

Vorgehen zur Optimierung einer elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung durch Erweiterung der Systemfreiheitsgrade

Zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)

von der KIT-Fakultät für Maschinenbau des
Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)
angenommene

DISSERTATION

von

Marco Wydra, M. Sc.

geboren am 03.05.1991 in Stuttgart

Tag der mündlichen Prüfung:
Erster Gutachter:
Zweiter Gutachter:

03. November 2025
Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer
Prof. Dr. Ludger Frerichs



Dieses Werk ist lizenziert unter einer Creative Commons Namensnennung - Weitergabe unter gleichen Bedingungen 4.0 International Lizenz (CC BY-SA 4.0): <https://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0/deed.de>

Abstract

Methodology for Optimizing an Electro-Hydraulic Flow-on-Demand System by Extending the System Control Degrees of Freedom

Electro-Hydraulic Flow-on-Demand System (EBSS) is an alternative to conventional hydrostatic drive technologies in mobile machinery and offers potential for energy optimization. This work develops a systematic methodology for the extension of the system control degrees of freedom in an EBSS-system in order to minimize throttling losses, enable recuperation and regeneration and thus increase energy efficiency. Essential modification concepts include independent metering, the introduction of additional pressure levels and the increase of effective areas in linear actuators. The proposed control strategy is based on a multi-objective optimization approach and ensures comparable operability to conventional hydrostatic drive technologies despite increased system complexity.

Using the example of a wheel loader, a system modification is compared with a reference system. The simulation results show an energy saving of 13,7 % for the considered work cycle – Y-cycle. Due to the increased number of components, the probability of failure of the valve technology increases both in the safety and reliability function. This makes additional safety measures necessary. The analysis of life cycle costs makes it clear that the increased investment costs do not currently justify economic implementation for machine manufacturers, although significant reductions in operating costs are possible.

Keywords: hydrostatic drive technology, independent metering, multi-pressure system, multi-chamber cylinder

Kurzfassung

Vorgehen zur Optimierung einer elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung durch Erweiterung der Systemfreiheitsgrade

Die elektrohydraulische Bedarfsstromsteuerung (EBSS) ist eine Alternative zu konventionellen hydrostatischen Antriebssystemen in mobilen Arbeitsmaschinen und bietet Potenzial zur energetischen Optimierung. Diese Arbeit entwickelt eine systematische Methodik zur gezielten Erweiterung der Steuerungsfreiheitsgrade in einem EBSS-System, um Drosselverluste zu minimieren, Rekuperation und Regeneration zu ermöglichen und damit die Energieeffizienz zu steigern. Zentrale Modifikationskonzepte umfassen getrennte Steuerkanten, die Einführung zusätzlicher Druckniveaus sowie die Erhöhung der Wirkflächen bei linearen Aktoren. Die vorgeschlagene Steuerstrategie basiert auf einem mehrzieligen Optimierungsansatz und gewährleistet trotz gesteigerter Systemkomplexität eine vergleichbare Bedienbarkeit zu konventionellen hydrostatischen Antriebssystemen.

Am Beispiel eines Radladers wird eine Systemmodifikation einem Referenzsystem gegenübergestellt. Die Simulationsergebnisse zeigen für das betrachtete Arbeitsspiel – Y-Zyklus – eine Energieeinsparung von 13,7 %. Aufgrund der erhöhten Anzahl an Komponenten steigt die Ausfallwahrscheinlichkeit der Ventiltechnik sowohl in der Sicherheits- als auch Zuverlässigkeitsfunktion. Dies macht zusätzliche Sicherheitsmaßnahmen erforderlich. Die Analyse der Lebenszykluskosten verdeutlicht, dass die gesteigerten Investitionskosten derzeit eine wirtschaftliche Umsetzung für Maschinenhersteller nicht rechtfertigen, obwohl signifikante Betriebskostensenkungen möglich sind.

Schlagworte: hydrostatisches Antriebssystem, getrennte Steuerkanten, Mehrdrucksystem, Mehrflächenzylinder

Danksagung

Bildung ist etwas, das oft übersehen wird, obwohl es eine fundamentale Bedeutung in unserem Leben hat. Die Möglichkeit, zu lernen, sich weiterzuentwickeln und die eigenen Fähigkeiten zu entfalten, ist ein Geschenk, das nicht nur den Weg zu persönlichem Wachstum ebnet, sondern auch die Türen zu neuen Welten öffnet.

DANKE, Herr Professor Dr.-Ing. Marcus Geimer, für die Übernahme des Hauptreferats, das Vertrauen in meine Arbeit sowie das vermittelte Wissen im Rahmen Ihrer Vorlesungen, Übungen und den persönlichen Diskussionen während und nach meiner Zeit am Mobima.

DANKE, Herr Professor Dr. Ludger Frerichs, für die Übernahme des Korreferats, den gemeinsamen Austausch auf Tagungen und die Möglichkeit von Ihnen zu lernen.

DANKE, Herr Professor Dr.-Ing. Christoph Stiller, für die Übernahme des Promotionsvorsitzes und das dadurch ausgedrückte Interesse in meine Arbeit.

DANKE, an alle Freunde, Kollegen, Hiwis, Kommilitonen, Mitschüler, Lehrer, Firmen sowie alle Bekannten, die meinen Blick geweitet, mich bestärkt und unterstützt haben.

HERZLICHEN DANK an meine Familie. Ich bin glücklich und mehr als dankbar eure bedingungslose Liebe zu erfahren!

„Eisen wird an Eisen geschliffen; / so schleift einer den Charakter des andern.“
(Spr 27,17, EU [1])

Au am Rhein, im Dezember 2025

Marco Wydra

Inhaltsverzeichnis

Abstract	i
Kurzfassung	iii
Formelzeichen und Abkürzungen	xi
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Aufbau	2
2 Stand der Wissenschaft und Technik	5
2.1 Charakterisierung mobiler Arbeitsmaschinen	5
2.1.1 Grundstruktur	6
2.1.2 Aufbau und Arten des Antriebsstrangs	8
2.2 Hydrostatische Antriebssysteme	11
2.2.1 Ventilgesteuerte Basissysteme	15
2.2.2 Ansätze zur Vermeidung prinzipbedingter Verluste von Basissystemen	25
2.2.3 Systemfreiheitsgrade in den Ventilen	27
2.2.4 Systemfreiheitsgrade in der Anzahl der Druckniveaus	31
2.2.5 Systemfreiheitsgrade in der Anzahl der Wirkflächen linearer Abtriebe	37
2.3 Forschungsbedarf	42
3 Grundlagen zur methodischen Systemmodifikation	45
3.1 Simulation mobiler Arbeitsmaschinen	47
3.2 Regelungsansätze hydrostatischer Antriebsstränge	50
3.2.1 Betätigungsarten von Ventilen	53
3.2.2 Hydromechanische Regelungsansätze	55
3.2.3 Elektrohydraulische Regelungsansätze	57
3.2.4 Regelungsansätze zur Betriebsoptimierung	67

3.3	Verfahren zur Bewertung mobiler Arbeitsmaschinen	70
3.3.1	Sicherheit und Zuverlässigkeit	72
3.3.2	Bedienbarkeit mobiler Arbeitsmaschinen	75
3.3.3	Effizienz eines Antriebsstrangs	76
3.3.4	Lebenszykluskosten	82
4	Systemmodifikation elektrohydraulischer Bedarfsstromsteuerungen	85
4.1	EBSS-Basissystem als Referenz	85
4.2	Erweiterung durch neue Systemfreiheitsgrade	87
4.2.1	Erweiterung durch Ventile	88
4.2.2	Erweiterung durch die Anzahl an Druckniveaus	90
4.2.3	Erweiterung durch die Anzahl der Wirkflächen linearer Abtriebe	94
4.3	Mathematische Beschreibung des Antriebsstrangs	95
4.3.1	Drehzahlveränderlicher Pumpenantrieb	96
4.3.2	Rückspeiseeinheit	98
4.3.3	Ventil	99
4.3.4	Mehrflächenzylinder	100
4.3.5	Hydromotor	107
4.3.6	Hydrospeicher	108
4.4	Steuerstrategie	110
4.4.1	Ebene1 – Erfassung der Zustandsgrößen	112
4.4.2	Ebene 2 – Optimierung des Schaltzustands	113
4.4.3	Ebene3 – Erzeugung des Stellsignals	119
5	Entwicklungsumgebung	121
5.1	Beispielanwendung Radlader	121
5.1.1	Arbeitszyklus	124
5.2	Simulationsmodell	125
5.2.1	Anwendermodell	125
5.2.2	Energiewandler	126
5.2.3	Ventile	127
5.2.4	Qualitatives Systemverhalten	128
6	Ergebnisse und Diskussion	131
6.1	Sicherheit und Zuverlässigkeit	132
6.1.1	Fehlerbaumanalyse	132
6.1.2	Quantifizierung	135
6.2	Bedienbarkeit	135

6.3	Effizienz	139
6.4	Lebenszykluskosten	146
7	Zusammenfassung und Ausblick	149
A	Anhang	155
A.1	Hydraulische Halb-/ Vollbrücke	156
A.2	Schaltpläne	159
A.3	Schaltkombinationen	161
A.4	Simulationsmodell	166
A.5	Effizienzbetrachtung	168
A.6	Lebenszykluskosten	171
	Abbildungsverzeichnis	173
	Tabellenverzeichnis	183
	Literaturverzeichnis	185
	Internetquellen	204
	Eigene Publikationen	206
	Betreute Abschlussarbeiten	208
	Hinweis Aus Gründen der besseren Lesbarkeit wird auf die gleichzeitige Verwendung der Sprachformen männlich, weiblich und divers (m/w/d) verzichtet. Sämtliche Personenbezeichnungen gelten gleichermaßen für alle Geschlechter.	

Formelzeichen und Abkürzungen

Formelzeichen

Symbol	Einheit	Beschreibung
$A_{2 \cdot N_{DZ} - 1}$	m^2	Wirkfläche in Kolbenkammer
$A_{2 \cdot N_{DZ}}$	m^2	Wirkfläche in Stangenkammer
A_{DW}	m^2	Steuerfläche an der Druckwaage
A_{Kolben}	m^2	Kolbenfläche
A_{MB}	m^2	Durchstömungsfläche
A_{Stange}	m^2	Stangenfläche
$A_{Wirk,j}$	m^2	j -te Wirkfläche
$A_{zu,i}$	m^2	vom Zulaufölstrom betroffene Wirkfläche
A_n	m^2	Steuerfläche für Druck nach Messblende
A_v	m^2	Steuerfläche für Druck vor Messblende
$C_{Leck,in}$	–	hydraulischer Widerstand
D_S	–	Dämpfungsfaktor eines Ventils
$E(s)$	–	Laplace-Transformation von $e(t)(t)$
$E(t)$	J	Energie
$E_{primär}$	J	benötigte Primärenergie je Stunde
F_{Feder}	N	Federkraft
$F_G(\gamma)$	N	Gewichtskraft
F_{Last}	N	Kraft einer äußeren Last
F_{ODER}	–	Ausfallfunktion ODER-Verknüpfung
F_{Reib}	N	Reibkraft
$F_R(\dot{x}_{Zyl})$	N	Reibkraft

Symbol	Einheit	Beschreibung
$F_{\text{Sys,SF,SMod}}$	–	Ausfallfunktion der Sicherheitsfunktion SF für die Systemmodifikation SMod
$F_{\text{Sys,ZF,SMod}}$	–	Ausfallfunktion der Zuverlässigkeitsfunktion ZF für die Systemmodifikation SMod
F_{System}	–	Ausfallfunktion
F_{UND}	–	Ausfallfunktion UND-Verknüpfung
$F_{\text{Zyl},N_{\text{DZ}}}$	N	Druckkraft eines MFZ
$F_{\text{p},2 \cdot N_{\text{DZ}} - 1}$	N	Druckkraft am Zylinder auf Wirkfläche $N_{\text{DZ}} - 1$
$F_{\text{p},2 \cdot N_{\text{DZ}}}$	N	Druckkraft am Zylinder auf Wirkfläche N_{DZ}
$F_{\text{V},i}$	–	Ausfallwahrscheinlichkeit je Komponente i
$G(s)$	–	Übertragungsfunktion
G_{L}	–	Lagrangesche Gütemaß
G_{M}	–	Mayersche Gütemaß
I_{aus}	A	Ausgangsstrom
I_{ein}	A	Eingangsstrom
J_{ges}	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	auf ASM-Welle reduziertes Massenträgheitsmoment
K_{FU}	–	Verstärkungsfaktor Frequenzumrichter
K_{S}	–	Verstärkungsfaktor eines Ventil
K_{V}	–	Blendenbeiwert
K_{ASM}	–	Verstärkungsfaktor Asynchronmaschine
$K_{\text{hm},\text{M}}$	–	hydraulisch-mechanischer Verstärkungsfaktor Hydromotor
$K_{\text{hm},\text{P}}$	–	hydraulisch-mechanischer Verstärkungsfaktor Pumpe
$K_{\text{vol},\text{M}}$	–	volumetrischer Verstärkungsfaktor Hydromotor
$K_{\text{vol},\text{P}}$	–	volumetrischer Verstärkungsfaktor Pumpe
$K_{\text{Öl}}(p)$	Pa	Kompressionsmodul des Fluids

Symbol	Einheit	Beschreibung
K'_{Ol}	Pa	Ersatzkompressionsmodul
$M(t)$	$N \cdot m$	Drehmoment
$M_{ASM,L}$	$N \cdot m$	Lastmoment Asynchronmaschine
$M_{ASM,T}$	$N \cdot m$	Trägheitsmoment Asynchronmaschine
M_{ASM}	$N \cdot m$	Drehmoment Asynchronmaschine
$M_{eff,M}$	$N \cdot m$	effektives Hydromotordrehmoment
$M_{eff,P}$	$N \cdot m$	effektives Pumpendrehmoment
$M_{theo,M}$	$N \cdot m$	theoretisches Drehmoment eines Hydromotors
$M_{theo,P}$	$N \cdot m$	theoretisches Drehmoment einer Pumpe
$N_{Abtrieb}$	–	Anzahl an Abtrieben
N_{SK}	–	Anzahl an Kraftstufen
N_{DZ}	–	Anzahl von Differenzialzylinder, die gemeinsam einen Mehrflächenzylinder bilden
$P(t)$	W	Leistung
P_{el}	W	elektrische Leistung
P_{hydr}	W	hydraulische Leistung
$Q_{2 \cdot N_{DZ} - 1}(x_{Zyl})$	m^3/s	Volumenstrom Kolbenkammer
$Q_{2 \cdot N_{DZ}}(x_{Zyl})$	m^3/s	Volumenstrom Stangenkammer
$Q_{A,i}$	m^3/s	benötigter Volumenstrom eines Abtriebs i
Q_{NU}	m^3/s	Volumenstrom im Neutralumlauf
$Q_{V,2 \cdot N_{DZ} - 1}(x_{Zyl})$	m^3/s	Ventilvolumenstrom zur Kolbenkammer
$Q_{V,2 \cdot N_{DZ}}(x_{Zyl})$	m^3/s	Ventilvolumenstrom zur Stangenkammer
$Q_{L,i}$	m^3/s	interne Leckage eines Hydromotors
$Q_{Leck,ex}$	m^3/s	externe Leckage
$Q_{Leck,in}$	m^3/s	interne Leckage
Q_{MB}	m^3/s	Volumenstrom über eine Messblende
$Q_{Pumpe,HD}$	m^3/s	Volumenstrom der HD-Pumpe
$Q_{Pumpe,ZD}$	m^3/s	Volumenstrom der ZD-Pumpe
Q_{Pumpe}	m^3/s	Volumenstrom Pumpe

Symbol	Einheit	Beschreibung
$Q_{ZD \rightarrow zu,i}$	m^3/s	Volumenstrom vom ZD zu einem Abtrieb
$Q_{ab,i \rightarrow ZD}$	m^3/s	ablaufender Volumenstrom zum ZD
$Q_{ab,i}$	m^3/s	ablaufender Ölstrom
$Q_{eff,M}$	m^3/s	effektiver Hydromotorvolumenstrom
$Q_{eff,P,ist}$	m^3/s	effektiver Pumpenvolumenstrom
$Q_{eff,P,ref}$	m^3/s	angeforderter Pumpenvolumenstrom
Q_{norm}	m^3/s	Volumenstrom normiert auf den Wert Q_{max}
$Q_{theo,M}$	m^3/s	theoretischer Volumenstrom eines Hydromotors
$Q_{theo,P}$	m^3/s	theoretischer Volumenstrom einer Pumpe
$Q_{zu,i}$	m^3/s	zulaufender Ölstrom
Q_{max}	m^3/s	maximal benötigter Volumenstrom
$Q_{n,L,ex}$	m^3/s	externe Leckage eines Hydromotors
Q	m^3/s	Volumenstrom
T_M	s	Einsatzdauer
T_S	s	Zeitkonstante eines Ventil
T_{ASM}	s	Zeitkonstante Asynchronmaschine
$U(s)$	–	Laplace-Transformation von $u(t)(t)$
U_{FU}	V	Stellspannung
$U_V(s)$	–	Laplace-Transformation der Größe $u_V(t)$
U_{aus}	V	Ausgangsspannung
U_{ein}	V	Eingangsspannung
$V_{0,2 \cdot N_{DZ}-1}(x_{Zyl})$	m^3	Ausgangsvolumen Kolbenkammer
$V_{0,2 \cdot N_{DZ}}(x_{Zyl})$	m^3	Ausgangsvolumen Stangenkammer
$V_0(x_{Zyl})$	m^3	Referenzvolumen
V_0	m^3	Volumen im Ausgangszustand
V_1	m^3	Volumen im Endzustand
$V_{L,2 \cdot N_{DZ}-1}$	m^3	Leitungsvolumen zur Kolbenkammer
$V_{L,2 \cdot N_{DZ}}$	m^3	Leitungsvolumen zur Stangenkammer
V_L	m^3	Leitungsvolumen
V_K	m^3	Kammervolumen
V_{Luft}	m^3	Volumen Luft im Fluid

Symbol	Einheit	Beschreibung
$V_{\text{Speicher},0}$	m^3	Gasvolumen im Ausgangszustand eines Hydrospeichers
$V_{\text{Speicher},1}$	m^3	Gasvolumen im Endzustand eines Hydrospeichers
$V_{\text{Öl}}$	m^3	Volumen des Fluids
$V_{g,\max}$	m^3	maximales Schluckvolumen
V_g	m^3	Schluckvolumen
$W(j\omega)$	–	Fourier-Transformierte der Führungsgröße $w(t)$
$W_{1,2}$	J	aufgenommene Arbeit eines Hydrospeichers
W_E	J	Expansionsarbeit
W_K	J	Kompressionsarbeit
W_{krit}	J	Energieschwellwert
$Y_V(s)$	–	Laplace-Transformation der Größe $y_V(t)$
ΔV	m^3	Volumenänderung
$\Delta V_{\text{Abtrieb},k h,\text{ges}}$	m^3	verdrängtes bzw. aufgenommenes Öl in der Hauptleitung eines spezifischen Abtriebs je Druckniveau und Schaltkombination
$\Delta V_{\text{Abtrieb},k h}$	m^3	verdrängtes bzw. aufgenommenes Öl eines spezifischen Abtriebs je Wirkfläche und Druckniveau
$\Delta V_{\text{Abtrieb},k}$	m^3	verdrängtes bzw. aufgenommenes Öl eines spezifischen Abtriebs je Wirkfläche
$\Delta V_{\text{HD ZD ND}}$	m^3	Gesamt volumenänderung in Hauptleitungen
$\Delta V_{\text{Pumpe,HD ZD ND}}$	m^3	benötigtes Volumen von den Pumpen
Δp_{LS}	Pa	Load-Sensing-Druckdifferenz
Δp_{MB}	Pa	Druckdifferenz über eine Messblende
$\Delta p_{RL,NU}$	Pa	Rücklaufwiderstand im Neutralumlauf
$\Delta p_{WV,NU}$	Pa	Druckabfall zum Neutralumlauf am Wegeventil
Δp_M	Pa	Druckunterschied zwischen Hydromotorein-/ausgang

Symbol	Einheit	Beschreibung
Δp_p	Pa	Druckunterschied zwischen Pumpenein-/ausgang
Δt_{n+x}	s	prädiktiver Zeithorizont
α_D	–	Durchflusskoeffizient
α_M	–	Repräsentativer Schwenkwinkel eines Hydromotors
α_p	–	Repräsentativer Schwenkwinkel einer Pumpe
θ	–	Modellparametervektor
f	–	nichtlineare Vektorfunktion
g	–	nichtlineare Vektorfunktion
h	–	nichtlineare Vektorfunktion
$u(t)$	–	Stellgrößenvektor
$x(t)$	–	Zustandsvektor
x_0	–	Anfangsbedingungen
$y(t)$	–	Regelgrößenvektor
$z(t)$	–	algebraische Variablen
$\ddot{w}(t)$	–	dritte zeitl. Ableitung der Führungsgröße
$\ddot{\varphi}_{ASM}$	rad/s ²	Winkelbeschleunigung Asynchronmaschine
$\ddot{w}(t)$	–	zweite zeitl. Ableitung der Führungsgröße
\ddot{x}_{Zyl}	m/s ²	Zylinderbeschleunigung
\ddot{x}	m/s ²	Beschleunigung
$\dot{\varphi}(t)$	rad/s	Winkelgeschwindigkeit
$\dot{n}_{ASM,ist}$	1/s ²	Drehzahländerung Asynchronmaschine
\dot{p}	Pa/s	Druckgradient
$\dot{s}(t)$	m/s	Zylindergeschwindigkeit
$\dot{s}_{ist}(t)$	m/s	Ist-Zylindergeschwindigkeit
$\dot{s}_{ref}(t)$	m/s	Soll-Zylindergeschwindigkeit
$\dot{w}(t)$	–	erste zeitl. Ableitung der Führungsgröße
\dot{x}_{Zyl}	m/s	Zylindergeschwindigkeit
\dot{x}	m/s	Geschwindigkeit

Symbol	Einheit	Beschreibung
$\eta_{\text{hm,M}}$	–	hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad eines Hydromotors
$\eta_{\text{hm,P}}$	–	hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad einer Pumpe
$\eta_{\text{vol,M}}$	–	volumetrischer Wirkungsgrad eines Hydromotors
$\eta_{\text{vol,P}}$	–	volumetrischer Wirkungsgrad einer Pumpe
γ	°	Zylinderneigung zur Horizontalen
κ	–	Isentropenexponent
\mathbf{A}	m^2	Wirkflächenvektor
$\mathbf{C}_{\text{Abtrieb},k}$	–	Vektor repräsentiert Schaltkombinationen für einen Abtrieb k
\mathbf{C}	–	Wirkrichtungsvektor
$\mathbf{F}_{\text{Angebot}}$	N	Zylinderkraftprofilvektor
$\mathbf{F}_{\text{Beschl.}}$	N	Kraftereserve zur Beschleunigung
\mathbf{F}_{t_n}	N	Kraftvektor für aktuelle Schaltkombination
$\mathbf{M}_{\text{bin HD}}^*$	–	binäre Schaltkombination-Matrix für das Druckniveau HD
$\mathbf{M}_{\text{bin h}}^*$	–	binäre Schaltkombination-Matrix je Druckniveau
\mathbf{M}_{bin}	–	binäre Schaltkombination-Matrix
$\text{SOC}_{t_{n+x}}$	m^3	zukünftiger Ladezustand der Hydrospeicher
SOC_{t_n}	m^3	aktueller Ladezustand der Hydrospeicher
U_{zul}	V	zulässiger Steuerungsbereich
W_{Pumpe}	J	zukünftig benötigte Pumpenenergie
W_{Speicher}	J	verrichtete Speicherarbeit
p_{Kammer}	Pa	Systemdruckvektor
ν	mm^2/s	kinematische Viskosität
$\omega_{0,S}$	Hz	Eigenfrequenz eines Ventil
ω_{HSV}	Hz	Eigenfrequenz des Hauptsteuerventils
ω_w	Hz	Frequenz der Führungsgröße $w(t)$ bei maximaler Amplitude

Symbol	Einheit	Beschreibung
ρ	kg/m ³	Fluidichte
SOC _{max}	m ³	maximaler Wert des State of Charge
SOC _{min}	m ³	minimaler Wert des State of Charge
$\mathbf{p}(t)$	–	Hilfsgröße
$\varphi(t)$	rad	Winkelposition
$\vec{J}(\vec{x}(t), \vec{u}(t), t)$	–	Zielfunktionsvektor
$\vec{J}_B(\vec{x}(t), \vec{u}(t), t)$	–	Bolzasche Gütemaß
$\vec{g}(\vec{x}(t), \vec{u}(t), t)$	–	stationäre Endzustände
$\vec{h}(\vec{x}(t), \vec{u}(t), t)$	–	Ungleichungsnebenbedingung
$\vec{u}(t)$	–	Steuervektor
$\vec{x}(t)$	–	Zustandsvektor
$c_{2 \cdot N-1}$	N/m	Ersatzfedersteifigkeit Kolbenkammer
$c_{2 \cdot N-1}$	N/m	Ersatzfedersteifigkeit Stangenkammer
c_{ges}	N/m	Gesamtfedersteifigkeit
d_S	m	Schieberdurchmesser
d_{visc}	N · s/m	viskoser Reibkoeffizient
$e(t)$	–	Regeldifferenz
$e_{25 \%}$	–	unteres Quartil der Regeldifferenz $e(t)$
$e_{75 \%}$	–	oberes Quartil der Regeldifferenz $e(t)$
$e_{\text{Geschw}}(t)$	m/s	Fehler in Zylindergeschwindigkeit $\dot{s}(t)$
$e_{\text{Weg}}(t)$	m	Fehler in Zylinderweg s
e_{max}	–	maximale Regeldifferenz
e_{min}	–	minimale Regeldifferenz
f_{ASM}	Hz	Frequenz Asynchronmaschine
f_{MFZ}	Hz	Eigenfrequenz eines MFZ
h_{Zyl}	m	maximaler Zylinderhub
h	–	Anzahl an Druckniveaus
j	–	Anzahl an Wirkflächen
$k_{C,i}$	–	Faktor für Aufwandsunterschied bzgl. des Referenzsystems SRef
k_D	–	Verstärkungsfaktor D-Glied
k_I	–	Verstärkungsfaktor I-Glied
k_P	–	Verstärkungsfaktor P-Glied
k_i	–	Regelparameter
m_{Zyl}	kg	Masse des Zylinderkolben

Symbol	Einheit	Beschreibung
m_{red}	kg	reduzierte Masse
$n_{Abtrieb}$	1/s	Abtriebsdrehzahl
$n_{Antrieb}$	1/s	Antriebsdrehzahl
n_M	1/s	Hydromotordrehzahl
n_p	1/s	Pumpendrehzahl
$n_{ASM,ist}$	1/s	Aktuelle Drehzahl Asynchornmaschine
$n_{ASM,ref}$	1/s	Solldrehzahl Asynchornmaschine
p_0	Pa	Referenzdruck
p_1	Pa	Druck
$p_{2 \cdot N_{DZ} - 1}$	Pa	Druck in Kolbenkammer
$p_{2 \cdot N_{DZ}}$	Pa	Druck in Stangenkammer
$p_{A,i}$	Pa	Druck am Abtrieb i
$p_{A,max}$	Pa	Höchster Druck aller Abtriebe
p_{Kolben}	Pa	Druck auf Kolbenfläche
p_{Stange}	Pa	Druck auf Stangenfläche
$p_{V,Komp}$	Pa	Druckverlust einer Komponente
p_{HD}	Pa	Hochdruck
p_{ND}	Pa	Niederdruck
$p_{Speicher,0}$	Pa	Gasvorfülldruck eines Hydrospeichers
$p_{Speicher,1}$	Pa	Gasdruck eines Hydrospeichers im unteren Arbeitspunkt
$p_{Speicher,2}$	Pa	Gasdruck eines Hydrospeichers im oberen Arbeitspunkt
$p_{ZD,max}$	Pa	maximaler Zwischendruck
p_{ZD}	Pa	Zwischendruck
p_{norm}	Pa	Druck normiert auf den Druck p_{max}
p_h	Pa	h -tes Druckniveau
p_{max}	Pa	maximaler Druck
p_n	Pa	Druck nach der Messblende
p_v	Pa	Druck vor der Messblende
p	Pa	Druck
$r(t)$	–	Rückführungsgröße
r_V	–	Anteil gelöster Luft im Fluid
$s_{ist}(t)$	m	Ist-Zylinderweg
s_{max}	m	maximaler Zylinderhub
$s_{ref}(t)$	m	Soll-Zylinderweg

Symbol	Einheit	Beschreibung
s	m	Zylinderweg
t_0	s	Ausgangszeitpunkt
t_{Anfang}	s	Erster Zeitpunkt
t_{Ende}	s	Letzter Zeitpunkt
t_{tot}	s	Totzeit
$u(t)$	–	Stellsignal, Stellgröße
u_{PV}	–	Stellsignal Proportionalventil
$u_{\text{FF}}(t)$	–	Stellgröße der Vorsteuerung
$u_{\text{R}}(t)$	–	Stellgröße des Reglers
u_{V}	–	Stellsignal eines Ventils
$w(t)$	–	Führungsgröße
w_{Joystick}	–	Stellgebersignal
$x_{\text{R}}(t)$	–	Referenzgröße
$x_{\text{S}}(t)$	–	Regelgröße
x_{Zyl}	m	Zylinderposition
y_{V}	m	Schieberposition eines Ventils
y	m	Ventilschieberposition
$z(t)$	–	Störgröße
$ \dot{s}_{\text{ref,max}} $	m/s	maximal geforderte bzw. zulässige Zylindergeschwindigkeit
$\text{PFH}_{\text{SF,SRef}}$	1/h	Ausfallwahrscheinlichkeit bzgl. der Sicherheitsfunktion für das Referenzsystem SRef
$\text{PFH}_{\text{SF,SMod}}$	1/h	Ausfallwahrscheinlichkeit bzgl. der Sicherheitsfunktion für die Systemmodifikation SMod
$\text{PFH}_{\text{ZF,SRef}}$	1/h	Ausfallwahrscheinlichkeit bzgl. der Zuverlässigkeitsfunktion für das Referenzsystem SRef
$\text{PFH}_{\text{ZF,SMod}}$	1/h	Ausfallwahrscheinlichkeit bzgl. der Zuverlässigkeitsfunktion für die Systemmodifikation SMod

Abkürzungen

Bezeichnung	Beschreibung
AfA	Absetzung für Abnutzung
ANN	Artificial Neural Network, engl. für Künstlich Neuronales Netz
ASM	Asynchronmaschine
AuswahlHDZDND	Submodul der Steuerstrategie zur Auswahl des Druckniveaus aus der Menge von Hochdruck (HD), Zwischendruck (ZD) und Niederdruck (ND)
BIM	Building Information Modeling
BMWK	Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz
C _{CD}	Konzept- und Definitionsphase
C _{D,K}	Einzelgewicht in kg
C _{D,P}	Schrottpreis je kg
C _{DD}	Entwurfs- und Entwicklungsphase
C _D	Entsorgungsphase
C _{I,K}	Einzelkosten für Komponente
C _I	Einbauphase
C _M	Herstellungsphase
C _{O,K}	Energiekosten je kWh
C _O	Betriebs- und Instandhaltungsphase
CAN	Controller Area Network
CC	Closed-Center
CL	Geschlossene Struktur (Engl.: Closed-Loop)
CLC	Geschlossener Regelkreis bzw. Regeln (Engl.: Closed-Loop-Control)
CO	Kohlenmonoxid
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
DAE	engl.: Differential Algebraic Equation
DBU	Deutsche Bundesstiftung Umwelt
DBV	Druckbegrenzungsventil
DC _{PFFH}	Diagnosedeckungsgrad

Bezeichnung	Beschreibung
DFR	Druck-Förderstromregler
DGL	Differenzialgleichung
DGUV	Deutsche gesetzliche Unfallversicherung
DP	Dynamische Programmierung
DT ₁	zeitverzögertes Differenzial-Element
DZ	Differenzialzylinder
EBSS	Elektrohydraulische Bedarfsstromsteuerung
ECMS	Equivalent Consumption Minimization Strategy
ECU	Electronic Control Unit
EDW	Eingangsdruckwaage
EHA	Elektrohydraulische Achse
ELS	Elektrohydraulisches Load-Sensing
EnM	Energieneutraler Modus
FF	Feedforward control; nach DIN IEC 60050-351: Größenaufschaltung
FMI	Functional Mock-up Interface
FU	Frequenzumrichter
G _{FF}	Vorsteuerglied
G _M	Messglied
G _O	Optimierungsglied
G _R	Regelglied
G _{ST}	Stellglied
G _{SYS}	Regelstrecke
G _W	Führungsgrößengenerator
GE	Geldeinheit
GS	Systeme mit getrennten Steuerkanten
HC	Kohlenwasserstoff
HD	Hochdruck
HM	Hauptmodus
HMLS	Hydromechanisches Load-Sensing
HSV	Hauptsteuerventil
Hub	Funktionalität Heben
Hydrotrafo	Hydrotransformator

Bezeichnung	Beschreibung
HyS	Hybridsektion
IDW	Individualdruckwaage
IFA	Institut für Arbeitsschutz
ifeu	Institut für Energie- und Umweltforschung Heidelberg gGmbH
ITAE	Integral of Time Multiplied Absolute Error
ITSE	Integral of Time Multiplied Squared Error
KD	Konstantdruck
Kipp	Funktionalität Kippen
KonZwi	Konstantdrucksystem mit Zwischendruckleitung
KS	Konstantstrom
LCC	Lebenszykluskosten
LS	Load-Sensing
MA	Mobile Arbeitmaschine
MFZ	Mehrflächenzylinder
MTTF	Mittlere Zeit bis zum Ausfall
MTTF _D	Mittlere Zeit bis zum gefahrbringenden Ausfall
MZOP	Mehrzieliges Optimierungsproblem
ND	Niederdruck
NFC	Negative-Flow-Control
NO _x	Stickoxide
NU	Neutralumlauf
OC	Open-Center
OL	Offene Struktur (Engl.: Open-Loop)
OLC	Offener Regelkreis bzw. Steuern (Engl.: Open-Loop-Control)
PFC	Positive-Flow-Control
PFH	Ausfallwahrscheinlichkeit pro Stunde
PFH _D	gefahrbringende Ausfallwahrscheinlichkeit pro Stunde

Bezeichnung	Beschreibung
PIDT ₁	Reglerstruktur mit Proportional-, Integral-, und zeitverzögertem (T_1) Differenzial-Element
PM	Particulate Mass (Feinstaub)
PT1	Zeitverhalten erster Ordnung
PT2	Zeitverhalten zweiter Ordnung
PT _n	Zeitverzögerungsglied
PV	Proportionalventil
PV _m	Proportionalventil an Wirkfläche m
RgM	Regenerations-Modus
RkM	Rekuperations-Modus
RSE	Rückspeiseeinheit
SF	Sicherheitsfunktion
SFHG	Systemfreiheitsgrad
SISTEMA	Safety Integrity Software Tool for the Evaluation of Machine Applications
SK	Schaltkombination
SMISMO	Separate Meter-In/Separate Meter-Out
SMod	Systemmodifikation
SMod	Systemmodifikation
SOC	State of Charge – Füllgrad des Hydrospeichers
SRef	Referenzsystem
SRS	Stromregelschaltung
STEAM	Steigerung der Energieeffizienz in der Arbeitshydraulik mobiler Maschinen
STS	Stromteilerschaltung
SV	Schaltventil
SV _{m,n}	Schaltventil an Wirkfläche m und Anschluss des Proportionalventil n
T _T	Totzeitelement
TD	Tankdruck
VBO	Virtual Bleed Off
VKM	Verbrennungskraftmaschine

Bezeichnung	Beschreibung
WV	Wegeventil
ZD	Zwischendruck
ZF	Zuverlässigkeitsfunktion

1 Einleitung

Diese Dissertation vereint die in den Forschungsprojekten *Effizienzsteigerung im Konstantdrucksystem – Selbst-Optimierende Steuerstrategie zur Verlustminimierung eines Konstantdrucksystems mit Zwischendruckleitung und 4-Flächen-Zylinder* (BMWK IGF-Nr. 20291N/1) und *EfHyFo+ – Elektrohydraulische Bedarfstromsteuerung mit Hybridfunktion zur Steigerung der Energieeffizienz von Forstmaschinen* (DBU AZ32624/01–24/0) gewonnen Erkenntnisse. Das Ergebnis ist die Beschreibung eines Vorgehens zur ökonomischen und ökologischen Optimierung einer elektrohydraulischen Bedarfstromsteuerung (EBSS) durch die Erweiterung der Systemfreiheitsgrade.

1.1 Motivation

Die EBSS ist ein hydrostatisches Antriebssystem für den Arbeitsantrieb mobiler Arbeitsmaschinen (MA). Die folgenden Argumente begründen das Interesse an einer Optimierung des Antriebssystems:

Fluidtechnische Antriebe hatten laut Radermacher et al. in [2, S. 38] im Jahr 2018 einen Anteil von 0,2 % an der deutschen Wirtschaftsleistung, welche insgesamt 3.484 Mrd. EUR betrug. „Die Branchen, in denen fluidtechnische Antriebe zum Einsatz kommen machten [...] knapp 18 % des gesamten Umsatzes der deutschen Wirtschaft (inkl. Export) aus, was einen Anteil von [59 %, Anm. d. Verf.] der deutschen Maschinenproduktion umfasst [...]“ [2, S. 38] Diese 59 % teilen sich wie folgt auf: 44 % Stationärhydraulik & Pneumatik, 11 % Mobilhydraulik und 4 % Fluidtechnikbranche. Ein technologischer Fortschritt sowie der wirtschaftliche Betrieb mobiler Arbeitsmaschinen (MA) stellen damit wichtige Faktoren zur Sicherung von Marktanteilen dar.

Die Schadstoffemissionen MA können anhand des Berechnungsmodells *TREMODO-MM 5.1* des Institut für Energie- und Umweltforschung Heidelberg

gmbH (ifeu) abgeschätzt werden [3]. Laut Heidt et al. in [3, S. 95] entstanden im Jahr 2018 deutschlandweit durch den Betrieb von MA 13.954 kt CO₂, 225 kt CO, 27 kt HC, 83 kt NO_x und 7,2 kt PM. Bezogen auf die in Deutschland emittierten Schadstoffe im Straßenverkehr ergeben sich folgende Werte: 8 % CO₂, 21 % CO, 24 % HC, 16 % NO_x und 86 % PM. Diese Zahlen berücksichtigen folgende Motortypen und Energieträger: Otto 2-Takt, Otto 4-Takt, Diesel und LPG [3, S. 43]. Eine Abschätzung zur künftigen Entwicklung dieser Werte ist in [3, S. 96–99] erläutert. „Mögliche Entwicklungen bei der Anzahl von Maschinen, Betriebsstunden, sowie der Energieeffizienz, alternativen Antrieben und CO₂-armen oder CO₂-neutralen Energieträgern sind derzeit nicht berücksichtigt.“ [3, S. 96]

Die Verringerung der benötigten Menge des Energieträgers ist somit zum einen aus ökologischen Gesichtspunkten – Reduktion von Schadstoffemissionen – notwendig, zum anderen verbessert sich der ökonomische Einsatz durch die Verringerung der Betriebskosten und die Erhöhung der Betriebsdauer bei einer gegebenen Kapazität des verbauten Energiespeichers. Zusammenfassend fördert der technologische Fortschritt die Attraktivität von MA.

Aus der Automatisierung von Prozessen und Maschinen kann die Notwendigkeit einer genauen Steuerbarkeit abgeleitet werden [4]. Reagiert das hydraulische Steuerungssystem reproduzierbar auf repetitive Steuerungsvorgaben und besitzt parallel eine hohe Robustheit, können autonom generierte Trajektorien verlässlich und deterministisch ausgeführt werden. Entwickler von übergeordneten Maschinensteuerungen, die bspw. den Prozess einer MA verwalten, können sich in diesem Moment auf die eigentliche Umsetzung des Prozesses kümmern, anstatt die Maschine regelungstechnisch zu stabilisieren.

1.2 Aufbau

Beginnend mit Kapitel 2 wird dem Leser eine Einführung in das Thema mobile Arbeitsmaschinen geboten. Hierdurch wird das Verständnis für die Anforderungen und die Struktur des gesamten Antriebsstranges einer MA gefördert. Es folgt eine Überleitung in das Thema hydrostatische Antriebssysteme. Aus den aufgezeigten Möglichkeiten etablierter Technik und akademisch untersuchten Systemen, lässt sich der Forschungsbedarf dieser Arbeit ableiten.

Das Kapitel 3 bietet dem Leser einen Überblick zu den notwendigen Werkzeugen für die Umsetzung, des in dieser Arbeit vorgestellten Vorgehens zur Optimierung einer EBSS durch Erweiterung der Systemfreiheitsgrade. Hierzu zählen die Simulation mobiler Arbeitsmaschinen, die Darstellung verschiedener Regelungsansätze hydrostatischer Antriebsstränge und das Aufzeigen von Verfahren zur Bewertung anhand ausgewählter Kriterien.

In Kapitel 4 wird das strukturierte Vorgehen zur Systemmodifikation einer EBSS beschrieben. Ausgehend von einem Basissystem werden sukzessive Systemfreiheitsgrade hinzugefügt, wodurch sich das energetische Optimierungspotential und die Steuerungskomplexität erhöhen. Zur Findung einer geeigneten Steuerstrategie, werden mathematische Modelle für die einzelnen Komponenten beschrieben. Das Kapitel schließt mit dem Aufzeigen einer möglichen Steuerstrategie ab.

Um quantifizierbare Ergebnisse zu erstellen, wird in Kapitel 5 die genutzte Entwicklungsumgebung vorgestellt. Das Kapitel beinhaltet eine Beschreibung der Beispielanwendung und deren Umsetzung in Form einer Simulation.

Die Ergebnisse der Simulation werden in Kapitel 6 unter Berücksichtigung der Kriterien Sicherheit und Zuverlässigkeit, Bedienbarkeit, Effizienz und Lebenszykluskosten dargestellt und diskutiert.

Die Arbeit endet in Kapitel 7 mit einer Zusammenfassung der Ergebnisse, einer Beantwortung der Forschungsfragen sowie dem Ausblick auf weiterführende Betrachtungen.

2 Stand der Wissenschaft und Technik

Zum Einstieg in das Kapitel werden im Abschnitt 2.1 Beispiele für mobile Arbeitsmaschinen (MA) genannt und eine Definition festgehalten, welche die Charakteristika dieser Maschinen beschreibt. Daraus lässt sich die Grundstruktur MA ableiten, wodurch eine Hinführung zum Antriebsstrang geschaffen wird, siehe Unterabschnitt 2.1.1 und 2.1.2.

Fortführend werden in Abschnitt 2.2 bekannte Systeme hydrostatischer Arbeitsantriebe in MA vorgestellt. Hierzu zählen Basissysteme, welche den Stand der Technik darstellen, Unterabschnitt 2.2.1. Zusätzlich werden bekannte Systeme aus der Forschung vorgestellt, Unterabschnitt 2.2.3, 2.2.4 und 2.2.5. Die genannte Literatur zeigt, dass diese Systeme überwiegend Modifikationen der Basissysteme sind.

Das Kapitel schließt mit der Beschreibung des Forschungsbedarfs in Abschnitt 2.3 ab. Es wird eine Forschungshypothese formuliert, aus der vier Forschungsfragen abgeleitet sind. Am Ende dieser Arbeit wird der Forschungsbedarf aufgegriffen und die Forschungshypothese abschließend diskutiert.

2.1 Charakterisierung mobiler Arbeitsmaschinen

Mobile Arbeitsmaschinen¹ (MA) sind bewegliche Maschinen, die in verschiedensten Situationen und Orten eingesetzt werden. Es gibt unterschiedliche Definitionen und Bezeichnungen für MA. Dies wird u. a. ausführlich in [5, S. 3 ff.], [6, S. 14 f.] und [7, S. 3 ff.] diskutiert. Zusammengetragen können

¹ Engl.: Mobile Working Machine

MA nach der Definition von Geimer in [8, S. 2] wie folgt gekennzeichnet werden:

„Mobile working machines have a certain task of doing a working process and they are mobile. Therefore they use a drive technology with a traction drive and they have a work function with significant energy shares in both, in mobility and in work function.“ Geimer in [8, S. 2]

In diesem Zusammenhang werden MA bspw. nach § 2 der Fahrzeug-Zulassungsverordnung (FZV) [156, S. 5 f.] in verschiedene Fahrzeugklassen eingeteilt, wobei diese Einteilung die Arbeitsfunktion nicht ausreichend berücksichtigt. Mit einem Blick auf die Arbeitsfunktion können MA nach Fleczorek in [7, S. 5] oder Geimer in [8, S. 6] entsprechenden Industriebereichen zugeordnet werden. Rose in [9, S. 146] beschreibt eine Clusterbildung MA nach dem Grad der Spezialisierung auf ihre Arbeitsaufgabe. Die folgende Aufzählung an Beispielen für MA ermöglicht eine gängige Einordnung in:

- Baumaschinen (Bagger, Schaufellader, Straßenwalze, ...)
- Forstmaschinen (Forwarder, Harvester, Holzhacker, ...)
- Fördermaschinen (Flugzeugschlepper, Schiffsektionstransporter, ...)
- Hebemaschinen (Betonpumpe, Hubsteiger, Mobilkran, ...)
- Kommunalmaschinen (Feuerwehrfahrzeug, Kehrmaschine, Müllsammelfahrzeug, ...)
- Landmaschinen (Feldhäcksler, Mähdrescher, Rübenroder, ...)
- Sondermaschinen (Militärfahrzeuge, Pistenraupen, Schneefräsen, ...)

2.1.1 Grundstruktur

Mobile Arbeitsmaschinen (MA) werden für eine oder mehrere spezifizierte Arbeitsaufgaben entwickelt. Daher gibt es eine Vielzahl an Ausprägungen der Umsetzung hinsichtlich ihrer Gestalt und der Arbeitsausrüstung. Der Aufbau einer MA besteht nach Geimer in [8, S. 3] aus den Elementen: Antriebsstrang, Anwenderarbeitsplatz, Arbeitsausrüstung und Rahmen, siehe Abbildung 2.1.

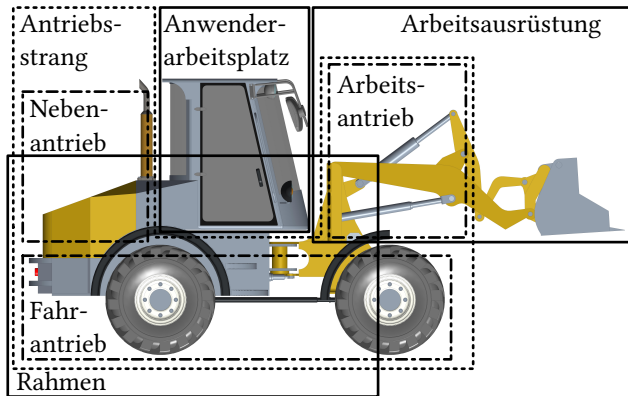


Abbildung 2.1: Aufbau einer MOBAMA | Darstellung nach [8, S. 4]

Antriebsstrang Der Antriebsstrang einer mobilen Arbeitsmaschine setzt sich aus der Energieversorgung sowie dem damit verbundenen Fahr-antrieb, Arbeitsantrieb und den Nebenantrieben zusammen, vgl. Abbildung 2.1. Teile des Antriebsstrangs können sowohl mechanisch, hydraulisch, pneumatisch oder elektrisch ausgeführt sein [8, S. 5]. Eine detailliertere Beschreibung und Betrachtung unterschiedlicher Antriebsstränge erfolgt im nächsten Unterabschnitt 2.1.2.

Anwenderarbeitsplatz Der Anwenderarbeitsplatz ist der Ort, an dem der Anwender eine Maschine steuert und überwacht [8, S. 3]. Dem Anwender werden für diese Aufgaben unterschiedliche Bedien- und Überwachungselemente, bspw. Lenkrad, Hebel, Bildschirme u. a., bereitgestellt. Der Anwenderarbeitsplatz kann in Form einer Kabine oder offen gestaltet sein, wobei die Sicherheit des Anwenders gewährleistet werden muss z. B. [10, S. 18 f.]. Eine beispielhafte Darstellung für Baumaschinen ist in [11, S. 145 ff.] zu finden.

Mit der Automatisierung von Funktionen einer MA verändert sich der Fokus des Anwenderarbeitsplatzes vom aktiven Fahren und Einstellen der Arbeitsausrüstung hin zu einer Überwachung der Funktionen. Durch eine Automatisierung MA wird der Anwenderarbeitsplatz auf der Maschine selbst entbehrlich. Eine Überwachung der MA kann fernab des Einsatzortes erfolgen. Der durch den Anwenderarbeitsplatz belegte Bauraum kann bei vollautonomen oder ferngesteuerten MA anderweitig genutzt oder weggelassen werden. Wird der Bauraum durch technisch relevante Elemente ersetzt, so kann z. B.

ein größerer Energiespeicher verbaut oder ein zusätzliches Fassungsvermögen für Ladegüter erreicht werden. Konzepte und Studien autonomer MA sind bspw. in [12] beschrieben.

Arbeitsausrüstung Die Arbeitsausrüstung gestaltet sich nach der Arbeitsaufgabe einer MA und den damit einhergehenden Anforderungen. Bei dem in Abbildung 2.1 dargestellten Radlader gehören die Hub- und Kippkinematik zur Arbeitsausrüstung. Die Arbeitsausrüstung für Radlader gibt es in unterschiedlichen Ausführungen. Es wird bspw. in „Z-Mechanismus und P-Mechanismus“ [11, S. 234] unterschieden. Die Arbeitsausrüstung wird durch die Abtriebe des Arbeitsantriebs in Bewegung versetzt.

Rahmen Jede MA benötigt einen Rahmen, auf welchem die restlichen Elemente verbaut sind. Der Rahmen kann darüber hinaus weitere Funktionen übernehmen. Bei einem Traktor in Blockbauweise bildet bspw. der Rahmen einen Teil des Antriebsstrangs, bei dem der Motor, das Getriebe und die Hinterachse eine Einheit bilden. [8, S. 3]

Die folgenden Kapitel beziehen sich verstärkt auf den Arbeitsantrieb². Der Fahrtrieb³, findet bei der Beschreibung des Antriebsstrangs bzw. in der Vorstellung verschiedener Systeme in Abschnitt 2.2 Erwähnung. Für den Verlauf dieser Arbeit spielt der Fahrtrieb eine untergeordnete Rolle. Dies liegt darin begründet, dass Fahr- und Arbeitsantrieb in den meisten Fällen getrennt voneinander betrachtet werden. Beispiele für kombinierte Lösungen sind z. B. in [13] beschrieben.

2.1.2 Aufbau und Arten des Antriebsstrangs

Nach Murrenhoff und Eckstein in [6, S. 227] kann der Antriebsstrang in die Bereiche: Energiequelle, generatorischer Teil, konduktiver Teil, motorischer Teil und Arbeitsaufgabe gegliedert werden. Für den weiteren Verlauf dieser Arbeit werden zum einen die Energiequelle dem generatorischen Teil und zum anderen die Arbeitsaufgabe dem motorischen Teil zugeordnet. Des Weiteren wird anstatt von einer Energiequelle, in Anlehnung an Geimer in [8, S. 62], von einer Energieversorgung gesprochen. Es wird die folgende Terminologie verwendet:

² Engl.: Work Function

³ Engl.: Traction Drive

Energieversorgung Die Energieversorgung besteht aus Energiespeichern, welche den zugehörenden Energieträger vorhalten, und aus Energiewandlern. Eine Energieversorgung ist ein Baustein des generatorischen Teils. Auf einer MA kann es mehrere Energieversorgungen geben. Als *primär* wird eine Energieversorgung bezeichnet, welche den überwiegenden Energieanteil bereitstellt. Als *sekundär* gelten zusätzliche Systeme, deren Energieanteile signifikant geringer sind als die des primären Systems.

Energiespeicher Der Energiespeicher stellt ein Reservoir zur Speicherung und Abgabe des Energieträgers dar. Auf einer MA kann es eine oder mehrere Energiespeicher geben. Dieser muss nicht zwangsläufig Bestandteil der Energieversorgung sein, sondern kann auch als funktionales Element des konduktiven Teils eingesetzt werden. Beispielhafte elektrische Energiespeicher sind der Kondensator und die Batterie. Wird ein Kondensator zur Schwingungstilgung [14, S. 75] eingesetzt, ist dieser z. B. nicht Teil der Energieversorgung.

Energieträger Der Energieträger ist das Medium, welches zur Übertragung von Energie genutzt wird. Dieser kann durch Energiewandler transformiert werden. Beispiele sind der chemische Kraftstoff für eine Verbrennungskraftmaschine (VKM) oder das von einer Pumpe geförderte Fluid.

Energiewandler Der Energiewandler dient zur Wandlung der Energie eines Energieträgers in einen anderen. So sind der An- und der Abtrieb eines Antriebsstrangs gleichermaßen Energiewandler. Antriebsseitig gehören hierzu bspw. die VKM, die Brennstoffzelle oder die Hydraulikpumpe.

Zusammengetragen ergibt sich die in Abbildung 2.2 dargestellte Struktur eines Antriebsstrangs. Der generatorische Teil besteht aus einer oder mehreren Energieversorgungen sowie ggf. zusätzlichen Energiewandlern. Der motorische Teil umfasst die rotierenden und linearen Energiewandler als Abtriebe. Jegliche Objekte zwischen dem generatorischen und motorischen Teil sind dem konduktiven Teil zuzuordnen. Hierzu gehören in hydrostatischen Systemen u. a. Leitungen, Ventile und Bauteile wie Filter oder Kühler. In der Leistungsübertragung stellen diese Objekte system- und komponentenbedingte Widerstände sowie Widerstände zur gezielten Leistungsanpassung dar.

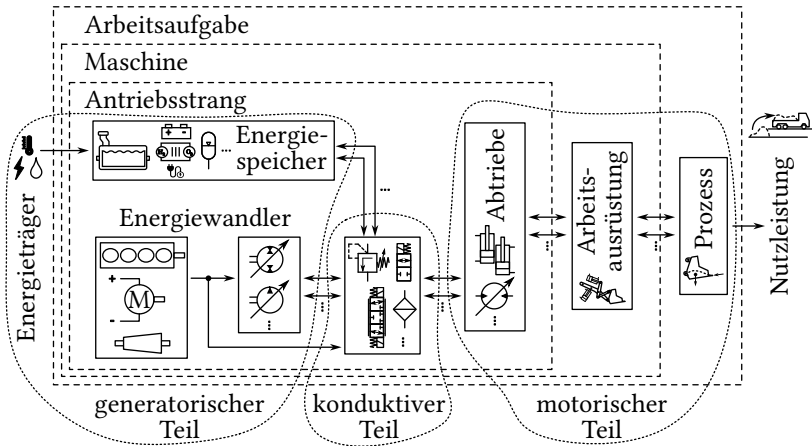


Abbildung 2.2: Aufteilung eines hydrostatischen Antriebsstrangs für mobile Arbeitsmaschinen. | Darstellung nach [15, S. 77] und [175]

Eine konventionelle primäre Energieversorgung für mobile Arbeitsmaschinen ist die Kombination aus dem Energiespeicher: Kraftstofftank, dem Energieträger: Diesel und dem Energiewandler: Verbrennungskraftmaschine (VKM). Politisch werden lokal emissionsarme Antriebe forciert [16, S. 28 f.], wodurch alternative Lösungen erforderlich sind. Eine Elektrifizierung des Antriebsstrangs kann die lokalen Schadstoffemissionen reduzieren. Nach Heidt et al. in [16, S. 125] ist dies für MA mit einer Nennleistung unter 37 kW, bspw. bei Gabelstaplern, Stand der Technik.

Die Diskussion in [8, S. 259] zeigt, dass eine elektrische Primärenergieversorgung seit Jahren in MA existiert, aber dennoch gleichzeitig Gegenstand aktueller Forschungen und Entwicklungen darstellt. Das zu diskutierende Problem ist der hohe Energiebedarf einer MA und die damit verbundene Bereitstellung einer ausreichenden Menge an Primärenergie je Einsatzdauer, z. B. eine Arbeitsschicht. Die Entwicklung neuer Antriebsstränge muss aus diesem Grund u. a. Technologien wie die Wasserstoffverbrennung, die Verbrennung von erneuerbaren Kraftstoffen, dem Brennstoffzellenantrieb oder anderen Antriebslösungen berücksichtigen [16, S. 125 ff.].

Die Ziele *Nutzung erneuerbarer Energien* für den Antrieb sowie die *Reduktion lokaler Emissionen* (Schadstoffe, Lärm, etc.), können somit auf unterschiedliche Arten gelöst werden. Nach Ansichten von Geimer in [8, S. 259 f.] und Peitsmeyer in [17] bilden hydrostatische Antriebe in der Leistungsklasse von 20 kW bis 1.500 kW weiterhin die dominierende Technologie in MA, sodass der Bedarf an dessen Optimierung auch künftig noch besteht.⁴

2.2 Hydrostatische Antriebssysteme

Der Arbeitsantrieb einer mobilen Arbeitsmaschine (MA) erfordert nach Ansichten von Murrenhoff und Eckstein in [6, S. 15 f.] die gleichzeitige Ansteuerung mehrerer linearer und/oder rotierender Abtriebe. Zudem kennzeichnen sich MA überwiegend durch die Anforderungen an hohe Prozesskräfte, hoher Stelldynamik und einer, über die gesamte Maschine, verteilten Anordnung der Abtriebe aus. Geerling et al. ergänzen in [8, S. 161] diese Liste mit den Anforderungen an: Energieeffizienz, Last(un)abhängigkeit, Verhalten bei Leistungsunterversorgung, Systemdämpfung, Genauigkeit, Komplexität und Erweiterbarkeit.

In der Praxis wird aufgrund der Anforderungen vor allem auf hydrostatische Antriebe zurückgegriffen. Die Hydraulik ist nach Murrenhoff und Eckstein in [6, S. 15 f.] geeignet und bietet u. a. folgende Eigenschaften:

- Hohe Kraftdichte
- Geringes Leistungsgewicht
- Gute Steuerbarkeit
- Dezentrale Anordnung von An-/ Abtrieb
- Einfache Umsetzung linearer Abtriebe

Hydrostatische Systeme können verschiedenst unterteilt werden. Detaillierte Beschreibungen finden sich in [6, 8, 18, 19]. Neben den hier betrachteten offenen Hydraulikkreisen, gibt es geschlossene Hydraulikkreise. Letzteres

⁴ Anmerkung: In Tabelle 2-3 seiner Arbeit vergleicht Aumer in [14, S. 16] die Eignung mechanischer, hydraulischer und elektrischer Antriebssysteme für MA.

wird bspw. als hydrostatisches Getriebe im Fahrtrieb angewandt [8, S. 98–104].

Die für den Arbeitsantrieb genutzten Systeme können nach Vukovic in [20, S. 33] in ventilsteuerte und verdrängergesteuerte Systeme unterteilt werden. Ventilsteuerte Systeme repräsentieren den Stand der Technik in MA und wird überwiegend aus ökonomischen Gründen eingesetzt.

Aufgrund der verlustbehafteten Leistungsanpassung durch das Anpassen des Druckniveaus über eine Steuerkante, weisen ventilsteuerte Systeme einen energetischen Nachteil gegenüber verdrängergesteuerten Systemen auf. Werden mehrere Abtriebe parallel über eine Pumpe angetrieben, ergeben sich bei unterschiedlichen Lastdrücken signifikante systembedingte Verluste, vgl. Abbildung 2.3. Aus diesem Grund wird der Einsatz verdrängergesteuerter Systeme, wie bspw. die elektrohydraulische Achse (EHA), in MA immer attraktiver [21].

Zur Einordnung der Energieeffizienz unterschiedlicher, ventilsteuerter Bausysteme sind in Abbildung 2.3 qualitativ die prinzipbedingten Verluste in Form von Leistungsdiagrammen dargestellt. Auf der Abszisse ist der Volumenstrom Q_{norm} bzgl. des maximalen Volumenstroms Q_{max} abgebildet. Auf der Ordinate ist der normierte Druck p_{norm} bzgl. des maximalen Systemdrucks p_{max} aufgetragen. Die sich ergebenden Flächen verdeutlichen die von den Abtrieben notwendige bzw. die von der Pumpe bereitgestellte Leistung. Die Flächendifferenz zwischen der Pumpe und den Abtrieben stellt die Verluste dar. Es werden jeweils statische Betriebspunkte bei 0 %, 50 % und 100 % des maximalen Pumpenvolumenstroms Q_{max} dargestellt. Eine differenziertere Auseinandersetzung unterschiedlicher ventilsteuerter Hydrauliksysteme ist u. a. in [8, 20, 22] nachzulesen.

Neben einer proportionalen Ansteuerung der Pumpe und der Ventile beschreibt Vukovic in [20, S. 45 f., 48 f., 50 f.] digitalhydraulische Systeme. Hierbei findet die Leistungsanpassung durch das Verstellen der schnell schaltenden Komponenten zwischen diskreten Zuständen statt. Aus Gründen wie Geräusch, Verschleiß oder Bauraum werden digitalhydraulische Systeme praktisch kaum eingesetzt [24, S. 24 f.]. Vereinzelt wird diese Technologie dennoch in MA angewandt, siehe [20, S. 48 f.] oder [157].

Eine weitere, mit den Systemfreiheitsgraden (SFHG) zusammenhängende, Klassifizierung ist die Möglichkeit einer Regeneration und Rekuperation [19,

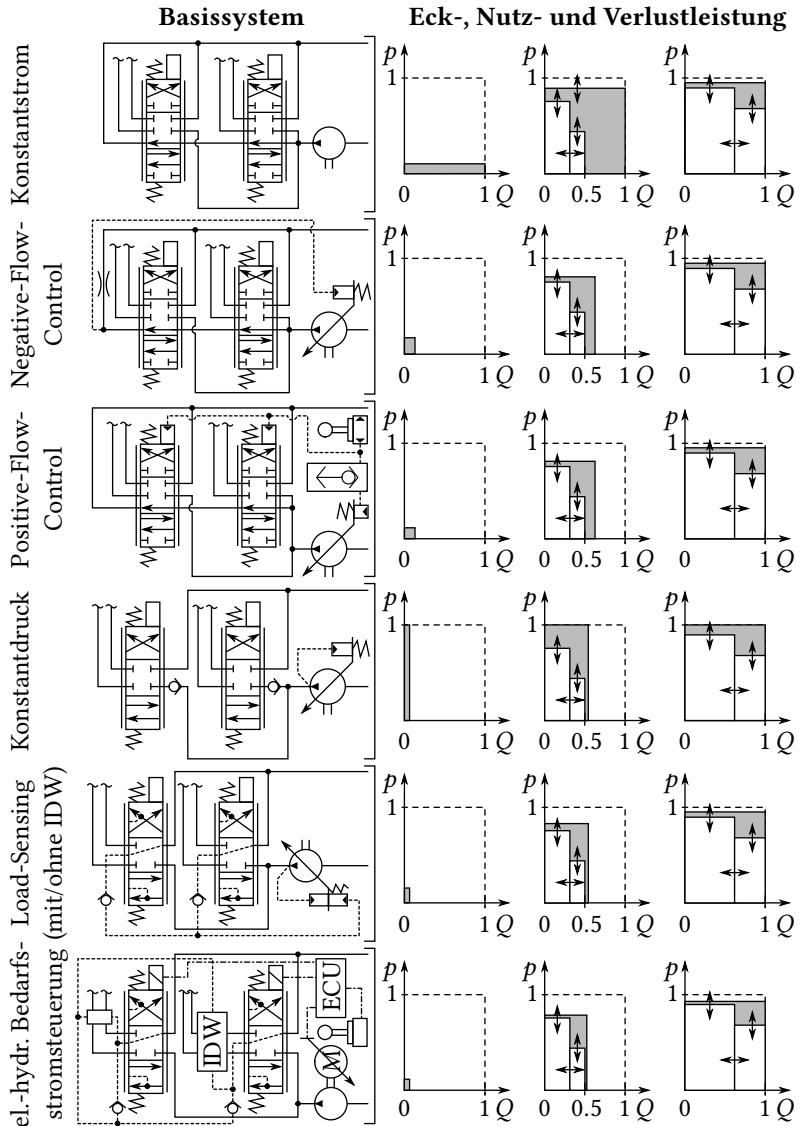


Abbildung 2.3: Übersicht verschiedener Basissysteme. (links) Schaltungslayout. (rechts) Leistungsdiagramme bei $Q = [0; 50; 100] \% Q_{max}$; Verlustleistung – grau; Nutzleistung – weiß; Die Pfeile stellen den Trend bei Variation des Lastdrucks und -volumenstroms dar. Eine detaillierte Erläuterung erfolgt im nachstehenden Text. Individualdruckwaage (IDW), Electronic Control Unit (ECU) | Darstellung nach [23, S. 19] und [11, S. 54]

388f]. Nach Sgro und Murrenhoff in [25, S. 386 f.] beschreibt die Regeneration einen unmittelbaren Leistungsaustausch zwischen einem oder mehreren Abtrieben, wodurch die von der Pumpe notwendige Leistung reduziert wird. Bei einer Rekuperation wird nach Sgro und Murrenhoff in [25, S. 387 f.] die von außen auf ein System eingebrachte Energie in einem Energiespeicher gepuffert und wiederverwendet. Hybride Antriebskonzepte, wie sie bspw. in [26, S. 59–70] am Beispiel des Baggers beschrieben werden, machen sich das Prinzip der Rekuperation zu eigen.

Eine Übersichtsdarstellung in Anlehnung an Geerling et al. in [8, S. 178] und Vukovic in [20, S. 34] ist in Abbildung 2.4 gegeben.

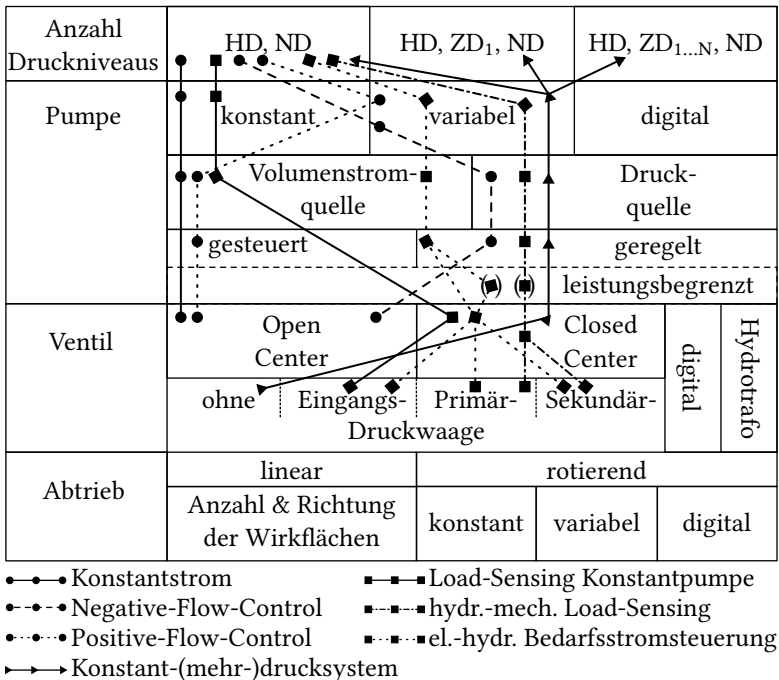


Abbildung 2.4: Übersicht zu Systemeigenschaften hydrostatischer Systeme. Die Merkmale der in den folgenden Abschnitten beschriebenen Basissysteme sind durch Pfade hervorgehoben. Hochdruck (HD), Zwischendruck (ZD), Niederdruck (ND) | Eigene Darstellung nach [8, S. 178] und [20, S. 34]

Nicht dargestellte Systeme, wie z. B. Virtual Bleed Off (VBO) [8, S. 186 f.] oder Lösungen mit Hydrotransformatoren (Hydrotrafo) [27], lassen sich durch die Auswahl verschiedener Kategorien ableiten.

Auf den folgenden Seiten werden ventilsteuerte Systeme vorgestellt. Die in dieser Arbeit als *Basissystem* bezeichneten Antriebsstränge, vgl. Abbildung 2.4, werden in Unterabschnitt 2.2.1 beschrieben und diskutiert. Auf den Basissystemen aufbauende und weiterführende Konzepte aus der Forschung werden in den Abschnitten 2.2.3 bis 2.2.5 diskutiert. Ausführliche Recherchen zu hydrostatischen Systemen in MA sind bspw. in [20, 26, 28] zu finden.

2.2.1 Ventilsteuerte Basissysteme

In dieser Arbeit besteht das ventilsteuerte Basissystem aus der Pumpe, den proportionalen Wegeventilen (WV) sowie den Abtrieben, siehe Abbildung 2.5 (links). Die beschriebenen Basissysteme repräsentieren eine rudimentäre Ausführung der jeweiligen Grundprinzipien.

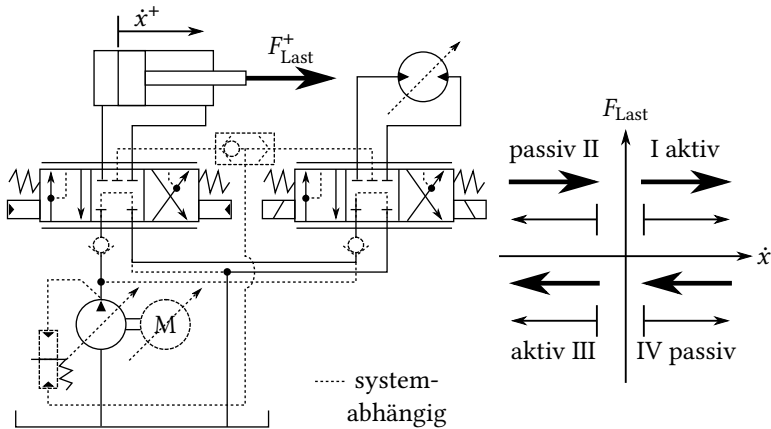


Abbildung 2.5: (links) Basissystem bestehend aus einer (verstellbaren) Pumpe, zwei X/3-WV ggf. mit Lastrückmeldung und Wechselventil, einem linearen und einem (verstellbaren) rotierenden Abtrieb. (rechts) Belastungs- und Bewegungsrichtung für aktive und passive Lasten | Eigene Darstellung

Das Basissystem weist zwei Druckniveaus auf. Der Hochdruck (HD) p_{HD} wird durch die Pumpe aufrecht erhalten. Der Niederdruck (ND) p_{ND} repräsentiert das Druckniveau in der Rücklaufleitung des Systems. Vereinfachend wird angenommen, dass der ND dem Druckniveau im Öltank (TD) entspricht. Es gibt Systeme, in denen ein zusätzlicher Widerstand im Rücklauf verbaut wird, um den ND zu erhöhen. Auf die Abtriebe wirken bei MA Lasten in unterschiedlicher Richtung. In Abhängigkeit von der Belastungs- und Bewegungsrichtung wird in dieser Arbeit von aktiven und passiven Lasten gesprochen [29, S. 70 ff.].⁵

Eine Pumpe kann mehrere Abtriebe parallel antreiben. Jeder Abtrieb wird durch je ein individuelles WV in Richtung und Geschwindigkeit gesteuert. Das WV ist als X/3-WV⁶ ausgeführt [19, S. 259–262]. Das WV steuert parallel den Zu- und Ablauf des Abtriebs. Das WV verhält sich als hydraulische Vollbrücke [31, S. 174–185].

In Anlehnung an Geerling et al. in [8, S. 178 ff.] und Vukovic in [20, S. 34] wird zwischen der Art des Pumpen-, Ventil- und Abtriebsystems unterschieden. Eine Pumpe fördert entweder einen konstanten, kontinuierlich veränderlichen oder digital veränderlichen Volumenstrom. Je nach Konzept kann der Pumpenausgang gesteuert bzw. volumenstrom- oder druckgeregelt sein. Eine Leistungsbegrenzung (P-begrenzt) kann optional überlagert werden, siehe Abbildung 2.4.

Der Abtrieb kann linear oder rotierend sein. Lineare Abtriebe unterscheiden sich in der Anzahl der Wirkflächen und der Wirkrichtung bei angelegtem Druck. Die abgegebene hydraulische Leistung ist aufgrund der diskreten Flächen nicht stufenlos in Druck und Volumenstrom verstellbar. Das Schluckvolumen V_g rotierender Abtriebe kann konstant, kontinuierlich veränderlich oder digital veränderlich sein. Somit besteht die Möglichkeit einer abtriebsseitigen, stufenlosen Leistungsanpassung, auch Sekundärregelung⁷ genannt. [20, S. 33 f.]

Bei ventilgesteuerten Systemen kann zwischen sog. Open-Center (OC) und Closed-Center (CC-) unterschieden werden. Bei OC-Systemen ist in der Neu-

⁵ Andere Bezeichnungen für eine aktive Last sind u. a. generatorische / ziehende / vorausseilende Lasten oder im Englischen overrunning load. Passive Lasten werden auch als motorische / drückende Lasten bezeichnet. [30, S. 41]

⁶ X – Anzahl der hydraulischen Anschlüsse; 3 – drei mögliche Schaltstellungen

⁷ Weitere Informationen zur Sekundärregelung sind in [31, S. 278 f.] beschrieben.

tralstellung des WV der Pumpenanschluss zum Tank hin offen, sodass ein stetiger Ölfluss ermöglicht wird. In CC-Systemen ist in der Neutralstellung des WV der Pumpenanschluss geschlossen, wodurch ein Ölfluss verhindert wird und es zu einem Druckaufbau in der Pumpenleitung kommt. Der am Pumpenausgang entstehende Staudruck kann bspw. zur Regelung der Pumpe herangezogen werden. Eine dritte Kategorie sind schnell schaltende Schaltventile für den Betrieb sog. digitalhydraulischer Systeme. [20, S. 33–46]

Wird der Lastdruck eines Abtriebs gemessen, kann dieser verwendet werden, um den Systemdruck auf den höchsten Lastdruck einzustellen, eine lastunabhängige Geschwindigkeitssteuerung über das WV hervorzurufen oder in Hybridsystemen zu entscheiden, ob ein Abtrieb mit der Hybridsektion verbunden wird oder nicht [176]. Diese Funktionen können bspw. hydromechanisch mittels einer Druckwaage, siehe Unterabschnitt 2.2.4 und Unterabschnitt 3.2.2, oder elektrohydraulisch realisiert werden, siehe Unterabschnitt 2.2.4.

Die Adaption des Systemdrucks an den höchsten Lastdruck kann durch eine Eingangsdruckwaage (EDW) [32, S. 15 f.] oder eine Verstellpumpe mit einem Druck-Förderstromregler (DFR) erfolgen [32, S. 17 f.]. Eine lastunabhängige Geschwindigkeitssteuerung erfolgt durch, den Hauptsteuerkanal vor- oder nachgeschaltete, Individualdruckwaagen (IDW) in den WV [32, S. 18–22]. Systeme mit vorgeschalteten IDW werden nach Scherer in [32, S. 50–54] Stromreglerschaltung (SRS) genannt. Systeme mit nachgeschalteten IDW werden nach Scherer in [32, S. 55 ff.] Stromteilerschaltung (STS) genannt.

Werden Ventile ohne Lastkompensation eingesetzt, kommt es bei einem parallelen Betrieb mehrerer Abtriebe zu einer Priorisierung der lastniederen Abtriebe und einer gegenseitigen Beeinflussung. Mit einem Blick auf die Systemdynamik, führt die Lastabhängigkeit zu einer erhöhten Systemdämpfung, was in einer geringeren Schwingungsneigung resultiert. Es besteht somit ein Zielkonflikt, der anwendungsspezifisch zu lösen ist. [33, S. 5]

Eine gegenseitige Beeinflussung bei einer Volumenstromunterversorgung gibt es ebenso bei lastkompensierten Systemen mit SRS. Hier kann es passieren, dass der Abtrieb mit dem höchsten Lastdruck stehen bleibt. Ein lastkompensiertes System mit einer STS verteilt den von der Pumpe geförderten Ölstrom anteilig auf die angesteuerten Abtriebe. Im Gegensatz zum SRS bleiben bei einer Unterversorgung alle Abtriebe in Bewegung. Die Geschwindigkeit der Abtriebe ist entsprechend ihrer Ansteuerung der WV anteilig reduziert. [6, S. 241–246]

Wie in Abbildung 2.3 zur Übersicht dargestellt, werden in diesem Abschnitt folgende Basissysteme vorgestellt:

- Konstantstrom (KS)
- Negative-Flow-Control (NFC)
- Positive-Flow-Control (PFC)
- Konstantdruck (KD)
- Load-Sensing (LS)
- Elektrohydraulische Bedarfsstromsteuerung (EBSS)

Konstantstrom (KS) Das KS-System gehört zu den OC-Systemen und weist die wenigsten SFHG auf. Eine Pumpe fördert mit unveränderlichem Schluckvolumen $V_{g,max}$ einen von der Antriebsdrehzahl $n_{Antrieb}$ abhängigen Volumenstrom Q_{Pumpe} . Werden keine Abtriebe betätigt, wird das Öl verlustarm, da nahezu drucklos, über den sog. Neutralumlauf (NU) in den Tank gefördert.

Die in Abbildung 2.3 zugehörige Schaltung weist eine Parallelschaltung zweier Abtriebe mit je einem 6/3-WV auf. Die nebenstehenden Leistungsdiagramme verdeutlichen die zugehörigen Leistungsbilanzen. Eine Lastkompensation durch IDW ist in KS-Systemen nicht vorgesehen. Andere Lösungen des NU sowie eine Reihen- oder Tandemschaltung der Abtriebe werden u. a. in [8, S. 169–173] beschrieben.

Wird ein Abtrieb betätigt, schließt sich der NU und die Verbindung zwischen Pumpe und Abtrieb wird geöffnet. Fördert die Pumpe den gesamten Volumenstrom zu einem Abtrieb, entspricht der HD p_{HD} der Summe aus dem höchsten Lastdruck $p_{A,max}$ und den Komponentenverlusten $p_{V,Komp}$. Benötigt ein Abtrieb weniger Öl, als von der Pumpe gefördert wird, muss das überschüssige Öl über die verringerte Steuerkantenöffnung des NU fließen. Hierbei entsteht an jedem WV für den NU ein Staudruck $\Delta p_{WV,NU}$, der größer als der Lastdruck $p_{A,i}$ werden kann, Gleichung 2.1.

$$p_{HD} = \begin{cases} p_{A,max} + p_{V,Komp} & \text{für } \Delta p_{WV,NU} < p_{HD} \\ \Delta p_{WV,NU} & \text{für } \Delta p_{WV,NU} \geq p_{HD} \end{cases} \quad (2.1)$$

$$Q_{Pumpe} = Q_{max} \quad (2.2)$$

An der Hauptsteuerkante muss p_{HD} anschließend verlustbehaftet auf $p_{A,i}$ gedrosselt werden. Aus diesem Grund sind KS-Systeme im Parallelbetrieb sowie bei niedrigen Geschwindigkeiten der Abtriebe und hohen Lasten ineffizient. [8, S. 179 ff.]

Negative-Flow-Control (NFC) Das NFC-System ist ein erweitertes OC-System, welches eine optimierte Energieeffizienz aufweist. Die Effizienzsteigerung gegenüber dem KS-System wird erreicht, indem ein SFHG geschaffen wird, der den geförderten Pumpenvolumenstrom beeinflusst.

In Abbildung 2.3 ist eine hydromechanische Lösung zur Steuerung des SFHG dargestellt. In [32, S. 14] werden Beispiele für elektrohydraulische NFC-Systeme vorgestellt. Aus Abbildung 2.3 kann entnommen werden, dass neben der verstellbaren Pumpe zusätzlich ein konstanter Widerstand⁸ im Tankrücklauf des NU verbaut ist. Die WV und Abtriebe sind von derselben Bauart wie beim KS-System. Die Steuerkanten der WV werden an die Funktionsweise des NFC-Systems angepasst. Eine Lastkompensation durch IDW ist nicht vorgesehen.

Durch den Pumpenregler wird der Volumenstrom im NU derart geregelt, dass über den Rücklaufwiderstand ein annähernd konstanter Druck $\Delta p_{RL,NU}$ abfällt. Die über den NU fließende Ölmenge wird hierdurch reduziert. Der Hochdruck p_{HD} erhöht sich um diesen in Reihe geschalteten Anteil, Gleichung 2.3.

$$p_{HD} = \begin{cases} p_{A,max} + p_{V,Komp} & \text{für } \Delta p_{WV,NU} < p_{HD} \\ \Delta p_{WV,NU} + \Delta p_{RL,NU} & \text{für } \Delta p_{WV,NU} \geq p_{HD} \end{cases} \quad (2.3)$$

$$Q_{Pumpe} = \sum_i Q_{A,i} + Q_{NU} \quad (2.4)$$

In der Praxis fließen zwischen 10 L/min bis 40 L/min bei einem Druckabfall von 20 bar bis 30 bar über den Rücklaufwiderstand [28, S. 18]. Dies entspricht einer dauerhaften Verlustleistung von 0,33 kW bis 2 kW.

Das NFC-System bietet eine zum KS-System vergleichbare Steuerbarkeit und Systemdämpfung [28, S. 18]. Aufgrund der Pumpenregelung ist eine erhöhte Systemabstimmung notwendig, um eine durch den geschlossenen Regelkreis

⁸ z. B. eine Drossel oder Blende

induzierte Schwingungsneigung [34, S. 7 f.] oder Druckspitzen zu minimieren [20, S. 36].

Positive-Flow-Control (PFC) Im Gegensatz zum geregelten NFC-System handelt es sich beim PFC-System um ein gesteuertes OC-System. Der zusätzliche SFHG des variablen Pumpenvolumenstroms wird beim PFC-System gemeinsam mit der Auslenkung der WV durch das Steuersignal des Anwenders bestimmt. Diese Synchronisierung von Pumpe und WV ermöglicht eine „[...] nahezu bedarfsgerechte Versorgung der [Abtriebe] [...]“ [28, S. 19]. Die Ansteuerung kann sowohl hydromechanisch, als auch elektrohydraulisch erfolgen. Letzteres verringert durch die programmierbare Parametrierung den erforderlichen Aufwand für die Inbetriebnahme [28, S. 19].

Wie in Abbildung 2.3 zu sehen, sind die WV und Abtriebe vergleichbar zu denen im KS-System. Die Steuerkanten der WV sind auf das PFC-System angepasst. Eine Lastkompensation durch IDW ist nicht vorgesehen. Ein Widerstand im Rücklauf des NU und ein geschlossener Pumpenregler sind nicht notwendig. Durch eine Anpassung des Volumenstroms an den Bedarf der Abtriebe reduziert sich die Ölmenge im NU und damit die an den Steuerkanten des NU entstehenden Druckverluste, vgl. Gleichung 2.5 und 2.6. Nach Vukovic in [20, S. 36] beträgt $\Delta p_{WV,NU}$ in PFC-Systemen etwa 5 bar. Bei einem zum NFC-System vergleichbaren Q_{NU} von 10 L/min bis 40 L/min reduziert sich die Verlustleistung auf 0,09 kW bis 0,33 kW.

$$p_{HD} = \begin{cases} p_{A,max} + \Delta p_{V,Komp} & \text{für } \Delta p_{WV,NU} < p_{HD} \\ \Delta p_{WV,NU} & \text{für } \Delta p_{WV,NU} \geq p_{HD} \end{cases} \quad (2.5)$$

$$Q_{Pumpe} = \sum_i Q_{A,i} + Q_{NU} \quad (2.6)$$

Finzel fasst die Vorteile wie folgt zusammen:

„Das PFC-System verbindet die Vorteile einer Drosselsteuerung^[9] hinsichtlich der Robustheit, Feinfühligkeit und des Ansprechverhaltens mit den Vorteilen eines NFC-Systems bezüglich der reduzierten Umlaufmenge bei Verzicht auf einen geschlossenen Regelkreis.“ [28, S. 19 f.]

⁹ Hier auf das KS-System bezogen.

Konstantdruck (KD) In einem KD-System wird p_{HD} auf einen statischen Wert eingeregelt. Dies kann auf mehrere Arten realisiert werden.

Wird der NU des KS-Systems entfernt (CC-System) und am Pumpenausgang ein auf den maximalen HD eingestelltes Druckbegrenzungsventil (DBV) eingesetzt, entsteht ein technisch einfaches KD-System. Das von der Pumpe stetig geförderte Öl fließt in diesem Fall nach Überschreitung des Öffnungsdrucks durch das DBV in den Tank zurück. Im Leerlauf wird die gesamte in das System eingebrachte Leistung am DBV als Verlust abgebaut.

Für eine energieeffiziente Umsetzung wird das vorgestellte KD-System mit Konstantpumpe um einen SFHG erweitert. Dieser SFHG ist wie beim NFC- und PFC-System die Einstellbarkeit des von der Pumpe geförderten Volumenstroms.

In Abbildung 2.3 ist eine hydromechanische Lösung dargestellt. Nähert sich der HD dem im Druckregler eingestellten Wert, wird das Schluckvolumen V_g der Pumpe reduziert, vgl. Gleichung 2.7 und 2.8. Fällt der HD ab, wird die Pumpe ausgeschwenkt und es wird ein Ölstrom gefördert. Alternativ kann eine elektrohydraulische oder elektromechanische Druckregelung umgesetzt werden.¹⁰

$$p_{HD} = p_{max} \quad (2.7)$$

$$Q_{Pumpe} = \sum_i Q_{A,i} \quad (2.8)$$

Die in Abbildung 2.3 dargestellte Schaltung zeigt eine Parallelschaltung zweier Abtriebe mit je einem 4/3-WV. Die nebenstehenden Leistungsdiagramme verdeutlichen die zugehörigen Leistungsbilanzen. Eine Lastkompensation durch IDW ist in einfachen KD-Systemen nicht vorgesehen.

Steuerungstechnische Vor- und Nachteile eines KD-Systems werden in [35, S. 22 f.] beschrieben. Energetische Vorteile bzgl. einem KS-System können im Leerlauf entstehen, da die Pumpe beim Erreichen des eingestellten Drucks zurückschwenkt. Allerdings nimmt die Leckage aufgrund des erhöhten Druckes zu, wodurch eine pauschale Aussage nicht möglich ist. Für den Teillastbetrieb kann ebenfalls keine pauschale Aussage getroffen werden, da es auf

¹⁰ Für eine elektromechanische Druckregelung wird bspw. eine in V_g unveränderliche Pumpe durch einen geregelten Elektromotor in der Antriebsdrehzahl $n_{Antrieb}$ derart verändert, sodass p_{HD} auf den gewünschten Wert eingeregelt wird.

die Abstimmung des Systems auf das Nutzungsprofil ankommt. Näheres zur Energieeffizienz ist exemplarisch in [35, S. 125–130] beschrieben.

Load-Sensing (LS) Bei OC-Systemen ist p_{HD} eine passive Größe, die sich ergibt, indem das geförderte Öl durch das System fließt. Beim KD-System wird p_{HD} gezielt auf einen nahezu statischen Wert eingeregelt. Der HD stellt somit in diesen Systemen einen nicht gezielt einstellbaren SFHG dar. Bei einem LS¹¹-System wird dieser SFHG genutzt und gezielt beeinflusst.

LS-Systeme sind CC-Systeme und weisen eine Lastdruckrückmeldung der Abtriebe auf.¹² Die Lastdruckrückmeldung kann hydromechanisch (HMLS) oder elektrohydraulisch¹³ (ELS) erfolgen. Für die Lastdruckrückmeldung gibt es verschiedene Lösungen, siehe [36] und [20, S. 37 ff.]. Beispielsweise kann ein 5/3-WV genutzt werden, siehe Abbildung 2.3. Hierbei wird während der Ansteuerung des WV die Pumpe-Abtrieb-Verbindung mit dem Messanschluss verbunden und der Lastdruck $p_{A,i}$ gemeldet. Durch einen Vergleich aller Lastdrücke wird der höchste Lastdruck $p_{A,max}$ ermittelt. Hydraulisch erfolgt dies mithilfe einer Wechselventilkette, siehe Abbildung 2.3. Beim ELS wird der Vergleich computergestützt durchgeführt [20, S. 39 ff.].

In LS-Systemen mit einer Konstantpumpe wird p_{HD} durch eine EDW geregelt. In LS-Systemen mit einer Verstellpumpe werden der HD und der Ölfluss durch den Druck-Förderstromregler (DFR) beeinflusst. In beiden Fällen bildet sich p_{HD} aus dem höchsten Lastdruck $p_{A,max}$ und einer an der EDW bzw. dem DFR eingestellten Druckdifferenz Δp_{LS} , Gleichung 2.9. [28, S. 20–23]

$$p_{HD} = p_{A,max} + \Delta p_{LS} \quad (2.9)$$

$$Q_{Pumpe} = \begin{cases} Q_{max} & \text{für } V_g = \text{konstant} \\ \sum_i Q_{A,i} & \text{für } V_g \neq \text{konstant} \end{cases} \quad (2.10)$$

Die Druckdifferenz Δp_{LS} wird für eine geeignete Steuerbarkeit in der Praxis zwischen 20 bar bis 30 bar eingestellt [28, S. 21]. Damit ist gewährleistet, dass die erforderliche Regeldruckdifferenz der IDW in Höhe von etwa 10 bar bis

¹¹ Engl.: lastführend

¹² Nach Murrenhoff und Eckstein in [6, S. 237 f.] wird ein HMLS-System mit Konstantpumpe den OC-Systemen zugeordnet. Durch die EDW ergibt sich ein NU, wie es charakteristisch für ein OC-System ist. Allerdings sind die WV in der Neutralstellung geschlossen. Aus diesem Grund werden in dieser Arbeit alle LS-Systeme den CC-Systemen zugeordnet, vgl. [22, S. 15].

¹³ elektrohydraulisches Load-Sensing – ELS. Weitere Informationen in [28]

20 bar eingehalten werden kann [28, S. 25]. Diese sollte aus Gründen der Stabilität nicht kleiner als 7 bar betragen [28, S. 38]. Ein niedrigeres bzw. nicht auf das System abgestimmtes Δp_{LS} ist Anfällig für Schwingungen. Maßnahmen zur Reduktion werden bspw. in [37] diskutiert.

LS-Systeme können mit einer Lastkompensation in den WV kombiniert werden. Nach [28, S. 34] wird die STS, wie sie in Abbildung 2.3 dargestellt ist, bevorzugt in MA eingesetzt. Alternativ kann eine SRS verwendet werden. Aus der Industrie bekannte Systeme mit STS sind z. B. [158], [159] und [160].

Eine Zusammenstellung von Entwicklungen unterschiedlicher LS-Systeme ist in [38] dargestellt. Neuere Ansätze werden in den nachfolgenden Abschnitten dargestellt.

Elektrohydraulische Bedarfsstromsteuerung (EBSS) Wie den Leistungsdiagrammen in Abbildung 2.3 entnommen werden kann, steigert sich mit jeder Systemmodifikation vom KS-System bis zum LS-System die Energieeffizienz. Letzteres erreicht eine hohe Anpassung des Volumenstroms und des HD an die von den Abtrieben angeforderten Größen. Eine fortführende Optimierung des LS-Prinzips kann erfolgen, indem die in LS-Systemen notwendige Druckdifferenz Δp_{LS} eliminiert oder zumindest reduziert wird. Das ebenfalls energetisch vorteilhafte PFC-Prinzip kann optimiert werden, indem der Ölfluss des NU eliminiert wird, vgl. z. B. VBO aus [8, S. 186 ff.].

Als konsequente Weiterentwicklung der o. g. Basissysteme¹⁴ untersuchten [22, 32, 33, 39–41] etc. systematisch verschiedene elektrohydraulische Steuerungsansätze. Wie in Unterabschnitt 3.2.3 näher erläutert wird, bietet die Verwendung einer softwaregestützten Regelungstechnik ein zusätzliches Optimierungspotential. Nach einem Fazit von Djurovic in [22], weist das „[...] Elektrohydraulisches Flow-Matching-System mit elektrischer Betätigung der Ventile und Volumenstromsteuerung der Hydraulikversorgung [...]“ [22, S. 42] die beste Lösung des Zielkonflikts zwischen Aufwand und Energieeffizienz auf [22, S. 132]. Im Zuge weiterer Verbesserungen fasst Scherer in [32, S. 47–58] diese Art von Steuerungen in der Begrifflichkeit elektrohydraulische Bedarfsstromsteuerung¹⁵ (EBSS) zusammen.

¹⁴ KS-, NFC-, PFC- und LS-Systeme werden überwiegend hydromechanisch ausgeführt [22, S. 19].

¹⁵ Engl.: Electro-Hydraulic Flow-on-Demand System [32, S. 50]

Das in Abbildung 2.3 dargestellte EBSS-System nach Scherer in [32] besteht aus einer elektrohydraulisch verstellbaren Pumpe und elektrohydraulisch verstellbaren CC-WV mit nachgeschalteten IDW. Die Synchronisierung des von der Pumpe geförderten und von den Abtrieben verwendeten Öls erfolgt durch eine elektronische Steuereinheit. Die Stellsignale werden durch elektrische Bedienelemente von einem Anwender vorgegeben.

Der HD p_{HD} wird wie beim PFC-System nicht geregelt. Stattdessen stützt sich die Last unmittelbar auf der Pumpe ab. Der HD p_{HD} setzt sich in diesem Fall aus dem höchsten Lastdruck $p_{A,max}$ und den Komponentenverlusten $p_{V,Komp}$ zusammen, siehe Gleichung 2.11. In $p_{V,Komp}$ ist u. a. die Regeldruckdifferenz der WV mit nachgeschalteten IDW berücksichtigt. Im Vergleich zu einem LS-System kann so der Druckverlust beim lasthöchsten Abtrieb auf Werte unter 10 bar reduziert werden [42, S. 25 f.]. Nach Scherer in [32, S. 70 f.] ist dieser Wert abhängig von den eingesetzten WV und der, für einen optimalen Betrieb geforderten, Regeldruckdifferenz. Scherer wählt in seinem System bspw. einen Wert zwischen 4 bar bis 10 bar.

$$p_{HD} = p_{A,max} + p_{V,Komp} \quad (2.11)$$

$$Q_{Pumpe} = \sum_i Q_{A,i} \quad (2.12)$$

Der Pumpenvolumenstrom wird im Idealfall bedarfsgerecht eingestellt, Gleichung 2.12. Fördert die Pumpe zu wenig Öl¹⁶, kommt es zu einer Volumenstromunterversorgung. Durch die STS reduziert sich die Geschwindigkeit aller Abtriebe. Fördert die Pumpe zu viel Öl¹⁷, steigt der Systemdruck bis zu einem zulässigen Wert an und die Pumpe wird durch den überlagerten Druckregler zurückgeschwenkt [32, S. 69]. Alternativ kann das überschüssige Öl über einen Bypass/DBV geleitet werden. Eine dritte Lösung ist die elektronische Regelung des Volumenstroms auf Basis des gemessenen HD [32, S. 75–79].

¹⁶ Gründe für einen zu niedrigen Ölstrom sind z. B. eine unzureichende Synchronisierung von Pumpe und WV aufgrund von thermischen Effekten oder vorausselende Abtriebe aufgrund aktiver Lasten.

¹⁷ Gründe für einen überschüssigen Ölstrom sind z. B. eine unzureichende Synchronisierung von Pumpe und WV aufgrund von thermischen Effekten oder die mechanische Blockierung eines Abtriebs.

2.2.2 Ansätze zur Vermeidung prinzipbedingter Verluste von Basissystemen

Wird ein Antriebsstrang mit einem der o. g. Basissysteme realisiert, verbleiben prinzipbedingte Verluste, welche durch eine Erweiterung der SFHG in den Ventilen, in der Anzahl der Druckniveaus und in der Anzahl der Wirkflächen linearer Aktuatoren vermieden werden können. Zu den prinzipbedingten Verlusten zählen:

1. Drosselverluste an der Ablaufsteuerkante bei aktiven und passiven Lasten.
2. Drosselverluste durch Anpassung des Hochdrucks an den Lastdruck. Insbesondere bei mehreren, parallel betriebenen Abtrieben in einem Hydraulikkreis.
3. Reduktion des Pumpenvolumenstroms durch Nutzung des abfließenden Öls (Regeneration).

Für rotierende Abtriebe mit einer Sekundärregelung und lineare Abtriebe mit einem Hydrotrafo gelten diese Verluste nicht, da eine bedarfsgerechte Anpassung von Druck und Volumenstrom erfolgt. Die Energieeffizienz hängt in diesem Fall vom Wirkungsgrad der Komponenten in den jeweiligen Betriebspunkten ab. [35, S. 28–31]

Um das Vorseilen eines Abtriebs bei aktiven Lasten zu verhindern gibt es unterschiedliche Maßnahmen. Die Abstützung der Last durch einen verlustbehafteten Widerstand im Ablauf eines Abtriebs entspricht dem Stand der Technik und führt zu Verlusten nach Punkt 1 [43]. Gängige Lösungen sind z. B. Senkbremsventile [25, S. 386] oder das Einsetzen schmaler Steuerkantenöffnungen im Rücklauf der WV. Diese Lösungen erzeugen bei passiven Lasten vermeidbare Drosselverluste. Aktive und passive Lasten können durch die Erweiterung der SFHG in den Ventilen verlustarm gesteuert werden. Eine zusätzliche Effizienzsteigerung kann mit der Erweiterung der SFHG in der Anzahl der Druckniveaus erreicht werden.

Punkt 2 kann vermieden werden, indem Mehrkreissysteme [44, S. 27 ff.] realisiert werden. Hierbei werden Abtriebe, die im Betrieb einen vergleichbaren Lastdruck erzeugen, in einem System zusammengefasst (Erweiterung der SFHG in der Anzahl der Druckniveaus). In Baggern [20, 26, 28] und Kransystemen [32] gehört dies zum Stand der Technik. Wird dieses Prinzip auf

die Spitze getrieben, gibt es zu jedem Abtrieb einen eigenen Antrieb. Der Antriebsstrang besteht in diesem Fall aus mehreren Einzelantrieben. EHA sind für diesen Einsatz spezialisierte Hydrauliksysteme [45].

Eine andere Lösung für Punkt 2 ist die verlustarme Leistungswandlung, wie es elektronische Transformatoren umsetzen. Eine gegebene Eingangsspannung wird bei gleichbleibender Leistung in eine erhöhte oder geringere Ausgangsspannung gewandelt, indem sich parallel die Stromstärke umgekehrt proportional zur Spannung ändert, siehe Gleichung 2.13.

$$\begin{aligned} P_{el} &= U_{ein} \cdot I_{ein} = U_{aus} \cdot I_{aus} = \text{konst.} \\ \Rightarrow I_{aus} &= \frac{U_{ein}}{U_{aus}} \cdot I_{ein} \end{aligned} \quad (2.13)$$

$$\begin{aligned} P_{hydr} &= p_{HD} \cdot Q_{Pumpe} = p_{A,i} \cdot Q_{A,i} = \text{konst.} \\ \Rightarrow Q_{A,i} &= \frac{p_{HD}}{p_{A,i}} \cdot Q_{Pumpe} \end{aligned} \quad (2.14)$$

Für eine gleichbleibende Abtriebsgeschwindigkeit \dot{x} bzw. Abtriebsdrehzahl $n_{Abtrieb}$ muss bei einer Änderung von $p_{A,i}$ auch $Q_{A,i}$ angepasst werden. Dies kann durch eine angepasste Wirkfläche $A_{Wirk,j}$ oder ein variables Schluckvolumen V_g realisiert werden, Gleichung 2.15 und Gleichung 2.16.

$$Q_{A,i} = \begin{cases} A_{Wirk,j} \cdot \dot{x}, & \text{linear} \\ V_g \cdot n_{Abtrieb}, & \text{rotierend} \end{cases} \quad (2.15)$$

$$(2.16)$$

Da bisher keine Methode zur dynamischen Anpassung der Wirkflächen bei linearen Abtrieben bekannt ist [32, S. 35], kann durch die Erweiterung der SFHG in der Anzahl h der Druckniveaus und/oder in der Anzahl j der Wirkflächen bei linearen Abtrieben eine h^j -stufige diskrete Leistungsanpassung erfolgen, Gleichung 2.17. Alternativ können zur Angleichung der Lastdrücke aller linearer Abtriebe bspw. auch Hydrotrafo eingesetzt werden [23], Gleichung 2.18.

$$\dot{x} = \frac{p_h}{A_{Wirk,j} \cdot p_{A,i}} \cdot Q_{Pumpe} = \text{const.} \quad (2.17)$$

$$n_{Abtrieb} = \frac{p_{HD}}{V_g \cdot p_{A,i}} \cdot Q_{Pumpe} = \text{const.} \quad (2.18)$$

Punkt 3 kann entweder direkt an einem Abtrieb oder zwischen mehreren Abtrieben realisiert werden. In Baggern [26, S. 38 ff.] und stationären Hydrauliksystemen gehört die Regeneration am Abtrieb¹⁸ zum Stand der Technik. Hierbei erfolgt eine Erweiterung der SFHG in den Ventilen. In Mehrdrucksystemen wie bspw. in [46] beschrieben (erweiterter SFHG in der Anzahl der Druckniveaus), findet ein Leistungsaustausch zwischen dem Ab- und Zulauf mehrerer Abtriebe statt.

In den Unterabschnitten 2.2.3 bis 2.2.5 werden Forschungsarbeiten genannt, die als Modifikationen der o. g. Basissysteme angesehen werden können. Anhand exemplarischer Systemtopologien wird verdeutlicht, auf welche Weise die zusätzlichen SFHG implementiert sind und welche Auswirkungen dies auf die Energieeffizienz hat. Der Fokus wird im Folgenden auf die Steuerung von linearen Abtrieben – insbesondere den Differenzialzylinder (DZ) – gerichtet.

2.2.3 Systemfreiheitsgrade in den Ventilen

Nach Murrenhoff in [31, S. 165–172] wird das Ansteuern eines Abtrieban schlusses als hydraulische Halbbrücke bezeichnet. Es gibt fünf Arten von hydraulischen Halbbrücken (A bis E), siehe Abschnitt A.1. Eine Vollbrücke wird durch die Kombination zweier hydraulischer Halbbrücken (z. B. A+A) realisiert. Zur Ansteuerung der Abtriebe eines Basissystems werden WV verwendet, die als hydraulische Vollbrücke ausgeführt sind, vgl. Unterabschnitt 2.2.1.

Wie in [30] ausführlich beschrieben wird, können Systeme als Kombination anderer Halbbrücken realisiert werden. Es entstehen Systeme mit getrennten Steuerkanten¹⁹ (GS). Die Widerstände im Zu- und Abfluss eines Abtriebs werden unabhängig voneinander gesteuert. Es entsteht ein neuer zu beeinflussender SFHG, der durch eine geeignete Steuerung kontrolliert werden muss.

¹⁸ Dieses Prinzip ist in der Literatur als *Eilgangschaltung* bekannt [19, S. 391 f.].

¹⁹ Aus der Literatur andere Bezeichnungen für diese Art von Systemen sind u. a. Independent Metering [47], Individual Metering [48], Separate Meter-In/Separate Meter-Out (SMISMO) [49].

Nach Eriksson in [48, S. 19 ff.] kann die Grundsaltung für GS-Systeme in zwei Varianten unterschieden werden, siehe Abbildung 2.6.

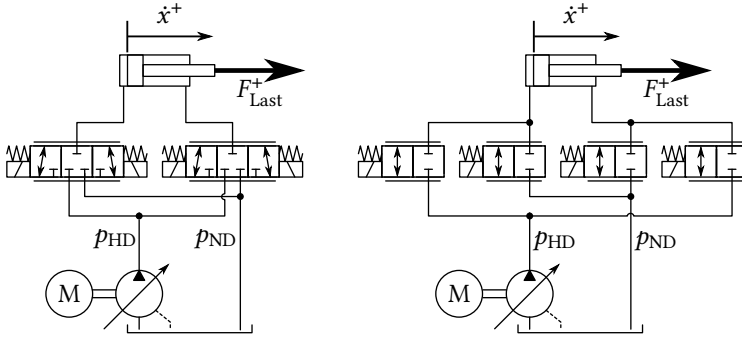


Abbildung 2.6: Grundsaltungen für Systeme mit getrennten Steuerkanten. (Variante1) zwei 3/3-WV; (Variante2) vier 2/2-WV | Darstellung nach [48, S. 20]

In Variante1 wird der Zu- und Ablauf eines Abtriebs je durch ein proportionales 3/3-WV gesteuert. In Variante2 werden im Zu- und Ablauf jeweils zwei 2/2-WV verbaut. Letzteres ermöglicht es, einen Abtriebsanschluss mit dem HD und gleichzeitig dem ND zu verbinden. Bei Variante1 ist dies nicht möglich. Andere Variationen werden u. a. in [50] diskutiert.

Die primäre Steueraufgabe der Widerstände im Zu- und Ablauf eines Abtriebs ist es, eine Verbindung entweder mit dem HD und/oder dem ND herbeizuführen. Gemeinsam mit der Last F_{Last} wird durch das Einstellen der Drücke p_{Kolben} und p_{Stange} an den Wirkflächen des DZ erreicht, dass die resultierende Kraft am Zylinder eine Beschleunigung \ddot{x} in die gewünschte Bewegungsrichtung hervorruft, Gleichung 2.19.

$$\ddot{x} = \frac{1}{m_{red}} \cdot [p_{Kolben} \cdot A_{Kolben} - p_{Stange} \cdot A_{Stange} - F_{Reib} + F_{Last}] \quad (2.19)$$

Die sekundäre Steueraufgabe der Widerstände besteht in der Beeinflussung der Abtriebsgeschwindigkeit \dot{x} durch das Einstellen des Volumenstroms. Hansen beschreibt in [49] eine Aufgabenteilung zwischen dem Zu- und Ablaufwiderstand in Abhängigkeit des vorliegenden Lastfalls, vgl. aktive und passive Last in Abbildung 2.5.

In der Literatur gibt es unterschiedlichste Lösungen zur Steuerung von GS-Systeme, siehe z. B. [30, 33, 48, 49, 51, 177]. Systemtechnische Betrachtungen

unterschiedlicher Ausprägungen von GS-Systemen sind in [48] und [30]. Gegenüber dem Stand der Technik kann eine Energieeffizienzsteigerung im Bereich von bis zu 40 % erreicht werden [2, S. 77]. Nach Axin in [33, S. 9–12] und Scherer in [32, S. 60–63] ergeben sich je nach Ansteuerung der Widerstände vier unterschiedliche Betriebsmodi. Jeder dieser Betriebsmodi erzeugt, wie in Abbildung 2.7 dargestellt, unterschiedliche Leistungsanforderungen an die Pumpe und bietet verschiedene Regenerations- sowie Rekuperationspotenziale.

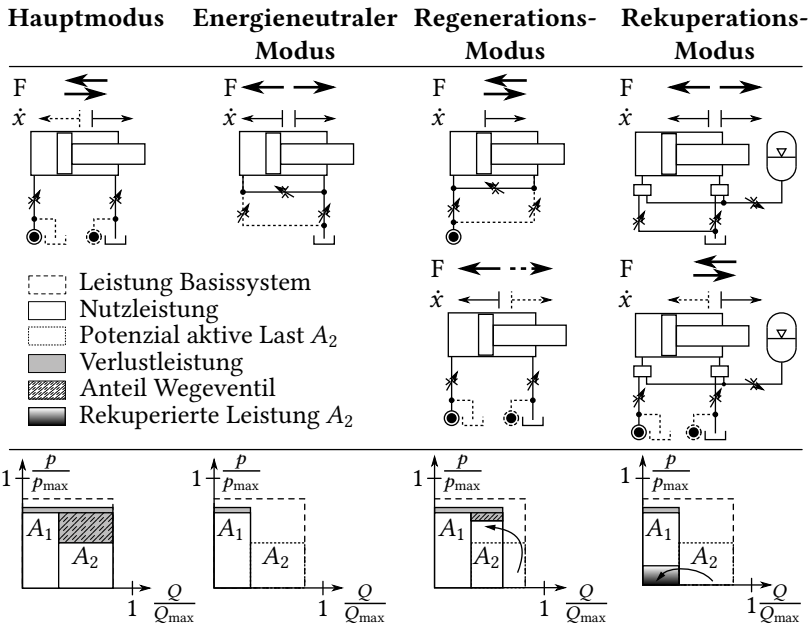


Abbildung 2.7: Leistungsdiagramme für die Betriebsmodi eines GS-Systems. Der Rekuperations-Modus ist nur in Verbindung mit einer Hybridsektion möglich. | Eigene Darstellung nach [30, 32, 33, 178]

Hauptmodus (HM) Im HM wird der Zulauf mit dem HD und der Ablauf mit dem ND verbunden. Der Zulaufwiderstand steuert die Geschwindigkeit des Zylinders. Beim Einsatz von IDW oder einem geregelten WV erfolgt dies lastunabhängig. Überflüssige Drosselverluste können bei passiven Lasten vermieden werden, indem der Ablaufwiderstand zum ND hin durch das vollständige Öffnen der Steuerkante minimiert wird. Bei aktiven Lasten ver-

hindert der Ablaufwiderstand das Vorseilen des Zylinders. Als Regelgröße wird der Druck auf der Zulaufseite herangezogen. Der Zulaufdruck wird durch die Regelung oberhalb der Kavitationsgrenze gehalten, wodurch Erosionsschäden vermieden werden [8, S. 192]. Ein zusätzliches Senkbremsventil ist nicht vonnöten.

Energieneutraler Modus (EnM) Aktive Lasten können alternativ zum HM ohne Versorgung der Pumpe betrieben werden. Hierfür werden der Zu- und Ablauf gleichzeitig mit dem ND verbunden. Das notwendige Öl wird durch eine maximal geöffnete Zulaufsteuerkante selbstständig aus der ND-Leitung nachgesaugt. Die Geschwindigkeit des Abtriebs wird über die geregelte Ablaufsteuerkante eingestellt. Problematisch ist dieser Modus dann, wenn die zusätzlichen Widerstände, z. B. Rohrreibung oder Leitungskrümmungen, größer als das Potential des ND werden und das Öl nicht in ausreichender Menge nachgesaugt werden kann. Eine Begrenzung der Abtriebsgeschwindigkeit muss dies bspw. steuerungstechnisch verhindern. Alternativ können zusätzliche Widerstandsverluste durch einen Kurzschluss unmittelbar am Abtrieb oder im WV vermieden werden. Nach Sitte und Weber in [30, S. 43] wird der EnM als Niederdruckregeneration bezeichnet.

Regenerations-Modus (RgM) Im RgM wird das abfließende Öl eines Abtriebs über die HD-Leitung wiederverwendet. Hierdurch reduziert sich der von der Pumpe benötigte Ölstrom. Abhängig vom Lastfall und dem Betrag der Last, gibt es zwei Möglichkeiten den RgM zu nutzen.²⁰ Bei dem von Sitte und Weber in [30, S. 43] als Hochdruckregeneration bezeichneten Modus werden der Zu- und Ablauf gleichzeitig mit dem HD verbunden. Dies erzeugt im lastfreien Zustand eine in die ausfahrende Richtung resultierende Kraft am DZ. Diese auch als Eilgang bezeichnete Schaltung wird von Leifeld in [26] anhand eines Baggers näher erläutert. Weist im aktiven Lastfall die äußere Last einen ausreichend hohen Betrag auf, um Öl vom Ablauf in den HD zu fördern, kann der Zulauf mit dem ND verbunden werden. Vergleichbar zum EnM wird die Pumpe nicht mehr zur Bewegung des Abtriebs benötigt. Je nach Betriebssituation des Gesamtsystems kann das in den HD gefördert Öl von parallel betätigten Abtrieben genutzt und damit regeneriert werden. Durch das Umschwenken der Pumpe in den generatorischen Betrieb, kann die von

²⁰ Der in [33] als RkM-Modus bezeichnete Lastfall wird in dieser Arbeit dem RgM-Modus zugeordnet, vgl. Definition von Regeneration und Rekuperation in Abschnitt 2.2 Absatz 7.

der äußeren Last in das System eingebrachte Leistung ebenso regeneriert werden. Dies setzt eine entsprechende Funktionalität der Pumpe voraus.

Rekuperations-Modus (RkM) Wie in [26, S. 83–89] beschrieben, ist das Potential der äußeren Last in seltenen Fällen ausreichend hoch, um Öl in den HD zu fördern. Aus diesem Grund wird in einem hydraulischen Hybridsystem eine sog. Hybridsektion (HyS) eingeführt, siehe Unterabschnitt 2.2.4. Das Druckniveau der HyS liegt zwischen dem HD und ND. Auf diese Weise kann das Potential der aktiven Lasten in diesem Zwischendruckkreis gespeichert und bei Bedarf rekuperiert werden. Wird im RkM der Zulauf mit dem ND verbunden, ist keine Pumpenleistung für die Bewegung des Abtriebs notwendig. Wird im RkM der Zulauf mit dem HD verbunden, reduzieren sich, wie in [176] dargestellt, die Dossolverluste am Zulaufwiderstand.

2.2.4 Systemfreiheitsgrade in der Anzahl der Druckniveaus

Die o. g. Basissysteme arbeiten mit zwei Druckniveaus: HD und ND. Dies führt bei einem Parallelbetrieb mehrerer (linearer) Abtriebe in einem Einkreisystem aufgrund der fehlenden verlustfreien Leistungsanpassung zu signifikanten Drosselverlusten an den WV. Um die Energieeffizienz mit einer Erhöhung der SFHG in der Anzahl der Druckniveaus zu optimieren, gibt es mehrere Ansätze:

1. Abstimmung der Komponenten, sodass die Lastdrücke nahe dem Systemdruckniveau innerhalb eines Hydraulikkreises entsprechen
2. Ausgliederung von Abtrieben in einen eigenen Hydraulikkreis
3. Erhöhung der Anzahl an Druckniveaus in einem Hydraulikkreis

Punkt 1 gilt im Stand der Technik als Teil der Auslegung und stellt eine Kompromisslösung zwischen Systemaufwand und Energieeffizienz dar. Ohne das Basissystem in seiner Struktur zu ändern, kann eine Systemoptimierung für gezielte Anwendungen hervorgerufen werden. Die entscheidende Komponente für die Angleichung der Lastdrücke ist der Abtrieb. Da nicht jede MA während des Betriebs nur ein Lastprofil abdeckt, sondern ein Lastkollektiv mit unterschiedlichen Anforderungen darstellt, hängt die Energieeffizienz maßgeblich vom Einsatz der MA ab.

Punkt 2 ist eine gängige Methode um bspw. Baggersysteme zu optimieren [44, 52]. Es werden mehrere Basissysteme parallel aufgebaut, welche ggf.

Leistung auf hydraulischer Ebene untereinander austauschen können [28, S. 103–120]. Durch die Aufteilung in mehrere Hydraulikkreise, können auf die Abtriebe angepasste HD-Niveaus eingestellt werden. Die Drosselverluste je Abtrieb werden hierdurch minimiert. Eine konsequente Umsetzung führt zu verdrängergesteuerten Systemen, die in der Forschung mehrfach untersucht wurden, vgl. [32, S. 28–32]. Es hat sich gezeigt, dass neben komplexen Regelungsstrukturen vor allem die hohe Anzahl an zusätzlichen Pumpen diese Systeme ökonomisch zum derzeitigen Standpunkt nicht konkurrenzfähig machen [53]. Neben den erhöhten Kosten für Komponenten kommen, je nach Ausführung des verdrängergesteuerten Systems, Schleppverluste der Pumpen oder der Hydrotrafo im Leerlauf hinzu [32, S. 32]. Beim Einsatz von EHA sind die hydraulischen Verluste minimal. Durch eine unzureichende Abstimmung der notwendigen Leistungselektronik kann der Gesamtwirkungsgrad fallen. Aktuelle Forschungen, u. a. in [21, 45, 54, 55], setzen sich mit dieser Problematik auseinander und zeigen die Potentiale dieser Systeme in MA auf.

Mit Punkt 3 wird ein Basissystem als Einkreisystem derart modifiziert, dass lastniedere Abtriebe entweder in ihrem Druckniveau angehoben oder durch ein angepasstes Druckniveau angetrieben werden, siehe Abbildung 2.8. Neben dem HD- und dem ND-Niveau existieren in einem Hydraulikkreis ein oder mehrere Zwischendruckniveaus (ZD). In beiden Fällen werden primär die Drosselverluste an den WV reduziert.

Bei einer Druckerhöhung der lastniederen Abtriebe findet eine Verlagerung des Potenzialabbaus am WV auf eine andere Stelle im System statt. So beschreiben Siebert, Wydra und Geimer in [176] ein System, welches den Ablauf eines Abtriebs entweder mit dem ND-Niveau oder mit einem ZD-Niveau verbindet. Während bei einer ND-Verbindung der Drosselverlust von der Zulaufsteuerkante auf die Ablaufsteuerkante verlagert wird, ist es bei der Verbindung mit dem ZD möglich, das potenzialbehaftete abfließende Öl energieeffizient durch eine Rückspeisung wiederzuverwenden. In [29] werden für die Rückspeisung unterschiedliche Methoden dargestellt, die sowohl eine Rekuperation, als auch Regeneration berücksichtigen. Es entstehen auf diese Weise hydraulische Hybridsysteme mit mehreren Potenzialquellen und -senken [56].

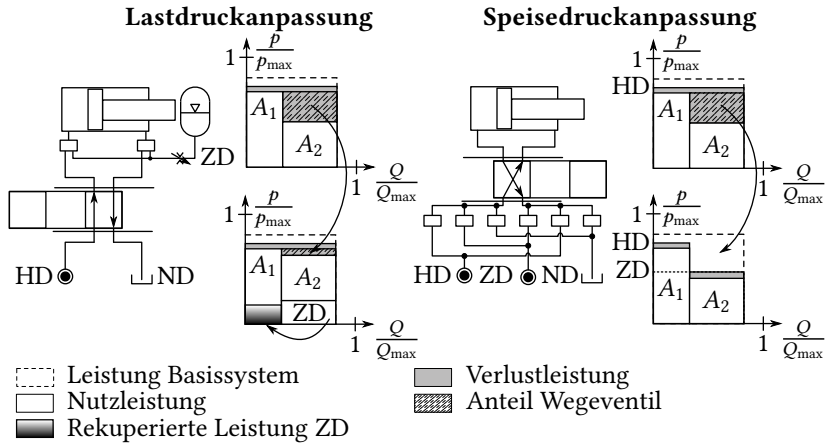


Abbildung 2.8: Mögliche Einflussnahme auf die Verlustleistung durch die Erhöhung der Systemfreiheitsgrade in der Anzahl der Druckniveaus. (links) Erhöhung des Lastdruckes durch Regeneration/Rekuperation des Restpotenzials in einer Hybridsektion. Die Umschaltung zwischen den Druckniveaus erfolgt durch je ein 3/2-Schaltventil unmittelbar vor dem Abtriebsanschluss, hier durch Kästchen vereinfacht. (rechts) Speisung eines lastniederen Abtriebs durch ein angepasstes Druckniveau. Das Umschalten der Druckniveaus erfolgt unmittelbar vor dem Wegeventil durch 2/2-Schaltventile, hier durch Kästchen vereinfacht. | Eigene Darstellung nach [20, 26, 46, 52]

Das Bereitstellen von abtriebsangepassten Druckniveaus wurde u. a. in den Arbeiten von [20, 26, 46, 57, 58] untersucht. Als Systemarchitekturen werden sowohl proportional als auch digital angesteuerte Systeme vorgestellt.

Huova untersuchte in [57] die Ansteuerung eines DZ mit einem Mehrdrucksystem. Er variierte systematisch die Anzahl und den Betrag der am DZ anliegenden konstanten Druckniveaus. Durch eine Anhebung der Anzahl von Druckniveaus steigt die Granularität der diskreten Leistungsanpassung bei linearen Abtrieben. Huova konnte in [57] aufzeigen, wie viele Druckniveaus bei einem DZ ausreichend sind, um die Drosselverluste zu minimieren. Das Optimum lässt sich mit zwei Wirkflächen eines DZ und sieben Druckniveaus erreichen.

Die Kombination einer Energierückgewinnung und die Steuerung der Abtriebe mit drei oder mehr Druckniveaus wurde u. a. in [20, 26, 46, 57, 59] näher untersucht. Es zeigt sich, dass es unterschiedliche Nutzungsweisen der Druckniveaus gibt, vgl. Abbildung 2.9.

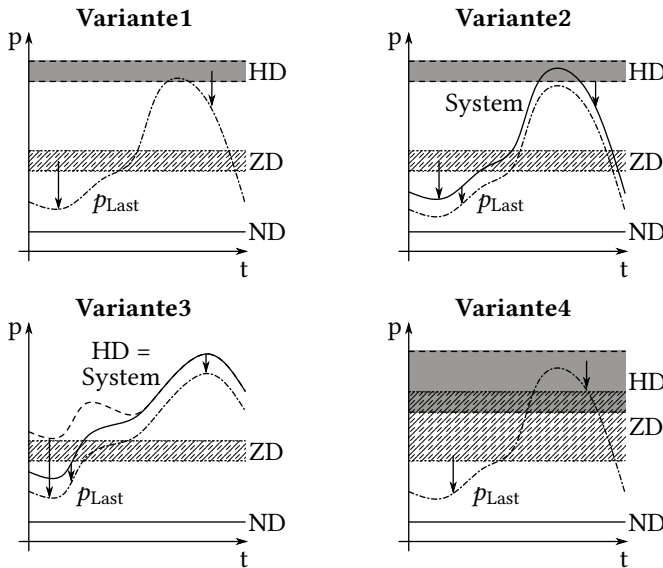


Abbildung 2.9: Nutzung und Beeinflussung der Druckniveaus in Mehrdrucksystemen. p_{Last} entspricht dem höchsten Lastdruck. Die Pfeile repräsentieren zu gegebenen Zeitpunkten beispielhaft den Potentialabbau und den zugehörigen Ölfuss von einem Druckniveau in ein anderes. Die dargestellten Flächen beschreiben das Druckband, in dem ein Druckniveau schwanken kann. **Variante1:** KD-System mit mehreren, in einem engen Druckband schwankenden, Druckniveaus. Die Druckniveaus werden durch eine oder mehrere Pumpen ggf. zzgl. Hydrospeichern aufrechterhalten, siehe [175, 20, 46, 60]. **Variante2:** Neben dem Systemdruck existieren weitere, in einem engen Druckband schwankende, Druckniveaus. Die zusätzlichen Druckniveaus ermöglichen eine Regeneration, Rekuperation oder Boostern bei Lastspitzen. Die zusätzlichen Druckniveaus werden ggf. durch Speisepumpen und Hydrospeicher aufrechterhalten, siehe [26]. **Variante3:** Der HD entspricht dem Systemdruck eines Basissystems und wird aktiv durch eine Pumpe gespeist. Zusätzliche Druckniveaus dienen als Hybridsektion und verfügen über eine Rückspeiseeinheit. Eine Regeneration zwischen den Hauptantrieben ist nicht vorgesehen, siehe [52]. **Variante4:** Das System weist mehrere Druckniveaus auf, aus denen die Abtriebe gespeist werden können. Die Druckniveaus können sich ggf. überschneiden. Es kann sich um Ein- oder Mehrkreissysteme handeln, siehe [59, 61] | Eigene Darstellung

Beispielhaft beschreiben Guo, Lengacher und Vacca in [59] ein Mehrdrucksystem bestehend aus drei Druckniveaus: HD, ZD und ND. Eine zuvor durchgeführte Potentialanalyse mit einer unterschiedlichen Anzahl an Druckniveaus hat ergeben, dass drei Druckniveaus für diese Anwendung am Besten geeignet ist.

In dem vorgeschlagenen System fördert eine Pumpe Öl entweder in den HD oder ZD. Eine auf derselben Welle mitdrehende, mehrquadrantenfähige²¹ Pumpe-Motor-Einheit kann mit dem ZD oder ND verbunden werden. Je ein Hydrospeicher im HD und ZD sorgen für einen Ölausgleich, sofern nur eine Pumpe zur Speisung beider Druckniveaus eingesetzt wird. Das System nach Guo et al. in [62] besteht aus je einer Pumpe pro Druckniveau und weist keine Hydrospeicher auf. Durch die geringere hydraulische Kapazität besitzt das System eine höhere Dynamik.

Der Zu- und Ablauf eines Abtriebs werden durch zwei unabhängig steuerbare, proportionale 2/2-WV eingestellt, Abbildung 2.10 (Schema1). Diesen WV werden je Druckniveau ein 2/2-Schaltventil vorgeschaltet, sodass das anzulegende Druckniveau eingestellt werden kann. Es können dieselben Betriebsmodi, wie in Unterabschnitt 2.2.3 beschrieben, realisiert werden. Für Abtriebe, die nur in einer Vorzugsrichtung aktiv vom System angetrieben werden, ergibt sich die in Abbildung 2.10 (Schema2) dargestellte Ventilschaltung.

Am Beispiel eines Traktors und einer Feldspritze als Anbaugerät, konnten Guo, Lengacher und Vacca in [59, S. 23] aufzeigen, dass das vorgestellte Mehrdrucksystem für den gegebenen Lastzyklus eine bis zu 59,4 % geringere Leistungsanforderung an der Antriebswelle der Pumpen aufweist.

Dengler beschreibt in [46] ein Konstantdrucksystem mit Zwischendruckleitung (KonZwi) zur Reduktion der benötigten hydraulischen Leistung eines Radladers. Der HD wird, wie in einem KD-System, durch eine druckgeregelte Pumpe aufrecht erhalten. Der ZD wird nicht explizit von einer Pumpe gespeist, sondern durch den Abfluss der Abtriebe beeinflusst. Ein im ZD befindlicher Hydrospeicher dient zur Rekuperation. In Abhängigkeit des Speicherfüllgrades variiert das Druckniveau in der ZD-Sektion. Das im ZD gespeicherte Öl wird durch die modellprädiktive Steuerung entweder an die Abtriebe oder auf die Saugseite der Pumpe gefördert. Fließt das Öl zu einem Abtrieb, reduzieren sich die am WV entstehenden Drosselverluste. Wird das Öl zur Pumpe geleitet, reduziert sich das von der Pumpe benötigte Drehmoment. Je nach Lastzyklus, kann auf diese Weise für den Radlader gegenüber dem ursprünglichen HMLS-System eine Reduktion der verbrauchten hydraulischen Energie zwischen 3 % bis 17 % erreicht werden.

²¹ Die rotierende Hydraulikeinheit kann im generatorischen und motorischen Betrieb eingesetzt werden [18, S. 96 f., 320].

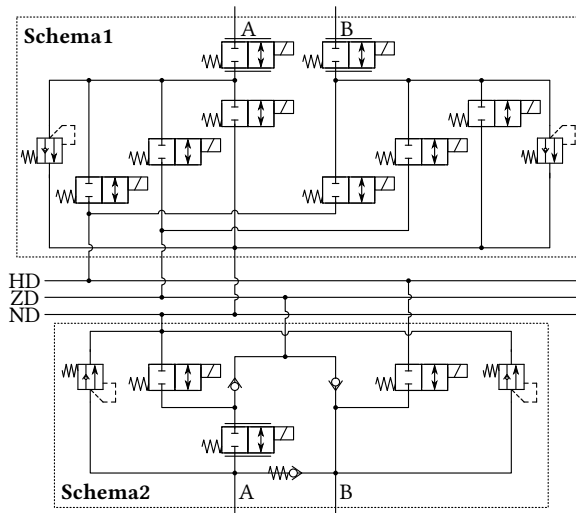


Abbildung 2.10: Schema1: Universelle Ventilschaltung mit getrennten Steuerkanten für Zu- und Ablauf. **Schema2:** Ventilschaltung für Abtriebe mit einer bevorzugten aktiven Antriebsrichtung | Darstellung nach [59, S. 7]

Vukovic in [20] und Leifeld in [26] untersuchten einen ganzheitlichen Ansatz zur Reduktion der benötigten Primärenergie einer MA. In beiden Arbeiten berücksichtigt der hydrostatische Antriebsstrang die optimalen Betriebspunkte des Primärenergiewandlers – die VKM.

In [20] wird das sog. STEAM-System beschrieben. Bei STEAM handelt es sich um ein Mehrdrucksystem mit drei Druckniveaus. Sowohl der im HD als auch der im ZD enthaltene Hydrospeicher werden durch eine auf die VKM optimierte Betriebsstrategie geladen. Hieraus entsteht eine Betriebspunktverschiebung der VKM in günstigere Verbrauchslagen.

Am Beispiel eines Baggers konnte Vukovic in [20, S. 120] auf diese Weise für unterschiedliche Lastzyklen eine Kraftstoffeinsparung in Höhe von 27 % bis 32 % gegenüber des HMLS-Systems erzielen. Die Hydrospeicher wurden derart abgestimmt, dass das Druckniveau im ZD bei einem Entnahmevolumen von 8,88 L zwischen 90 bar bis 150 bar und im HD bei einem Entnahmevolumen von 7,67 L zwischen 190 bar bis 240 bar schwanken kann [20, S. 88]. Durch das in den Hydrospeichern vorgehaltene Öl, steht eine unmittelbare Leistungsabgabe für die Ansteuerung der Abtriebe bereit. Die Reaktionsdauer

der Abtriebe wird gesenkt, wodurch sich die Zykluszeit je nach Lastzyklus zwischen <1 % bis 14 % reduzieren lässt [20, S. 120].

In [26] wird für einen Bagger ein ELS-System durch eine hydraulische HyS erweitert. Diese HyS besteht aus zwei Druckniveaus: HD bei 300 bar bis 350 bar und ZD bei 190 bar bis 230 bar [26, S. 129]. Je nach Betriebszustand verringert die HyS den von der Pumpe geförderten Volumenstrom. In Abhängigkeit des Systemdrucks wird dabei Öl aus dem HD oder dem ZD der HyS entnommen. Hierdurch können die Drosselverluste beim Einspeisen minimiert werden [26, S. 120]. Insgesamt weist dieses System damit vier Druckniveaus auf.

Die HyS wird nach Leifeld in [26, S. 88–94] entweder aktiv durch eine Speisepumpe geladen oder passiv über das ablaufende Öl der Abtriebe gefüllt. Für die Rekuperation wird ein zweistufiger Hydrotrafo eingesetzt, um das erforderliche Druckniveau für eine Einspeisung in die HyS zu erreichen.

Insgesamt reduzierte sich in Feldversuchen der Kraftstoffverbrauch des Baggers je nach Lastzyklus zwischen 15 % bis 18 % im Vergleich zum ELS-System. Da die HyS eine Booster-ähnliche Funktion aufweist, konnte u. a. die Zyklusdauer, je nach Lastzyklus, um bis zu 9 % verringert werden. [26, S. 125]

2.2.5 Systemfreiheitsgrade in der Anzahl der Wirkflächen linearer Abtriebe

Bei rotierenden Abtrieben kann das Schluckvolumen V_g stufenlos variiert werden. Hierdurch kann die notwendige Abtriebsleistung zwischen Druck und Volumenstrom abgestimmt werden. Lineare Abtriebe weisen eine diskrete Anzahl von unveränderlichen Wirkflächen $A_{Wirk,j}$ auf. Um eine Leistungswandlung wie bei rotierenden Abtrieben hervorzurufen, Gleichung 2.17 und 2.18, gilt es die Größe der Wirkfläche je Druckniveau zu modifizieren. Die Granularität der Leistungswandlung kann durch eine Erhöhung der Wirkflächenanzahl j und der Druckniveauanzahl h erhöht werden. Es entstehen sog. Mehrflächenzylinder²² (MFZ) mit einer Anzahl N_{SK} an resultierenden Kraftstufen. Die Anzahl der Kraftstufen wird nach Gleichung 2.20 berechnet.

$$N_{SK} = h^j \quad (2.20)$$

²² Bezeichnung von [63]: Digitalzylinder

In Abbildung 2.11 sind die resultierenden Wirkkräfte verschiedener Hydraulikzylinder mit ein bis vier Wirkflächen dargestellt. Je feiner die Abstufungen der einzelnen Kraftstufen sind, desto besser können die An- und Abtriebsleistung aufeinander abgestimmt werden.

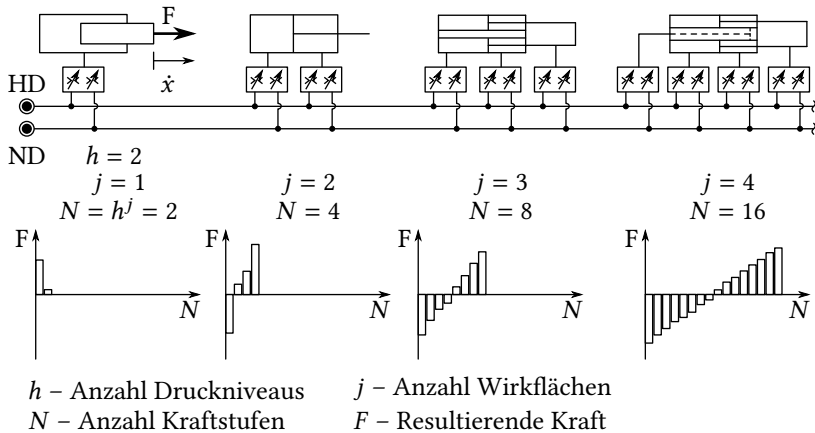


Abbildung 2.11: Beispiel für hydraulische Linearabtriebe mit einer unterschiedlichen Anzahl an Wirkflächen. | Eigene Darstellung

Ein Blick in die Literatur zeigt unterschiedliche Systemarchitekturen und Steuerstrategien für Systeme mit MFZ. Beispielhaft sind hier genannt [175, 63–68]. Eine Herstellerrecherche zeigt, dass MFZ kommerziell erworben werden können [157, 161] und von der Industrie in MA eingesetzt werden [162, 69, 163]. Die Firma Norrhydro Oy hält u. a. Patente für die Verwendung eines MFZ in Kombination mit einer Digitalhydraulik [70].

Linjama, M. und Huhtala, K. untersuchten in [64] einen MFZ mit vier Wirkflächen in einem KD-System unter Verwendung der Digitalhydraulik, Abbildung 2.12.

Dem Fazit von Linjama et al. in [64] nach zu urteilen, eignet sich das vorgestellte System für Anwendungen mit hoher Trägheit. Die Autoren weisen darauf hin, dass aufgrund der erhöhten Anzahl an Kontaktflächen die Reibverluste eines MFZ gegenüber einen DZ steigen. In der Verlustbetrachtung fällt der Wechsel zwischen HD und ND in den Zylinderkammern und Leitungen signifikant ins Gewicht. Die hierbei entstehenden Kompressionsverluste

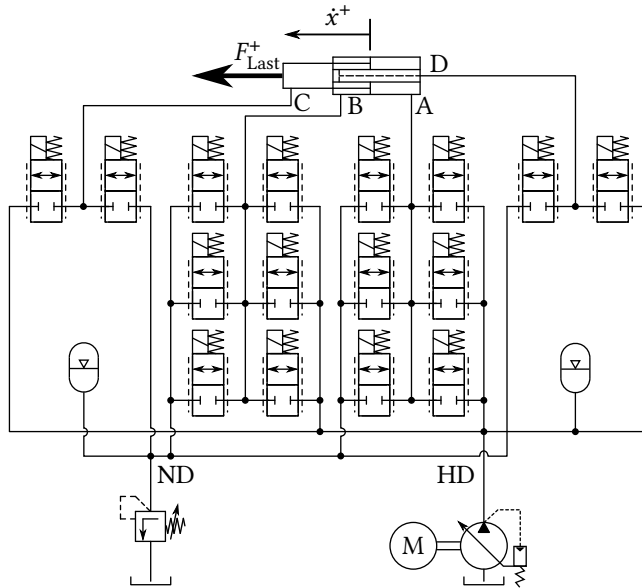


Abbildung 2.12: Ansteuerung eines Mehrfächenzylinders mit digitalhydraulischen Ventilen im KD-System | Darstellung nach [64, S. 7]

betragen in den Versuchen bis zu 70 % der insgesamt entstandenen Verluste. Ein Vorschlag die Kompressionsverluste zu minimieren ist das Absenken der hydraulischen Kapazität zwischen den Ventilen und dem MFZ. Die Drosselverluste in den Ventilen wird auf 25 % der Gesamtverlust beziffert. Für das in [64] vorgestellte Testszenario konnte im Vergleich zu einem HMLS-System mit DZ die benötigte Antriebsenergie um bis zu 60 % gesenkt werden.

Heemskerck untersuchte in [66] die Ansteuerung eines MFZ mit vier Wirkflächen, siehe Abbildung 2.13. Drei der vier Wirkflächen wurden mit Schaltventilen (SV) angesteuert. Die vierte Wirkfläche wurde mit einem Proportionalventil (PV) angesteuert. Auf diese Weise ist es dem Steuerungssystem möglich, eine verlustarme Leistungsanpassung auf die Last durchzuführen. Darüber hinaus konnte gezeigt werden, dass das Umschalten der SV zu einer stoßartigen Störkraft führen können. Es konnten während einer Bewegung hochfrequente Beeinträchtigungen registriert werden.

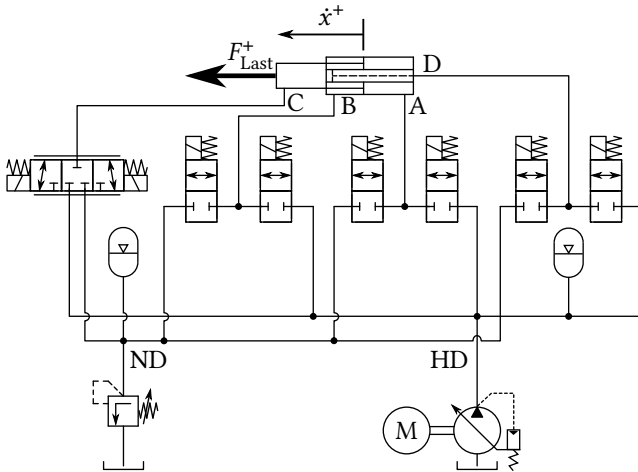


Abbildung 2.13: Steuerung eines Mehrkammerzylinders mit vier Wirkflächen mittels drei Schaltventilen und einem Proportionalventil. | Darstellung nach [66, S. 2]

Raduenz et al. in [68] implementierten einen MFZ mit vier Wirkflächen in ein HMLS-System, siehe Abbildung 2.14. Zur Ansteuerung wird das WV mit Lastrückmeldung durch zusätzliche SV ergänzt. Auf die Wirkflächen des MFZ können auf diese Weise drei unterschiedliche Druckniveaus (HD, ZD, ND) aufgeprägt werden. Der HD entspricht dem höchsten Systemdruck, der durch die Pumpe hervorgerufen wird. Der ZD entspricht dem Druckniveau, das sich zwischen dem MFZ und der Ablaufsteuermante des WV einstellt. Der ND entspricht einer direkten Verbindung mit dem Tank. Raduenz et al. in [68] beschreiben die möglichen Schaltzustände und die dabei verursachten Drosselverluste.

Wie schon in Unterabschnitt 2.2.5 erwähnt, gibt es Untersuchungen zu Systemen, die zur Leistungsanpassung sowohl die Anzahl der Druckniveaus, als auch die der Wirkflächen erhöhen. Zur Steigerung der Energieeffizienz eines Hafenkrans beschreibt Donkov et al. in [69] ein System, bestehend aus drei Druckniveaus und einem MFZ mit drei Wirkflächen. Dieselbe Kombination untersucht Hansen; Kramer und Vidal in [71] für den Antriebsstrang des *Wavestar Wave Energy Converter*.

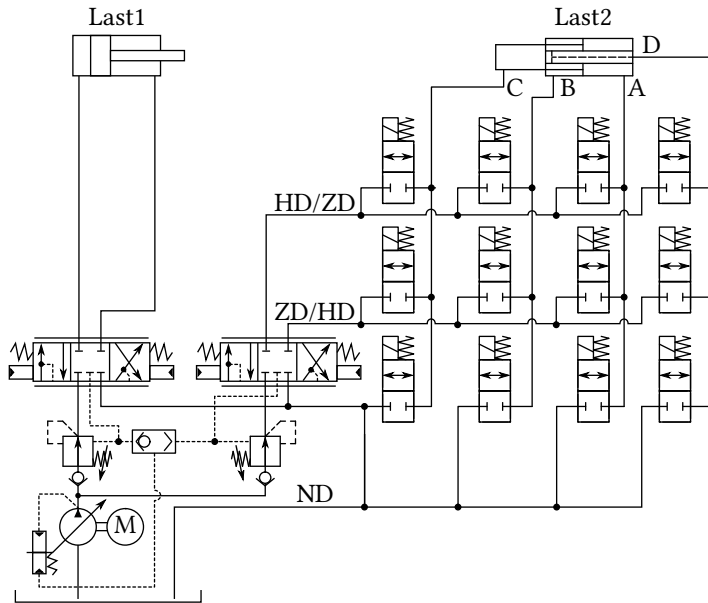


Abbildung 2.14: Vergleich eines klassisch angesteuerten Differentialzylinder (Last1) gegenüber einem digital angesteuerten Mehrflächenzylinder (Last2) | Darstellung nach [68, S. 4]

Wydra untersucht in [175] die Ansteuerung eines MFZ mit vier Wirkflächen in einem Konstantdrucksystem mit drei Druckniveaus am Beispiel eines Radladers. Wie Linjama et al. in [64, S. 11 f.] konnte auch Wydra und Geimer in [175, S. 20–25] bestätigen, dass die Kompressionsverluste signifikant gegenüber einem HMLS-System ansteigen. Die Potenzialabschätzung in [175, S. 19] zeigt, dass, trotz der erhöhten Kompressionsverluste, der hydraulische Energiebedarf für den betrachteten Lastzyklus um die Hälfte reduziert werden kann.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass die Ansteuerung von MFZ eine steuerungstechnische Herausforderung darstellt. Weitere Beispiele hierfür sind in [63, 72–76]. All diese Lösungen setzen eine elektronische Steuerung voraus. Es sind keine reinen hydromechanischen Ansteuerungskonzepte bekannt.

2.3 Forschungsbedarf

Die in den Unterabschnitten 2.2.3 bis 2.2.5 genannten Quellen sind Beispiele zur Erweiterung von Systemfreiheitsgraden in hydrostatischen Systemen. Die Maßnahmen *getrennte Steuerkanten*, das Einführen eines *Mehrdrucksystems* und das Einführen eines *Mehrkammersystems* wurden systemspezifisch und getrennt voneinander untersucht. Bisherige Betrachtungen in der Forschung und Industrie beziehen sich überwiegend auf Konstantdruck- und Load-Sensing-Systeme sowie vereinzelt anderen hierzu vergleichbaren Systemen. Eine übergeordnete Herangehensweise zur gezielten Modifikation der Systemfreiheitsgrade mit Anwendung aller Maßnahmen auf eine EBSS ist nicht bekannt. Die im Rahmen der Arbeit behandelte Forschungshypothese lautet somit:

Die Anzahl der Systemfreiheitsgrade einer bestehenden elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung (EBSS) kann durch den Einsatz von getrennten Steuerkanten, der Einführung zusätzlicher Druckniveaus und/oder einer Erhöhung der Anzahl von Wirkflächen eines/mehrerer linearen Energiewandler gesteigert werden. Die gewonnenen Systemfreiheitsgrade können durch eine Steuerstrategie genutzt werden, um eine energetische und/oder steuerungstechnische Optimierung des gesamten Hydrauliksystems zu erzielen.

Eine Diskussion dieser Forschungshypothese erfolgt anhand der Forschungsfragen:

1. *Wie kann das bestehende hydraulische Konzept der EBSS modifiziert werden, um energieeffiziente Funktionalitäten wie z. B. die Minimierung von Drosselverlusten zu ermöglichen?*
2. *Wie ändert sich die Energieeffizienz einer bestehenden EBSS qualitativ durch den Einsatz getrennter Steuerkanten, die Einführung eines/mehrerer Zwischendruckniveaus und/oder einer Erhöhung der Wirkflächen bei linearen Aktoren?*
3. *Wie kann eine Steuerstrategie gestaltet sein, die eine gleichbleibende und/oder verbesserte Steuerbarkeit bietet?*
4. *Wie verändern sich mit der entwickelten Steuerstrategie die Kriterien der Sicherheit und Zuverlässigkeit, der Bedienbarkeit, der Energieeffizienz des Antriebsstrangs und der Lebenszykluskosten quantitativ anhand eines Beispiels?*

Es wird in dieser Arbeit ein systematisches Vorgehen zur ganzheitlichen Erweiterung eines EBSS-Systems mit den o. g. Systemfreiheitsgraden aufgezeigt. Hierfür werden Konzepte zur Modifikation eines EBSS-Systems dargestellt. Zur Findung einer passenden Steuerungsansatzes für diese Systemmodifikationen werden geeignete Steuerungs- und Regelungsmethoden vorgestellt. Die Beurteilung einer Systemmodifikation erfolgt anhand definierter Kriterien. Die vorgeschlagene Methodik wird zunächst verallgemeinert dargestellt und darauffolgend auf einen Radlader, exemplarisch angewandt.

3 Grundlagen zur methodischen Systemmodifikation

Elektrohydraulische Antriebsstränge mobiler Arbeitsmaschinen (MA) sind mechatronische Systeme [77, S. 7 ff.]. Eine übergeordnete Methodik zur Entwicklung mechatronischer Systeme stellt die VDI2206 [78] dar. Diese wird bspw. in [77, S. 8], [51, S. 32–46] und [9, S. 88–95] herangezogen, um neue Antriebsstränge zu untersuchen. Das Vorgehensmodell (V-Modell) erläutert eine Herangehensweise von der Nennung der Anforderungen an ein Produkt bis hin zur Finalisierung des Produkts [78, S. 29 ff.], siehe Abbildung 3.1. Der Prozess wird von einer Modellbildung und -analyse gestützt, in der Erkenntnisse generiert werden, welche wiederum als Entscheidungsgrundlage für den iterativen Entwicklungsprozess dienen [78, S. 49].

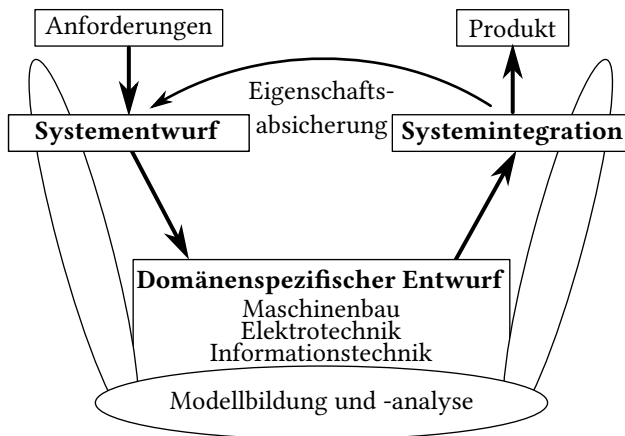


Abbildung 3.1: Übergeordnetes Vorgehensmodell (V-Modell) bei der Entwicklung mechatronischer Systeme | Darstellung nach [78, S. 29]

Alternative Herangehensweisen für die Entwicklung von Antriebssträngen MA sind u. a. die SPALTEN-Methode nach Albers et al. in [79] oder das Vorgehen nach VDI2221 [80].

Eine Sichtung von Literatur bzgl. der Entwicklung neuer Steuerungen für MA, z. B. [9, 20, 23, 26, 35], zeigt, dass die Simulation des Antriebsstrangs als ein probates Mittel zur Untersuchung von Systemen eingesetzt werden kann. Aus diesem Grund wird in dieser Arbeit die Simulation zur exemplarischen Gewinnung von Erkenntnissen herangezogen. Das Vorgehen in dieser Arbeit geschieht in Anlehnung an [51, S. 57–61]. Dieser leitet einen methodischen Lösungsansatz aus dem modellbasierten Systementwurf der VDI2206 [78, S. 46–66] ab, welches in Abschnitt 3.1 näher beschrieben wird. Um eine Interpretation der Ergebnisse zu ermöglichen, werden unterschiedliche Simulationsmethoden und deren Eignung für die hier vorgesehenen Untersuchungen vorgestellt.

Im Anschluss werden verschiedene Lösungsansätze für die Regelung hydrostatischer, ventilsteuerter Antriebsstränge beschrieben, Abschnitt 3.2. Es werden neben Methoden zur Steuerbarkeit des Systems auch Optimierungsmethoden aufgegriffen, welche die Effizienz des Antriebsstrangs berücksichtigen.

Um Lösungen gegeneinander abwägen zu können, werden aus der Literatur bekannte Verfahren zur Bewertung MA herangezogen. Eine Optimierung unter systemtechnischen Gesichtspunkten umfasst Faktoren, wie bspw. die Systemtopologie, die damit einhergehenden Komponenten und deren Ausfallwahrscheinlichkeit, 3.3.1. Die Bedienbarkeit des Systems für den Menschen oder eine übergeordnete Prozesssteuerung gilt es ebenso zu berücksichtigen. Kriterien und Methoden zur Bewertung der Bedienbarkeit werden in Abschnitt 3.3.2 genannt. Ökonomische Gesichtspunkte für eine Optimierung MA können u. a. durch die Energieeffizienz bzw. die Produktivität des Antriebsstrangs sowie den Kosten für Komponenten dargestellt werden. Um die Energieeffizienz unterschiedlicher Systemlösungen beziffern zu können, werden in Abschnitt 3.3.3 bekannte Methoden vorgestellt. Eine Methode zur Kostenabschätzung wird in Unterabschnitt 3.3.4 beschrieben.

3.1 Simulation mobiler Arbeitsmaschinen

Um die Entwicklungskosten und -zeit zu reduzieren, beschreibt die VDI2206 einen computergestützten, modellbasierten Ansatz für den Systementwurf [78]. Der fünfstufige Prozess, siehe Abbildung 3.2, beginnt mit einer Zielformulierung, „um die geeigneten Methoden der Modellbildung auswählen zu können“ [78, S. 48]. Die anschließende Modellbildung führt bei verhaltensbeschreibenden Untersuchungen über eine geeignete Abstraktion realer Komponenten zu einer mathematischen Beschreibung dieser. Das Ergebnis ist ein verifiziertes und valides Simulationsmodell, mit dessen Hilfe in der Modellanalyse „Erkenntnisse über das Systemverhalten“ [78, S. 49] gewonnen werden. Das hierdurch erlangte Wissen fließt in die Systemsynthese, in welcher ein neuartiges System generiert wird. Der Systementwurf schließt mit einer Systemanalyse ab, welche das neue System anhand verschiedener Kriterien bewertet [78, S. 46–66].

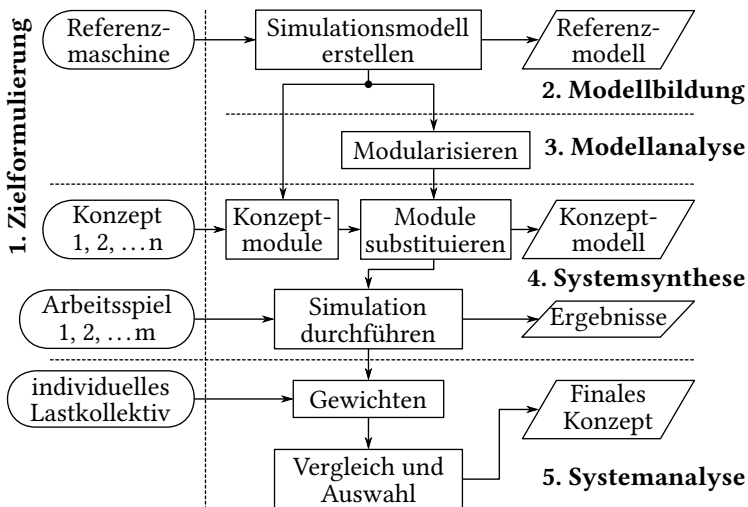


Abbildung 3.2: Vorgehen für einen modellbasierten Systementwurf nach VDI2206 mit einem Prozessablauf nach Scholler in [51] zur Erstellung und Auswertung von Simulationen.
| Darstellung nach [78, S. 48] und [51, S. 61]

Der von Scholler in [51, S. 57–61] beschriebene Ansatz des modellbasierten Systementwurfs greift auf die in der VDI2206 beschriebenen Schritte zwei bis fünf zurück. Es entstand ein Ablaufschema zur Erstellung und Auswertung von Simulationsmodellen, siehe Abbildung 3.2.

Zunächst wird ein Referenzmodell erstellt, welches die Vergleichsbasis für eine abschließende Konzeptauswahl dient. Wie in Abschnitt 2.1 dargestellt, wird der Antriebsstrang der MA modularisiert, sodass unterschiedliche Konzeptmodule ausgetauscht werden können. Eine Effizienzbetrachtung ist stark von der Maschine und dessen Arbeitsaufgabe abhängig. Aus diesem Grund sieht Scholler in [51] die Einbindung mehrerer Arbeitszyklen vor, welche in mehreren Energiebedarfen resultieren. Mit den simulierten Ergebnissen der einzelnen Arbeitszyklen lassen sich nach [81] Lastkollektive erstellen. Je nach Zusammenstellung mehrerer Arbeitszyklen ergeben sich dadurch kundenspezifische Nutzungsprofile. Dies ermöglicht es, eine individuelle Konzeptauswahl durchzuführen.

Rose schreibt in [9] über verschiedene Möglichkeiten Simulationsmodelle von MA zu erstellen. Für eine energetische und steuerungstechnische Systembetrachtung werden Simulationsmodelle mit konzentrierten Parametern herangezogen [9, S. 24 ff.]. Rose unterscheidet in vorwärts und rückwärts gerichtete Simulationen [9, S. 98 f.]. Er paraphrasiert die Simulationen in der Art und Weise wie Ursache und Wirkung miteinander zusammenhängen. Während in der rückwärts gerichteten Simulation die Wirkungen vorgegeben werden und hieraus über inverse Modelle die Ursachen berechnet werden, ist es bei der vorwärts gerichteten Simulation umgekehrt. Die Rückwärtssimulation wird bspw. bei der Trajektorien-Planung einer Kranspitzensteuerung genutzt [82, S. 71–91]. Sie dient der Umrechnung einer horizontalen Bewegung in geeignete Stellsignale für die beteiligten Abtriebe. In der vorwärts gerichteten Simulation werden kausale Zusammenhänge durch das Lösen der Bewegungsgleichungen eines Systems berücksichtigt. Aufgrund dieser fehlenden Eigenschaft in rückwärts gerichtete Simulationen sind diese weniger für Potenzialanalysen zwischen unterschiedlichen Antriebskonzepten geeignet [9, S. 100].

Die vorwärts gerichtete Simulation unterteilt Rose in [9, S. 101] in Open-Loop-(OL) und Closed-Loop-(CL)-Modelle. In OL-Modellen werden die Belastungen und Stellgrößen bspw. durch Versuchsmessungen ermittelt und dem System als zeitabhängige Größen aufgeprägt. Untersuchungen bzgl. des energetischen

oder steuerungstechnischen Verhaltens sind mit einem OL-Modell nur eingeschränkt möglich, da „keine Rückführung der Ausgangsgrößen auf die Eingangsgrößen erfolgt“ [9, S. 101].

Detaillierte Systemanalysen sowie Steuerungsentwicklungen können mit CL-Modellen durchgeführt werden. Hierbei werden Wechselwirkungen zwischen Ursache und Wirkung in einem technischen System durch ein rückkoppelndes Anwender- und Lastmodell erzeugt, siehe Abbildung 3.3.

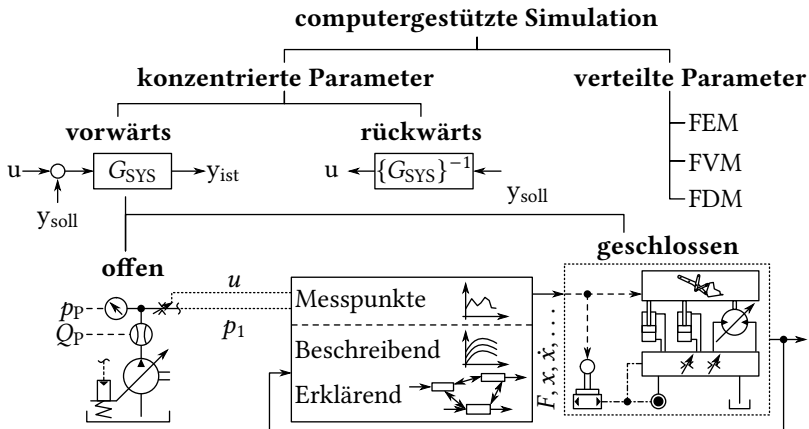


Abbildung 3.3: Klassifizierung computergestützter Simulation | Darstellung nach [9, S. 99, 101, 110]

Das Anwendermodell dient der Erzeugung von Stellsignalen. Anwendermodelle können bspw. lineare Regelungsansätze, komplexe Fahrermodelle oder optimierende Steueralgorithmen für autonome Prozesse sein [9, S. 104–109].

Ein Lastmodell beschreibt die vom System abverlangte Leistung an den Abtrieben. Die Lasten werden durch Wechselwirkung mit der Umgebung und durch die Trägheit der Arbeitsausrüstung hervorgerufen. Lasten können in der Simulation durch zeitabhängige Messungen sowie analytischen oder empirischen Lastmodellen erzeugt werden. Die messtechnisch erfassten Verläufe von Kraft, Moment, Weg und Geschwindigkeit können zur Entwicklung empirischer Lastmodelle (z. B. Weg-Kraft-Zusammenhang) oder Validierung von analytischen Lastmodellen herangezogen werden [11, S. 88–110]. Dies

ist sinnvoll, um ein möglichst unabhängiges und detailliertes Modell der Arbeitsaufgabe zu beschreiben. Empirisch ermittelte algebraische bzw. analytische Lastmodelle erfordern gegenüber messtechnischen Lastmodellen aufgrund der Abstraktion der Prozesse einen signifikanten Mehraufwand [9, S. 112]. Dem gegenüber erfordern rein messtechnische Lastmodelle bei der Untersuchung und dem Vergleich modifizierter Systeme eine zeitliche Entkopplung von Fluss (Weg, Geschwindigkeit) und Potenzial (Kraft, Moment) [9, S. 133]. Das „veränderte Leistungsvermögen“ [9, S. 105] der unterschiedlichen Systeme resultiert unweigerlich in Abweichungen von Position und Geschwindigkeit, sodass Abweichungen in den Belastungen aufgrund der Wechselwirkungen und kinematischen Zusammenhänge zu erwarten sind.

Um die Aussagekraft der Ergebnisse bei der Nutzung von messtechnischen Lastmodellen zu erhöhen, können Lastzyklen mit geringen Wechselwirkungen zur Systemumgebung herangezogen werden [28, S. 124–133] oder ein geeignetes Fahrermodell genutzt werden [15, S. 106 ff.]. Geeignete Literatur, die sich mit diesen Themen befassen sind u. a. [15, 28, 83–85].

In dieser Arbeit wird eine computergestützte Modellbildung durchgeführt, um einen Vergleich zwischen dem Referenzsystem und dem modifizierten System zu ziehen. Es handelt sich um ein vorwärts gerichtetes Simulationsmodell mit einem messtechnischen Lastmodell und einem Fahrermodell. Der Aufbau des Simulationsmodells ist in Abschnitt 5.2 beschrieben.

3.2 Regelungsansätze hydrostatischer Antriebsstränge

Die Betätigung einer MA wird von einem Anwender ausgeführt. Der Anwender erzeugt Steuersignale, welche in der Steuerungs- und Regelungstechnik als Führungsgrößen [86, S. 7] bezeichnet werden. Der Anwender einer MA kann ein Menschen, eine digitale Wertevorgabe, ein digitales Fahrermodell oder eine übergeordnete, autonome Steuereinheit sein. Letzteres wird in dieser Arbeit als Prozesssteuerung bezeichnet, siehe Abbildung 3.4.

Die MA wird genutzt, um ein bestimmtes Ziel, welches durch einen vorher geplanten Prozess definiert wird, zu erreichen. Als Beispiel soll das Errichten eines Aushubs mit einem Bagger dienen. Ein Mensch verarbeitet die ihm

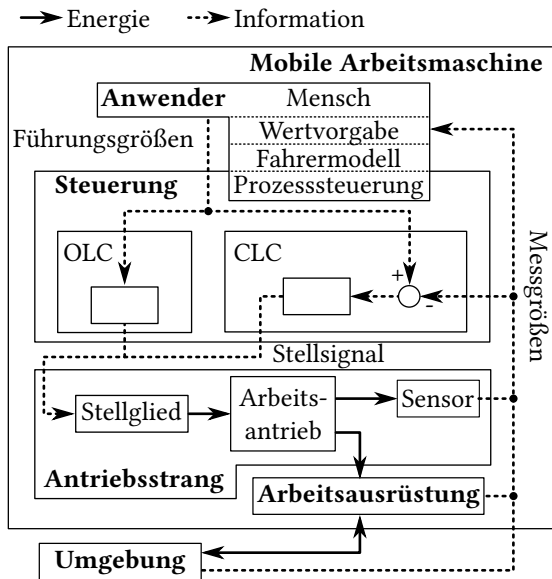


Abbildung 3.4: Schema einer Steuerung mobiler Arbeitsmaschinen
| Eigene Darstellung nach [87, S. 5]

zur Verfügung stehenden Informationen zu einer Pfadplanung der Arbeitsausrüstung und letztendlich zu einer Betätigung der MA. Unvorhersehbare Hindernisse werden erkannt und geeignete Steuerungsmaßnahmen ergriffen. Dieser gesamte Vorgang wird bei einer voll-autonomen MA von der Prozesssteuerung durchgeführt. Ein digitales Fahrermodell erstellt keine eigene Pfadplanung, sondern steht als Synonym für eine Trjektorien-Regelung. Die Bewegungstrajektorien der Arbeitsausrüstung wird extern vorgegeben und das Fahrermodell versucht diese Bewegung möglichst fehlerfrei auszuführen. Ein unvorhergesehenes Hindernis würde in diesem Fall nicht erkannt und umgangen werden. Diese Art von Anwender wird bspw. für Simulationen verwendet, um eine Vergleichbarkeit für einen Zyklus herzustellen [15, 23, 32]. Die Wertevorgabe stellt eine unmittelbare Vorgabe der Führungsgröße dar. Die Bewegung der Arbeitsausrüstung kann trotz gleicher Wertevorgabe je nach Schwankungen in der Steuerungskette voneinander abweichen.

Die Signalverarbeitung zwischen der Mensch-Maschine- bzw. Maschine-Maschine-Schnittstelle und den Stellgliedern wird in diesem Zusammenhang

als Steuerung bezeichnet, vgl. Abbildung 3.4. Das Stellglied ist bspw. in der Hydraulik das Ventil [87, S. 468]. Die Steuerung kann mittels komplexer, kaskadierter Regelstrukturen mit kombinierten offenen¹ und geschlossenen² Teil-Regelkreisen aufgebaut sein. Umgangssprachlich werden OLC-Systeme gesteuert, wohingegen CLC-Systeme geregelt werden. [86, S. 500 f.]

Anhand eines Flugzeugs beschreibt Brockhaus; Alles und Luckner in [88, S. 37 f.] drei Arten von Steuerungen:

- Flight Control – partiell reglerunterstützte, manuelle Steuerung der Abtriebe
- Flight Guidance – geregelte Steuerung der Abtriebe zur Erreichung der durch den Menschen vorgegebenen Flugtrajektorie
- Flight Management – geregelte Steuerung der Abtriebe mit Berechnung der Flugtrajektorie ohne Einfluss durch den Menschen

Das Flight Control und das Flight Guidance sind gängige Steuerungsarten in MA. Hierbei wird die Maschine von einem Menschen betätigt und je nach Ausführung der Steuerung mehr oder weniger bei der Betätigung der Maschine unterstützt. Beim Flight Control betätigt der Anwender unmittelbar einen Abtrieb je Stellsignal. Die Steuerung dient in diesem Fall u. a. zur Stabilisierung oder Kraftunterstützung. Beim Flight Guidance entspricht das Stellsignal einer bestimmten Aufgabe, z. B. das horizontale Bewegen der Kranspitze eines Forstkrans, was dazu führen kann, dass mehrere Abtriebe gleichzeitig gesteuert werden [82, S. 71–83]. Das komplexe Zusammenspiel mehrerer Abtriebe wird hierbei durch die Steuerung übernommen.

Das Flight Management entspricht dem höchsten Automationsgrad einer MA. Der Mensch bedient die Maschine nicht mehr durch eine unmittelbare Betätigung der Arbeitsausrüstung, sondern übergibt der Prozesssteuerung eine Arbeitsaufgabe, welche selbstständig ausgeführt wird. Auf MA übertragen, ergibt sich das folgende Szenario:

Eine Baustellenplanung erfolgt digital mittels der sog. Building Information Modeling (BIM) Methode. Hierbei wird ein Bauvorhaben auf Basis eines digitalen Abbilds der Baustelle geplant, aktualisiert und es werden Arbeitsaufträge definiert. Ein Arbeitsauftrag enthält Informationen für den zugehörigen

¹ Engl.: Open-Loop-Control (OLC)

² Engl.: Closed-Loop-Control (CLC)

Arbeitsprozess wie bspw. das Abmaß eines Erdaushubs. Der Arbeitsprozess wird durch die Prozesssteuerung geplant und von der MA ausgeführt. [89]

Relevant für die Klassifizierung der Automation ist, an welcher Stelle und wie im Steuerungspfad, welche notwendigen Regelungsaufgaben verarbeitet sind, um es dem Anwender zu ermöglichen, die übergeordnete (Regelungs-) Arbeitsaufgabe, z. B. der Transport von Material zwischen zwei Punkten, nach definierten Kriterien umzusetzen. Eine entscheidende Rolle bei MA haben die Bedienbarkeit für den Anwender und die Effizienz des Antriebsstrangs.

Die Bedienbarkeit einer MA kann auf die Steuerung und Regelung der Größen *Weg* und *Geschwindigkeit* beschränkt werden. Dies führt zu Regelungsansätzen wie sie bspw. in [31] beschrieben sind. Sie beeinflussen aus systemtechnischer Sicht gezielt die Flussgröße. Um die Systemeffizienz zu beeinflussen, gilt es parallel die Potenzialgrößen zu regeln, wodurch ein mehrdimensionales Optimierungsproblem entsteht. Es wird eine sog. Betriebsstrategie notwendig, siehe [90, S. 92–118] oder [91, S. 41–66].

In Unterabschnitt 3.2.1 werden unterschiedliche Betätigungsarten von Ventilen erläutert. In den darauffolgenden Unterabschnitt 3.2.2 und 3.2.3 werden Regelungsansätze für hydrostatische Antriebsstränge aufgelistet. In Unterabschnitt 3.2.4 werden ausgewählte Regelungsansätze für eine übergeordnete Betriebsoptimierung vorgestellt. Die Kombination der vorgestellten Regelungsansätze mündet in einer möglichen Betriebsstrategie, welche in Abschnitt 4.4 zusammengesetzt und detailliert beschrieben wird.

3.2.1 Betätigungsarten von Ventilen

Nach [18, S. 563 ff.] werden Ventile manuell oder automatisiert durch eine mechanische, elektrische, druckbeaufschlagte oder kombinierte Stellaktuatorik betätigt. In Abbildung 3.5 sind verschiedene Betätigungsarten exemplarisch dargestellt.

In kosteneffizienten Produkten ist die Ansteuerung durch einfache Hebel realisiert. Der vom Menschen betätigte Hebel beeinflusst unmittelbar die Position des Ventilschiebers. Komplexe Zusammenhänge zwischen mehreren Ventilen, wie es bspw. bei der Ansteuerung paralleler Abtriebe der Fall ist, müssen durch eine entsprechende Mechanik oder durch das Können des Anwenders abgebildet werden. Die steuerungstechnischen Grenzen sind schnell erreicht.

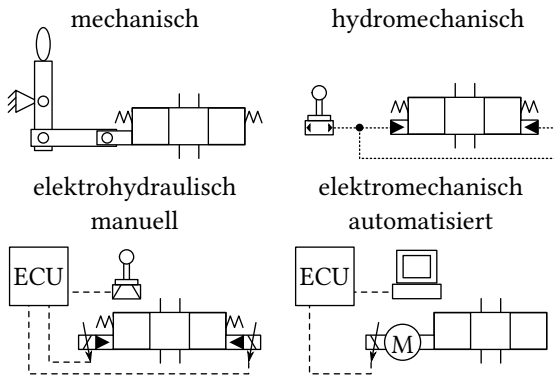


Abbildung 3.5: Unterschiedliche Betätigungsarten hydrostatischer Antriebe: (links, oben) mechanisch, (rechts, oben) hydromechanisch, (links, unten) elektrohydraulisch manuell gesteuert, (rechts, unten) elektromechanisch automatisiert gesteuert | Eigene Darstellung

Eine Ansteuerung durch Hebel kann eine sicherheitstechnische Rückfalllösung darstellen, wenn bspw. eine elektrische Betätigung nicht mehr möglich sein sollte. [88, S. 432]

Mit der Entwicklung hydraulisch vorgesteuerter Ventile fanden hydraulisch-mechanische Bedienelemente Einzug in MA. Im Gegensatz zur Ansteuerung mit Hebeln, kann bei einer hydraulischen Ansteuerung die Anordnung der Bedienelemente flexibler gestaltet werden. Gleichzeitig ist die Realisierung komplexer Steuerungen durch eine hydraulische Signalübertragung einfacher als mit mechanischen Komponenten. Sowohl die mechanische als auch die hydraulische Betätigung ist für den Menschen geeignet. Eine fluidische Signalübertragung an die Stellglieder bedeutet für Prozesssteuerungen eine notwendige Signalwandlung. Diese ist mit einem erhöhten Aufwand verbunden. [88, S. 430 ff.]

Eine rein elektrische Signalverarbeitung ist durch elektrisch, elektrohydraulisch oder elektromechanisch gesteuerte Ventile möglich. Die Ventile werden durch ein Steuersignal betätigt, welches analog oder digital vorgegeben werden kann. Diese Art der Ansteuerung bietet die größte Flexibilität bei der Signalverarbeitung. Komplexe Regelungsalgorithmen, die in Form von Computerprogrammen umgesetzt sind, können bspw. aus der Elektrotechnik übertragen werden. Durch eine Parametrierung von Variablen und der Einbindung von Kennfeldern können u. a. personalisierte Profile hinterlegt werden.

Die Maschine kann hierdurch an den Anwender angepasst werden. Eine elektrische Ansteuerung ist für alle Anwender geeignet. Eine vom Menschen manuell gesteuerte Maschine kann bspw. durch teilautomatisierte Funktionen erweitert werden. [18, S. 563–570]

Vertiefende Literatur zu verschiedenen Ansteuermöglichkeiten in hydrostatischen Antriebssträngen sind u. a. [6, 19]. Eine Übersicht elektrischer Steuerungstopologien und -protokolle in MA ist u. a. in [8, 18] gegeben.

3.2.2 Hydromechanische Regelungsansätze

Bei mobilen Arbeitsmaschinen stehen eine hohe Verfügbarkeit und geringe Kosten im Vordergrund der Entwicklungen. Beide Anforderungen werden durch Regelungssysteme mit hydromechanischen Regelungsansätzen erfüllt. Diese Regelungssysteme funktionieren ohne ein elektrisches Stellsignal und Sensoren. Hydromechanische Regelungssysteme richten sich nach den Zustandsgrößen Druck und Volumenstrom. Die geringen Kosten werden erzielt, indem für den Regelungsaufbau Normteile wie Federn, Schrauben o. Ä. verwendet werden. Hieraus resultiert ein technisch leicht zu wartender Aufbau des Regelsystems. [92, S. 61–64]

Mechanische Komponenten wie Federn, Blenden oder Düsen besitzen statische Bauteileigenschaften wie bspw. die Steifigkeit oder der Durchflussquerschnitt. Dies führt aus regelungstechnischer Sicht zu einem statischen Bauteilverhalten. Der optimale Betriebspunkt ist vorbestimmt und unveränderlich. In dynamischen Systemen mit unterschiedlichen Betriebspunkten kann eine nicht optimale Auslegung negative Auswirkungen z. B. auf das robuste Systemverhalten haben. Veränderungen in der Systemstrecke, bspw. durch die Abnutzung der Ventilsteuerkanten, thermische Veränderung der Ölviskosität oder Austausch von Bauteilen, können nur bedingt durch hydromechanisch geregelte Bauteile eigenständig kompensiert werden. Dies macht sich unter anderem durch Schwingungen im System, bspw. der Pumpe oder von Senkbremsventilen, bemerkbar. Die Auslegung hydromechanischer Regelungssysteme stellt somit eine betriebspunktabhängige Lösung dar. Diese ist mit einem erhöhten Entwicklungsaufwand verbunden. [31, S. 314 f.]

Im Folgenden wird der hydromechanische Regelungsansatz anhand einer Druckwaage beschrieben. Die Druckwaage kann als Bauteil zur lastunabhängigen Regelung des Volumenstroms über eine Messblende genutzt werden

[92, S. 146–64], siehe Abbildung 3.6. Für die übergeordnete elektronische Steuerung entfällt beim Einsatz einer Druckwaage diese Regelungsaufgabe für das entsprechende Element im System. Nach [93, S. 21–24] kann die Druckwaage als vor- oder nachgelagertes Element der Messblende verbaut werden. Darüber hinaus kann die Druckwaage sektionsbezogen oder systemübergreifend arbeiten. In letzterem Fall arbeitet die Druckwaage als Stromteiler, welcher den von der Pumpe gelieferten Volumenstrom auf alle Verbraucher anteilmäßig aufteilt [93, S. 23 f.].

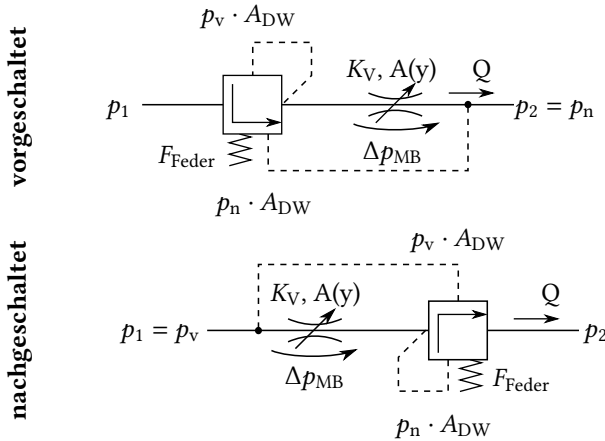


Abbildung 3.6: Stromregelventil als Kombination aus einer vorgeschalteten (oben) bzw. nachgeschalteten (unten) Druckwaage und einer verstellbaren Messblende | Darstellung nach [93, S. 22]

Der Volumenstrom Q_{MB} über eine Messblende kann vereinfacht mit der Blendengleichung [92, S. 14] wie folgt beschrieben werden:

$$Q_{MB} = \alpha_D \cdot A_{MB}(y) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{MB}}{\rho}} \quad (3.1)$$

Die Ventilschieberposition $y(u(t))$ wird durch ein Stellsignal $u(t)$ vorgegeben. Je nach Ventilschieberposition ergibt sich ein anderer Öffnungsquerschnitt A_{MB} durch den das Öl fließt. Der Durchflusskoeffizient α_D entspricht einem konstanten Blendenfaktor. In Abhängigkeit der Druckdifferenz Δp_{MB} vor und

nach der Messblende ergibt sich der Volumenstrom Q_{MB} . Ändert sich der Druck p_n aufgrund einer Last, so ändert sich Q_{MB} .

Um diese Druck- bzw. Lastabhängigkeit zu eliminieren, passt die Druckwaage den Druckunterschied über die Messblende so an, dass Δp_{MB} annähernd konstant bleibt. Dies erreicht die Druckwaage, indem der Ventilschieber der Druckwaage in ein Kräftegleichgewicht gebracht wird. Hierbei kommt es zu Drosselverlusten an der Druckwaage [176]. Unter Vernachlässigung der Strömungskräfte wird das Kräftegleichgewicht wie folgt hervorgerufen:

$$F_{Feder} + p_n \cdot A_n = p_v \cdot A_v \quad (3.2)$$

Mit der Annahme, dass $A_n = A_v = A_{DW}$ gilt, ist zu erkennen, dass die Federkraft F_{Feder} durch die Druckdifferenz der Messblende Δp_{MB} repräsentiert ist. Δp_{MB} wird durch eine entsprechende Auslegung der Federkraft F_{Feder} eingestellt:

$$\Delta p_{MB} = p_v - p_n = \frac{F_{Feder}}{A_{DW}} \quad (3.3)$$

Wie oben erwähnt, kann die Lastkompensation ebenso durch elektrohydraulische Regelungsansätze ausgeführt werden. Diese erfordern im Gegensatz zum hydromechanischen Regelungsansatz Sensoren mit einer ausreichenden Genauigkeit und eine hohe Dynamik der Regelungskette [28, S. 25]. Nähere Untersuchungen hierzu gibt es in [39, 51, 94]. Der Einfluss und Nutzen von Druckwaagen in elektrohydraulischen Systemen werden u. a. von [22, 93] ausführlich beschrieben. Eriksson untersuchte in [95] die Verwendung von Druckwaagen in Systemen mit getrennten Steuerkanälen.

Auf dieselbe Weise funktionieren andere hydromechanisch geregelte Ventile wie z. B. das Druckbegrenzungs- und Druckreduzierventil [18, S. 640 ff.], Senkbremsventil [96] oder die Eingangsdruckwaage in LS-Systemen, siehe Abschnitt 2.2. Dass trotz der voranschreitenden Elektrifizierung auch heute noch hydromechanische Regelungsansätze relevant sind, zeigen Entwicklungen für hydraulische Hybridsysteme wie bspw. [176] und [97].

3.2.3 Elektrohydraulische Regelungsansätze

Trotz der Vorteile hydromechanischer Regelungsansätze gibt es Gründe elektrohydraulische Komponenten und die damit zusammenhängenden Möglichkeiten zu nutzen. Finzel in [28, S. 24] listet Vorteile von elektrohydraulischen

Regelungsansätzen gegenüber hydromechanischen Regelungsansätzen für den Einsatz in MA auf:

- Eine elektronische Signalübertragung ist energieeffizient, flexibel und weist kürzere Ansprechzeiten auf.
- Es kann eine Verlagerung von Regelungsaufgaben aus der Komponente in die Steuerung und umgekehrt erfolgen.
- Regelungsalgorithmen können innerhalb der Steuerung eine beliebige Komplexität annehmen. Der limitierende Faktor ist die Echtzeitfähigkeit des Steuerungssystems.
- Es ist eine erhöhte Dämpfung des Systems durch Beeinflussung der elektrischen Signalverarbeitung realisierbar.
- Eine Adaptierung des Regelungsverhaltens an den Anwender kann durch Kennfelder und Parameter hervorgerufen werden.
- Eine optimierte, teil- oder vollautomatisierte Inbetriebnahme kann durch eine computergestützte Parametrierung erfolgen.
- Die Automation von Arbeitsprozessen durch den Einsatz einer Prozesssteuerung wird ermöglicht.
- Die Bedienbarkeit und Effizienzoptimierung können durch das Zusammenführen und Kombinieren von Regelkreisen gleichzeitig erfüllt werden.

Literatur, die sich mit Regelungen hydraulischer und elektrohydraulischer Systeme beschäftigen sind u. a. [31, 88, 98]. Arbeiten, die sich gezielt mit elektrohydraulischen Antrieben beschäftigen wurden bereits in Abschnitt 2.2 vorgestellt.

Für eine kausale und schwingungsarme Steuerungen der Abtriebe sind OLC-Regelkreise zu bevorzugen [34, S. 7 f.]. Wie die Beispiele aus Abschnitt 2.2 zeigen, gibt es Unsicherheiten wie bspw. unbekannte Lasten, Reibung und Hysterese. Diese Unsicherheiten erschweren eine Auslegung und die Erstellung von OLC-Regelkreisen. Das EBSS-Referenzsystem nach Scherer in [32] forciert die Idee eines OLC-Regelkreises im Steuerungspfad der Abtriebe, um das Schwingungsverhalten zu reduzieren. Neben den CLC-Regelkreisen in den Komponenten, bspw. zur elektrischen, hysteresearmen Betätigung der Pumpe oder Ventile, wird softwareseitig in der Steuerung ein geschlossener

Regelkreis genutzt, um z. B. die Problematik in Zylinderendanschlüssen, vgl. [32, S. 75–79], zu lösen.

Mit der Erweiterung des EBSS-Basissystems um weitere Systemfreiheitsgrade, siehe Unterabschnitt 2.2.3 bis Unterabschnitt 2.2.5, gilt es die Steuerung so zu gestalten, dass das System bedienbar ist, die vorhandenen Effizienzpotentiale ausgeschöpft und kritische Systemzustände vermieden werden. Für eine optimale Bedienbarkeit der Abtriebe haben sich CLC-Regelungsansätze mit kaskadierten Regelungskreisen bewährt. Typische Regelungsaufgaben hydrostatischer Systeme sind nach [31, S. 295]:

- Kraft- und Drehmomentregelung
- (Differenz-) Druckregelung
- Bewegungsregelung (Position, Geschwindigkeit)

In diesem Abschnitt werden unterschiedliche CLC-Regelungsansätze zur Bewegungsregelung linearer Abtriebe vorgestellt. Die vorgestellten Lösungsansätze können auf rotierende Abtriebe übertragen werden. Als Grundstrukturen werden vorgesteuerte³ Regelungskreise und adaptive⁴ Regelungskreise herangezogen, siehe Abbildung 3.7. Diese haben den Vorteil, dass das in der Hydraulik vorherrschende nichtlineare Verhalten der Komponenten [18, S. 83] einbezogen werden kann. Gleichzeitig ermöglichen es diese Grundstrukturen die Betriebsstrategie in Form von vor- bzw. überlagerten Teil-Regelkreisen einzubinden.

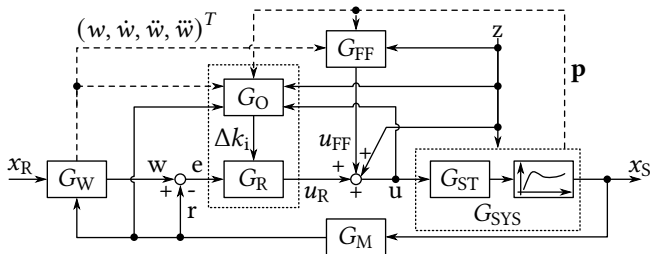


Abbildung 3.7: Grundstruktur vorgesteuerter und adaptiver CLC-Regelkreise
| Eigene Darstellung nach [51, S. 5] und [87, S. 323]

³ Nach DIN IEC 60050-351 [99]: Größenaufschaltung, engl.: Feed-forward – FF)

⁴ Adaption der Regelparameter auf den vorherrschenden Betriebspunkt mittels eines Optimierungsgliedes G_0 .

Die Betätigung einer MA beginnt mit einer Intension bzw. Referenzgröße $x_R(t)$. Ein Führungsgrößengenerator G_W – Anwender – erzeugt auf Basis von $x_R(t)$ die notwendige Führungsgröße $w(t)$ sowie ggf. deren zeitliche Ableitungen $\dot{w}(t)$, $\ddot{w}(t)$, $\dddot{w}(t)$. Für den geschlossenen Regelkreis gilt nach DIN IEC 60050-351 [99], dass die Regelgröße $x_S(t)$ durch ein Messglied G_M , z. B. Sensor, erfasst und als Rückführungsgröße $r(t)$ mit $w(t)$ verglichen wird. Es ergibt sich die Regeldifferenz $e(t) = w(t) - r(t)$. Diese dient als Eingangsgröße des Regelgliedes G_R . Die Rückführungsgröße $r(t)$ kann als Information in das Optimierungsglied G_O der adaptiven Regelung einfließen und einen Einfluss auf G_R ausüben. Das Ergebnis der Berechnungen aus G_R ist die Stellgröße $u_R(t)$. Die Regelparameter k_i können im Rahmen einer adaptiven Regelung dynamisch durch G_O angepasst werden. Gemeinsam mit der Stellgröße der Vorsteuerung $u_{FF}(t)$ ergibt sich die Stellgröße $u(t)$, welche die Eingangsgröße des Stellers G_{ST} darstellt. Der Steller ist die eingangsseitige Schnittstelle der Regelstrecke G_{SYS} . Äußere Lasten und Veränderungen der Umgebung wie z. B. der Temperatur oder der Ausfall von Komponenten stellen Störungen $z(t)$ dar. Diese können auf $u(t)$ oder G_{SYS} wirken und den Regelkreis stören. Durch geeignete Störungsmodelle in G_{FF} bzw. G_O kann das Störungsverhalten verbessert werden [100, S. 4], [34, S. 110 f.]. Darüber hinaus können zur Verbesserung des Regelungsverhaltens gemessene Hilfsgrößen $\mathbf{p}(t)$ herangezogen werden.

Als erster Regelungsansatz wird eine Regelung mit linearen Übertragungselementen vorgestellt. Ein in der Praxis bewährter Ansatz ist die $PIDT_1$ -Regelung sowie deren Abwandlungen [34, S. 78]. Aufgrund der beschränkten Eignung der $PIDT_1$ -Regelung für das nichtlineare Hydrauliksystem in allen Betriebspunkten, kann die $PIDT_1$ -Regelung durch eine adaptive Anpassung der Regelparameter erweitert werden [87, S. 326]. Darauf folgend werden Methoden der modellbasierten Regelungen vorgestellt. Hierzu gehören der Einsatz von u. a. linearisierten und nichtlinearen Modellen sowie die Nutzung von Kennfeldern oder Künstlich Neuronaler Netze⁵. Modellbasierte Regelungen sind nach Scholler in [51, S. 3] in vorgesteuerte Regelungskreise, die u. a. mit der adaptiven $PIDT_1$ -Regelung oder anderen Regelungsansätzen mit einer Rückführung kombiniert werden können.

Regelung mit linearen Übertragungselementen Nach Stiller in [34, S. 57–80] weisen lineare Übertragungselemente folgende Verhalten auf:

⁵ Engl.: Artificial Neural Network – ANN

- Proportional
- Integrierend
- Differenzierend
- n -fach zeitverzögernd (engl.: Time-delayed)

Die ideale PIDT₁-Regelung ist nach Stiller in [34, S. 57–80] eine Parallelschaltung der Übertragungselemente P, I und D. Die ideale PIDT₁-Regelung stellt einen nicht zeitverzögerten Zusammenhang zwischen $e(t)$ und $u(t)$ her. Das verzögerungsfreie P-Element verstärkt $e(t)$ proportional mit dem Verstärkungsfaktor k_p . Ein ideales I-Element integriert die Werte von $e(t)$ über die Zeit und multipliziert dies mit einem Faktor k_i . Hierdurch steigt $u(t)$ bei bestehendem $e(t)$ an. Es kann passieren, dass hierdurch $u(t)$ die Grenzen des Stellers überschreitet, was sich nachteilig auf die Regelung auswirken kann [101, S. 245 ff.]. Methodisch kann diesem Effekt durch eine sog. Antiwindup-Struktur gegengesteuert werden [101, S. 247–258]. Das ideale D-Element repräsentiert die zeitliche Ableitung von $e(t)$. Das D-Element reagiert somit auf eine Veränderung von $e(t)$ multipliziert mit einem Verstärkungsfaktor k_D .

Das PT _{n} -Element stellt eine Zeitverzögerung dar und repräsentiert damit Differenzialgleichungssysteme (DGL-Systeme) n -ter Ordnung. Es kann mit den anderen Übertragungselementen in Reihe geschaltet werden. Das PT1-Element beschreibt DGL-Systeme erster Ordnung. Das PT2-Element beschreibt DGL-Systeme zweiter Ordnung. Das Totzeitelement T_T beschreibt den Zustand einer um die Totzeit t_{tot} verzögerten Reaktion auf ein Eingangssignal. [34, S. 57–80]

Beim D-Element ist die Ableitung von $e(t)$ um eine Systemordnung kleiner als $u(t)$, sodass dieses System in der Realität nicht abgebildet werden kann. Aus diesem Grund wird die Reihenschaltung eines D- und PT1-Elements, das sog. DT₁-Element für eine Regelung herangezogen. [34, S. 66 f.]

Zusammengefasst kann das Übertragungsverhalten der PIDT₁-Regelung im Zeitbereich mit Gleichung 3.4 angegeben werden. Eine gängigere Form ist die Darstellung der Übertragungsfunktion $G(s)$ im Frequenzbereich mittels der Laplace-Transformation [34, S. 46–53], siehe Gleichung 3.5. $E(s)$ und $U(s)$ sind die im Frequenzbereich angegebenen Größen $e(t)$ und $u(t)$. In

Abbildung 3.8 sind die PIDT₁-Regelung in einem Blockdiagramm sowie dessen Sprungantwort abgebildet.

$$u(t) = \underbrace{k_P \cdot e(t)}_{\text{P-Anteil}} + \underbrace{k_I \cdot \int e(t)dt}_{\text{I-Anteil}} + \underbrace{k_D \cdot \frac{de(t)}{dt} - T_1 \cdot \frac{du(t)}{dt}}_{\text{DT}_1\text{-Anteil}} \quad (3.4)$$

$$G(s) = \frac{U(s)}{E(s)} = k_P + k_I \cdot \frac{1}{s} + k_D \cdot \frac{s}{(1 + T_1 \cdot s)} \quad (3.5)$$

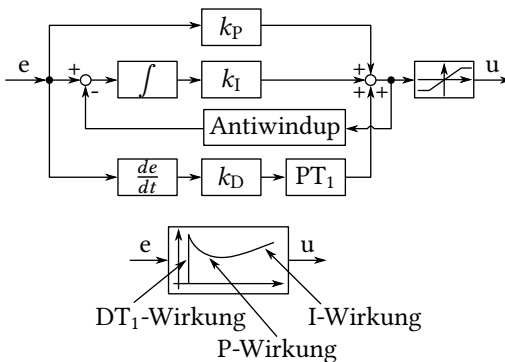


Abbildung 3.8: Blockschaltbild der PIDT₁-Regelung | Darstellung nach [102, S. 237]

Jelali und Kroll untersuchten in [103] unterschiedliche Ansätze zur Regelung elektrohydraulischer Systeme. Hierbei kamen die Autoren zu einer Einschätzung, wie gut einzelne einschleifige, lineare Regelungstypen für eine Positions- bzw. Druckregelung geeignet sind, siehe Tabelle 3.1.

Tabelle 3.1: Eignung verschiedener einschleifiger, linearer Regelungstypen für eine Positions- bzw. Druckregelung in elektrohydraulischen Systemen nach Jelali und Kroll in [103] . Skala von -- (ungeeignet) bis ++ (sehr gut geeignet).

	P	I	PI	PD	PIDT ₁	PT1
Position	+	--	-/0	-	-/0	++
Druck	-	+	++	--	++	-

In [31, S. 322–401] geht Murrenhoff auf die Möglichkeiten einer Bewegungsregelung mit linearen Übertragungselementen ein. Er beschreibt den Aufbau und Methoden zur Ermittlung der Regelparameter. Andere Methoden zur theoretischen und empirischen Ermittlung der Regelparameter sowie die Übertragung der analogen in eine digitale Regelung werden u. a. in [102, 104, 105] dargestellt. Dittmar in [106] geht auf die Erweiterung der linearen Regelung durch bspw. eine Kaskadenregelung, Störgrößenaufschaltung oder Mehrgrößenregelung ein.

Eine Möglichkeit, die Regelung mit linearen Übertragungselementen zu verbessern, ist das dynamische Einstellen der Regelparameter. Dies kann mit einer adaptiven Regelung erreicht werden [106, S. 177–180], siehe Abbildung 3.7. Durch ein Optimierungselement G_O werden Änderungen der Regelparameter in G_R hervorgerufen. Nach [87, S. 326] kann eine adaptive Regelung auf unterschiedliche Weisen ausgeführt werden:

- *Gesteuerte Adaption* – Diskrete Anpassung der Regelparameter für unterschiedliche Arbeitspunkte der linearisierten Regelstrecke (Gain-Scheduling). Der Gültigkeitsbereich eines Satzes an Regelparameter wird durch eine Übergangsbeschreibung beeinflusst. Beispiel: [101, S. 295–308]
- *Parameter-adaptive Regelungen* – Stetige Anpassung der Regelparameter durch Prozessmodelle.
 - *Kennfeld* – Dynamische Verknüpfung mehrerer Sätze von diskreten Regelungsparameter durch Interpolation. Beispiel: [71]
 - *Fuzzy-PID-Regelung* – Die Regelparameter werden mittels einer Fuzzy-Regelung [107, S. 317–339] beeinflusst. Beispiel: [108–112]
 - *Beobachter* – Anwendung von Beobachtungsmodellen, z.B. Kalman-Filter, zur Einflussnahme auf das Regelglied G_R [101, S. 525–574]. Beispiel: [113]

Modellbasierte Regelung Wie der Name *modellbasierte Regelung* impliziert, wird für den Aufbau des Regelungsansatzes die Abbildung des Systems in Form eines Modells herangezogen. Dies kann auf unterschiedliche Weisen geschehen. Nach Isermann in [87, S. 47–51] kann die Modellerstellung theoretisch, experimentell oder hybrid erfolgen. Ein rein theoretisches Modell

der Regelstrecke, bei der die physikalischen Parameter bekannt sind, wird White-Box-Modell genannt. Eine vollständig auf Messdaten basierende Systembeschreibung gilt als sog. Black-Box-Modell. Wird bspw. die Regelstrecke mathematisch formuliert und die zugehörigen Parameter empirisch ermittelt, dann handelt es sich um ein Grey-Box-Modell. Letzteres bietet die Möglichkeit empirisch ermittelte Modelle wie z. B. die Reibung [114, 115] mit einzubeziehen und zu parametrieren. Nach Ströbel in [100, S. 27] können Modelle nichtlinear oder in einzelnen Betriebspunkten linearisiert beschrieben werden. Letzteres gilt für kleine Abweichungen vom Betriebspunkt, sodass hier ggf. mehrere Modelle vereint werden müssen, um das nichtlineare Verhalten eines Systems abbilden zu können. Final unterscheidet Ströbel in [100] in dynamische und stationäre Modelle. Letzteres ist die Beschreibung eines Systems mittels Kennfelder, welche z. B. aus White-Box-Modellen abgeleitet oder durch Versuche ermittelt werden können. In Abbildung 3.9 ist eine Systematik für unterschiedliche Modellierungsverfahren dargestellt.

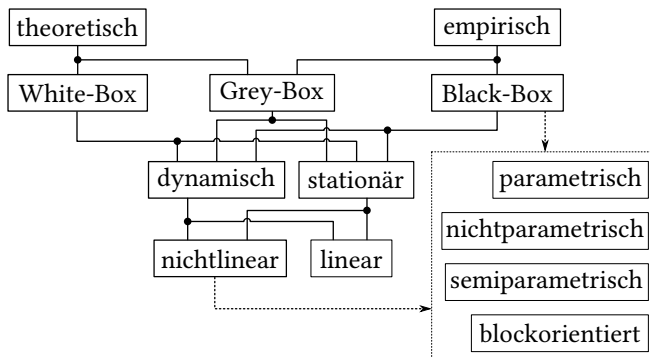


Abbildung 3.9: White-, Black- und Grey-Box-Modelle | Darstellung nach [106, S. 333] und [87, S. 50]

Nach Dittmar in [106, S. 338 f.] basieren theoretische Modelle auf Zustandsgleichungen der unterschiedlichen Domänen (Mechanik, Elektrik, Hydraulik, Thermodynamik etc.) und den Erhaltungssätzen für Masse, Energie und Impuls. Werden die Bauteile eines Antriebsstrangs mit konzentrierten Parametern beschrieben, ergibt sich ein System von nichtlinearen zeitkontinuierli-

chen DGL und algebraischen Gleichungen⁶. Das System besteht in diesem Fall aus den nichtlinearen Vektorfunktionen \mathbf{f} , \mathbf{g} und \mathbf{h} :

$$\text{Differentialgleichungen: } \frac{d\mathbf{x}(t)}{dt} = \mathbf{f}(\mathbf{x}(t), \mathbf{z}(t), \mathbf{u}(t), \boldsymbol{\theta}) \quad (3.6)$$

$$\text{, mit } \mathbf{x}(0) = \mathbf{x}_0$$

$$\text{algebraische Gleichungen: } \mathbf{g}(\mathbf{x}(t), \mathbf{z}(t), \mathbf{u}(t), \boldsymbol{\theta}) = 0 \quad (3.7)$$

$$\text{Ausgangsgleichungen: } \mathbf{y}(t) = \mathbf{h}(\mathbf{x}(t), \mathbf{z}(t), \mathbf{u}(t), \boldsymbol{\theta}) \quad (3.8)$$

Der zeitabhängige Vektor der Zustandsgrößen $\mathbf{x}(t)$ ergibt zum Zeitpunkt $t = 0$ die Anfangsbedingungen \mathbf{x}_0 . Der Stellgrößenvektor lautet $\mathbf{u}(t)$. Der Regelgrößenvektor lautet $\mathbf{y}(t)$. In $\boldsymbol{\theta}$ werden die Modellparameter als Vektor zusammengefasst. Die zeitlich differenziellen Variablen werden mit $\mathbf{x}(t)$ und die algebraischen Variablen werden mit $\mathbf{z}(t)$ bezeichnet. [106, S. 338 f.]

Unter der Annahme, dass sich \mathbf{g} eindeutig nach $\mathbf{z}(t)$ auflösen lässt und zudem $\mathbf{x}(t)$, $\mathbf{u}(t)$ und $\boldsymbol{\theta}$ bekannt sind, entspricht nach [106, S. 338 f.] die Lösung des DAE-Systems der Lösung des zugeordneten gewöhnlichen DGL-Systems⁷:

$$\frac{d\mathbf{x}(t)}{dt} = \mathbf{f}(\mathbf{x}(t), \mathbf{z}(t) [\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), \boldsymbol{\theta}], \mathbf{u}(t), \boldsymbol{\theta}), \text{ mit } \mathbf{x}(0) = \mathbf{x}_0. \quad (3.9)$$

Beispielhaft leitet Finzel in [28, S. 47–58] das nichtlineare, dynamische Modell eines elektrohydraulischen Antriebssystems her. Im Anschluss linearisiert Finzel das Modell, um es mit den o. g. linearen Übertragungselementen darzustellen und es analysieren zu können.

In [100] wird die Ermittlung von White-Box-, Black-Box- und Grey-Box-Modellen für eine Lageregelung hydraulischer, linearer Abtriebe beschrieben. Die Modelle werden in Form einer Vorsteuerung, siehe Abbildung 3.7, in den Regelungsansatz implementiert. Zu Beginn leitet Ströbel in [100, S. 47 ff.] das nichtlineare, dynamische, theoretische Modell eines Zylinderabtriebs her. Aus dieser Modellbeschreibung entwickelt er das nichtlineare, stationäre, theoretische Modell [100, S. 50 ff.].

⁶ Engl.: Differential Algebraic Equation – DAE

⁷ Engl.: Ordinary Differential Equation – ODE

Ströbel in [100] nutzt das White-Box-Modell für eine dynamische und stationäre Vorsteuerung. Bei der dynamischen Vorsteuerung wird das inverse dynamische Modell zur Berechnung von $u_{FF}(t)$ herangezogen [100, S. 62–70]. Bei der stationären Vorsteuerung generiert Ströbel in [100, S. 70–80] auf Basis des stationären Modells ein Arbeitskennfeld. Dieses Arbeitskennfeld stellt einen datenbasierten Zusammenhang zwischen der gesuchten Stellgröße $u_{FF}(t)$, dem gemessenen Lastdruck $p_{A,i}$ und der vorgegebenen Zylindergeschwindigkeit (Führungsgröße) $\dot{w}(t)$ her.

Aufgrund nicht oder unzureichend berücksichtigter Effekte im White-Box-Modell – Modellfehler –, beschreibt Ströbel in [100] im weiteren Verlauf seiner Arbeit eine Methode zur Optimierung des stationären Arbeitskennfelds. Hierfür zeigt der Autor zunächst ein Vorgehen zur Erstellung eines Black-Box-Modells auf, welches das Modellverhalten gemeinsam mit den Modellfehlern empirisch erfasst [100, S. 87–112]. Durch die Minimierung des Modellfehlers zwischen dem White-Box- und dem Black-Box-Modell entsteht das optimierte Arbeitskennfeld [100, S. 113–135].

Alternative Methoden, um mit Modellfehlern eines nichtlinearen dynamischen Modells umzugehen, ist die Beschreibung der Modellfehler durch physikalische Modelle oder einer mathematischen Kompensation durch eine theoretische Erweiterung des Modells zu einem stabilen System. Adamy in [101] beschreibt folgende Methoden für den Umgang mit nichtlinearen Systemen:

- Regelungsentwurf mittels exakter Linearisierung
- Exakte Zustandslinearisierung
- Steuerung und Regelung flacher Systeme
- Control-Lyapunov-Funktionen
- Backstepping-Verfahren
- Modellbasierte prädiktive Regelung
- Strukturvariable Regelungen mit Gleitzustand
- Passivitätsbasierte Regelung
- Fuzzy-Regelung

Beispiele für komplexe nichtlineare Regelungsansätze in hydraulischen Antrieben sind u. a.:

- Adaptive Robust Control [177, 116]
- Backstepping Control [117]
- Lyapunov Stable Controller [118]
- Modellbasierte Prädiktive Regelung [46, 119, 120]
- Sliding Mode Control [98, 121]

Weitere Systemmodelle hydrostatischer Antriebssysteme werden u. a. in [31, 98] beschrieben. In Kapitel 4 dieser Arbeit wird das nichtlineare, dynamische, theoretische Modell eines EBSS-Systems mit getrennten Steuerkanten und Mehrkammerzylinder hergeleitet.

3.2.4 Regelungsansätze zur Betriebsoptimierung

Wie bspw. in [90, S. 92–118], [91, S. 41–66] und [56, S. 11–32] beschrieben, wird in mobilen Arbeitsmaschinen eine Betriebsstrategie benötigt, um die Systemfreiheitsgrade so zu steuern, dass die „[...] Zielkonflikte innerhalb des Antriebs[strangs] [...]“ [56, S. 11] optimiert werden. Es gilt somit ein mehrzieliges Optimierungsproblem (MZOP) zu definieren und zu lösen.

Die Formulierung eines MZOP erfolgt im zeitkontinuierlichen Fall nach [56, S. 13–17] bzw. [122, S. 48 f., 56 f., 111 f.] anhand des Steuervektors $\vec{u}(t)$, des Zustandsvektors $\vec{x}(t)$ und dessen Prozessnebenbedingungen, des Zielfunktionsvektors $\vec{J}(\vec{x}(t), \vec{u}(t), t)$ sowie der gegebenen stationären Endzustände $\vec{g}(\vec{x}(t), \vec{u}(t), t)$ und beschränkenden Ungleichungsnebenbedingungen $\vec{h}(\vec{x}(t), \vec{u}(t), t)$.

Ein Antriebsstrang mit n Systemfreiheitsgraden weist einen Steuerungsvektor $\vec{u}(t)$ auf. Durch z. B. technische Beschränkungen des Ansteuerstroms eines Ventils oder dem maximalen Füllgrad eines Hydrospeichers, wird $\vec{u}(t)$ auf einen gültigen Steuerungsbereich U_{zul} anhand $\vec{h}(\vec{x}(t), \vec{u}(t), t)$ begrenzt. [122, S. 111]

$$\vec{u}(t) = \begin{pmatrix} u_1(t) \\ \vdots \\ u_n(t) \end{pmatrix} \quad (3.10)$$

$$\vec{u}(t) \in U_{zul}$$

$$\text{mit } U_{zul} = \{\vec{u}(t) | \vec{h}(\vec{x}(t), \vec{u}(t), t) \leq 0, \forall t \in [0, t_{\text{Ende}}]\}$$

Die in der Anzahl m vorliegenden und relevanten Zustandsgrößen eines Systems werden mit dem Zustandsvektor $\vec{x}(t)$ ausgedrückt. Als Prozessnebenbedingungen wird das Systemverhalten, Gleichung 3.12, sowie der Anfangszustand $\vec{x}(t_{\text{Anfang}})$ und der gewünschte stationäre Endzustand $\vec{g}(t_{\text{Ende}})$ definiert. Das Systemverhalten wird durch die zeitliche Änderung von $\vec{x}(t)$ beschrieben und kann als ein Funktional von $\vec{x}(t)$ und $\vec{u}(t)$ dargestellt werden. [122, S. 111]

$$\vec{x}(t) = \begin{pmatrix} x_1(t) \\ \vdots \\ x_m(t) \end{pmatrix} \quad (3.11)$$

$$\frac{d\vec{x}(t)}{dt} = f(\vec{x}(t), \vec{u}(t), t), \text{ mit } t_{\text{Anfang}} \leq t \leq t_{\text{Ende}} \quad (3.12)$$

$$\vec{x}(t_{\text{Anfang}} = 0) = x_0 \quad (3.13)$$

$$\vec{g}(\vec{x}(t_{\text{Ende}}), t_{\text{Ende}}) = 0 \quad (3.14)$$

Ein Optimierungsziel wird durch eine Zielfunktion $\vec{J}(\vec{x}(t), \vec{u}(t), t)$ repräsentiert. Bei einem MZOP mit r Zielfunktionen entsteht ein Zielfunktionsvektor

$$\vec{J}(\vec{x}(t), \vec{u}(t), t) = \begin{pmatrix} z_1(\vec{x}(t), \vec{u}(t), t) \\ \vdots \\ z_r(\vec{x}(t), \vec{u}(t), t) \end{pmatrix} \quad (3.15)$$

Für Steuerungsaufgaben kann nach Braun in [122, S. 61–73] das Bolzasche Gütemaß als Zielfunktion $\vec{J}_B(\vec{x}(t), \vec{u}(t), t)$ herangezogen werden. Es kombiniert

das Lagrangesche Gütemaß G_L und das Mayersche Gütemaß G_M Braun in [122, S. 49]. Ersteres bewertet den Steuerungszeitraum durch „[...] eine reelle, [...] stetig differenzierbare Funktion $[G_L]$ [...]“ [122, S. 48]. Die „Anfangs- und Endzeiten [...] [sind] feste, je nach Problemstellung gegebene Werte [...]“ [122, S. 48]. Die Funktion G_M berücksichtigt als Mayersches Gütemaß das Verhalten am Ende des Steuerungszeitraums. Mit Gleichung 3.12 bis Gleichung 3.14 ergibt sich die Zielfunktion zu

$$\vec{J}_B(\vec{x}(t), \vec{u}(t), t) = G_M(\vec{x}(t_{\text{Ende}}), t_{\text{Ende}}) + \int_{t_{\text{Anfang}}}^{t_{\text{Ende}}} G_L(\vec{x}(t), \vec{u}(t), t) dt \quad (3.16)$$

Optimierungsziel: $\min\{\vec{J}_B(\vec{x}(t), \vec{u}(t), t)\}$

Die Beschreibung von MZOP und Methoden zu deren Lösung werden bspw. in [56, 90, 122, 123] behandelt. Eine Literaturübersicht zu Betriebsoptimierungsmethoden ist in [90, S. 92] zu finden. Nagel stellt in [56, S. 17–32] unterschiedliche Verfahren zur Lösung des MZOP in Bezug auf MA vor, siehe Abbildung 3.10.

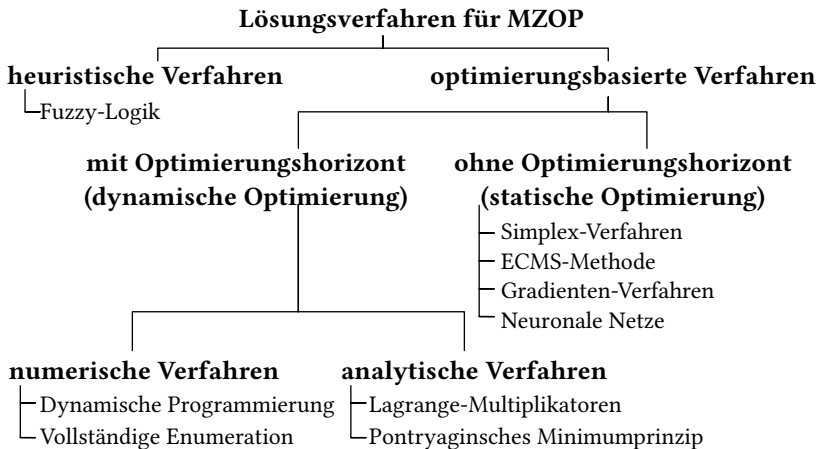


Abbildung 3.10: Unvollständige Übersicht unterschiedlicher Lösungsverfahren für MZOP.
| Darstellung nach [56, S. 18]

Für die Umsetzung als Steuerung auf einem Steuergerät für MA gilt es, den Algorithmus für die Betriebsoptimierung hinsichtlich der Rechendauer und Speicherkapazität effizient zu gestalten. Nach Dengler in [46, S. 63, 93–105] ist die Dynamische Programmierung (DP) [122, S. 133–146] geeignet, um das MZOP eines Mehrdrucksystems steuerungstechnisch umzusetzen. Da eine Erweiterung der SFHG das zu lösende Grundproblem nicht verändert, kann die DP angewandt werden. Damit eine optimale Steuerreihenfolge ermittelt werden kann, müssen alle Schaltentscheidungen für einen bestimmten Vorhersagezeitraum ermittelt werden. Redundante Ergebnisse werden bei der DP nicht erneut berechnet, sondern als Teilmenge der Gesamtlösung zwischengespeichert. Dies verkürzt bspw. bei einer Permutation die Zeitkomplexität des Algorithmus von $O(n!)$ zu $O(2^n)$ [124, S. 78 ff.]. Das Zwischenspeichern der Teillösungen erhöht im Gegenzug die benötigte Speicherkapazität. In Abschnitt 4.4 wird beschrieben, wie die Betriebsoptimierung mittels der DP umgesetzt ist. Weiterführende Literatur zur DP sind bspw. [124–126].

3.3 Verfahren zur Bewertung mobiler Arbeitsmaschinen

Die Herstellung und der Einsatz mobiler Arbeitsmaschinen tangiert unterschiedlichste Interessensgruppen. Auf der einen Seite gibt es die Anwender der Maschinen sowie die Kunden ihrer Produkte und Dienstleistungen. Sie erzeugen einen Bedarf an MA. Auf der anderen Seite stehen die Hersteller, deren Zulieferer und der Vertrieb. Sie schaffen Angebote, um die Nachfrage zu befriedigen. Durch die Interaktion der Gruppen ergibt sich sowohl ein deckendes, als auch ein widersprüchliches Anforderungsprofil. Dieses Profil lässt sich durch quantifizierbare, emotionale und technische Merkmale, vgl. Scherer in [32, S. 2], beschreiben, siehe Abbildung 3.11.

Jedes dieser Merkmale steht nicht für sich alleine, sondern ist in Wechselwirkung mit den anderen. Die Stadt München setzt bspw. bei Bauvorhaben in „Gebiete[n], in denen ausschließlich Wohnungen untergebracht sind“ [164], tagsüber eine maximale Lärmbelastigung in Höhe von 50 dB(A) und nachts von 35 dB(A) fest. Dies setzt voraus, dass Hersteller die Maschinen derart entwickeln, dass diese die Grenzwerte einhalten. Es ergeben sich konstruktiv-technische Anforderungen an den Antriebsstrang.

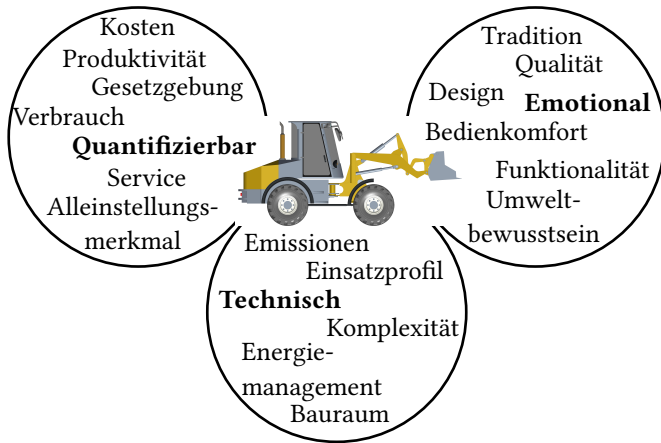


Abbildung 3.11: Merkmale zur Bewertung einer mobilen Arbeitsmaschine | Darstellung nach [32, S. 2]

Schafft es ein Hersteller die Grenzwerte signifikant zu unterschreiten, kann dies ein Alleinstellungsmerkmal für den Verkauf seiner Maschine sein. Denn, für den Maschinenanwender steigen mit einer geräuscharmen Maschine die Chancen kommunale Aufträge zu erhalten. Dies wiederum könnte einen innerstädtischen Bauunternehmen davon überzeugen, den erweiterten Konstruktionsaufwand und die erhöhten Herstellungskosten einzukalkulieren. Kann durch den optimierten Antriebsstrang zusätzlich der Kraftstoffverbrauch gesenkt werden, verringern sich die Betriebskosten und stellt somit ein weiteres Kaufargument dar.

Mit einem Blick in Abschnitt 2.2 wird erkennbar, dass effizientere Systeme einen höheren Grad an Komplexität mit sich bringen. Dies kann sowohl für den Anwender, als auch für den Hersteller eine abschreckende Wirkung haben. Von MA wird u. a. erwartet, dass diese einfach, schnell und mit wenigen Ressourcen gewartet und repariert werden können [5, S. II–84]. Durch mehr Komponenten, z. B. Sensoren, Steuergeräte und Ventile, steigt die Ausfallwahrscheinlichkeit [22, S. 19]. Werden bspw. hydromechanische Komponenten durch elektrohydraulische Komponenten ersetzt, muss bei einem Fehler der Facharbeiter oder Maschinenbesitzer oder Anwender das notwendige Wissen mitbringen, um den Fehler zu detektieren und zu beseitigen.

Um das beschriebene Spannungsfeld greifbar machen zu können, werden quantifizierbare Aussagen benötigt. Für die Bewertung eines Antriebsstrangs sollen in dieser Arbeit folgende Kriterien gelten:

- Sicherheit und Zuverlässigkeit
- Bedienbarkeit
- Effizienz
- Lebenszykluskosten

Für jedes dieser Kriterien werden geeignete Methoden vorgestellt. Auf weiterführende Literatur wird in den entsprechenden Unterpunkten verwiesen.

3.3.1 Sicherheit und Zuverlässigkeit

Mit dem Gedanken an ein zuverlässiges, funktionales und sicheres Produkt, gelten in der Konstruktion laut Grote et al. in [127, S. 17 f.] die Grundregeln: *einfach, eindeutig, sicher*. Unter Einhaltung dieser Grundregeln resultieren einfache Lösungen für ökonomische Systeme. Eindeutige Systeme sind nachvollziehbar und unterstützend bei der Eingrenzung und Behebung von Problemen. Die Sicherheit spiegelt sich in den Risiken potenzieller Schäden und Ausfällen wieder. Eine Sicherheit für Leib und Leben wird allem voran in der EU-Maschinenverordnung 2023/1230 [165], ehemals Maschinenrichtlinie 2006/42/EG [166], als eine notwendige Voraussetzung an Systeme verlangt. Nach Beck; Fischer und Weber in [128] stellen die Normen DIN EN ISO 12100 [129] und DIN EN ISO 13849 [130, 131] die „wichtigsten sicherheitsrelevanten und mit der Maschinenrichtlinie harmonisierten Normen für fluidmechatronische Antriebssysteme in mobilen Arbeitsmaschinen“ [128, S. 43] dar.

Die Entwicklung eines Antriebsstrangs erfordert somit eine Herangehensweise zur Erhöhung der Sicherheit durch die Anwendung eines Risikomanagements und der dazugehörigen Risikobeurteilung, vgl. DIN ISO 31000 [132]. Eine Risikobeurteilung beginnt mit der Identifikation von Risiken. Danach erfolgt eine Analyse zu dessen Art, deren Ursachen sowie dessen Auswirkungen. Abschließend werden die Risiken bewertet, sodass eine Strategie zur Risikobehandlung erfolgen kann. [132]

In dieser Arbeit wird die Methodik zur Quantifizierung der Sicherheits- und Zuverlässigkeitsfunktion nach Beck und Weber in [133] und [128] herangezogen. Sowohl die Sicherheits- als auch die Zuverlässigkeitsfunktion sind abhängig von der Aufgabe und den Eigenschaften des betrachteten Systems. Unter Sicherheitsfunktion (SF) wird in Bezug auf das in dieser Arbeit betrachtete System ein bewegungsloser Zustand der Abtriebe während eines Fehlervorfalls verstanden. Die Zuverlässigkeitsfunktion (ZF) beschreibt den Erfüllungsgrad der Arbeitsfunktion bei einer gewünschten Anwendervorgabe. Als Beurteilungsmessgröße wird jeweils die Ausfallwahrscheinlichkeit pro Stunde PFH für die ZF bzw. PFH_D für die SF ermittelt. Laut Beck; Fischer und Weber in [128, S. 43] richtet sich der $PFH_{(D)}$ -Wert nach

- der Systemarchitektur,
- der Ausfallwahrscheinlichkeit der Komponenten ($MTTF_{(D)}$, T_M),
- dem Diagnosedeckungsgrad (DC_{PFH}).

Die Analyse erfolgt in zwei Schritten, vgl. Abbildung 3.12.

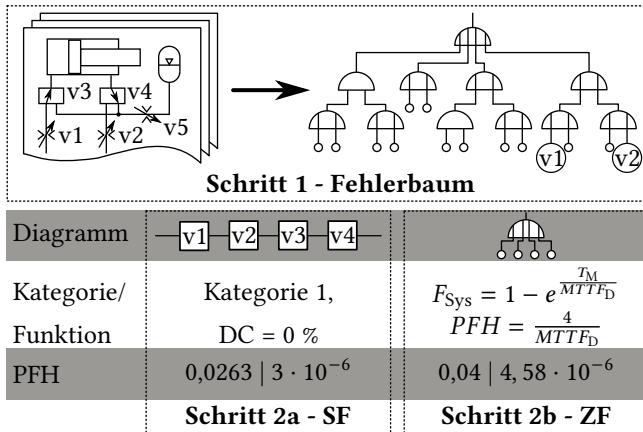


Abbildung 3.12: Methodik zur Abschätzung der Ausfallwahrscheinlichkeit nach Beck; Fischer und Weber in [128] | Darstellung nach [128, S. 47]

Schritt1 beginnt mit dem Aufbau eines Fehlerbaums für alle Betriebsmodi des betrachteten Antriebsstrangs. Die Anzahl der Komponenten und Betriebsmodi richtet sich nach der Systemarchitektur des Antriebsstrangs. Die

Ausfallwahrscheinlichkeit für die einzelne Komponente wird mit $F_{v,i}$ angegeben. Sie errechnet sich aus der mittleren Zeit bis zum Ausfall (MTTF) und der Einsatzdauer (T_M). Der MTTF-Wert ist für die ZF relevant. Mit dem $MTTF_D$ -Wert wird ein gefahrbringender Ausfall gekennzeichnet und ist entscheidend für die SF. Durch Anwendung der Booleschen Algebra lässt sich die Ausfallfunktion $F_{System} = f(F_{v,i})$ für das betrachtete System beschreiben. [128]

Ist dies geschehen, kann in Schritt 2 die Quantifizierung der Sicherheits- und Zuverlässigkeitsfunktion mittels folgender Gleichungen erfolgen [128, S. 46]:

$$F_{v,i} = 1 - e^{-\frac{T_M}{MTTF(D)}} \quad (3.17)$$

$$F_{UND} = 1 - \prod_{i=1}^n (1 - F_{v,i}) \quad (3.18)$$

$$F_{ODER} = \prod_{i=1}^n F_{v,i} \quad (3.19)$$

$$F_{System} = F_{ODER} + F_{UND} \quad (3.20)$$

$$PFH = -\frac{\ln(1 - F_{System})}{T_M} \quad (3.21)$$

Für das ganze System ergibt sich die Ausfallfunktion F_{System} als Summe von F_{ODER} und F_{UND} . Die Ausfallwahrscheinlichkeit wird mit Gleichung 3.21 angegeben.

Um einer Sicherheitsbetrachtung gemäß DIN ISO 13849 [130, 131] zu genügen, kann nach Beck und Weber in [133, S. 6] die Quantifizierung der Sicherheitsfunktion mittels der Software SISTEMA, bereitgestellt von IFA/DGUV [134], durchgeführt werden. In dieser Arbeit wird auf die Auswertung nach DIN ISO 13849 [130, 131] verzichtet, da die oben beschriebene Berechnung des $PFH_{(D)}$ nach Beck und Weber in [133, S. 6] eine konservative Abschätzung darstellt.

Untersuchungen, die sich mit der Fehlererkennung und -vermeidung während des Betriebs auseinandergesetzt haben sind u. a. [135–139]. Maßnahmen zur Fehlervermeidung werden in dieser Arbeit nicht angegangen.

3.3.2 Bedienbarkeit mobiler Arbeitsmaschinen

Um die Bedienbarkeit eines Regelungssystems für den Anwender beurteilen zu können, gilt es messbare Kriterien heranzuziehen. Es werden sowohl die Führungsgröße als Eingang sowie das Führungsverhalten des Antriebsstrangs als Ausgang berücksichtigt. Die Kriterien sollen sowohl im realen Betrieb, als auch in der Simulation anwendbar sein. Die Kriterien lauten:

Kriterium 1 Die Dynamik der vom Anwender erzeugten Führungsgröße $w(t)$ ist kleiner als die Dynamik des Stellgliedes. Die Führungsgröße kann durch eine oder mehrere stetig differenzierbare Funktionen abgebildet werden.

Um die Dynamik von $w(t)$ zu beschreiben, wird der Datensatz mittels einer Fourier-Transformation vom Zeit- in den Frequenzbereich abgebildet. Die Fourier-Transformierte von $w(t)$ kann im kontinuierlichen Fall nach Tröster in [102, S. 69–82] wie folgt angegeben werden

$$FT(w(t)) = W(j\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} w(t)e^{-j\omega t} dt. \quad (3.22)$$

Aufgrund der diskret vorliegenden Mess- und Simulationsdaten, erfolgt die Auswertung computergestützt mittels der Fast-Fourier-Transformation [140].

Liegt die Frequenz ω_w der maximalen Amplitude unterhalb der Eigenfrequenz des Hauptsteuerventils (HSV) ω_{HSV} , gilt das System in dieser Arbeit als bedienbar, Gleichung 3.23.

$$\omega_w \leq \omega_{HSV} \quad (3.23)$$

Kriterium 2 Das obere und untere Quartil der Regeldifferenz $e(t)$ befindet sich innerhalb geforderter Grenzen.

$$\{e_{25\%} \wedge e_{75\%}\} \in [e_{\min}, e_{\max}] \quad (3.24)$$

Die Regeldifferenz beschreibt den Fehler zwischen Ist- und Soll-Wert einer Größe [86, S. 7]. Bei den hier betrachteten hydraulischen Antriebssystemen gelten für den Zylinderweg s und die Zylindergeschwindigkeit $\dot{s}(t)$:

$$e_{\text{Weg}}(t) = s_{\text{ref}}(t) - s_{\text{ist}}(t) \quad (3.25)$$

$$e_{\text{Geschw}}(t) = \dot{s}_{\text{ref}}(t) - \dot{s}_{\text{ist}}(t) \text{ mit } \dot{s}(t) = \frac{ds}{dt} \quad (3.26)$$

Für rotierende Abtriebe (Winkel $\varphi(t)$ und Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}(t)$) kann die Regeldifferenz analog angegeben werden.

Die Anforderung wird als relative Regeldifferenz in Prozent definiert. Es wird impliziert, dass bei größeren Abtrieben die absolute Abweichung proportional zunimmt. Die relative Regeldifferenz wird durch ihre Bezugsgröße festgelegt. Die Bezugsgröße für den Zylinderweg s stellt der maximale Zylinderhub s_{\max} dar. Für die Zylindergeschwindigkeit $\dot{s}(t)$ ergibt sich die Bezugsgröße aus dem Betrag der maximal geforderten bzw. zulässigen Zylindergeschwindigkeit $|\dot{s}_{\text{ref,max}}|$.

$$e_{\text{Weg,\%}}(t) = \frac{e_{\text{Weg}}(t)}{s_{\max}} \cdot 100 \quad (3.27)$$

$$e_{\text{Geschw,\%}}(t) = \frac{e_{\text{Geschw}}(t)}{|\dot{s}_{\text{ref,max}}|} \cdot 100 \quad (3.28)$$

Die Auswertung erfolgt anhand diskreter Datenpunkte, sodass die Qualität statistisch ausgewertet werden kann. Das häufige auftreten großer Regelabweichungen wird als schlecht bewertet. Eine Möglichkeit die Streuung geeignet darzustellen ist die Verwendung eines Box-Plots [141, S. 65]. Der Median sowie das untere Quartil und das obere Quartil werden nach Fahrmeir et al. in [141, S. 66] angegeben. Eine alternative Bewertung des Führungs- und Störverhaltens kann mit dem ITSE- oder ITAE-Kriterium erfolgen [31, S. 433 ff.].

3.3.3 Effizienz eines Antriebsstrangs

Wissenschaftliche Studien, die sich mit der Entwicklung neuer Antriebsstränge für MA beschäftigen, beschreiben Methoden zur Vergleichbarkeit unterschiedlicher Systeme. Beispielfhaft zu nennen sind an dieser Stelle u. a. [7, 15, 23, 26, 28, 83, 142].

Ein herangezogenes Kriterium ist die Effizienz. Fleczorek in [7] beschreibt den Begriff Effizienz zusammengefasst als die „Quantität einer Zielerreichung“ [7, S. 21 ff.]. Bezogen auf MA können z. B. der Energieverbrauch oder die Produktivität das Ziel der Effizienzbetrachtung sein.

Im Weiteren kann unterschieden werden, ob die Effizienz in einzelnen Betriebspunkten betrachtet oder auf ein zeitlich begrenztes, reproduzierbares und wiederkehrendes Szenario⁸ bezogen wird [15, S. 41].

Ersteres ermöglicht die Darstellung systemischer Effekte wie bspw. prinzipbedingter Verluste eines Antriebsstrangs [28, S. 121]. In Abschnitt 2.2 wird dies genutzt, um qualitativ aufzuzeigen, welche Einflüsse bestimmte Systemfreiheitsgrade auf die Leistungs- bzw. Energieeffizienz zur Folge haben können.

Letzteres ermöglicht eine Art Benchmarking unterschiedlicher Systeme in einem vorgegebenen Szenario. Der Arbeitszyklus besteht aus einem Bewegungsprofil der Abtriebe und einem auf die Abtriebe wirkenden Belastungsprofil. Beispielsweise haben Huber, Deiters, Fecke in [81, 83, 144] Methoden zur Generierung reproduzierbarer Arbeitszyklen entwickelt.

Die in der Industrie verwendeten Arbeitszyklen sind abhängig von der betrachteten Maschine und deren Arbeitsaufgabe, siehe Abbildung 3.13. Bei Landmaschinen wird z. B. der DLG PowerMix herangezogen [145]. Für Baumaschinen wird u. a. der 90°-Arbeitszyklus für den Bagger [26, S. 47–58] und bei Radladern der sog. Y-Arbeitszyklus [46, S. 52–56] herangezogen. Scherer, Geiger in [32, 82] beschreiben Arbeitszyklen für den Forstkrane eines Rückezuges und einer Holzhäckselsmaschine. Weitere Beispiele werden u. a. in [142, S. 25 ff.], [7, S. 25 ff.], [15, S. 5–9] genannt.

In dieser Arbeit wird eine Effizienz- und Potentialanalyse nach Sturm in [15, S. 39–80] herangezogen. Der Autor berücksichtigt in seiner Herangehensweise neben dem gerichteten Leistungspfad vom Antrieb zum Abtrieb, einhergehend mit sog. „Primärverlusten“ [15, S. 61], auch die Möglichkeit einer Regeneration und Rekuperation unter Berücksichtigung der „Sekundärverluste“ [15, S. 61]. Sturm unterscheidet Verluste in „*Funktionale Verluste* [...]“, die in Architektur und Funktionsweise des Antriebssystems begründet liegen“ [15, S. 48] und „*Wirkungsgradverluste* [...]“ innerhalb der einzelnen Komponenten“ [15, S. 49]. Während der Effizienzbetrachtung stehen die Funktionalen Verluste im Vordergrund.

Für das Auswerten der Bilanzen wird der Antriebsstrang wie in Unterabschnitt 2.1.1 in Teilsysteme gegliedert. Jedes Teilsystem besitzt eigene Systemgrenzen, welche zur Bilanzierung herangezogen werden. Zwischen den

⁸ Arbeitsspiel [143, S. 3], Arbeitszyklus [15, S. 43]

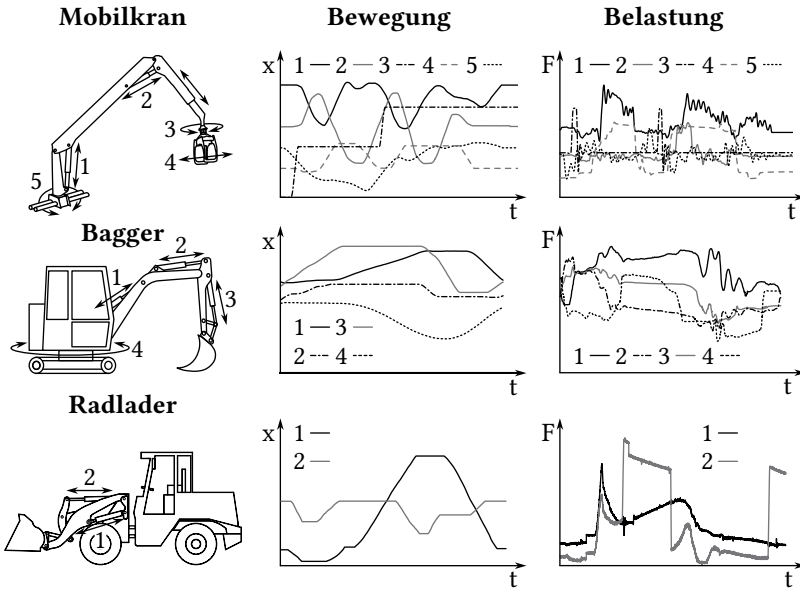


Abbildung 3.13: Beispiele unterschiedlicher Arbeitszyklen | Eigene Darstellung nach [44, S. 69], [32, S. 24, 92 f.], [9, S. 146], [46, S. 55] und [146, S. 53]

Teilsystemen findet ein gerichteter Leistungs- bzw. Energiefluss $Teilsystem(N) \rightarrow Teilsystem(N+1)+/-$ statt. Abbildung 3.14 veranschaulicht dies in einer Mehrpol-Darstellung [87, S. 65 f.].

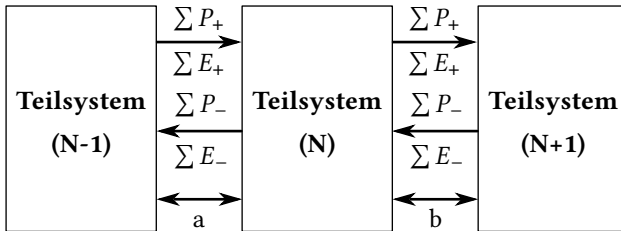


Abbildung 3.14: Leistungs- und Energiefluss zwischen Teilsystemen eines Antriebsstrangs | Darstellung nach [15, S. 52, 55]

Die Leistung $P(t)$ errechnet sich in der Systemtheorie domänenunabhängig aus dem Produkt der Strom- und Potenzialdifferenzgröße [87, S. 66]:

Leistung = Stromgröße · Potenzialdifferenzgröße

$$P(t) = \dot{x} \cdot F(t) = 2\pi\dot{\phi}(t) \cdot M(t) = Q(t) \cdot p(t) = I(t) \cdot U(t) \quad (3.29)$$

Die Leistung $P(t)$ integriert über die Zeit ergibt die Energie $E(t)$ [87, S. 68]:

$$E(t) = \int_{t_{\text{Anfang}}}^{t_{\text{Ende}}} P(t) dt \quad (3.30)$$

Ausgehend von den drei Teilsystemen (N-1), (N) und (N+1), vgl. Abbildung 3.14 werden nach Sturm in [15] an den Systemgrenzen die Größen Leistung $P(t)$, Energie $E(t)$ und Delta-Energie $\Delta E(t)$ bilanziert. Hierfür werden die zu- und abfließenden Größen zwischen den Teilsystemen nach Sturm in [15, S. 53, 55, 57] wie folgt angegeben:

$$P_{\text{ab},(N)} = \sum P_{(N) \rightarrow (N+1)+} + \left| \sum P_{(N-1) \rightarrow (N)-} \right| \quad (3.31)$$

$$P_{\text{zu},(N)} = \sum P_{(N-1) \rightarrow (N)+} + \left| \sum P_{(N) \rightarrow (N+1)-} \right| \quad (3.32)$$

$$E_{\text{ab},(N)} = \sum E_{(N) \rightarrow (N+1)+} + \left| \sum E_{(N-1) \rightarrow (N)-} \right| \quad (3.33)$$

$$E_{\text{zu},(N)} = \sum E_{(N-1) \rightarrow (N)+} + \left| \sum E_{(N) \rightarrow (N+1)-} \right| \quad (3.34)$$

$$\Delta E_{\text{ab},(N)} = \Theta(-a) \cdot |a| + \Theta(b) \cdot |b| \quad (3.35)$$

$$\Delta E_{\text{zu},(N)} = \Theta(a) \cdot |a| + \Theta(-b) \cdot |b| \quad (3.36)$$

$$\text{mit } \Theta(x) = \begin{cases} 0 : & x < 0 \\ 1 : & x \geq 0 \end{cases} \quad (3.37)$$

$$a = \sum E_{(N-1) \rightarrow (N)+} + \sum E_{(N-1) \rightarrow (N)-} \quad (3.38)$$

$$b = \sum E_{(N) \rightarrow (N+1)+} + \sum E_{(N) \rightarrow (N+1)-} \quad (3.39)$$

Für den Leistungs-, Energie- und Delta-Energieverlust gilt in Anlehnung an Sturm in [15, S. 53, 56 f.] :

$$P_{\text{Verlust},(N)} = P_{\text{zu},(N)} - P_{\text{ab},(N)} \quad (3.40)$$

$$E_{\text{Verlust},(N)} = E_{\text{zu},(N)} - E_{\text{ab},(N)} \quad (3.41)$$

$$\Delta E_{\text{Verlust},(N)} = \Delta E_{\text{zu},(N)} - \Delta E_{\text{ab},(N)} \quad (3.42)$$

Für ein Teilsystem N kann die jeweilige Leistungs-, Energie- und Delta-Energieeffizienz als Quotient der ab- und zufließenden Größe angegeben werden [15, S. 53, 56 f.]:

$$\eta_{P,(N)} = \frac{P_{ab,(N)}}{P_{zu,(N)}} \quad (3.43)$$

$$\eta_{E,(N)} = \frac{E_{ab,(N)}}{E_{zu,(N)}} \quad (3.44)$$

$$\eta_{\Delta E,(N)} = \frac{\Delta E_{ab,(N)}}{\Delta E_{zu,(N)}} \quad (3.45)$$

Das Energieeinsparpotenzial wird durch die Verluste beschrieben, sodass nach Sturm in [15, S. 69] gilt:

$$\epsilon_{(\Delta)E} = 1 - \eta_{(\Delta)E} \quad (3.46)$$

Kompressionsverluste In einem Mehrdrucksystem oder beim Einsatz von Mehrflächenzylindern gibt es beim Umschalten zwischen unterschiedlichen Kraftstufen, vgl. Unterabschnitt 2.2.5, einen Druckanstieg bzw. -abfall in der betroffenen Zylinderkammer. Wird an einem Abtriebsanschluss das Druckniveau z. B. von ND auf HD gesteigert, wird nach [19, S. 190–194] eine Kompressionsarbeit W_K in dem betroffenen Kammervolumen V_K verrichtet. Entspannt sich das Druckniveau, entsteht eine Expansionsarbeit W_E . In einem idealen System entspricht $|W_K| = |W_E|$.

Die Kompression einer Ölsäule durch einen Kolben ist in Abbildung 3.15 (rechts) dargestellt. Das Diagramm zur Linken verdeutlicht W_K beim Verdichten bzw. W_E beim Entspannen.

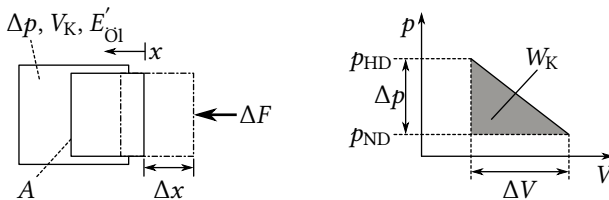


Abbildung 3.15: (links) Komprimierung einer Ölsäule durch einen Kolben. (rechts) Qualitative Darstellung der Kompressionsarbeit in einem Volumen-Druck-Diagramm. | Darstellung nach [147, H-56]

Bewegt sich der Kolben um den Weg Δx , verändert sich der Kolbenraum um $\Delta V = \Delta x \cdot A$, wobei A die Kolbenfläche darstellt. Durch die Verschiebung steigt der Druck um Δp an. Diese Druckänderung entspricht einer Kraftänderung am Kolben um $\Delta F = \Delta p \cdot A$. Wird angenommen, dass bei einer Ölsäule die Änderung zwischen Druck und Volumen einen linearen Zusammenhang aufweist, kann die Steifigkeit c der Ölsäule mit der einer mechanischen Druckfeder verglichen werden. Sie ist in Gleichung 3.49 angegeben. Die Formel für W_K erfolgt somit nach [19, S. 192] zu:

$$W_K = \frac{1}{2} \cdot c \cdot \Delta x^2 = \frac{V_K \cdot \Delta p^2}{2 \cdot K'_{Ol}} \quad (3.47)$$

$$\text{mit } \Delta x = \frac{\Delta V}{A} = \frac{V_K \cdot \Delta p}{A \cdot K'_{Ol}} \quad (3.48)$$

$$\text{und } c = \frac{\Delta F}{\Delta x} = \frac{\Delta p \cdot A}{\frac{V_K \cdot \Delta p}{A \cdot K'_{Ol}}} = \frac{A^2 \cdot K'_{Ol}}{V_K} \quad (3.49)$$

Um W_K während eines Arbeitszyklus berechnen zu können, wird der Arbeitszyklus in N Abschnitte gleicher Dauer Δt unterteilt. Für jedes Zeitintervall $[t_n, t_{n+1}]$, $n \in [1, N - 1]$ wird das Kammervolumen zu Beginn des Zeitintervalls $V_{K,t_n} = f(x_{t_n})$ errechnet. Dasselbe geschieht für die Druckänderung zwischen Beginn und Ende eines Zeitintervalls $\Delta p = p_{t_{n+1}} - p_{t_n}$. Mit Gleichung 3.47 kann je Zeitintervall die Kompressionsarbeit $W_{K,n}$ angegeben werden. Es wird angenommen, dass $W_{K,n}$ irreversibel ist. Dies wird erreicht, indem für $\Delta p < 0 \rightarrow \Delta p = 0$ gilt. Die gesamten Kompressionsverluste bilden sich aus der Summe der Einzelwerte:

$$W_K = \sum_{n=1}^{N-1} W_{K,n} = \sum_{n=1}^{N-1} \frac{V_{K,t_n} \cdot (p_{t_{n+1}} - p_{t_n})^2}{2 \cdot K'_{Ol}}, N \in \mathbb{N} \quad (3.50)$$

3.3.4 Lebenszykluskosten

Die DIN EN ISO 60300-3 [148, S. 51 ff.] beschreibt Methoden zur Erstellung von Modellen zur Berechnung der Lebenszykluskosten (LCC). Der Produktlebenszyklus wird in sechs Phasen unterteilt:

1. Konzept- und Definitionsphase (C_{CD})
2. Entwurfs- und Entwicklungsphase (C_{DD})
3. Herstellungsphase (C_M)
4. Einbauphase (C_I)
5. Betriebs- und Instandhaltungsphase (C_O)
6. Entsorgungsphase (C_D)

Den einzelnen Phasen werden Kostenpunkte zugeordnet, die summiert die LCC ergeben:

$$LCC = C_{CD} + C_{DD} + C_M + C_I + C_O + C_D \quad (3.51)$$

Die angenommenen Unterschiede in den Kosten der Konzept- und Definitionsphase C_{CD} , Entwurfs- und Entwicklungsphase C_{DD} und Herstellungsphase C_M sind individuell von der Kompetenz, den Ressourcen sowie den Einkaufsbedingungen eines Maschinenherstellers abhängig. Um eine generalisierte Beziehung zwischen einem Referenzsystem S_{Ref} und einer Systemmodifikation S_{Mod} beziffern zu können, werden Faktoren $k_{C,i}, i \in \mathbb{N}$ eingeführt. Diese Faktoren repräsentieren den Aufwandsunterschied bzgl. des Referenzsystems.

$$C_{CD,S_{Mod}} = k_{C,1} \cdot C_{CD,S_{Ref}}, i = 1 \quad (3.52)$$

$$C_{DD,S_{Mod}} = k_{C,2} \cdot C_{DD,S_{Ref}}, i = 2 \quad (3.53)$$

$$C_{M,S_{Mod}} = k_{C,3} \cdot C_{M,S_{Ref}}, i = 3 \quad (3.54)$$

In dieser Betrachtung wird vorausgesetzt, dass sich der Maschinenhersteller bei der Entwicklung des Antriebsstrangs marktüblichen Komponenten bedient. Diese werden als Zukaufteile mit fixen Kosten angesehen. Die Kosten der Einbauphase C_I ergeben sich vereinfacht aus der Summe aller Komponentenarten, wobei die Einzelkosten für die jeweiligen Komponenten $C_{I,K}$,

multipliziert mit deren Anzahl i im System die Kosten je Komponentenart darstellen, vgl. Tabelle A.4.

$$C_I = \sum_K \sum_{i=1}^N i \cdot C_{I,K} \quad (3.55)$$

Der Anschaffung steht die Entsorgung entgegen. Da Hydraulikkomponenten überwiegend aus Metallen bestehen, weisen diese einen hohen Wiederverkaufswert als Recyclingschrott auf [167, S. 36]. Die Kosten der Entsorgungsphase C_D werden exemplarisch als Gutschrift in Form von verkauftem Recyclingschrott gewertet. Diese errechnet sich aus dem Produkt des Schrottpreises je Gewicht $C_{D,P}$ und der anfallenden Menge, ergo dem Gesamtgewicht an Recyclingschrott. Das Gesamtgewicht errechnet sich aus der Summe der Einzelgewichte $C_{D,K}$ je Bauteil.

$$C_D = C_{D,P} \cdot \sum C_{D,K} \quad (3.56)$$

Die Betriebs- und Instandhaltungskosten C_O werden auf die notwendigen Betriebskosten je Stunde reduziert. Hierfür wird die hydraulisch benötigte Primärenergie je Stunde ($E_{\text{primär}}$) mit einem Kostenfaktor $C_{O,K}$ verrechnet. Dieser beinhaltet z. B. Kraftstoffkosten, Wartungskosten, etc. und wird geschätzt [168].

4 Systemmodifikation elektrohydraulischer Bedarfsstromsteuerungen

In diesem Kapitel wird beschrieben, wie das Basissystem einer elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung (EBSS) durch neue Systemfreiheitsgrade (SFHG) modifiziert werden kann. Im Fokus steht die Implementierung neuer SFHG in den Ventilen, der Anzahl an Druckniveaus und der Anzahl an Wirkflächen linearer Abtriebe.

In Abschnitt 4.1 wird das Systemlayout des EBSS-Basissystems dargestellt. Im Anschluss, Abschnitt 4.2, wird ein systematisch modifiziertes Systemlayout vorgestellt. In Abschnitt 4.4 wird ein geeignetes Steuerungskonzept vorgestellt. Bei dem vorgestellten Steuerungsansatz handelt es sich um eine modellprädiktive Steuerung mit einer dynamischen Programmierung zur Lösung des mehrzieligen Optimierungsproblems (MZOP), vgl. [46]. Aus diesem Grund werden zuvor in Abschnitt 4.3 die Systemgleichungen des Antriebsstrangs hergeleitet.

4.1 EBSS-Basissystem als Referenz

Für diese Arbeit wird ein EBSS-System nach [32] als Basissystem herangezogen. In Abbildung 4.1 ist der betrachtete Antriebsstrang dargestellt. Dieser wird im folgenden als Referenzsystem bezeichnet.

Das Referenzsystem wird durch eine elektrische Energieversorgung angetrieben (A). Der im Hydraulikkreis geförderte Volumenstrom Q_{Pumpe} wird durch die Konstantpumpe (1) mithilfe einer drehzahlgeregelten Asynchronmaschine (ASM) (0) eingestellt, vgl. [32, S. 112–116]. Die Drehzahlregelung der ASM erfolgt nach Rühlicke in [149, S. 75 ff.] , siehe Abschnitt 4.3.

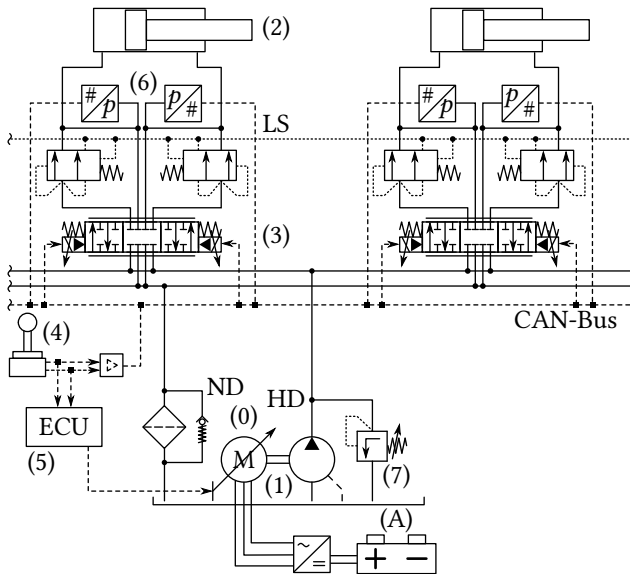


Abbildung 4.1: Schematische Darstellung des Referenzsystems. | Eigene Darstellung nach [32, S. 68]

Das von der Konstantpumpe bereitgestellte Öl wird über die Hauptsteuerventile (HSV) zu den Abtrieben (2) geleitet. Ein HSV fungiert als hydraulische (A+A)-Vollbrücke, siehe Unterabschnitt 2.2.1, und ist als 8/3-Wegeventil (3) [160, S. 43] ausgeführt. Mittels nachgeschalteter Individualdruckwaagen (IDW) werden die Abtriebe zulaufseitig in ihrer Richtung und Geschwindigkeit lastunabhängig beeinflusst. Die HSVs sind mittels einer Lastdruckmeldekette miteinander verbunden. Es handelt sich somit um eine Stromteilerschaltung (STS).

Der Anwender steuert das System über einen elektrischen Stellgeber (4), z. B. einen Joystick. Die ASM und die HSVs werden mittels einer elektronischen Recheneinheit¹ (ECU) (5) angesteuert. Die ECU berechnet, auf Basis der elektrisch erfassten Lastdrücke (6) und der Steuersignale des Anwenders, die notwendigen Stellsignale zur Bewegung der Abtriebe. Die Kommunikation

¹ Engl.: Electronical Control Unit – ECU

der unterschiedlichen elektronischen Geräte erfolgt über das CAN-Bus² Protokoll [8, S. 225–236]. Lineare und rotierende Abtriebe werden je über ein HSV gesteuert. Das System sowie die Abtriebe sind durch Druckbegrenzungsventile (DBV) (7) gegen eine Überlast abgesichert. Auf eine Darstellung der Überlastsicherung der Abtriebe wird zur besseren Übersicht in den Abbildungen verzichtet.

In diesem EBSS-Basissystem können folgende SFHGs durch die Programmierung der Steuerung beeinflusst werden:

- Proportionalität des Stellgebersignal bei Auslenkung → Sensitivität des Stellgebers
- Drehzahl der ASM → Von der Pumpe geförderte Ölmenge
- Ventilschieberposition der HSVs → Durch HSV fließende Ölmenge → Richtung und Geschwindigkeit der Abtriebe

Durch die Implementierung einer Steuerung nach Scherer in [32] werden alle drei SFHG miteinander verknüpft. Es entsteht ein proportionaler Zusammenhang zwischen dem Stellgebersignal w_{Joystick} und der Abtriebsgeschwindigkeit $\dot{s}(t)$ bzw. $\dot{\varphi}(t)$. Diese für den Anwender intuitive Steuerungsart gilt es trotz der Systemmodifikationen aufrechtzuerhalten.

4.2 Erweiterung durch neue Systemfreiheitsgrade

In Abschnitt 2.2 werden unterschiedliche Systemmodifikationen (SMod) von Basissystemen beschrieben. Jede SMod erhöht die Anzahl der zu steuernden SFHG. In dieser Arbeit werden die Einzelmaßnahmen zu einem Gesamtsystem kombiniert.

Zunächst werden die SFHG in den Ventilen verändert, was zu einem EBSS-System mit getrennten Steuerkanal führt, Unterabschnitt 4.2.1. Anschließend wird die Anzahl der Druckniveaus verändert, indem das System durch eine Hybridsektion (HyS) erweitert wird, Unterabschnitt 4.2.2. Als Letztes werden die linearen Abtriebe, welche konventionell als Differenzialzylinder (DZ)

² Controller Area Network – CAN

ausgeführt sind, durch Mehrflächenzylinder (MFZ) ausgetauscht, Unterabschnitt 4.2.3.

Die Reihenfolge ist derart gewählt, dass bestehende Systeme schrittweise modifiziert werden können. Zur Realisierung einer anderen Reihenfolge können die in dieser Arbeit genannten Ansätze aufgegriffen werden.

4.2.1 Erweiterung durch Ventile

Die erste SMod ist das Einführen eines neuen SFHG in den Ventilen. Hierfür werden der Zu- und Ablauf eines Abtriebs getrennt von einander gesteuert. Dies kann erreicht werden, indem das HSV anstatt aus einem 8/3-Wegeventil bspw. aus zwei 4/3-Wegeventilen (8) besteht [160, S. 43]. Im Zulauf existiert weiterhin eine nachgeschaltete IDW, um die Vorteile einer Stromteilerschaltung aufrechtzuerhalten. Das sich ergebende System ist in Abbildung 4.2 dargestellt.

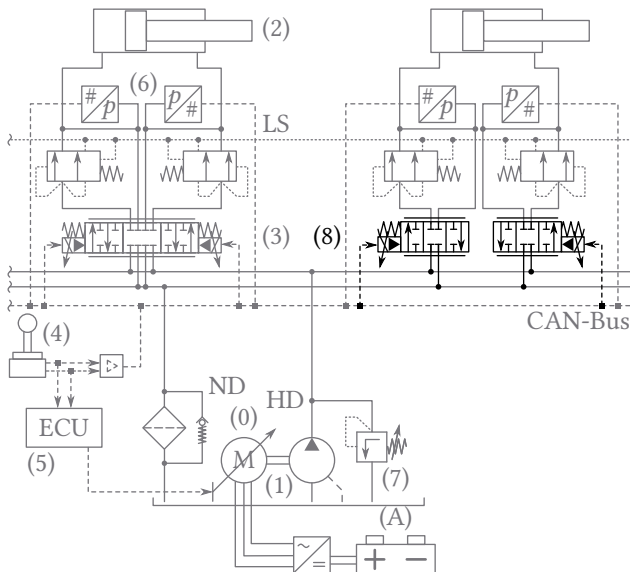


Abbildung 4.2: Schematische Darstellung eines EBSS-Systems mit getrennten Steuerkanälen.
| Eigene Darstellung nach [179, S. 127]

Da diese SMod nur das HSV betrifft, ist es möglich, eine Erweiterung der SFHG in den Ventilen auf bestimmte Abtriebe zu beschränken. Auf diese Weise werden lediglich Abtriebe modifiziert, deren Einsatzprofil ein Optimierungspotenzial aufweisen. Die Kosten dieser SMod können niedrig gehalten werden.

Im Zulauf eines Abtriebs sorgt die IDW für einen lastunabhängigen Volumenstrom $Q_{zu,i}$. Solange sich die Last auf die Ölsäule des zulaufenden Ölstroms abstützt – es handelt sich um eine *passive Last* – richtet sich die Geschwindigkeit $\dot{s}(t)$ bzw. $\dot{\varphi}(t)$ des Abtriebs nach dem zulaufenden Ölstrom:

$$Q_{zu,i} = \begin{cases} A_{zu,i} \cdot \dot{s}_i (+Q_{Leck,i}), & \text{linearer Abtrieb} \\ \frac{\alpha_{Motor,i} \cdot V_{g,i}}{2\pi} \cdot \dot{\varphi}_i (+Q_{Leck,i}), & \text{rotierender Abtrieb} \end{cases} \quad (4.1)$$

Eine aktive Last führt zur Beschleunigung des Abtriebs. Hierdurch kann es passieren, dass die Abtriebsgeschwindigkeit zunimmt und das zufließende Öl durch das HSV nicht mehr ausreichend ist. Es kommt zu einem Druckabfall in der Zulaufkammer und es besteht das Risiko einer Erosion durch Kavitation. Durch die Möglichkeit den Ablauf unabhängig vom Zulauf steuern zu können, kann der Ablauf zusätzlich gedrosselt werden, um einen Staudruck zu erzeugen, der das Vorauseilen des Abtriebs unterbindet. Dies kann bspw. durch eine Regelung des Drucks im Zulauf erfolgen. [178, S. 164 f.]

Ein Widerstand im Ablauf eines Abtriebs hat darüber hinaus einen Einfluss auf das dynamische Schwingungsverhalten. Nach Axin; Palmberg und Krus in [150] kann das unabhängig steuerbare Ventil im Ablauf benutzt werden, um Schwingungen zu reduzieren. Darüber hinaus zeigen die Autoren auf, wie die Geometrie der Steuerkanten aufeinander abgestimmt werden können. Wydra et al. in [179, S. 127 ff.] weisen darauf hin, dass eine symmetrische Geometrie der Steuerkanten im Zu- und Ablauf zur Reduktion der steuerungstechnischen Komplexität führen kann.

Durch den neuen SFHG können die in Unterabschnitt 2.2.3 vorgestellten Betriebsmodi: Hauptmodus (HM), Energieneutraler Modus (EnM) und Regenerations-Modus (RgM) implementiert werden. Eine Potenzialabschätzung für diese Art von Systemen hat u. a. Scholler in [51, S. 111 ff.] am Beispiel eines Baggers untersucht. Weitere Beispiele aus der Literatur für geeignete Steuerungen eines EBSS-Systems mit getrennten Steuerkanten sind u. a. [33, 51, 178].

4.2.2 Erweiterung durch die Anzahl an Druckniveaus

Wie bei den anderen Basissystemen, verbleiben bei einem EBSS-System mit getrennten Steuerkanten zwei Potenziale, die durch eine Erhöhung der SFHG in der Anzahl der Druckniveaus genutzt werden können, siehe Unterabschnitt 2.2.2 und 2.2.4. Zum einen können bei der parallelen Ansteuerung mehrerer Abtriebe die Drosselverluste im Zulauf des HSVs reduziert werden. Zum anderen kann die von außen in das System zugeführte Energie aktiver Lasten regeneriert oder rekuperiert werden.

Ein EBSS-System mit getrennten Steuerkanten und drei Druckniveaus wird von Wydra; Geimer und Weiß in [178] beschrieben. Das Prinzip basiert auf der in [176] dargestellten Funktionsweise der HyS für ein Load-Sensing-System. In dem von Wydra; Geimer und Weiß in [178] vorgeschlagenen Hybridsystem wird die Energie der aktiven Lasten über das ZD-Niveau rekuperiert. Eine Regeneration zwischen den hydraulischen Abtrieben kann über die HyS realisiert werden.

Wie der Abbildung 4.3 zu entnehmen ist, kann die HyS mittels 3/2-Schaltventilen (SV) (9) ausgewählt werden. Für ein System mit getrennten Steuerkanten werden je Anschluss eines Abtriebs zwei 3/2-SV benötigt. Auf diese Weise behält das HSV seine Funktionalität bei und kann mit einem vergleichbaren Regelungskonzept angesteuert werden, wie es ohne HyS der Fall wäre, siehe Abschnitt 4.4.

Das in der Abbildung 4.3 linke 3/2-SV (9a) wird durch das PV (8) über eine IDW mit dem Abtrieb verbunden. Das rechte 3/2-SV (9b) wird durch das PV (8) direkt mit dem Abtrieb verbunden. Mithilfe des SV (9a) kann entweder eine Verbindung mit dem Hochdruck (HD) oder mit dem Zwischendruck (ZD) eingestellt werden. In der Grundstellung des SV (9a) ist der HD verbunden. Mithilfe des SV (9b) kann entweder eine Verbindung mit dem Zwischendruck (ZD) oder mit dem Niederdruck (ND) eingestellt werden. In der Grundstellung des SV (9b) ist der ND verbunden. In einem stromlosen Zustand aller SV entspricht dies einer Steuerung ohne HyS, vgl. Unterabschnitt 4.2.1.

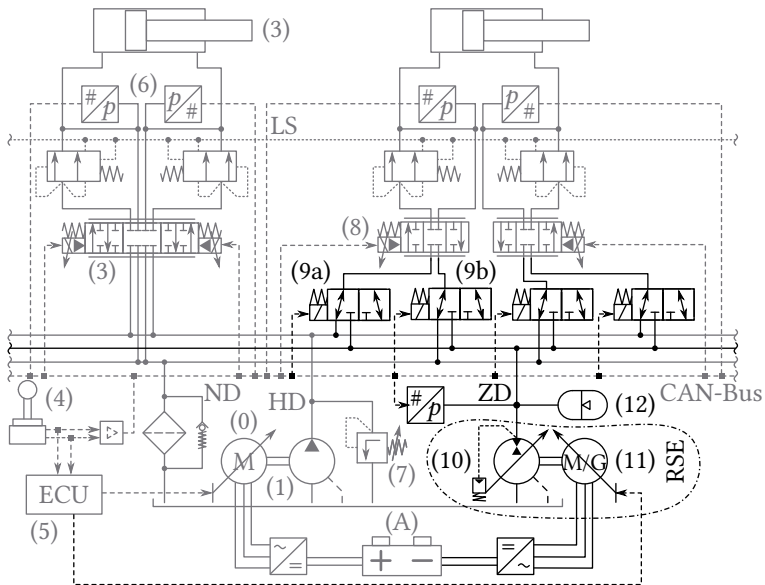


Abbildung 4.3: Schematische Darstellung eines EBSS-Systems mit getrennten Steuerkanten und einer Hybridsektion zzgl. Rückspeiseeinheit. | Eigene Darstellung nach [178, S. 163]

In Tabelle 4.1 sind die für die Steuerung relevanten Schaltkombinationen (SK) für die angewandte Ventiltechnik aufgelistet. Der stromlose Zustand ist mit einem Stern markiert. Der Index IDW bedeutet, dass das gewählte Druckniveau über die IDW mit dem Abtrieb verbunden und damit nur zulaufseitig möglich ist. Bei der Auswahl einer SK mit IDW kann der Druckverlust über das PV höher sein als ohne IDW, da im Regelfall die Druckdifferenz über das PV dem eingestellten Wert an der IDW entspricht. Die SK mit IDW wird der SK ohne IDW bevorzugt, um die geforderte Lastunabhängigkeit des Volumenstroms gewährleisten zu können. Gegenüber einer Lösung ohne IDW erhöht sich die Anzahl der SK um drei, siehe Anhang Tabelle A.1.

Durch die gewählte Art der Verschaltung ist eine HD-Regeneration ausgeschlossen, da ein zurückfließender Ölstrom durch die IDW nicht möglich ist. Eine ZD-Regeneration bzw. der EnM können steuerungstechnisch realisiert werden. Nach Auffassung des Autors soll der Zufluss über die IDW geschehen, sodass der EnM nicht implementiert werden kann. Das Bevorzugen der

Tabelle 4.1: In Abhängigkeit der Bewegungsrichtung ergeben sich unterschiedliche Schaltkombinationen für einen Differenzialzylinder. Prinzipbedingt kann ein Ölabbfluss über die IDW nicht erfolgen. Nach Konvention wird der Ölzulauf über die IDW gesteuert.

Bewegung	mögliches Druckniveau	Schaltkombination
Ausfahren	Anschluss 1	HD _{IDW} -ZD
	HD _{IDW} ZD _{IDW} ZD ND	HD _{IDW} -ND *
	Anschluss 2	ZD _{IDW} -ZD
	HD _{IDW} ZD _{IDW} ZD ND	ZD _{IDW} -ND
Einfahren	Anschluss 1	ZD-HD _{IDW}
	HD _{IDW} ZD _{IDW} ZD ND	ZD-ZD _{IDW}
	Anschluss 2	ND-HD _{IDW} *
	HD _{IDW} ZD _{IDW} ZD ND	ND-ZD _{IDW}

Verbindung mit einer IDW bietet beim Ausfall eines Drucksensors den Vorteil, dass das System weiterhin als STS betrieben werden kann.

Mithilfe einer Rückspeiseeinheit (RSE) in der HyS kann die eingespeiste Energie der aktiven Lasten elektrohydraulisch zurückgewonnen werden. Die RSE ist in dieser Arbeit eine Kombination aus einem hydraulischen (10) und elektrischen Energiewandler (11), siehe Abbildung 4.3. Ein Hydrospeicher (12) in der HyS kann ggf. zur Schwingungstilgung vorhanden sein. Die Speicherung der rekuperierbaren Energie erfolgt elektrisch.

Es gibt eine aktive und eine passive Art die HyS zu nutzen. Dies hängt von der Ausführung der RSE ab. Bei der passiven HyS wird der Zwischendruck (ZD) genutzt, um die eingespeiste Energie der aktiven Lasten entweder hydraulisch zwischen den Abtrieben zu regenerieren oder elektrisch zu rekuperieren. Der Leistungsfluss über die RSE ist unidirektional. Der hydraulische Energiewandler wird rein motorisch und der elektrische Energiewandler rein generatorischen betrieben.

Bei der aktiven HyS ist der Leistungsfluss über die RSE bidirektional. Über die RSE kann Leistung aus dem elektrischen Primär- und Sekundärenergiespeicher auf dem ZD-Niveau für die Abtriebe bereitgestellt werden. Für beide Energiewandler ist es bei einer aktiven HyS erforderlich, dass sie sowohl im

generatorischen, als auch motorischen Betrieb eingesetzt werden können. Der durch die RSE erzeugte elektrische Strom kann bspw. unmittelbar durch elektrische Nebenabtriebe oder zum Laden eines elektrischen Energiespeichers genutzt werden [151]. Die RSE arbeitet im aktiven und passiven Fall mit einer Druckregelung, siehe Unterabschnitt 4.3.2. Auf diese Weise kann der ZD eingestellt und ggf. beeinflusst werden.

Eine hydromechanische Alternative der HyS wird u. a. in [26, 56, 152] vorgestellt. Der Wirkungsgrad der HyS beeinflusst die Rentabilität der rekuperierten Energie [56].

Für die Steuerung der Abtriebe hat der Grundgedanke aus Unterabschnitt 4.2.1 Bestand. Das System wird derart angesteuert, dass ein proportionaler Zusammenhang zwischen Abtriebsgeschwindigkeit $\dot{s}(t)$ bzw. $\dot{\phi}(t)$ und Stellgeber-signal w_{Joystick} besteht. Der Volumenstrombedarf aller Abtriebe $\sum Q_{zu,i}$ im System kann auf diese Weise als bekannt angesehen werden. In Abhängigkeit der Bewegungs- und Lastrichtung, Gleichung 4.1, sowie dem Betrag des Last-drucks, muss errechnet werden, welcher Betriebsmodus, Unterabschnitt 2.2.3, verwendet wird und aus welchen Quellen (HD-Pumpe $Q_{\text{Pumpe,HD}}$, ZD-Pumpe der HyS $Q_{\text{Pumpe,ZD}}$) Leistung in welche Senken (Abtriebe $Q_{zu,i}$, HyS $Q_{ab,i \rightarrow ZD}$) geleitet wird. Der von einem Abtrieb i benötigte Volumenstrom $Q_{zu,i}$ bzw. bereitgestellte Volumenstrom $Q_{ab,i}$ dient zur Entscheidungshilfe, siehe Abschnitt 4.4. Unter Verwendung des EnM benötigt ein Abtrieb weder Leistung von der HD- noch von der ZD-Pumpe. Es gilt:

$$Q_{\text{Pumpe}} = Q_{\text{Pumpe,HD}} + Q_{\text{Pumpe,ZD}} = \sum_i Q_{zu,i} \quad (4.2)$$

$$\text{mit } Q_{zu,i} = \begin{cases} 0, & \text{wenn EnM aktiv} \\ Q_{zu,i}, & \text{sonst} \end{cases} \quad (4.3)$$

$$\text{und } Q_{\text{Pumpe,HD}} = Q_{\text{Pumpe}} - Q_{\text{Pumpe,ZD}} \quad (4.4)$$

$$\text{und } Q_{\text{Pumpe,ZD}} = Q_{ZD \rightarrow zu,i} - Q_{ab,i \rightarrow ZD} \quad (4.5)$$

4.2.3 Erweiterung durch die Anzahl der Wirkflächen linearer Abtriebe

Wie die Arbeiten in [26, 56, 152] zeigen, ist bei einem System mit HyS die Abstimmung der HyS auf das Einsatzprofil der Maschine essentiell. Ein zu hohes oder zu niedriges ZD-Niveau schmälert das Rekuperationspotenzial. Um das System mit linearen Abtrieben aus energetischer Sicht robuster gegen eine Streuung der Lastdrücke – abhängig des Einsatzprofils – auslegen zu können, gilt es, eine hohe Flexibilität in den Systemfreiheitsgraden zu erreichen.

Eine Lösung ist, die HyS in der Höhe des ZD-Niveaus variabel einzustellen, sodass im Mittel das Spektrum des Einsatzprofils energieeffizient bedient wird.

Eine weitere Lösung ist es, die Anzahl an zusätzlichen Druckniveaus zu erhöhen. Die in Unterabschnitt 4.2.2 dargestellte Einführung eines ZDs zeigt den materiellen und steuerungstechnischen Aufwand. Es lässt sich ableiten, dass sowohl die ökonomischen Grenzen als auch der, auf einer mobilen Arbeitsmaschine befindliche, Bauraum schnell erschöpft sind.

Anstatt die Anzahl der Druckniveaus zu erhöhen, kann die Anzahl der Wirkflächen eines linearen Abtriebs erhöht werden, vgl. Unterabschnitt 2.2.5. Ein derart modifiziertes System zeigt Abbildung 4.4. Die Anzahl der Wirkflächen wird von zwei auf drei erhöht.

Für jede zusätzliche Wirkfläche an einem linearen Abtrieb wird eine zusätzliche Ventilkombination benötigt. Die Ventilkombination besteht aus einem 4/3-WV mit einer nachgeschalteten IDW im Zulauf [160, S. 43] und zwei 3/2-SV zur Auswahl der Druckniveaus. Das in Abbildung 4.4 dargestellte System weist einen MFZ mit drei Wirkflächen (13) auf. Gegenüber einem gewöhnlichen DZ, vgl. Abbildung 4.3, muss dementsprechend eine Ventilkombination ergänzt werden.

Die Anzahl der im Sinne dieser Arbeit zulässigen SKs erhöht sich von 8 auf 16. Eine vollständige Auflistung der einstellbaren SKs ist im Anhang zu finden, Tabelle A.2. Es wird die Annahme getroffen, dass die zusätzliche Wirkfläche in die ausfahrende Richtung des Zylinders wirkt. Diese Information fließt bei der Betrachtung des Systems in Abschnitt 4.4 mit ein.

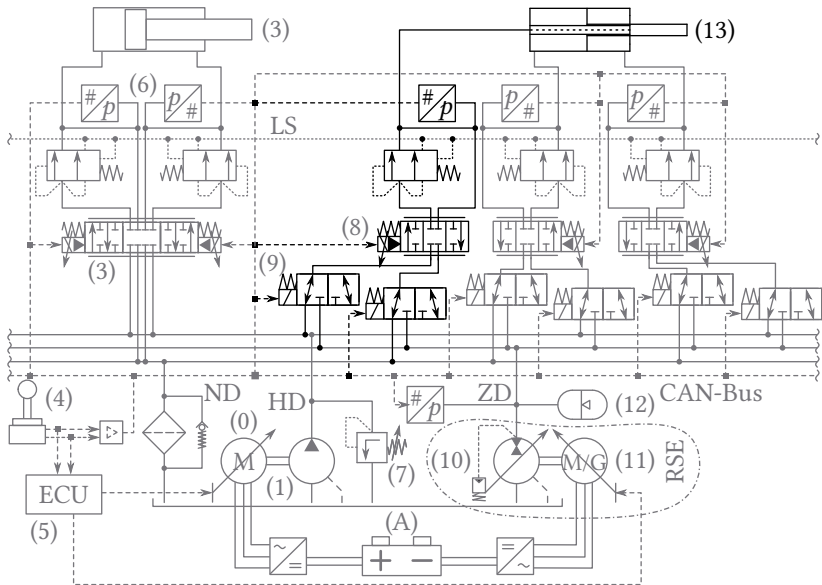


Abbildung 4.4: Schematische Darstellung eines EBSS-Systems mit getrennten Steuerkanälen, einer Hybridsektion zzgl. Rückspeiseeinheit und Mehrflächenzylindern als lineare Abtriebe. | Eigene Darstellung nach [178, S. 163]

4.3 Mathematische Beschreibung des Antriebsstrangs

In diesem Abschnitt wird das dynamische Verhalten des Antriebs aus Unterabschnitt 4.2.3 beschrieben. Das System weist alle in dieser Arbeit vorgestellten Systemmodifikationen auf. Für eine modellprädiktive Berechnung der Schaltzustände, erfolgt eine mathematische Beschreibungen folgender Komponenten:

- Drehzahlveränderlicher Pumpenantrieb
- Rückspeiseeinheit
- Ventil
- Mehrflächenzylinder

- Hydromotor (nicht in Abbildung 4.4 dargestellt)
- Hydrospeicher

4.3.1 Drehzahlveränderlicher Pumpenantrieb

Der von einer Konstantpumpe erzeugte Volumenstrom $Q_{\text{eff},P,\text{ist}}$ hängt von der Dynamik des drehzahlgeregelten Elektromotors sowie dem Wirkungsgrad des Antriebs ab. Der von Rühlicke in [149] untersuchte Pumpenantrieb besteht aus einer ASM und verschiedenen hydrostatischen Verdrängereinheiten. Der Pumpenantrieb wird als ein nichtlineares Modell 3. Ordnung beschrieben, dessen Signalflussplan in Abbildung 4.5 dargestellt ist. Aufgrund der im Vergleich zur Pumpe größeren Trägheit der ASM ist die Dynamik des drehzahlveränderlichen Pumpenantriebs überwiegend von der ASM abhängig [149, S. 78].

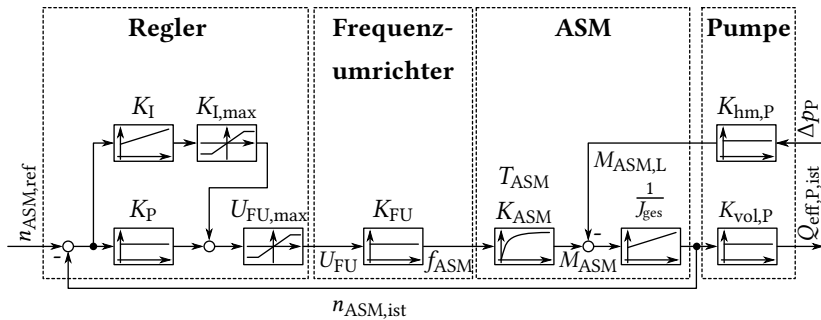


Abbildung 4.5: Signalflussplan einer drehzahlgeregelten Asynchronmaschine mit Konstantpumpe | Darstellung nach [149, S. 76]

Die Drehzahl $n_{\text{ASM},\text{ist}}$ einer ASM wird durch einen Frequenzumrichter (FU) geregelt. Der FU weist ein proportionales Übertragungsverhalten mit der konstanten Verstärkung K_{FU} auf und verändert die Frequenz f_{ASM} der ASM. Das zeitliche Verhalten der ASM auf eine Änderung der Frequenz wird durch ein PT1-Element beschrieben. Das Verhalten wird durch die Zeitkonstante T_{ASM} sowie durch die statischen Verstärkung K_{ASM} bestimmt. Das sich ergebende Drehmoment M_{ASM} wirkt dem Lastdrehmoment $M_{\text{ASM,L}}$ und dem

Trägheitsmoment $M_{ASM,T}$ entgegen, bis sich die frequenzabhängige Drehzahl $n_{ASM,ist}$ einstellt.

$$\begin{aligned} M_{ASM} &= M_{ASM,L} + M_{ASM,T} \\ &= M_{ASM,L} + J_{ges} \cdot \ddot{\varphi}_{ASM} \\ \text{mit } \ddot{\varphi}_{ASM} &= 2\pi \cdot \dot{n}_{ASM,ist} \end{aligned} \quad (4.6)$$

Das Lastdrehmoment $M_{ASM,L}$ der ASM entspricht dem effektiven Drehmoment der Konstantpumpe $M_{eff,P}$. Dieses errechnet sich im statischen Fall aus dem hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad $\eta_{hm,P}$ und dem theoretischen Drehmoment $M_{theo,P}$ einer hydrostatischen Verdrängereinheit. Handelt es sich bei der Pumpe um eine verstellbare Verdrängereinheit, so variiert das Schluckvolumen V_g um den Faktor $0 \leq \alpha_p \leq 1$ von $V_{g,max}$. Bei der in dieser Arbeit vorliegenden Konstantpumpe entspricht $\alpha_p = 1$. Der Wirkungsgrad $\eta_{hm,P}$ berücksichtigt die potenzialbezogenen Verluste wie z. B. Lagerreibungen, Planschverluste usw. Im Allgemeinen ist $\eta_{hm,P}$ eine Funktionen des Betriebsdrucks Δp_P , des Faktors α_p , der Pumpendrehzahl n_P und der kinematischen Viskosität ν des Mediums.

$$M_{ASM,L} = M_{eff,P} \quad (4.7)$$

$$M_{theo,P} = \frac{\alpha_p \cdot V_{g,max}}{2\pi} \cdot \Delta p_P \quad (4.8)$$

$$M_{eff,P} = \frac{M_{theo,P}}{\eta_{hm,P}} = \frac{\alpha_p \cdot V_{g,max}}{2\pi \cdot \eta_{hm,P}} \cdot \Delta p_P = K_{hm,P} \cdot \Delta p_P \quad (4.9)$$

$$\text{mit } K_{hm,P} = \frac{\alpha_p \cdot V_{g,max}}{2\pi \cdot \eta_{hm,P}}$$

$$\text{und } \eta_{hm,P} = f(\Delta p_P, \alpha_p, n_P, \nu)$$

Die interne und externe Leckage einer Pumpe bestimmen den volumetrischen Wirkungsgrad $\eta_{vol,P}$. Es besteht eine Abhängigkeit von $\eta_{vol,P}$ bzgl. des Betriebsdrucks Δp_P , des Faktors α_p , der Pumpendrehzahl n_P und der kinematischen Viskosität ν des Mediums. Der effektive Volumenstrom der Pumpe $Q_{eff,P,ist}$ leitet sich schließlich aus dem theoretischen Volumenstrom $Q_{theo,P}$ ab. Für die Konstantpumpe gilt $\alpha_p = 1$.

$$n_{\text{ASM,ist}} = n_{\text{P}} \quad (4.10)$$

$$Q_{\text{theo,P}} = \alpha_{\text{P}} \cdot V_{g,\text{max}} \cdot n_{\text{P}} \quad (4.11)$$

$$Q_{\text{eff,P,ist}} = \eta_{\text{vol,P}} \cdot Q_{\text{theo,P}} = \eta_{\text{vol,P}} \cdot \alpha_{\text{P}} \cdot V_{g,\text{max}} \cdot n_{\text{P}} = K_{\text{vol,P}} \cdot n_{\text{P}} \quad (4.12)$$

$$\text{mit } K_{\text{vol,P}} = \eta_{\text{vol,P}} \cdot \alpha_{\text{P}} \cdot V_{g,\text{max}}$$

$$\text{und } \eta_{\text{vol,P}} = f(\Delta p_{\text{P}}, \alpha_{\text{P}}, n_{\text{P}}, \nu)$$

Die Drehzahlvorgabe $n_{\text{ASM,ref}}$ als Führungsgröße des ASM-Reglers ergibt sich aus der berechneten Summe des angeforderten Pumpenvolumenstroms $Q_{\text{eff,P,ref}}$. Dieser ist abhängig vom Betriebszustand und der Vorgabe des Anwenders, siehe Abschnitt 4.4.

$$n_{\text{ASM,ref}} = \frac{Q_{\text{eff,P,ref}}}{K_{\text{vol,P}}} \quad (4.13)$$

Nach Rühlicke in [149] wird die ASM-Drehzahl durch einen begrenzten PI-Regler eingestellt. Die Regeldifferenz der Soll- und Ist-Drehzahl wird durch den Regler in eine Stellspannung U_{FU} des Frequenzumrichters überführt. Durch die Beschränkung des integralen Anteils und der Stellspannung wird das maximale Drehmoment der ASM nicht überschritten.

4.3.2 Rückspeiseeinheit

Wie in Unterabschnitt 4.2.2 generalisiert dargelegt, kann die RSE aus dem hydrostatischen Teil des Antriebsstrangs sowohl Leistung entnehmen als auch hinzufügen. Anders als in Unterabschnitt 4.2.2 beschrieben, besteht die RSE im weiteren Verlauf dieser Arbeit aus einer hydraulischen Verdränger-einheit mit konstantem Schluckvolumen $V_{g,\text{max}}$ und einer ASM. Das Schema des drehzahlgeregelten Pumpenantriebs aus Unterabschnitt 4.3.1 wird aufgegriffen und durch eine Druckregelung überlagert, vgl. [149, S. 91–100]. In Abbildung 4.6 ist der Signalfussplan der druckgeregelten RSE dargestellt.

Die Druckregelung der RSE ist als PIDT_1 -Regler ausgeführt, siehe Unterabschnitt 3.2.3. Für das in Abschnitt 4.4 dargestellte Regelungskonzept kann die RSE somit als eigenständige Komponente betrachtet werden, welche nicht explizit angesteuert werden muss. Der SFHG eines variablen ZD, vgl. Abbildung 2.9, ist in dieser Arbeit nicht beabsichtigt.

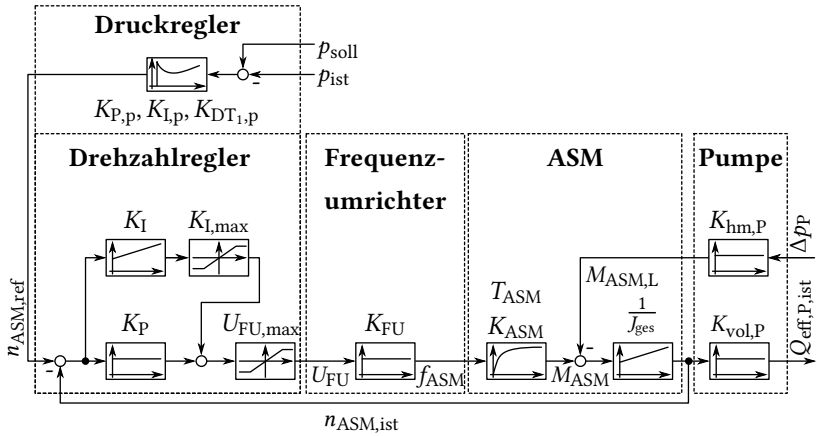


Abbildung 4.6: Signalflussplan für die druckgeregelte Rückspeiseeinheit, bestehend aus einer Kombination von Asynchronmaschine und hydraulischer Verdrängereinheit | Darstellung nach [149, S. 99]

4.3.3 Ventil

Ventile sind dem konduktiven Teil eines Antriebsstrangs zuzuordnen. Ventile werden verwendet, um den Ölstrom im System zu leiten und ggf. die übertragene Leistung anzupassen. Die hier betrachteten HSV sind als WV in Längsschieberbauweise ausgeführt [19, S. 229]. Für die Modellbildung sind die Steuerkanten als scharfkantige Widerstände anzusehen. Das betrachtete Fluid gilt als inkompressibel und weist eine konstante Dichte sowie Viskosität auf. Es wird von einer eindimensionalen und stationären Strömung ausgegangen. Der Ventilschieber wird elektrohydraulisch gesteuert.

Das Verhalten eines Ventils kann in einen dynamischen und einen statischen Teil separiert werden [31, S. 260]. Der statische Teil beschreibt das Durchflussverhalten des Ventils im jeweiligen Betriebspunkt. Für den scharfkantigen Widerstand gilt die Blendengleichung:

$$Q_{MB} = K_V \cdot y_V \cdot \sqrt{\Delta p_{MB}} \quad (4.14)$$

mit $\Delta p_{MB} = p_1 - p_2$

Der Betriebspunkt ist durch den Blendenbeiwert K_V , die Ventilschieberposition y_V , sowie der Druckdifferenz Δp_{MB} an den zu- und abfließenden Anschlüssen des Ventils definiert. Der Blendenbeiwert K_V vereinigt die als konstant

angenommenen Werte für den Durchflusskoeffizienten α_D , die Fluidichte ρ und geometrischen Größen des Öffnungsquerschnitts. Für einen linearen Zusammenhang zwischen Öffnungsquerschnitt und y_V gilt mit dem Durchmesser des Ventilschiebers d_S :

$$K_V = \alpha_D \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \pi \cdot d_S \quad (4.15)$$

Der dynamische Teil bezieht sich auf das zeitliche Verhalten des Stellgliedes vom Stellsignal u_V bis hin zur Position des Ventilschiebers y_V . Nach [100, S. 54] kann die Ventildynamik als PT1- oder PT2-Element beschrieben werden. Die Werte für die statische Verstärkung K_S , Zeitkonstante T_S , Eigenkreisfrequenz $\omega_{0,S}$ und Dämpfungsgrad D_S können bspw. einem Bode-Diagramm entnommen werden.

$$\text{PT1-System: } G(s) = \frac{Y_V(s)}{U_V(s)} = \frac{K_S}{T_S \cdot s + 1} \quad (4.16)$$

$$\text{PT2-System: } G(s) = \frac{K_S \cdot \omega_{0,S}^2}{s^2 + 2 \cdot D_S \cdot \omega_{0,S} \cdot s + \omega_{0,S}^2} \quad (4.17)$$

Der Signalflussplan in Abbildung 4.7 gilt für Ventile die als A+A-Vollbrücke ausgeführt sind. Das gezeigte Ventil weist eine Nullüberdeckung auf. Durch das Entfernen oder Ergänzen von Elementen im statischen Teil können die Ölflüsse im Ventil auf den jeweiligen Ventiltyp angepasst werden. Eine ausführliche mathematische Beschreibung von Ventildynamiken ist u. a. in [31, S. 159–246] und [100] zu finden.

4.3.4 Mehrflächenzylinder

In Abbildung 4.8 ist der Freischnitt eines MFZ mit vier Wirkflächen dargestellt. Ein MFZ kann als Parallelschaltung mehrerer DZ betrachtet werden. Die Anzahl der mechanisch gekoppelten DZ wird mit N_{DZ} angegeben.

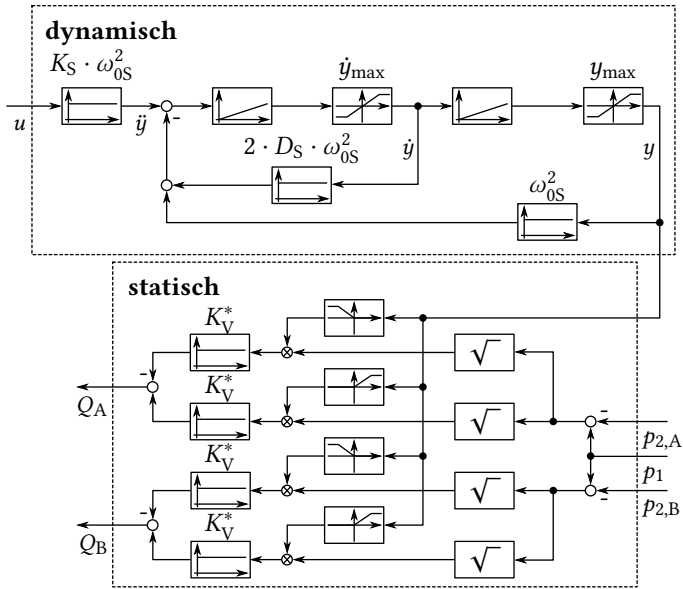


Abbildung 4.7: Schaltflussplan für ein 4/3-Wegeventil als Ausführung einer A+A-Vollbrücke. Das Ventil weist ein PT2-Verhalten auf. | Darstellung nach [31, S. 260]

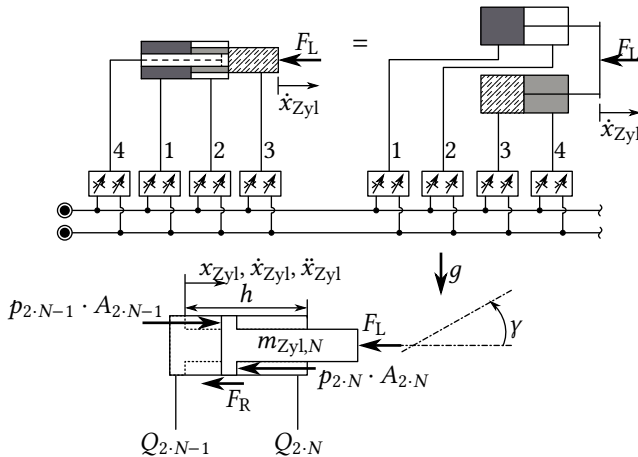


Abbildung 4.8: Freischnitt eines Differenzialzylinders als Repräsentation des Mehrflächenzylinders durch eine Parallelschaltung von mehreren Differenzialzylindern. | Eigene Darstellung

Die Zylinderkammer eines DZ mit der größeren Wirkfläche wird Kolbenkammer genannt und durch einen ungeraden Index $2 \cdot N_{\text{DZ}} - 1$ markiert. Die Zylinderkammern mit einer kleineren Wirkfläche werden Stangenkammer genannt und durch einen geraden Index $2 \cdot N_{\text{DZ}}$ markiert.

Ein MFZ mit vier Wirkflächen besteht vereinfacht aus zwei mechanisch gekoppelten DZ. Ein MFZ mit drei Wirkflächen besteht aus einem Differenzialzylinder und einem Plungerzylinder. In diesem Fall werden die Gleichungen, betreffend der nicht vorhandenen Stangenkammer des zweiten DZ, vernachlässigt.

Zylinderbewegung Im Folgenden wird die Bewegungsgleichung für einen Mehrflächenzylinder im ebenen Fall beschrieben. Die maximale Hubbewegung des Zylinders wird mit h_{Zyl} angegeben. Die aktuelle Zylinderposition ist x_{Zyl} . Der Winkel für die Neigung des Zylinders zur Horizontalen x wird γ bezeichnet.

Nach Newton kann das Kräftegleichgewicht am Zylinderkolben wie folgt aufgestellt werden:

$$m_{\text{Zyl}} \cdot \ddot{x}_{\text{Zyl}} = \sum_N F_{\text{Zyl}, N_{\text{DZ}}} - F_{\text{R}}(\dot{x}_{\text{Zyl}}) - F_{\text{G}}(\gamma) - F_{\text{Last}} \quad (4.18)$$

Die Druckkraft der Kolbenkammer(n) $F_{\text{p}, 2 \cdot N_{\text{DZ}} - 1}$ wird mit ungeraden Zahlen benannt und wirkt stets in Richtung von x_{Zyl} :

$$F_{\text{p}, 2 \cdot N_{\text{DZ}} - 1} = p_{2 \cdot N_{\text{DZ}} - 1} \cdot A_{2 \cdot N_{\text{DZ}} - 1}, \quad N_{\text{DZ}} \in \mathbb{N} \quad (4.19)$$

Die Druckkraft der Stangenkammer(n) $F_{\text{p}, 2 \cdot N_{\text{DZ}}}$ wird mit geraden Zahlen benannt und wirkt stets entgegen der Richtung von x_{Zyl} :

$$F_{\text{p}, 2 \cdot N_{\text{DZ}}} = p_{2 \cdot N_{\text{DZ}}} \cdot A_{2 \cdot N_{\text{DZ}}}, \quad N_{\text{DZ}} \in \mathbb{N} \quad (4.20)$$

Die Summe der Druckkräfte aus Kolben- und Stangenkammer(n) bilden zusammen die resultierende Druckkraft $F_{\text{Zyl}, N_{\text{DZ}}}$, welche als Potential zur Überwindung von Störkräften wie der Reibkraft $F_{\text{R}}(\dot{x}_{\text{Zyl}})$ oder der Lastkraft F_{Last} angesehen werden kann.

$$F_{\text{Zyl}, N_{\text{DZ}}} = \sum_N F_{\text{p}, 2 \cdot N_{\text{DZ}} - 1} - \sum_N F_{\text{p}, 2 \cdot N_{\text{DZ}}} \quad (4.21)$$

Die Reibkraft $F_{\text{R}}(\dot{x}_{\text{Zyl}})$ kann bspw. durch eine Stribeck-Kurve beschrieben werden [98, S. 23 f.]. In dieser Arbeit wird $F_{\text{R}}(\dot{x}_{\text{Zyl}})$ vereinfacht als viskose

Dämpfung modelliert. Die Vernachlässigung der Haft- und Mischreibung führt zu einem Modellfehler bei der Abschätzung der Zylinderkraft. Zur Kompensation wird steuerungstechnisch ein gefordertes Grundpotential für die Beschleunigung berücksichtigt, sodass eine genaue Abschätzung der Reibung nicht notwendig ist.

$$F_R(\dot{x}_{Zyl}) = d_{\text{visc}} \cdot \dot{x}_{Zyl} \quad (4.22)$$

Die Erdanziehung bezieht sich auf die Zylinderstange des MFZ. Auswirkungen der Gravitation auf die am MFZ hängenden Last werden bei der Beschreibung der Lastkraft F_{Last} berücksichtigt.

$$F_G(\gamma) = \sin(\gamma) \cdot m_{Zyl} \cdot g \quad (4.23)$$

Die Lastkraft F_{Last} wird als zeitabhängige Größe dargestellt. Für das regelungstechnische Problem wird F_{Last} als Störgröße betrachtet, die es zu kompensieren gilt.

$$F_{\text{Last}} = f(t) \quad (4.24)$$

Für einen MFZ mit vier Wirkflächen, also $N_{\text{DZ}} = 2$, ergibt sich beispielhaft die Bewegungsgleichung des Zylinders zu

$$m_{Zyl} \cdot \ddot{x}_{Zyl} = F_{p,1} + F_{p,3} - (F_{p,2} + F_{p,4}) - d_{\text{visc}} \cdot \dot{x}_{Zyl} - \sin(\gamma) \cdot m_{Zyl} \cdot g - F_{\text{Last}}(t) \quad (4.25)$$

Druckaufbau in den Zylinderkammern Der Druckaufbau in einem hydrostatischen System kann verallgemeinert wie folgt angegeben werden:

$$\dot{p} = \frac{K_{\text{Ol}}(p)}{V_0(x_{Zyl})} \cdot \sum Q \quad (4.26)$$

Das Volumen $V_0(x_{Zyl})$ beschreibt das Leitungsvolumen V_L am Zylinderanschluss zusammen mit dem Kammervolumen im Zylinder zum Ausgangszeitpunkt t_0 . Das Ausgangsvolumen ist bei Zylindern positionsabhängig. So gelten für das Ausgangsvolumen der Kolbenkammer(n) $V_{0,2 \cdot N_{\text{DZ}}-1}(x_{Zyl})$ und für das Ausgangsvolumen der Stangenkammer(n) $V_{0,2 \cdot N_{\text{DZ}}}(x_{Zyl})$ unterschiedliche Zusammenhänge

$$V_{0,2 \cdot N_{\text{DZ}}-1}(x_{Zyl}) = V_{L,2 \cdot N_{\text{DZ}}-1} + x_{Zyl} \cdot A_{2 \cdot N_{\text{DZ}}-1}, \quad N_{\text{DZ}} \in \mathbb{N} \quad (4.27)$$

$$V_{0,2 \cdot N_{\text{DZ}}}(x_{Zyl}) = V_{L,2 \cdot N_{\text{DZ}}} + (h_{Zyl} - x_{Zyl}) \cdot A_{2 \cdot N_{\text{DZ}}}, \quad N_{\text{DZ}} \in \mathbb{N} \quad (4.28)$$

Das Kompressionsmodul $K_{\text{Öl}}(p)$ des Fluids beschreibt die Volumenänderung dV bzgl. $V_0(x_{\text{Zyl}})$ aufgrund einer Druckänderung dp . $K_{\text{Öl}}(p)$ ist von mehreren Größen abhängig, sodass es sinnvoll sein kann, ein Ersatzkompressionsmodul $K'_{\text{Öl}}$ zu beschreiben. Die wichtigsten Faktoren sind der Druck, die Temperatur, die Menge an gelöster Luft im Fluid sowie die mechanische Steifigkeit des Materials, welches die Druckkammer umgibt. [98, S. 21 f.]

In [98, S. 22] wird das druckabhängige Ersatzkompressionsmodul $K'_{\text{Öl}}(p)$ wie folgt beschrieben

$$K'_{\text{Öl}}(p) = \frac{(1 - r_V) \left(1 - \frac{p}{K_{\text{Öl}}(p)}\right) + r_V \cdot \left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{1}{\kappa}}}{(1 - r_V) \left(1 - \frac{p}{K_{\text{Öl}}(p)}\right) + \frac{r_V \cdot K_{\text{Öl}}(p)}{\kappa \cdot p} \cdot \left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{1}{\kappa}}} \quad (4.29)$$

mit $r_V = \frac{V_{\text{Luft}}}{V_{\text{Öl}} + V_{\text{Luft}}}$

Der Anteil gelöster Luft wird mit r_V angegeben. Als Referenzdruck p_0 gilt der Atmosphärendruck von 1 bar. Der Isentropenexponent wird mit $\kappa = 1.4$ angenommen.

Zur Vereinfachung wird in dieser Arbeit $K_{\text{Öl}}(p) = K'_{\text{Öl}}$ als konstant angenommen. Nach [100, S. 46] gilt dies unter folgenden Annahmen:

1. Kein Einfluss durch die Temperatur
2. Kein Einfluss des Drucks
3. Verwendung eines reinen Fluids ohne gelöste Gase
4. Vernachlässigung der Steifigkeit von Leitungen und Gehäusen

Für Mineralöle kann näherungsweise ein Kompressionsmodul von $K'_{\text{Öl}} \approx 16 \cdot 10^8$ Pa angenommen werden [98, S. 21].

Maßgeblich für den Druckaufbau ist die Summe aller ein- und ausfließenden Volumenströme Q . Bei einer ausfahrenden Bewegung, wie sie im Freischnitt der Abbildung 4.8 angenommen wird, werden in den Zylinderkammern drei Volumenströme berücksichtigt. Diese sind das Öl von den Ventilen Q_V , das benötigte bzw. verdrängte Öl durch die Bewegung des Zylinderkolbens sowie die

interne Leckage $Q_{\text{Leck,in}}$ und externe Leckage $Q_{\text{Leck,ex}}$. Die Gleichung 4.30 beschreibt die Volumenstrombilanz für die Kolbenkammern. Die Gleichung 4.31 beschreibt die Volumenstrombilanz für die Stangenkammern.

$$\sum Q_{2 \cdot N_{\text{DZ}} - 1}(x_{\text{Zyl}}) = Q_{V,2 \cdot N_{\text{DZ}} - 1}(x_{\text{Zyl}})(p_{2 \cdot N_{\text{DZ}} - 1}) - Q_{\text{Leck,in}}(p_{2 \cdot N_{\text{DZ}} - 1}, p_{2 \cdot N_{\text{DZ}}}) - A_{2 \cdot N_{\text{DZ}} - 1} \cdot \dot{x}_{\text{Zyl}} \quad (4.30)$$

$$\sum Q_{2 \cdot N_{\text{DZ}}}(x_{\text{Zyl}}) = Q_{V,2 \cdot N_{\text{DZ}}}(x_{\text{Zyl}})(p_{2 \cdot N_{\text{DZ}}}) + Q_{\text{Leck,in}}(p_{2 \cdot N_{\text{DZ}} - 1}, p_{2 \cdot N_{\text{DZ}}}) - Q_{\text{Leck,ex}}(p_{2 \cdot N_{\text{DZ}}}) + A_{2 \cdot N_{\text{DZ}}} \cdot \dot{x}_{\text{Zyl}} \quad (4.31)$$

Der von den Ventilen kommende Volumenstrom Q_V wird in Unterabschnitt 4.3.3 beschrieben. Die interne Leckage entsteht im Zylinder durch einen Ölfluss von der Hochdruckseite zur Niederdruckseite. Das Öl fließt durch einen Ringspalt. Nach Geimer in [147, H-26-H-33] kann der Ringspalt als Drossel aufgefasst werden, sodass ein linearer Zusammenhang zwischen Ölfluss und Druckdifferenz angenommen werden kann, Gleichung 4.32. Der Wert $C_{\text{Leck,in}}$ entspricht einem hydraulischen Widerstand.

$$Q_{\text{Leck,in}}(p_{2 \cdot N_{\text{DZ}} - 1}, p_{2 \cdot N_{\text{DZ}}}) = C_{\text{Leck,in}} \cdot (p_{2 \cdot N_{\text{DZ}} - 1} - p_{2 \cdot N_{\text{DZ}}}) \quad (4.32)$$

Ein Ölfluss zwischen zwei DZs muss explizit angegeben werden. Die Gleichung 4.30 und 4.31 beziehen sich auf einen DZ.

Zusammenfassend können die Druckaufbaugleichungen für die Kolben- bzw. Stangenkammern, beispielhaft für einen Differenzialzylinder mit $N_{\text{DZ}} = 1$, wie folgt angegeben werden:

$$\dot{p}_1 = \frac{K'_{\text{Ol}}(p_1)}{V_{0,1}(x_{\text{Zyl}})} \cdot (Q_{V,1}(p_1) - Q_{\text{Leck,in}}(p_1, p_2) - A_1 \cdot \dot{x}_{\text{Zyl}}) \quad (4.33)$$

$$\dot{p}_2 = \frac{K'_{\text{Ol}}(p_2)}{V_{0,2}(x_{\text{Zyl}})} \cdot (Q_{V,2}(p_2) + Q_{\text{Leck,in}}(p_1, p_2) - Q_{\text{Leck,ex}}(p_2) + A_2 \cdot \dot{x}_{\text{Zyl}}) \quad (4.34)$$

Die Systemeingänge des MFZ sind nach Komsta in [98, S. 24] durch die Volumenströme $Q_{2 \cdot N_{\text{DZ}} - 1}(x_{\text{Zyl}})$, $Q_{2 \cdot N_{\text{DZ}}}(x_{\text{Zyl}})$ sowie die am Zylinder angreifende Lastkraft F_{Last} definiert. Je nach Regelungsaufgabe sind die Zylinderposition x_{Zyl} oder die resultierende Druckkraft $F_{\text{Zyl}, N_{\text{DZ}}}$ als Systemausgänge zu betrachten. Das Signalfussbild eines MFZ mit drei Flächen ist in Abbildung 4.9 dargestellt.

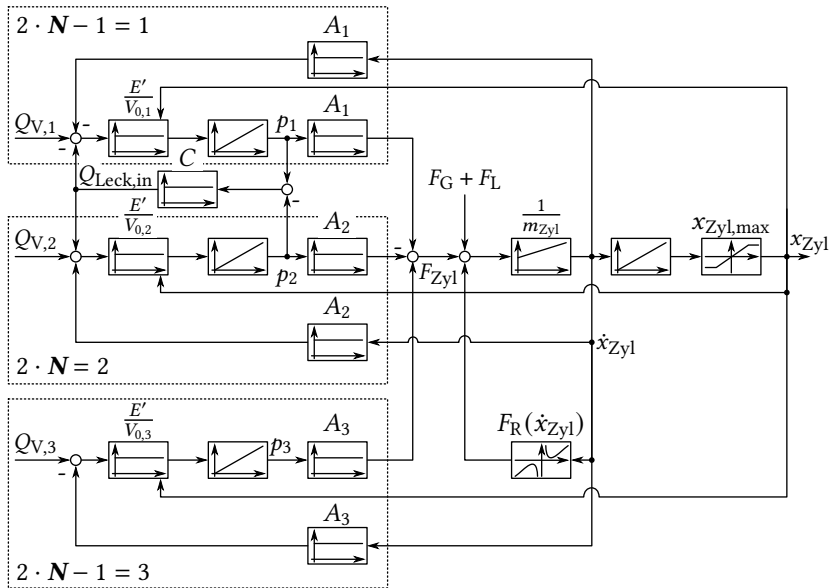


Abbildung 4.9: Signalfussplan für einen Mehrflächenzylinder mit drei Wirkflächen
| Eigene Darstellung

Eigenfrequenz Die Eigenfrequenz f_{MFZ} eines MFZ kann in Anlehnung an [98, S. 24 f.] und [31, S. 254–257] mit der Analogie zu einem Feder-Masse-System wie folgt angegeben werden:

$$f_{\text{MFZ}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{c_{\text{ges}}}{m_{\text{red}}}} \quad (4.35)$$

$$\begin{aligned} c_{\text{ges}} &= \sum c_{2:N-1} + \sum c_{2:N-1} \\ &= \sum \frac{K'_{\text{OI}} \cdot A_{2:N_{\text{DZ}}} \cdot 1^2}{V_{0.2:N_{\text{DZ}}-1}(x_{\text{Zyl}})} + \sum \frac{K'_{\text{OI}} \cdot A_{2:N_{\text{DZ}}} \cdot 2^2}{V_{0.2:N_{\text{DZ}}}(x_{\text{Zyl}})} \end{aligned} \quad (4.36)$$

Das Ergebnis für einen MFZ mit vier Wirkflächen ist beispielhaft in Abbildung 4.10 dargestellt. Methoden für die Auslegung der Geometrie eines MFZs sind in [175, 63] beschrieben.

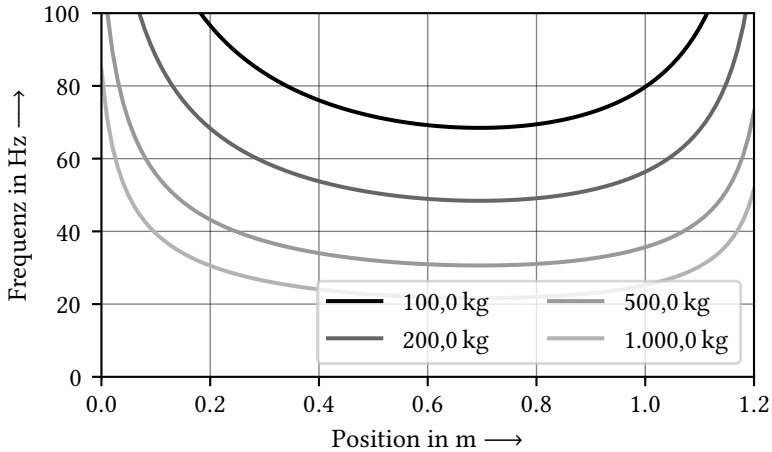


Abbildung 4.10: Eigenfrequenz f_{MFZ} eines Mehrflächenzylinders mit vier Wirkflächen in Abhängigkeit des Zylinderhubs x_{Zyl} . $K'_{01} = 16 \cdot 10^8$ Pa, $d_1 = 75 \cdot 10^{-3}$ m, $d_2 = 50 \cdot 10^{-3}$ m, $d_3 = 30 \cdot 10^{-3}$ m, $d_4 = 20 \cdot 10^{-3}$ m, $V_{L,1} = V_{L,2} = V_{L,3} = V_{L,4} = 1 \cdot 10^{-4}$ m³ | Eigene Darstellung

4.3.5 Hydromotor

In dieser Arbeit werden ventilsteuerte Hydromotoren mit konstantem Schluckvolumen als rotierende Abtriebe betrachtet. Es gilt $\alpha_M = 1$. Ein vereinfachter Signalflossplan sowie der Freischnitt eines solchen Hydromotors ist in Abbildung 4.11 dargestellt.

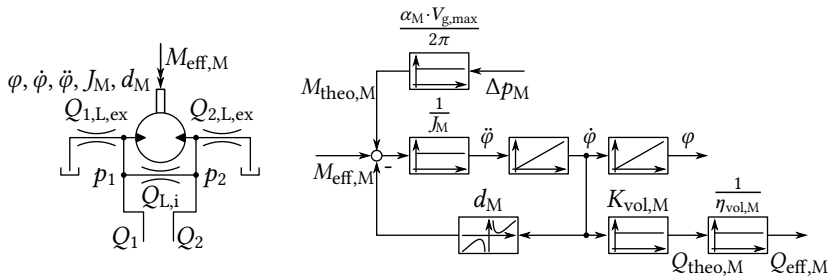


Abbildung 4.11: Schaltschema und vereinfachter Signalflossplan eines Hydromotors mit konstantem Schluckvolumen | Darstellung nach [31, S. 249, 261]

Für den statischen Fall können das theoretische Drehmoment $M_{\text{theo},M}$ und der theoretische Volumenstrom $Q_{\text{theo},M}$ eines Hydromotors analog zu den Gleichungen 4.8 und 4.11 angegeben werden. Wie bei den Pumpen, beeinflusst der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad $\eta_{\text{hm},M}$ das Drehmoment und der volumetrische Wirkungsgrad $\eta_{\text{vol},M}$ die Motordrehzahl. Die interne Leckage $Q_{L,i}$ sowie die externe Leckage $Q_{n,L,\text{ex}}$ mit $n = 1, 2$ werden durch $\eta_{\text{vol},M}$ berücksichtigt. Die Wirkungsgrade weisen eine Abhängigkeit vom Betriebsdruck Δp_M , vom Faktor α_M , von der Motordrehzahl n_M und der kinematischen Viskosität ν des Mediums ab. Das effektiv vom Motor abgegebene Drehmoment $M_{\text{eff},M}$ und der effektiv vom Motor benötigte Volumenstrom $Q_{\text{eff},M}$ können wie folgt angegeben werden:

$$\begin{aligned}
 M_{\text{eff},M} &= \eta_{\text{hm},M} \cdot M_{\text{theo},M} & (4.37) \\
 &= \frac{\eta_{\text{hm},M} \cdot \alpha_M \cdot V_{g,\text{max}}}{2\pi} \cdot \Delta p_M = K_{\text{hm},M} \cdot \Delta p_M \\
 \text{mit } K_{\text{hm},M} &= \frac{\eta_{\text{hm},M} \cdot \alpha_M \cdot V_{g,\text{max}}}{2\pi} \\
 \text{und } \eta_{\text{hm},M} &= f(\Delta p_M, \alpha_M, n_M, \nu)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{eff},M} &= \frac{Q_{\text{theo},M}}{\eta_{\text{vol},M}} = \frac{\alpha_M \cdot V_{g,\text{max}}}{\eta_{\text{vol},M}} \cdot n_M = K_{\text{vol},M} \cdot n_M & (4.38) \\
 \text{mit } K_{\text{vol},M} &= \frac{\alpha_M \cdot V_{g,\text{max}}}{\eta_{\text{vol},M}} \\
 \text{und } \eta_{\text{vol},M} &= f(\Delta p_M, \alpha_M, n_M, \nu)
 \end{aligned}$$

Für den dynamischen Fall sind die Trägheit des Hydromotors und der Druckaufbau an dessen Anschlüssen relevant, vgl. [31, S. 249–254].

4.3.6 Hydrospeicher

Das Druckniveau der Hybridsektion soll als Konstantdrucksystem fungieren. Um die Druckschwankung bei einer Ölentnahme bzw. Ölzunahme zu verringern können Hydrospeicher eingesetzt werden [19, S. 328 ff.]. Fließt Öl in den Hydrospeicher, wird ein Gas komprimiert. Bei einer Ölentnahme

entspannt sich das Gas. Die Zustandsänderung kann nach Schmitz und Murrenhoff in [19, S. 323] in erster Näherung mit der Zustandsgleichung für ideale Gase beschrieben werden:

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (4.39)$$

Unter Berücksichtigung einer adiabaten bzw. isothermen Zustandsänderung gilt nach Schmitz und Murrenhoff in [19, S. 323] :

$$p_0 \cdot V_0^\kappa = p_1 \cdot V_1^\kappa = \text{konstant} \quad (4.40)$$

mit adiabat: $\kappa = 1,4$

und isotherm: $\kappa = 1$

Die Volumenänderung ΔV in Abhängigkeit des Druckes kann nach Schmitz und Murrenhoff in [19, S. 324] wie folgt angegeben werden:

$$\Delta V = V_{\text{Speicher},0} \cdot \left[\left(\frac{p_{\text{Speicher},0}}{p_{\text{Speicher},1}} \right)^{\frac{1}{\kappa}} - \left(\frac{p_{\text{Speicher},0}}{p_{\text{Speicher},2}} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \right] \quad (4.41)$$

Nach Schmitz und Murrenhoff in [19, S. 321–328] werden zur Auslegung drei Druckniveaus angegeben, siehe Abbildung 4.12. Der Arbeitsbereich im Betrieb wird durch die Drücke $p_{\text{Speicher},1}$ und $p_{\text{Speicher},2}$ bestimmt. Der Speichervorfülldruck sollte bei Kolbenspeichern $p_{\text{Speicher},0} = p_{\text{Speicher},1} - (2 \text{ bar bis } 5 \text{ bar})$ und bei Blasen- und Membranspeicher $p_{\text{Speicher},0} = (0,65 \text{ bis } 0,9) \cdot p_{\text{Speicher},1}$ betragen.

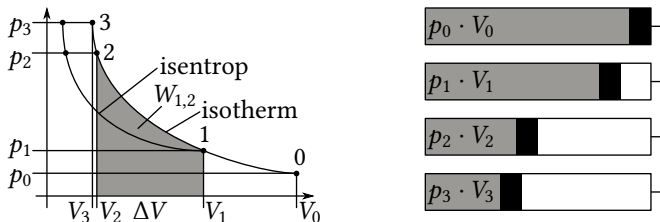


Abbildung 4.12: Zustände eines Hydrospeichers | Darstellung nach [19, S. 322]

Die von einem Hydrospeicher aufgenommene Arbeit kann nach [19, S. 325] für eine adiabate bzw. isotherme Zustandsänderung wie folgt berechnet werden:

$$\text{adiabat: } W_{1,2} = \frac{p_{\text{Speicher},1} \cdot V_{\text{Speicher},1}}{\kappa - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_{\text{Speicher},2}}{p_{\text{Speicher},1}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (4.42)$$

$$\text{isotherm: } W_{1,2} = p_{\text{Speicher},1} \cdot V_1 \cdot \ln \left(\frac{p_{\text{Speicher},2}}{p_{\text{Speicher},1}} \right) \quad (4.43)$$

4.4 Steuerstrategie

Durch eine Erhöhung der Systemfreiheitsgrade in den Ventilen, der Anzahl an Druckniveaus und der Anzahl an Wirkflächen in den linearen Abtrieben ergibt sich ein mehrdimensionaler Steuerungsraum, welcher durch eine geeignete Steuerstrategie beherrschbar gemacht wird.

Das Ziel der Steuerstrategie ist es, eine für den Anwender proportionale Steuerung der Abtriebsgeschwindigkeit durch die Betätigung des Bedienelements zu ermöglichen.

In Abbildung 4.13 ist der Ablaufplan der Steuerstrategie dargestellt. Die erste Ebene beinhaltet das Erfassen der Zustandsgrößen des Antriebsstrangs sowie der Steuersignale des Anwenders und das Zwischenspeichern der bisherigen Datenwerte. Als Ergebnis entstehen Hilfsgrößen, die den vorigen und aktuellen Systemzustand wiedergeben.

In einer zweiten Ebene werden durch unterschiedliche Module zusätzliche Hilfsgrößen errechnet, mit dessen Hilfe ein Lösungsraum mit den derzeit vorliegenden und prädizierten Systemzuständen ermittelt wird. Eine multikriterielle Optimierung dient der Auswahl der optimalen Schaltkombination (SK) für den betrachteten Steuerungszeitpunkt. Ein Schaltzustand ist durch die spezifische Ansteuerung der Ventile sowie der HD-Pumpe gekennzeichnet. Die dritte Ebene errechnet aus den Schaltzuständen geeignete Stellsignale, um die Stellglieder geregelt anzusteuern.

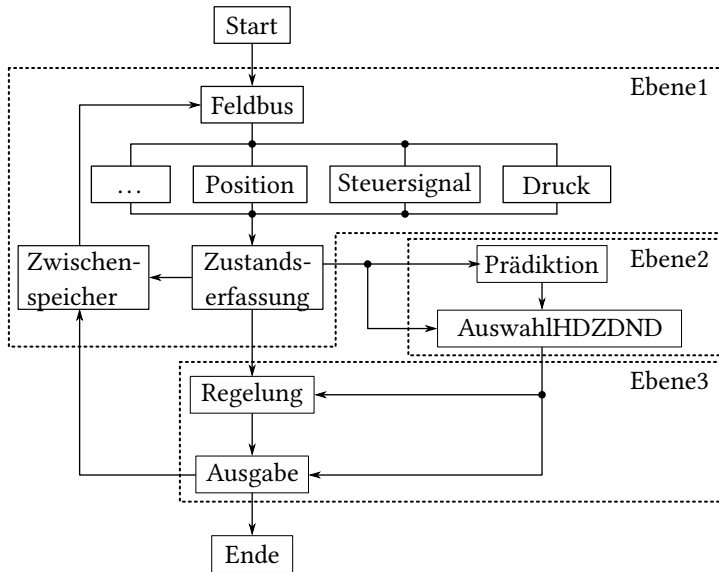


Abbildung 4.13: Ablaufplan der Steuerstrategie | Eigene Darstellung

Die nachfolgenden Größen je eines Abtriebs werden während eines Programmzyklus errechnet:

- Änderung der Zylinderposition $\Delta s_{t_{n+x}}$ nach $n + x$ Zeitschritten bei vorliegender Geschwindigkeit v_{t_n}
- Berechnung des verdrängten bzw. sich bildenden Kammervolumens $\Delta V_{t_{n+x}}$ je Zylinderkammer eines MFZ
- Berechnung der Gesamtvolumenänderung in den Hauptleitungen HD, ZD, ND durch alle Abtriebe für jede SK
- Berechnung der geleisteten Pumpen- bzw. Speicherarbeit je SK auf Basis der Gesamtvolumenänderung der Hauptleitung
- Berechnung der aktuellen Zylinderkraft $F_{Zyl,NDZ}$ auf Basis der Kammerdrücke und Wirkflächen $A_{2 \cdot NDZ-1}$, $A_{2 \cdot NDZ}$ des MFZ
- Berechnung des Zylinderkraftprofils aller SK $F_{Angebot}$

- Zylinderspezifische Auswertung der SK auf Basis von Kraft und Energieverbrauch
- Zylinderspezifische Transformation der gewählten optimalen SK in Schaltsignale

4.4.1 Ebene1 – Erfassung der Zustandsgrößen

Sensoren im Antriebsstrang erfassen über einen Feldbus unterschiedliche Messgrößen: Druck, Position, Temperatur etc.. Das durch den Anwender vorgegebene Steuersignal wird in einen Volumenstrombedarf umgerechnet. Auf diese Weise kann im Modul Zustandserfassung der aktuelle Systemzustand in SI-Einheiten beschrieben werden. Die Ergebnisse werden in einem Zwischenspeicher gepuffert, sodass für mindestens einen Zeitschritt t_{n-1} die Historie der Zustandsgrößen erhalten bleiben.

Die Berechnung der zum Zeitpunkt t_n herrschenden Zylinderkraft $F_{Zyl,NDZ}$ erfolgt durch Gleichung 4.21. Das zum Zeitpunkt t_n verfügbare Zylinderkraftprofil $F_{Angebot}$ wird gemäß Gleichung 4.44 berechnet. Es handelt sich um einen Spaltenvektor der Dimension $[N_{SK} \times 1]$. Jeder Eintrag entspricht einer diskreten Kraftstufe, die sich aus den Druckniveaus der jeweils zugehörigen SK und Auswertung der Gleichung 4.21 ergibt. Die Formulierung als Matrix wurde aus Gründen der Berechnungsperformance gewählt.

$$F_{Angebot} = M_{bin} \times (p_{Kammer} \cdot A \cdot C), [N_{SK} \times 1] \quad (4.44)$$

Zur Berücksichtigung und Zuordnung der SK wird eine binäre SK-Matrix M_{bin} mit der Dimension $[N_{SK} \times h \cdot j]$ erstellt. Jede Zeile repräsentiert exakt eine der insgesamt N_{SK} möglichen SK. Für jede der j Wirkflächen erfolgt die Abbildung durch drei korrespondierende Spalten, wobei jede dieser Spalten einem der diskreten Druckniveaus h zugeordnet ist. Für das in dieser Arbeit betrachtete System ergibt sich eine $[16 \times 3 \cdot 3]$ -Matrix, vgl. Gleichung A.1. Eine SK ist dadurch gekennzeichnet, dass eine Wirkfläche genau mit einem Druckniveau verbunden ist. Diese Verbindung wird binär mit einer 0 oder 1 markiert. M_{bin} ergibt sich für drei Druckniveaus HD, ZD und ND wie folgt:

$$\mathbf{M}_{\text{bin}} = \begin{bmatrix} HD & ZD & ND & HD & ZD & ND & \dots & HD & ZD & ND \\ 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 1 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & \dots & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.45)$$

Wirkfläche 1
Wirkfläche 2
...
Wirkfläche j

Der Systemdruckvektor $\mathbf{p}_{\text{Kammer}}$, der Wirkflächenvektor \mathbf{A} und der Wirkrichtungsvektor \mathbf{C} können wie folgt beschrieben werden:

$$\mathbf{p}_{\text{Kammer}} = [p_{HD,1}, p_{ZD,1}, p_{ND,1}, \dots, p_{(h,j)}]^T, [h \cdot j \times 1] \quad (4.46)$$

$$\mathbf{A} = [A_{HD,1}, A_{ZD,1}, A_{ND,1}, \dots, A_{(h,j)}]^T, [h \cdot j \times 1] \quad (4.47)$$

$$\mathbf{C} = [1, -1, 1, \dots, 1, -1, 1]^T, [h \cdot j \times 1] \quad (4.48)$$

Es gilt $p_{HD,1} = \dots = p_{HD,j} = p_{HD}$ sowie $A_{HD,1} = \dots = A_{h,1} = A_1$ äquivalent für alle h Druckniveaus und alle j Wirkflächen. Das Beispiel für ein System mit drei Druckniveaus und drei Wirkflächen ist im Abschnitt A.3 dargestellt. Mit einem Null-Eintrag in \mathbf{C} können gezielt SK deaktiviert werden.

4.4.2 Ebene 2 – Optimierung des Schaltzustands

In Ebene 2 existieren die Submodule *Prädiktion* und *Auswahl* $HDZDND$, siehe Abbildung 4.13. Die Eingangs- und Ausgangsgrößen der Optimierung sind in Tabelle 4.2 aufgelistet.

Tabelle 4.2: Ein- und Ausgangsgrößen der Ebene 2

Eingang	Ausgang
Druck	Diskrete Stellsignale an SV und PV
State of Charge (SOC)	
Bewegung ($s(t)$, $v = ds(t)/dt$)	
Sollwerte (v_{soll}) via Joystick	

Für die Auswahl einer optimalen Schaltkombination werden die zukünftig benötigte Pumpenenergie $\mathbf{W}_{\text{Pumpe}}$ und die verrichtete Speicherarbeit $\mathbf{W}_{\text{Speicher}}$ berücksichtigt. Es gilt, diese Werte für alle SK zu berechnen. Dies erfolgt, indem primär das vom jeweiligen Abtrieb k verdrängte bzw. aufgenommene Ölvolumen ($\Delta V_{\text{Abtrieb},k}$, $[h \cdot j \times 1]$) für einen prädiktiven Zeithorizont Δt_{n+x} berechnet wird.

$$\Delta V_{\text{Abtrieb},k} = -1 \cdot \mathbf{C} \cdot \mathbf{A} \cdot v_{\text{soll}} \cdot \Delta t_{n+x} \quad (4.49)$$

Um die Gesamtvolumenänderung $\Delta V_{\text{HD|ZD|ND}}$ je Hauptleitung (bzw. Druckniveau) bei mehreren Abtrieben berechnen zu können, gilt es zu berücksichtigen, dass bei einer SK für den ersten Abtrieb alle möglichen SK der anderen Abtriebe ebenso möglich sind. Daher muss zunächst ermittelt werden, wie viel Öl ein Abtrieb je SK und je Druckniveau benötigt bzw. abgibt.

Hierfür werden für jedes der h Druckniveaus eine Schaltkombinationsmatrix $\mathbf{M}_{\text{bin}/h}^*$ als Teilmenge der \mathbf{M}_{bin} und ein neuer Vektor $\Delta V_{\text{Abtrieb},k|h}$ aus $\Delta V_{\text{Abtrieb},k}$ abgeleitet. $\Delta V_{\text{Abtrieb},k|h}$ setzt sich aus den Einträgen eines spezifischen Druckniveaus aus $\Delta V_{\text{Abtrieb},k}$ zusammen und hat die Dimension $[j \times 1]$. Die Zeilen der Matrix $\mathbf{M}_{\text{bin}/h}^*$ repräsentieren unverändert die SK aus \mathbf{M}_{bin} . Damit ist in der weiteren Rechnung die Zuordnung der SK gewährleistet. In den Spalten der Matrix $\mathbf{M}_{\text{bin}/h}^*$ wird der Zustand, ob das relevante Druckniveau mit einer Wirkfläche verbunden ist, festgehalten. Dies erfolgt, indem alle Spalten desselben Druckniveaus aus der Matrix \mathbf{M}_{bin} aneinander gekettet werden, vgl. Aufbau Gleichung 4.45. Die Dimension von $\mathbf{M}_{\text{bin}/h}^*$ ergibt sich zu $[N_{\text{SK}} \times j]$. Unter der Annahme, dass sich das Druckniveau HD in der ersten Spalte von \mathbf{M}_{bin} befindet, ergibt sich beispielhaft die folgende Matrix:

$$\mathbf{M}_{\text{bin|HD}}^* = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_{\text{bin}(1,1)} & \mathbf{M}_{\text{bin}(1,1+h)} & \dots & \mathbf{M}_{\text{bin}(1,1+(j-1) \cdot h)} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \underbrace{\mathbf{M}_{\text{bin}(N_{\text{SK}},1)}}_{\text{Wirkfläche 1}} & \underbrace{\mathbf{M}_{\text{bin}(N_{\text{SK}},1+h)}}_{\text{Wirkfläche 2}} & \underbrace{\dots}_{\dots} & \underbrace{\mathbf{M}_{\text{bin}(N_{\text{SK}},1+(j-1) \cdot h)}}_{\text{Wirkfläche } j} \end{bmatrix} \quad (4.50)$$

Zusammen ergibt sich die Volumenänderung $\Delta V_{\text{Abtrieb},k|h,ges}$ je SK eines spezifischen Abtriebs k für ein spezifisches Druckniveau h :

$$\Delta V_{\text{Abtrieb},k|h,ges} = \mathbf{M}_{\text{bin}/h}^* \times \Delta V_{\text{Abtrieb},k|h} \quad (4.51)$$

Mit $\Delta V_{\text{Abtrieb},k|h,ges}$ kann sichergestellt werden, dass alle SK zwischen den Abtrieben in der Prädiktion berücksichtigt werden. Bei einem System mit

$N_{Abtrieb} = 2$ ergeben sich unter der Annahme von $N_{SK} = 16$ je Abtrieb insgesamt $16 \cdot 16 = 256$ zu betrachtende SK. Verallgemeinert müssen bei $N_{Abtrieb}$ MFZ und N_{SK} SK im System insgesamt $N_{SK}^{N_{Abtrieb}}$ Lösungen berechnet werden. Um eine umfangliche Iteration durchzuführen, werden Hilfsvektoren $C_{Abtrieb,k}$ eingeführt. Jeder Hilfsvektor beinhaltet den jeweils passenden Index für die Iteration aller SK. Bei $N_{Abtrieb} = 2$ und $N_{SK} = 16$ sind dies:

$$C_{Abtrieb,1} = [1 \dots 16; 1 \dots 16; \dots; 1 \dots 16]^T, [N_{SK}^{N_{Abtrieb}} = 256 \times 1] \quad (4.52)$$

$$C_{Abtrieb,2} = [1 \dots 1; 2 \dots 2; \dots; 16 \dots 16]^T, [N_{SK}^{N_{Abtrieb}} = 256 \times 1] \quad (4.53)$$

Unter Berücksichtigung des SOC kann in einem nächsten Schritt abgeschätzt werden, wie viel Leistung von der HD- und ZD-Pumpe benötigt werden. Ausgehend vom aktuellen Ladezustand der Hydrospeicher SOC_{t_n} kann der zukünftige Ladezustand $SOC_{t_{n+x}}$ mit Gleichung 4.54 berechnet werden.

$$SOC_{t_{n+x}} = M_{bin|h}^* \times \Delta V_{HD|ZD|ND} + SOC_{t_n} \quad (4.54)$$

Hierbei wird geprüft, ob der zulässige Ladezustand unter- oder überschritten wird, vgl. Abbildung 4.14.

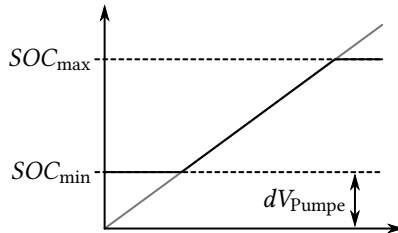


Abbildung 4.14: Die graue Linie stellt qualitativ die Änderung des Gesamtvolumens einer Hauptleitung dar. Die schwarze Linie repräsentiert den zulässigen SOC-Bereich eines Hydrospeichers. Ist das in die Hauptleitung strömende Volumen größer als SOC_{max} wird angenommen, dass das überschüssige Öl über ein Druckbegrenzungsventil abgelassen wird. Unterschreitet die Volumenentnahme SOC_{min} , liefert die Pumpe das fehlende Öl. | Eigene Darstellung nach [175]

Parallel wird errechnet, ob und wie viel Pumpenenergie W_{Pumpe} für die Arbeit an den Abtrieben benötigt wird. Das benötigte Pumpenvolumen $\Delta V_{\text{Pumpe,HD|ZD|ND}}$ wird durch die Differenz zwischen SOC_{min} und $\Delta V_{\text{HD|ZD|ND}}$ berechnet.

$$W_{\text{Pumpe}} = \sum p_{\text{HD|ZD|ND}} \cdot \Delta V_{\text{Pumpe,HD|ZD|ND}} \quad (4.55)$$

$$\text{mit } \Delta V_{\text{Pumpe,HD|ZD|ND}} = \text{SOC}_{\text{min}} - \Delta V_{\text{HD|ZD|ND}}$$

Für die Speicherarbeit W_{Speicher} wird eine adiabate Zustandsänderung angenommen, sodass diese nach Gleichung 4.42 vektoriell ermittelt werden kann.

Das Flussschema in Abbildung 4.15 stellt die übergeordnete Struktur des eben beschriebenen Berechnungsprozesses dar. Der Signalfluss ist von links nach rechts gerichtet. Eingangsseitig werden die Verdrängungsvolumina je Zylinderkammer sowie der aktuelle State of Charge (SOC) eines jeden Druckniveaus (HD, ZD, ND) eingelesen. Im Block *dV je Hauptleitung* werden die Verdrängungsvolumina in Abhängigkeit der Schaltkombination den einzelnen Druckniveaus zugeordnet. Anschließend erfolgt die Kombination zwischen Hub- und Kippzylinder, sodass alle möglichen Schaltreihenfolgen für den betrachteten Zeitschritt errechnet werden. In den Blöcken *Bestimme neuen SOC* werden sowohl der neue SOC-Wert je Druckniveau, als auch die notwendige Pumpenleistung um einen Volumenausgleich je Druckniveau herzustellen, berechnet.

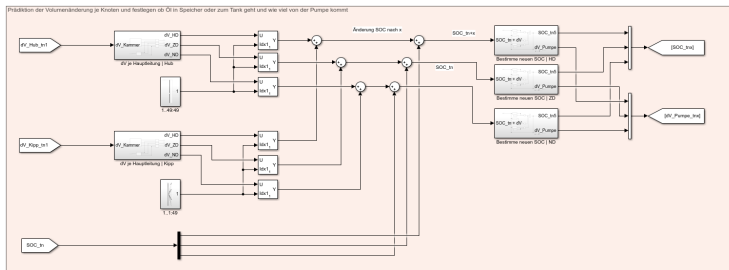


Abbildung 4.15: Berechnung der Gesamtvolumenänderung in den Hauptleitungen $\Delta V_{\text{HD|ZD|ND}}$ sowie die Berechnung des SOC je Druckniveau | Darstellung nach [175]

Mit dem Vorliegen von F_{Last} , F_{Angebot} sowie den, für eine SK spezifischen, prädizierten Werten von W_{Pumpe} und W_{Speicher} , kann die Auswahl einer optimalen Schaltkombination erfolgen. Hierfür ist ein Auswahlverfahren mit drei Filterschritten vorgesehen. Das Auswahlverfahren wird individuell für jeden Abtrieb durchgeführt und ist in Abbildung 4.16 visualisiert.

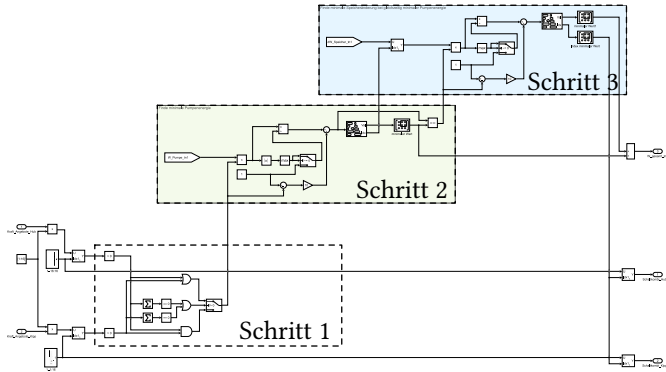


Abbildung 4.16: Auswahlverfahren zur Bestimmung der optimalen Schaltkombination in drei Filterschritten. | Darstellung nach [175]

In Schritt 1 werden gültige Schaltkombinationen durch den Abgleich von F_{Last} und F_{Angebot} aufgrund der folgenden Bedingung ausgewählt:

$$F_{\text{Angebot}} = \begin{cases} > F_{\text{Last}} + F_{\text{Beschl.}} \\ < F_{\text{Last}} + F_{\text{Beschl.}} \end{cases}, \text{ mit } F_{\text{Beschl.}} = f(v_{\text{ist}}, v_{\text{soll}}) \quad (4.56)$$

In Schritt 2 und Schritt 3 werden die Ergebnisse für W_{Pumpe} bzw. W_{Speicher} mit dem Ergebnis von Schritt 1 durch Vektormultiplikation verrechnet, sodass ungültige Lösungen den Wert 0 erhalten. Das Ergebnis wird daraufhin der Größe nach sortiert, um die Einträge mit dem geringsten Pumpenverbrauch zu ermitteln. Für die Filterung und Sortierung wird wie folgt vorgegangen:

1. Werte normieren
2. Werte, die durch Schritt 1 den Wert 0 erhalten haben, werden mit dem Wert 10 ersetzt
3. Der Vektor wird von klein nach groß sortiert. Der Index aus der Ursprungsmenge wird parallel zum sortierten Vektor festgehalten, damit eine Zuordnung zu den Schaltkombinationen möglich ist.

Beispiel:

$$\mathbf{W} = \begin{bmatrix} W_1 \\ W_2 \\ W_3 \\ \vdots \\ W_{16} \end{bmatrix} \rightarrow \begin{bmatrix} W_1 \\ 0 \\ W_3 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} \rightarrow \begin{bmatrix} W_1 \\ 0 \\ W_3 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} \div \max(|\mathbf{W}|) + \begin{bmatrix} 0 \\ 10 \\ 0 \\ \vdots \\ 10 \end{bmatrix} \rightarrow \min \left(\begin{bmatrix} 0.5 \\ 10 \\ 0.9 \\ \vdots \\ 10 \end{bmatrix} \right) \quad (4.57)$$

Aus allen Ergebnissen einer minimalen Pumpenenergie wird dasselbe Filtervorgehen für die Speicherenergie angewandt. Am Ende des Submoduls wird der Index mit der optimalen Schaltkombination für den jeweiligen Abtrieb zurückgegeben.

In einem finalen Modul wird überprüft, ob ein Umschalten auf den neuen, optimalen Schaltzustand erfolgen kann. Um dies zu überprüfen gibt es drei Kriterien, vgl. Abbildung 4.17.

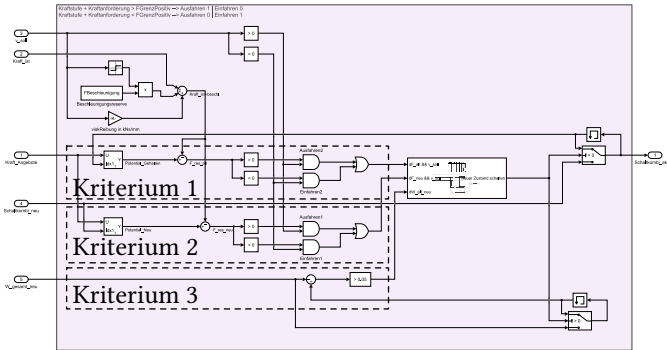


Abbildung 4.17: Der Signalflussplan zeigt die Umsetzung von Kriterium 1 bis Kriterium 3 für das Umschalten in einen neuen Schaltzustand | Darstellung nach [175]

Kriterium 1 Es wird geprüft, ob die bisherige Schaltkombination weiterhin gültig ist:

$$|F_{tn}| > |F_{Last}| \quad (4.58)$$

Kriterium 2 Es wird redundant geprüft, ob die neue Schaltkombination die Lastkraft überwinden kann:

$$F_{Angebot} \geq F_{Last} \quad (4.59)$$

Kriterium 3 Es wird geprüft, ob die Reduktion von W_{Pumpe} und W_{Speicher} für die neue SK signifikant größer ist, als bisher. Die Reduktion ist signifikant, sobald ein Schwellwert W_{krit} überschritten wird. Das Kriterium 3 hat den größten Einfluss auf die energetische Optimierung der Steuerung. W_{krit} muss derart gewählt werden, dass es sich lohnt die SK zu ändern. Es liegt ein Zielkonflikt zwischen der Schalthäufigkeit und den Systemverlusten vor.

$$W_{\text{krit}} < (W_{\text{Pumpe}} + W_{\text{Speicher}})_{t_{n+x}} - (W_{\text{Pumpe}} + W_{\text{Speicher}})_{t_n} \quad (4.60)$$

Das Ergebnis jeden Kriteriums ist ein Boolescher Wert, sodass mit der nachfolgenden Wahrheitstabelle, Tabelle 4.3, ermittelt wird, ob der Zustand geändert wird oder nicht.

Tabelle 4.3: Wahrheitstabelle zur Auswahl, wann ein neuer Schaltzustand eingestellt wird.

Kriterium 1	Kriterium 2	Kriterium 3	Ergebnis
0	0	0	0 – Wechsel
0	0	1	0 – Wechsel
0	1	0	0 – Wechsel
0	1	1	0 – Wechsel
1	0	0	1 – Halten
1	0	1	1 – Halten
1	1	0	1 – Halten
1	1	1	0 – Wechsel

Bei der Auswahl einer Schaltkombination aus Tabelle A.2 ist darauf zu achten, dass vor allen IDWs ein Druckpotential anliegt, welches höher ist, als der gemeldete Lastdruck $p_{A,max}$. Ist dies nicht der Fall, schließt die IDW und es kann kein Öl fließen.

4.4.3 Ebene3 – Erzeugung des Stellsignals

Jede Schaltkombination kann über eine Zuordnungstabelle, Tabelle 4.4, in ein Stellsignal für die Schaltventile (SV) und Proportionalventile (PV) übersetzt werden.

Tabelle 4.4: Zuordnungstabelle von Schaltkombination und Stellsignal für eine Ventilkombination, vgl. Unterabschnitt 4.2.3. Proportionalventil (PV), Schaltventil (SV), Hochdruck (HD), Zwischendruck (ZD), Niederdruck (ND), Individualdruckwaage (IDW)

Druckniveau	PV	SV _{HD ZD}	SV _{ZD ND}
Stellsignal:	-1 0 +1	0 1	0 1
HD _{IDW}	1	0	0
ZD _{IDW}	1	1	0
ZD	-1	0	1
ND	-1	0	0

Die SV werden direkt gesteuert und dienen der Vorauswahl des Drucks auf die entsprechende Wirkfläche. Die PV haben zwei Aufgaben. Im Zulauf wird der Volumenstrom und damit die Geschwindigkeit des Abtriebs gesteuert. Dies ist aufgrund der nachgeschalteten IDW ohne eine weitere Regelung möglich. Mit der Ablaufsteuerkante werden aktive Lasten abgefangen, wodurch ein Vorseilen des Abtriebs verhindert wird.

Während des Ausfahrens dient die Wirkfläche 2 der Kraftanpassung. Die Wirkflächen 1 oder 3 werden für die Geschwindigkeitsanpassung genutzt. Die PV-Stellsignale u_{PV} werden mit einem nachgelagerten Steuer- und Regelalgorithmus in dessen Betrag modifiziert. Die Berechnung basiert auf korrespondierenden $w_{\text{Joystick}}-u_{PV}$ -Kennfeldern, welche eine Umrechnung aus der Joystickposition w_{Joystick} darstellen.

Ausfahren:

$$u_{PV1} = u_{PV1,0} \cdot K_{PV1}(w_{\text{Joystick}}) \quad (4.61)$$

$$u_{PV2} = u_{PV2,0} \cdot K_{PV2}(w_{\text{Joystick}}) \quad (4.62)$$

$$u_{PV3} = u_{PV3,0} \cdot K_{PV3}(w_{\text{Joystick}}) \quad (4.63)$$

Eine vergleichbare Steuerstrategie wird in [177] vorgestellt. Die Autoren verzichten in ihrer Arbeit auf die IDW, wodurch die verwendete Ventiltechnik vereinfacht wird.

5 Entwicklungsumgebung

Für eine quantitative Aussage über die Wirksamkeit der in dieser Arbeit genannten Maßnahmen wird die Simulation, Abschnitt 3.1, herangezogen. Als Beispielanwendung dient der Arbeitsantrieb eines generischen Radladers.

In den folgenden Abschnitten wird das Forschungsobjekt sowie der betrachtete Einsatzfall beschrieben, Abschnitt 5.1. Anschließend wird die Modellierung eines Referenzsystems (SRef) sowie einer Systemmodifikation (SMod) dargestellt, Abschnitt 5.2. Das SRef repräsentiert ein Basissystem der elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung (EBSS) und ist eine fundamentale Art die EBSS umzusetzen. Die SMod ist als komplexeste Ausbaustufe mit getrennten Steuerkanten, drei Druckniveaus und Mehrflächenzylindern mit drei Wirkflächen abgebildet, vgl. Unterabschnitt 4.2.3. Es werden die einzelnen Simulationsbausteine Anwendermodell, Energiewandler und Ventile für beide Systeme erläutert.

Dieses Kapitel endet mit einer qualitativen Darstellung der ermittelten Größen für Position und Geschwindigkeit der jeweiligen Abtriebe für die unterschiedlichen Systeme.

5.1 Beispielanwendung Radlader

Um die Komplexität der betrachteten Beispielanwendung zu begrenzen, wurde die Arbeitshydraulik eines Radladers gewählt, Abbildung 5.1. Der Arbeitsantrieb eines Radlers kann auf die zwei Funktionalitäten Heben (Hub) und Kippen (Kipp) begrenzt werden. Das Fahren, die Lenkung und Zusatzanschlüsse werden zur Vereinfachung nicht betrachtet. Das generische Radladermodell ist an einen *Paus RL655* angelehnt. Die Leistung des Radladers beträgt 42 kW und weist ein Einsatzgewicht von 4.700 kg auf [153].



Abbildung 5.1: Darstellung eines Radladers beim Abladen einer Last. | Quelle: Hermann Paus Maschinenfabrik GmbH

Die Funktionen Hub und Kipp können unabhängig von einander gesteuert werden. Die Arbeitsausrüstung weist eine Z-Kinematik auf [11, S. 223, 234]. Die Arbeitshydraulik der Serienmaschine wird von einer Axialkolbenpumpe mit einem Druck-Förderstromregler angetrieben [46, S. 44 f.]. Die Hauptsteuerventile (HSV) sind mit vorgeschalteten Individualdruckwaagen (IDW) ausgestattet und damit lastunabhängig [46, S. 45]. Es gibt einen Kippzylinder und zwei parallel geschaltete Hubzylinder. Sowohl der Kipp- als auch die Hubzylinder sind Differenzialzylinder (DZ). Die Merkmale der Arbeitsausrüstung für die Serienmaschine des Paus RL655 sind in Tabelle 5.1 zusammengefasst.

Tabelle 5.1: Technische Informationen des Paus RL655 [46, 153].

Größe	Wert	Einheit
Motorleistung	42	kW
Nenndrehzahl	2.300	1/min
max. Volumenstrom	60	L/min
max. Systemdruck	200	bar
Schluckvolumen Pumpe	25	cm ³
Nennvolumenstrom Ventile	100	L/min
Nenndruckdifferenz Ventile	20	bar

Das SRef stellt eine elektrohydraulische Bedarfsstromsteuerung (EBSS) nach Scherer in [32] dar. Das Antriebssystem des SRef ist an die Leistungsgröße der Serienmaschine angelehnt, sodass die verwendeten Last- und Bewegungszyklen erreicht werden können. Als Primärenergiewandler wird die Verbrennungskraftmaschine (VKM) durch eine Asynchronmaschine (ASM) ersetzt. Die Nenndrehzahl der ASM ist um 13 % niedriger als die der VKM. Die in der Serie vorhandene, schwenkbare Pumpe wird durch eine Pumpe mit einem um 60 % größeren, konstanten Schluckvolumen $V_{g,max}$ ersetzt. Die Parametrierung des Pumpenantriebs ist damit an die Werte in [149, S. 77 f.] angelehnt, siehe Tabelle 5.2. Die HSV werden durch vergleichbare Ventile mit nachgeschalteten IDW ersetzt [160]. Für die SMod werden Proportionalventile (PV) desselben Typs mit getrennten Steuerkanälen verwendet [160]. Die Schaltventile (SV) für die SMod orientieren sich an der Nenngröße der HSV [154]. Die hydraulischen Schaltpläne für das SRef sowie für die SMod finden sich im Anhang Abbildung A.4 und A.5.

Tabelle 5.2: Technische Informationen des generischen Radladers.

Größe	Wert	Einheit
Motorleistung	36	kW
Nenndrehzahl	2.000	1/min
Schluckvolumen Pumpe [149, S. 77 f.]	40	cm ³
Nennvolumenstrom HSV [160]	110	L/min
Nenndruckdifferenz HSV [160]	10	bar
Nennvolumenstrom PV [160]	110	L/min
Nenndruckdifferenz PV [160]	10	bar
Nennvolumenstrom SV [154]	100	L/min
Nenndruckdifferenz SV [154]	7	bar

5.1.1 Arbeitszyklus

Der verwendete Arbeitszyklus für den Radlader lehnt sich an das in [46, S. 52–56] angegebene Last- und Bewegungsprofil an. In Abbildung 5.2 sind der Bewegungsablauf und die auftretenden Belastungen der Abtriebe für den gegebenen Y-Zyklus dargestellt. Der Autor reduziert den Lastzyklus auf die Bewegung der Arbeitsausrüstung und vernachlässigt die Fahranteile.

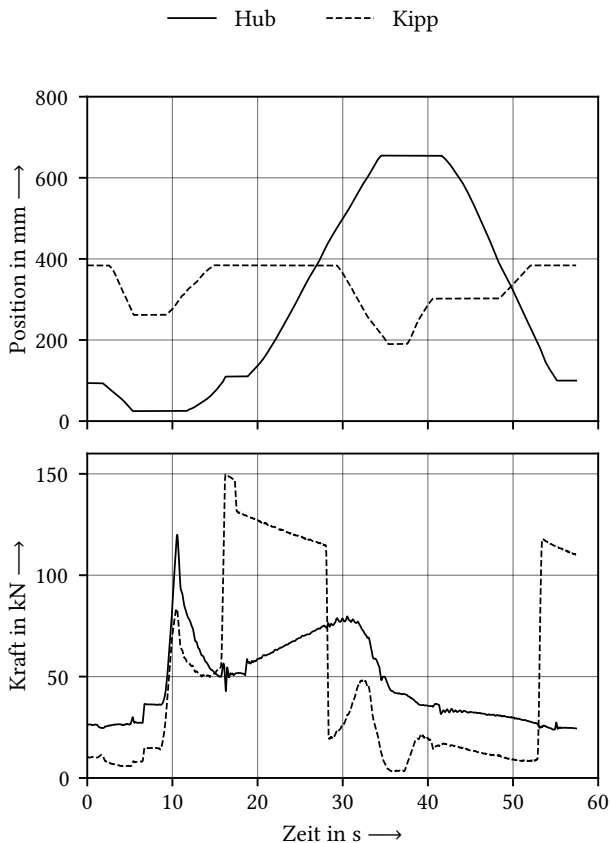


Abbildung 5.2: Zylinderbewegung und Lasten für den betrachteten Y-Zyklus. | Eigene Darstellung nach [46, S. 52–56]

Zu Beginn werden der Hub- und Kippzylinder abgesenkt, sodass die Schaufel parallel zum Boden ausgerichtet ist. Ab $t \approx 15$ s ist die Schaufel beladen und sie befindet sich in der Transportstellung. Die Abladephase beginnt bei $t \approx 20$ s mit dem Anheben des Hubzylinders. Zur Unterstützung des Abladevorgangs wird ab $t \approx 30$ s zusätzlich der Kippzylinder eingefahren. Nachdem das Ladegut die Schaufel verlassen hat, wird der Kippzylinder bei $t \approx 38$ s ausgefahren, um die Schaufel wieder aufzurichten. Das Hubgerüst verweilt währenddessen in der ausgefahrenen Position. Bei $t \approx 42$ s senkt sich das Hubwerk, wobei die Neigung der Schaufel durch eine gleichzeitige Betätigung des Kippzylinders ab $t \approx 48$ s korrigiert wird. Der Arbeitszyklus endet nach insgesamt $t \approx 58$ s.

5.2 Simulationsmodell

Das Simulationsmodell ist ein vorwärts gerichtetes Simulationsmodell. Beim Lastmodell handelt es sich um eine messtechnische Vorgabe der Zylinderbewegungen und -kräfte. Die vorgegebene Zylinderbewegung wird durch ein reglerbasiertes Anwendermodell nachgefahren. Mit dieser Art der Simulation können keine Verbesserungen der Performance abgeschätzt werden. Einzig die Steuerbarkeit sowie die Energieeffizienz für den betrachteten Lastfall können abgeschätzt werden.

Aufgrund der Einfachheit des Anwendermodells und der Steuerung, ist das Gesamtsimulationsmodell des Referenzsystems vollständig in *DSHplus* modelliert, siehe Abbildung A.8.

Das Gesamtmodell der Systemmodifikation ist in *Matlab/Simulink* als Co-Simulation mithilfe des *Functional Mock-up Interface* (FMI) [169] realisiert, siehe Abbildung A.9. Die Hydraulik ist in der Software *DSHplus* [170] abgebildet. Das Anwendermodell sowie die Steuerstrategie sind für die SMod in *Matlab/Simulink* [171, 172] modelliert. Das Hydraulikmodell stellt hierbei ein integriertes Submodul dar.

5.2.1 Anwendermodell

Die Aufgabe des Anwendermodells ist es, die vorgegebene Positionstrajektorie mit einem minimalen Fehler nachzufahren. Aufgrund des proportionalen

Zusammenhang zwischen dem Steuersignal und der Abtriebsgeschwindigkeit besteht das Anwendermodell in beiden Systemen aus einem P-Element. Die Genauigkeit des Anwendermodells wird in Abschnitt 6.2 diskutiert.

5.2.2 Energiewandler

In der Systemmodifikation des Radladers gibt es zwei generatorische Energiewandler. Der Hochdruck (HD)-Energiewandler wird gesteuert und ist derselbe, wie im Referenzsystem. Der Zwischendruck (ZD)-Energiewandler ist druckgeregelt und versorgt die Hybridsektion.

In Abbildung 5.3 ist das Simulationsmodell zur Parametrierung des ZD-Energiewandlers dargestellt. Die Dynamik der Drehzahlregelung, des Frequenzumrichters, des Elektromotors und des Hydrostaten sind für den HD- und ZD-Energiewandler gleich parametrisiert. Die Druckregelung sowie der Hydrospeicher werden durch einen Optimierungsalgorithmus derart parametrisiert, sodass das ITSE-Kriterium minimiert wird.

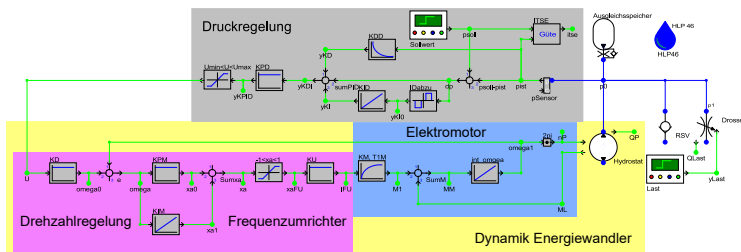


Abbildung 5.3: Darstellung des elektrohydraulischen ZD-Energiewandlers mit Druck- und Drehzahlregelung in *DSHplus*. | Eigene Darstellung

Als motorische Energiewandler werden Differenzialzylinder (DZ) im SRef und Mehrflächenzylinder (MFZ) mit drei Wirkflächen in der SMod verwendet. In Abbildung 5.4 sind der DZ und MFZ als Simulationsmodelle in *DSHplus* gegenübergestellt. Darüber hinaus sind vereinfachte Hauptsteuerventile (HSV) – ohne Individualdruckwaage (IDW) – für den DZ und MFZ zu sehen, siehe Unterabschnitt 5.2.3. Mithilfe des dargestellten Systems kann die Funktionalität des MFZ verifiziert werden.

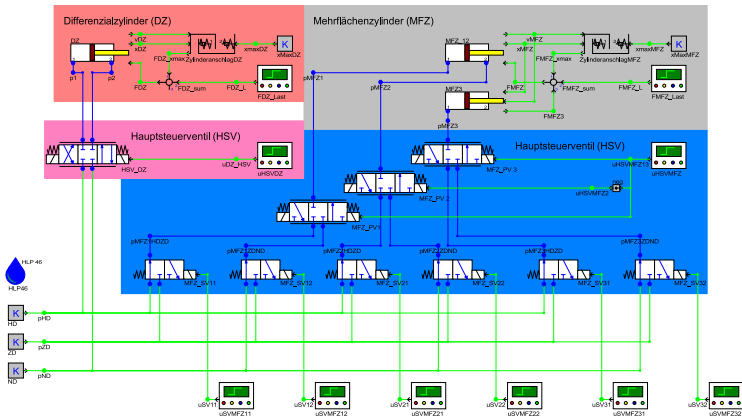


Abbildung 5.4: Modellierung eines Differenzialzylinders und eines Mehrflächenzylinders mit drei Wirkflächen in *DSHplus*. | Eigene Darstellung

5.2.3 Ventile

Jeder Anschluss eines Abtriebs wird durch das HSV beeinflusst. Das HSV im SRef ist ein 8/3-Wegeventil, welches den Zu- und Ablauf parallel steuert, siehe Abbildung 5.5 (a). Ein HSV in der SMod steuert nur einen Abtriebsanschluss, sodass für einen MFZ mit drei Wirkflächen auch drei HSV benötigt werden. Ein HSV besteht aus zwei SV, einem PV und der zugehörigen, nachgeschalteten IDW, siehe Abbildung 5.5 (b).

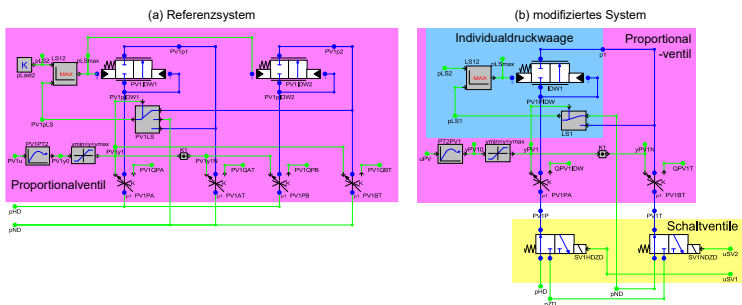


Abbildung 5.5: Darstellung des Hauptsteuerventils für das Referenzsystem (a) und die Systemmodifikation (b) in *DSHplus*. | Eigene Darstellung

Die SVe werden je durch ein 3/2-Wegeventil abgebildet. Das SV1 verbindet den Abtrieb über das PV und die IDW mit dem HD bzw. ZD. Das SV2 verbindet den Abtrieb über das PV direkt mit dem ZD bzw. ND. Die Dynamik wird durch eine lineare Stelldauer abgebildet.

Das PV in der SMod ist als 4/3-Wegeventil, vgl. Abbildung A.5, in aufgelöster Bauform dargestellt. Hierbei werden die Steuerkanten des Ventils durch Blenden ersetzt, deren Durchflussöffnung durch die Bewegung des Steuerchiebers beeinflusst wird. Bei einem positiven Steuersignal $u_{PV} > 0$ ist das SV1 mit dem Abtrieb verbunden. Bei einem negativen Steuersignal $u_{PV} < 0$ ist das SV2 mit dem Abtrieb verbunden. Der Pfad zum jeweiligen anderen SV ist dementsprechend geschlossen. Die Dynamik des PV-Steuerchiebers ist mit einem PT2-Element und einer Signalbegrenzung abgebildet. Das 8/3-Wegeventil des SRef ist ebenso in aufgelöster Bauform aufgebaut. Da dieses Ventil zwei Abtriebsanschlüsse gleichzeitig steuert, gibt es zwei IDW und vier Blenden.

Die IDW ist mit einem hydromechanisch gesteuertem 2/2-Wegeventil abgebildet. Aus numerischen Gründen wird die Meldung des Lastrucks $p_{A,i}$ signalbasiert ausgeführt. Ein Schalter, dessen Schaltbedingung die Position des PV-Steuerchiebers ist, meldet entweder den aktuell anliegenden Lastdruck oder den Niederdruck (ND). Der höchste Lastdruck wird durch Vergleichselemente an alle IDWs gemeldet.

5.2.4 Qualitatives Systemverhalten

In diesem Abschnitt werden die zeitlichen Verläufe von Position und Geschwindigkeit zur Beschreibung des Systemverhaltens gegenüber der Solltrajektorien dargestellt. Eine detaillierte Gegenüberstellung von Referenzsystem (SRef) und Systemmodifikation (SMod) erfolgt in Abschnitt 6.2.

Die über den gesamten Zyklus gemittelten Abweichungen in der Position und Geschwindigkeit sind für das SRef und die SMod in Tabelle 5.3 angegeben. Es ist erkennbar, dass die Steuerung des SRef zu etwa einem drittel kleineren Abweichungen in der Position führt als die Steuerung der SMod. Dies erscheint aufgrund der Abweichungen in der Geschwindigkeit plausibel. Der Unterschied in den gemittelten Abweichungen für die Geschwindigkeit lässt darauf schließen, dass der Kippzylinder in der SMod ein unbeherrschbareres

Verhalten aufweist, sodass der Anwender mehr korrigierend eingreifen muss.

Tabelle 5.3: Gemittelte Abweichungen in Position und Geschwindigkeit zwischen den Simulationsmodellen (Referenzsystem – SRef, Systemmodifikation – SMod) und der gegebenen Solltrajektorien.

Abtrieb	Position	Geschwindigkeit
	in mm	in mm/s
Hub _{SRef}	1.19	-0.02
Hub _{SMod}	3.89	-0.03
Kipp _{SRef}	2.54	0.12
Kipp _{SMod}	8.11	0.49

Sowohl für das SRef als auch die SMod sind die Zeitverläufe von Position und Geschwindigkeit der Abtriebe in Abbildung 5.6 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass zwischen den Ergebnissen der Simulation und der gegebenen Solltrajektorie (Index M) qualitativ eine gute Übereinstimmung vorliegt. Somit repräsentieren beide Simulationen eine vom Autor als ausreichend bewertete Annäherung an die gegebenen Solltrajektorien.

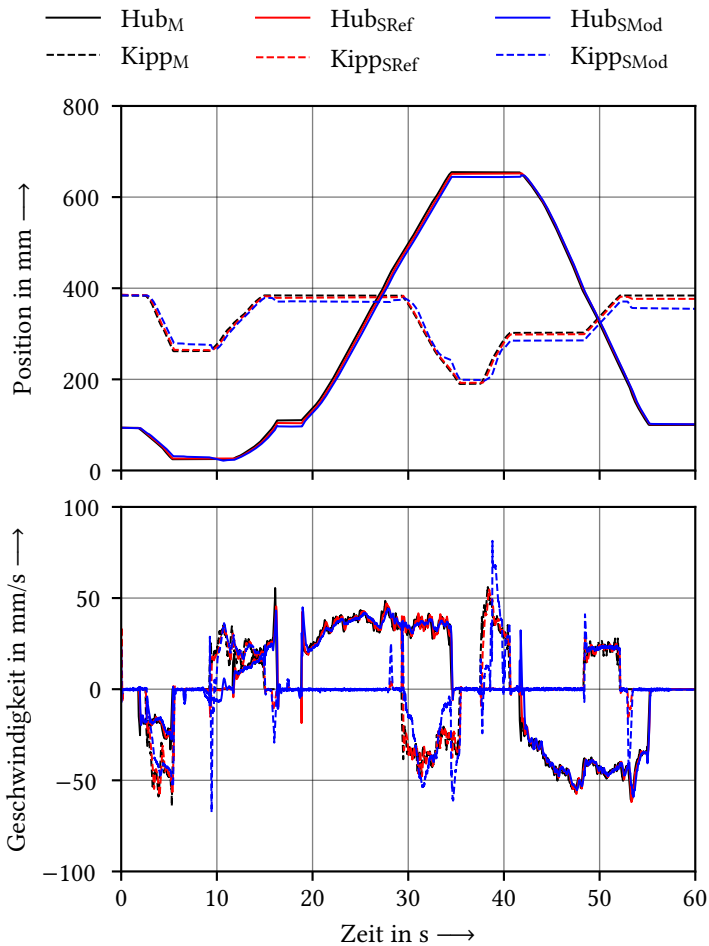


Abbildung 5.6: Gegenüberstellung von Solltrajektorie (Index M) und Simulation für das Referenzsystem (SRef) und die Systemmodifikation (SMod). (oben) Verlauf der Zylinderposition. (unten) Verlauf der Geschwindigkeit. | Eigene Darstellung

6 Ergebnisse und Diskussion

In Kapitel 5 sind das Referenzsystem (SRef) und die Systemmodifikation (SMod) beschrieben. Das SRef und die SMod werden nach den in Abschnitt 3.3 vorgestellten Kriterien bewertet. Als erstes werden die zwei Systeme hinsichtlich der Sicherheit und Zuverlässigkeit untersucht, Abschnitt 6.1.

Im Anschluss, Abschnitt 6.2, erfolgt eine Bewertung der Bedienbarkeit, indem die Positions- und Geschwindigkeitstrajektorien mit den Messungen verglichen werden. Zudem wird die durch das Anwendermodell erzeugte Führungsgröße $w(t)$ untersucht.

In einem weiteren Schritt wird die Energieeffizienz der Systeme untersucht, Abschnitt 6.3. Es werden die hydraulischen Leistungen der Energieversorgung, der Rückspeiseeinheit (RSE) sowie der Abtriebe errechnet und miteinander verglichen. Eine Auswertung der über einen Zyklus aufgewandten und abgegebenen Energie entspricht dem energetischen Verbrauch.

Auf Basis dieser Ergebnisse werden überschlägig die Betriebskosten errechnet. Diese Kosten fließen in die Analyse einer vereinfachten Betrachtung der Lebenszykluskosten, Unterabschnitt 3.3.4.

Ausführliche Untersuchungen zu Systemen mit getrennten Steuerkanten wurden von Lübbert in [155] am Beispiel eines Forstkrans durchgeführt. Die Nutzung von getrennten Steuerkanten zzgl. der Erweiterung der Systemfreiheitsgrade durch eine erhöhte Anzahl an Druckniveaus ist von Sitte in [50] systematisch am Beispiel eines Baggers aufgearbeitet worden. Die folgende Gegenüberstellung des SRef als ein Basissystem der elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung (EBSS) und der SMod als komplexeste Ausbaustufe mit getrennten Steuerkanten, drei Druckniveaus und Mehrflächenzylindern mit drei Wirkflächen ist aus der berücksichtigten Literatur, siehe Abschnitt 2.2, in diesem Detailgrad nicht bekannt.

6.1 Sicherheit und Zuverlässigkeit

Das Vorgehen zur Bewertung der Sicherheit und Zuverlässigkeit ist in Unterabschnitt 3.3.1 beschrieben. Frei nach [128] kann ein elektrohydraulischer Antriebsstrang in die Subsysteme: Bedienelement, Steuergerät und Sensoren, Energiebereitstellung, Ventiltechnik und Abtrieb eingeteilt werden. Sollte eines dieser Subsysteme ausfallen, gelten weder die Sicherheitsfunktion (SF) noch die Zuverlässigkeitsfunktion (ZF) als erfüllt.

In dieser Auswertung wird der Fokus auf die Ventiltechnik gelegt. Die Hybridsektion mit Rückspeiseeinheit und Hydrospeicher wird der Energiebereitstellung zugeordnet und ist daher nicht im Fokus dieser Betrachtung. Die anderen Subsysteme können durch eine ODER-Beziehung mit dem Ergebnis der Ventiltechnik verknüpft werden [128, S. 45]. Auf diese Weise kann ein ganzes System beurteilt werden.

Unter gegebenen Voraussetzungen werden die folgenden Annahmen für die Ventiltechnik in Anlehnung an [128, S. 46] getroffen:

- Mittlere Zeit bis zum Ausfall je Ventil $MTTF_D = 150 \text{ a}$
- Einsatzdauer $T_M = 20 \text{ a}$
- Während der gesamten Einsatzdauer besteht eine gleichbleibende Fehlerrate
- Diagnosedeckungsgrad $DC_{PFH} = 0$

Im Folgenden werden die Fehlerbäume für das SRef und die SMod vorgestellt. Hieraus ergeben sich quantifizierte Werte für die Wahrscheinlichkeit eines gefahrbringenden Ausfalls je Stunde (PFH).

6.1.1 Fehlerbaumanalyse

Wie der Abbildung A.4 zu entnehmen ist, werden die Sicherheits- und Zuverlässigkeitsfunktion im SRef alleinig durch die Funktionalität des Hauptsteuerventils (HSV) bestimmt. Verbleibt das HSV aufgrund eines Fehlerfalls in einer der beiden Schaltstellungen oder klemmt eine Individualdruckwaage, sind in allen Betriebspunkten weder die Sicherheits- noch die Zuverlässigkeitsfunktion erfüllt. In diesem Fall stimmen die Systemausfallwahrscheinlichkeit und die Ausfallwahrscheinlichkeit des HSVs überein.

In der SMod wird ein 3-Flächenzylinder als Abtrieb verwendet, vgl. Abbildung A.5. Der Ölfluss zu je einer Wirkfläche wird durch je ein Proportionalventil PV_m , mit $m \in [1, 2, 3]$ gesteuert. Jedem Proportionalventil sind zwei 3/2-Schaltventile $SV_{m,n}$, mit $n \in [1, 2]$ vorgeschaltet, um die am Proportionalventil anliegenden Druckniveaus zu definieren.

Da die Schaltventile keine Schaltstellung mit einer Sperrwirkung aufweisen, kann im Ausfall eines der Schaltventile weiterhin ein Ölfluss über die Proportionalventile erfolgen. Der Ölfluss zwischen dem Abtrieb und einem der drei Druckniveaus ist gewährleistet. Alleinig das Klemmen der Schaltventile in der Position zum ZD kann zu einem Verlust des notwendigen Kraftpotentials in bestimmten Lastsituationen führen. Für die Sicherheitsfunktion ist die Sperrwirkung eine Voraussetzung, sodass alleinig die Proportionalventile hierfür relevant sind.

Bei einer ausfahrenden Bewegung fließt das Öl aus Zylinderkammer 2. Bei einer einfahrenden Bewegung fließt das Öl aus der Zylinderkammer 1 und Zylinderkammer 3. Damit ist ersichtlich, dass für eine ausfahrende Bewegung die SF alleinig von PV_2 abhängt. Die einfahrende Bewegung kann hingegen durch die Ansteuerung von PV_1 und PV_3 beeinflusst werden. In diesem Fall fällt die SF erst aus, wenn beide Ventile ausfallen. Sie werden daher mit einem UND verknüpft. In Abbildung 6.1 ist der Fehlerbaum für die SF dargestellt.

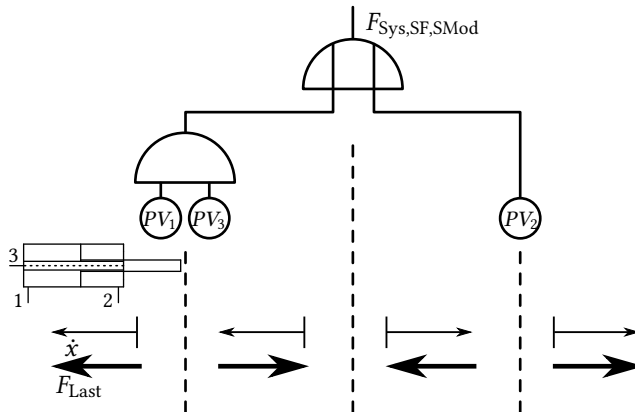


Abbildung 6.1: Fehlerbaum für die Sicherheitsfunktion der Systemmodifikation. Die Pfeile symbolisieren die Bewegungs- und Lastrichtung des Zylinders. Je nach Lastfall kann eine andere Komponente zum Ausfall der Sicherheitsfunktion führen. | Eigene Darstellung

Die Zuverlässigkeitsfunktion eines Systems ist erfüllt, wenn eine gewünschte Bewegung der Abtriebe in allen Betriebspunkten ausgeführt werden kann. Dies ist auch dann der Fall, wenn das Kriterium der optimalen Energieeffizienz nicht erfüllt wird. Es wird demnach vorausgesetzt, dass stets die höchste Potenzialdifferenz am Abtrieb bereitsteht.

Dies trifft in der SMod zu, wenn der Abtrieb stets im Zulauf mit dem HD und im Ablauf mit dem ND verbunden ist. Schaltkombinationen, in denen der Abtrieb im Fehlerfall mit dem ZD verbunden ist führen somit zum Ausfall der ZF. Darüber hinaus ist die ZF nicht mehr erfüllt, sobald eines der PV_m ausfällt.

Die Reihenschaltung von SV und PV drückt sich durch eine ODER-Verknüpfung im Fehlerbaum aus. Hieraus lässt sich der in Abbildung 6.2 dargestellte reduzierte Fehlerbaum für die ZF der SMod ableiten.

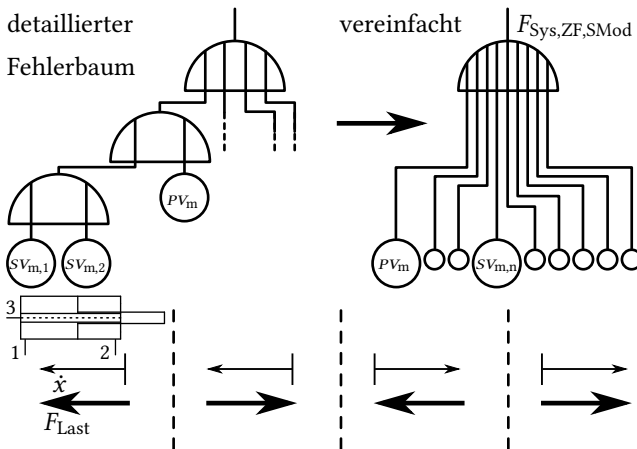


Abbildung 6.2: Fehlerbaum für die Zuverlässigkeitsfunktion der Systemmodifikation. Die Pfeile symbolisieren die Bewegungs- und Lastrichtung des Zylinders. Im detaillierten Fehlerbaum ist exemplarisch der Lastfall Einfahren bei aktiver Last dargestellt. Je nach Lastfall kann eine andere Komponente zum Ausfall der Sicherheitsfunktion führen. | Eigene Darstellung

6.1.2 Quantifizierung

Die Fehlerbaumanalyse des Referenzsystems (SRef) hat ergeben, dass alleinig das Hauptsteuerventil (HSV) für die Sicherheitsfunktion (SF) und Zuverlässigkeitsfunktion (ZF) bestimmend ist. Es ergibt sich für die Ventiltechnik des Referenzsystems $PFH_{SF,SRef} = 1,263 \cdot 10^{-6} \text{ 1/h}$ und $PFH_{ZF,SRef} = 2,525 \cdot 10^{-6} \text{ 1/h}$.

Die Systemausfallwahrscheinlichkeit der SF für die SMod wird vereinfacht mit Gleichung 6.1 dargestellt und ergibt sich unter Hinzunahme von Gleichung 3.18 und 3.19 zu $F_{Sys,SF,SMod} = 0.138$. Der sich daraus ergebende PFH_D -Wert beträgt $PFH_{SF,SMod} = 1,411 \cdot 10^{-6} \text{ 1/h}$. Der Wert liegt damit 11 % über dem des SRef.

$$\begin{aligned} F_{Sys,SF,SMod} &= (PV_1 \wedge PV_3) \vee (PV_1 \wedge PV_3) \vee PV_2 \vee PV_2 \\ &= PV_2 \vee (PV_1 \wedge PV_3) \end{aligned} \quad (6.1)$$

Die Systemausfallwahrscheinlichkeit der ZF für die SMod wird vereinfacht mit Gleichung 6.2 dargestellt und ergibt sich unter Hinzunahme von Gleichung 3.18 und 3.19 zu $F_{Sys,ZF,SMod} = 0.909$. Der sich daraus ergebende PFH_D -Wert beträgt $PFH_{ZF,SMod} = 2,273 \cdot 10^{-5} \text{ 1/h}$.

$$\begin{aligned} F_{Sys,ZF,SMod} &= ((SV_{1,1} \vee SV_{1,2}) \vee PV_1) \vee \\ &\quad ((SV_{2,1} \vee SV_{2,2}) \vee PV_2) \vee \\ &\quad ((SV_{3,1} \vee SV_{3,2}) \vee PV_3) \\ &= PV_1 \vee PV_2 \vee PV_3 \vee \\ &\quad SV_{1,1} \vee SV_{1,2} \vee SV_{2,1} \vee SV_{2,2} \vee SV_{3,1} \vee SV_{3,2} \end{aligned} \quad (6.2)$$

Für die Ventiltechnik ist der PFH -Wert der SMod im Verhältnis zum PFH -Wert des SRef ca. neun Mal größer. Hieraus ergibt sich, dass für eine geforderte Systemsicherheit erweiterte Maßnahmen in den anderen Subsystemen nötig sind.

6.2 Bedienbarkeit

Zur Beurteilung der Bedienbarkeit wird nach Kriterium 1 aus Unterabschnitt 3.3.2 die Führungsgröße $w(t)$ des Anwenders betrachtet. Die zeitlichen

Verläufe der Führungsgrößen sind im obigen Diagramm von Abbildung 6.3 dargestellt. Das durch die Fast-Fourier-Transformation ermittelte Frequenzspektrum ist darunter abgebildet.

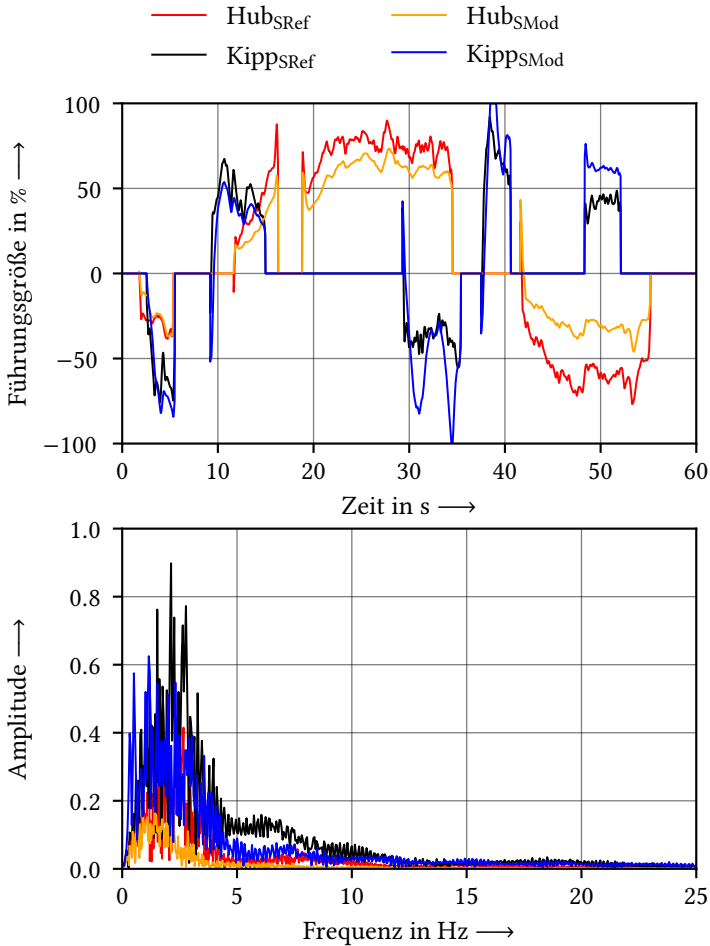


Abbildung 6.3: Frequenzspektrum der vom Anwendermodell erzeugten Führungsgröße für Hub- und Kippzylinder. | Eigene Darstellung

Die Auswertung der Führungsgröße $w(t)$ ergibt sowohl für das SRef als auch die SMod, dass eine Bedienbarkeit gegeben ist. Wie den Frequenzspektren in Abbildung 6.3 zu entnehmen ist, liegen die entscheidenden Frequenzen unterhalb der geforderten Frequenz von 100 Hz. Passend zur Bewegung der Abtriebe liegen die Frequenzen im erwarteten Bereich von 0,5 Hz bis 5 Hz.

Die Ergebnisse der statistischen Auswertung für den Positions- und Geschwindigkeitsfehler zwischen Simulation und der Solltrajektorien sind in Abbildung 6.4 dargestellt. Die Auswertung beschreibt die Erfüllung von Kriterium 2 aus Unterabschnitt 3.3.2.

Der Positionsfehler für das SRef liegt beim Hubzylinder im Median bei 0,37 mm und beim Kippzylinder bei 3,89 mm. Bezogen auf die maximalen Zylinderhübe von $s_{\text{Hub,max}} = 710$ mm und $s_{\text{Kipp,max}} = 380$ mm ergeben sich Medianwerte von 0,05 % für den Hub- bzw. 1,02 % für den Kippzylinder. Das untere Quartil beträgt beim Hubzylinder -2,75 mm und beim Kippzylinder -1,41 mm. Dies entspricht einer unteren Abweichung von -0,39 % für den Hub- und -0,37 % für den Kippzylinder. Das obere Quartil beträgt beim Hubzylinder 6,01 mm und beim Kippzylinder 5,12 mm. Dies entspricht einer oberen Abweichung von 0,85 % für den Hub- und 1,35 % für den Kippzylinder. Unter Vernachlässigung der Ausreißer, liegen die Positionsfehler für das SRef im Erwartungsbereich zwischen dem oberen und unteren Quartil von ± 5 %.

Der Positionsfehler für die SMod liegt beim Hubzylinder im Median bei 3,59 mm und beim Kippzylinder bei 13,53 mm. Bezogen auf die maximalen Zylinderhübe von $s_{\text{Hub,max}} = 710$ mm und $s_{\text{Kipp,max}} = 380$ mm ergeben sich Medianwerte von 0,51 % für den Hub- bzw. 3,56 % für den Kippzylinder. Das untere Quartil beträgt beim Hubzylinder -5,39 mm und beim Kippzylinder -1,75 mm. Dies entspricht einer unteren Abweichung von -0,76 % für den Hub- und -0,46 % für den Kippzylinder. Das obere Quartil beträgt beim Hubzylinder 13,26 mm und beim Kippzylinder 16,92 mm. Dies entspricht einer oberen Abweichung von 1,87 % für den Hub- und 4,45 % für den Kippzylinder. Unter Vernachlässigung der Ausreißer, liegen die Positionsfehler für die SMod im Erwartungsbereich zwischen dem oberen und unteren Quartil von ± 5 %.

Der Geschwindigkeitsfehler für das SRef liegt für den Hubzylinder im Median bei 0,01 mm/s und für den Kippzylinder bei 0 mm/s. Bezogen auf die maximalen Zylindergeschwindigkeiten von $\dot{s}_{\text{max}} = 100$ mm/s ergeben sich Medianwerte von 0,01 % für den Hub- bzw. 0 % für den Kippzylinder. Das untere Quartil beträgt beim Hubzylinder -0,55 mm/s und beim Kippzylinder -0,18 mm/s. Dies entspricht einer unteren Abweichung von -0,55 % für den

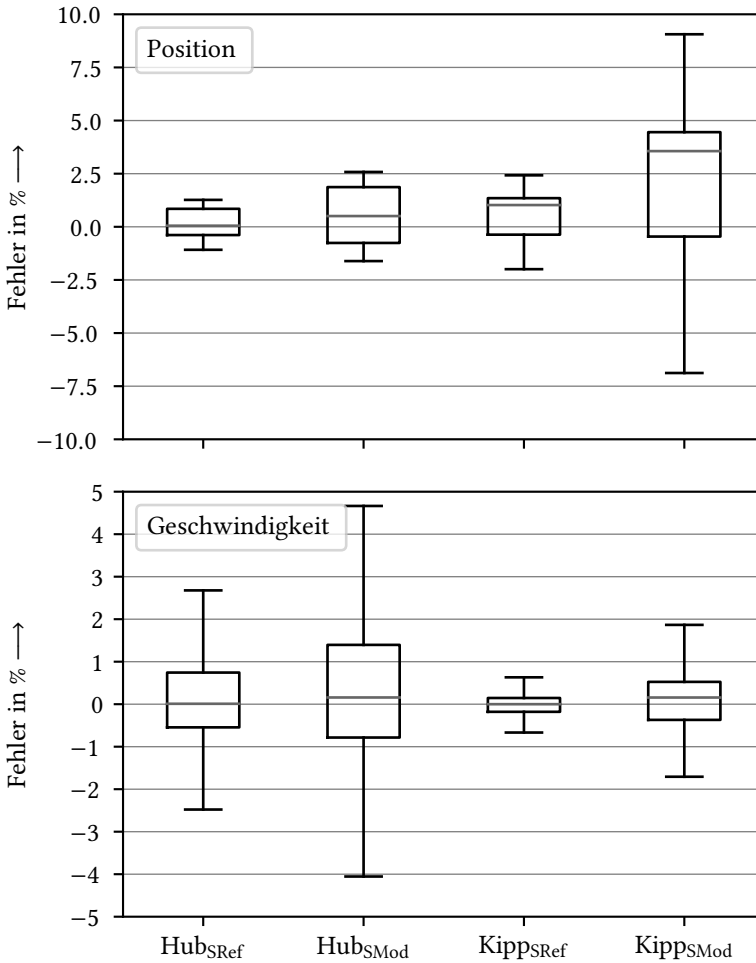


Abbildung 6.4: Statistische Gegenüberstellung der Positions- und Geschwindigkeitsfehler zwischen der Solltrajektorien und Simulation für die Abtriebe während eines Lastzyklus; (SRef) Referenzsystem bzw. (SMod) Systemmodifikation. | Eigene Darstellung

Hub- und $-0,18\%$ für den Kippzylinder. Das obere Quartil beträgt beim Hubzylinder $0,74\text{ mm/s}$ und beim Kippzylinder $0,15\text{ mm/s}$. Dies entspricht einer oberen Abweichung von $0,74\%$ für den Hub- und $0,15\%$ für den Kippzylinder. Unter Vernachlässigung der Ausreißer, liegen die Geschwindigkeitsfehler für das SRef im Erwartungsbereich zwischen dem oberen und unteren Quartil von $\pm 5\%$.

Der Geschwindigkeitsfehler für die SMod liegt für den Hubzylinder im Median bei $0,16\text{ mm/s}$ und für den Kippzylinder bei $0,16\text{ mm/s}$. Bezogen auf die maximalen Zylindergeschwindigkeiten von $\dot{s}_{\max} = 100\text{ mm/s}$ ergeben sich Medianwerte von $0,16\%$ für den Hub- bzw. $0,16\%$ für den Kippzylinder. Das untere Quartil beträgt beim Hubzylinder $-0,78\text{ mm/s}$ und beim Kippzylinder $-0,37\text{ mm/s}$. Dies entspricht einer unteren Abweichung von $-0,78\%$ für den Hub- und $-0,37\%$ für den Kippzylinder. Das obere Quartil beträgt beim Hubzylinder $1,40\text{ mm/s}$ und beim Kippzylinder $0,53\text{ mm/s}$. Dies entspricht einer oberen Abweichung von $1,40\%$ für den Hub- und $0,53\%$ für den Kippzylinder. Unter Vernachlässigung der Ausreißer, liegen die Geschwindigkeitsfehler für die SMod im Erwartungsbereich zwischen dem oberen und unteren Quartil von $\pm 5\%$.

6.3 Effizienz

Als Systemgrenzen zur Bilanzierung der Energieeffizienz für das jeweilige System wird die hydraulische Leistung der Energiewandler: Pumpe, Rückspeiseeinheit und Abtrieb definiert. Nach Gleichung 3.29 ist die umgesetzte Leistung das Produkt aus dem Druckunterschied vor/nach einer Komponente und dem Volumenstrom. Für die unterschiedlichen Systeme sind die zeitlichen Verläufe des Drucks in Abbildung A.10 und des Volumenstroms in Abbildung A.11 dargestellt. Die folgende Auswertung bezieht sich auf die Unterschiede zwischen dem SRef und der SMod.

Werden die Betriebspunkte für die einzelnen Energiewandler in einem p - Q -Diagramm dargestellt, werden die Betriebspunktverschiebungen sichtbar, siehe Abbildung 6.5. Ein positiver Volumenstrom bedeutet bei der HD-Pumpe bzw. der RSE einen positiven Leistungseintrag in das System *Antriebsstrang*. Ein negativer Volumenstrom der HD-Pumpe oder RSE kennzeichnet Betriebspunkte, welche zur Energierückgewinnung führen können. Für die Abtriebe – Differenzialzylinder (DZ) bzw. Mehrflächenzylinder (MFZ) – muss zwischen

der ein- und ausfahrenden Bewegung unterschieden werden. Ein zum Abtrieb fließender Ölstrom wird positiv und damit als Energieverbrauch gewertet. Der abfließende Ölstrom ist negativ und kann als potentielle Energiequelle für eine Energierückgewinnung betrachtet werden. Dies ist bspw. der Fall, wenn eine aktive Last einen hohen Druck auf der Ablaufseite erfordert.

Für das SRef ist im obersten Diagramm zu erkennen, dass die HD-Pumpe drei markante Betriebsbereiche hat. Der erste Bereich liegt bei ca. 25 bar und erstreckt sich von 5 L/min bis 20 L/min. Der zweite Bereich liegt bei ca. 40 bar bis 50 bar und erstreckt sich von 12 L/min bis 26 L/min. Als letztes kann ein markanter Bereich zwischen 90 bar bis 110 bar und 10 L/min bis 30 L/min identifiziert werden.

Ein Blick auf die HD-Pumpe und RSE der SMod macht deutlich, dass es eine Aufteilung der benötigten Leistung auf beide Energiewandler gibt. Durch den Einsatz der RSE wird der, von der HD-Pumpe benötigte Volumenstrom reduziert, wodurch die Marke von 25 L/min nur in einzelnen Betriebspunkten von der HD-Pumpe überschritten wird. Der überwiegende Anteil liegt unterhalb von 20 L/min. Zudem erfolgt eine Konzentration des HD-Niveaus im Bereich von 90 bar bis 150 bar.

Es ist erkennbar, dass die Druckregelung der RSE in der Lage ist, das ZD-Niveau zu halten. Dies ist sowohl im generatorischen, als auch motorischen Betrieb der Fall. Der Volumenstrom über die RSE beträgt in etwa -10 L/min bis 20 L/min. Aufgrund des negativen Volumenstroms findet eine Energierückgewinnung statt.

Eine Unterscheidung in der Bewegungsrichtung des Hubzylinders ist für das SRef anhand der Betriebspunkte im mittleren Diagramm erkennbar. Während Öl in die Zylinderkammer 1 fließt und der Zylinder damit ausfährt – positiver Volumenstrom – ist ein Druck zwischen 60 bar bis 100 bar notwendig. Dies steht für die geleistete Hubarbeit. Beim Einfahren – negativer Volumenstrom in Zylinderkammer 1 – liegt ein Druck in Höhe von etwa 40 bar vor.

Das Druckniveau in der Zylinderkammer 1 des MFZ im SMod steigt bei einer ausfahrenden Bewegung um etwa 20 bar. Während der einfahrenden Bewegung entspricht der Druck in der Zylinderkammer 1 in etwa dem des SRef. Das Druckniveau der, in dieselbe Richtung wirkenden, Zylinderkammer 3 ist annähernd bei 30 bar, sodass diese Kammer überwiegende mit dem ZD verbunden ist. Für den Kippzylinder sind vergleichbare Tendenzen erkennbar.

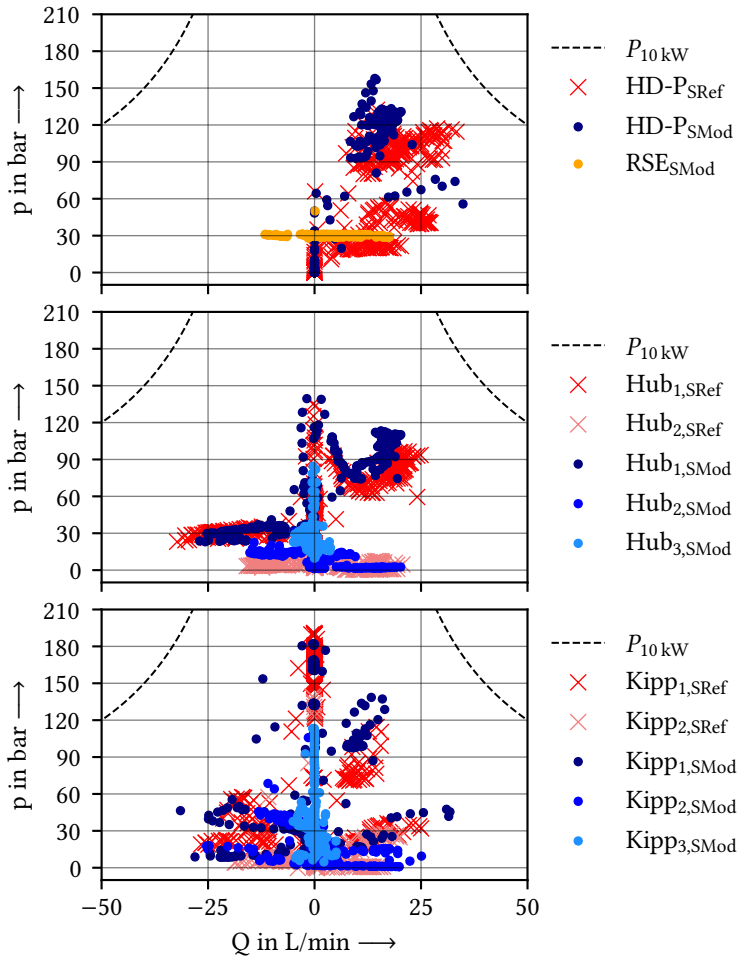


Abbildung 6.5: Darstellung der Betriebspunkte in einem p - Q -Diagramm. Referenzsystem (Index SRef), Systemmodifikation (Index SMod) vgl. Abbildung A.5, HD-Pumpe (HD-P) | Eigene Darstellung

In Abbildung 6.6 sind die Leistungen der Energiewandler jeweils für das SRef bzw. die SMod gegenübergestellt. Während im SRef die HD-Pumpe als einzige Leistungsquelle die Abtriebe versorgt, gibt es in der SMod eine Versorgung durch die HD-Pumpe, RSE und eine Regeneration zwischen den Antrieben. Im Zeitbereich von 0 s bis 10 s werden beide Zylinder eingefahren. Hierfür wird in der SMod eine unerhebliche Primärleistung benötigt, da eine Regeneration zwischen den Abtrieben stattfindet. Die HD-Pumpe des SRef leistet etwa 1 kW mehr als von beiden Abtrieben gleichzeitig in Anspruch genommen wird.

Während ab Sekunde 30 das SRef einen signifikanten Unterschied zwischen der Pumpen- und Abtriebsleistung aufweist, wird in der SMod Leistung über die RSE zurückgewonnen. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Schaufel das Schüttgut auskippt. Da sich zu diesem Zeitpunkt das Hubgerüst hebt, versorgt die HD-Pumpe die Hubzylinder.

Im Zeitbereich von 45 s bis 55 s wird das Hubgerüst abgesenkt, was einen hohen Leistungseintrag durch die Hubzylinder bedeutet. In diesem Fall ist die HD-Pumpe in der SMod nicht relevant, da die notwendige Leistung allein durch den ZD bedient werden kann. Es findet eine Regeneration statt.

Die berechnete Verlustleistung zwischen der Leistungsbereitstellung durch die Pumpen und der Leistungsabgabe an die Arbeitsausrüstung ist im oberen Diagramm der Abbildung 6.7 dargestellt. Im unteren Diagramm der Abbildung 6.7 ist der Wirkungsgrad für das gesamte Steuerungssystem abgebildet.

Da die Ventiltechnik zwischen der HD-Pumpe und den Abtrieben von beiden System vergleichbar ist, sind die Verluste in den Zeitabschnitten gleicher Betriebsmodi ähnlich. Dies ist insbesondere beim Ausfahren der Abtriebe der Fall und gut zwischen 20 s bis 30 s erkennbar. Über den gesamten Zeitraum betrachtet liegt der durchschnittliche Leistungsverlust im SRef bei 550 W und für die SMod bei 294 W.

Augenfällig sind die scharfkantigen Leistungssprünge z. B. im Zeitbereich von 30 s bis 40 s oder 45 s bis 55 s. An diesen Stellen findet in der SMod ein Umschalten zwischen den Betriebsmodi statt. Aufgrund der Umschaltung und den damit einhergehenden Leistungsschwankungen schwankt der Wirkungsgrad extrem. Eine Optimierung des Schaltmechanismus in der Steuerungstechnik könnte dies unterbinden.

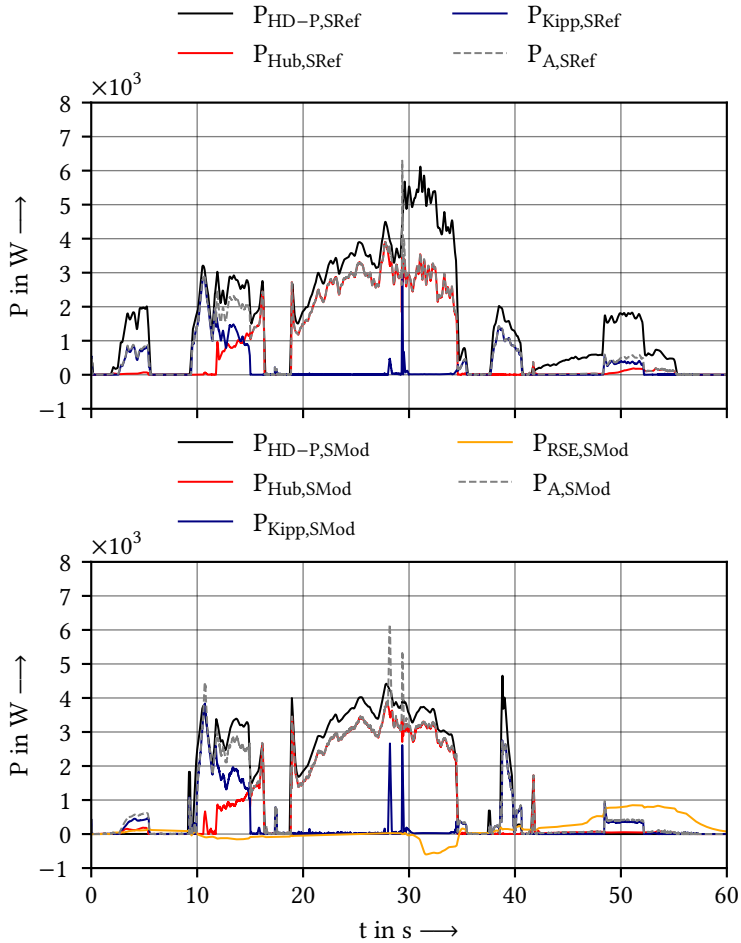


Abbildung 6.6: Zeitlicher Verlauf für die Leistungen der Energiewandler für das Referenzsystem (SRef) und die Systemmodifikation (SMod). | Eigene Darstellung

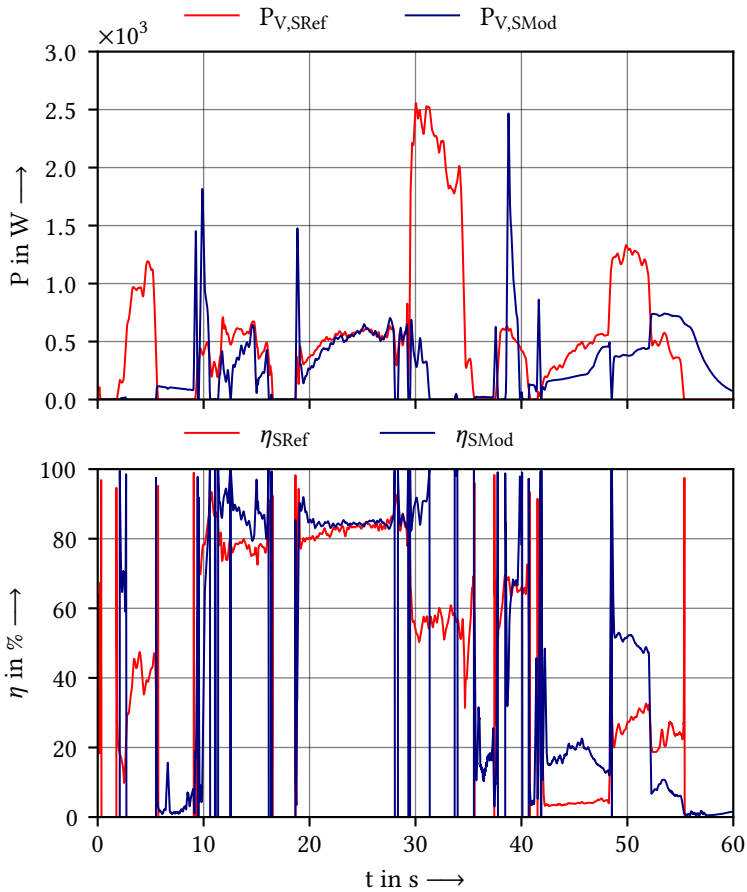


Abbildung 6.7: Verlustleistung und Wirkungsgrad für das Referenzsystem (SRef) und die Systemmodifikation (SMod). | Eigene Darstellung

Für die Bewertung der Betriebskosten in Abschnitt 6.4, gilt es die verbrauchte Primärenergie abzuschätzen. Der Verlauf der in das Antriebssystem eingebrachten Energie ist in Abbildung 6.8 dargestellt. Über den Zeitverlauf eines Zyklus verbraucht das SRef 95 kJ und die SMod 82 kJ. Dies entspricht einer Optimierung von 13,7 % für diesen Zyklus.

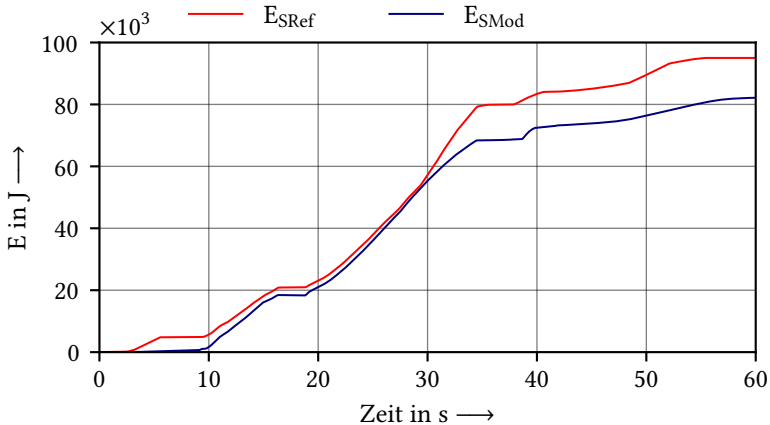


Abbildung 6.8: Zeitlicher Verlauf der in das System eingetragenen Primärenergie für das Referenzsystem (SRef) und die Systemmodifikation (SMod). | Eigene Darstellung

Wie bereits aus der obigen Diskussion zu erwarten war, ist die SMod im Zeitraum von 0 s bis 10 s energetisch günstiger als das SRef. Während des Hebens verlaufen beide Kurven nahezu parallel, sodass an dieser Stelle keine signifikanten Energieeinsparungen erkennbar sind. Ab Sekunde 30 lässt sich, wie oben dargestellt, Energie über die RSE rückgewinnen. Die Kurven für den Primärenergiebedarf entfernen sich immer weiter voneinander. Im letzten Abschnitt ab Sekunde 40 verläuft die Kurve für die SMod etwas flacher als die des SRef.

6.4 Lebenszykluskosten

Für eine quantitative Bewertung der Lebenszykluskosten (LCC) wird den einzelnen Kostenarten aus Unterabschnitt 3.3.4 fiktive Geldeinheiten (GE) zugeordnet. Diese Geldeinheit stehen in einem gewählten Verhältnis zu einer realen Währung wie z. B. € oder \$, siehe Tabelle A.3 und Tabelle A.4. Dies ist legitim, da reale Preise der aktuellen Marktlage und anderen Faktoren wie z. B. Handelsbeziehungen zwischen Unternehmen unterliegen. Eine Marktforschungsanalyse kann die hier eingeführten, ideellen Geldeinheiten durch reale Preise ersetzen. Darüber hinaus werden an dieser Stelle einzelne Kostenarten vereinfacht und pauschalisiert. Das exemplarische Vorgehen steht im Vordergrund dieser Untersuchung.

Das Ergebnis der Lebenszykluskosten LCC, Gleichung 3.51, in Abhängigkeit der Einsatzdauer ist in Abbildung 6.9 dargestellt. Die dargestellten Anteile der Kuchendiagramme beziehen sich auf den Zeitpunkt des Trade-Offs zwischen SRef und SMod. Dieser Zeitpunkt wird durch die Fixkosten – Schnitt mit der Ordinate – bestehend aus C_{CD} , C_{DD} , C_M , C_I und C_D sowie der Steigung der linear zunehmenden Kosten C_O beeinflusst.

Die übersteigenden Fixkosten der SMod gegenüber dem SRef betragen in diesem Beispiel 49 %, vgl. Tabelle A.3. Es gilt zu beachten, dass die Faktoren $k_{C,i}$ Abschätzungen des Autors sind.

Die Energiekosten je Stunde betragen für das SRef $2,9 \cdot 10^{-3}$ GE/h, während diese bei der SMod $2,5 \cdot 10^{-3}$ GE/h betragen [173]. Wie der Abbildung 6.9 zu entnehmen ist, betragen die angenommenen Betriebskosten 49,9 % für das SRef und 36,7 % für die SMod. In dem hier betrachteten Beispiel ergibt sich der Trade-Off nach 1.401.406 Betriebsstunden. Unter der Annahme von 220 Arbeitstagen pro Jahr und 8 Betriebsstunden pro Schicht beträgt die Amortisation bei einem dreischichtigem Betrieb 265 Jahre. Die Wirtschaftlichkeit der Maßnahmen ist unter den gegebenen Preisen für die Primärenergie somit nicht gegeben. Da der Primärenergiepreis linear in die Berechnung einfließt, führt eine Verdoppelung des Preises zu einer Halbierung der notwendigen Betriebsdauer auf 133 Jahre.

Tendenziell ist festzuhalten, dass bei einer Annäherung der Fixkosten der Trade-Off früher stattfindet. Das energetisch bessere System weist eine um 14 % niedrigere Steigung auf. Je höher die Energieeffizienzsteigerung, desto

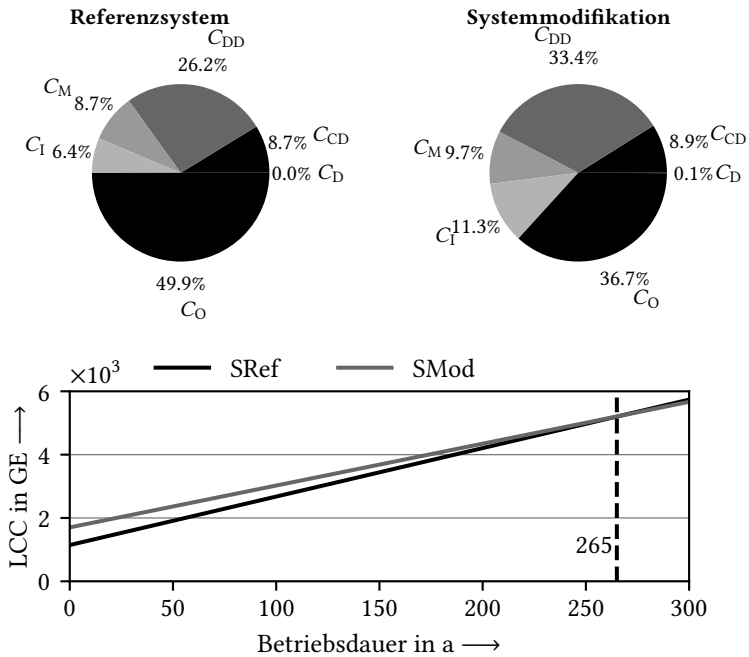


Abbildung 6.9: Darstellung der Lebenszykluskosten LCC. (oben) Verlauf der Kosten über die Einsatzdauer der Maschine. (unten) Aufteilung der Kosten zum Zeitpunkt der Kostenumkehr zwischen dem Referenzsystem und der Systemmodifikation. | Eigene Darstellung

früher findet der Schnitt beider Kurven statt. Auf eine detaillierte Sensitivitätsanalyse des Modells wird aufgrund des exemplarischen Charakters in dieser Betrachtung verzichtet.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Die elektrohydraulische Bedarfsstromsteuerung (EBSS) ist ein alternatives hydrostatisches Antriebssystem für den Antriebsstrang einer mobilen Arbeitsmaschine. In der einfachsten Ausführung bietet die EBSS Potential zur energetischen Optimierung. Hierfür muss das Antriebssystem in seiner Konzeption verändert werden, was mit einer erhöhten Anzahl an Komponenten und einem komplexeren Steuerungsaufwand einhergeht.

Treiber für die Optimierung hydrostatischer Antriebssysteme sind unter anderem der Bedarf an verbrauchs- und emissionsärmeren mobilen Arbeitsmaschinen sowie der technologische Fortschritt – bspw. in der Entwicklung elektrischer Antriebe, die eine Alternative zur Hydraulik ist.

In den Abschnitten 2.2.3 bis 2.2.5 werden Maßnahmen zur Erweiterung der Systemfreiheitsgrade (SFHG) im hydrostatischen Antriebssystem vorgestellt. Die wichtigsten Maßnahmen sind das Einführen von getrennten Steuerkanten sowie die Nutzung von Mehrdruck- und Mehrkammersystemen. Bisherige Untersuchungen konzentrieren sich in einzelnen und systemspezifischen Betrachtungen vor allem auf Konstantdruck- und Load-Sensing-Systeme. Eine übergreifende Methodik zur gezielten Erweiterung der Systemfreiheitsgrade für eine EBSS fehlt bislang.

Diese Arbeit entwickelt daher ein systematisches Vorgehen zur ganzheitlichen Erweiterung einer EBSS, stellt geeignete Modifikationskonzepte sowie Steuerungs- und Regelungsansätze vor und bewertet diese anhand definierter Kriterien. Die Methodik wird zunächst allgemein beschrieben und anschließend exemplarisch auf einen Radlader mit konventioneller EBSS angewendet.

Die in Abschnitt 2.3 aufgestellte Forschungshypothese proklamiert die Erweiterung von Systemfreiheitsgraden einer EBSS durch eine Kombination verschiedener Maßnahmen. Dies führt zur ersten Forschungsfrage:

Wie kann das bestehende hydraulische Konzept der EBSS modifiziert werden, um energieeffiziente Funktionalitäten wie z. B. die Minimierung von Drosselverlusten zu ermöglichen?

Das bestehende hydraulische Konzept der EBSS ist nach [32] definiert und entspricht den Eigenschaften eines sog. Basissystems aus Unterabschnitt 2.2.2. Durch Auswertung der in Unterabschnitt 2.2.3 bis 2.2.5 beschriebenen Systeme wurden drei Maßnahmen identifiziert:

- Getrennte Steuerkanten
- Einführung zusätzlicher Druckniveaus
- Erhöhung der Anzahl von Wirkflächen linearer Abtriebe

Die Maßnahme Getrennte Steuerkanten kann in einem Hydrauliksystem implementiert werden, indem sichergestellt ist, dass jeder Anschluss eines Abtriebs mit einem individuell einstellbaren Proportionalventil angesteuert wird. Wie in Unterabschnitt 2.2.3 aufgezeigt wurde, ermöglicht dies die Grundlage für die Ansteuerung von Abtrieben mit unterschiedlichen Betriebsmodi.

Zur Leistungsübertragung in einem hydraulischen Kreislauf ist eine Druckdifferenz erforderlich. In einem Basissystem existiert eine maximale Druckdifferenz, die durch den Hochdruck (HD) und den Niederdruck (ND) definiert ist. Abtriebe mit geringer erforderlicher Druckdifferenz erzeugen durch Drosselung des HD hohe Druckverluste. Wird dem hydraulischen Kreislauf ein Zwischendruckniveau (ZD) hinzugefügt, ergeben sich zwei weitere Druckdifferenzen: HD-ZD und ZD-ND. Durch eine geeignete Ansteuerung können die Drosselverluste minimiert werden. Das Hinzufügen eines Druckniveaus erfordert im Leistungspfad eines Abtriebs zusätzliche Ventile und Leitungen zur Vorauswahl der am Abtrieb anliegenden Druckniveaus. Je nach Ausführung, kann eine zusätzliche Energieversorgung eingebracht werden, was mit einem erhöhten Aufwand verbunden ist. Eine typische Umsetzung ist das Hinzufügen einer Hybridsektion, vgl. Unterabschnitt 2.2.4.

Die Erhöhung der Anzahl von Wirkflächen linearer Abtriebe kann realisiert werden, indem bspw. mehrere Differenzialzylinder mit unterschiedlichen Wirkflächen mechanisch verbunden werden. Recherchen in Unterabschnitt 2.2.5 zeigen, dass auch kommerziell erhältliche Mehrflächenzylinder (MFZ) existieren und eingesetzt werden können. Um einen MFZ ansteuern zu können, wird eine zusätzliche Ventiltechnik und Peripherie benötigt.

Das in Kapitel 6 untersuchte System weist drei Druckniveaus (HD, ZD, ND) auf. Der HD wird mit einer gesteuerten Pumpe wie bei einer EBSS nach [32] erzeugt. Der ZD wird durch eine Hybridsektion mit Rückspeiseeinheit (RSE) bereitgestellt. Die druckgeregelte RSE und ein Hydrospeicher halten den gewählten ZD auf einem konstanten Druckniveau. Die Zylinder sind als MFZ mit drei Wirkflächen ausgeführt. Jede Wirkfläche wird mit einem Hauptsteuerventil (HSV) angesteuert. Das HSV besteht aus einem 4/3-Proportionalventil (PV) mit nachgelagerten Individualdruckwaagen (IDW) und zwei 3/2-Schaltventilen (SV) zur Vorauswahl der Druckniveaus, vgl. Abbildung 4.4.

Mit der Umsetzung dieser Maßnahmen besteht die Möglichkeit Drosselverluste zu minimieren, die Leistungsbereitstellung auf die Abtriebe abzustimmen und eine Rekuperation sowie Regeneration zu ermöglichen.

Die zweite Forschungsfrage spezifiziert die Potentiale:

Wie ändert sich die Energieeffizienz einer bestehenden EBSS qualitativ durch den Einsatz getrennter Steuerkanten, die Einführung eines/mehrerer Zwischendruckniveaus und/oder einer Erhöhung der Wirkflächen bei linearen Aktoren?

Die qualitativen Einflüsse auf ein Basissystem werden aus den Beispielen in Unterabschnitt 2.2.3 bis 2.2.5 abgeleitet. Auf die EBSS bezogen, haben die Maßnahmen folgende Einflüsse:

1. Getrennte Steuerkanten
 - Minimierung von Drosselverlusten
 - Befähigung zur Regeneration
2. Einführung zusätzlicher Druckniveaus
 - Minimierung von Drosselverlusten
 - Befähigung zur Regeneration
 - Befähigung zur Rekuperation
 - Betriebspunktoptimierung der Energiequelle(n)
3. Erhöhung der Anzahl von Wirkflächen linearer Abtriebe
 - Leistungswandlung zwischen An-/ Abtrieb

In Anbetracht des Systemlayouts, Abbildung A.5, und der damit resultierenden Auswirkungen auf die Betriebsmodi soll die folgende Forschungsfrage beantwortet werden:

Wie kann eine Steuerstrategie gestaltet sein, die eine gleichbleibende und/oder verbesserte Steuerbarkeit bietet?

Ein entscheidender, steuerungstechnischer Vorteil der EBSS ist die Tatsache, dass das Hydrauliksystem in einem offenen Regelkreis betrieben wird, vgl. Unterabschnitt 2.2.1. Durch die Art der Ansteuerung von Pumpe und Ventile existiert eine geringe Schwingungsneigung. Zudem besteht aufgrund der Lastunabhängigkeit in den Ventilen ein proportionaler Zusammenhang zwischen dem Steuersignal des Anwenders und der Geschwindigkeit eines Abtriebs. Diese Eigenschaften sollen trotz der Erweiterung der SFHG erhalten bleiben.

Die zur Umsetzung notwendigen und alternativen Regelungsmethoden werden in Abschnitt 3.2 beschrieben. In Abschnitt 4.4 wird eine mögliche Lösung dargestellt. Die Zuordnung von Druckniveau und Zylinderwirkfläche erfolgt durch die Lösung eines mehrzieligen Optimierungsproblems zwischen der Minimierung der Dosselverluste und der Möglichkeit einer Energierückgewinnung durch Regeneration bzw. Rekuperation. Nach der Festlegung einer optimalen Schaltkombination für die Schaltventile, werden die Proportionalventile wie bei der EBSS nach [32] passend zum angeforderten Volumenstrom angesteuert.

Die abschließende Forschungsfrage befasst sich mit dem Kosten-Nutzen-Verhältnis der vorgeschlagenen Maßnahmen und lautet:

Wie verändern sich mit der entwickelten Steuerstrategie die Kriterien der Sicherheit und Zuverlässigkeit, der Bedienbarkeit, der Energieeffizienz des Antriebsstrangs und der Lebenszykluskosten quantitativ anhand eines Beispiels?

Als Beispiel wird die Arbeitshydraulik eines Radladers untersucht. Das zugehörige Arbeitsspiel sowie der Aufbau des Systems sind in Kapitel 5 beschrieben. Die Ergebnisse wurden anhand einer Simulation ermittelt. Die Untersuchung stellt die Ergebnisse eines Referenzsystems (SRef) denen einer Systemmodifikation (SMod) gegenüber. Das SRef stellt eine EBSS in der Ausführung eines Basissystems dar. Die SMod umfasst alle o. g. Maßnahmen zur Erweiterung der Systemfreiheitsgrade.

Die quantitative Bewertung erfolgt anhand der in der Forschungsfrage genannten Kriterien. Die Grundlagen zur Berechnung ebendieser werden in Abschnitt 3.3 beschrieben.

Zur Beurteilung der Sicherheit und Zuverlässigkeit wurden Fehlerbäume erstellt, anhand derer die Ausfallwahrscheinlichkeit für die Ventiltechnik errechnet wurden, vgl. Abschnitt 6.1. Es zeigt sich, dass für Störereignisse in der Ventiltechnik die Ausfallwahrscheinlichkeit für die Systemmodifikation in der Zuverlässigkeitsfunktion mit $PFH_{ZF,SMod} = 2,273 \cdot 10^{-5} \text{ 1/h}$ ca. neun Mal größer ist als für das Referenzsystem mit $PFH_{ZF,SRef} = 2,525 \cdot 10^{-6} \text{ 1/h}$. In Anbetracht der Sicherheitsfunktion ist die Ausfallwahrscheinlichkeit für die Systemmodifikation mit $PFH_{SF,SMod} = 1,411 \cdot 10^{-6} \text{ 1/h}$ um ca. 11 % größer als für das Referenzsystem mit $PFH_{SF,SRef} = 1,263 \cdot 10^{-6} \text{ 1/h}$. Nach Tabelle 2 der DIN EN ISO 13849-1 entsprechen die PFH-Werte der Sicherheitsfunktion einem Performance Level der Kategorie c [130, S. 29].

Das Kriterium der Bedienbarkeit ist für beide Systeme gegeben. Der Auswertung in Abschnitt 6.2 kann entnommen werden, dass die Ansteuersignale durch den virtuellen Anwender für das SRef und die SMod im erwarteten Frequenzspektrum von unter 100 Hz liegen. Passend zur Bewegung der Abtriebe liegen die Frequenzen der Ansteuersignale im Bereich von 0,5 Hz bis 5 Hz. Die statistische Abweichungen der Abtriebe bzgl. der vorgegebenen Positions- und Geschwindigkeitstrajektorien sind für beide Systeme unterhalb der geforderten 5 %. Für das SRef beträgt die schlechteste Positionsabweichung im unteren Quartil $-0,39 \%$ und im oberen Quartil $1,35 \%$. Für die SMod beträgt die schlechteste Positionsabweichung im unteren Quartil $-0,76 \%$ und im oberen Quartil $4,45 \%$. Eine generelle Verbesserung der Bedienbarkeit konnte nicht erzielt werden.

Ein energetischer Vergleich in Abschnitt 6.3 hat ergeben, dass sich für den betrachteten Y-Zyklus der benötigte Energieverbrauch um $13,7 \%$ senken lässt. Hauptursachen für die Energieeinsparung sind die Möglichkeit zur Regeneration und Rekuperation. Ein Leistungsvergleich zwischen der HD-Pumpe des SRef sowie der HD-Pumpe und RSE der SMod zeigt, dass der Bedarf an Leistung durch die primären Energiewandler in den Phasen sinkt, in denen die Arbeitsausrüstung Energie in das System einbringt.

Abschließend werden die Lebenszykluskosten des SRef und der SMod auf einer theoretischen Basis gegenübergestellt. Alle genannten Kosten werden in Geldeinheiten (GE) angegeben und können bei einer detaillierten Betrachtung unter den aktuellen wirtschaftlichen Bedingungen nachgebildet werden. Wie

erwartet, tragen die laufenden Betriebskosten in Abhängigkeit des Energieverbrauchs die größten Kosten bei – ca. 50 % für das SRef und ca. 37 % für die SMod. Es ist zu beobachten, dass die einmaligen Investitionskosten in einem ungünstigen Verhältnis zu den Kosteneinsparungen im Betrieb stehen. Für das in dieser Arbeit betrachtete Beispiel würde sich der Technologiewechsel nach 265 Jahren amortisieren. Eine Verdopplung des Preises für den Primärenergieträger halbiert die Amortisationsdauer auf 133 Jahre, vgl. Abschnitt 6.4. Laut AfA-Tabelle können Schaufellader auf fünf Jahre abgeschrieben werden [174]. Ein ökonomischer Nutzen für den Endkunden entsteht damit erst ab einer Preissteigerung für den Primärenergieträger um dem Faktor 53.

Weiterführende Betrachtungen

Die von dem Vorgehen betrachteten Maßnahmen zur Optimierung der Energieeffizienz wurden am Beispiel eines Radladers simulationsgestützt untersucht. Folgerichtig wäre nun eine Umsetzung aller Maßnahmen für eine EBSS in der Praxis. Das Eingangs erwähnte und vom Autor durchgeführte Forschungsvorhaben *EfHyFo+ – Elektrohydraulische Bedarfstromsteuerung mit Hybridfunktion zur Steigerung der Energieeffizienz von Forstmaschinen* (DBU AZ32624/01–24/0) zeigt, dass bereits das Einsetzen der Maßnahmen getrennte Steuerkanäle und das Hinzufügen eines dritten Druckniveaus realisierbar sind und zu einer Effizienzsteigerung führen kann [180].

Eine praxisnahe Umsetzung bedingt die Übertragung des Steuerungsalgorithmus auf einem maschinennahen Mikrocontroller. Derzeit ist unbekannt, ob sich die vorgeschlagene Steuerstrategie aufgrund der limitierten Rechenkapazitäten übertragen lässt. Je nach Anzahl an Druckniveaus und Wirkflächen im Gesamtsystem steigen die Größen der auszuwertenden Matrizen und damit der Ressourcenbedarf für den Rechenpeicher sowie die Rechenleistung.

Die Betrachtung der Lebenszykluskosten ist in dieser Arbeit spezifisch auf den Radlader und dessen Arbeitsspiel bezogen. Eine pauschale Aussage zur Rentabilität ist nicht möglich und muss im Einzelfall und mit mehr Informationen ausgewertet werden. Beispielsweise sollte anstatt eines Arbeitsspiels ein Lastkollektiv einbezogen werden. Auch die Art der Maschine und der Umfang der Modifikationen haben Einfluss auf das Ergebnis.

A Anhang

A.1 Hydraulische Halb-/ Vollbrücke

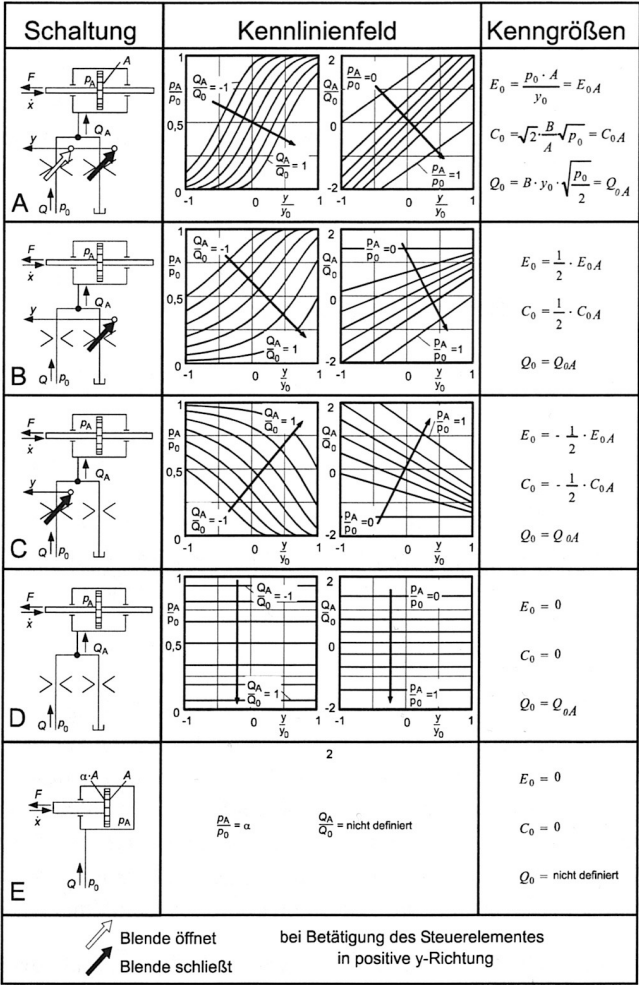


Abbildung A.1: Hydraulische Halbbrücken mit negativer Überdeckung | Quelle: Shaker Verlag GmbH [31, S. 172]

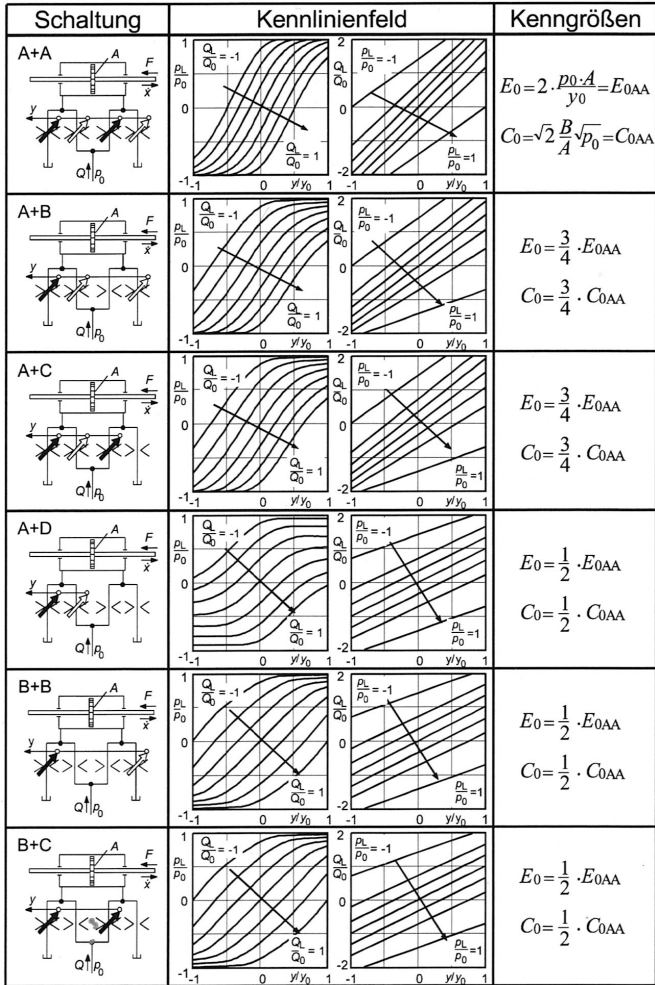


Abbildung A.2: Hydraulische Vollbrücken mit negativer Überdeckung | Quelle: Shaker Verlag GmbH [31, S. 177]

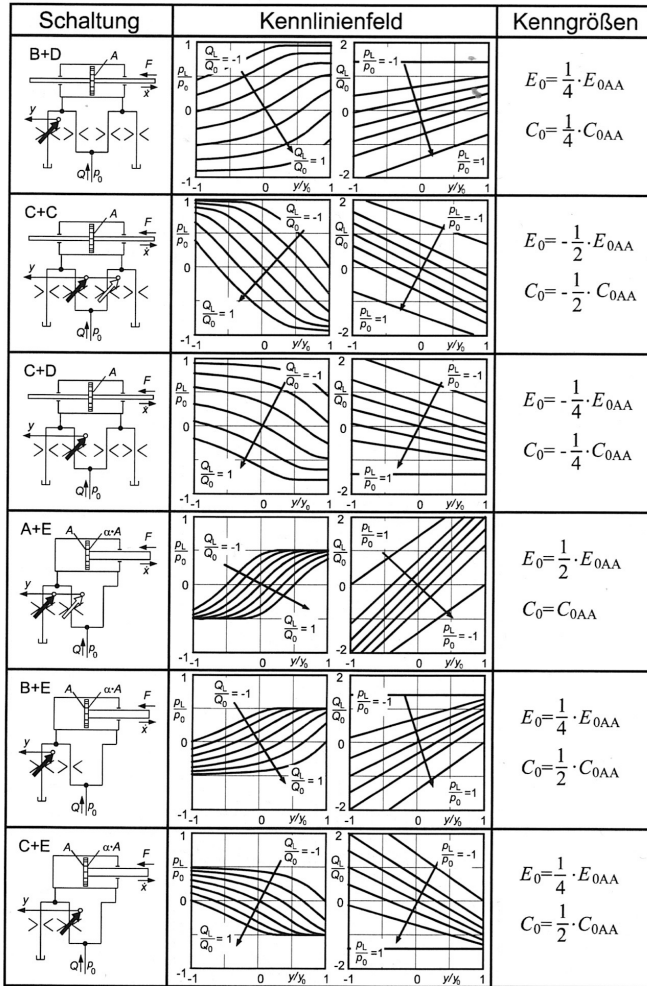


Abbildung A.3: Hydraulische Vollbrücken mit negativer Überdeckung | Quelle: Shaker Verlag GmbH [31, S. 178]

A.2 Schaltpläne

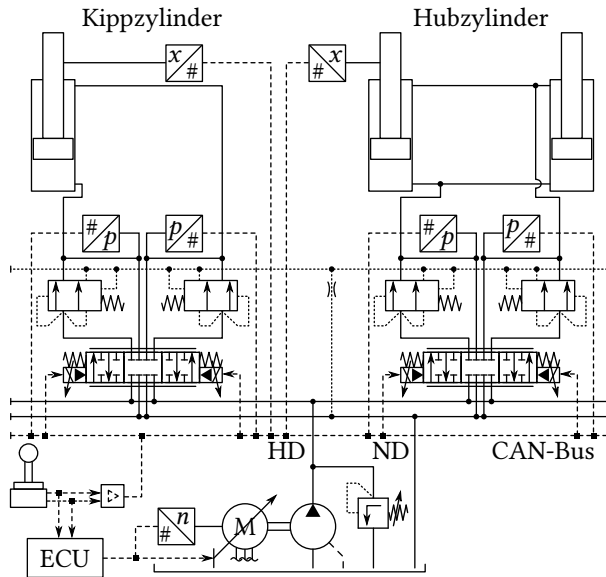


Abbildung A.4: Schematische Darstellung des Referenzsystems (SRef). | Eigene Darstellung

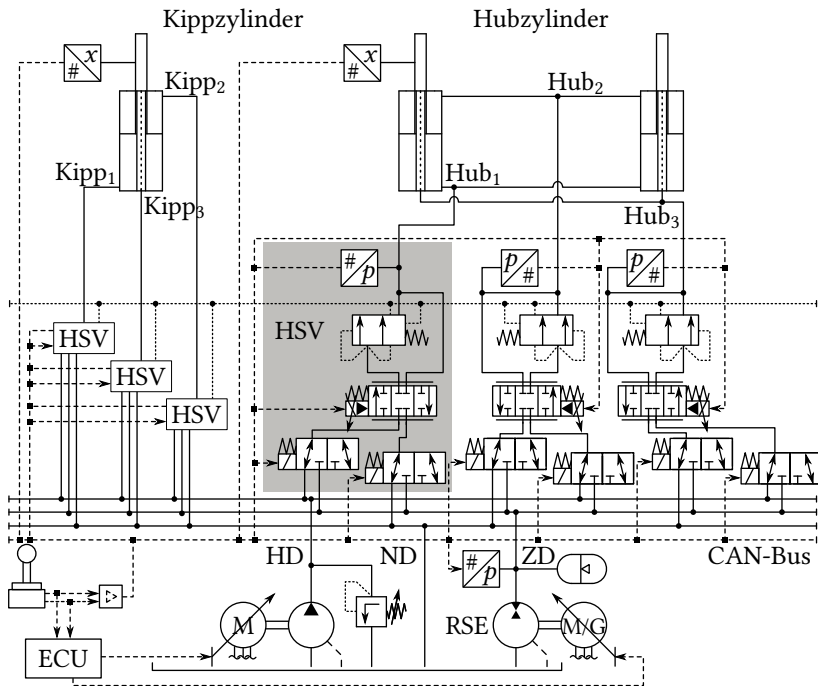


Abbildung A.5: Schematische Darstellung eines EBSS-Systems mit getrennten Steuerkanten, einer Hybridsektion zzgl. Rückspeiseeinheit und Mehrflächenzylindern (SMod).
| Eigene Darstellung

A.3 Schaltkombinationen

Die Systemmodifikation (SMod) hat drei Druckniveaus. Die linearen Abtriebe weisen drei Wirkflächen auf. Hieraus ergeben sich nach (2.20) insgesamt 27 Kraftstufen. Die Optimierung der Zylinderdurchmesser und der Druckniveaus erfolgte nach [175]. Die Durchmesser d_1, d_2, d_3 wurden aus einem Bereich zwischen 10 mm bis 100 mm mit einem Mindestabstand von 5 mm gewählt. Die Druckniveaus wurden wie folgt gewählt: $p_{HD} = 200$ bar, $p_{ZD,max} = 100$ bar mit $p_{ZD} = 10 : 10 : 100 \% \cdot p_{ZD,max}$, $p_{ND} = 5$ bar. Die Ergebnisse für den Hub- und Kippzylinder sind in Abbildung A.6 und Abbildung A.7 dargestellt.

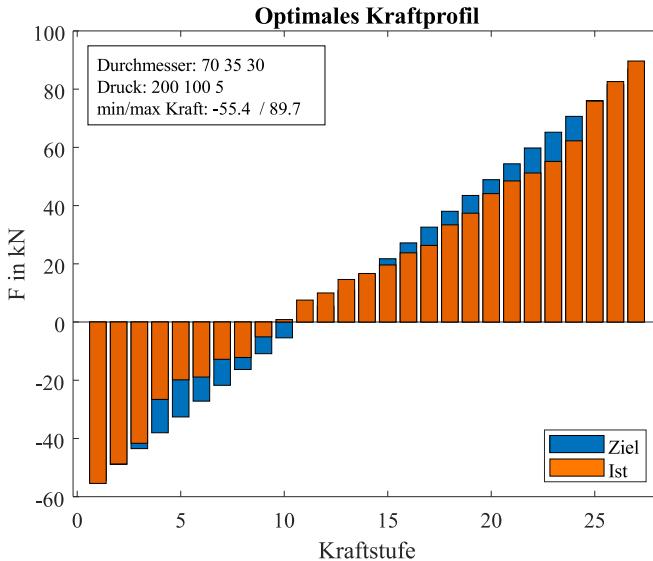


Abbildung A.6: Kraftprofil eines optimierten 3-Flächenzylinders für die Hubfunktion.
| Eigene Darstellung

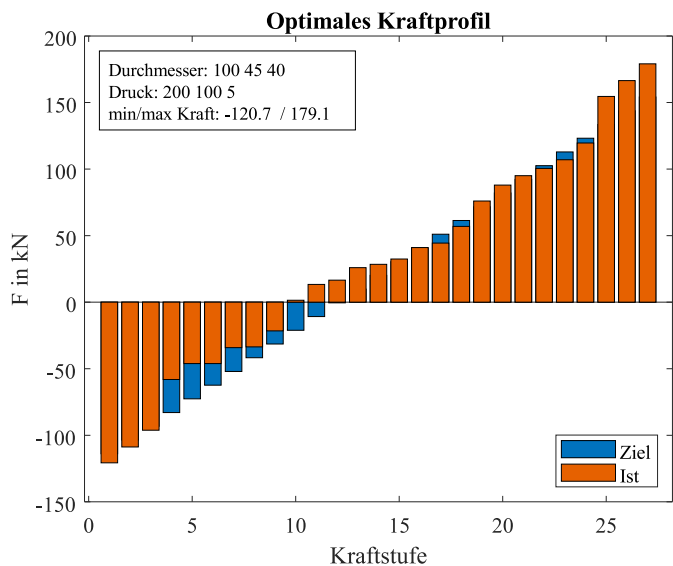


Abbildung A.7: Kraftprofil eines optimierten 3-Flächenzylinders für die Kippfunktion.
| Eigene Darstellung

Der Einsatz von Individualdruckwaagen (IDW) verändert die Anzahl an Schaltkombinationen (SK). Zum einen entfällt die SK HD-HD, da ein Rückfluss über die IDW verhindert wird. Auf der anderen Seite entstehen vier zusätzliche SK, da der ZD im Zulauf einmal mit und einem ohne IDW geschehen kann. In Tabelle A.1 ist eine Gegenüberstellung zu sehen.

Tabelle A.1: Gegenüberstellung der Schaltkombinationen mit und ohne Individualdruckwaagen IDW für einen Differenzialzylinder.

ohne IDW	mit IDW	für Steuerung
HD-HD	-	-
HD-ZD	HD _{IDW} -ZD	HD _{IDW} -ZD
HD-ND	HD _{IDW} -ND	HD _{IDW} -ND
ZD-HD	ZD-HD _{IDW}	ZD-HD _{IDW}
ZD-ZD	ZD-ZD	-
ZD-ND	ZD-ND	-
ND-HD	ND-HD _{IDW}	ND-HD _{IDW}
ND-ZD	ND-ZD	-
ND-ND	ND-ND	-
	ZD _{IDW} -ZD	ZD _{IDW} -ZD
	ZD _{IDW} -ND	ZD _{IDW} -ND
	ZD-ZD _{IDW}	ZD-ZD _{IDW}
	ND-ZD _{IDW}	ND-ZD _{IDW}
$\Sigma = 3^2 = 9$	$\Sigma = 12$	$\Sigma = 8$

Tabelle A.2: Für die Systemmodifikation ergeben sich in Abhängigkeit der Bewegungsrichtung unterschiedliche Schaltkombinationen für einen MFZ mit drei Wirkflächen. Prinzipbedingt kann ein Ölabbfluss über die IDW nicht erfolgen. Nach Konvention wird der Ölzulauf über die IDW gesteuert. Der stromlose Zustand der Schaltventile ist mit einem Stern markiert.

Bewegung	mögliches Druckniveau	Schaltkombination
Ausfahren	Anschluss 1 & 3 $HD_{IDW} \mid ZD_{IDW} \mid \cancel{ZD} \mid \cancel{ND}$	$HD_{IDW}-ZD-HD_{IDW}$
		$HD_{IDW}-ZD-ZD_{IDW}$
		$HD_{IDW}-ND-HD_{IDW}^*$
		$HD_{IDW}-ND-ZD_{IDW}$
	Anschluss 2 $\cancel{HD}_{IDW} \mid \cancel{ZD}_{IDW} \mid ZD \mid ND$	$ZD_{IDW}-ZD-HD_{IDW}$
		$ZD_{IDW}-ZD-ZD_{IDW}$
		$ZD_{IDW}-ND-HD_{IDW}$
		$ZD_{IDW}-ND-ZD_{IDW}$
Einfahren	Anschluss 1 & 3 $\cancel{HD}_{IDW} \mid \cancel{ZD}_{IDW} \mid ZD \mid ND$	$ZD-HD_{IDW}-ZD$
		$ZD-HD_{IDW}-ND$
		$ZD-ZD_{IDW}-ZD$
		$ZD-ZD_{IDW}-ND$
	Anschluss 2 $HD_{IDW} \mid ZD_{IDW} \mid \cancel{ZD} \mid \cancel{ND}$	$ND-HD_{IDW}-ZD$
		$ND-HD_{IDW}-ND^*$
		$ND-ZD_{IDW}-ZD$
		$ND-ZD_{IDW}-ND$

Gleichung A.1 ist ein Beispiel für eine binäre Schaltkombination(SK)-Matrix aus Unterabschnitt 4.4.1. Die SK-Matrix bildet die in Tabelle A.2 aufgelisteten Schaltkombinationen ab. Zusammen mit Gleichung A.2, A.3 und A.4, jeweils der Dimension $[9 \times 1]$, kann die Gleichung 4.44 berechnet werden.

$$\mathbf{M}_{\text{bin}} = \begin{bmatrix}
 \text{HD} & \text{ZD} & \text{NDHD} & \text{ZD} & \text{NDHD} & \text{ZD} & \text{ND} \\
 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\
 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\
 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 \\
 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 \\
 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\
 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\
 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 \\
 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 \\
 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\
 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\
 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\
 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 \\
 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\
 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\
 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\
 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1
 \end{bmatrix}, [16 \times 9] \quad (\text{A.1})$$

Wirkfläche 1
Wirkfläche 2
Wirkfläche 3

$$\mathbf{p}_{\text{Kammer}} = [p_{\text{HD},1}, p_{\text{ZD},1}, p_{\text{ND},1}, p_{\text{HD},2}, p_{\text{ZD},2}, p_{\text{ND},2}, p_{\text{HD},3}, p_{\text{ZD},3}, p_{\text{ND},3}]^T \quad (\text{A.2})$$

$$\mathbf{A} = [A_{\text{HD},1}, A_{\text{ZD},1}, A_{\text{ND},1}, A_{\text{HD},2}, A_{\text{ZD},2}, A_{\text{ND},2}, A_{\text{HD},3}, A_{\text{ZD},3}, A_{\text{ND},3}]^T \quad (\text{A.3})$$

$$\mathbf{C} = [1, -1, 1, 1, -1, 1, 1, -1, 1]^T \quad (\text{A.4})$$

A.4 Simulationsmodell

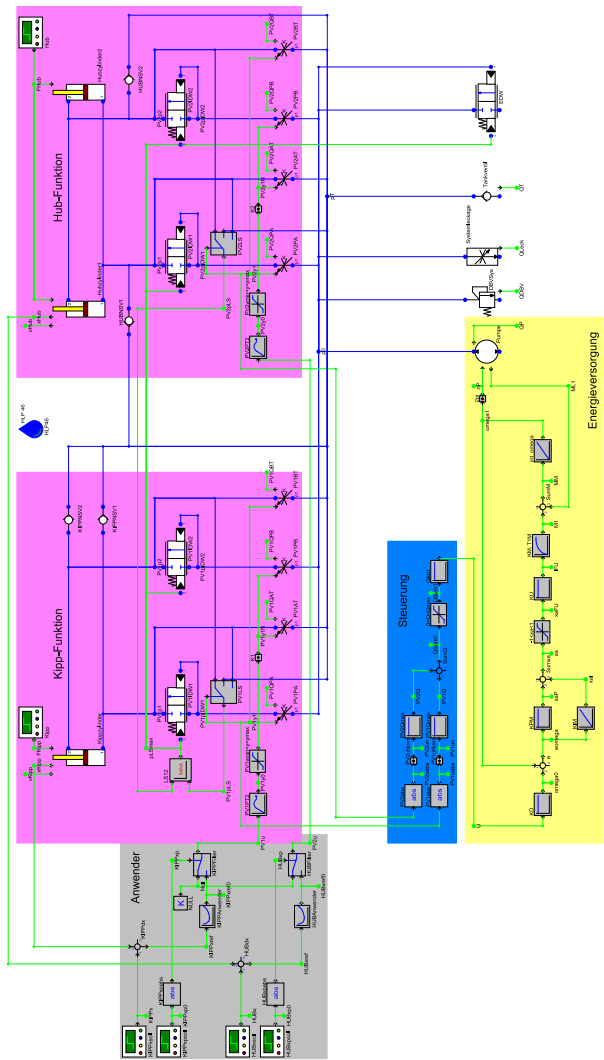


Abbildung A.8: Simulationsmodell des Referenzsystems. | Eigene Darstellung

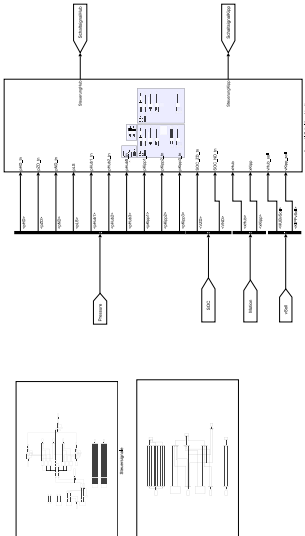


Abbildung A.9: Gesamtmodell der Simulation für die Systemmodifikation. | Eigene Darstellung

A.5 Effizienzbetrachtung

Das oberste Diagramm bezieht sich auf die Energiewandler HD-Pumpe und RSE, das mittlere Diagramm auf die Hubzylinder und das untere Diagramm auf den Kippzylinder. Qualitativ ist zu erkennen, dass die Verläufe des SRef und der SMod Ähnlichkeiten zu den Werten der Referenzmaschine aufweisen.

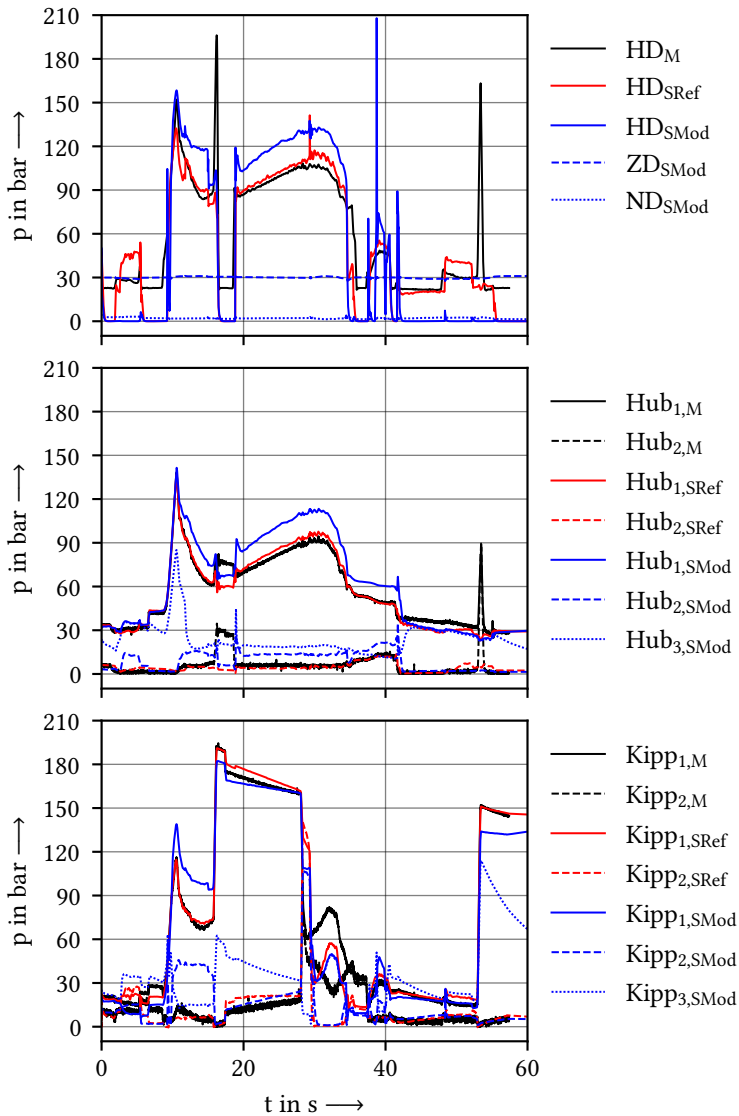


Abbildung A.10: Gegenüberstellung der Drücke in den Hauptleitungen der Systeme (HD, ZD) sowie in den Zylinderkammern. Solltrajektorie (Index M), Referenzsystem (Index SRef), Systemmodifikation (Index SMod) | Eigene Darstellung

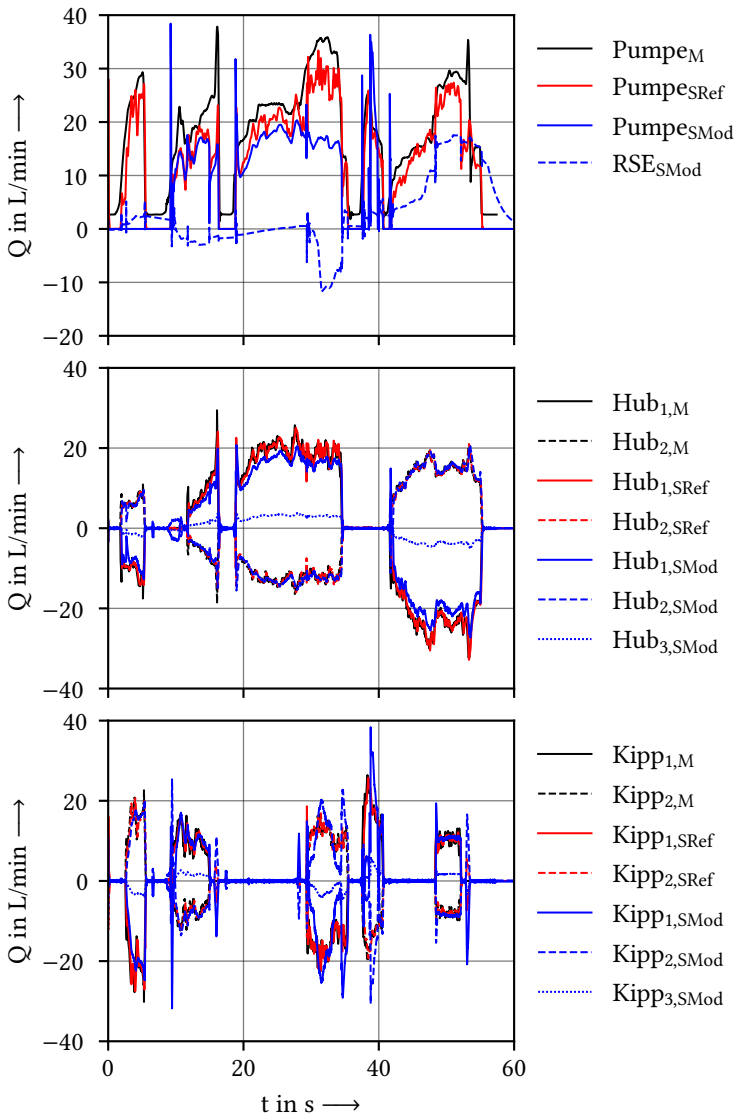


Abbildung A.11: Gegenüberstellung der Volumenströme von Pumpe, Rückspeiseeinheit und den jeweiligen Zylinderanschlüssen. Solltrajektorie (Index M), Referenzsystem (Index SRef), Systemmodifikation (Index SMod) | Eigene Darstellung

A.6 Lebenszykluskosten

Tabelle A.3: Werte für die jeweilige Kostenart.

Position	Wert	Einheit
C_{CDSTref}	200	GE
C_{DDSTref}	600	GE
C_{MSRef}	200	GE
$k_{\text{C},1}$	1,2	-
$k_{\text{C},1}$	1,5	-
$k_{\text{C},1}$	1,3	-
C_{ISRef}	146	GE
C_{ISMod}	303	GE
$C_{\text{O,K}}$	$2,198 \cdot 10^{-3}$	GE je kWh
C_{OSRef}	$4,064 \cdot 10^3$	GE
C_{OSMod}	$3,508 \cdot 10^3$	GE
$C_{\text{D,P}}$	$2,397 \cdot 10^{-3}$	GE je kg
C_{DSTref}	0,59	GE
C_{DSTMod}	1,42	GE

Tabelle A.4: Zuordnung von Einzelkosten, Gewicht und Anzahl für die Komponenten eines Systems.
Referenzsystem (SRef) | Systemmodifikation (SMod)

Komponente	Preis	Gewicht	Anzahl
	in GE	in kg	SRef SMod
E-Maschine	23	100	1 2
Umrichter	15	15	1 2
Pumpe	42	25	1 2
8/3-Wegeventil	5	5	2 0
Proportionalventil	3	5	0 6
Schaltventil	2	5	0 12
Hydrospeicher	7	55	0 2
Differenzialzylinder	14	30	3 0
3-Flächenzylinder	17	35	0 3
Peripherie (Leitungen, Fittings, etc.)	10	1	1 3
Drucksensor	1	1	4 6

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1	Aufbau einer MOBAMA Darstellung nach [8, S. 4]	7
Abbildung 2.2	Aufteilung eines hydrostatischen Antriebsstrangs für mobile Arbeitsmaschinen. Darstellung nach [15, S. 77] und [175]	10
Abbildung 2.3	Übersicht verschiedener Basissysteme. (links) Schaltungslayout. (rechts) Leistungsdiagramme bei $Q = [0; 50; 100] \% Q_{max}$; Verlustleistung – grau; Nutzleistung – weiß; Die Pfeile stellen den Trend bei Variation des Lastdrucks und -volumenstroms dar. Eine detaillierte Erläuterung erfolgt im nachstehenden Text. Individualdruckwaage (IDW), Electronic Control Unit (ECU) Darstellung nach [23, S. 19] und [11, S. 54]	13
Abbildung 2.4	Übersicht zu Systemeigenschaften hydrostatischer Systeme. Die Merkmale der in den folgenden Abschnitten beschriebenen Basissysteme sind durch Pfade hervorgehoben. Hochdruck (HD), Zwischendruck (ZD), Niederdruck (ND) Eigene Darstellung nach [8, S. 178] und [20, S. 34]	14
Abbildung 2.5	(links) Basissystem bestehend aus einer (verstellbaren) Pumpe, zwei X/3-WV ggf. mit Lastrückmeldung und Wechselventil, einem linearen und einem (verstellbaren) rotierenden Abtrieb. (rechts) Belastungs- und Bewegungsrichtung für aktive und passive Lasten Eigene Darstellung	15
Abbildung 2.6	Grundsaltungen für Systeme mit getrennten Steuerkanten. (Variante1) zwei 3/3-WV; (Variante2) vier 2/2-WV Darstellung nach [48, S. 20]	28
Abbildung 2.7	Leistungsdiagramme für die Betriebsmodi eines GS-Systems. Der Rekuperations-Modus ist nur in Verbindung mit einer Hybridsektion möglich. Eigene Darstellung nach [30, 32, 33, 178]	29

Abbildung 2.8	Mögliche Einflussnahme auf die Verlustleistung durch die Erhöhung der Systemfreiheitsgrade in der Anzahl der Druckniveaus. (links) Erhöhung des Lastdruckes durch Regeneration/Rekuperation des Restpotenzials in einer Hybridsektion. Die Umschaltung zwischen den Druckniveaus erfolgt durch je ein 3/2-Schaltventil unmittelbar vor dem Abtriebanschluss, hier durch Kästchen vereinfacht. (rechts) Speisung eines lastniederen Abtriebs durch ein angepasstes Druckniveau. Das Umschalten der Druckniveaus erfolgt unmittelbar vor dem Wegeventil durch 2/2-Schaltventile, hier durch Kästchen vereinfacht. Eigene Darstellung nach [20, 26, 46, 52]	33
---------------	--	----

Abbildung 2.9	<p>Nutzung und Beeinflussung der Druckniveaus in Mehrdrucksystemen. p_{Last} entspricht dem höchsten Lastdruck. Die Pfeile repräsentieren zu gegebenen Zeitpunkten beispielhaft den Potentialabbau und den zugehörigen Ölfluss von einem Druckniveau in ein anderes. Die dargestellten Flächen beschreiben das Druckband, in dem ein Druckniveau schwanken kann.</p> <p>Variante1: KD-System mit mehreren, in einem engen Druckband schwankenden, Druckniveaus. Die Druckniveaus werden durch eine oder mehrere Pumpen ggf. zzgl. Hydrospeichern aufrechterhalten, siehe [175, 20, 46, 60].</p> <p>Variante2: Neben dem Systemdruck existieren weitere, in einem engen Druckband schwankende, Druckniveaus. Die zusätzlichen Druckniveaus ermöglichen eine Regeneration, Rekuperation oder Boostern bei Lastspitzen. Die zusätzlichen Druckniveaus werden ggf. durch Speisepumpen und Hydrospeicher aufrechterhalten, siehe [26].</p> <p>Variante3: Der HD entspricht dem Systemdruck eines Basissystem und wird aktiv durch eine Pumpe gespeist. Zusätzliche Druckniveaus dienen als Hybridsektion und verfügen über eine Rückspeiseeinheit. Eine Regeneration zwischen den Hauptabtrieben ist nicht vorgesehen, siehe [52].</p> <p>Variante4: Das System weist mehrere Druckniveaus auf, aus denen die Abtriebe gespeist werden können. Die Druckniveaus können sich ggf. überschneiden. Es kann sich um Ein- oder Mehrkreissysteme handeln, siehe [59, 61] Eigene Darstellung</p>	34
Abbildung 2.10	<p>Schema1: Universelle Ventilschaltung mit getrennten Steuerkanten für Zu- und Ablauf. Schema2: Ventilschaltung für Abtriebe mit einer bevorzugten aktiven Antriebsrichtung Darstellung nach [59, S. 7]</p>	36
Abbildung 2.11	<p>Beispiel für hydraulische Linearabtriebe mit einer unterschiedlichen Anzahl an Wirkflächen. Eigene Darstellung</p>	38
Abbildung 2.12	<p>Ansteuerung eines Mehrflächenzylinders mit digitalhydraulischen Ventilen im KD-System Darstellung nach [64, S. 7]</p>	39

Abbildung 2.13	Steuerung eines Mehrkammerzylinders mit vier Wirkflächen mittels drei Schaltventilen und einem Proportionalventil. Darstellung nach [66, S. 2]	40
Abbildung 2.14	Vergleich eines klassisch angesteuerten Differentialzylinder (Last1) gegenüber einem digital angesteuerten Mehrflächenzylinder (Last2) Darstellung nach [68, S. 4]	41
Abbildung 3.1	Übergeordnetes Vorgehensmodell (V-Modell) bei der Entwicklung mechatronischer Systeme Darstellung nach [78, S. 29]	45
Abbildung 3.2	Vorgehen für einen modellbasierten Systementwurf nach VDI2206 mit einem Prozessablauf nach Scholler in [51] zur Erstellung und Auswertung von Simulationen. Darstellung nach [78, S. 48] und [51, S. 61]	47
Abbildung 3.3	Klassifizierung computergestützter Simulation Darstellung nach [9, S. 99, 101, 110]	49
Abbildung 3.4	Schema einer Steuerung mobiler Arbeitsmaschinen Eigene Darstellung nach [87, S. 5]	51
Abbildung 3.5	Unterschiedliche Betätigungsarten hydrostatischer Antriebe: (links, oben) mechanisch, (rechts, oben) hydromechanisch, (links, unten) elektrohydraulisch manuell gesteuert, (rechts, unten) elektromechanisch automatisiert gesteuert Eigene Darstellung	54
Abbildung 3.6	Stromregelventil als Kombination aus einer vorgeschalteten (oben) bzw. nachgeschalteten (unten) Druckwaage und einer verstellbaren Messblende Darstellung nach [93, S. 22]	56
Abbildung 3.7	Grundstruktur vorgesteuerter und adaptiver CLC-Regelkreise Eigene Darstellung nach [51, S. 5] und [87, S. 323]	59
Abbildung 3.8	Blockschaltbild der PIDT ₁ -Regelung Darstellung nach [102, S. 237]	62
Abbildung 3.9	White-, Black- und Grey-Box-Modelle Darstellung nach [106, S. 333] und [87, S. 50]	64
Abbildung 3.10	Unvollständige Übersicht unterschiedlicher Lösungsverfahren für MZOP. Darstellung nach [56, S. 18]	69

Abbildung 3.11	Merkmale zur Bewertung einer mobilen Arbeitsmaschine Darstellung nach [32, S. 2]	71
Abbildung 3.12	Methodik zur Abschätzung der Ausfallwahrscheinlichkeit nach Beck; Fischer und Weber in [128] Darstellung nach [128, S. 47]	73
Abbildung 3.13	Beispiele unterschiedlicher Arbeitszyklen Eigene Darstellung nach [44, S. 69], [32, S. 24, 92 f.], [9, S. 146], [46, S. 55] und [146, S. 53]	78
Abbildung 3.14	Leistungs- und Energiefluss zwischen Teilsystemen eines Antriebsstrangs Darstellung nach [15, S. 52, 55]	78
Abbildung 3.15	(links) Komprimierung einer Ölsäule durch einen Kolben. (rechts) Qualitative Darstellung der Kompressionsarbeit in einem Volumen-Druck-Diagramm. Darstellung nach [147, H-56]	80
Abbildung 4.1	Schematische Darstellung des Referenzsystems. Eigene Darstellung nach [32, S. 68]	86
Abbildung 4.2	Schematische Darstellung eines EBSS-Systems mit getrennten Steuerkanten. Eigene Darstellung nach [179, S. 127]	88
Abbildung 4.3	Schematische Darstellung eines EBSS-Systems mit getrennten Steuerkanten und einer Hybridsektion zzgl. Rückspeiseeinheit. Eigene Darstellung nach [178, S. 163]	91
Abbildung 4.4	Schematische Darstellung eines EBSS-Systems mit getrennten Steuerkanten, einer Hybridsektion zzgl. Rückspeiseeinheit und Mehrflächenzylindern als lineare Abtriebe. Eigene Darstellung nach [178, S. 163]	95
Abbildung 4.5	Signalflussplan einer drehzahlgeregelten Asynchronmaschine mit Konstantpumpe Darstellung nach [149, S. 76]	96
Abbildung 4.6	Signalflussplan für die druckgeregelte Rückspeiseeinheit, bestehend aus einer Kombination von Asynchronmaschine und hydraulischer Verdrängereinheit Darstellung nach [149, S. 99]	99
Abbildung 4.7	Schaltflussplan für ein 4/3-Wegeventil als Ausführung einer A+A-Vollbrücke. Das Ventil weist ein PT2-Verhalten auf. Darstellung nach [31, S. 260]	101

Abbildung 4.8	Freischnitt eines Differenzialzylinders als Repräsentation des Mehrflächenzylinders durch eine Parallelschaltung von mehreren Differenzialzylindern. Eigene Darstellung	101
Abbildung 4.9	Signalflussplan für einen Mehrflächenzylinder mit drei Wirkflächen Eigene Darstellung	106
Abbildung 4.10	Eigenfrequenz f_{MFZ} eines Mehrflächenzylinders mit vier Wirkflächen in Abhängigkeit des Zylinderhubs x_{Zyl} . $K'_{Ol} = 16 \cdot 10^8 \text{ Pa}$, $d_1 = 75 \cdot 10^{-3} \text{ m}$, $d_2 = 50 \cdot 10^{-3} \text{ m}$, $d_3 = 30 \cdot 10^{-3} \text{ m}$, $d_4 = 20 \cdot 10^{-3} \text{ m}$, $V_{L,1} = V_{L,2} = V_{L,3} = V_{L,4} = 1 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$ Eigene Darstellung	107
Abbildung 4.11	Schaltschema und vereinfachter Signalflussplan eines Hydromotors mit konstantem Schluckvolumen Darstellung nach [31, S. 249, 261]	107
Abbildung 4.12	Zustände eines Hydrospeichers Darstellung nach [19, S. 322]	109
Abbildung 4.13	Ablaufplan der Steuerstrategie Eigene Darstellung .	111
Abbildung 4.14	Die graue Linie stellt qualitativ die Änderung des Gesamtvolumens einer Hauptleitung dar. Die schwarze Linie repräsentiert den zulässigen SOC-Bereich eines Hydrospeichers. Ist das in die Hauptleitung strömende Volumen größer als SOC_{max} wird angenommen, dass das überschüssige Öl über ein Druckbegrenzungsventil abgelassen wird. Unterschreitet die Volumenentnahme SOC_{min} , liefert die Pumpe das fehlende Öl. Eigene Darstellung nach [175]	115
Abbildung 4.15	Berechnung der Gesamtvolumenänderung in den Hauptleitungen $\Delta V_{HD ZD ND}$ sowie die Berechnung des SOC je Druckniveau Darstellung nach [175] . .	116
Abbildung 4.16	Auswahlverfahren zur Bestimmung der optimalen Schaltkombination in drei Filterschritten. Darstellung nach [175]	117
Abbildung 4.17	Der Signalflussplan zeigt die Umsetzung von Kriterium 1 bis Kriterium 3 für das Umschalten in einen neuen Schaltzustand Darstellung nach [175]	118
Abbildung 5.1	Darstellung eines Radladers beim Abladen einer Last. Quelle: Hermann Paus Maschinenfabrik GmbH . . .	122

Abbildung 5.2	Zylinderbewegung und Lasten für den betrachteten Y-Zyklus. Eigene Darstellung nach [46, S. 52–56] . . .	124
Abbildung 5.3	Darstellung des elektrohydraulischen ZD-Energiewandlers mit Druck- und Drehzahlregelung in <i>DSHplus</i> . Eigene Darstellung	126
Abbildung 5.4	Modellierung eines Differenzialzylinders und eines Mehrflächenzylinders mit drei Wirkflächen in <i>DSHplus</i> . Eigene Darstellung	127
Abbildung 5.5	Darstellung des Hauptsteuerventils für das Referenzsystem (a) und die Systemmodifikation (b) in <i>DSHplus</i> . Eigene Darstellung	127
Abbildung 5.6	Gegenüberstellung von Solltrajektorie (Index M) und Simulation für das Referenzsystem (SRef) und die Systemmodifikation (SMod). (oben) Verlauf der Zylinderposition. (unten) Verlauf der Geschwindigkeit. Eigene Darstellung	130
Abbildung 6.1	Fehlerbaum für die Sicherheitsfunktion der Systemmodifikation. Die Pfeile symbolisieren die Bewegungs- und Lastrichtung des Zylinders. Je nach Lastfall kann eine andere Komponente zum Ausfall der Sicherheitsfunktion führen. Eigene Darstellung	133
Abbildung 6.2	Fehlerbaum für die Zuverlässigkeitsfunktion der Systemmodifikation. Die Pfeile symbolisieren die Bewegungs- und Lastrichtung des Zylinders. Im detaillierten Fehlerbaum ist exemplarisch der Lastfall Einfahren bei aktiver Last dargestellt. Je nach Lastfall kann eine andere Komponente zum Ausfall der Sicherheitsfunktion führen. Eigene Darstellung	134
Abbildung 6.3	Frequenzspektrum der vom Anwendermodell erzeugten Führungsgröße für Hub- und Kippzylinder. Eigene Darstellung	136
Abbildung 6.4	Statistische Gegenüberstellung der Positions- und Geschwindigkeitsfehler zwischen der Solltrajektorien und Simulation für die Abtriebe während eines Lastzyklus; (SRef) Referenzsystem bzw. (SMod) Systemmodifikation. Eigene Darstellung	138

Abbildung 6.5	Darstellung der Betriebspunkte in einem p - Q -Diagramm. Referenzsystem (Index SRef), Systemmodifikation (Index SMod) vgl. Abbildung A.5, HD-Pumpe (HD-P) Eigene Darstellung	141
Abbildung 6.6	Zeitlicher Verlauf für die Leistungen der Energiewandler für das Referenzsystem (SRef) und die Systemmodifikation (SMod). Eigene Darstellung	143
Abbildung 6.7	Verlustleistung und Wirkungsgrad für das Referenzsystem (SRef) und die Systemmodifikation (SMod). Eigene Darstellung	144
Abbildung 6.8	Zeitlicher Verlauf der in das System eingetragenen Primärenergie für das Referenzsystem (SRef) und die Systemmodifikation (SMod). Eigene Darstellung . .	145
Abbildung 6.9	Darstellung der Lebenszykluskosten LCC. (oben) Verlauf der Kosten über die Einsatzdauer der Maschine. (unten) Aufteilung der Kosten zum Zeitpunkt der Kostenumkehr zwischen dem Referenzsystem und der Systemmodifikation. Eigene Darstellung	147
Abbildung A.1	Hydraulische Halbbrücken mit negativer Überdeckung Quelle: Shaker Verlag GmbH [31, S. 172] . . .	156
Abbildung A.2	Hydraulische Vollbrücken mit negativer Überdeckung Quelle: Shaker Verlag GmbH [31, S. 177]	157
Abbildung A.3	Hydraulische Vollbrücken mit negativer Überdeckung Quelle: Shaker Verlag GmbH [31, S. 178]	158
Abbildung A.4	Schematische Darstellung des Referenzsystems (SRef). Eigene Darstellung	159
Abbildung A.5	Schematische Darstellung eines EBSS-Systems mit getrennten Steuerkanten, einer Hybridsektion zzgl. Rückspeiseeinheit und Mehrflächenzylindern (SMod). Eigene Darstellung	160
Abbildung A.6	Kraftprofil eines optimierten 3-Flächenzylinders für die Hubfunktion. Eigene Darstellung	161
Abbildung A.7	Kraftprofil eines optimierten 3-Flächenzylinders für die Kippfunktion. Eigene Darstellung	162
Abbildung A.8	Simulationsmodell des Referenzsystems. Eigene Darstellung	166
Abbildung A.9	Gesamtmodell der Simulation für die Systemmodifikation. Eigene Darstellung	167

Abbildung A.10	Gegenüberstellung der Drücke in den Hauptleitungen der Systeme (HD, ZD) sowie in den Zylinderkammern. Solltrajektorie (Index M), Referenzsystem (Index SRef), Systemmodifikation (Index SMod) Eigene Darstellung	169
Abbildung A.11	Gegenüberstellung der Volumenströme von Pumpe, Rückspeiseeinheit und den jeweiligen Zylinderanschlüssen. Solltrajektorie (Index M), Referenzsystem (Index SRef), Systemmodifikation (Index SMod) Eigene Darstellung	170

Tabellenverzeichnis

Tabelle 3.1	Eignung verschiedener einschleifiger, linearer Regelungstypen für eine Positions- bzw. Druckregelung in elektrohydraulischen Systemen nach Jelali und Kroll in [103]. Skala von -- (ungeeignet) bis ++ (sehr gut geeignet). . . .	62
Tabelle 4.1	In Abhängigkeit der Bewegungsrichtung ergeben sich unterschiedliche Schaltkombinationen für einen Differenzialzylinder. Prinzipbedingt kann ein Ölabbfluss über die IDW nicht erfolgen. Nach Konvention wird der Ölzulauf über die IDW gesteuert.	92
Tabelle 4.2	Ein- und Ausgangsgrößen der Ebene 2	113
Tabelle 4.3	Wahrheitstabelle zur Auswahl, wann ein neuer Schaltzustand eingestellt wird.	119
Tabelle 4.4	Zuordnungstabelle von Schaltkombination und Stellsignal für eine Ventilkombination, vgl. Unterabschnitt 4.2.3. Proportionalventil (PV), Schaltventil (SV), Hochdruck (HD), Zwischendruck (ZD), Niederdruck (ND), Individualdruckwaage (IDW)	120
Tabelle 5.1	Technische Informationen des Paus RL655 [46, 153]. . . .	122
Tabelle 5.2	Technische Informationen des generischen Radladers. . .	123
Tabelle 5.3	Gemittelte Abweichungen in Position und Geschwindigkeit zwischen den Simulationsmodellen (Referenzsystem – SRef, Systemmodifikation – SMod) und der gegebenen Solltrajektorien.	129
Tabelle A.1	Gegenüberstellung der Schaltkombinationen mit und ohne Individualdruckwaage IDW für einen Differenzialzylinder. 163	

Tabelle A.2	Für die Systemmodifikation ergeben sich in Abhängigkeit der Bewegungsrichtung unterschiedliche Schaltkombinationen für einen MFZ mit drei Wirkflächen. Prinzipbedingt kann ein Ölabfluss über die IDW nicht erfolgen. Nach Konvention wird der Ölzulauf über die IDW gesteuert. Der stromlose Zustand der Schaltventile ist mit einem Stern markiert.	164
Tabelle A.3	Werte für die jeweilige Kostenart.	171
Tabelle A.4	Zuordnung von Einzelkosten, Gewicht und Anzahl für die Komponenten eines Systems. Referenzsystem (SRef) Systemmodifikation (SMod)	172

Literaturverzeichnis

- [1] (Erz-)Bischöfe Deutschlands, Österreichs, der Schweiz u.a. (Hrsg.): Einheitsübersetzung der Heiligen Schrift. Stuttgart: Katholische Bibelanstalt GmbH 2016.
- [2] Radermacher, T.; Merx, M.; Sitte, A.; Boyko, V. und Unger, M.: Potenzialstudie Energie- / Kosteneinsparung in der Fluidtechnik. Hrsg. von Umweltbundesamt, CLIMATE CHANGE, Bd. 19/2021. Dessau-Roßlau, 2011.
- [3] Heidt, C.; Helms, H.; Kämper, C. und Kräck, J.: Aktualisierung der Modelle TREMOD/TREMOD-MM für die Emissionsberichterstattung 2020 (Berichtsperiode 1990-2018). Hrsg. von Umweltbundesamt, TEXTE, Bd. 117/2020. Dessau-Roßlau, 2020.
- [4] Dünnwald, S.; Klerks, T.; Schäfers, L.; Savelsberg, R. und Stapelbroek, M.: Intelligente mobile Maschinen: Die Bedeutung von KI und elektrischen Antriebssystemen in Bau- und Landwirtschaft. 8. Fachtagung MOBILE MACHINES – Sicherheit und Fahrerassistenz für Arbeitsmaschinen, 18. 02. 2025, Karlsruhe. Beitrag in: Geimer, M. (Hrsg.): MOBILE MACHINES – Sicherheit und Fahrerassistenz für Arbeitsmaschinen, Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik, Bd. 125, Karlsruhe: KIT Scientific Publishing 2025. DOI: 10.5445/KSP/1000177500, S. 91–115.
- [5] Geimer, M. und Pohlandt, C.: Grundlagen mobiler Arbeitsmaschinen, Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik, Bd. 22. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing 2014. ISBN: 9783731501886. DOI: 10.5445/KSP/1000039443.
- [6] Murrenhoff, H. und Eckstein, L.: Fluidtechnik für mobile Anwendungen: Umdruck zur Vorlesung, Reihe Fluidtechnik U, Bd. 005. Aachen: Shaker 2014. ISBN: 978-3-8440-2919-2.

- [7] Fleczoreck, T.: Effizienzbewertung von Antrieben mobiler Arbeitsmaschinen am Beispiel eines Mähdreschers. Hrsg. von Freundes- und Förderkreis des Instituts für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge e.V. Dissertation, Forschungsberichte aus dem Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge. Aachen: Shaker Verlag 2013. ISBN: 978-3-8440-2021-2.
- [8] Geimer, M. (Hrsg.): Mobile Working Machines, Society of Automotive Engineers. Electronic publications. Warrendale, Pa.: SAE International 2020. ISBN: 978-0-7680-9432-9. DOI: 10.4271/9780768094329.
- [9] Rose, S.: Modellbildung und Simulation von mobilen Arbeitsmaschinen - Untersuchungen zu systematischen Modellvereinfachungen in der Simulation von Antriebssystemen am Beispiel Bagger. Dissertation, Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik, Bd. 56. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing 2017. ISBN: 978-3-7315-0684-3. DOI: 10.5445/KSP/1000070887.
- [10] DIN Deutsches Institut für Normung e. V.: DIN EN 474-1, Erdbaumaschinen - Sicherheit - Teil1: Allgemeine Anforderungen. Berlin: Beuth Verlag GmbH 2023.
- [11] Kunze, G.; Göhring, H. und Jacob, K.: Baumaschinen: Erdbau- und Tagebaumaschinen. Hrsg. von Martin Scheffler. Wiesbaden: Vieweg + Teubner 2012. ISBN: 978-3-8348-1592-7.
- [12] Machado, T. et al.: Autonomous Heavy-Duty Mobile Machinery: A Multidisciplinary Collaborative Challenge. 2021 IEEE International Conference on Technology and Entrepreneurship (ICTE), 24.–27.08.2021, Kaunas, Lithuania. Beitrag in: IEEE (Hrsg.): 2021 IEEE International Conference on Technology and Entrepreneurship (ICTE), Proceedings, Kaunas, 08/2021. ISBN: 978-1-6654-3895-7. DOI: 10.1109/ICTE51655.2021.9584498, S. 1–8.
- [13] Guo, J.: Hydrostatisches Antriebssystem mit gemeinsamer Versorgung von Fahr- und Arbeitshydraulik. Hrsg. von Freundes- und Förderkreis des Instituts für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge e.V. Dissertation, Forschungsberichte aus dem Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge. Düren: Shaker Verlag 2024. ISBN: 978-3-8440-9425-1.
- [14] Aumer, W.: Funktionsintegration elektrischer Antriebe in mobilen Arbeitsmaschinen. Hrsg. von T. Herlitzius. Dissertation, Fortschritte Naturstofftechnik. Berlin: Springer Vieweg 2017. ISBN: 978-3-662-57456-0. DOI: 10.1007/978-3-662-57457-7.

-
- [15] Sturm, C.: Bewertung der Energieeffizienz von Antriebssystemen mobiler Arbeitsmaschinen am Beispiel Bagger. Dissertation, Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik, Bd. 39. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing 2015. ISBN: 978-3-7315-0404-7. DOI: 10.5445/KSP/1000047809.
- [16] Heidt, C.; Helms, H.; Kräck, J.; Münch, F.; Weller, K.; Hausberger, S.; Diegmann, V.; Wursthorn, H. und Latt, C.: Fortentwicklung der Verordnung (EU) Nr.2016/1628 für Mobile Maschinen und Geräte - NRMM (Non Road MobileMachinery). Hrsg. von Umweltbundesamt, TEXTE, Bd. 53/2023. Dessau-Roßlau, 2023.
- [17] Peitsmeyer, D.: Hydraulik in elektrischen Hybridsystemen. 9. Fachtagung Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen, 28. 02. 2023, Karlsruhe. Beitrag in: Geimer, M.; Kunze, C. und Wissenschaftlicher Verein für Mobile Arbeitsmaschinen (Hrsg.): Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik, Bd. 106, Karlsruhe: KIT Scientific Publishing 2023. ISBN: 978-3-7315-1260-8, S. 91–108.
- [18] Findeisen, D.: Ölhdraulik: Handbuch für die hydrostatische Leistungsübertragung in der Fluidtechnik. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag 2006. ISBN: 3-540-23880-8. DOI: 10.1007/3-540-30967-5.
- [19] Schmitz, K. und Murrenhoff, H.: Grundlagen der Fluidtechnik: Teil1: Hydraulik, Reihe Fluidtechnik U, Bd. 002. Aachen: Shaker 2018. ISBN: 978-3-8440-6246-5.
- [20] Vukovic, M.: Hydraulic hybrid systems for excavators. Dissertation, Reihe Fluidtechnik D, Bd. 90. Aachen: Shaker Verlag 2017. ISBN: 978-3-8440-5312-8.
- [21] Patel, T.; Santos Franquilino, L. dos; Vacca, A. und Young, C.: Comparison Study of Fully Individualized System Architectures for Electrified Mini-Excavators: Displacement Control (DC) vs Electro-Hydraulic Actuation (EHA). 10th International Fluid Power Conference, 08.–10. 03. 2016, Dresden, Germany. Beitrag in: Dresdner Verein zur Förderung der Fluidtechnik e. V. Dresden (Hrsg.): 14th International Fluid Power Conference, Conference Proceedings, Dresden, 2024, S. 38–50.
- [22] Djurovic, M.: Energiesparende Antriebssysteme für die Arbeitshydraulik mobiler Arbeitsmaschinen: Elektrohydraulisches Flow Matching. Dissertation, Berichte aus dem Maschinenbau. Aachen: Shaker 2007. ISBN: 978-3-8322-6361-4.

- [23] Inderelst, M.: Efficiency improvements in mobile hydraulic systems. Dissertation, Reihe Fluidtechnik D, Bd. 70. Aachen: Shaker 2013. ISBN: 978-3-8440-1726-7.
- [24] Sciatti, F.; Tamburrano, P.; Distaso, E. und Amirante, R.: Digital hydraulic valves: Advancements in research. Beitrag in: Heliyon 2024.10-5 (2024), S. 1–31. DOI: 10.1016/j.heliyon.2024.e27264.
- [25] Sgro, S. und Murrenhoff, H.: Energierückgewinnungssysteme für Baggerausleger: Eine systematische Übersicht der vorhandenen Lösungsmöglichkeiten. Beitrag in: O+P Fluidtechnik für den Maschinen- und Anlagenbau 10 (2010), S. 383–389.
- [26] Leifeld, R.: Hybridmodul für elektrohydraulische Antriebssysteme von Baggern. Dissertation, Reihe Fluidtechnik, Bd. 111. Düren: Shaker 2022. ISBN: 9783844085419.
- [27] Inderelst, M.; Sgro, S. und Murrenhoff, H.: Energy recuperation in working hydraulics of excavators. ASME/BATH 2010 Symposium on Fluid Power and Motion Control; FPMC2010, 15.–17. 09. 2010, Bath, UK. Beitrag in: Johnston, D. und Plummer, A. (Hrsg.): Fluid Power and Motion Control: FPMC 2010, ASME/BATH 2010 Symposium on Fluid Power and Motion Control, Essex, UK: Hadleys Ltd 2010. ISBN: 978-0-86197-181-4, S. 551–562.
- [28] Finzel, R.: Elektrohydraulische Steuerungssysteme für mobile Arbeitsmaschinen. Dissertation, Berichte aus dem Maschinenbau. Aachen: Shaker 2010. ISBN: 978-3-8322-9786-2.
- [29] Steindorff, K.: Untersuchungen zur Energierückgewinnung am Beispiel eines ventilgesteuerten hydraulischen Antriebs. Dissertation. Braunschweig: TU Braunschweig 2010.
- [30] Sitte, A. und Weber, J.: Systemstrukturen mit getrennten Steuerkannten. Beitrag in: O+P Fluidtechnik für den Maschinen- und Anlagenbau 62.3 (2018), S. 40–49.
- [31] Murrenhoff, H.: Servohydraulik - geregelte hydraulische Antriebe: Umdruck zur Vorlesung, Reihe Fluidtechnik U, Bd. 4. Aachen: Shaker Verlag GmbH 2012. ISBN: 978-3-8440-0947-7.

- [32] Scherer, M.: Beitrag zur Effizienzsteigerung mobiler Arbeitsmaschinen: Entwicklung einer elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung mit aufgeprägtem Volumenstrom. Dissertation, Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik, Bd. 32. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing 2015. ISBN: 3731503395.
- [33] Axin, M.: Fluid power systems for mobile applications: With a focus on energy efficiency and dynamic characteristics. Dissertation, Linköping Studies in Science and Technology, Bd. 1595. Linköping: Linköping University 2013. ISBN: 978-91-7519-600-8.
- [34] Stiller, C.: Grundlagen der Mess- und Regelungstechnik, Berichte aus der Steuerungs- und Regelungstechnik. Aachen: Shaker 2006. ISBN: 3-8322-5582-6.
- [35] Dreher, T.: Energieeffizienz von Konstantdrucksystemen mit sekundärgeregelten Antrieben beim Einsatz in mobilen Arbeitsmaschinen. Dissertation, Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik, Bd. 35. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing 2015. ISBN: 978-3-7315-0377-4. DOI: 10.5445/KSP/1000047003.
- [36] Pedersen, H. C.; Andersen, T. O. und Hansen, M. R.: Controlling a Conventional LS-pump based on Electrically Measured LS-pressure. Fluid Power and Motion Control Symposium; FPMC2010, 10.–12. 09. 2008. Beitrag in: Johnston, D. N. (Hrsg.): Fluid power and motion control: FPMC 2008. Bath: Centre for Power Transmission and Motion Control 2008. ISBN: 9780861971503, S. 1–14.
- [37] Krus, P.: On Load Sensing Fluid Power Systems: With Special Reference to Dynamic Properties and Control Aspects. Dissertation, Linköping Studies in Science and Technology, Bd. 198. Linköping: Linköping University 1988. ISBN: 91-7870-402-2.
- [38] Pedersen, H. C.; Andersen, T. O. und Hansen, M.: Load Sensing Systems - A Review of the Research Contributions Throughout the Last Decades, 2004, Dresden. Beitrag in: TU Dresden (Hrsg.): 4. IFK. 2004, S. 1–15.
- [39] Zähe, B.: Energiesparende Schaltungen hydraulischer Antriebe mit veränderlichem Versorgungsdruck und ihre Regelung. Dissertation. Aachen: RWTH Aachen 1993.

- [40] Fedde, T.: Elektrohydraulische Bedarfsstromsysteme am Beispiel eines Traktors. Dissertation, Forschungsberichte des Instituts für Landmaschinen und Fluidtechnik. Aachen: Shaker Verlag 2007. ISBN: 978-3-8440-2021-2.
- [41] Helduser, S. und Finzel, R.: Fluid Power in Motion: Elektrohydraulisches Load-Sensing für mobile Arbeitsmaschinen. Beitrag in: fluid 1-2 (2008), S. 1–6.
- [42] Finzel, R. und Helduser, S.: Energieeffiziente Steuerungen: Elektrohydraulische Steuerungssysteme für die Arbeitshydraulik mobiler Maschinen. Beitrag in: O+P Fluidtechnik für den Maschinen- und Anlagenbau 53.1-2 (2009), S. 22–27.
- [43] Zähe, B. und Robson, P.: Selection of Load Holding Valves with Lowest Possible Power Losses. Beitrag in: 7th International Fluid Power Conference, 2010.
- [44] Holländer, C.: Untersuchungen zur Beurteilung und Optimierung von Baggerhydrauliksystemen. Dissertation, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 1, Konstruktionstechnik/Maschinenelemente, Bd. 307. Düsseldorf: VDI Verlag 1998. ISBN: 3183307014.
- [45] Zhang, S.; Minav, T. und Pietola, M.: Decentralized Hydraulics for Micro Excavator. 15th Scandinavian International Conference on Fluid Power (SICFP), 07.–09.06.2017, Linköping, Sweden. Beitrag in: Linköping University (Hrsg.): Proceedings of the 15th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping Electronic Conference Proceedings, Bd. 144, Linköping: Linköping University 2017. ISBN: 978-91-7685-369-6, S. 1–9.
- [46] Dengler, P.: Untersuchung zum effizienten Betrieb von Hydraulikzylindern in Konstantdrucksystemen unter Verwendung einer Zwischendruckleitung. Dissertation, Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik, Bd. Band 28. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing 2015. ISBN: 978-3-7315-0295-1. DOI: 10.5445/KSP/1000043836.
- [47] Sitte, A. und Weber, J.: Structural Design of Independent Metering Control Systems. 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power (SICFP), 03.–05.06.2013, Linköping, Sweden. Beitrag in: Krus, P.; Ericson, L. und Sethson, M. (Hrsg.): 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping Electronic Conference Proceedings, Bd. 92, Linköping: Linköping University Electronic Press 2013. ISBN: 978-91-7519-572-8, S. 1–10.

-
- [48] Eriksson, B.: Control strategy for energy efficient fluid power actuators: Utilizing individual metering. Dissertation, Linköping Studies in Science and Technology, Bd. 1341. Linköping: Linköping University 2007. ISBN: 978-91-85895-06-9.
- [49] Hansen, A. H.; Pedersen, H. C.; Andersen, T. O. und Wachmann, L.: Design of energy efficient SMISMO-ELS control strategies. IEEE International Conference on Fluid Power and Mechatronics (FPM), 17.–20.08.2011, Beijing, China. Beitrag in: N. N. (Hrsg.): Proceedings of the IEEE International Conference on Fluid Power and Mechatronics. Piscataway, N.J.: IEEE 2011. ISBN: 978-1-4244-8451-5. DOI: 10.1109/FPM.2011.6045820, S. 522–527.
- [50] Sitte, A.: Struktursystematik, ganzheitliche Systementwicklung und -erprobung mobilhydraulischer Steuerungssysteme mit getrennten Steuerkanälen. Dissertation. Dresden: Qucosa 2024.
- [51] Scholler, C.: Modellgestützter Vergleich hydraulischer Konzepte zur Reduzierung des Energiebedarfs mobiler Arbeitsmaschinen unter Berücksichtigung variabler, kundenspezifischer Nutzungsprofile am Beispiel eines Baggers. Dissertation, KIMA-Reihe, Bd. 12. Kaiserslautern: Technische Universität Kaiserslautern 2014. ISBN: 978-3-943995-83-1.
- [52] Siebert, J.: Effizienzoptimierung mobilhydraulischer Load-Sensing-Systeme durch Reduzierung systembedingter Druckverluste am Beispiel eines Hydraulikbaggers. Dissertation, Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik, Bd. 114. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing 2024. ISBN: 978-3-7315-1343-8. DOI: 10.5445/KSP/1000168259.
- [53] Ivantysynova, M.: Displacement Controlled Linear and Rotary Drives for Mobile Machines with Automatic Motion Control. Beitrag in: Journal of Commercial Vehicles 109-2 (2020), S. 125–132.
- [54] Casoli, P.; Scolari, F.; Vescovini, C. M. und Rundo, M.: Energy Comparison between a Load Sensing System and Electro-Hydraulic Solutions Applied to a 9-Ton Excavator. Beitrag in: Energies 15.7 (2022), S. 1–15. DOI: 10.3390/en15072583.
- [55] Fassbender, D.; Brach, C. und Minav, T.: Experimental Investigations of Partially Valve-, Partially Displacement-Controlled Electrified Telehandler Implements. Beitrag in: Actuators 12.2 (2023). ISSN: 2076-0825. DOI: 10.3390/act12020050.

- [56] Nagel, P.: Entwicklung einer Betriebsstrategie zur Energierückgewinnung in hybriden Mehrverbrauchersystemen. Dissertation, Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik, Bd. 46. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing 2016. ISBN: 978-3-7315-0479-5. DOI: 10.5445/KSP/1000051743.
- [57] Huova, M.; Aalto, A.; Linjama, M.; Huhtala, K.; Lantela, T. und Pietola, M.: Digital hydraulic multi-pressure actuator – the concept, simulation study and first experimental results. Beitrag in: International Journal of Fluid Power 18.3 (2017), S. 141–152. ISSN: 1439-9776. DOI: 10.1080/14399776.2017.1302775.
- [58] Bao, R.; Wang, Q. und Wang, T.: Moedling and Control Strategy of a Multi-Pump Multi-Actuator Hydraulic System With On/Off Valve Matrix. Beitrag in: IEEE Access 9 (2021), S. 529–541. DOI: 10.1109/ACCESS.2020.3046660.
- [59] Guo, X.; Lengacher, J. und Vacca, A.: A Variable Pressure Multi-Pressure Rail System Design for Agricultural Applications. Beitrag in: Energies 15.17 (2022), S. 6173. DOI: 10.3390/en15176173.
- [60] Linjama, M.: On the Numerical Solution of Steady-State Equations of Digital Hydraulic Valve-Actuator System. Beitrag in: Uusi-Heikkilä, J. und Linjama, M. (Hrsg.). Tampere University of Technology. Department of Intelligent Hydraulics and Automation 2016. ISBN: 978-952-15-3755-4, S. 141–155.
- [61] Finzel, R.; Helduser, S. und Jang, D.-S.: Electro-Hydraulic Dual-Circuit System to Improve the Energy Efficiency of Mobile Machines. 7th International Fluid Technology Colloquium, 22.–24. 03. 2010, Aachen, Germany. Beitrag in: N. N. (Hrsg.): Proceedings of the 7th International Fluid Technology Colloquium, Proceedings, Bd. 3, Aachen, 2010, S. 151–163.
- [62] Guo, X.; Madau, R.; Lengacher, J.; Vacca, A. und Cardoso, R.: Multi-Pressure Rail System Design with Variable Pressure Control Strategy. 13th International Fluid Power Conference Aachen, 13.–15. 06. 2022, Aachen. Beitrag in: Schmitz, K. (Hrsg.): Fluid Power: Digital, Reliable, Sustainable, Proceedings, Aachen: Fördervereinigung Fluidtechnik e.V. 2022, S. 187–205.

- [63] Mittlböck, S.: Entwicklung und Analyse eines digitalzylindrischen Antriebs für Exoskelette auf Basis eines binären hydraulischen Zählers. Masterthesis, Institut für Maschinenlehre und hydraulische Antriebstechnik, Johannes Kepler Universität, Linz, 2018.
- [64] Linjama, M.; Vihtanen, H.-P.; Sipola, A. und Vilenius, M.: Secondary Controlled Multi-Chamber Hydraulic Cylinder. 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power (SICFP), 02.–04. 06. 2009, Linköping, Sweden. Beitrag in: Linköping University (Hrsg.): Proceedings of the 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power, 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping: Linköping University 2009. ISBN: 9789173935883, S. 1–15.
- [65] Dell'Amico, A.; Carlsson, M.; Norlin, E. und Sethson, M.: Investigation of a Digital Hydraulic Actuation System on an Excavator Arm. 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power (SICFP), 03.–05. 06. 2013, Linköping, Sweden. Beitrag in: Krus, P.; Ericson, L. und Sethson, M. (Hrsg.): 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping Electronic Conference Proceedings, Bd. 92, Linköping: Linköping University Electronic Press 2013. ISBN: 978-91-7519-572-8, S. 505–511.
- [66] Heemskerk, E.; Bonefeld, R. und Buschmann, H.: Control of a Semi-Binary Hydraulic Four-Chamber Cylinder. Scandinavian International Conference on Fluid Power; SICFP, 20.–22. 05. 2015, Tampere, Finland. Beitrag in: N. N. (Hrsg.): Proceedings of the 14th Scandinavian International Conference on Fluid Power, 14th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Tampere: Tampere University of Technology 2015. ISBN: 978-952-15-3548-2, S. 1–12.
- [67] Xiao-Ming, W.; Qian, L. und Xin, L.: The four-chamber hydraulic cylinder. IEEE/CSAA International Conference on Aircraft Utility Systems (AUS), 10.–12. 10. 2016, Beijing, China. Beitrag in: Jiao, Z. (Hrsg.): Proceedings of the IEEE/CSAA International Conference on Aircraft Utility Systems. Piscataway, NJ: IEEE 2016. ISBN: 978-1-5090-1087-5. DOI: 10.1109/AUS.2016.7748139, S. 686–689.
- [68] Raduenz, H.; Ericson, L.; Heybroek, K.; J. De. Negri, V. und Krus, P.: Extended Analysis of a Valve-Controlled System with Multi-Chamber Actuator. Beitrag in: International Journal of Fluid Power (2021). ISSN: 1439-9776. DOI: 10.13052/ijfp1439-9776.2314.

- [69] Donkov, V.; Andersen, T. O.; Ebbesen, M. K. und Pedersen, H. C.: Applying Digital Hydraulic Technology on a Knuckle Boom Crane. 9th Workshop on Digital Fluid Power, 07.–08. 09. 2017, Aalborg, Denmark. Beitrag in: N. N. (Hrsg.): Proceedings of the 9th Workshop on Digital Fluid Power. 2017.
- [70] Sipola, A.; Vihtanen, H.-P.; Linjama, M. und Laamanen, A.: Digital Hydraulic System. Patent, WO 2010/040890 A1, NORRHYDRO OY. International, 15. 04. 2010.
- [71] Hansen, R.; Kramer, M. und Vidal, E.: Discrete Displacement Hydraulic Power Take-Off System for the Wavestar Wave Energy Converter. Beitrag in: Energies 6.8 (2013), S. 4001–4044. DOI: 10.3390/en6084001.
- [72] Huova, M.; Laamanen, A. und Linjama, M.: Energy Efficiency of Three-Chamber Cylinder with Digital Valve System. Beitrag in: International Journal of Fluid Power 11.3 (2010), S. 15–22. ISSN: 1439-9776. DOI: 10.1080/14399776.2010.10781011.
- [73] Huova, M.: Energy Efficient Digital Hydraulic Valve Control. Dissertation, Publication. Tampere University of Technology 2015. ISBN: 978-952-15-3523-9.
- [74] Heybroek, K. und Sahlman, M.: A hydraulic hybrid excavator based on multi-chamber cylinders and secondary control – design and experimental validation. Beitrag in: International Journal of Fluid Power 19.2 (2018), S. 91–105. ISSN: 1439-9776. DOI: 10.1080/14399776.2018.1447065.
- [75] Heybroek, K. und Sjöberg, J.: Model Predictive Control of a Hydraulic Multichamber Actuator: A Feasibility Study. Beitrag in: IEEE/ASME Transactions on Mechatronics 23.3 (2018), S. 1393–1403. DOI: 10.1109/TMECH.2018.2823695.
- [76] Nostrani, M. P.; Raduenz, H.; Dell’Amico, A.; Krus, P. und Negri, V. de: Multi-Chamber Actuator Using Digital Pump for Position and Velocity Control Applied in Aircraft. Beitrag in: International Journal of Fluid Power 24.01 (2023), S. 22–30. DOI: 10.13052/ijfp1439-9776.2411.
- [77] Martinus, M. A.: Funktionale Sicherheit von mechatronischen Systemen bei mobilen Arbeitsmaschinen. Dissertation, Fortschritt-Berichte, Bd. 12. Düsseldorf: VDI Verlag 2004.

-
- [78] VDI Verein Deutscher Ingenieure e. V. und VDE Verband der Elektrotechnik Elektronik Informationstechnik e. V.: VDI/VDE 2206, Entwicklung mechatronischer und cyber-physischer Systeme. Berlin: Beuth Verlag GmbH 2021.
- [79] Albers, A.; Burkhardt, N.; Meboldt, M. und Saak, M.: SPALTEN Problem Solving Methodology in the Product Development. 15th International Conference on Engineering Design – ICED 2005, 15.–18. 08. 2005, Melbourne. Beitrag in: Samuel, A. (Hrsg.): Engineering Design and the Global Economy, Proceedings, Melbourne: The Design Society 2005, S. 1–12.
- [80] VDI Verein Deutscher Ingenieure e. V.: VDI 2221-Blatt 2, Entwicklung technischer Produkte und Systeme - Gestaltung individueller Produktentwicklungsprozesse. Berlin: Beuth Verlag GmbH 2019.
- [81] Huber, A.: Ermittlung von prozessabhängigen Lastkollektiven eines hydrostatischen Fährantriebsstrangs am Beispiel eines Teleskopladern. Dissertation, Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik, Bd. 2. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing 2010. ISBN: 9783866445642.
- [82] Geiger, C.: Assistenzsystem für einen teilautomatisierten Ladeprozess bei Forwardern. Dissertation. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing 2023. DOI: 10.5445/IR/1000157328.
- [83] Deiters, H.: Standardisierung von Lastzyklen zur Beurteilung der Effizienz mobiler Arbeitsmaschinen. Dissertation, Forschungsberichte des Instituts für Landmaschinen und Fluidtechnik. Aachen: Shaker 2009. ISBN: 978-3-8322-8111-3.
- [84] Filla, R.: Quantifying Operability of Working Machines. Dissertation, Linköping Studies in Science and Technology, Bd. 1390. Linköping: Linköping University 2011. ISBN: 978-91-7393-087-1.
- [85] Thiebes, P. und Vollmer, T.: Modellierung des Fahrers zur Untersuchung von Antriebssträngen in der 1D-Simulation am Beispiel eines Radladern mit Hybridantrieb. 3. Fachtagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, 17. 02. 2011, Karlsruhe. Beitrag in: Geimer, M. und Synek, P.-M. (Hrsg.): Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik, Bd. 7, Karlsruhe: KIT Scientific Publishing 2011, S. 47–59.
- [86] Zacher, S. und Reuter, M.: Regelungstechnik für Ingenieure: Analyse, Simulation und Entwurf von Regelkreisen. Wiesbaden: Springer Vieweg 2024. ISBN: 978-3-658-45896-6. DOI: 10.1007/978-3-658-45897-3.

- [87] Isermann, R.: Mechatronische Systeme: Grundlagen, Springer eBook Collection Computer Science & Engineering. Berlin, Heidelberg: Springer 2008. ISBN: 978-3-540-32512-3. DOI: 10.1007/978-3-540-32512-3.
- [88] Brockhaus, R.; Alles, W. und Luckner, R.: Flugregelung. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg 2011. ISBN: 978-3-642-01443-7.
- [89] Külz, J.; Terzer, M.; Magri, M.; Giusti, A. und Althoff, M.: Holistic Construction Automation With Modular Robots: From High-Level Task Specification to Execution. Beitrag in: IEEE Transactions on Automation Science and Engineering 22 (2025), S. 16716–16727. DOI: 10.1109/TASE.2025.3579720.
- [90] Bliesener, M.: Optimierung der Betriebsführung mobiler Arbeitsmaschinen: Ansatz für ein Gesamtmaschinenmanagement. Dissertation, Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik, Bd. 3. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing 2011. ISBN: 978-3-86644-536-9.
- [91] Kautzmann, T.: Die mobile Arbeitsmaschine als komplexes System. Dissertation, Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik, Bd. 23. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing 2014. ISBN: 978-3-7315-0187-9. DOI: 10.5445/KSP/1000039390.
- [92] Backé, W.: Systematik der hydraulischen Widerstandsschaltungen in Ventilen und Regelkreisen, Buchreihe ölhydraulik und pneumatik, Bd. 15. Mainz: Otto Krausskopf-Verlag GmbH 1974. ISBN: 3-7830-0078-5.
- [93] Axin, M.: Mobile Working Hydraulic System Dynamics. Dissertation, Linköping Studies in Science and Technology, Bd. 1697. Linköping: Linköping University 2015. ISBN: 978-91-7685-971-1.
- [94] Esders, H.: Elektrohdraulisches Load Sensing für mobile Anwendungen, Fortshr.-Ber. VDI, Bd. 14-75. Düsseldorf: VDI Verlag GmbH 1996. ISBN: 3-18-307514-8.
- [95] Eriksson, B.: Mobile Fluid Power Systems Design with a Focus on Energy Efficiency. Dissertation, Linköping Studies in Science and Technology, Bd. 1339. Linköping: Linköping University 2010. ISBN: 978-91-7393-304-9.
- [96] Rocca, W.: Lasten sicher im Griff. Zweistufiges-Senkbremsventil mit konstantem und degressivem Gegendruck. Beitrag in: Fluid 37 (2003), S. 9–11.

-
- [97] Ganassi, G.; Mesturini, D.; Dolcin, C.; Bonavolontà, A.; Frosina, E. und Marani, P.: Viable Energy Recovery Strategies Through Advanced Directional Control Valve. Beitrag in: International Journal of Fluid Power 24.02 (2023), S. 361–392. DOI: 10.13052/ijfp1439-9776.2428.
- [98] Komsta, J.: Nonlinear Robust Control of Electro-Hydraulic Systems. Dissertation, Berichte aus dem Institut für Automatisierungstechnik und Mechatronik der TU Darmstadt, Bd. 1224. Düsseldorf: VDI-Verl. 2013. ISBN: 9783185224089.
- [99] DIN Deutsches Institut für Normung e. V.: DIN IEC 60050-351, Internationales Elektrotechnisches Wörterbuch: Teil 351: Leittechnik. Berlin: Beuth Verlag GmbH 2014.
- [100] Ströbel, S.: Modellbasierte Vorsteuerung ventilgesteuerter hydraulischer Linearantriebe im Lageregelkreis. Dissertation, Reihe Fluidmechatronische Systeme. Aachen: Shaker Verlag 2018. ISBN: 978-3-8440-6031-7. DOI: 10.2370/9783844060317.
- [101] Adamy, J.: Nichtlineare Systeme und Regelungen. 326Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg 2018. ISBN: 978-3-662-55685-6.
- [102] Tröster, F.: Regelungs- und Steuerungstechnik für Ingenieure: Band1: Regelungstechnik, De Gruyter Studium, Bd. 1. Berlin: De Gruyter Oldenbourg 2015. ISBN: 978-3-11-041114-0. DOI: 10.1515/9783110411157.
- [103] Jelali, M. und Kroll, A.: Hydraulic Servo-systems: Modelling, Identification and Control, Advances in Industrial Control. London: Springer 2003. ISBN: 978-1-4471-1123-8. DOI: 10.1007/978-1-4471-0099-7.
- [104] Götz, W.: Elektrohydraulische Proportional- und Regelungstechnik in Theorie und Praxis. Stuttgart, 1989.
- [105] Beier, T. und Wurl, P.: Regelungstechnik: Basiswissen, Grundlagen, Beispiele, Plus.Hanser-Fachbuch. München: Carl Hanser Verlag 2022. ISBN: 9783446472778.
- [106] Dittmar, R.: Advanced Process Control: PID-Basisregelungen, vermaschte Regelungsstrukturen, Softsensoren, Model Predictive Control. Berlin und Boston: De Gruyter Oldenbourg 2017. ISBN: 978-3-11-049997-1.

- [107] Mann, H.; Schiffelgen, H.; Froriep, R. und Webers, K.: Einführung in die Regelungstechnik: Analoge und digitale Regelung, Fuzzy-Regler, Regler-Realisierung, Software. München: Hanser 2018. ISBN: 978-3-446-45002-8. DOI: 10.3139/9783446456945.
- [108] Klein, A.: Einsatz der Fuzzy-Logik zur Adaption der Positionsregelung fluidtechnischer Zylinderantriebe. Dissertation. Aachen: FOTO-DRUCK J.MAINZ GmbH 1993.
- [109] Yesil, E.; Güzelkaya, M. und Eksin, I.: Fuzzy PID Controllers: An Overview. The Third Triennial ETAI International Conference on Applied Automatic Systems, Skopje, Macedonia. Beitrag in: N. N. (Hrsg.): The Third Triennial ETAI International Conference on Applied Automatic Systems, Proceedings, 2003, S. 1–8.
- [110] Khan, A. A. und Rapa, N.: Fuzzy PID Controller: Design, Tuning and Comparison with Conventional PID Controller. 2006 IEEE International Conference on Engineering of Intelligent Systems, 22.–23. 04. 2006, Islamabad, Pakistan. Beitrag in: N., N. (Hrsg.): 2006 IEEE International Conference on Engineering of Intelligent Systems, Proceedings, 2006. DOI: 10.1109/ICEIS.2006.1703213, S. 1–6.
- [111] Wang, X.; Zhang, H. und Fang, J.: Research on Electro-hydraulic Proportional Leveling System of Large Aerial Work Platform Based on Fuzzy PID. Beitrag in: Applied Mechanics and Materials (AMM) 58-60 (2011), S. 221–226. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.58-60.221.
- [112] Liu, Y.; Wan, F.; Zhang, H.; Zhang, Z. und Hu, Q.: Fuzzy Self-tuning PID Controller for Pressure Control in VCM. Beitrag in: Key Engineering Materials (KEM) 620 (2014), S. 598–604. DOI: 10.4028/www.scientific.net/KEM.620.598.
- [113] Chinniah, Y.; Burton, R. und Habibi, S.: Failure monitoring in a high performance hydrostatic actuation system using the extended Kalman filter. Beitrag in: Mechatronics 16.10 (2006), S. 643–653. ISSN: 0957-4158. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechatronics.2006.04.004>.
- [114] Wit, C. de; Olsson, H.; Astrom, K. J. und Lischinsky, P.: A new model for control of systems with friction. Beitrag in: IEEE Transactions on Automatic Control 40.3 (1995), S. 419–425. ISSN: 00189286. DOI: 10.1109/9.376053.

- [115] Cho, S. H.; Niemi-Pynttäre, O. und Linjama, M.: Friction characteristics of a multi-chamber cylinder for digital hydraulics. Beitrag in: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science 230.5 (2016), S. 685–698. ISSN: 0954-4062. DOI: 10.1177/0954406215575414.
- [116] Li, C.; Lyu, L.; Helian, B.; Chen, Z. und Yao, B.: Precision Motion Control of an Independent Metering Hydraulic System With Nonlinear Flow Modeling and Compensation. Beitrag in: IEEE Transactions on Industrial Electronics 69.7 (2022), S. 7088–7098. ISSN: 0278-0046. DOI: 10.1109/TIE.2021.3102434.
- [117] Won, D.; Kim, W.; Shin, D. und Chung, C. C.: High-Gain Disturbance Observer-Based Backstepping Control With Output Tracking Error Constraint for Electro-Hydraulic Systems. Beitrag in: IEEE Transactions on Control Systems Technology 23.2 (2015), S. 787–795. DOI: 10.1109/TCST.2014.2325895.
- [118] Banthia, V.; Zareinia, K.; Balakrishnan, S. und Sepehri, N.: A Lyapunov Stable Controller for Bilateral Haptic Teleoperation of Single-Rod Hydraulic Actuators. Beitrag in: Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control 139.11 (2017), S. 1–16. ISSN: 0022-0434. DOI: 10.1115/1.4036535.
- [119] Nguyen, T.-H.; Do, T.-C. und Ahn, K.-K.: A Study on a New Independent Metering Valve for Hydraulic Boom Excavator. Beitrag in: Applied Sciences 12.605 (2022), S. 1–14. DOI: 10.3390/app12020605.
- [120] Nguyen, T. H.; Do, T. C.; van Nguyen, H. und Ahn, K. K.: High Tracking Control for a New Independent Metering Valve System Using Velocity-Load Feedforward and Position Feedback Methods. Beitrag in: Applied Sciences 12.19 (2022), S. 1–20. DOI: 10.3390/app12199827.
- [121] Wang, Y.; Luo, G.; Gu, L. und Li, X.: Fractional-order nonsingular terminal sliding mode control of hydraulic manipulators using time delay estimation. Beitrag in: Journal of Vibration and Control 22.19 (2016), S. 3998–4011. DOI: 10.1177/1077546315569518.
- [122] Braun, A.: Optimale und adaptive Regelung technischer Systeme: Mathematische Grundlagen, praktisch relevante Beispiele und numerische Simulationen mit MATLAB®, Lehrbuch. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden 2020. ISBN: 978-3-658-30916-9.

- [123] Pham, D. T. und Hartono, N.: Intelligente Produktions- und Fertigungsoptimierung - Der Bienenalgorithmus-Ansatz. Cham: Springer Vieweg 2025. ISBN: 978-3-031-66200-3. DOI: 10.1007/978-3-031-66200-3.
- [124] Laaksonen, A.: Guide to Competitive Programming: Learning and Improving Algorithms Through Contests. Springer International Publishing 2024. ISBN: 9783031617942. DOI: 10.1007/978-3-031-61794-2.
- [125] Pickl, S. und Lozovanu, D.: Optimization and Multiobjective Control of Time-Discrete Systems: Dynamic Networks and Multilayered Structures. Springer Berlin Heidelberg 2009. ISBN: 9783540850250. DOI: 10.1007/978-3-540-85025-0.
- [126] Sundstrom, O. und Guzzella, L.: A generic dynamic programming Matlab function. IEEE International Conference on Control Applications (CCA), 08.–10. 07. 2009, St. Petersburg, Russia. Beitrag in: IEEE (Hrsg.): Proceedings of the IEEE International Conference on Control Applications. IEEE 2009. ISBN: 978-1-4244-4601-8. DOI: 10.1109/CCA.2009.5281131, S. 1625–1630.
- [127] Grote, K.-H.; Engelmann, F.; Beitz, W.; Syrbe, M.; Beyerer, J. und Spur, G.: Das Ingenieurwissen: Entwicklung, Konstruktion und Produktion, Ingenieurwissen. Berlin und Heidelberg: Springer Vieweg 2014. ISBN: 978-3-662-44392-7. DOI: 10.1007/978-3-662-44393-4.
- [128] Beck, B.; Fischer, E. und Weber, J.: Vergleichbarkeit schaffen: Getrennte Steuerkanten und die Sicherheitsnormen. Beitrag in: O+P Fluidtechnik für den Maschinen- und Anlagenbau 62.04 (2018), S. 42–49.
- [129] DIN Deutsches Institut für Normung e. V.: DIN EN ISO 12100, Sicherheit von Maschinen - Allgemeine Gestaltungsleitsätze - Risikobeurteilung und Risikominderung. Berlin: Beuth Verlag GmbH 2011.
- [130] DIN Deutsches Institut für Normung e. V.: DIN EN ISO 13849-1, Sicherheit von Maschinen - Sicherheitsbezogene Teile von Steuerungen - Teil 1: Allgemeine Gestaltungsleitsätze. Berlin: Beuth Verlag GmbH 2023.
- [131] DIN Deutsches Institut für Normung e. V.: DIN EN ISO 13849-2, Sicherheit von Maschinen - Sicherheitsbezogene Teile von Steuerungen - Teil 2: Validierung. Berlin: Beuth Verlag GmbH 2013.

- [132] DIN Deutsches Institut für Normung e. V.: DIN ISO 31000, Risikomanagement: Leitlinien. Berlin: Beuth Verlag GmbH 2018.
- [133] Beck, B. und Weber, J.: Safety and Reliability of Independent Metering Systems in Mobile Machinery. 26th European Safety and Reliability Conference (ESREL 2016), 25.–29. 09. 2016, Glasgow, GB. Beitrag in: Walls, L.; Revie, M. und Bedford, T. (Hrsg.): Risk, reliability and safety: Innovating theory and practice. London: Taylor & Francis Group 2017. ISBN: 9781315374987, S. 2602–2609.
- [134] Huelke, M. und Lungfiel, A.: Software-Assistent Sistema: Berechnung und Bewertung der Maschinensicherheit. Beitrag in: SPS-Magazin 24.6 (2011), S. 49–50.
- [135] Isermann, R.: Fault-Diagnosis Applications: Model-Based Condition Monitoring: Actuators, Drives, Machinery, Plants, Sensors, and Fault-Tolerant Systems. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin / Heidelberg 2011. ISBN: 9783642127670.
- [136] Beck, B.; Köhler, S. und Weber, J.: Analysis and test of model-based fault detection methods for mobile machinery using independent metering systems. Scandinavian International Conference on Fluid Power; SICFP, 22.–24. 05. 2019, Tampere, Finland. Beitrag in: Huhtala, K.; Tikkanen, S. und Uusi-Heikkilä, J. (Hrsg.): Proceedings of the 16th Scandinavian International Conference on Fluid Power, 16th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Tampere: Tampere University of Technology 2019. ISBN: 978-952-03-1302-9, S. 1–14.
- [137] Donkov, V.; Andersen, T.; Ebbesen, M. K.; Linjama, M. und Paloniitty, M.: Investigation of the fault tolerance of digital hydraulic cylinders. Scandinavian International Conference on Fluid Power; SICFP, 22.–24. 05. 2019, Tampere, Finland. Beitrag in: Huhtala, K.; Tikkanen, S. und Uusi-Heikkilä, J. (Hrsg.): Proceedings of the 16th Scandinavian International Conference on Fluid Power, 16th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Tampere: Tampere University of Technology 2019. ISBN: 978-952-03-1302-9, S. 100–111.
- [138] Fischer, E. und Weber, J.: Data analysis for the evaluation and design of a model-based fault detection based on an independent metering system for mobile hydraulic drives. 13th International Fluid Power Conference Aachen, 13.–15. 06. 2022, Aachen. Beitrag in: Schmitz,

- K. (Hrsg.): Fluid Power: Digital, Reliable, Sustainable, Proceedings, Aachen: Fördervereinigung Fluidtechnik e.V. 2022, S. 216–227.
- [139] Fischer, E.; Beck, B. und Weber, J.: Fault Localization for Independent Metering Systems by Model-Based Fault Detection. 10th International Fluid Power Conference, 08.–10. 03. 2016, Dresden, Germany. Beitrag in: Dresdner Verein zur Förderung der Fluidtechnik e. V. Dresden (Hrsg.): 14th International Fluid Power Conference, Conference Proceedings, Dresden, 2024, S. 469–481.
- [140] Cooley, J. W. und Tukey, J. W.: An Algorithm for the Machine Calculation of Complex Fourier Series. Beitrag in: Mathematics of Computation 19-90 (1965), S. 297–301. DOI: 10.2307/2003354.
- [141] Fahrmeir, L.; Künstler, R.; Pigeot, I. und Tutz, G.: Statistik: Der Weg zur Datenanalyse, Springer-Lehrbuch. Berlin, Heidelberg: Springer 2007. ISBN: 9783540697398.
- [142] Reich, T.: Beurteilung der Prüfprozesseignung bei Fahrzeugversuchen mit mobilen Arbeitsmaschinen. Dissertation, Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik, Bd. 69. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing 2019. ISBN: 9783731508489.
- [143] DIN Deutsches Institut für Normung e. V.: DIN ISO 9245, Erdbaumaschinen – Leistung der Maschinen – Begriffe, Formelzeichen und Einheiten. Berlin: Beuth Verlag GmbH 1995.
- [144] Fecke, M.: Bewertung der Energieeffizienz von Baumaschinen mithilfe einer praxisnahen Lastzyklusentwicklung für einen In-Situ-Test. Dissertation. Wuppertal: Bergische Universität 2018. DOI: 10.25926/v2qdmq87.
- [145] Hengl, A.: Dynamische Prüfzyklen für das DLG Schlepperprüfverfahren Power Mix. Diplomarbeit, Lehrstuhl für Agrarsystemtechnik, Technische Universität München, München, 2006.
- [146] Brinkschulte, L.: Assistenzsysteme zur Reduktion des Schädigungsverhaltens von Komponenten einer mobilen Arbeitsmaschine. Dissertation, Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik, Bd. 90. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing 2021. ISBN: 978-3-7315-1089-5. DOI: 10.5445/KSP/1000130176.
- [147] Geimer, M.: Vorlesung Fluidtechnik WS 2022/2023: Vorlesungsskript. Karlsruhe, 2022.

-
- [148] DIN Deutsches Institut für Normung e. V.: DIN EN 60300-3-3, Zuverlässigkeitsmanagement – Teil 3-3: Anwendungsleitfaden – Lebenszykluskosten. Berlin: Beuth Verlag GmbH 2005.
- [149] Rühlicke, I.: Elektrohydraulische Antriebssysteme mit drehzahlveränderbarer Pumpe. Dissertation. Dresden: Institut für Fluidtechnik der Technischen Universität Dresden 1997.
- [150] Axin, M.; Palmberg, J.-O. und Krus, P.: Optimized Damping in Cylinder Drives Using the Meter-out Orifice - Design and Experimental Verification. 8th International Fluid Power Conference, 26.–28. 03. 2012, Dresden, Germany. Beitrag in: Dresdner Verein zur Förderung der Fluidtechnik e. V. Dresden (Hrsg.): 8th International Fluid Power Conference: Fluid Power Drives!, Conference Proceedings, Bd. 1, Dresden, 2012, S. 579–592.
- [151] Berlenz, S.; Otto, F.; Wagner, U. und Geimer, M.: Verbrauchsreduzierung durch Drehzahlentkopplung von Nebenaggregaten an mobilen Arbeitsmaschinen: Methoden zur Potenzialabschätzung. 4. Fachtagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, 20. 02. 2013, Karlsruhe. Beitrag in: Geimer, M. und Synek, P.-M. (Hrsg.): Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik, Bd. 15, Karlsruhe: KIT Scientific Publishing 2013. ISBN: 978-3-86644-970-1, S. 37–38.
- [152] Thiebes, P.: Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen: Grundlegende Erkenntnisse und Zusammenhänge, Vorstellung einer Methodik zur Unterstützung des Entwicklungsprozesses und deren Validierung am Beispiel einer Forstmaschine. Dissertation. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing 2012. ISBN: 9783866448087.
- [153] Hermann Paus Maschinenfabrik GmbH: Knickradlader RL 655 + RL 855. Datenblatt. Emsbüren: Hermann Paus Maschinenfabrik GmbH 2008, S. 1–5.
- [154] ARGO-HYTOS s.r.o.: Proportional-Wegeventile PRM7–10. Datenblatt. Vrchlabí: ARGO-HYTOS s.r.o. 2006, S. 1–10.
- [155] Lübbert, J. F.: Betriebsstrategien und regenerative Betriebsmodifür Ventilsysteme mit getrennten Steuerkanal in bedienergeführten Anwendungen. Dissertation. Dresden: Qucosa 2024.

Internetquellen

- [156] Bundesministerium der Justiz: Verordnung über die Zulassung von Fahrzeugen zum Straßenverkehr (Fahrzeug-Zulassungsverordnung-FZV): § 2 Begriffsbestimmungen: Gesetzestext. 2011. URL: https://www.gesetze-im-internet.de/fzv_2011/_2.html, Zugriff am: 17. 01. 2023.
- [157] Norrhydro Oy: NorrDigi – The revolutionary energy-saving system. 2020. URL: <https://www.norrhydro.com/en/engineering/norrdigi>, Zugriff am: 25. 02. 2020.
- [158] Bosch Rexroth AG: LUDV-Steuerblock in Scheibenbauweise M7-25: Datenblatt. 2016. URL: https://www.boschrexroth.com/documents/12605/25209273/rd64297_2016-07.pdf/5d299d89-badf-6370-0fe9-2ad95c94b4c6, Zugriff am: 06. 06. 2022.
- [159] Linde Hydraulics GmbH & Co. KG: Performance meets Flexibility. LSC. Linde Synchron Control. 2013. URL: <https://lhy.com/wp-content/uploads/LSC-Brochure-english.pdf>, Zugriff am: 24. 04. 2023.
- [160] Bucher Hydraulics GmbH: Wege-Proportionalventile: Baureihe LVS08 und LVS12 - Vorzugsprogramm. 2020. URL: https://www.bucherhydraulics.com/datacat/files/Katalog/Ventile/Zwischenplattenventile_Sandwichventile/LVS08_LVS12%20-%20Vorzugsprogramm/LVS-Vorzugsprogramm_100-P-000172-de.pdf, Zugriff am: 24. 04. 2023.
- [161] Milwaukee Cylinder: Power Boost Cylinders. 2018. URL: https://www.milwaukeecylinder.com/pdfs/05-070003718_MC_Power_Boost_Cylinders_Flyer.pdf, Zugriff am: 25. 02. 2020.
- [162] Ponsse Plc: Ponsse's New Scorpion Harvester Includes Enhanced Operator Comfort and Visibility Features: Increased visibility, steering and comfort are just a few of the enhanced operator environment features included on the new Ponsse Scorpion harvester. Hrsg. von OEM Off-Highway. 2013. URL: <https://www.oemoffhighway.com/operator-cab/press-release/10960634/ponsses-new-scorpion-harvester-includes-enhanced-operator-comfort-and-visibility-features>, Zugriff am: 25. 02. 2020.
- [163] Demolition and Recycling Equipment B.V.: Dedicated Demolition Line: DL-Serie & DR-Serie. 2018. URL: <https://de.demarec.nl/portal/produktubersicht/dedicated-demolition-line>, Zugriff am: 25. 02. 2020.

-
- [164] VHB München: VOB 624 - Merkblatt zum Schutz gegen Baulärm. 2011. URL: https://stadt.muenchen.de/dam/jcr:85f468d8-e222-4f53-b856-693fb6fc9798/VOB_624.pdf, Zugriff am: 25. 04. 2025.
- [165] Europäische Union: VERORDNUNG (EU) 2023/1230 DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES vom 14. Juni 2023 über Maschinen und zur Aufhebung der Richtlinie 2006/42/EG des Europäischen Parlaments und des Rates und der Richtlinie 73/361/EWG des Rates. 2023. URL: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=CELEX:02023R1230-20230629>, Zugriff am: 25. 04. 2025.
- [166] Europäische Union: Maschinenrichtlinie: Richtlinie 2006/42/EG über Maschinen. 2006. URL: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/?uri=CELEX:32006L0042>, Zugriff am: 23. 01. 2023.
- [167] BDSV: Entwicklung der Stahlschrottpreise* in Deutschland in den Jahren 2014 bis 2024 (in Euro pro Tonne). 2024. URL: <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/236773/umfrage/entwicklung-der-schrottpreise-in-deutschland/>, Zugriff am: 02. 05. 2025.
- [168] Statista GmbH: Strompreise in Deutschland – Statistik-Report zu Strompreisen in Deutschland. 2024. URL: <https://de.statista.com/statistik/studie/id/175911/dokument/strompreise-in-deutschland/>, Zugriff am: 02. 05. 2025.
- [169] Modelica Association: fmi - Functional Mock-up Interface: The leading standard to exchange dynamic simulation models. 2022. URL: <https://fmi-standard.org/>, Zugriff am: 21. 12. 2022.
- [170] FLUIDON: DSHplus. 2022. URL: <https://fluidon.com/dshplus>, Zugriff am: 05. 12. 2022.
- [171] Mathworks: Simscape Multibody: Model and simulate multibody mechanical systems. 2022. URL: <https://www.mathworks.com/products/simscape-multibody.html>, Zugriff am: 21. 12. 2022.
- [172] Mathworks: Simulink is for Model-Based Design. 2022. URL: <https://www.mathworks.com/products/simulink.html>, Zugriff am: 21. 12. 2022.
- [173] Statista GmbH: Kraftstoffpreise – Statistik-Report zu Kraftstoffpreisen. 2024. URL: <https://de.statista.com/statistik/studie/id/11796/dokument/benzinpreise-statista-dossier/>, Zugriff am: 02. 05. 2025.

- [174] Bundesministerium der Finanzen: AfA-Tabelle für den Wirtschaftszweig "Baugewerbe". 2001. URL: https://www.bundesfinanzministerium.de/Content/DE/Standardartikel/Themen/Steuern/Weitere_Steuertemen/Betriebsprüfung/AfA-Tabellen/AfA-Tabelle_Baugewerbe.html, Zugriff am: 03.08.2025.

Eigene Publikationen

- [175] Wydra, M. und Geimer, M.: Effizienzsteigerung im Konstantdrucksystem – Selbst-Optimierende Steuerstrategie zur Verlustminimierung eines Konstantdrucksystems mit Zwischendruckleitung und 4-Flächen-Zylinder, Industrielle Gemeinschaftsforschung – IGF, Bd. IGF-Vorhaben Nr. 20291 N/1. Frankfurt am Main: Forschungskuratorium Maschinenbau e.V. – FKM 2022.
- [176] Siebert, J.; Wydra, M. und Geimer, M.: Efficiency Improved Load Sensing System: Reduction of System Inherent Pressure Losses. Beitrag in: *Energies* 10.7-941 (2017), S. 1–22. DOI: 10.3390/en10070941.
- [177] Helian, B.; Wydra, M. und Geimer, M.: Constrained Motion Control of an Independent Metering System with Uncertain Loads. Beitrag in: *Actuators* 12.8-304 (2023), S. 1–15. DOI: 10.3390/act12080304.
- [178] Wydra, M.; Geimer, M. und Weiß, B.: An Approach to Combine an Independent Metering System with an Electro-Hydraulic Flow-on-Demand Hybrid-System. 15th Scandinavian International Conference on Fluid Power (SICFP), 07.–09.06.2017, Linköping, Sweden. Beitrag in: Linköping University (Hrsg.): *Proceedings of the 15th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping Electronic Conference Proceedings*, Bd. 144, Linköping: Linköping University 2017. ISBN: 978-91-7685-369-6. DOI: 10.3384/ecp17144161, S. 161–170.
- [179] Wydra, M.; Bauer, A.; Geiger, C. und Geimer, M.: Moderne Steuer-algorithmen für Forstkräne mittels künstlichen neuronalen Netzen imitieren und optimieren. Beitrag in: *LANDTECHNIK* 75.2 (2020), S. 118–140. DOI: 10.1515/LT.2020.3241.
- [180] Weiß, B. und Wydra, M.: Elektrohydraulische Bedarfsstromsteuerung mit Hybridfunktion zur Steigerung der Energieeffizienz von Forstmaschinen: EfHyFo III - Abschlussbericht über ein FuE-Projekt. Hrsg. von Deutsche Bundesstiftung Umwelt. Rohrdorf, 2019.

- [181] Beiser, S.; Wydra, M. und Geimer, M.: Simulative Untersuchung zum Energiebedarf einer schreitenden Forstmaschine. 9. Fachtagung Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen, 28. 02. 2023, Karlsruhe. Beitrag in: Geimer, M.; Kunze, C. und Wissenschaftlicher Verein für Mobile Arbeitsmaschinen (Hrsg.): Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik, Bd. 106, Karlsruhe: KIT Scientific Publishing 2023. ISBN: 978-3-7315-1260-8, S. 11–35.
- [182] Siebert, J.; Wydra, M.; Heber, S. und Geimer, M.: Development and implementation of a control concept for a hydraulic load unit. 11th International Fluid Power Conference (IFK), 19.–21. 03. 2018, Aachen, Germany. Beitrag in: Murrenhoff, H. (Hrsg.): Fluid Power Networks: Proceedings, 11th International Fluid Power Conference, Bd. 1, Aachen: RWTH Aachen University 2018. ISBN: 978-3-95886-215-9. DOI: 10.5445/IR/1000084917, S. 130–143.
- [183] Weiß, B.; Wydra, M. und Geimer, M.: Effizienterer Einsatz von Forstmaschinen durch die Verwendung einer elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung mit einer unabhängigen Zu-/ Ablaufsteuerung. 6. Fachtagung Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen, 15. 02. 2017, Karlsruhe. Beitrag in: Geimer, M. und Synek, P.-M. (Hrsg.): Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik, Bd. 50, Karlsruhe: KIT Scientific Publishing 2017. ISBN: 978-3-7315-0601-0, S. 31–50.
- [184] Wydra, M.; Siebert, J.; Weiß, B. und Geimer, M.: Entwicklung einer Kransteuerung auf Basis der MOBIL-Methode. 10. Kolloquium Mobilhydraulik, 16.–17. 10. 2018, Braunschweig. Beitrag in: TU Braunschweig (Hrsg.): Proceedings of the 10. Kolloquium Mobilhydraulik. Braunschweig, 2018. DOI: 10.5445/IR/1000096002, S. 1–12.
- [185] Wydra, M.: Dynamische Achslasten auf dem Rollenprüfstand. Bachelorthesis, Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen (Mobima), Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2013.
- [186] Wydra, M.: Projekt RSD: Reduzierung systembedingter Druckverluste an Druckwaagen: Übertragung der Charakteristik des Tank-Speicher-Logik-Ventils auf ein System mit aufgelösten Steuerkanten. Masterthesis, Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen (Mobima), Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2016.

- [187] Wydra, M. und Geimer, M.: Selbst-Optimierende Steuerstrategie zur Verlustminimierung eines Konstantdrucksystems mit Zwischendruckleitung und 4-Flächen-Zylinder: Forschungsbericht, Informationsveranstaltung des Forschungsfonds Fluidtechnik im VDMA, Bd. 2022. Frankfurt am Main: Forschungsfonds des Fachverbandes Fluidtechnik im VDMA 2022.

Betreute Abschlussarbeiten

- [188] Angele, S.: Erstellung eindimensionaler thermo-hydraulischer Bauteile zur Simulation des Kaltstartverhaltens hydraulischer Kreise. Bachelorthesis, Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2019.
- [189] Bauer, A.: Einsatz neuronaler Netze zur Steuerung von elektrohydraulischen Ventilen. Masterthesis, Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2019.
- [190] Dai, J.: Gestaltung einer geeigneten Bedienerschnittstelle zur Überwachung und Steuerung eines Systemprüfstands. Masterthesis, Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2017.
- [191] Felber, A.: Weiterentwicklung einer hydraulischen Belastungseinheit zum Aufprägen passiver und aktiver Lasten an linearen Verbrauchern. Bachelorthesis, Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2016.
- [192] Fischer, R.: Systematische Gliederung rechtlicher Rahmenbedingungen und simulationsgestützte Auslegung von Hydrospeichern hinsichtlich der Hybridisierung eines Forstkrans. Bachelorthesis, Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2017.
- [193] Heber, S.: Weiterentwicklung, Steuerungskonzept und Umsetzung einer hydraulischen Belastungseinheit. Masterthesis, Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2017.

- [194] Klotz, J.: Erarbeitung eines variablen Mehrkörpersimulationsmodells zur Untersuchung von Baggersystemen. Bachelorthesis, Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2020.
- [195] Kroiher, T.: Inbetriebnahme und Validierung einer hydraulischen Belastungseinheit. Masterthesis, Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2018.
- [196] Krotz, M.: Auslegung einer Ventilsteuerung mit unabhängigen Zu- und Ablaufkanten. Masterthesis, Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2017.
- [197] Löw, S.: Entwicklung und Untersuchung einer elektronischen Zulauf-Volumenstromregelung eines Flow Sharing Systems. Masterthesis, Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2022.
- [198] Massa, S.: Regelungstechnische Untersuchung eines Konzepts zur automatisierten Positionierung von Tübbingsegmenten in Tunnelvortriebsanlagen. Masterthesis, Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2019.
- [199] Münch, J. P.: Konzeptionierung und Auslegung eines Prüfstands zur Verifikation eines hydraulischen Hybridsystems mit einer elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung und getrennten Steuerkanten. Masterthesis, Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2017.
- [200] Noll, M.: Ein Reinforcement Learning Ansatz zur Steuerung des elektro-hydraulischen eBSS-Systems eines Forstkrans. Masterthesis, Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2020.
- [201] Peschina, A.: Untersuchung zur Adaption einer hydraulischen Steuerung auf unterschiedliche Arten mobiler Arbeitsmaschinen. Bachelorthesis, Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2017.
- [202] Rein, J.: Computergestützte Untersuchung des Einflusses von Schläuchen und Rohren auf die Verluste eines hydrostatischen Antrieb eines Radladers. Bachelorthesis, Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2020.

- [203] Roth, Y.: Erarbeitung eines Grabkraftmodells zur Erweiterung einer Baggersimulation mit konzentrierten Parametern. Bachelorthesis, Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2022.
- [204] Sánchez Villalba, J. M.: Methode zur ganzheitlichen Betrachtung von Kühlkonzepten für hydraulische Systeme in selbstfahrenden Erntemaschinen. Masterthesis, Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2018.
- [205] Schloss, O.: Entwicklung und Konstruktion eines tragbaren Service-Tools für elektrohydraulische Systeme in mobilen Anwendungen. Bachelorthesis, Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2018.
- [206] Shevliuk, I.: Methode zur mathematischen Systemoptimierung eines hydraulischen Zylinderantriebs. Masterthesis, Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2018.
- [207] Wang, Z.: Entwicklung einer Steuerstrategie für hydraulische Systeme mittels des Einsatzes neuronaler Netze. Masterthesis, Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2017.
- [208] Widmaier, P.: Konstruktionsstudie zur Herstellung eines Hydraulik-Rückschlagventils aus Verbundwerkstoffen. Bachelorthesis, Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2019.
- [209] Wiebe, V.: Konzeption und Konstruktion eines mehrstufigen Zapfwel-lengetriebes für mobile Arbeitsmaschinen. Bachelorthesis, Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2016.
- [210] Wiebe, V.: Entwicklung eines variablen Vorlaufs für den Vorderradantrieb von Traktoren durch den Einsatz leistungsverzweigter Antriebe. Masterthesis, Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2018.
- [211] Wu, Z.: Projekt EfHyFo+ : Elektrohydraulische Bedarfsstromsteuerung mit Hybridfunktion zur Steigerung der Energieeffizienz von Forstmaschinen: Einbindung einer hydraulischen Rekuperationseinheit in ein elektr.-hydr. Bedarfsstromsystem mit getrennten Steuerkan-

ten. Masterthesis, Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2017.

