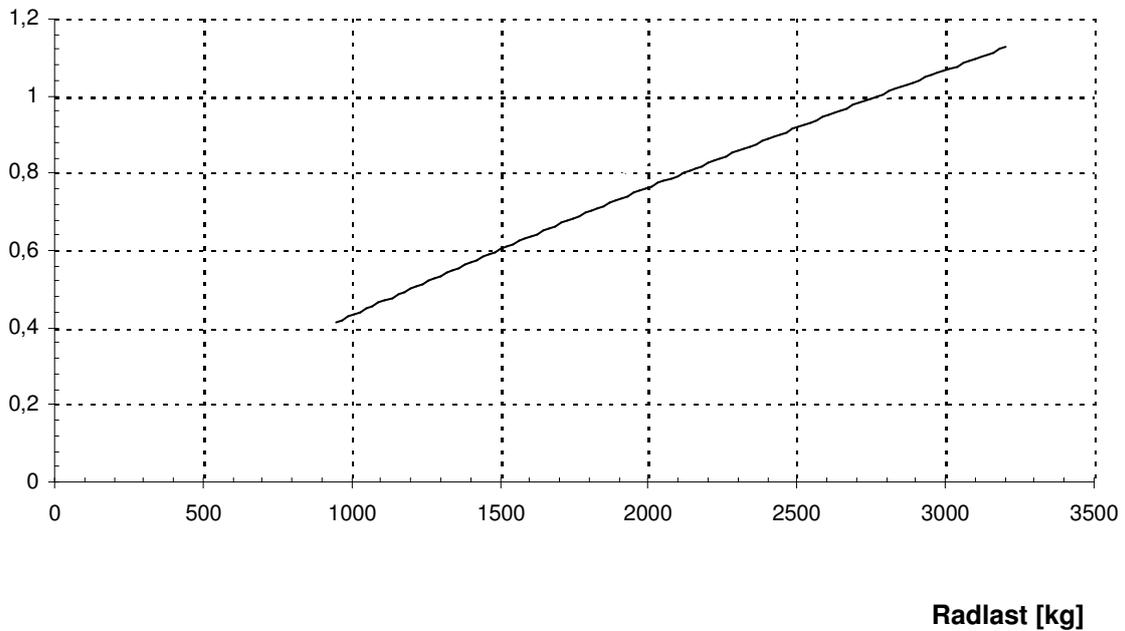
Geschäftsbereich Industriereifen
Tel.-Nr.: 0511 / 976 - 31558
Fax.-Nr.: 0511 / 976 - 4022

Einfederung



$$\text{Bodendruckfläche [cm}^2\text{]} = \frac{\text{Radlast [kg]}}{\text{Bodendruck [MPa]} \times 10}$$

Bodendruck [MPa]



C.3. Datenblätter Regelkreis

- DIN Rail Mount (TS 35)
- MOSFET Output
- Extra Low On State Resistance
- Input Status LED

DC output SPST-NO solid state relays use MOSFET output for high switching capabilities in a DIN Rail (TS-35) mount air-cooled package.

MODEL NO.	MS11-CMX60D5	MS11-CMX60D10	MS11-CMX100D6	MS11-CMX200D3
INPUT SPECIFICATIONS ①				
Control Voltage Range	5-10 Vdc	5-10 Vdc	5-10 Vdc	6-10 Vdc
Nominal Input Impedance	300 Ohm	300 Ohm	300 Ohm	300 Ohm
Typical Input Current @ 5 Vdc	12 mA	12 mA	12 mA	12 mA
Must Turn On Voltage	5 Vdc	5 Vdc	5 Vdc	6 Vdc
Must Turn Off Voltage	1.0 Vdc	1.0 Vdc	1.0 Vdc	1.0 Vdc
OUTPUT SPECIFICATIONS ① ③				
Operating Voltage Range	0-60 Vdc	0-60 Vdc	0-100 Vdc	0-200 Vdc
Load Current Range	0-5 Adc	0-10 Adc	0-6 Adc	0-3 Adc
Max. Surge Current, (10 msec)	60 Apk	100 Apk	100 Apk	30 Apk
Max. Off-State Leakage @ Rated Voltage	100 µAdc	100 µAdc ④	100 µAdc	100 µAdc
Max. On-State Resistance @ Rated Current (R _{DS-ON})	.10 Ohm	.018 Ohm	.040 Ohm	.20 Ohm
Max. On-State Voltage Drop @ Rated Current	0.5V	0.18V	0.24V	0.6V
Max. Turn-On Time @ 10Vdc Control	1.0 msec	1.0 msec	1.0 msec	1.0 msec
Max. Turn-Off Time @ 10Vdc Control	300 µsec	300 µsec	300 µsec	300 µsec

© 2007 CRYDOM Inc., Specifications subject to change without notice.

GENERAL NOTES

- ① All parameters at 25°C unless otherwise specified.
- ② Dielectric and insulation resistance are measured between input and output.
- ③ Inductive loads should be diode suppressed.
- ④ At 55 Vdc.

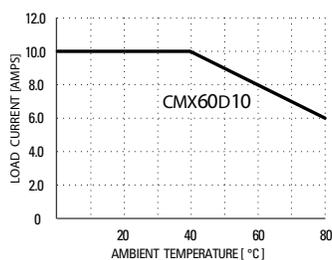
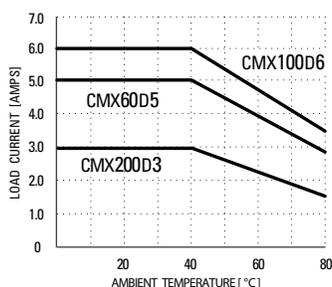
GENERAL SPECIFICATIONS

Dielectric Strength ②	2500 Vrms
Insulation Resistance (Min.) @ 500 Vdc ②	10 ⁹ Ohm
Max. Capacitance (Input/Output)	15 pF
Ambient Operating Temperature Range	-30 to 80°C
Ambient Storage Temperature Range	-30 to 125°C

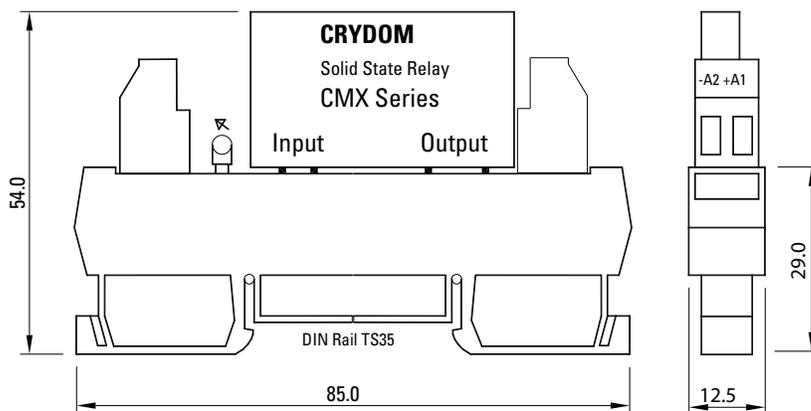
MECHANICAL SPECIFICATIONS

Weight: (typical)	30 g
Encapsulation(SSR):	Thermally Conductive Epoxy

CURRENT DERATING CURVES



Max. Load Current vs. Temp.



All dimensions are in millimeters (not to scale)
Colour of carrier including terminations - orange

© 2007 CRYDOM Inc., Specifications subject to change without notice.

APPROVALS (SSR ONLY)

UL E116950 (3A, 6A & 10A Models)

- DIN Rail Mount (TS-35)
- SCR Output Rating
- Ultra High Surge
- Crydom's Patented Design
- Input Status LED

Crydom's family of SPST-NO relays achieves the highest power switching capability in a DIN mounted air-cooled package. Advanced features include exceptional steady state current, plus ultra-high surge ratings. Models are available to switch up to 280 Vrms with AC or DC control, and either zero-cross or random turn-on ("R") switching versions.

MODEL NUMBERS	AC CONTROL (120Vac) (24Vac)	MS11-CX2405A MS11-CXE240A5
	DC CONTROL (5Vdc) (24Vdc)	MS11-CX240D5 MS11-CXE240D5
OUTPUT SPECIFICATIONS ①		
Operating Voltage (47-63 Hz) [Vrms]		12-280
Load Current Range [Arms]		.06-5
Transient Overvoltage [Vpk]		600
Max. Surge Current, (16.6ms) [Apk]		250
Max. On-State Voltage Drop @ Rated Current [Vpk]		1.4
Maximum I ² t for Fusing, (8.3 msec.) [A ² sec]		260
Max. Off-State Leakage Current @ Rated Voltage [mArms]		0.1
Min. Off-State dv/dt @ Max. Rated Voltage [V/μsec] ②		500
Max. Turn-On Time ③		1/2 Cycle (DC Control), 10.0 msec (AC Control)
Max. Turn-Off Time		1/2 Cycle (DC Control), 40.0 msec (AC Control)
Power Factor (Min.) with Max. Load		0.5

MODEL NUMBERS	DC CONTROL		AC CONTROL ④	
	5Vdc	24Vdc	120Vac	24Vac
Nominal Voltage				
Control Voltage Range	4-5 Vdc	15-32 Vdc	90-140 Vrms	18-36 Vrms
Max. Turn-On Voltage	3.0 Vdc	15.0 Vdc	90.0 Vrms	18.0 Vrms
Min. Turn-Off Voltage	1.0 Vdc	1.0 Vdc	10.0 Vrms	2.0 Vrms
Nominal Input Impedance	300 Ohm	1.0k Ohm	14.1k Ohm	4.2k Ohm
Typical Input Current @ Nominal Voltage	12 mA	8 mA	10 mArms	5 mArms

GENERAL NOTES

© 2005 CRYDOM CORP, Specifications subject to change without notice.

- ① All parameters at 25°C unless otherwise specified.
- ② Off-State dv/dt test method per EIA/NARM standard RS-443, paragraph 13.11.1
- ③ Turn-On Time for Random Turn-On versions 0.1msec (DC Control Models).
- ④ No input status LED on AC control modules.



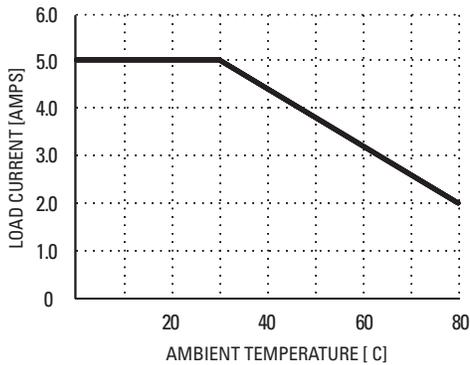
GENERAL SPECIFICATIONS

Dielectric Strength 50/60Hz Input/Output/Base	2500 Vrms
Insulation Resistance (Min.) @ 500 Vdc	10 ⁹ Ohm
Max. Capacitance Input/Output	10 pF
Ambient Operating Temperature Range	-30 to 80°C
Ambient Storage Temperature Range	-30 to 80°C

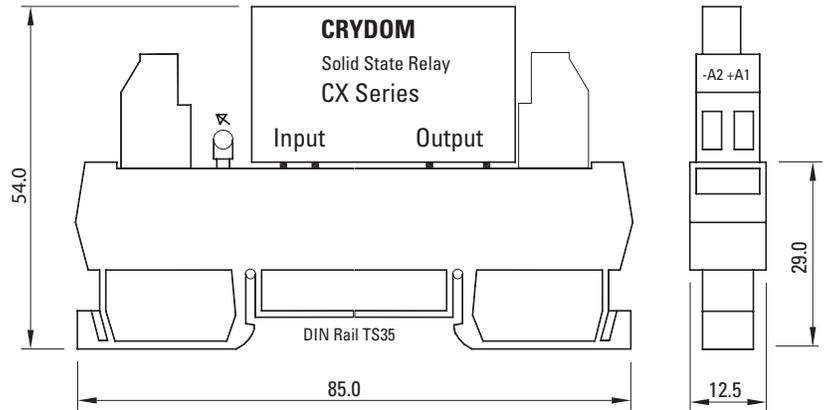
MECHANICAL SPECIFICATION

Weight: (typical)	30 grms
Encapsulation (SSR):	Thermally Conductive Epoxy

CURRENT DERATING CURVE



Max. Load Current vs. Temp.



- All dimensions are in millimeters (not to scale)
- Colour of carrier and termination housing - orange
- Input status LED is on DC control module only

© 2005 CRYDOM CORP, Specifications subject to change without notice.

AVAILABLE OPTIONS

- R Random Turn-On Switching
Example: MS11-CX240D5R, MS11-CX240A5R

APPROVALS (SSR ONLY)

UL E 116949
CSA LR 81689
VDE 70938
UG (240V, DC Control Only)



! DANGER / PELIGRO / DANGER /GEFAHR / PERICOLO / PERIGO

<p>HAZARD OF ELECTRIC SHOCK, EXPLOSION, OR ARC FLASH.</p> <ul style="list-style-type: none"> • Disconnect all power before installing or working with this equipment. • Verify all connections and replace all covers before turning on power. <p>Failure to follow these instructions will result in death or serious injury.</p>	<p>RIESGO DE DESCARGA ELECTRICA O EXPLOSION.</p> <ul style="list-style-type: none"> • Desconectar todos los suministros de energia a este equipo antes de trabajar con este equipo. • Verificar todas las conexiones y colocar todas las tapas antes de energizar el equipo. <p>El incumplimiento de estas instrucciones puede provocar la muerte o lesiones serias.</p>	<p>RISQUE DE DESCARGE ELECTRIQUE OU EXPLOSION</p> <ul style="list-style-type: none"> • Eteindre toutes les sources d'énergie de cet appareil avant de travailler dessus de cet appareil • Vérifier tous connections, et remettre tous couverts en place avant de mettre sous <p>De non-suivi de ces instructions provoquera la mort ou des lésions sérieuses.</p>	<p>GEFAHR EINES ELEKTRISCHEN SCHLAGES ODER EINER EXPLOSION.</p> <ul style="list-style-type: none"> • Stellen Sie jeglichen Strom ab, der dieses Gerät versorgt, bevor Sie an dem Gerät Arbeiten durchführen • Vor dem Drehen auf Energie alle Anschlüsse überprüfen und alle Abdeckungen ersetzen. <p>Unterlassung dieser Anweisungen können zum Tode oder zu schweren Verletzungen führen.</p>	<p>RISCHIO DI SCOSSA ELETTRICA O DELL'ESPLOSIONE.</p> <ul style="list-style-type: none"> • Spenga tutta l'alimentazione e che fornisce questa apparecchiatura prima del lavorare a questa apparecchiatura • Verificare tutti i collegamenti e sostituire tutte le coperture prima della rotazione sull'alimentazione <p>L'omissione di seguire queste istruzioni provocherà la morte o di lesioni serie</p>	<p>RISCO DE DESCARGA ELÉTRICA OU EXPLOÇÃO</p> <ul style="list-style-type: none"> • Desconectar o equipamento de toda a energia antes de instalar ou trabalhar com este equipamento • Verificar todas as conexões e recolocar todas as tampas antes de religar o equipamento <p>O não cumprimento destas instruções pode levar à morte ou lesões sérias.</p>
--	--	---	---	---	---

! WARNING / AVERTISSEMENT / WARNUNG / ADVERTENCIA / AVVERTENZA / AVISO

<p>RISK OF MATERIAL DAMAGE AND HOT ENCLOSURE</p> <ul style="list-style-type: none"> • The product's side panels may be hot, allow time for product to cool before touching. • Follow proper mounting instructions including torque values. • Do not allow liquids or foreign objects to enter this product. <p>Failure to follow this instruction can result in serious injury, or equipment damage.</p>	<p>RISQUE DE DOMMAGE MATERIEL ET DE SURCHAUFFE DU BOITIER</p> <ul style="list-style-type: none"> • Les panneaux latéraux du produit peuvent être chauds. Laisser le produit refroidir avant de le toucher. • Respecter les consignes de montage, et notamment les couples de serrage. • Ne pas laisser pénétrer de liquide ni de corps étrangers à l'intérieur du produit. <p>Le non-respect de cette directive peut entraîner, des lésions corporelles graves ou des dommages matériels.</p>	<p>GEFAHR VON MATERIALSCHÄDEN UND GEHÄUSEERHITZUNG</p> <ul style="list-style-type: none"> • Die Seitenwände können heiß sein. Lassen Sie das Produkt abkühlen, bevor Sie es berühren. • Beachten Sie die Montageanweisungen, • Führen Sie keine Flüssigkeiten oder Fremdkörper in das Produkt ein. <p>Die Nichtbeachtung dieser Anweisung kann Körperverletzung oder Materialschäden zur Folge haben.</p>
<p>RIESGO DE DAÑOS MATERIALES Y DE SOBRECIENTAMIENTO DE LA UNIDAD</p> <ul style="list-style-type: none"> • Los paneles laterales del producto pueden estar calientes. Esperar que el producto se enfríe antes de tocarlo. • Respetar las instrucciones de montaje, y en particular los pares de apretado. • No dejar que penetren líquidos o cuerpos extraños en el producto. <p>Si no se respetan estas precauciones pueden producirse graves lesiones, daños materiales.</p>	<p>RISCHIO DI DANNI MATERIALI E D'INVOLUCRO CALDO</p> <ul style="list-style-type: none"> • I pannelli laterali dell'apparecchio possono scottare; lasciar quindi raffreddare il prodotto prima di toccarlo. • Seguire le istruzioni di montaggio corrette. • Non far entrare liquidi o oggetti estranei in questo apparecchio. <p>La mancata osservanza di questa precauzione può causare gravi rischi per l'incolumità personale o danni alle apparecchiature.</p>	<p>RISCO DE DANO MATERIAL E DE AQUECIMENTO</p> <ul style="list-style-type: none"> • Os painéis laterais do produto podem estar quentes; dê tempo ao produto para arrefecer antes de lhe tocar. • Siga devidamente as instruções de montagem. • Não permita a entrada de líquidos e de objectos estranhos no produto. <p>A não observância destas precauções pode provocar a morte, ferimentos graves ou danos materiais.</p>

ANNEX – ENVIRONMENTAL INFORMATION:

The environmental information disclosed in this annex including the EIP Pollution logo are in compliance with People's Republic of China Electronic Industry Standard SJ/T11364 – 2006, Marking for Control of Pollution Caused by Electronic Information Products.

Part Name	Toxic or hazardous Substance and Elements					
	Lead (Pb)	Mercury (Hg)	Cadmium (Cd)	Hexavalent Chromium (Cr (VI))	Polybrominated biphenyls (PBB)	Polybrominated diphenyl ethers (PBDE)
Semiconductor die	X	O	O	O	O	O
Solder	X	O	O	O	O	O

附件 - 环保信息:

此附件所标示的包括电子信息产品污染图标的环保信息符合中华人民共和国电子行业标准 **SJ/T11364 - 2006**, 电子信息产品污染控制标识要求

部件名称	有毒有害物质或元素					
	铅 (Pb)	汞 (Hg)	镉 (Cd)	六价铬 (Cr (VI))	多溴联苯 (PBB)	多溴二苯醚 (PBDE)
半导体芯片	X	O	O	O	O	O
焊接点	X	O	O	O	O	O



D. Simulationsparameter

D.1. CAD Daten

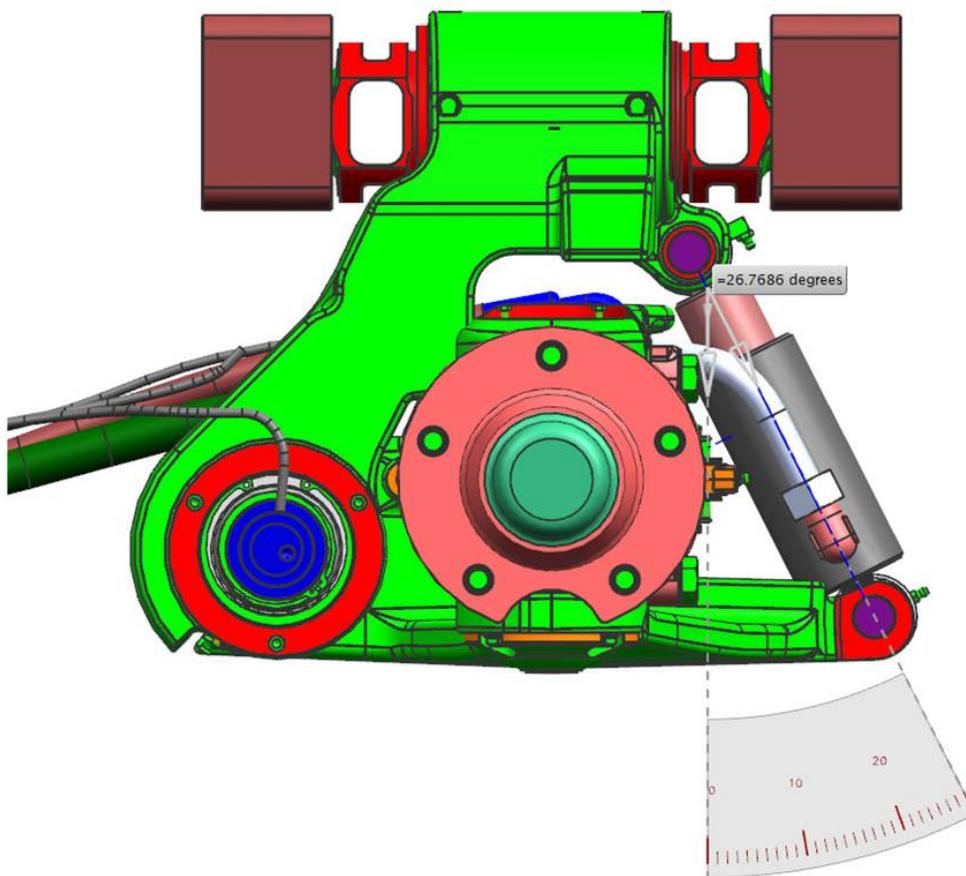


Abbildung D.1.: Neigewinkel Hydraulikzylinder

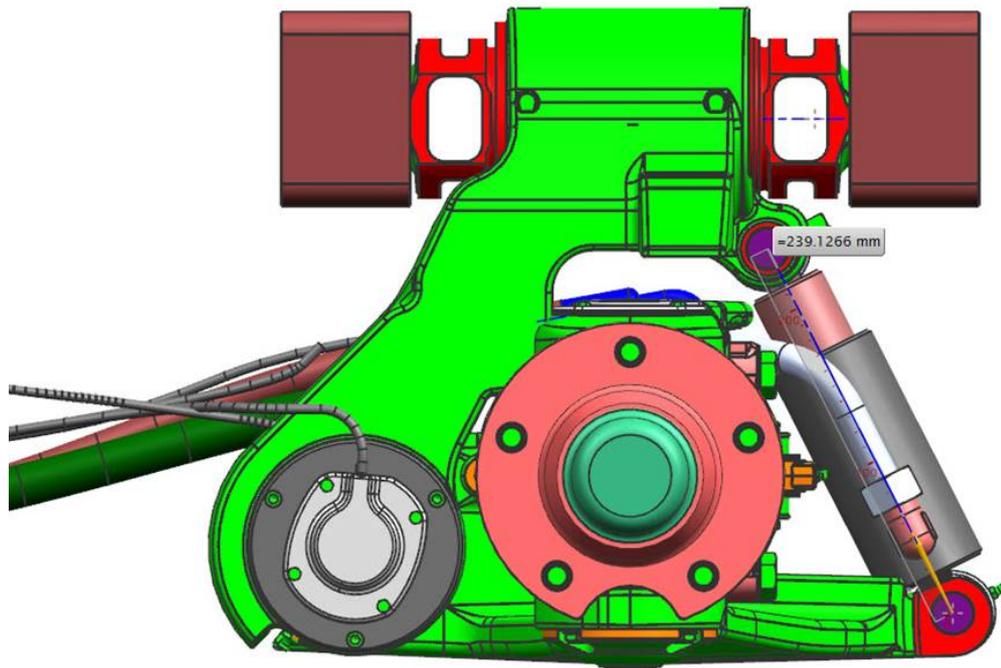


Abbildung D.2.: Länge Hydraulikzylinder

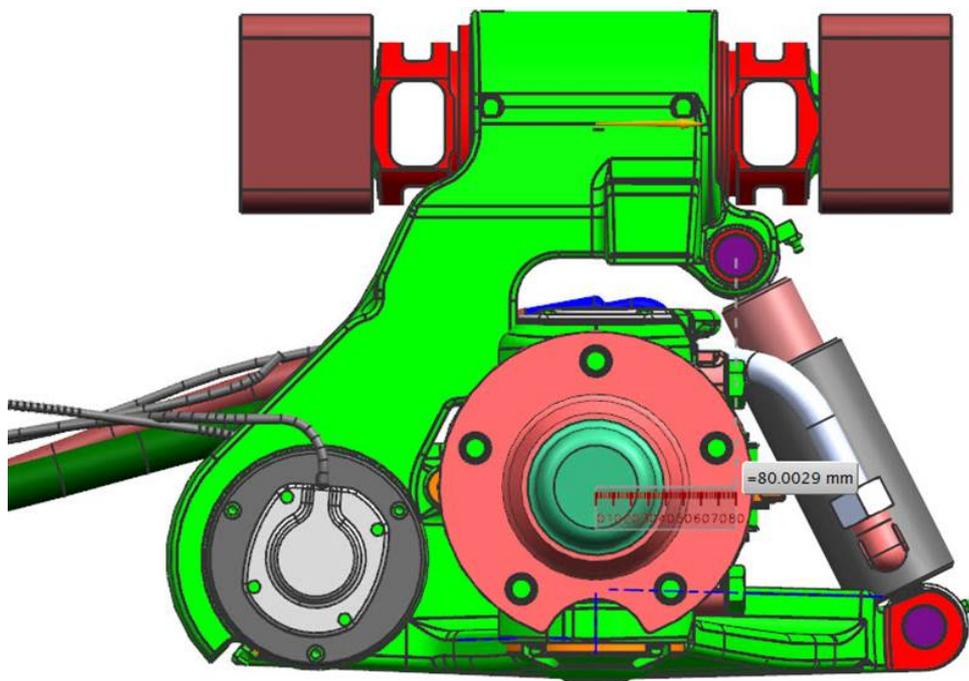


Abbildung D.3.: Abstand l_2

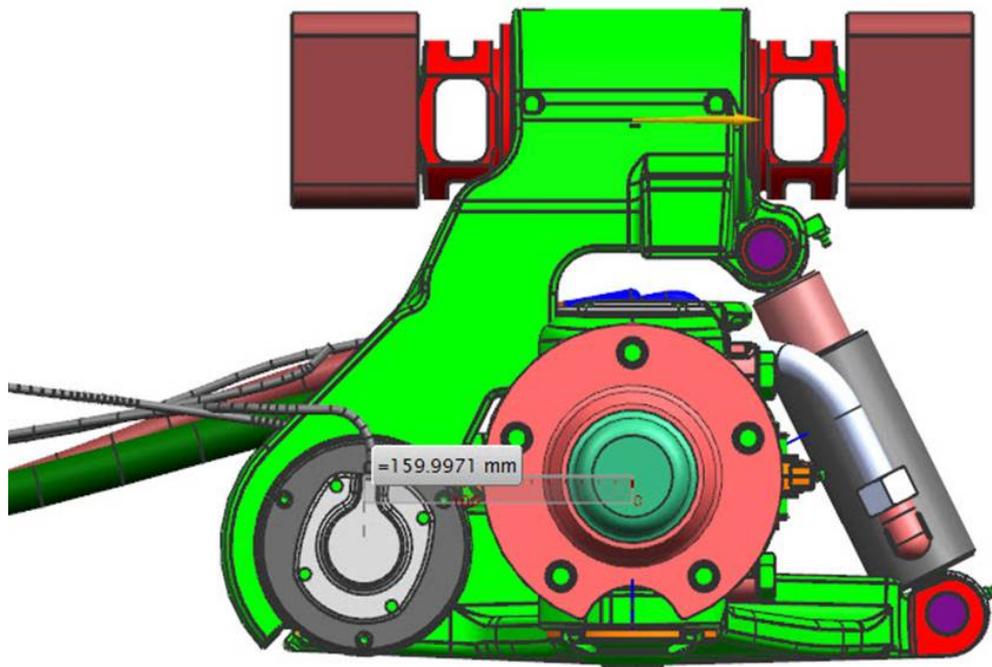


Abbildung D.4.: Abstand l_3

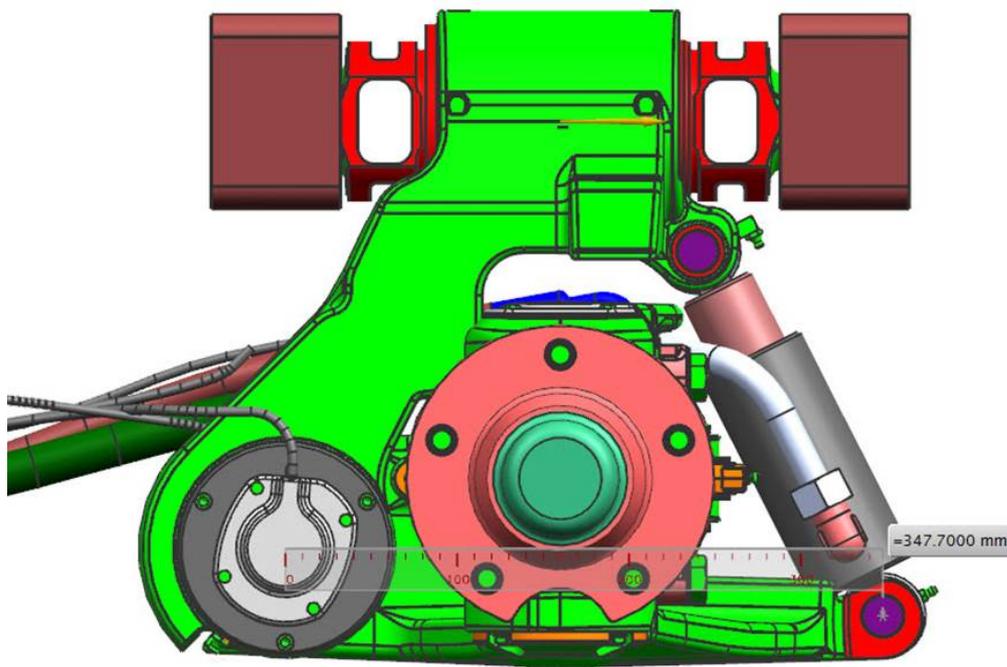


Abbildung D.5.: Abstand l_4

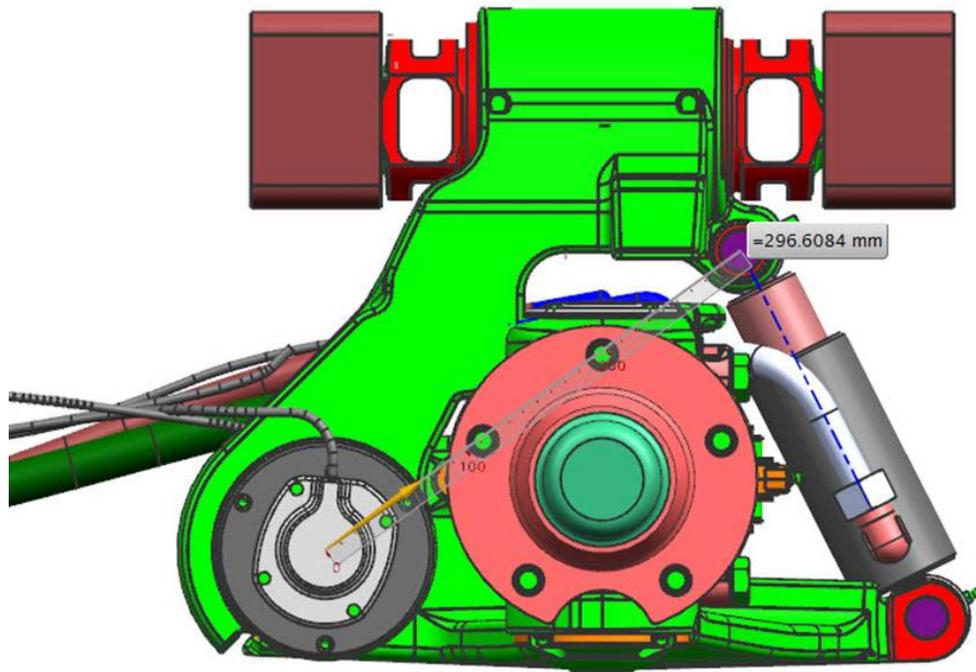


Abbildung D.6.: Abstand Angriffspunkt Hydraulikzylinder - Drehgelenk

D.2. Simulationsparameter Berechnungsabteilung

Hallo Herr Kluge,

anbei die gewünschten Daten.

Mass : 4645.8865631104 kg
Center of Mass :
Location : 986.0340261734, -4.1470435021, 407.0241329346 (mm, mm, mm)
Orientation : 265.8796236509, 10.9786057085, 94.3486817255 (deg)
Mass Inertia Tensor :
IXX : 3.1723543374E+009 kg-mm**2
IYY : 1.9390868372E+010 kg-mm**2
IZZ : 1.7531124644E+010 kg-mm**2
IXY : 4.2229360717E+007 kg-mm**2
IZX : 3.9967117991E+009 kg-mm**2
IYZ : 1.3453906271E+007 kg-mm**2

Das kartesische Koordinatensystem ist bezogen auf Mitte Vorderachse. Die Trägheitsdaten beziehen sich auf den angegebenen Gesamtschwerpunkt. Als Hubmast ist ein dachgleicher ohne Hublast modelliert, Lenkachse und hintere Bereifung wurde nicht berücksichtigt.

Bzgl. der möglichen Messdaten möchte ich Sie auf Herrn Gesser/ELV2 verweisen, hier bekommen Sie vielleicht die gewünschten Daten zu Ihrer Fahrzeugkonfiguration.

Bei Rückfragen können Sie sich gerne an mich wenden.

Mit freundlichen Grüßen / best regards,

Martin Glebe

Dr.-Ing. Martin Glebe
Pre-Development / Simulation Aschaffenburg
ELD 3 - Simulation

Linde Material Handling GmbH
Großostheimer Straße 198
63741 Aschaffenburg
Germany

Phone: +49.60 21.99-21 85
Fax: +49.60 21.99-25 36
E-Mail: martin.glebe@linde-mh.de

D.3. Matlab Parameter

```
%% Simulationsparameter Lastfall 1 (ohne Last)

% close all;
clc;

%% Laden der Messsignale

% zur Anregung wurde die Messung einer Rückwärtsfahrt bei 10 kmh und ca. 63
% ° mit beiden Achsen bei blockierter Federung über die 8 mm hohe Schwelle
% verwendet
load('C:\Users\Julian\Desktop\Diplomarbeit\Simulation\BR 393 H35 D hydropneumatische
Federung\anregung.mat');

% Um die Winkelauslenkung mit Feder zu erhalten wurde eine Messung unter
% den gleichen Umständen aber mit zugesdchalteter Federung verwendet.
load('C:\Users\Julian\Desktop\Diplomarbeit\Simulation\BR 393 H35 D hydropneumatische
Federung\winkelauslenkung.mat');

zylinder_druck2.time=anregung.X.Data;
zylinder_druck2.signals.values=anregung.Y(2).Data';
zylinder_druck2.signals.dimensions=1;

winkel2.time=anregung.X.Data;
winkel2.signals.values=anregung.Y(1).Data';
winkel2.signals.dimensions=1;

zylinder_druck.time=winkelauslenkung.X.Data;
zylinder_druck.signals.values=winkelauslenkung.Y(2).Data';
zylinder_druck.signals.dimensions=1;

winkel.time=winkelauslenkung.X.Data;
winkel.signals.values=winkelauslenkung.Y(1).Data';
winkel.signals.dimensions=1;

%% allg. Parameter

g = 9.81;           % [m/s^2] Gravitationsbeschleunigung
eps = 26.77/180*pi; % [rad] Neigungswinkel Hydraulikzylinder

%% Hydraulikzylinder

d_K = 0.045;       % Kolbendurchmesser [m]
A_K = pi*d_K^2/4; % Kolbenfläche [m^2]

%% Aufbau

m_A = 4645.89;     % [kg] Masse Aufbau / Martin Glebe ELD 3
G_A = m_A*g;      % [N] Gewicht des Aufbaus

x_SA = 0.986;     % [m] horizontaler Abstand Antriebsachse - Schwerpunkt Aufbau /
Martin Glebe ELD 3
z_SA = 0.407;     % [m] vertikaler Abstand Antriebsachse - Schwerpunkt Aufbau /
Martin Glebe ELD 3

l1 = 1.965;       % [m] horizontaler Abstand Antriebsachse - Angriffspunkt
```

```

Hydraulikzylinder / Datenblatt BR 393 + CAD Modell gefederte Lenkachse
    % Radstand + (l4-l3)
l2 = 0.08;          % [m] horizontaler Abstand Befestigungspunkt Schwinge /
Pendelachse - Angriffspunkt Hydraulikzylinder / CAD Modell gefederte Lenkachse
2276542

Iyy_A = 19391e-6;   % Trägheitsmoment [kg*m^2](Schwerpunkt) / Martin Glebe ELD 3
J_A = Iyy_A + (x_sA^2+z_sA^2)*m_A;      % [kg*m^2]

%% Reifen

k_R = 1.0799e6;     % soll 3.4799e6; [N/m] Federrate / Bachelorarbeit A. Schuh
Lastfall 1 ca. S.40
d_R = 3.0623e3;     % soll 2.8623e3 [Ns/m] Dämpfungskonstante / Bachelorarbeit A.
Schuh Lastfall 1 ca. S. 40

%% Lenkachse

m_LA = 185.79;      % [kg] Masse Lenkachse / CAD Modell gefederte Lenkachse
2276542
G_LA = m_LA*g;      % [N] Gewicht Lenkachse

x_sLA = 0.136;      % [m] horizontaler Abstand Drehgelenk Lenkachse - Schwerpunkt
Lenkachse / CAD Modell gefederte Lenkachse 2276542
z_sLA = 0.080;      % [m] vertikaler Abstand Drehgelenk Lenkachse - Schwerpunkt
Lenkachse / CAD Modell gefederte Lenkachse 2276542

l3 = 0.160;         % [m] horizontaler Abstand Drehgelenk Lenkachse -
Krafteinleitungspunkt durch die Räder / CAD Modell gefederte Lenkachse 2276542
l4 = 0.3477;        % [m] horizontaler Abstand Drehgelenk Lenkachse -
Kraftangriffspunkt Hydraulikzylinder / CAD Modell gefederte Lenkachse 2276542

Iyy_LA = 4302771e-6; % Trägheitsmoment (Schwerpunkt)[kg*m^2] / CAD Modell
gedeferte Lenkachse 2276542
J_LA = Iyy_LA + (x_sLA^2+z_sLA^2)*m_LA; % [kg*m^2]

i_F = l4/l3*cos(eps); % Federübersetzung

%% Hydraulikkreislauf

% Membranspeicher
n = 1.4;            % Polytropenexponent
V_Sp = 0.32e-3;     % [m^3] Volumen Membranspeicher
p_G = 25e5;         % [N/m^2] Vorfülldruck Membranspeicher Datenblatt

% Drossel- Rückschlagventil
G_D1 = 2e-7;        % [sqrt(m^7/kg)] Leitwert Volumenstrom zum Speicher hin, also nur
über Blende
G_D2 = 2e-5;        % [sqrt(m^7/kg)] Leitwert Volumenstrom vom Speicher weg, also
über Blende und Rückschlagventil

% Plungerzylinder
l_hub = 55e-3;      % [m] Hublänge technische Zeichnung Plungerzylinder
l0_kapaz = l_hub * 0.75; % [m] auslegung....ruhelage bei ca. 75% der Hublänge

```

% Hydrauliköl

E_hlp_68 = 3.5e8; % [N/m²] Skript Fluidtechnik Karlsruhe Seite. H50 ist E = 2e9

%% Berechnung Relativwinkel (Kosinussatz)

a = 203e-3 + l0_kapaz; % [m] laenge plungerzylinder + 75% hublänge

b = 296.61e-3; % [m] geschätzt

c = 14; % [m] 14....abstand drehgelenk - zylinderangriffspunkt

Literaturverzeichnis

- [1] Helmut Balzert. *Lehrbuch der Softwaretechnik: Basiskonzepte und Requirements Engineering*. Spektrum Akademischer Verlag, 3. edition, 2009.
- [2] Wolfgang Bauer. *Hydropneumatische Federungssysteme*. Springer-Verlag, 1. edition, 2008.
- [3] Peter Beater. *Entwurf hydraulischer Maschinen*. Springer-Verlag, 1. edition, 1999.
- [4] Thorsten Biermann. *Entwicklung eines aktiven Fahrwerks für Gegengewichtstapler*. Helmut Schmidt Universität, 2009. Doktorarbeit.
- [5] Dirk Abel, Alexander Bolling. *Rapid Control Prototyping*. Springer Verlag, 1. edition, 2006.
- [6] Abschlussbericht der Helmut-Schmidt-Universität. *Aktives Fahrwerk für Gegengewichtstapler*. 2007.
- [7] Martin Horn, Nicolaos Dourdoumas. *Regelungstechnik*. Pearson Studium, 1. edition, 2004.
- [8] dSPACE GmbH. Microautobox II. <http://www.dspace.com/de/gmb/home/products/hw/micautob.cfm>, 2013. Online; accessed October 2013.
- [9] dSPACE GmbH. *MicroAutoBox Features*. May 2010. Release 6.6, Handbuch.
- [10] dSPACE GmbH. *RTI Reference*. May 2010. Release 6.6, Handbuch.
- [11] dSPACE GmbH. *RTLlib Reference*. May 2010. Release 6.6, Handbuch.
- [12] Dietmar Findeisen. *Ölhydraulik*. Springer Verlag, 5. edition, 2006.
- [13] Dieter Will, Norbert Gebhardt. *Hydraulik*. Springer Verlag, 5. edition, 2011.
- [14] Bernd Heißing, Metin Ersoy, Stefan Gries. *Fahrwerkhandbuch*. Vieweg+Teubner Verlag, 3. edition, 2011.
- [15] H.G. Hochleitner. *Fluidtechnik I*. 2010. Vorlesungsskriptum, Technische Universität Graz.

- [16] A. Hofer. *Regelungstechnik 2*. 2008. Vorlesungsskriptum, Technische Universität Graz.
- [17] Jan Lunze. *Regelungstechnik 1*. Springer Verlag, 6. edition, 2007.
- [18] Heinrich Martin. *Transport- und Lagerlogistik*. Vieweg+Teubner Verlag, 8. edition, 2011.
- [19] Wolfgang Matschinsky. *Radführung der Straßenfahrzeuge*. Springer Verlag, 3. edition, 2007.
- [20] W. Schumacher, M. Maurer. *Grundlagen der Regelungstechnik*. Oktober 2011. Vorlesungsskriptum, Technische Universität Braunschweig.
- [21] Montini. Technologies. <http://www.montini.biz/en/tecnologie/>, 2010. Online; accessed August 2013.
- [22] Francesco Garotti, Paolo Ravaglia. *Vehicle suspension with an axle having two steering wheels, particularly for four-wheel lift trucks*. 2001. Europäisches Patent: EP 1162092 A2.
- [23] Samson. Regler und regelstrecken. http://www.samson.de/pdf_de/l102de.pdf, 2013. Online; accessed August 2013.
- [24] Andreas Schuh. *Systematische Untersuchung von Federungsmöglichkeiten an der Lenkachse von Gabelstaplern*. Hochschule Konstanz, September 2010. Bachelorarbeit.
- [25] Bernhard Spitzer. *Modellbasierter Hardware-in-the-Loop Test von eingebetteten elektronischen Systemen*. Universität Fridericiana Karlsruhe, 2001. Doktorarbeit.
- [26] Holger Watter. *Hydraulik und Pneumatik*. Vieweg, 1. edition, 2007.