

Martin Scherer

Beitrag zur Effizienzsteigerung mobiler Arbeitsmaschinen

Entwicklung einer elektrohydraulischen
Bedarfsstromsteuerung mit
aufgeprägtem Volumenstrom

Martin Scherer

**Beitrag zur Effizienzsteigerung
mobiler Arbeitsmaschinen**

Entwicklung einer elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung
mit aufgeprägtem Volumenstrom

**Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik
Band 32**

Herausgeber

FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Prof. Dr.-Ing. Peter Gratzfeld

Prof. Dr.-Ing. Frank Henning

Das Institut für Fahrzeugsystemtechnik besteht aus den eigenständigen Lehrstühlen für Bahnsystemtechnik, Fahrzeugtechnik, Leichtbautechnologie und Mobile Arbeitsmaschinen

Eine Übersicht aller bisher in dieser Schriftenreihe erschienenen Bände finden Sie am Ende des Buchs.

Beitrag zur Effizienzsteigerung mobiler Arbeitsmaschinen

Entwicklung einer elektrohydraulischen
Bedarfsstromsteuerung mit
aufgeprägtem Volumenstrom

von
Martin Scherer

Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
Fakultät für Maschinenbau, 2015

Impressum



Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
KIT Scientific Publishing
Straße am Forum 2
D-76131 Karlsruhe

KIT Scientific Publishing is a registered trademark of Karlsruhe
Institute of Technology. Reprint using the book cover is not allowed.

www.ksp.kit.edu



*This document – excluding the cover – is licensed under the
Creative Commons Attribution-Share Alike 3.0 DE License
(CC BY-SA 3.0 DE): <http://creativecommons.org/licenses/by-sa/3.0/de/>*



*The cover page is licensed under the Creative Commons
Attribution-No Derivatives 3.0 DE License (CC BY-ND 3.0 DE):
<http://creativecommons.org/licenses/by-nd/3.0/de/>*

Print on Demand 2015

ISSN 1869-6058

ISBN 978-3-7315-0339-2

DOI: 10.5445/KSP/1000045508

Vorwort des Herausgebers

Energieeffiziente Antriebssysteme stehen heute im Fokus zahlreicher Forschungsarbeiten da sie helfen, den Energieverbrauch eines Systems zu verringern und damit gleichzeitig den CO₂-Ausstoß zu reduzieren. Insbesondere bei mobilen Arbeitsmaschinen ist der Kraftstoffverbrauch hoch, da ihre Antriebe zur wirtschaftlichen Verrichtung von Arbeit eine hohe Leistung benötigen.

Die Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik will einen Beitrag leisten, die Energieeffizienz von Fahrzeugen zu verbessern. Für die Fahrzeuggattungen Pkw, Nfz, Mobile Arbeitsmaschinen und Bahnfahrzeuge werden in der Schriftenreihe Forschungsarbeiten vorgestellt, die Fahrzeugtechnik auf vier Ebenen beleuchten: das Fahrzeug als komplexes mechatronisches System, die Fahrer-Fahrzeug-Interaktion, das Fahrzeug im Verkehr und Infrastruktur sowie das Fahrzeug in Gesellschaft und Umwelt.

Im Band 32 wird eine elektrohydraulische Bedarfsstromsteuerung (eBSS) und deren praktische Umsetzung in einer Forstmaschine vorgestellt. Scheiterten diese Systeme bisher an einer aufwändigen und teuren Regelung sowie an mangelnder Funktionalität, so wird in dieser Arbeit eine eBSS vorgestellt, die mit wenigen, zumeist serienverfügbaren, Sensoren auskommt und bei der Funktionen, wie Zylinderanschlüge, eine Unterversorgung, Leistungsregelung oder ziehende Lasten sicher beherrscht werden können. Die eBSS ist insbesondere für eine Sichtsteuerung geeignet, wie sie bei mobilen Arbeitsmaschinen üblich ist.

Im Vergleich zu den heute verwendeten Load-Sensing Systemen konnte bei der Forstkrananwendung eine Reduktion des Kraftstoffverbrauchs von 14% gezeigt werden.

Karlsruhe, im Januar 2015

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Beitrag zur Effizienzsteigerung mobiler Arbeitsmaschinen

Entwicklung einer elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung
mit aufgeprägtem Volumenstrom

Zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der Ingenieurwissenschaften

der Fakultät für Maschinenbau

Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

genehmigte

Dissertation

von

Dipl.-Ing. Martin Scherer

aus Heiligenroth

Tag der mündlichen Prüfung: 23.01.2015

Hauptreferent: Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Henning J. Meyer

Kurzfassung

Martin Scherer

Die Energieeffizienz mobiler Arbeitsmaschinen wird neben dem Fahrtrieb maßgeblich vom Wirkungsgrad ihrer Arbeitsantriebe bestimmt. Zur Leistungsübertragung werden hauptsächlich Hydrauliksysteme eingesetzt. Die wachsende Verfügbarkeit moderner, elektrohydraulischer Komponenten ermöglicht die Entwicklung von Bedarfsstromsystemen. Durch die elektronische Signalleitung und -verarbeitung sind die Verbraucheranforderungen bekannt und der Pumpenvolumenstrom kann direkt als deren Summe eingestellt werden.

In vorliegender Arbeit wird unter Anwendung verschiedener wissenschaftlicher Methoden eine elektrohydraulische Bedarfsstromsteuerung am Beispiel eines Forstkranes entwickelt. Zur Ableitung eines für Forstmaschinen typischen Lastzyklus und zur Definition des Status Quo erfolgt zunächst die Vermessung des Referenzsystems. Der simulative Vergleich, die Untersuchung des Übertragungsverhaltens am Prüfstand, sowie der Aufbau eines voll funktionsfähigen Demonstrators bilden den Entwicklungsprozess ab.

Im Vergleich zu den als Stand der Technik zu betrachtenden Load-Sensing Systemen liegt, bei gleicher Last, das Systemdruckniveau elektrohydraulischer Bedarfsstromsteuerungen deutlich niedriger. Somit sinkt der prinzipbedingte Verlustleistungseintrag ins System etwa auf die Hälfte. Der offene Regelkreis reduziert die Schwingungsneigung, wodurch der Bedienkomfort erhöht wird.

Schlüsselwörter: Hydraulik, mobile Arbeitsmaschine, elektrohydraulische Bedarfsstromsteuerung, aufgeprägter Volumenstrom, dynamische Simulation, Energieeffizienz, Bedienkomfort

Abstract

Martin Scherer

The energy efficiency of mobile machines is dependent on the traction drive as well as on the drive line of the working equipment. For power transmission, the latter is mainly composed of fluid power systems. Steadily increasing availability of electro-hydraulic components facilitates the development of innovative flow-on-demand hydraulics. In these systems the oil flow of the pump is derived from the consumer requests and directly set in an open-loop control.

Research focus of this work lies on the development and investigation of a flow-on-demand hydraulic system through the example of a forestry crane. By means of field measurements a characteristic duty cycle is compiled and the reference status is determined. Comparison in a simulation environment, analysis of the system behavior on a hydraulic test rig and proof of functional capability with a fully operational prototype outline the research process.

Compared to state-of-the-art Load-Sensing hydraulics the system pressure margin of electro-hydraulic flow-on-demand systems is significantly lower and the principle related power dissipation is reduced by half. The open-loop control has low oscillation tendency and thus improved machine operability and ease of use.

Keywords: hydraulics, mobile machines, flow-on-demand, flow control, flow sharing, Load-Sensing, electro-hydraulic, forestry crane, dynamic simulation, energy efficiency, operability

Danksagung

Die Anfertigung einer Doktorarbeit ist nicht möglich ohne die wohlwollende Unterstützung vieler Personen im beruflichen und privaten Umfeld, sei es bewusst oder unbewusst. All diesen Menschen sind diese Seiten gewidmet.

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als akademischer Mitarbeiter am Lehrstuhl für Mobile Arbeitsmaschinen des Karlsruher Instituts für Technologie, vormals Universität Karlsruhe (TH). Deshalb gilt mein erster Dank dem Lehrstuhlinhaber und meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer. Vielen Dank für die angenehme Betreuung, die konstruktive Kritik, aber auch für die gewährten Freiheiten, die zur Anfertigung einer solchen Arbeit nötig sind. Herrn Prof. Dr.-Ing. Henning J. Meyer danke ich für die Übernahme des Korreferats. Durch seine Unterstützung steht die Arbeit auf zwei stabilen Beinen. Ebenso danke ich Herrn Prof. Dr. sc. techn. Thomas Koch für die Übernahme des Vorsitzes meiner Promotionsprüfungskommission.

Zu Dank verpflichtet bin ich meinen Kollegen, die im Laufe der Jahre zu Freunden geworden sind und die stets für eine angenehme Arbeitsatmosphäre sorgten. Namentlich danken möchte ich meinem Büronachbarn Roman Weidemann für die gemeinsame Zeit sowie Peter Dengler und Philip Nagel für ihre hydraulische Expertise.

Nicht unerwähnt dürfen meine studentischen Mitarbeiter bleiben, die als studentische Hilfskräfte, oder im Rahmen von studentischen Abschlussarbeiten, mit an meinem Thema geforscht haben. Aus dieser Gruppe hervorzuheben sind Fabian Hellgardt, Benedikt Haag und insbesondere Sebastian Heilmann, der an nahezu jedem Arbeitsschritt mitgewirkt hat.

Herr Björn Weiß hat sich, als Industriepartner in meinem Forschungsprojekt, ebenfalls um diese Arbeit verdient gemacht. Viele Stunden gemeinsamer Arbeit

am Prüfstand liegen hinter uns. Für das Korrekturlesen der Arbeit danke ich Herrn Christoph Nobbe, der mir auch sonst ein treuer Freund ist.

Mein ganz besonderer Dank gilt meinen Eltern Dagmar und Karl-Heinz, die meinen Lebensweg begleiten, mir mein Studium ermöglicht haben und auch darüber hinaus mir und meiner eigenen Familie jedwede Unterstützung zuteil werden lassen.

Den größten Dank hat sich wohl meine liebe Ehefrau Simone verdient. Mit ihrem heitern Wesen hat sie mich durch motivationslose Phasen begleitet und den Aufgabenberg kleiner erscheinen lassen. Neben vielen familiären Aufgaben, die sie mir abgenommen hat, danke ich ihr ganz besonders dafür, dass sie nie in Frage gestellt hat, dass meine Arbeit, mit all ihren Auswirkungen auf unser Privatleben, mein Weg ist. Darüber hinaus gewährt sie mir stets meinen persönlichen Freiraum, um eine ausgeglichene Balance zwischen Familie, Beruf und Freizeit finden zu können.

An letzter und doch an erster Stelle der Danksagung stehen meine Kinder Greta, Matilda und Johanna. Sie können noch nicht verstehen, was es heißt, eine Doktorarbeit zu schreiben. Dennoch, sie haben in letzter Zeit mehr Geduld mit mir gehabt als ich mit ihnen. Dafür gilt auch ihnen ein großes Dankeschön.

A handwritten signature in dark blue ink, consisting of several vertical strokes followed by a large, sweeping flourish that extends to the right.

Karlsruhe, im Januar 2015

Martin Scherer

“The cheapest energy is what you don’t use.”

Arthur H. Rosenfeld

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Motivation	1
1.2	Generelles Vorgehen	3
2	Stand der Technik	5
2.1	Konstantstromsystem	8
2.2	Konstantdrucksystem	10
2.3	Negative / Positive Flow Control Systeme	13
2.4	hydraulisch-mechanische Load-Sensing Systeme	15
2.4.1	Load-Sensing mit Konstantpumpe	15
2.4.2	Load-Sensing mit Verstellpumpe	17
2.5	Hydrauliksysteme in Holzladekranen	23
3	Stand der Forschung	27
3.1	Verdrängersteuerung mit aufgeprägtem Volumenstrom	28
3.2	Verdrängersteuerung mit aufgeprägtem Druck	33
3.2.1	Sekundärregelung	33
3.2.2	Hydrotransformator	35
3.2.3	Konstantdrucksystem mit Zwischendruckleitung	37
3.3	Digitalhydraulik	39
3.3.1	Schnellschaltventile mit Pulsweitenmodulation	39
3.3.2	Parallelschaltung von <i>I/O</i> -Elementen	41
3.4	Elektrohydraulisches Load-Sensing System	45

3.5	Elektrohydraulische Bedarfsstromsteuerung	47
3.5.1	Begriffsdefinition	49
3.5.2	Stromreglerschaltung	50
3.5.3	Stromteilerschaltung	55
3.5.4	Weitere Forschungsaktivitäten	58
3.6	Getrennte Steuerkanten	60
4	Eigener Ansatz	65
4.1	Zielsetzung	65
4.2	Prinzipieller Systemaufbau	67
4.3	Berechnung der Ventilstellung	69
4.4	Berechnung der Pumpenansteuerung	71
4.5	Zusatzfunktionen	75
4.5.1	Zylinder-Endanschlag Problematik	75
4.5.2	Kontrollierte Beendigung von Unterversorgungszuständen	79
4.5.3	Globale und Individuelle Leistungsregelungen	80
4.5.4	EHLS-Modus für Nebenverbraucher	83
4.6	Bedarfsstromsteuerung mit getrennten Steuerkanten	85
4.7	Bedarfsstromsteuerung mit drehzahlvariabler Konstantpumpe	86
5	Lastzyklus eines Forstkranes	89
6	Simulativer Vergleich zur Energieeffizienzbewertung	95
6.1	Grundlagen zur Simulation hydraulischer Systeme	95
6.2	Fahrermodell	98
6.3	Systemanalyse und Aufbau des Referenzmodells	100
6.4	Systemsynthese der elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung	104
6.5	Ergebnisse des Systemvergleichs	105
6.5.1	Druckverläufe	107
6.5.2	Volumenstromverläufe	109

6.5.3	Leistungsbilanz	110
6.5.4	Energiebedarf	111
6.6	Weiterführende Simulationen	112
6.7	Verifikation der Simulationsmodelle	116
7	Validierung mittels Systemprüfstand	119
7.1	Aufbau des Prüfstandes	119
7.1.1	Komponenten der Bedarfsstromsteuerung	122
7.1.2	Ansteuerung des Prüfstandes	123
7.1.3	Messkonzept	124
7.2	Übertragungsverhalten	126
7.2.1	Einfluss der individuellen Schieberkennlinie	127
7.2.2	Reaktions- und Verstellzeiten	128
7.2.3	Parallelbetrieb	129
7.2.4	Unterversorgung	132
7.2.5	Zylinder-Endanschlag	133
7.2.6	Ziehende Lasten	134
7.3	eBSS-System mit geteiltem Ventilschieber	136
7.4	eBSS-System mit Konstantpumpe	137
8	Verifikation am Demonstrator	139
8.1	Messergebnisse	139
8.2	Subjektive Systemverbesserungen	141
9	Zusammenfassung und Ausblick	145
	Literaturverzeichnis	149
	Abbildungsverzeichnis	165

Abkürzungsverzeichnis

ASM	Asynchronmaschine
CAN	Controller Area Network
CC	Closed-Center
CFD	Computational Fluid Dynamics
CPR	Common Pressure Rail Konstantdrucknetz
DBV	Druckbegrenzungsventil
DC	Displacement Control Verdrängersteuerung
eBSS	elektrohydraulische Bedarfsstromsteuerung
ECU	Electronic Control Unit Mobilsteuerung
EDW	Eingangsdruckwaage
EFM	Elektrohydraulisches Flow Matching
EHA	Electro Hydraulic Actuator elektrohydraulischer Direktantrieb
EHLS	elektrohydraulisches Load-Sensing
ELS	elektrohydraulisches Load-Sensing System nach /FIN 2010/
<i>fn</i>	function Funktion
FU	Frequenzumrichter
GUI	Graphical User Interface
HMLS	hydraulisch-mechanisches Load-Sensing
IDW	Individual-Druckwaage
I/O	on/off diskrete Schaltzustände
iSK	individuelle Schieberkennlinie
HBC	Hydraulic Buck Converter hydraulischer Tiefsetzsteller
KonZwi	Konstantdrucksystem mit Zwischendruckleitung
LS	Load-Sensing
LUDV	Lastdruckunabhängige Durchflussverteilung
NFC	Negative Flow Control
OC	Open-Center

Abkürzungsverzeichnis

PC	Pump Controller Steuerungsalgorithmus zur Pumpenverstellung
PFC	Positive Flow Control
PWM	Pulsweitenmodulation
QRS	Quasi-Rückwärts-Simulation
RS	Rückwärts-Simulation
SMI(S)MO	Separate Meter-In / (Separate) Meter-Out
VC	Valve Controller Steuerungsalgorithmus zur Ventilverstellung
VKM	Verbrennungskraftmaschine
VMC	Valve Micro Controller integrierte Ventilelektronik
VS	Vorwärts-Simulation

Formelbuchstabenverzeichnis

Formelbuchstaben:

Zeichen	Bedeutung	Einheit
A	Fläche	mm^2
A_0	Öffnungsquerschnitt	mm^2
b_e	spez. Kraftstoffverbrauch	g/kWh
c	Federsteifigkeit	N/m
C_H	hydraulische Kapazität	m^3/Pa
e	error Regelfehler	-
F	Kraft	kN
f	Funktion von (..)	-
F_0	Federvorspannkraft	N
I	Stromstärke	mA
J	Joysticksignal	$\%$
k	Korrekturfaktor	-
L_H	hydraulische Induktivität	$Pa\ s^2/m^3$
n	Drehzahl	min^{-1}
p	Druck	bar
P	Leistung	kW
p_0	Systemdruck	bar
Q	Volumenstrom	l/min

Fortsetzung nächste Seite

Formelbuchstabenverzeichnis

Zeichen	Bedeutung	Einheit
t	Zeit	s
T	Drehmoment	Nm
v	Geschwindigkeit	m/s
V_e	Einspritzmenge	mm^3
V_G	Schluckvolumen	cm^3
w	zusätzliche Ventilöffnung	-
x	Strecke, Position, Federweg, Zylinderweg	mm
y	Schieberstellung	$\%$
α	Schwenkwinkel	$\%$
α_D	Durchflusskoeffizient	-
Δ	Differenz	-
η	Wirkungsgrad	-
ϑ	Temperatur	$^{\circ}C$
ν	Viskosität	m^2/s
π	Kreiszahl Pi	-
ρ	Dichte	kg/m^3
Σ	Summe	-
φ	Verdrehwinkel	$^{\circ}$
ω_s	Drehfrequenz	rad/s

Indizes:

Zeichen	Bedeutung
1,2 .. i	Verbraucher
ab	abtriebsseitig
A	Verbraucheranschluss A
B	Verbraucheranschluss B
dis	displacement Verstellung
eff	Effektivwert
FP	Funktionsprinzip
hm	hydraulisch-mechanisch
hyd	hydraulisch
ist	Istwert
K1 .. Ki	Hydraulikkreis
L	Last
max	Maximalwert
mech	mechanisch
Nenn	Nennwert
NV	Nebenverbraucher
P	Pumpe
re	reaction Reaktion
RF	Rückstellfeder
R	Einstellwert
sDBV	software-technische Druckbegrenzung
S/N	Schock- / Nachsaugventil

Fortsetzung nächste Seite

Formelbuchstabenverzeichnis

Zeichen	Bedeutung
soll	Sollwert
St	Vorsteuerung
th	theoretisch
T	Tank
vol	volumetrisch
V	Verlust
ZK	Zylinderkolben
ZR	Zylinderring

1 Einleitung

Die Entwicklung mobiler Arbeitsmaschinen steht nicht still. Sowohl industrielle als auch universitäre Forschung präsentieren kontinuierlich neue Ideen und Konzepte, die zur Verbesserung unterschiedlichster Bereiche beitragen, bzw. beitragen könnten. Aus dem Fachgebiet der Hydrauliksysteme sind dies zumeist Inventionen, die zur Steigerung der Energieeffizienz oder des Bedienkomforts beitragen. Hierbei variieren Aufwand und Nutzen mitunter stark.

1.1 Motivation

Ob die Zeit für eine Idee reif ist, hängt oft nicht von der Idee selbst ab, sondern vom gerade vorherrschenden Zeitgeist, sowie von globalen oder regionalen Trends. Schlussendlich müssen sich alle anwendungsorientierten Erfindungen und Forschungsergebnisse daran messen lassen, ob sie als neue Technologien am Markt Erfolg haben und so zu Innovationen werden. Jedoch hängt eben dieser Erfolg nicht zwingend davon ab, ob sich eine Erfindung am technisch Möglichen orientiert. Ebenso wichtig ist die Eingliederung ins Gesamtkonzept der betreffenden Maschine.

Somit muss der Entwicklungsprozess einer mobilen Arbeitsmaschine an die Kriterien angepasst werden, die später Einfluss auf die Kaufentscheidung nehmen. Neben den technischen Leistungsdaten, also der Performance einer Maschine, durch die der Käufer einen Mehrwert erzielen kann, spielen hierbei insbesondere gesetzliche Regelungen eine tragende Rolle. Dementsprechend erforderte beispielsweise die Abgasgesetzgebung in den letzten Jahren die Entwicklung von Maßnahmen zur Reduzierung des Schadstoff- und Partikelaustrittes. Tragende Partikelfilter, externe Abgasrückführung und SCR-Katalysator keineswegs zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs bei, so zeichnet sich mittlerweile die

bevorstehende Einführung der aus dem PKW-Bereich bekannten CO₂-Grenzwerte ab. Deren Einhaltung wiederum könnte durch die Steigerung der Energieeffizienz der Subsysteme erreicht werden. Ob es den Herstellern gelingt, hieraus schlüssige Gesamtmaschinenkonzepte abzuleiten, entscheidet letztendlich über den Markterfolg neuer Technologien.

Ohne die einzelnen Faktoren zu gewichten, zeigt Abbildung 1.1 die wesentlichen Treiber, die den Kaufentscheidungsprozess beeinflussen. Diese lassen sich nur zum Teil quantifizieren, andere betreffen die Gefühle und Werte des jeweiligen Käufers.

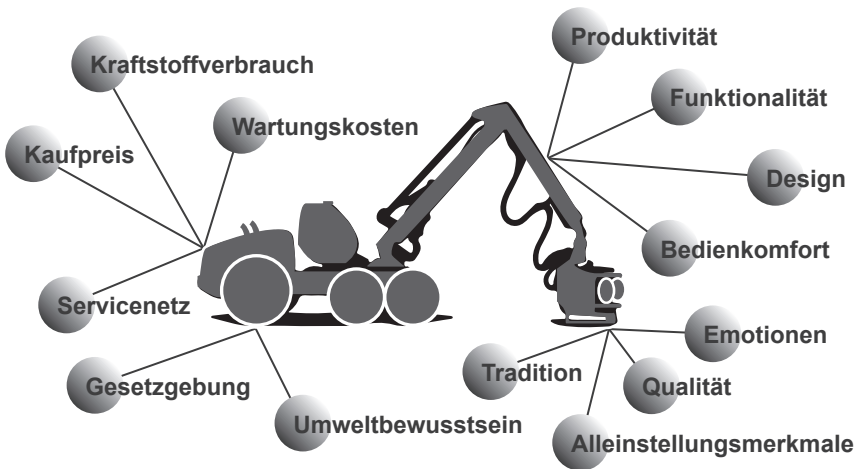


Abbildung 1.1: Spannungsfeld der Maschinenanschaffung

Es zeichnet sich jedoch ab, dass immer weiter steigende Kraftstoffkosten, aber auch das gesteigerte Umweltbewusstsein, die Nachfrage nach energieeffizienteren Maschinen ankurbeln werden. Ein möglicher Ansatzpunkt ist die Weiterentwicklung der Hydrauliksysteme, die wegen ihrer hohen Leistungsdichte und der einfachen Umsetzbarkeit von Linearbewegungen, vornehmlich zur Ausführung von Arbeitsaufgaben eingesetzt werden. Die immer breitere Verfügbarkeit

elektrohydraulischer Komponenten eröffnet neue Möglichkeiten bei der Entwicklung effizienter Hydrauliksysteme mit hohem Bedienkomfort.

Ziel dieser Arbeit ist die Konzipierung und methodische Untersuchung eines solchen, neuartigen Hydrauliksystems, das unter Ausnutzung moderner Komponenten und leistungsstarker Steuerungshardware, die ins System eingetragene Verlustleistung gering hält. Neben dem, im Vergleich zu einem Referenzsystem reduzierten Primärleistungsbedarf, verringert sich zusätzlich der Kühlleistungsbedarf. Die geringere Temperaturbelastung hat positive Auswirkungen auf die Standzeit des Druckmediums selbst, sowie auf die der Komponenten, wie Dichtungen und Hydraulikschläuche. Das angedachte Steuerungsprinzip arbeitet im offenen Regelkreis, wodurch die Schwingungsneigung niedrig ist. Durch die Verwendung einer elektrohydraulischen Pumpenansteuerung ist auch das träge Kaltstartverhalten herkömmlicher Systeme mit hydraulisch-mechanischen Reglern, bei dem neuen System obsolet.

1.2 Generelles Vorgehen

In vorliegender Arbeit wird eine innovative elektrohydraulische Bedarfsstromsteuerung entwickelt. Ihre Funktionalität wird in mehreren Schritten und Iterationen am Beispiel eines Forstkranes nachvollzogen.

Zu Anfang wird der aktuelle Stand der Technik der Arbeitshydraulik mobiler Arbeitsmaschinen aufbereitet (vgl. Kapitel 2). Es wird gezeigt, warum hydraulisch-mechanische Load-Sensing Systeme mit Verstellpumpe als Referenzsystem für Weiterentwicklungen und Neukonstruktionen betrachtet werden können.

Das folgende Kapitel 3 gibt einen breiten Überblick über den Stand der Forschung an Hydrauliksystemen. Die hier beschriebenen Systeme werden jeweils in die Matrix hydraulischer Grundschaltungen nach BACKÉ eingeordnet. Diese unterscheidet zwischen Drossel- und Verdrängersteuerungen sowie zwischen aufgeprägtem Druck oder Volumenstrom /BAC 1992/. Besonderes Augenmerk wird auf die Darstellung der aus der Literatur bekannten Bedarfsstromsysteme

gerichtet. Dies dient neben dem tieferen Systemverständnis insbesondere der Abgrenzung des bekannten Wissens gegenüber dem eigenen Ansatz. Dieser wird in Kapitel 4 entwickelt und stellt die erarbeitete Lösung zur Schließung der identifizierten Forschungslücke dar. Das Konzept besteht aus durchdachten Ventil- und Pumpenansteuerungsarchitekturen, die um einige Zusatzfunktionen erweitert werden. Diese gewährleisten den realen Maschineneinsatz bzw. die Umsetzbarkeit in die Praxis. Zunächst jedoch wird das System in der Simulation und am Prüfstand eingehend untersucht und optimiert.

Die Bewertung der Energieeffizienz einer mobilen Arbeitsmaschine muss immer anhand ihres zugehörigen, charakteristischen Lastzyklus erfolgen. Für den betrachteten Forstkran beschreibt Kapitel 5 die Erstellung eines solchen realistischen Zyklus aus Messdaten, die im Feldversuch gewonnen wurden.

In Kapitel 6 wird die Energieeffizienz des Load-Sensing Referenzsystems und der elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung in der Simulation gegenübergestellt. Hierzu werden die Simulationsmodelle mit dem zuvor erstellten Lastzyklus parametrisiert. In einem iterativen Prozess können anhand der Simulation die entwickelten Steuerungen getestet und optimiert werden.

Diese werden anschließend auf eine Maschinensteuerung portiert, die den Systemprüfstand (vgl. Kapitel 7) und später auch den Demonstrator (vgl. Kapitel 8) steuert. Am Prüfstand wird die Steuerung weiter optimiert und das Übertragungsverhalten des Bedarfsstromsystems umfassend dokumentiert. Der Demonstrator verifiziert den Entwicklungsprozess und zeigt die Praxistauglichkeit.

In allen Kapiteln wird immer wieder über die reine Forstkran-Anwendung hinaus geblickt. Der geneigte Leser erhält zusätzliche Informationen, beispielsweise zur Kombination der elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung mit dem Prinzip der getrennten Steuerkanäle, oder zum denkbaren Austausch der Verstellpumpe gegen eine drehzahlgeregelte Konstantpumpe.

Die Arbeit schließt mit einer Zusammenfassung der Untersuchungsergebnisse und einem Ausblick zu weiteren potentiellen Entwicklungsansätzen ab.

2 Stand der Technik

Unter dem Oberbegriff „Mobile Arbeitsmaschine“ sind Landmaschinen, Baumaschinen, Kommunalfahrzeuge, Flurförderzeuge sowie Forstmaschinen zusammengefasst /GEPO 2014/. Charakteristisch für alle diese Maschinen ist neben ihrer Mobilität, sprich dem Vorhandensein eines Fahrantriebes, dass ihr primärer Zweck in der Ausführung von Arbeitsaufgaben liegt /LAN 2011/. Ihre weite Verbreitung begann Mitte des vorigen Jahrhunderts und geht einher mit der zur Verrichtung der Arbeitsaufgaben vornehmlich eingesetzten Hydraulik. Ausgehend von ersten Hydraulikbaggern (z.B. Atlas AB1500 oder Liebherr L300) hat die Hydraulik die Entwicklung immer leistungsfähigerer, aber auch immer effizienterer Maschinen begleitet und voran getrieben. Dank ihrer großen Robustheit und hohen Leistungsdichte finden sich bis heute für viele Bereiche keine adäquaten alternativen Antriebssysteme. Die Hydraulik selbst jedoch hat sich seit ihrer Einführung stetig weiter entwickelt, um die an sie gestellten Anforderungen bezüglich Produktivität, Kosten, Energieeffizienz, Bedienkomfort, Flexibilität und Inbetriebnahmeaufwand /FIN 2010/ zu erfüllen.

Allen aus dieser Entwicklung hervorgegangenen Hydrauliksystemen gemein ist die Untergliederung ihrer jeweiligen Komponenten in den generatorischen, den konduktiven und den motorischen Teil nach /BAC 1992/. Analog zur Betrachtung eines rein mechanischen Getriebes, dient ein Hydrauliksystem zur Wandlung und Aufteilung eines Eingangsdrehmoments und einer Eingangsdrehzahl. Hierbei wird im generatorischen Teil die mechanische Eingangsleistung von einer Hydraulikpumpe in hydraulische Leistung, in Form eines Volumenstroms und eines Druckes, gewandelt. Der folgende konduktive Teil dient der Leistungsübertragung und -steuerung. Er umfasst neben den entsprechenden Leitungen und Steuerelementen auch Peripheriekomponenten wie Filter, Wärmetauscher und hydraulische Speicher. Im motorischen Teil erfolgt die Umwandlung zurück

in mechanische Leistung. Dementsprechend werden rotatorische Verbraucher von Hydraulikmotoren angetrieben, Linearbewegungen werden von Hydraulikzylindern ausgeführt. Zur Verdeutlichung ist in Abbildung 2.1 exemplarisch ein einfaches hydrostatisches Getriebe dargestellt. Eine detaillierte Vorstellung und Einteilung der unterschiedlichen, zum Aufbau eines Hydrauliksystems erforderlichen Komponenten ist in den gängigen Standardwerken, beispielsweise /MARE 2011/ und /MUR 2012a/ nachzulesen.

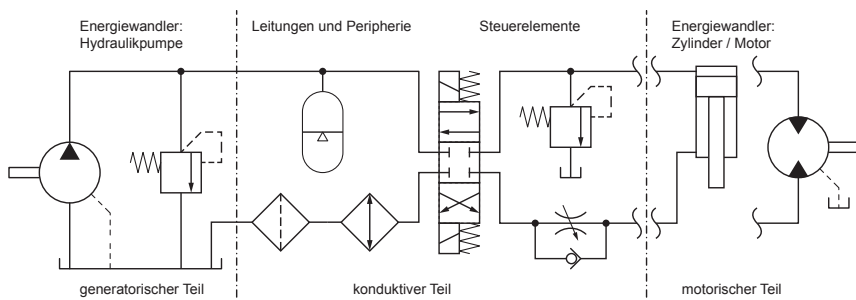


Abbildung 2.1: Aufbau eines hydrostatischen Getriebes nach /BAC 1992/

Die Energieeffizienz eines Hydrauliksystems steht im direkten Zusammenhang mit den Verlusten, die bei der Leistungswandlung und -übertragung auftreten und die in Form von Wärme ins System eingetragen werden. Diese Verluste lassen sich untergliedern in solche, die vom Wirkungsgrad der verwendeten Komponenten abhängen und solche, die prinzipbedingt durch die Wahl der hydraulischen Grundschaltung auftreten. Da sich die vorliegende Arbeit auf Systemebene der Energieeffizienz widmet, wird auf die Betrachtung von Komponentenwirkungsgraden, mit dem Hinweis auf /FIN 2006/ und /BEA 1999/, verzichtet.

Die Betrachtung des Systemwirkungsgrades von Hydrauliksystemen hingegen erlaubt deren Klassifizierung nach ihrem jeweiligen Energiebedarf. Grundlegend lässt sich hierbei die große Anzahl der Steuerungsvarianten zunächst nach /BAC 1992/ in Verdrängersteuerungen und Widerstandssteuerungen, auch Drosselsteuerungen genannte Systeme, unterteilen. Diese wiederum lassen sich

nochmals in Systeme mit aufgeprägtem Volumenstrom sowie mit aufgeprägtem Druck untergliedern (siehe Abbildung 2.2).

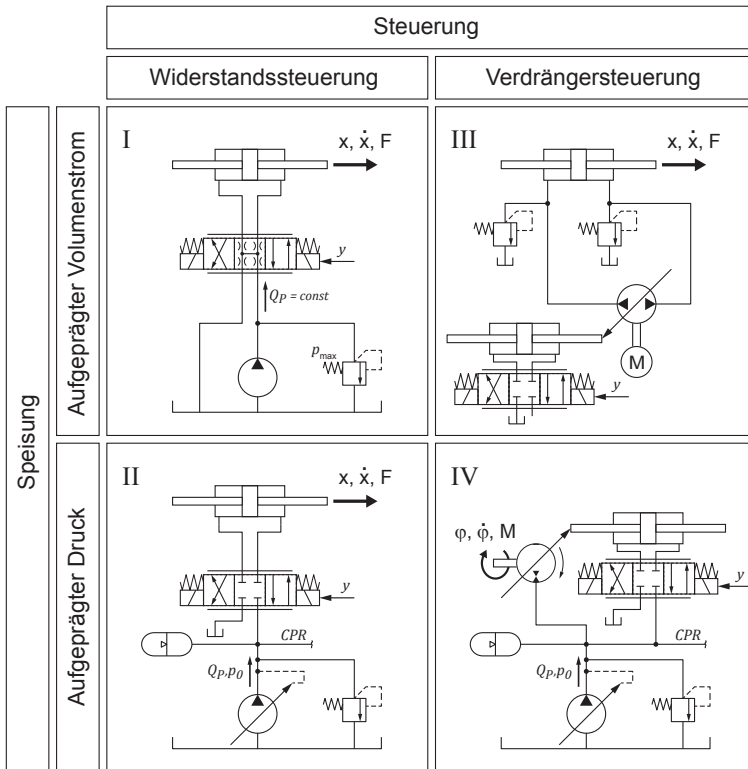


Abbildung 2.2: Systematik der Hydrauliksysteme nach /BAC 1992/

Im Laufe der Zeit wurden aus diesen Grundsaltungen unterschiedlichste Hydrauliksysteme entwickelt, deren Eigenschaften sowie spezifische Vor- und Nachteile im Folgenden diskutiert werden. Geeignete Vergleichskriterien stellen hierbei die dynamische Stabilität, das Ansprechverhalten, die Komplexität und die prinzipbedingte Energieeffizienz dar. Anhand der jeweiligen Hydraulikschaltpläne und Leistungsschaubilder werden die vorgestellten Systeme erläutert

und bewertet. Da in mobilen Arbeitsmaschinen üblicherweise Mehrverbrauchersysteme vorherrschen, bei denen zahlreiche Verbraucher von einer Hydraulikpumpe versorgt werden, erfolgt die Darstellung jeweils für ein System mit zwei Verbrauchern im Parallelbetrieb. Die Betrachtung des entsprechenden Leistungsschaubildes erlaubt eine Abschätzung der theoretischen Energieeffizienz. Die Bewertung des Hydrauliksystems einer konkreten Arbeitsmaschine muss jedoch anhand ihres charakteristischen Lastzyklus erfolgen (vgl. Kapitel 5).

Zunächst werden Hydrauliksysteme dargestellt, die als aktueller Stand der Technik betrachtet werden können und die in Serienmaschinen auf dem Markt erhältlich sind. Im Zuge dessen erfolgt eine Betrachtung hinsichtlich ihrer Verbreitung und aktuellen Marktrelevanz. Obwohl die Grenzen zum Stand der Forschung naturgemäß fließend sind, werden Systeme, die eher einen akademischen Reifegrad besitzen, im darauf folgenden Kapitel behandelt (vgl. Kapitel 3).

2.1 Konstantstromsystem

Konstantstromsysteme gehören von ihrem prinzipiellen Aufbau her zu den einfachsten Hydrauliksystemen, die mit kostengünstigen und robusten Komponenten realisiert werden können. Eine Pumpe mit unveränderlichem Schluckvolumen V_G fördert einen rein drehzahlabhängigen Volumenstrom in das System, der Pumpendruck stellt sich lastabhängig ein. Im Leerlauf wird der Volumenstrom über den sogenannten Neutralumlauf in den Tank gefördert. Aus diesem Grund werden die Systeme auch als Open-Center (OC) Systeme bezeichnet. Wird ein Verbraucher betätigt, wird an dessen Proportionalventil der Systemdruck auf den aktuellen Lastdruck abgedrosselt und der benötigte Verbrauchervolumenstrom eingestellt. Da der überschüssige Volumenstrom an der Umlaufsteuerkante abgedrosselt werden muss, liegt der Pumpendruck deutlich über dem höchsten Lastdruck und es kommt zu hohen Systemverlusten. Die Systemleistung berechnet sich nach /MUR 2012b/ zu:

$$P = Q_{\max} \cdot p_0 \quad \text{mit} \quad p_0 = f(p_L) \quad (2.1)$$

Somit sind Konstantstromsysteme sowohl im Teillastbereich, als auch insbesondere bei niedrigen Verbrauchervolumenströmen sehr ineffizient. Abbildung 2.3 zeigt ein entsprechendes System in Parallelschaltung, zusätzlich ist die zugehörige Leistungsbilanz gezeigt.

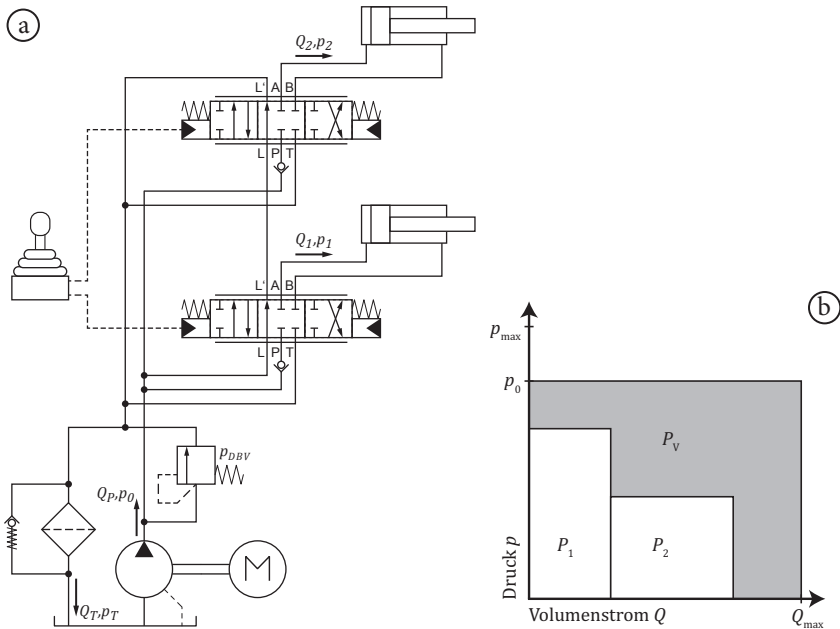


Abbildung 2.3: Schaltplan |a und Leistungsbilanz |b eines Konstantstromsystems

Da die Proportionalventile nicht lastkompensiert sind, kommt es bei gleichzeitigem Betrieb beider Verbraucher zu einer Priorisierung des momentan lastniedereren. Alternativ bietet sich auch die Möglichkeit, auf die Parallelschaltung der P-Anschlüsse zu verzichten und lediglich die Bypass-Leitungen L-L' in Reihe zu schalten, dies wird als Tandemschaltung bezeichnet /WENE 2011/. Hierdurch erfolgt die Priorisierung stromaufwärts, bei vollständiger Auslenkung eines Ventils ist dann jedoch kein Parallelbetrieb der stromabwärts angeordneten

Verbraucher möglich. Ebenfalls möglich ist eine Reihenschaltung der Verbraucher selbst, hierbei wird der jeweilige Abfluss zum Betrieb weiterer Verbraucher verwendet. Der Druckabfall über die einzelnen Verbraucher summiert sich zum Pumpendruck.

Neben der gegenseitigen Beeinflussung der Verbraucher, wirkt sich die Lastabhängigkeit negativ auf die Feinsteuerbarkeit der einzelnen Verbraucher aus. Dies steht insbesondere bei Anwendungen mit hohen Anforderungen an die Positionierbarkeit, wie beispielsweise Ladekränen, dem Bedienkomfort entgegen. Unter dynamischen Gesichtspunkten betrachtet, führt diese Lastabhängigkeit jedoch zu einer hohen Dämpfung der Systems und somit geringer Schwingungsneigung /AXI 2013/. Durch den ständig umlaufenden Neutralvolumenstrom besitzen Konstantstromsysteme ein hervorragendes Ansprechverhalten /FIN 2010/.

Da mobile Arbeitsmaschinen von unsteten Belastungsprofilen mit großen Teilleistungsanteilen geprägt sind und das Bewusstsein für die Energieeffizienz stetig zunimmt, schwindet der Marktanteil von Konstantstromsystemen. Nichtsdestotrotz finden sie in Maschinen kleinerer Leistungsklassen und in Low-Tech Produkten weiterhin Verwendung.

2.2 Konstantdrucksystem

Konstantdrucksysteme werden von einer Verstellpumpe mit Öl versorgt. Ein hydraulisch-mechanischer Regler in Form einer Druckwaage vergleicht den aktuellen Pumpendruck mit einem über eine Feder eingestellten Sollruck. Steigt die Volumenstromanforderung des Systems, sinkt der Pumpendruck ab und die Druckwaage ist nicht mehr im Gleichgewicht. Sie gibt hierdurch einen Volumenstrom zum Verstellkolben der Pumpe frei und diese schwenkt aus. Der Volumenstrom wird größer und somit steigt auch der Systemdruck, bis sich die Druckwaage wieder im Gleichgewicht befindet. Im Leerlauf sind die Proportionalventile geschlossen (Closed-Center, CC) und die Verstellpumpe schwenkt zurück auf einen kleinen Schwenkwinkel, bei dem zur Aufrechterhaltung des Systemdrucks

lediglich die volumetrischen Pumpenverluste ausgeglichen werden. Der Aufbau eines Konstantdrucksystems ist in Abbildung 2.4 gezeigt.

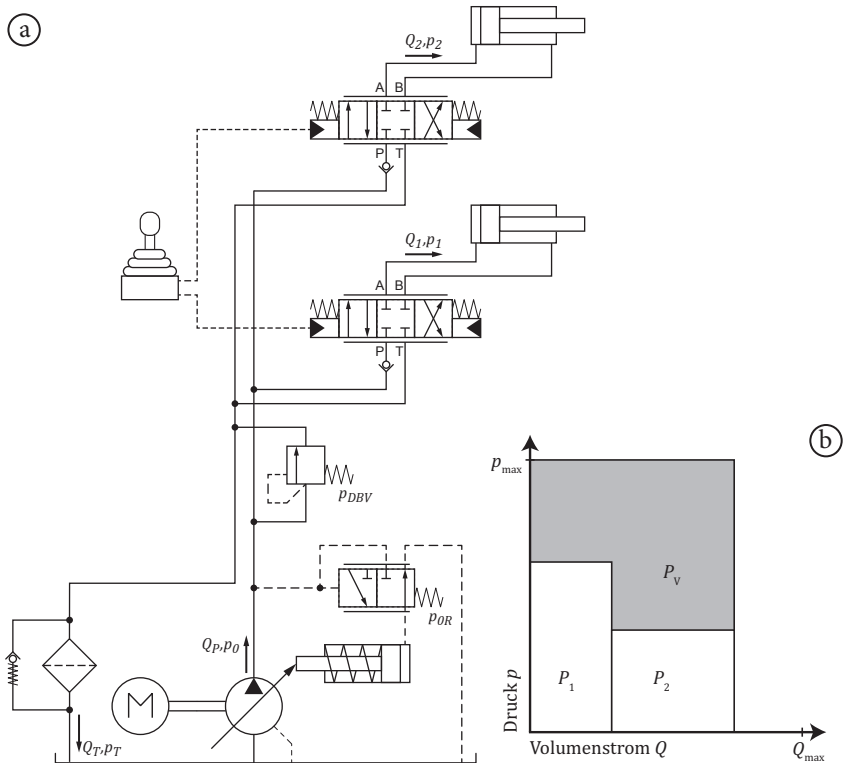


Abbildung 2.4: Schaltplan |a und Leistungsbilanz |b eines Konstantdrucksystems

Der Volumenstrom wird ständig an den aktuellen Bedarf angepasst, allerdings arbeitet das System immer bei maximalem Systemdruck. Aus der Leistungsbilanz ist zu erkennen, dass dies insbesondere in Arbeitspunkten sehr ineffizient ist, in denen ein großer Volumenstrom bei niedrigen und mittleren Lastdrücken angefordert wird. Zudem treten im Standby-Betrieb hohe Verluste auf, da der Maximaldruck stets aufrecht erhalten wird. Der jeweilige Verbrauchervolumenstrom

eines Konstantdrucksystems ist lastabhängig, da er von der Schieberposition und der Druckdifferenz zwischen Last- und Systemdruck abhängt. Hierbei führt eine hohe Druckdifferenz über dem Wegeventil, sprich ein niedriger Lastdruck, bei gleicher Schieberposition zu einem höheren Volumenstrom, als bei hohem Lastdruck und somit kleiner Druckdifferenz. Einerseits fehlt dem Bediener somit die absolute Proportionalität zwischen Joystickvorgabe und Verbrauchergeschwindigkeit, andererseits hat er die Möglichkeit, die Höhe der Belastungen gewissermaßen zu spüren. Dies ist insbesondere bei Baggerführern beliebt, da sie somit Veränderungen des Grabwiderstands, beispielsweise durch Leitungen im Boden, rechtzeitig wahrnehmen können. Nach /AxKR 2013/ führt das beschriebene Systemverhalten ebenso zu einer guten Dämpfung mit einhergehender aktiver Schwingungsunterdrückung. Bei Lastdruckspitzen, also kleiner Druckdifferenz, sinkt der Volumenstrom, umgekehrt steigt er in Lastdrucktälern. Diese Antiproportionalität hat eine ausgleichende Wirkung auf das Schwingungsverhalten.

Im Gegensatz zu Konstantstromsystemen (vgl. Kapitel 2.1) beeinflussen sich die Verbraucher in Konstantdrucksystemen nicht gegenseitig, da der Pumpendruck systembedingt nicht vom höchsten Lastdruck abhängt. Allerdings ist die Dynamik schlechter, da die Volumenstromanpassung vom hydraulisch-mechanischen Pumpenregler abhängt. Dieser reagiert in der Regel deutlich träger, als die Umleitung eines konstanten Volumenstroms und dem damit verbundenen schnellen Druckaufbau.

Der Dauerbetrieb bei maximalem Systemdruck führt neben der schlechten Energieeffizienz im Teillastbereich auch zu einem fortwährend hohen Geräuschniveau und einer hohen Belastung der Komponenten /FIN 2010/. Auch deshalb finden Konstantdrucksysteme in heutigen mobilen Arbeitsmaschinen nur äußerst selten Anwendung, sie bilden jedoch die Grundlage für Forschungsarbeiten, die auf dem Funktionsprinzip aufbauen (vgl. Kapitel 3.2).

2.3 Negative / Positive Flow Control Systeme

In Negative Flow Control (NFC) Systemen werden Ventile in Open-Center Bauweise mit kontinuierlichem Neutralvolumenstrom eingesetzt. Im Rücklaufkanal zum Tank befindet sich ein Widerstand, der so dimensioniert ist, dass bei einem Volumenstrom Q_{NFC} zwischen 10 und 40 l/min, der Druckabfall Δp_{NFC} zwischen 20 und 30 bar beträgt /FIN 2010/. Der entsprechende Regeldruck p_{NFC} wird vor dem Widerstand abgegriffen; zur Regelung der Verstellpumpe vergeicht eine Druckwaage diesen mit dem eingestellten Sollwert (siehe Abbildung 2.5).

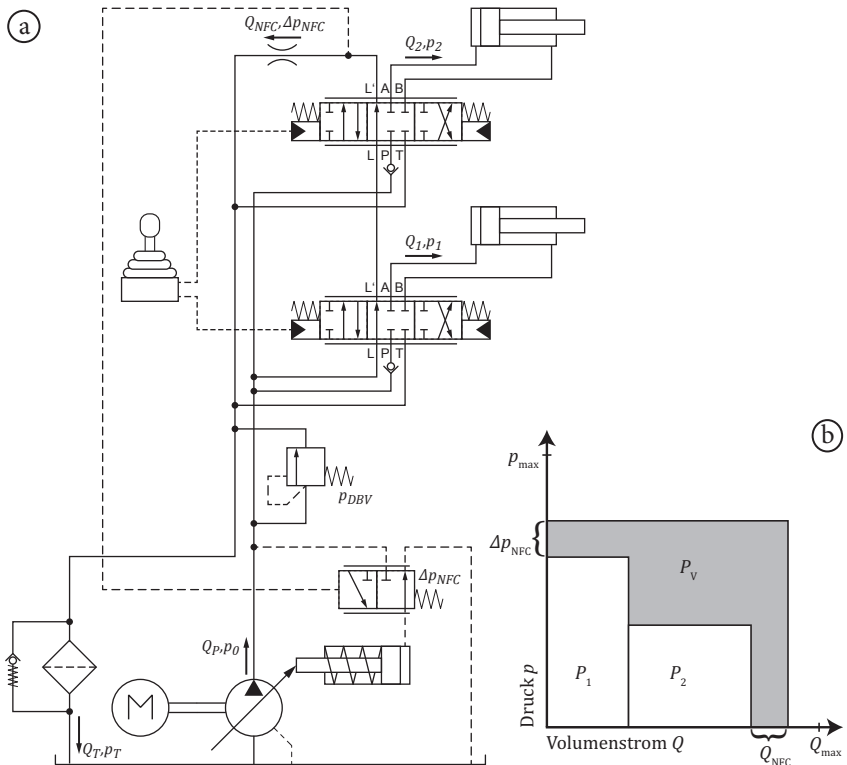


Abbildung 2.5: Schaltplan |a und Leistungsbilanz |b eines NFC-Systems

Werden ein oder mehrere Proportionalventile betätigt, sinkt der Neutralvolumenstrom und somit auch der Regeldruck. Dies führt zum Ausschwenken der Pumpe und zum erneuten Anstieg des Neutralvolumenstroms, bis das Druckgleichgewicht an der Druckwaage wieder hergestellt ist.

NFC-Systeme sind insbesondere in Baumaschinen asiatischer Hersteller sehr verbreitet. Sie sind durch ihren relativ kostengünstigen und robusten Aufbau, gute dynamische Eigenschaften und eine akzeptable Energieeffizienz geprägt. Zwar werden sowohl Systemdruck, als auch -volumenstrom an den aktuellen Verbraucherbedarf angepasst, die Verluste sind jedoch höher als bei den in Kapitel 2.4.2 vorgestellten Closed-Center Load-Sensing Systemen, die eine vergleichbare Komplexität aufweisen.

Da mit dem Bypass-Volumenstrom ein hydraulisches Signal als Regelgröße verwendet wird, das messtechnisch nur sehr aufwändig zu erfassen ist, besitzen NFC-Systeme hinsichtlich elektrohydraulischen Weiterentwicklungsmöglichkeiten lediglich eingeschränktes Potential. Nichtsdestotrotz belegen aktuelle Veröffentlichungen (z.B. /LIA *et al.* 2012/) und Patentanmeldungen (z.B. /VOL 2011/ und /HYU 2011/) weiterhin bestehendes Interesse an Negative Flow Control Systemen.

Zur weiteren Reduzierung des umlaufenden Bypass-Volumenstroms bei gleichzeitiger Beibehaltung des Open-Center Funktionsprinzips, wurde das Positive Flow Control System entwickelt /CAT 1999/. Statt eines geschlossenen Regelkreises zur Einstellung des Pumpenvolumenstroms, wird auf eine Rückführung des Neutralvolumenstroms verzichtet, stattdessen werden die Pumpe und die Ventile über ein gemeinsames hydraulisches Steuersignal betätigt. Der Inbetriebnahmeaufwand eines PFC-Systems ist hoch, da die Kennlinie zur Pumpensteuerung exakt auf die Steuerkantengeometrien abgestimmt werden muss, dann jedoch ist eine bedarfsgerechte Versorgung der Verbraucher möglich. Obwohl die Schaltung vollständig ohne elektronische Komponenten auskommt, sind PFC-Systeme in Bezug auf ihre Steuerungsphilosophie dennoch mit den deutlich komplexeren elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerungen (vgl. Kapitel 3.5)

vergleichbar. Beiden Systemen gemein ist die Grundidee, eine druckabhängige Pumpenregelung durch eine vom Volumenstrombedarf abhängige Steuerung zu ersetzen, indem die Verbrauchervorgaben in geeigneter Weise zum Pumpenvolumenstrom aufsummiert werden.

In /KIM *et al.* 2009/ wird eine elektrohydraulische Version eines PFC-Systems zur Steuerung eines fernhantierten Baggers vorgestellt. Da allerdings in Open-Center Hydrauliksystemen die Verbrauchergeschwindigkeiten im Allgemeinen lastabhängig sind, musste das System zur exakten, automatisierten Steuerung der Baggerfunktionen mit zahlreichen Sensoren ausgestattet werden. Mittels Wegesensoren an den Verbrauchern und Drucksensoren zur Bestimmung der Druckabfälle über den Wegeventilen gelingt es, die prinzipbedingte Lastabhängigkeit auszuregeln.

2.4 hydraulisch-mechanische Load-Sensing Systeme

Die Entwicklung von Load-Sensing (LS) Schaltungen geht auf Überlegungen in den USA zurück /WEA 1969, /PAR 1975/. Mittlerweile haben sie sich im europäischen und amerikanischen Raum als Stand der Technik in mobilen Arbeitsmaschinen etabliert. LS-Systeme sind in der Lage, über Wechselventilketten den momentan höchsten Lastdruck zu „fühlen“ und verwenden diesen als Regelgröße zur Anpassung des Systemvolumenstroms. Prinzipiell lassen sich zwei unterschiedliche Bauweisen unterscheiden. Entweder wird mittels einer Eingangsdruckwaage (EDW) oder mittels eines hydraulisch-mechanischen Pumpenreglers eine konstante Regeldruckdifferenz Δp_{LS} von 20 bis 30 bar eingehalten.

2.4.1 Load-Sensing mit Konstantpumpe

In sogenannten Open-Center LS-Systemen wird der Volumenstrom von einer Konstantpumpe zur Verfügung gestellt. Über eine Eingangsdruckwaage im Ventilblock wird der Systemdruck eingestellt und überschüssiger Volumenstrom zum Tank entspannt. Im Standby-Modus ist die Wechselventilkette zum Tank

hin entlastet und der gesamte Volumenstrom fließt über die EDW zum Tank. Der Systemdruck p_0 entspricht der durch die Federvorspannung an der EDW eingestellten Druckdifferenz Δp_{LS} . Sobald ein Verbraucher in Eingriff kommt, steigt der Pumpendruck p_0 auf den entsprechenden Lastdruck p_L zuzüglich der Regel-druckdifferenz Δp_{LS} . Der Hydraulikschaltplan und die Leistungsbilanz eines LS-Systems mit Konstantpumpe sind in Abbildung 2.6 dargestellt. Die Bezeichnung „Open-Center“ ist bei diesen Systemen eigentlich irreführend, aufgrund der Analogie zu herkömmlichen Konstantstromsystemen (vgl. Kapitel 2.1) findet sie jedoch in der Literatur verbreitet Verwendung.

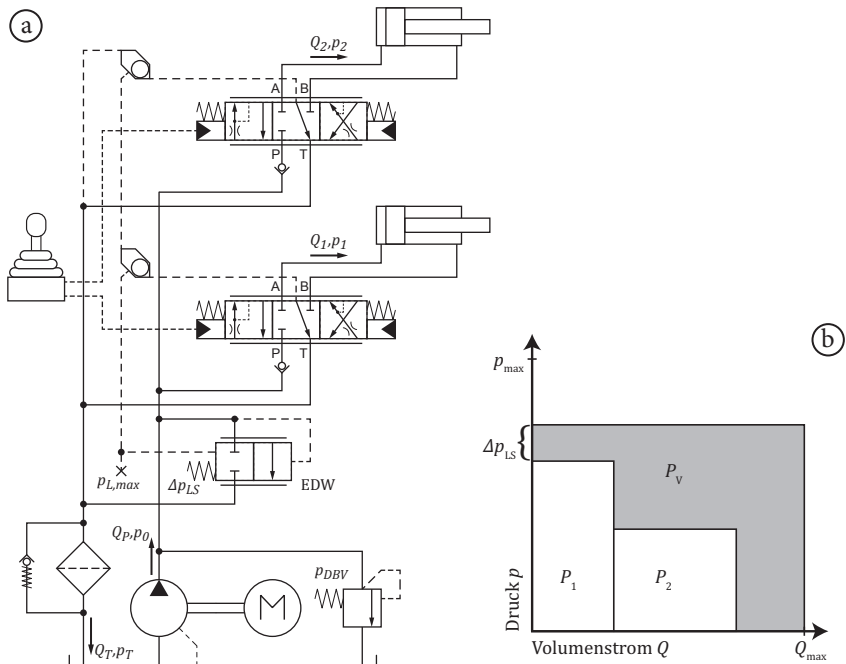


Abbildung 2.6: Schaltplan |a| und Leistungsbilanz |b| eines Open-Center Load-Sensing Systems

Die Energieeffizienz von Load-Sensing Systemen mit Konstantpumpe ist unwesentlich besser, als die von Konstantstromsystemen, insbesondere in Arbeitssituationen mit großen Lasten und gleichzeitig niedrigen Volumenstromanforderungen, bleiben die Nachteile eines konstanten Pumpenvolumenstroms bestehen und in der Leistungsbilanz sind hohe Verlustleistungsanteile P_V zu erkennen. Finden sich entsprechende Systeme noch in mobilen Arbeitsmaschinen niederer Leistungsklassen, so haben Open-Center LS-Systeme ihre Marktanteile in mittleren und hohen Leistungsklassen de facto zu Gunsten von Closed-Center LS-Systemen mit Verstellpumpen verloren.

2.4.2 Load-Sensing mit Verstellpumpe

In modernen Load-Sensing Systemen wird der Systemvolumenstrom mittels einer Verstellpumpe an den aktuellen Verbraucherbedarf angepasst. Analog zu den OC-LS-Systemen, wird bei diesen, auch Closed-Center (CC) LS genannten Systemen, der momentan höchste Lastdruck über eine Wechselventilkette ermittelt. Der Förderstromregler vergleicht diesen, zuzüglich einer der LS-Druckdifferenz Δp_{LS} entsprechenden Federkraft, mit dem erzeugten Pumpendruck. Steigt der Volumenstrombedarf der Verbraucher, bricht zunächst der Pumpendruck ein. Der Förderstromregler entlastet den Steuerkolben der Verstellpumpe zum Tank hin und über eine Rückstellfeder wird der Schwenkwinkel erhöht. Hierdurch steigt der Pumpendruck wieder, bis sich ein neuer Gleichgewichtszustand eingestellt hat. Im umgekehrten Falle, wenn der Volumenstrombedarf sinkt, steigt somit der Pumpendruck. Der Förderstromregler fördert Öl zum Steuerkolben der Verstellpumpe und schwenkt diese zurück, bis sich die LS-Regeldruckdifferenz erneut eingestellt hat. Zusätzlich werden Verstellpumpen mit einem Maximaldruckregler p_{max} ausgerüstet, der das System bei Fehlfunktionen oder Fehlbedienungen vor unzulässig hohen Drücken schützt, indem er die Pumpe zurückschwenkt. Der prinzipielle Schaltplan einer entsprechenden Pumpe mit Druck-Förderstromregler ist in aufgelöster Form als Reihenschaltung von zwei 3/2-Wegeventilen und einem Stellzylinder in Abbildung 2.7 dargestellt.

Konstruktiv befinden sich diese Komponenten bei einer realen Pumpe in einem gemeinsamen Gehäuse, dessen Aufbau für eine Verstellpumpe in Schrägscheibenbauweise in /DJU 2007/ anschaulich gezeigt wird.

Die einzelnen Wegeventile werden in Load-Sensing Systemen mit Individual-Druckwaagen (IDW) ausgerüstet. Somit können die Verbrauchervolumenströme lastunabhängig gesteuert werden und die Verbrauchergeschwindigkeiten hängen rein von der Schieberposition der Proportional-Wegeventile ab. Weiterhin ist die Volumenstromverteilung zwischen den einzelnen Verbrauchern im Regelfall, solange die Pumpe die Volumenstromanforderung erfüllen kann, lastunabhängig.

In Abbildung 2.7 sind die Druckwaagen bezüglich den Wegeventilen stromaufwärts angeordnet, sie sind diesen vorgeschaltet. Diese Anordnung wird auch als Stromreglerschaltung bezeichnet. Die Individual-Druckwaage vergleicht den Druck vor dem betreffenden Wegeventil mit dem aktuellen Lastdruck des zugehörigen Verbrauchers und hält den Druckabfall über dem Wegeventil konstant, typischer Weise auf einem Wert, der einige *bar* unter der LS-Regeldruckdifferenz liegt. Der Volumenstrom über das Wegeventil ist somit lastunabhängig und wird nur von der Schieberposition bestimmt, die einer Geschwindigkeitsanforderung durch den Maschinenbediener entspricht. Mit $\Delta p = const$ berechnet sich der Volumenstrom über das Wegeventil, dessen Steuerkante eine Messblende mit dem variablen Öffnungsquerschnitt A_0 repräsentiert, nach der Blendengleichung /GEI 2012/, Formel (2.2):

$$Q = \alpha_D \cdot A_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (2.2)$$

Zusätzlich wird an den Druckwaagen der lastniederen Verbraucher der Pumpendruck auf die entsprechenden Lastdrücke, zuzüglich dem konstanten Druckabfall über den Wegestufen, abgedrosselt.

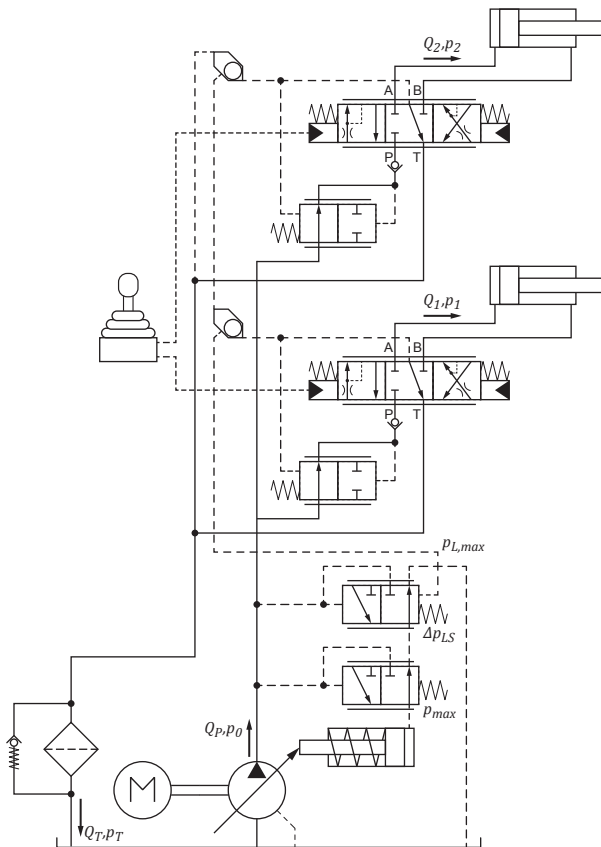


Abbildung 2.7: Schaltplan eines CC-LS Systems mit vorgeschalteten IDW

Da in Hydrauliksystemen üblicherweise nicht alle Verbraucher gleichzeitig mit maximaler Geschwindigkeit bewegt werden müssen, wird die Pumpengröße in der Regel deutlich unter diesem theoretischen Maximalwert ausgelegt. Somit arbeitet die Pumpe im normalen Betriebszustand bei großen Schwenkwinkeln und in guten Wirkungsgradbereichen. Es kann jedoch vorkommen, dass von den Verbrauchern mehr Volumenstrom angefordert wird, als die Pumpe liefern kann. Dies wird als Pumpen-Saturierung bezeichnet und führt zu einer

Unterversorgung der Verbraucher, deren Auswirkung auf die Volumenstromverteilung von der Platzierung der Individual-Druckwaagen abhängt. Bei LS-Systemen mit vorgeschalteten Druckwaagen bricht die Druckdifferenz über den Messblenden zusammen und die Druckwaagen können nicht mehr regeln. Somit geht die Lastunabhängigkeit der Volumenstromverteilung verloren und das Öl fließt den Weg des geringsten Widerstandes, d.h. zu den Verbrauchern mit niedrigem Lastdruck. Der lastführende Verbraucher wird langsamer und kann unter Umständen sogar stehenbleiben. Im Gegensatz dazu werden bei LS-Systemen mit nachgeschalteten Druckwaagen alle aktiven Verbraucher im Verhältnis ihrer Schieberöffnungen langsamer. Diese stromteilende Eigenschaft wird als „soziale Mengenverteilung“ bezeichnet /GEI 2012/. Systeme mit stromabwärts positionierten Druckwaagen kommen vornehmlich in Anwendungen zum Einsatz, bei denen durch Überlagerung mehrerer Verbraucher die Arbeitsbewegung eine komplexe Raumkurve beschreibt, beispielsweise Hydraulikbagger. Am Markt haben sich zwei verschiedene Bauformen etabliert. Das LUDV-System (Lastdruckunabhängige Durchflussverteilung) von Bosch Rexroth besitzt je Ventilsektion nur eine Druckwaage /Bos 2012/. Zunächst wird die Messblende des Hauptkolbens durchströmt, gefolgt von der Druckwaage und dann, nahezu ungedrosselt, die Wegeschaltung (siehe Abbildung 2.8). Obwohl die Abkürzung LUDV ein Markenname der Firma Bosch Rexroth ist, findet die Bezeichnung in der Literatur immer öfter Verwendung, um LS-Systeme mit nachgeschalteten Druckwaagen allgemein zu beschreiben.

Die alternative Bauform besitzt je Ventilsektion zwei Druckwaagen, jeweils eine für jeden Arbeitsanschluss *A* und *B*. Angeboten werden Systeme dieser Bauform zum Beispiel von Linde Hydraulics unter der Bezeichnung LSC (Linde Synchron Control) /LIN 2013/ und von Bucher Hydraulics als LVS /Buc 2009/. Allen LS-Systemen mit nachgeschalteten Druckwaagen gemein ist ihre Funktion, die einer Stromteilerschaltung entspricht. Der höchste Lastdruck wird an alle Druckwaagen gemeldet, diese regeln somit den gleichen Zwischendruck hinter jeder Messblende und den gleichen, jedoch vom Gesamtvolumenstrom

abhängigen, Druckabfall über jeder Messblende ein. Wird das System unterversorgt, nimmt die Druckdifferenz an jeder Messblende gleichmäßig ab und die Verbraucher werden alle im gleichen Maße langsamer.

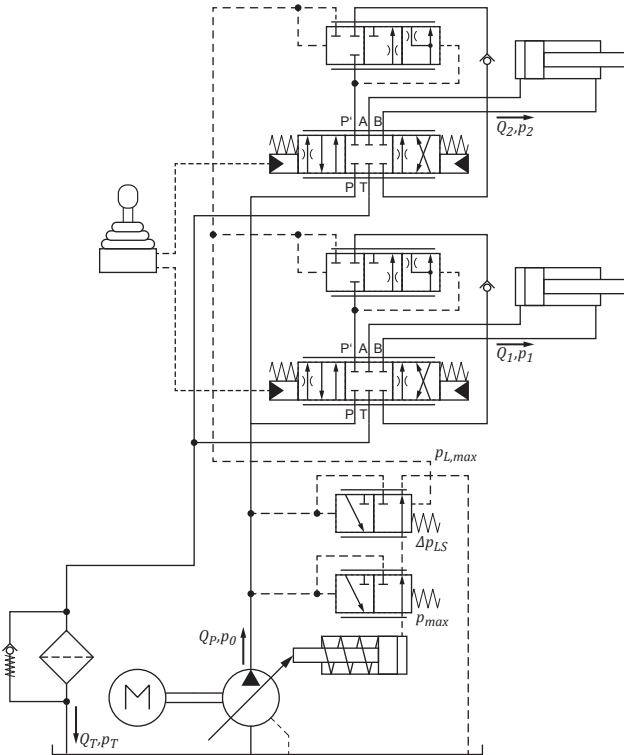


Abbildung 2.8: Schaltplan eines CC-LS Systems mit nachgeschalteten IDW

Die Energieeffizienz aller LS-Systeme mit Verstellpumpe ist durch die kontinuierliche Anpassung des Systemdrucks an den momentan höchsten Lastdruck und des Volumenstroms an den aktuellen Verbraucherbedarf relativ gut. Die entsprechende Leistungsbilanz ist in Abbildung 2.9 gezeigt.

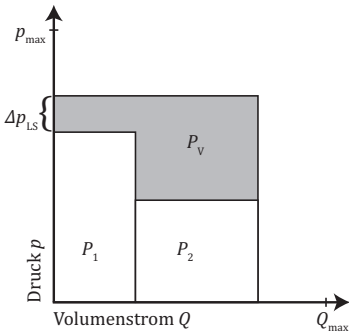


Abbildung 2.9: Leistungsbilanz eines CC Load-Sensing Systems

Die LS-Regeldruckdifferenz Δp_{LS} muss ausreichend groß gewählt werden, um trotz aller Leitungsverluste, sowie Verlusten an Druckwaagen und Messblenden, in jedem Betriebszustand eine angemessene Regelgüte zu gewährleisten. Da diese Verluste neben den Schlauchlängen und -durchmessern sowie der Komponentenauswahl, stark von variablen Größen wie der Öltemperatur abhängen, wird die Druckdifferenz oftmals höher ausge-

legt als im Normalbetrieb eigentlich erforderlich wäre /AXI 2013/. Sie erzeugt somit gerade in Lastsituationen mit niedrigem Systemdruck, durchaus relevante Verlustleistungsanteile.

Durch die prinzipbedingte Lastunabhängigkeit besitzen LS-Systeme eine sehr schlechte Dämpfung und neigen zu Schwingungen /KRU 1988/. Die hydraulisch-mechanischen Regler im System, Förderstromregler und Individual-Druckwaagen, können im ungünstigsten Fall gegeneinander arbeiten und die Schwingungsneigung noch verstärken. Auch die mitunter recht lange, hydraulische Lastmeldeleitung hat eine gewisse Verzögerungszeit durch den Druckaufbau und somit einen negativen Einfluss auf die Systemdynamik. Load-Sensing Systeme erfordern einen hohen Inbetriebnahme- und Abstimmungsaufwand /HAM 1991/. Gezielt platzierte Dämpfungsblenden führen kontinuierlich einen sehr kleinen Volumenstrom zum Tank ab. Dies wird als ‚bleeding‘ bezeichnet.

Ebenfalls bedingt durch die hydraulisch-mechanischen Regler, ist LS-Systemen ein sehr träges Kaltstartverhalten eigen, da das Regelverhalten von der temperaturabhängigen Viskosität des Öls beeinflusst wird.

2.5 Hydrauliksysteme in Holzladekränen

Der Kern der vorliegenden Arbeit ist die Applikation einer elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung (vgl. Kapitel 3.5) auf einen Forstkran. Aus diesem Grund soll zunächst der Stand der Technik dieser Gattung mobiler Arbeitsmaschinen dargestellt werden.

Allgemein repräsentieren Ladekrane eine der anspruchsvollsten mobilhydraulischen Anwendungen. Der motorische Teil des Hydrauliksystems besteht aus 5 bis 6 Hauptverbrauchern, durch deren parallelen Betrieb der Maschinenbediener eine komplexe Raumkurve nachfahren kann. Zusätzlich können hydraulische Nebenverbraucher, wie z.B. Abstützpratzen, zum System gehören, die jedoch während des eigentlichen Lastzyklus inaktiv sind (vgl. Kapitel 5). Abbildung 2.10 zeigt eine vereinfachte Darstellung der 6 Hauptverbraucher eines Holzladekranes.

Das Schwenkwerk (1) ist üblicherweise mit vier Schwenkzylindern ausgerüstet, die kreuzweise parallel verschaltet sind. Die gegenüberliegenden Zylinder sind jeweils über eine Zahnstange gekoppelt, die mit dem Ritzel kämmt, das auf der Vertikalachse des Kranes sitzt. Diese Anordnung ermöglicht das Laden in einem Schwenkbereich von bis zu 410° . Das Schwenkwerk von Forwarder-Ladekränen wird mitunter auch als Kombination aus Zahnkranz und Ritzel ausgeführt, welches dann von einem Hydraulikmotor angetrieben wird. Hierdurch wird ein unendlicher Schwenkbereich ohne Anschläge realisiert, was Vorteile insbesondere in schmalen Rückegassen bietet. Hubarm (2), Wipparm (3) und Greifer (6) werden von Hydraulikzylindern bewegt, ebenso wie das 1- oder 2-stufige Teleskop (4), dessen Zylinder normalerweise innenliegend ist. Der Rotator (5) zur Positionierung des Greifers besteht im Prinzip aus einem speziellen Hydraulikmotor mit sehr großem Schluckvolumen V_G .

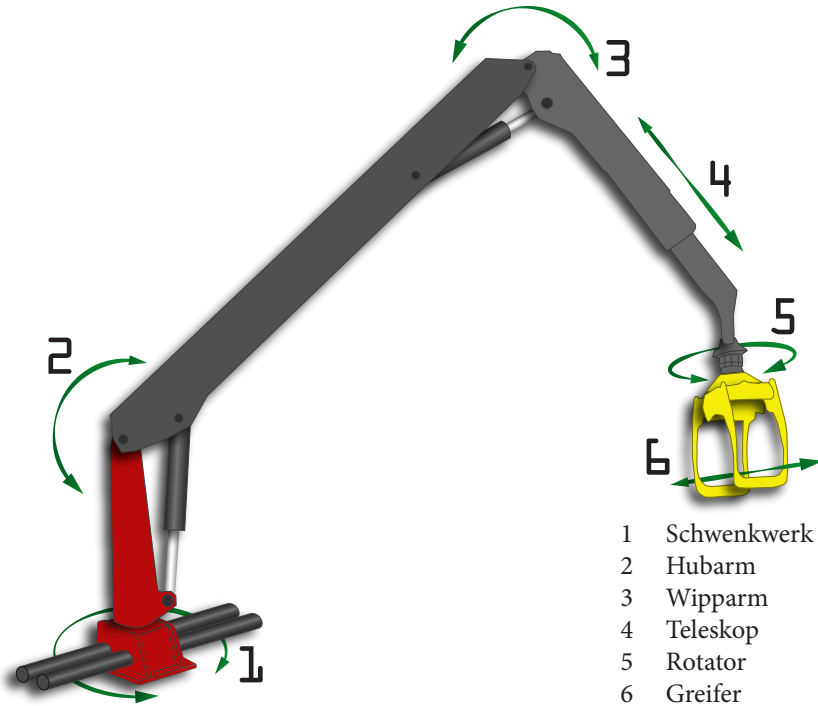


Abbildung 2.10: typische hydraulische Verbraucher in Holzladekranen

Speziell bei Holzladekranen ist die Arbeitsbewegung von sehr schnellen Bewegungsabläufen, aber auch von hochgenauen Feinpositionierungsaufgaben geprägt. Der Kran, und somit auch dessen Hydrauliksystem muss auf Bedienervorgaben schnell und präzise reagieren, um einen produktiven Arbeitsprozess zu gewährleisten.

Hierbei steigt der Entwicklungsgrad des Hydrauliksystems mit dem Anteil der Kranarbeit am gesamten Lastzyklus der jeweiligen Forstmaschine. Beispiele für Ladekrane zur Holzmanipulation sind in Abbildung 2.11 gezeigt.



Abbildung 2.11: Beispiele diverser Forstkrane: |a Langholztransporter /SCA 2013/, |b Kurzholztransporter /PAL 2013/, |c Forwarder /DEE 2013/ und |d Mobilhacker /JEN 2013/

Bei Lang- und Kurzholztransportern stellt die eigentliche Transportfahrt einen großen zeitlichen Anteil innerhalb der gesamten Betriebszeit dar und zeichnet darum auch für den Hauptanteil des Energiebedarfs verantwortlich. Zum Be- und Entladen kommen häufig noch Ladekrane mit Konstantstromhydraulik (vgl. Kapitel 2.1) zum Einsatz, deren Wegeventile keine hydraulische Vorsteuerung besitzen und die über mechanische Kreuzhebel betätigt werden. Neben den hohen Betätigungskräften, steht die Lastabhängigkeit dieser Systeme dem Bedienkomfort entgegen.

Die Kranauslastung von Forwardern und Mobilhackern ist deutlich höher, insbesondere bei letzteren ist der Kran nahezu während der gesamten Betriebszeit im Einsatz. Dementsprechend stehen Benutzerfreundlichkeit und Energieeffizienz deutlich stärker im Fokus und es werden aufwändigere Hydrauliksysteme verbaut. Vormalig hydraulisch angesteuerte Ventile, für deren Betätigung hydraulische

Ferngeber erforderlich sind, werden zunehmend von elektromagnetischen Ventilen verdrängt. Die Ansteuerung erfolgt präzise mittels elektronischer Joysticks, die sehr geringe Bedienkräfte aufweisen. Der Stand der Technik der verwendeten Hydrauliksysteme wird mittlerweile auch bei Ladekränen von hydraulisch-mechanischen Load-Sensing Systemen mit Verstellpumpe und vorgeschalteten Druckwaagen (vgl. Kapitel 2.4.2) repräsentiert. Der verhältnismäßig guten Energieeffizienz stehen jedoch die bereits diskutierten Nachteile entgegen, insbesondere die Schwingungsanfälligkeit und das schlechte Kaltstartverhalten. Auslegungsbedingt treten beim Kranbetrieb regelmäßig Pumpen-Saturierungszustände auf, die dem Maschinenführer die Vorhersage der Kranbewegung speziell in Situationen erschweren, in denen diese Unterversorgung abrupt endet. Wird beispielsweise die Bewegung eines lastniederen Verbrauchers mit hohem Volumenstrombedarf beendet, währenddessen der lastführende Verbraucher feinpositioniert wird, erhält dieser wieder den vollen Volumenstrom und wird unvorhersehbar beschleunigt. Dieser Effekt kann durch die Einführung elektrohydraulischer Systeme verhindert werden (vgl. Kapitel 4.5.2).

3 Stand der Forschung

Die Entwicklung mobiler Arbeitsmaschinen mit hoher Energieeffizienz gewinnt vor dem Hintergrund steigender Energiekosten, aber auch dem wachsenden Bewusstsein für einen nachhaltigen Umgang mit Ressourcen und die Schonung der Umwelt, zunehmend an Bedeutung. Die Forschung im Bereich der Mobilhydraulik lässt sich grundlegend in die zwei Disziplinen *Komponenten* und *Systeme* untergliedern. Obwohl in der Entwicklung von hydraulischen Komponenten in den vergangenen Jahrzehnten sehr große Fortschritte hinsichtlich einer Verbesserung der Wirkungsgrade erzielt wurden, ist der Aufwand für die Erschließung des vergleichsweise geringen Optimierungspotentials erheblich. Exemplarisch seien hier die Arbeiten von /PAL 2008/ und /ENE 2012/ genannt. Deutlich größere Verbesserungen und Energiesparpotentiale liegen in der Forschung auf Systemebene /IND 2013/, indem Komponenten, Systemarchitekturen und Steuerungen so eingesetzt werden, dass die zu erfüllende Arbeitsaufgabe mit geringstem möglichem Einsatz an Material, Arbeitszeit und Primärenergie durchgeführt werden kann. Hierbei müssen sich alle Neuentwicklungen daran messen lassen, ob sie den Bedienkomfort und die Einfachheit der Steuerung etablierter Hydrauliksysteme erhalten oder bestenfalls sogar übertreffen können.

Die im folgenden vorgestellten Systeme repräsentieren den aktuellen Forschungsstand im Bereich deterministischer Arbeitshydrauliken für mobile Maschinen. Unabhängig vom momentanen Betriebspunkt in ihrem jeweiligen Lastzyklus reagieren die Systeme auf Benutzervorgaben immer auf dieselbe Weise. Im Gegensatz dazu erfordern hybride Antriebsstrukturen¹ stets eine Betriebsstrategie, die Benutzervorgaben auf unterschiedlichen Leistungspfaden umsetzen kann. Auf die explizite Darstellung dieser Systeme, die über mindestens einen weiteren Energiespeicher verfügen und Energie rekuperieren können, wird

¹ Definition „Hybridantrieb“ nach /THH 2011/

mit dem Verweis auf die umfassenden Arbeiten von STEINDORFF und DENGLE, weitestgehend verzichtet /STE 2010, /DEN 2014/. Die Basis entsprechender Konzepte liegt i.A. jedoch in einem der hier diskutierten Systeme begründet, die mit unterschiedlich großem Entwicklungsaufwand zu einem hydraulischen Hybrid erweiterbar sind.

Die vorliegende Betrachtung soll vielmehr die Einordnung elektrohydraulischer Bedarfsstromsteuerungen in einen allgemeinen Hydraulikkontext ermöglichen. Die ausführliche Zusammenstellung bisheriger Forschungsergebnisse (vgl. Kapitel 3.5) dient der Einführung ins Thema, aber insbesondere auch der Abgrenzung zum eigenen Ansatz (vgl. Kapitel 4).

Den theoretisch höheren Einsparpotentialen der zunächst vorgestellten Systeme, steht häufig ein höherer Entwicklungsaufwand, höherer Komplexitätsgrad oder reduzierter Bedienkomfort entgegen. Allen Systemen dieses Kapitels gemein ist ihr vernachlässigbarer Marktanteil, sofern der Entwicklungsstand überhaupt eine Serienproduktion erlauben würde.

3.1 Verdrängersteuerung mit aufgeprägtem Volumenstrom

Idealisiert betrachtet versprechen Verdrängersteuerungen die Bereitstellung hydraulischer Leistung ohne prinzipbedingte Verluste. Der erforderliche Volumenstrom wird bedarfsgerecht zur Verfügung gestellt und zwischen Pumpe und Verbraucher befinden sich keine Drosselstellen. Ein zugehöriges Leistungsschaubild ist in Abbildung 3.1 dargestellt.

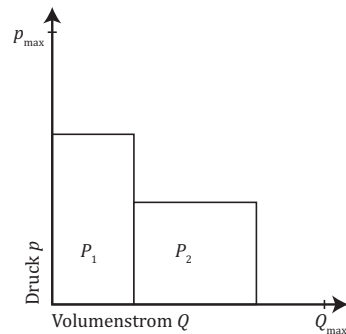


Abbildung 3.1: Leistungsbilanz einer Verdrängersteuerung

Allen Verdrängersteuerungen mit aufgeprägtem Volumenstrom gemein ist die Versorgung ihrer Verbraucher mit jeweils einer dedizierten Pumpe. Hierbei stellen rotatorische Verbraucher, deren Geschwindigkeit mittels einer Verstellpumpe geregelt wird, aufgrund ihrer Analogie zu hydrostatischen Fahrtrieben keine technischen Herausforderungen mehr dar.

Die Integration linearer Verbraucher hingegen, insbesondere der in der Mobilhydraulik üblichen Differentialzylinder, gestaltet sich deutlich schwieriger. Erste Überlegungen hierzu wurden von RAHMFELD und IVANTYSNOVA vorgestellt /RAIv 1998, /IVA 2000, /RAH 2002/. Aus dem Umfeld letzterer werden zudem kontinuierlich weitere Forschungsarbeiten zu diesem Thema veröffentlicht /RAIW 2004, /ZiIv 2008, /ZiIv 2010, /HiZI 2012, /DAIv 2013/. Ebenso ist eine entsprechende Patentschrift bekannt /O&K 2004/. Aus dem in Abbildung 3.2 dargestellten Funktionsprinzip, leitet sich auch die in der Literatur verbreitete englische Bezeichnung ‚*Displacement Control (DC)*‘ ab. Jeder Verbraucher wird von einer eigenen Verstellpumpe im geschlossenen Kreislauf versorgt. Die unterschiedlichen Flächenverhältnisse der Differentialzylinder erfordern jedoch eine Ausspeisung des überschüssigen Rückflusses bzw. eine Ergänzung auf der Saugseite. Hierzu speist eine Konstantpumpe einen Niederdruckkreis, an den auch ein Hydraulikspeicher angeschlossen ist. Über entsperrebare Rückschlagventile werden die Niederdruckseiten der Verbraucher mit diesem verbunden.

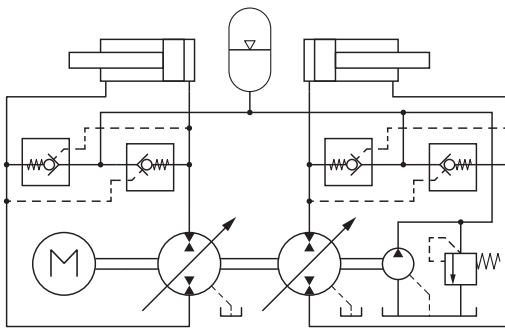


Abbildung 3.2: Integration von Differentialzylindern in eine Verdrängersteuerung nach /HiZI 2012/

Um lineare Verbraucher im offenen Kreislauf als Verdrängersteuerung betreiben zu können, verabschiedet sich HEYBROEK von der Maxime, im konduktiven Teil komplett auf Drosselstellen zu verzichten (siehe Abbildung 3.3). Die Anordnung von einfachen Schalt- und Proportionalventilen als Brückenschaltung ermöglicht zudem die Integration von Funktionalitäten, die von ventilgesteuerten Systemen mit getrennten Steuerkannten (vgl. Kapitel 3.6) bekannt sind, beispielsweise das kontrollierte Absenken ziehender Lasten über die Steuerung der Ablaufsteuerkannte. Die als Zulaufsteuerkannten dienenden Ventile müssen möglichst geringe Drosselverluste aufweisen, um den Energieeffizienzvorteil zu gewährleisten. Zur Detektion des momentanen Lastquadranten und zur Steuerung aller Systemfunktionen, sind je Verbraucher drei Druckaufnehmer erforderlich. /HEPL 2006/

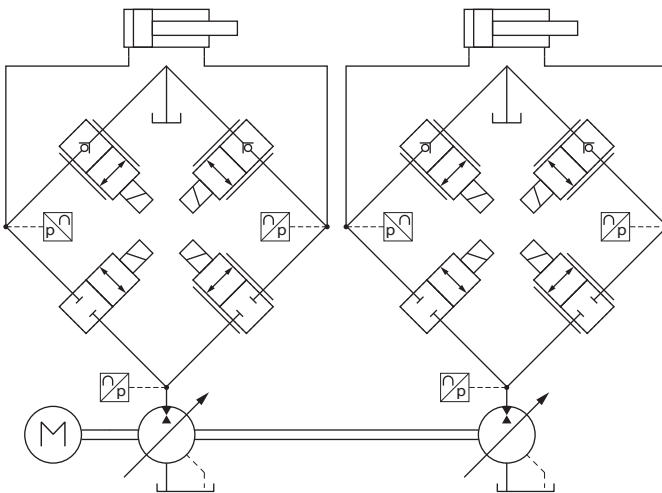


Abbildung 3.3: Verdrängersteuerung im offenen Kreislauf nach /HEY 2008/

Neben Systemen, die aus mehreren Verstellpumpen bestehen, die von einem Primärtrieb mit konstanter Drehzahl angetrieben werden, zählen außerdem Systeme mit drehzahlvariablen Konstantpumpen, zu den Verdrängersteuerungen. Diese werden auch als elektrohydraulische Direktantriebe, bzw. auf englisch als ‚Electro Hydraulic Actuator (EHA)‘ bezeichnet. Die einzelnen Verbraucher

sind hierbei vollständig entkoppelt, da jede Konstantpumpe von einem eigenen Elektromotor angetrieben wird, dessen Drehzahl mit einem Frequenzumrichter geregelt wird. Im Zuge zunehmender Forschungsaktivitäten zur Elektrifizierung mobiler Arbeitsmaschinen, stellen EHA-Systeme eine Möglichkeit zur Integration robuster, linearer Verbraucher in ansonsten voll-elektrisch betriebene Fahrzeuge dar.

Die Problematik zur Versorgung von Differentialzylindern bleibt weiterhin bestehen und kann ebenfalls durch eine Systemerweiterung mit einer zusätzlichen Speisepumpe für die Niederdruckseite gelöst werden /PAR 2012/. Ein anderer Ansatz wird in /PEI 2012/ vorgestellt. Über eine Differentialpumpe, deren Schluckvolumina V_G und V_G^* exakt auf die Kolbenflächen des Differentialzylinders angepasst sind, wird eine Kopplung von geschlossenem und offenem Kreislauf realisiert (siehe Abbildung 3.4).

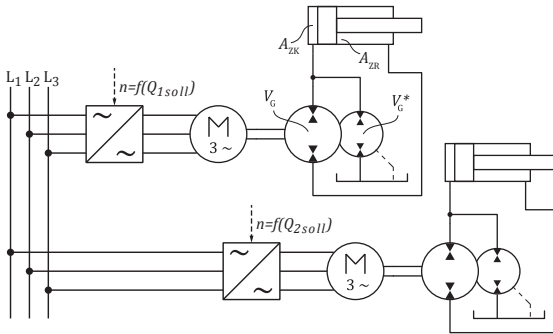


Abbildung 3.4: Elektrohydraulischer Direktantrieb mit Differentialpumpe in Anlehnung an /PEI 2012/

Die Abstimmung der Schluckvolumina auf die Kolbenflächen erfolgt nach Formel (3.1):

$$V_G^* = \left(\frac{A_{ZK}}{A_{ZR}} - 1 \right) \cdot V_G \quad (3.1)$$

Sollen hierzu Standardkomponenten verwendet werden, sind die Kombinationsmöglichkeiten stark eingeschränkt. Alternativ bietet sich die spezielle Konstruktion einer Differentialpumpe an, wodurch jedoch die Systemkosten steigen.

Sämtliche Verdrängersteuerungen können relativ einfach zur Rekuperation von Energie genutzt und zum Hybridantrieb weiterentwickelt werden. Zudem entstehen an den lastniederen Verbrauchern keine Drosselverluste und somit prinzipbedingte Verlustleistungen.

Demgegenüber stehen jedoch auch einige Nachteile zu Buche, die eine erfolgreiche Serieneinführung, zumindest in der Mobilhydraulik, bisher weitestgehend verhindert haben. Neben der teils komplexen Regelung, stellen Hydraulikpumpen einen entscheidenden Kostenfaktor dar. Selbst wenn in einer mobilen Arbeitsmaschine lediglich die Hauptfunktionen als Verdrängersteuerung mit aufgeprägtem Volumenstrom ausgeführt werden sollen, werden viele Pumpen benötigt. Zudem müssen diese Pumpen die maximalen Geschwindigkeitsanforderungen ihres jeweiligen Verbrauchers erfüllen können. Da gewöhnlich jedoch nicht alle Verbraucher gleichzeitig mit maximaler Geschwindigkeit verfahren werden, ist das insgesamt installierte Schluckvolumen, im Vergleich zu ventilgesteuerten Systemen, deutlich erhöht. Selbst die einzelnen Verbraucher werden nur selten mit Maximalgeschwindigkeit betrieben, ihre Pumpen laufen somit oft bei schlechten Wirkungsgraden im Teillastbereich. Hinzu kommen Schleppverluste im Leerlauf, da abgesehen von EHA-Systemen, alle Pumpen auf der gleichen Welle sitzen und somit selbst beim Stillstand ihrer Verbraucher mitgedreht werden. Die durch den hohen Systemwirkungsgrad erreichte Energieeffizienz von Verdrängersteuerungen kann unter den betriebspunktabhängigen Komponentenwirkungsgraden so stark leiden, dass unter Umständen keine Einsparungen erzielt werden können. Der Erfolg hängt von der Anwendung ab und muss im Einzelfall anhand des charakteristischen Lastzyklus überprüft werden.

3.2 Verdrängersteuerung mit aufgeprägtem Druck

Zu den Verdrängersteuerungen zählen neben den Systemen mit aufgeprägtem Volumenstrom, welche die Einstellung der Verbrauchergeschwindigkeit durch eine Variation im generatorischen Teil des Hydrauliksystems erreichen, auch Schaltungen, bei denen die Variation im motorischen Teil erfolgt. Hierzu werden die Verbraucher an einem Konstantdrucknetz (vgl. Kapitel 2.2) betrieben, das im englischen als ‚*Common Pressure Rail (CPR)*‘ bezeichnet wird.

3.2.1 Sekundärregelung

Zum Antrieb rotatorischer Verbraucher ist das Prinzip der Motorsteuerung oder Sekundärregelung bekannt. Durch den Einsatz verstellbarer Hydraulikmotoren können auch in einem Einkreissystem theoretisch beliebig viele Verbraucher mit unterschiedlichsten Lasten parallel betrieben werden, ohne dass systembedingte Verluste in Kauf genommen werden müssen. /KOR 1981, /MUR 1983, /HAA 1989/

Das Abtriebsmoment T_{ab} ist aufgrund des konstanten Druckabfalls über den Hydraulikmotor rein proportional zu dessen Schwenkwinkel α , Formel (3.2).

$$T_{ab} = \frac{\alpha \cdot V_{G,max} \cdot \Delta p}{2\pi} \quad \text{mit } \Delta p = p_0 - p_T = const \quad (3.2)$$

Da jedoch die Regelgröße der meisten Verbraucher deren Drehzahl oder Position ist, müssen die Stellmotoren im geschlossenen Drehzahlregelkreis betrieben werden /VAAF 2000/. Ein entsprechendes 2-Verbrauchersystem ist in Abbildung 3.5 dargestellt.

Die Regelung der Verbraucher in sekundärgeregelten Hydrauliksystemen erfolgt direkt am Abtrieb, wodurch sie ein dynamisches Ansprechverhalten besitzen. Generatorischer und motorischer Teil des Hydrauliksystems beeinflussen sich ebenso wenig, wie die einzelnen Verbraucher untereinander. Die Systeme eignen sich deshalb zur Erfüllung äußerst präziser Positionierungsaufgaben, insbesondere auch in automatisierten Anwendungen und konnten sich deshalb in der Industriehydraulik etablieren.

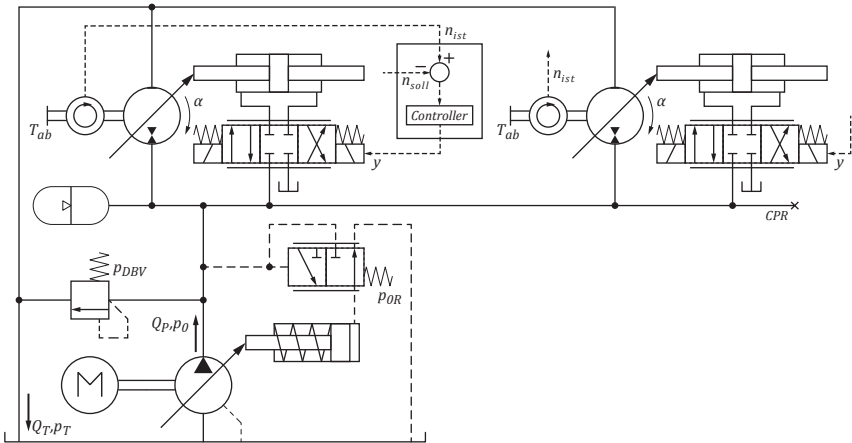


Abbildung 3.5: Schaltplan einer Sekundärregelung

Durch den Einsatz mehrquadrantenfähiger Hydraulikmaschinen und die ohnehin übliche Integration eines Hydraulikspeichers in das Konstantdrucknetz, ist die Rekuperation von Energie, beispielsweise beim Abbremsen des Oberwagens eines Baggers, relativ einfach umsetzbar. Dies macht Sekundärregelungen auch für die Mobilhydraulik interessant. In /DRGE 2012/ zeigt DREHER jedoch, dass aufgrund der inhomogenen Lastprofile mobiler Arbeitsmaschinen, das Einsparpotential stark vom konkreten Anwendungsfall abhängt. Zur Reduzierung des ungünstigen Teillastbetriebs wird deshalb die Überlagerung eines weiteren Regelkreises vorgeschlagen, der den eigentlich konstanten Systemdruck an den jeweiligen Lastfall anpasst /ZÄH 1993, /KÖG 1995, /DEN et al. 2010/. Hierbei stellt der Schwenkwinkel des lasthöchsten Verbrauchers die Regelgröße dar, die stets $\alpha = 90\%$ betragen soll. Hierdurch vergrößern sich die Schwenkwinkel aller Verstellmotoren, was zu Betriebspunkten mit höherem spezifischem Wirkungsgrad führt. Zusätzlich verlagert sich der Betriebspunkt der Verstellpumpe aufgrund der gesteigerten Volumenströme bei geringerem Systemdruck in Richtung eines höheren Wirkungsgrades. Die pauschal angenommene Schwenkwinkelreserve von 10% wird zur Überbrückung von Lastspitzen vorgehalten.

3.2.2 Hydrotransformator

Erneut stellt sich die Frage nach den Möglichkeiten zur Einbindung linearer Verbraucher in das Hydrauliksystem. Mangels direkt variabler Linearmotoren, also Zylindern mit stufenlos verstellbaren Kolbenflächen, deren Konstruktion auch in Zukunft nicht vorstellbar erscheint, bedarf es einem Zwischenelement zur drosselfreien Integration von Hydraulikzylindern in Konstantdrucknetze. Das Funktionsprinzip sogenannter Hydrotransformatoren steht in Analogie zu elektrischen Transformatoren. Diese wandeln eine Eingangsspannung in eine Ausgangsspannung. Verlustfrei betrachtet bleibt die elektrische Leistung gleich, da sich die Stromstärke umgekehrt proportional zur Spannung ändert, Formel (3.3). Hydraulische Transformatoren bestehen diesem Funktionsprinzip nach aus einem verstellbaren Hydraulikmotor am Konstantdrucknetz, der im Drehzahlregelkreis eine Konstantpumpe antreibt /KOR 1996/. Die Drehzahl der beiden Einheiten entspricht der Regelgröße zur Einstellung des Volumenstroms zum Zylinder und somit dessen Geschwindigkeit. Die Stellgröße ist der Volumenstrom des Motors bzw. dessen Schwenkwinkel, der vom Verhältnis zwischen aufgeprägtem Konstantdruck und variablem Lastdruck abhängt, Formel (3.4). /UEN et al. 2005/

$$P_{el} = U_1 \cdot I_1 = U_2 \cdot I_2 = const \Rightarrow U_1 = \frac{I_2}{I_1} \cdot U_2 \quad (3.3)$$

$$P_{hyd} = Q_M \cdot p_0 = Q_P \cdot p_L = const \Rightarrow Q_M = \frac{p_L}{p_0} \cdot Q_P \quad (3.4)$$

Neben der aufgelösten Bauart als Kombination aus Motor und Pumpe sind zudem integrierte Konstruktionen bekannt, die beide Funktionen in einer einzigen hydraulischen Maschine vereinen. Diese hat einen modifizierten, verstellbaren Steuerspiegel mit drei Steuernieren, zur Umsteuerung der Kolben zwischen Konstantdrucknetz, Tankanschluss und Verbraucheranschluss. Zu erwähnen sind hier insbesondere die Entwicklungen und Veröffentlichungen der Firma

Innas, deren Hydrotransformator auf dem sogenannten ‚Floating Cup‘ Prinzip beruht. /AcFV 1997, /VAAF 2000, /ACH *et al.* 2009/

Beide Prinzipien sind in Abbildung 3.6 dargestellt. Zur Versorgung von Differentialzylindern durch Hydrotransformatoren sind, zum Ausgleich der Volumenstromunterschiede, unterschiedliche Verschaltungsmöglichkeiten bekannt /VAAP 2003, /HoAH 2009, /InSM 2010/. Zwei verschiedene Varianten sind in der Darstellung gezeigt.

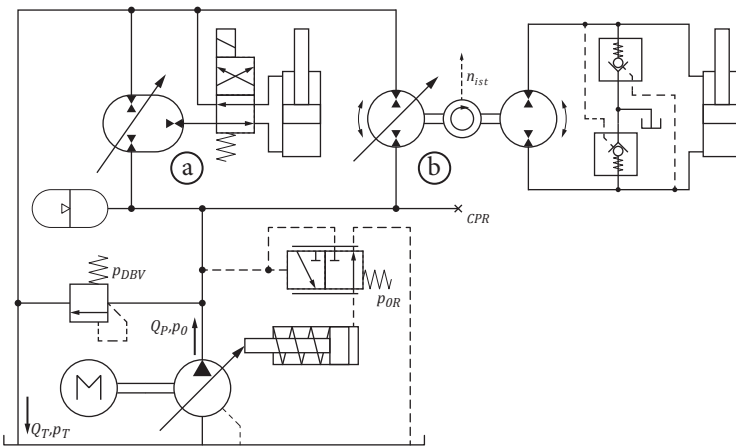


Abbildung 3.6: Hydrotransformatoren in integrierter |a und aufgelöster |b Bauweise zum Betrieb von Differentialzylindern am Konstantdrucknetz

Insbesondere bei der integrierten Bauweise werden Komponentenwirkungsgrade erzielt, die über weite Schwenkbereiche mehr als 94 % betragen /VAAB 2009, /ACH *et al.* 2011/. Dennoch sind die Verluste durch die mehrfache Leistungswandlung und den prinzipbedingt überwiegenden Teillastbetrieb, nicht zu vernachlässigen. Zudem provoziert der erhöhte Bedarf an Pumpen und Motoren, beziehungsweise Spezialkomponenten, die Suche nach Alternativlösungen, die zwar Abstriche an die perfekte Anpassung erfordern, jedoch kostengünstiger umzusetzen sind, aber dennoch das Potential von Konstantdrucksystemen ausnutzen.

Im Zuge dessen präsentiert BISHOP einen digitalhydraulischen Lineartransformator, der zwar nur eine stufenweise Druckwandlung ermöglicht, jedoch aus einfachen Schaltventilen besteht, die unterschiedlich große Kolbenflächen eines Druckübersetzers ansteuern /Bis 2009/. Eine ausführliche Betrachtung hierzu erfolgt in Kapitel 3.3.2.

3.2.3 Konstantdrucksystem mit Zwischendruckleitung

Zunächst jedoch soll mit dem Konstantdrucksystem mit Zwischendruckleitung (KonZwi) eine weitere Möglichkeit vorgestellt werden, lineare Verbraucher an einem Konstantdrucknetz zu betreiben. Das Prinzip der diskreten Druckpotentiale nutzt mehrere abgestufte Druckleitungen, die je nach Lastsituation über Schaltventile mit den beiden Zylinderkammern verbunden werden /HAAP 2011/. Eine erste Applikation für mobile Anwendungen wird von DENGLE am Beispiel eines Radladers gezeigt /DEGE 2011/. Ein einfaches 3/2-Wegeventil ermöglicht für jede Zylinderkammer die Auswahl eines passenden Druckpotentials aus Hoch-, Zwischen- und Tankdruck (siehe Abbildung 3.7). Neben einem möglichst geringen Druckabfall über der Wegeventilstufe erlaubt die Schaltungsarchitektur vor allem Regenerations- und Rekuperationsvorgänge, sowie die Unterstützung der Pumpe durch Aufschaltung des Zwischendrucks auf deren Saugseite.

Die Verwendung nur einer Zwischendruckleitung erlaubt jedoch lediglich eine sehr geringe Auflösung der Druckpotentiale, was wiederum zu Drosselverlusten an den Proportional-Wegeventilen führt. Diese können durch eine auf das Einsatzprofil der Maschine abgestimmte Auswahl des Zwischendruckspeichers reduziert werden. Zudem muss das Zwischendruckniveau durch gezielte Be- und Entladevorgänge, dem Lastzyklus entsprechend, variiert werden. Hierzu bedarf es einer modellprädiktiven Regelung /DEN *et al.* 2012, /DEGD 2012/.

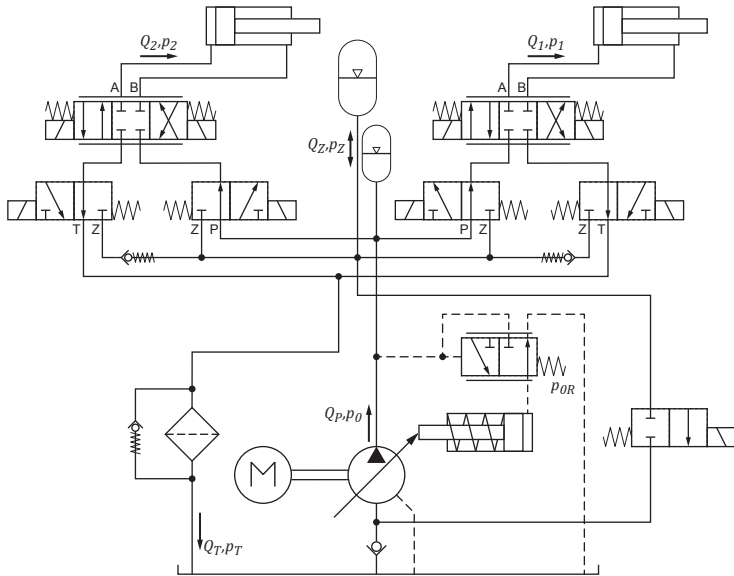


Abbildung 3.7: Konstantdrucksystem mit Zwischendruckleitung /DEN 2014/

Der Druckabfall über die Wegeventile ist im KonZwi-System, wie im Konstantdrucksystem, nicht konstant (vgl. Kapitel 2.2). Der Volumenstrom ist somit lastdruckabhängig und bei gegebener Ventilstellung sinkt die Verbrauchergeschwindigkeit bei steigender Last bzw. beim Wechsel des Druckpotentials. Dieser Problematik begegnet DENGLER mit der Überlagerung einer Geschwindigkeitsregelung der Zylinder, was zusätzlicher Sensorik zu deren Positionserfassung bedarf /DEN 2014/. Alternativ wäre auch eine Kennfeldregelung der Proportionalventile möglich, dies würde jedoch deren Lageregelung erfordern, um schwankende Strömungskräfte zu kompensieren /DEGG 2011/.

Die erzielten Einsparungen von etwa 13% im Vergleich zu einer Referenzmaschine mit Load-Sensing System gründen sich hauptsächlich auf das Rekuperationspotential des KonZwi-Systems beim Absenken von Lasten /DEDo 2012/. Zur weiteren Reduzierung von Drosselverlusten durch eine feinere Abstufung der Druckpotentiale schlägt DENGLER eine Integration von

Mehrkammerzylindern (vgl. Kapitel 3.3.2) in ein KonZwi-System vor. Zusätzlich könnte die kontrollierte Anpassung des Hochdrucks (vgl. Kapitel 3.2.1) weitere Einsparmöglichkeiten offenbaren. /DEN 2014/

3.3 Digitalhydraulik

Unter dem Oberbegriff der Digitalhydraulik werden unterschiedlichste hydraulische Themenstellungen erforscht, deren Gemeinsamkeit in ihren, zwischen diskreten Schaltzuständen hin und her schaltenden, Komponenten liegt. Die in der widerstandgesteuerten Proportionalhydraulik inhärenten Drosselverluste, werden von digitalhydraulischen Systemen durch die Erzeugung einer „gestuften Proportionalität“ vermieden. Dies prädestiniert sie für den Einsatz in Konstantdrucksystemen und könnte helfen, deren Potential weiter auszunutzen.

Die verschiedenen I/O-Elemente lassen sich nach ihrer Verwendung im generatorischen, im konduktiven oder im motorischen Teil des Hydrauliksystems klassifizieren. Eine weitere grundlegende Unterscheidung bilden Systeme mit Parallelschaltung gleicher bzw. skaliertes Komponenten und Systeme mit Schnellschaltventilen.

Im Folgenden geben ausgewählte Systeme und Subsysteme einen Einblick in die Digitalhydraulik. Dieser erhebt jedoch keinen Anspruch auf Vollständigkeit und soll lediglich einen Eindruck von den Möglichkeiten vermitteln, verspricht doch die Digitalhydraulik erhebliche Effizienzsteigerungspotentiale von 50 bis 70 % /KOG *et al.* 2010, /DEL *et al.* 2013/ gegenüber konventionellen Load-Sensing Systemen. Das Kapitel zeigt jedoch auch die enorme Komplexität und die nötigen Systemveränderungen auf, die im Gegensatz zu den eher dezenten Modifikationen der elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung stehen (vgl. Kapitel 3.5).

3.3.1 Schnellschaltventile mit Pulsweitenmodulation

Die Pulsweitenmodulation (PWM) ist ein aus der Elektrotechnik bekanntes Steuerungsprinzip, bei dem sich die Ausgangsstromstärke durch hochfrequentes

Ein- und Ausschalten des Maximalstroms, als Durchschnittswert des Einschaltverhältnisses einstellt.

Analog dazu können hydraulische Schnellschaltventile trotz diskreter Schaltzustände theoretisch eine unendliche Volumenstromvariation erreichen. Hierbei werden die Öffnungs- und Schließzeiten per PWM reguliert. Wenn das Ventil öffnet, steigt der Druck unmittelbar auf den Versorgungsdruck an und die Lastmasse beschleunigt. Das Ventil schließt und der Druck fällt wieder ab. Damit die so erzeugte Welligkeit der Geschwindigkeit nicht zu stark spürbar ist, muss zum einen die träge Masse ausreichend groß sein, zum anderen muss die Schaltfrequenz mindestens 50 Hz betragen /LIN 2011/. Der minimale und maximale Volumenstrom in Relation zur Ventilgröße, hängt von der Ventildynamik ab. Bei 50 Hz erfordert beispielsweise die Einstellung eines 10% igen Volumenstroms, eine Abfolge von 2 ms geöffnetem, gegenüber 18 ms geschlossenem Ventil.

Das Schaltsymbol eines Schnellschaltventils und dessen Implementierung in ein 4-Wege Ventilsystem sind in Abbildung 3.8|a und |b dargestellt. Getrennte Steuerkanten (vgl. Kapitel 3.6) sind in digitalhydraulischen Wegeventilen systemimmanent. Mit Hilfe entsprechender Sensoren, können somit zusätzlich deren Vorteile ausgeschöpft werden.

Zur theoretisch verlustfreien Drucktransformation bietet sich eine weitere Analogie zur Elektrotechnik an /KoSc 2012, /SEL et al. 2013/. Der hydraulische Tiefsetzsteller, englisch ‚*Hydraulic Buck Converter* (HBC)‘, ist eine Kombination aus hydraulischer Induktivität L_H , hydraulischer Kapazität C_H sowie einem Schnellschaltventil und einem Rückschlagventil für jede Bewegungsrichtung des Zylinders (siehe Abbildung 3.8|c). Eine PWM-Ansteuerung schaltet zwischen dem konstanten Hochdruckniveau und dem Tankdruckniveau hin und her. Unter Berücksichtigung der Induktivitäten und Kapazitäten des Systems kann so der Druck mittels eines steten Wechsels zwischen Druckauf- und abbau verlustfrei an die Last angepasst werden. Eine Schwierigkeit bei der Regelung besteht jedoch durch die variable Kapazität, die wegen der Ein- und Ausfahrvorgänge des Zylinders systemimmanent ist.

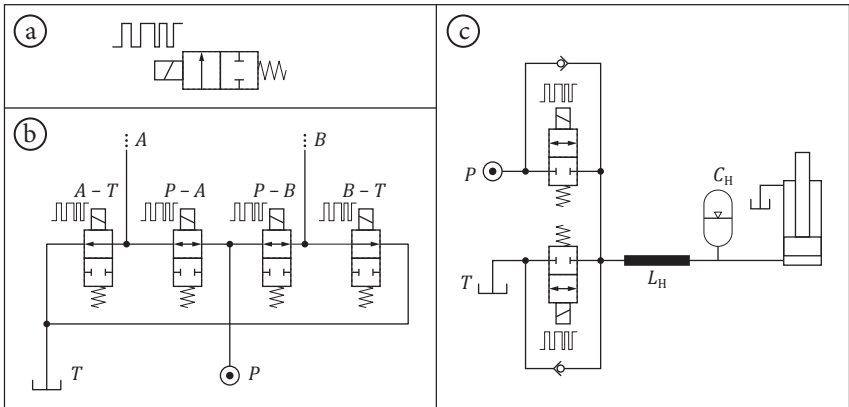


Abbildung 3.8: Schnellschaltventil mit PWM-Ansteuerung |a, 4-Wege Ventilsystem |b, Hydraulischer Tiefsetzsteller |c nach /LIN 2011/

Die Herausforderungen der Schnellschalt-Technologie allgemein, liegen in erster Linie in der erreichbaren Ventildynamik, die im Bereich von höchstens 2 ms liegen muss, im Geräuschniveau und in der Dauerfestigkeit der Ventile. Hinzu kommen Druck- und Volumenstrompulsation sowie Effizienzverluste durch parasitäre Kapazitäten /SCH *et al.* 2008/. Die bisher realisierten Konzepte sind für kleine Volumenströme und niedrige Drücke /LIN 2011/ und somit noch nicht für die Mobilhydraulik geeignet.

3.3.2 Parallelschaltung von I/O-Elementen

Die parallele Verschaltung mehrerer Schaltventile erfordert einerseits einen hohen Komponentenaufwand, andererseits handelt es sich um einfache Bauteile, die kostengünstig herzustellen sind. Der quantisierte Systemausgang erreicht insbesondere bei binär codierter Größenabstufung 2^N eine für viele mobile Anwendungen ausreichend präzise Volumenstromauflösung. Abbildung 3.9|a–d veranschaulicht die Thematik nach /LiVi 2007/.

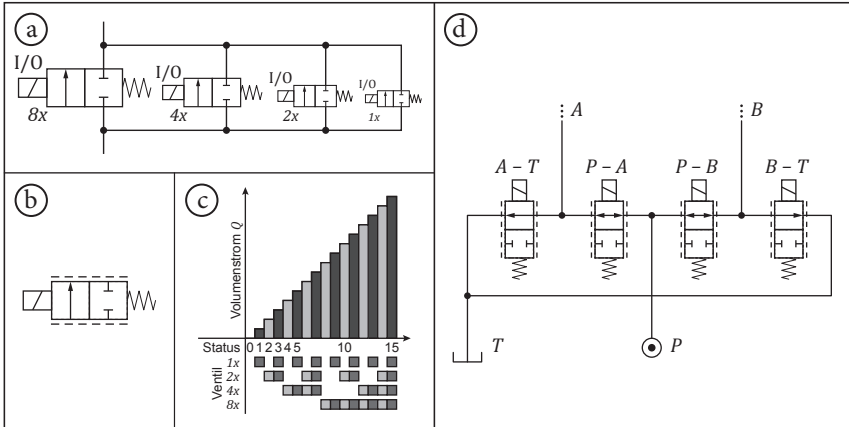


Abbildung 3.9: Parallelschaltung von Schaltventilen mit binär codierter Größenabstufung |a, vereinfachte Darstellung |b, erzielbare Volumenstromauflösung bis $1/(2^4-1)$ |c, Ventilsystem als Kombination aus 4×4 Schaltventilen |d in Anlehnung an /LiVi 2007/

Neben der Skalierung nach der binären Reihe ($1:2:4:8 \dots$), findet auch die Codierung mittels Fibonacci-Folge ($1:1:2:3:5:8 \dots$) oder die Parallelschaltung gleich großer Elemente ($1:1:1:1 \dots$) Anwendung. Letztere ist hinsichtlich ihrer Fehlertoleranz hervorzuheben; der Volumenstromfehler beim Ausfall eines Elementes geht mit dem Kehrwert der Anzahl paralleler Bauteile einher, die Systemfunktion bleibt jedoch weitestgehend erhalten.

Von LINJAMA wird die Problematik der „transienten Unsicherheit“ adressiert /LIN 2011/. Während des stationären Betriebes sind alle Ölflüsse im System eindeutig bestimmt. Ändert sich jedoch die Volumenstromanforderung, erfolgt ein Wechsel der Statuskombination und mehrere Ventile müssen gleichzeitig geschaltet werden. Da die Schaltzeit der Ventile mit einer gewissen Unsicherheit behaftet ist, kann es vorkommen, dass für einen kurzen Moment falsche Volumenstrompfade geöffnet sind und das Öl direkt von Anschluss zu Anschluss fließt, ohne den „Umweg“ über den Verbraucher zu nehmen.

Abbildung 3.10|a zeigt das ‚Digital Hydraulic Power Management System‘ nach /LiHu 2009/. Hierbei handelt es sich um eine hydraulische Maschine, deren Kolben unabhängig voneinander ansteuerbar sind. Bei jeder Umdrehung der Kurbelwelle, müssen für jeden Kolben zwei Schaltentscheidungen getroffen werden.

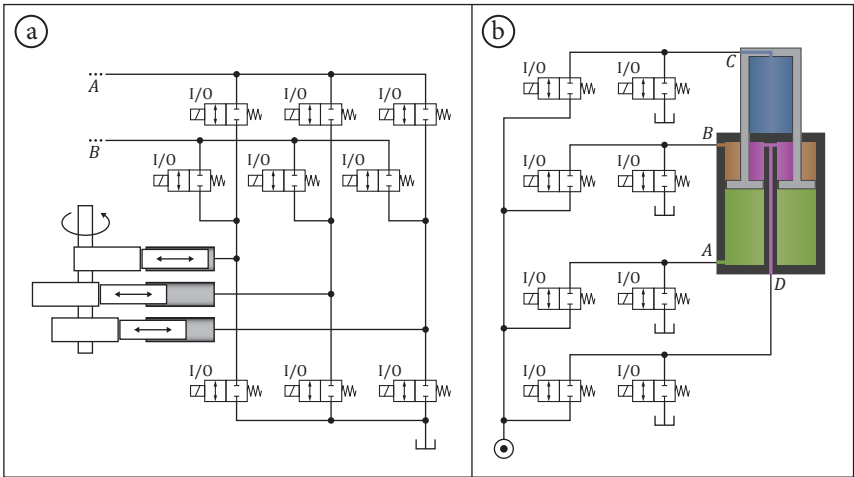


Abbildung 3.10: Digitalhydraulische Pumpe mit unabhängiger Kolbenansteuerung |a, Digitalhydraulischer Mehrkammerzylinder |b nach /LIN 2011/

Die Anordnung erlaubt die bedarfsgerechte Versorgung aller angeschlossenen Verbraucher. Zudem ist Energierekuperation bei aktiven Lasten möglich. Der Leistungsfluss kann hierbei direkt von Verbraucher zu Verbraucher erfolgen, den Primärtrieb entlasten oder in einen entsprechend angeschlossenen Speicher führen /HELi 2013/. Neben der gezeigten Konstruktion ist auch eine Ausgestaltung mit mehreren Konstantpumpen, die auf einer Welle sitzen, denkbar.

Der Mehrkammerzylinder kann als grobe Annäherung eines Linearmotors mit variabler Kolbenfläche betrachtet werden (siehe Abbildung 3.10|b). Das konstruktive Maximum von 4 integrierten Zylinderkammern, erlaubt die Einstellung 16 diskreter Kolbenkräfte /LIN 2011/ und kann somit als quasi-sekundäreregelter Zylinder in ein Konstantdrucknetz integriert werden.

Die theoretisch verlustfreie Anpassung eines konstanten Versorgungsdruckes an einen variierenden Lastdruck gelingt ebenfalls mit dem von BISHOP vorgestellten digitalhydraulischen Lineartransformator. Die in Abbildung 3.11 dargestellte Konstruktion erlaubt die Einstellung von 31 diskreten Druckniveaus.

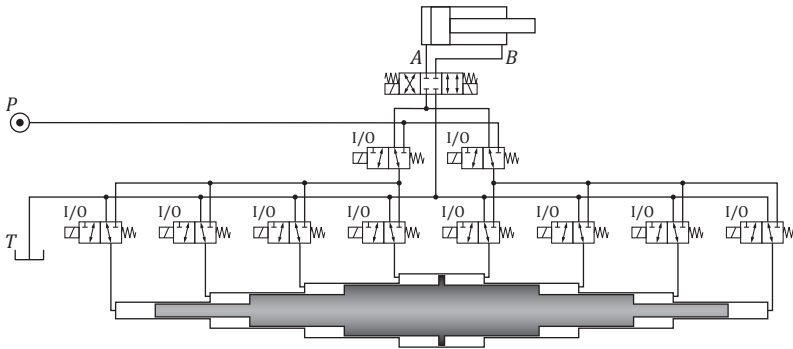


Abbildung 3.11: Digitalhydraulischer Transformator nach /Bis 2009/

Durch den Einsatz bewährter Dichtungstechnik aus dem Zylinderbau, ist der volumetrische Wirkungsgrad des Transformators gut. Die Oberflächengüte beeinflusst maßgeblich die Gleitreibungsverluste und damit den hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad, der im Prototyp noch unzureichend war. /Bis 2009/

Sowohl Verdrängersteuerungen als auch digitalhydraulische Systeme bedingen grundlegende Änderungen der herkömmlichen Schaltungsarchitekturen, sowie der etablierten Komponenten. Im Gegensatz dazu werden mit dem elektrohydraulischen Load-Sensing (vgl. Kapitel 3.4) und der elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung (vgl. Kapitel 3.5) zwei Hydrauliksysteme vorgestellt, die zwar auf unterschiedlichen Regelungs- bzw. Steuerungsphilosophien basieren, die jedoch als direkte Weiterentwicklung hydraulisch-mechanischer Load-Sensing Systeme (vgl. Kapitel 2.4.2) betrachtet werden können und die deren Aufbau zumindest teilweise beibehalten. In Analogie zu Verdrängersteuerungen mit aufgeprägtem Druck oder aufgeprägtem Volumenstrom kann auch bei diesen beiden,

ventilgesteuerten Systemen eine Unterscheidung zwischen Druckregelung und Volumenstromsteuerung getroffen werden.

3.4 Elektrohydraulisches Load-Sensing System

Herkömmliche Load-Sensing Systeme zeichnen sich durch ihre lastunabhängige Bedienung aus, sowie die Möglichkeit mehrere Verbraucher unabhängig voneinander, bei guter Energieeffizienz zu betreiben. Durch die hydraulische Signalleitung und die hydraulisch-mechanischen Regler neigen sie jedoch zu Schwingungen. Bei elektrohydraulischen Load-Sensing (EHLS) Systemen hingegen ist die Signalverarbeitung elektronisch ausgeführt. Sowohl der höchste Lastdruck $p_{L,max}$, als auch der Pumpendruck p_0 werden von Druckaufnehmern erfasst. Die Regeldruckdifferenz Δp_{LS} wird in einem geschlossenen Regelkreis mittels einer elektrohydraulisch ansteuerbaren Verstellpumpe eingestellt. BACKÉ schlägt hierzu ein System vor, das den höchsten Lastdruck weiterhin über eine Wechselventilkette ermittelt. Dieser wird von der Mobilsteuerung mit dem Pumpendruck verglichen und die Pumpe entsprechend verschwenkt /BAFE 1990/. HARMS und ESDERS gehen einen Schritt weiter, indem sie jeden Verbraucher mit einem eigenen Drucksensor ausstatten (siehe Abbildung 3.12). Ist die Schiebercharakteristik bekannt und als Kennlinie in der Steuerung hinterlegt, können auf diese Weise die Individual-Druckwaagen entfallen und deren Funktion zusätzlich von den Hauptmessblenden erfüllt werden. Hierbei entspricht die Schieberposition des höchstbelasteten Verbrauchers der Joystickvorgabe. Die Ventilsektionen der niedriger belasteten Verbraucher jedoch müssen weiter geschlossen werden, um den Systemdruck auf den jeweiligen Lastdruck abzdrosseln und gleichzeitig den passenden Volumenstrom zur geforderten Geschwindigkeit einzustellen. /HAR 1994, /ESD 1994/

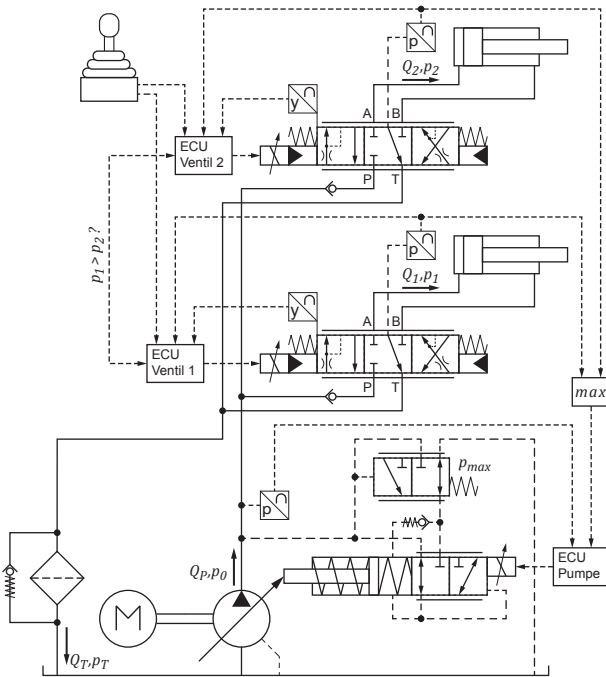


Abbildung 3.12: Elektrohydraulisches Load-Sensing System nach /ESD 1996/

Die fehlende Serienreife der EHLS-Systeme erklärt GRÖSBRINK anhand einer Fehlerabschätzung. Die Einstellung des Pumpendruckes und insbesondere die Erfüllung der Druckwaagenfunktionalität durch die Messblenden selbst, erfordert sehr präzise Kenntnis aller im System auftretenden Drücke. Diese variieren aufgrund der Lastprofile mobiler Arbeitsmaschinen jedoch in einem großen Spektrum. In Abhängigkeit der Maschinenkategorie, muss der Messbereich der eingesetzten Sensoren etwa $0 - 400 \text{ bar}$ betragen. Die Messgenauigkeit selbst sehr präziser und damit teurer Druckaufnehmer liegt bei maximal $\pm 0,05\%$ /VET 2008/, im schlechtesten Fall ergibt sich somit eine Abweichung von $0,4 \text{ bar}$, bei einer geforderten Regelgüte von $1 - 2 \text{ bar}$. Da die Größenordnungen von Sollwert und Messfehler so

nah beieinander liegen, können hieraus fehlerhafte Volumenstromverteilungen resultieren, die vom Markt nicht akzeptiert würden. /Grö 2011/

Zudem ist der hydraulische Druckaufbau, trotz der zum Teil recht großen Kapazitäten, deutlich schneller als die erreichbaren Verstellgeschwindigkeiten der Hydraulikpumpen. Das Übertragungsverhalten der Regelstrecke weist somit eine sehr geringe Dämpfung auf, da die Regelgröße auf minimale Änderungen der Stellgröße, aber auch auf äußere Einflüsse, beispielsweise Lastwechsel, äußerst heftig reagiert. Kommt zu dem trägen Reglerverhalten auch noch mangelhafte Rechenperformance hinzu, ist die dynamische Regelgüte unzureichend für einen energieeffizienten und bedienerfreundlichen Einsatz in mobilen Arbeitsmaschinen.

Die stetig wachsende Rechenleistung mobiltauglicher Maschinensteuerungen und sinkende Preise für Druckaufnehmer erhalten dennoch das Interesse an EHLS-Systemen. Stellvertretend seien an dieser Stelle die folgenden Veröffentlichungen aus dem stationären /LoKU 2009/ sowie aus dem mobilen Bereich /HAAP 2010, /LET *et al.* 2010, /KOMa 2013a/ genannt.

3.5 Elektrohydraulische Bedarfsstromsteuerung

Die Arbeitshydraulik mobiler Arbeitsmaschinen besteht vornehmlich aus linearen Aktoren, die verschiedenste Lasten bewegen. Die Zylindereschwindigkeiten und -bewegungen werden in der Regel von Joysticks gesteuert, deren Signale entweder eine Druck- oder häufiger eine Volumenstromvorgabe des Bedieners darstellen. Hydraulisch-mechanische Load-Sensing Systeme stellen den Stand der Technik dar (vgl. Kapitel 2.4.2), die Verwendung von Individual-Druckwaagen gewährleistet eine lastunabhängige Steuerung und macht die Systeme somit rein volumenstromgesteuert. Nichtsdestotrotz bleibt die Pumpensteuerung von LS-Systemen durch den als Druckwaage arbeitenden Förderstromregler druckgeregelt. /AxI 2013/

Im Gegensatz dazu wird der erforderliche Pumpenvolumenstrom bei Bedarfsstromsteuerungen berechnet und direkt eingestellt, er wird dem System somit aufgeprägt. Der Pumpendruck stellt sich in Abhängigkeit des höchsten Lastdrucks selbst ein. Die Differenz zwischen diesen beiden Drücken hängt von den Leitungsverlusten, sowie den Drosselverlusten über den Ventilen ab. Sie ist folglich nicht konstant, sondern eine Funktion der Öltemperatur, des Systemdrucks und insbesondere des Gesamtvolumenstroms. Die Druckdifferenz ist in allen Arbeitsbereichen geringer als bei LS-Systemen, speziell bei niedrigen und mittleren Volumenströmen beträgt sie nur etwa *10 bar*. Die prinzipbedingte Verlustleistung $P_{V(FP)}$ lässt sich somit um mindestens 50 % reduzieren, die Verlustanteile durch die jeweils lastniederen Verbraucher ($P_{V(2)} \cdot P_{V(i)}$) bleiben jedoch bestehen (siehe Abbildung 3.13).

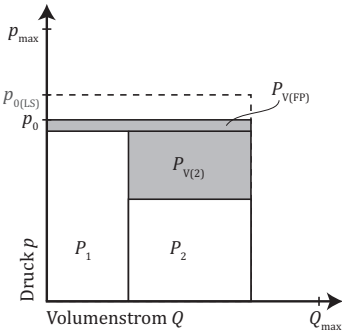


Abbildung 3.13: Leistungsbilanz einer elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung

Durch die Verwendung von Individual-Druckwaagen ist auch bei Bedarfsstromsystemen der Druckabfall über die Messblenden konstant (vorgeschalte IDW), beziehungsweise über alle aktiven Messblenden gleich (nachgeschaltete IDW) und somit der Volumenstrom rein vom Öffnungsquerschnitt abhängig. Dieser wiederum ist eine Funktion der Schieberposition (vgl. Kapitel 4.3), die ihrerseits mit einer vom Bediener vorgegebenen Joystickstellung korreliert und somit dessen Geschwindigkeitswunsch darstellt. Mittels dieser beschriebenen

Abhängigkeiten lässt sich die Volumenstromanforderung an die Pumpe entweder direkt aus der Addition der Joysticksignale oder aus den aktuellen Schieberpositionen, die mit integrierten Wegesensoren überwacht werden, ermitteln.

Die Schwierigkeit bei der Entwicklung einer Bedarfsstromsteuerung liegt folglich in der möglichst exakten Synchronisation des gelieferten Pumpenvolumenstroms mit der Summe der Verbrauchervolumenströme, die über die Ventilstellungen verteilt werden. Der Lösung dieses Problems haben sich in den letzten Jahren zahlreiche Forscher an international verteilten Institutionen gewidmet. Trotz immer gleicher Basisidee, wurden in den einschlägigen Veröffentlichungen unterschiedlichste Bezeichnungen verwendet, die eine einleitende Diskussion zur Terminologie erfordern.

3.5.1 Begriffsdefinition

Erste Überlegungen zum beschriebenen Funktionsprinzip finden sich in /ZÄH 1993/ unter dem Begriff ‚*Summenstromregelung*‘. Das Thema wurde, nachdem die Entwicklung elektrohydraulischer Komponenten ausreichend vorangeschritten ist, in einem Forschungsprojekt /HEL 2008/ aufgegriffen und u.a. von DJUROVIC als ‚*Elektrohydraulisches Flow Matching* (EFM)‘ bezeichnet /DJHK 2004, /LAT 2006, /DJU 2007/. Übersetzt bedeutet dies in etwa ‚*aufeinander abstimmen des Volumenstroms*‘, was die Grundidee eigentlich recht gut charakterisiert. Allerdings ist der Ausdruck sehr eng mit Entwicklungen der Firma Bosch Rexroth verbunden, die als Industriepartner in dem Projekt mitgearbeitet hat. Etwa zeitgleich wird von FEDDE die Bezeichnung ‚*elektrohydraulisches Bedarfsstromsystem*‘ verwendet /FED 2007/, die erstmals die Systemeigenschaft der Anpassung des Volumenstroms an den aktuellen Verbraucherbedarf widerspiegelt. In Fortführung der Arbeiten von DJUROVIC, verwendet FINZEL zunächst den Terminus ‚*elektrohydraulische Bedarfsstromregelung / Flow Matching*‘, legt sich dann jedoch auf das Akronym *ELS* fest, das für ‚*Elektrohydraulisches Load-Sensing System*‘ steht. Diese Bezeichnung erlaubt jedoch keine klare Abgrenzung zu den weiterhin druckgeregelten EHLS-Systemen (vgl. Kapitel 3.4). In

internationalen Publikationen wurde von AXIN und ERIKSSON der vergleichsweise gut passende, jedoch recht unspezifische Begriff ‚Flow Control‘ geprägt /AxEP 2009, /AXI *et al.* 2011, /AxPK 2012/, wobei letzterer daneben auch die Bezeichnung ‚Flow Sharing‘ verwendet /ERPA 2010/.

Das in vorliegender Arbeit realisierte Konzept lässt sich nach Meinung des Autors am Besten als ‚elektrohydraulische Bedarfsstromsteuerung (eBSS)‘ charakterisieren. Die Bezeichnung ermöglicht eine Differenzierung zwischen gesteuerten und geregelten Systemen, durch den Zusatz „elektrohydraulisch“ wird der Unterschied zum PFC-System (vgl. Kapitel 2.3) und zum, gelegentlich ebenfalls als Bedarfsstromsystem bezeichneten, konventionellen HMLS-System (vgl. Kapitel 2.4) hervorgehoben. Die englischsprachige Entsprechung ‚electrohydraulic Flow-on-Demand System‘ transportiert ebenfalls den Grundgedanken der bedarfsgerechten Volumenstromanpassung und wurde in den Veröffentlichungen /ScGW 2013a/ und /ScGW 2013b/ eingeführt.

Abgesehen von der gemeinsamen Basisidee, lassen sich Bedarfsstromsteuerungen grundsätzlich in zwei verschiedene Kategorien unterteilen, in Stromregler- und Stromteilerschaltungen.

3.5.2 Stromreglerschaltung

Basierend auf Ideen von HESSE /Bos 2005/ und HELDUSER /DjHK 2004/ wurden die ersten Forschungsergebnisse zu elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerungen von DJUROVIC vorgestellt. In einer umfangreichen Klassifikation werden Systeme eingeordnet, die den Pumpenvolumenstrom entweder steuern oder direkt bzw. indirekt regeln. Weiterhin wird eine Unterscheidung zwischen Systemen mit vor- und nachgeschalteten Individual-Druckwaagen getroffen. /DJU 2007/

Sämtliche von DJUROVIC im Detail untersuchten Varianten besitzen Proportionalventile mit vorgeschalteten Druckwaagen und stellen somit Stromreglerschaltungen dar. Der einfachste Aufbau ist in Abbildung 3.14 gezeigt und kommt ohne zusätzliche Sensoren aus. Nachdem der erforderliche Pumpenvolumenstrom aus

den Joystickstellungen ermittelt wurde, wird er als direkte Vorgabe an die elektrohydraulische Verstellpumpe weitergegeben. Dieser Systemaufbau erfordert eine präzise Abstimmung der Pumpe auf die Ventilschieberpositionen, da fehlerhafte Volumenstromberechnungen ansonsten zu unerwünschten Systemzuständen führen können. Insbesondere im Falle einer Überversorgung, wenn die Pumpe zu viel Volumenstrom liefert, verliert das System seine komplette Funktionalität. Die vorgeschalteten Druckwaagen schließen und verhindern somit weitere Verbraucherbewegungen. Da die Pumpe weiterhin Volumenstrom liefert, steigt der Systemdruck auf p_{\max} und der Druckregler übersteuert die Vorgabe und schwenkt die Pumpe zurück. Es bietet sich somit an, das System stets in einer leichten Unterversorgung zu betreiben. Dies führt zwar zu dem von LS-Systemen mit vorgeschalteten IDWs bekannten Effekt des langsamer werdenden, lastführenden Verbrauchers (vgl. Kapitel 2.4.2), kleine Abweichungen können jedoch vom Bediener kompensiert werden. Dieser wird den entsprechenden Joystick in dem Maße weiter auslenken, bis die Verbrauchergeschwindigkeit zu seiner Anforderung passt. Kritisch anzumerken ist in diesem Zusammenhang jedoch das Systemverhalten beim Wechsel des lasthöchsten Verbrauchers, da dies zu unkontrollierten bzw. unbeabsichtigten Geschwindigkeitsänderungen an zwei Verbrauchern gleichzeitig führt.

Zur Gewährleistung einer ordentlichen Systemfunktion und einer sauberen Volumenstromverteilung entwickelt DJUROVIC mehrere direkte und indirekte Regelungsstrategien, die jedoch die Systemkomplexität und den Komponentenaufwand erhöhen. Durch die Rückführung des Pumpenvolumenstroms zu einem Soll-Ist-Vergleich werden Unter- und Überversorgungszustände effektiv verhindert (siehe Abbildung 3.15), allerdings leidet die Energieeffizienz unter den zusätzlichen Drosselverlusten. Zudem stehen einer Serienanwendung der hohe Preis und die unzureichende Robustheit von Volumenstromsensoren entgegen.

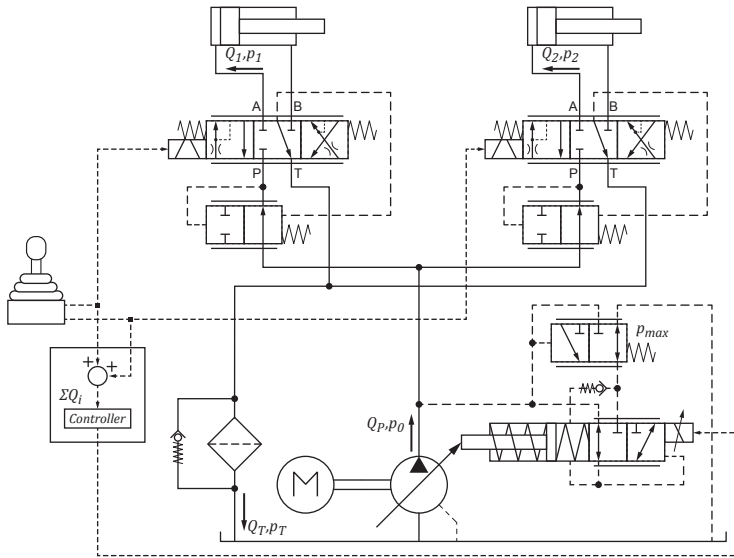


Abbildung 3.14: eBSS-System mit gesteuertem Volumenstrom nach /Dju 2007/

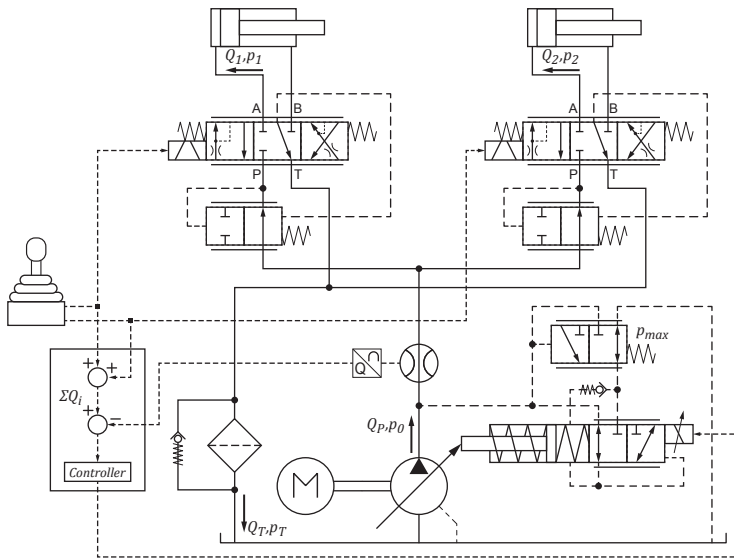


Abbildung 3.15: eBSS-System mit Volumenstromrückführung nach /Dju 2007/

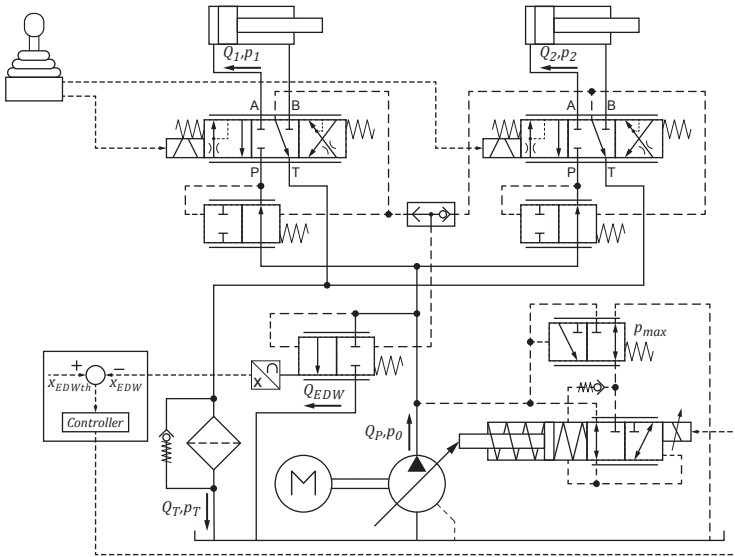


Abbildung 3.16: eBSS-System mit Regelung der EDW nach /Dju 2007/

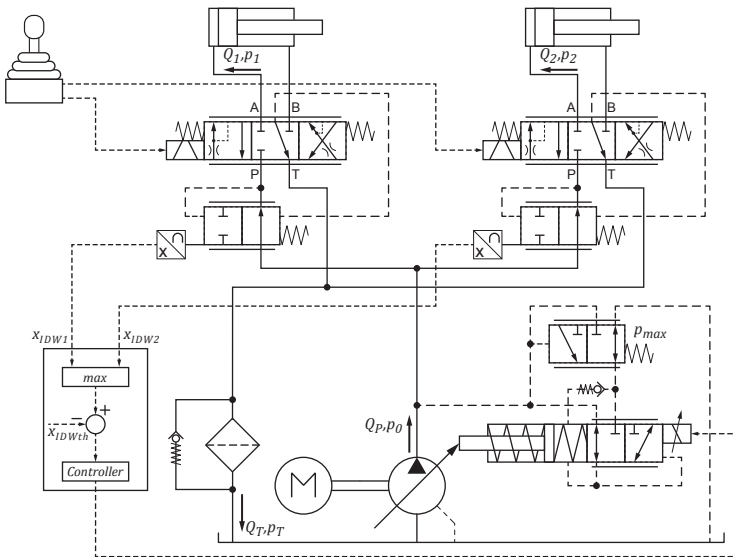


Abbildung 3.17: eBSS-System mit Regelung der IDWs nach /Dju 2007/

Alternativ bietet sich die Integration einer Eingangsdruckwaage in das System an. Hierbei wird der Pumpenvolumenstrom so geregelt, dass gerade noch kein Volumenstrom über diesen Bypass fließt. Als Messgröße kann entweder die Position der EDW mit einem Wegsensor erfasst werden (siehe Abbildung 3.16) oder mittels eines kleinen Volumenstromsensors der Volumenstrom selbst, der über die EDW fließt. Nachteilig wirkt sich bei dieser Lösung die Wiedereinführung einer hydraulisch-mechanischen Druckwaage aus. Streng genommen handelt es sich bei dieser Art der Pumpenverstellung gar nicht mehr um ein volumenstromgesteuertes System, sondern vielmehr um ein HMLS-System mit elektrohydraulischer Pumpenansteuerung. Dies widerspricht zwar nicht DJUROVICS Bezeichnung ‚*Flow Matching*‘, wohl aber der in dieser Arbeit verwendeten Definition einer elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung.

Abbildung 3.17 zeigt eine weitere Ausführung mit indirekter Volumenstromregelung, in diesem Fall mittels Lageregelung der Individual-Druckwaagen. Prinzipbedingt öffnet die Druckwaage des momentan lastführenden Verbrauchers am weitesten. Wird deren Schieberstellung mit einem Wegsensor erfasst, kann der Pumpenvolumenstrom soweit erhöht werden, bis die Druckwaage gerade vollständig geöffnet ist und den Verbrauchervolumenstrom nicht mehr drosselt.

Die dargestellten eBSS-Systeme mit vorgeschalteten, konventionellen Druckwaagen und reiner Steuerung des Volumenstroms sind schwer beherrschbar und verlieren ihre Funktionalität bei Überversorgung. Bei Unterversorgung sind sie nicht mehr vollkommen lastunabhängig und erfordern den regelnden Eingriff des Maschinenbedieners. Die Einführung geschlossener Regelkreise widerspricht der eigentlichen Philosophie einer gesteuerten Aufprägung des Volumenstroms und führt zu einer wesentlichen Erhöhung des Komplexitätsgrades. Vor diesem Hintergrund scheinen eBSS-Systeme in Stromteilerschaltung die bessere Wahl zu sein.

3.5.3 Stromteilerschaltung

Ventilblöcke in Stromteilerschaltung verteilen den Volumenstrom unabhängig von der Last an den Verbrauchern, auch bei Unter- und Überversorgungszuständen (vgl. Kapitel 2.4.2). Für Load-Sensing Systeme sind sie als Standardkomponenten mit nachgeschalteten Druckwaagen erhältlich, die sich auch zur Verwendung in elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerungen eignen. Aufbauend auf den Arbeiten von DJUROVIC, entwickelte FINZEL ein auf dem beschriebenen Funktionsprinzip bestehendes System, das ohne zusätzliche Sensoren, Signlrückführungen und geschlossene Regelkreise auskommt /FIN 2010/. Das entsprechende System ist in Abbildung 3.18 dargestellt.

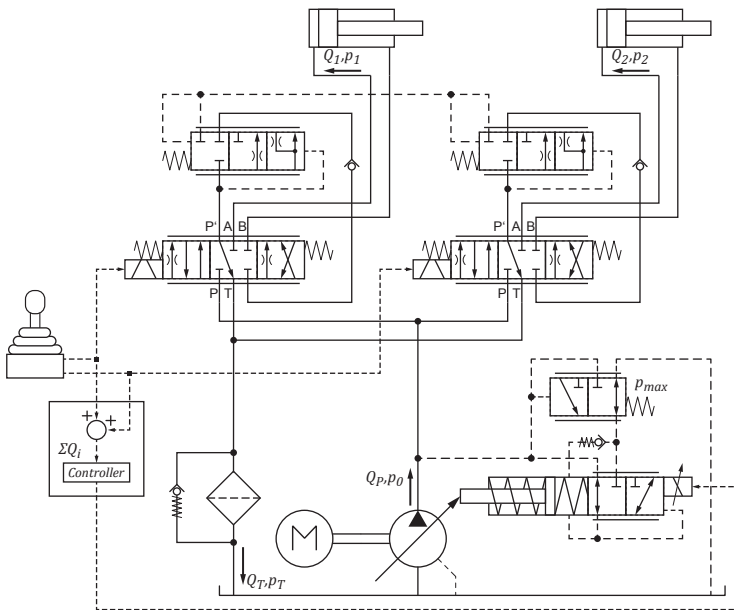


Abbildung 3.18: eBSS-System mit nachgeschalteten Druckwaagen /HEFi 2008/

Der Pumpenvolumenstrom wird in Abhängigkeit der Anforderungen der Verbraucher so bestimmt und gesteuert, dass sich eine konstante Druckdifferenz

über alle Messblenden einstellt, die zumindest theoretisch beliebig klein gewählt werden kann. Indem der höchste Lastdruck in allen Druckwaagen wirkt, ist deren Funktion nicht länger drosselnd, sondern entlastend /AXI 2013/ und der von der Pumpe bereitgestellte Volumenstrom wird in allen Betriebszuständen proportional zu den Ventilstellungen verteilt.

Somit besitzt das System prinzipiell einen zusätzlichen Freiheitsgrad zur Reduzierung des Drucküberschusses. Das Ventil zum Verbraucher mit der höchsten Volumenstromanforderung könnte komplett geöffnet werden, um den Druckabfall zu minimieren. Zur Beibehaltung der gewünschten Volumenstromteilung müssen die Ventile der anderen Verbraucher im gleichen Verhältnis ebenfalls weiter geöffnet werden. /FIN 2010/

In der Praxis treten jedoch, insbesondere bei stark unterschiedlichen Verbrauchervolumenströmen und bei großen Lastdifferenzen, Volumenstromteilungsfehler auf /FiHE 2008/, da die Druckabfälle über die einzelnen Ventilsektionen nicht mehr exakt gleich sind. Die Begründung hierfür findet sich in den physikalischen und konstruktiven Eigenschaften des Steuerblocks. Neben Gehäusewiderständen, internen Leckagen und Strömungskräften zeichnen vor allem die Rückstellfedern der Druckwaagen verantwortlich. Diese sind jedoch zur dynamischen Stabilisierung und zur Einstellung einer definierten Ausgangsposition erforderlich /FIN 2010/. Ihre Federkraft berechnet sich nach Formel (3.5) zu:

$$F_{RF} = c \cdot x + F_o \quad (3.5)$$

Die Federkraft und folglich auch das Kräftegleichgewicht zwischen Feder- und Druckkräften hängt somit von der momentanen Regelposition der Druckwaage ab, die proportional zum Federweg ist. Der schädigende Einfluss der Feder auf die Volumenstromgenauigkeit ist umso größer, je kleiner die Druckdifferenz über die Messblenden gewählt wird. Für den praktischen Einsatz empfiehlt FINZEL einen Mindestwert von 7 bar nicht zu unterschreiten.

Zur Verbesserung der Genauigkeit der Volumenstromverteilung seines Systems betrachtet FINZEL mehrere unterlagerte Regelkreise, diese erfordern jedoch

den Einsatz zusätzlicher Sensoren /FIN 2010/. Auf eine ausführliche Darstellung wird an dieser Stelle verzichtet.

Zur Reduzierung der Drosselverluste lastniederer Verbraucher untersucht FINZEL die Anwendbarkeit seines ELS-Systems in einem koppelbaren Mehrkreishydrauliksystem am Beispiel eines Hydraulikbaggers /FIJH 2009, /FIHJ 2010/. In der vorliegenden Arbeit wird dieser Ansatz jedoch nicht weiter verfolgt, da er weit über die Basisidee der elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung hinausgeht und ein eigenes Forschungsthema darstellt.

AXIN stellt ein Bedarfsstromsystem vor, das durch die Verwendung modifizierter, vorgeschalteter Druckwaagen ebenfalls in Stromteilerschaltung arbeitet. Statt einer starr vorgegebenen Federkraft zur Einstellung der Druckdifferenz werden zwei weitere Drucksignale an die Druckwaage angelegt. Deren Differenz dient nach Formel (3.6) als Regelgröße.

$$\Delta p_p = p_0 - p_{L,\max} \quad (3.6)$$

Da sich der Pumpendruck p_0 in einem Bedarfsstromsystem selbst einstellt und um die Leitungs- und Drosselverluste höher liegt als der höchste Lastdruck $p_{L,\max}$, ist auch die Druckdifferenz immer nur so groß, wie erforderlich, um die Widerstände zu überwinden. Im Saturierungsfall bricht diese Druckdifferenz zusammen; da sie auf alle Druckwaagen wirkt, nimmt somit auch der Volumenstrom an allen Verbrauchern gleichmäßig ab. Der Schaltplan eines entsprechenden 2-Verbraucher Systems ist in Abbildung 3.19 gezeigt.

Beim Betrieb des Systems in aktiver Unterversorgung zur Reduzierung der Drosselverluste, indem die Messblenden weiter geöffnet werden, schlägt AXIN zusätzlich eine aktive Dämpfungskontrolle vor. Werden Schwingungen im System detektiert, werden die Öffnungsquerschnitte der Ventile reduziert, bis die Schwingungen abgeklungen sind. Anschließend kehrt das System in den energieeffizienteren Modus zurück. /AXI 2013/

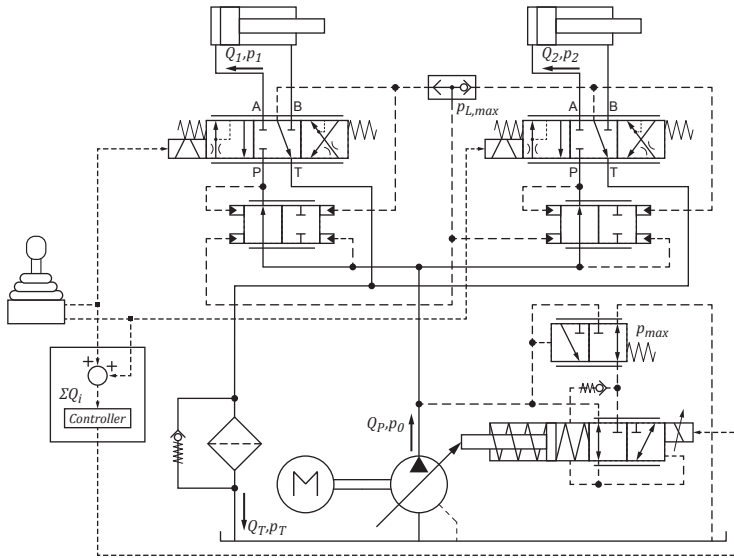


Abbildung 3.19: eBSS-System in Stromteilerschaltung nach /AxEP 2009/

Die in der Darstellung gezeigten Druckwaagen mit vier Ansteuerungsflächen wurden bisher von keinem Hydraulikerhersteller in einen serienmäßig verfügbaren Steuerblock integriert.

3.5.4 Weitere Forschungsaktivitäten

Aus der Literatur sind noch weitere Konzepte bekannt die im weitesten Sinne als elektrohydraulische Bedarfsstromsteuerung zu bezeichnen sind. Diese weichen jedoch erheblich von der ursprünglichen Steuerungsphilosophie ab und sind nicht als Basis der vorliegenden Arbeit zu betrachten. Als Erweiterung der Arbeit von FEDDE /FED 2007/ schlägt GRÖSBRINK eine Kombination aus elektrohydraulischer Bedarfsstromsteuerung und konventioneller hydraulisch-mechanischer Load-Sensing Regelung (vgl. Kapitel 2.4.2) vor /GRSH 2010, /GRÖ 2011/. Insbesondere in Betriebssituationen mit niedrigem Pumpenvolumenstrom und niedrigem Systemdruck verbessert sich durch die Überlagerung der beiden

Kontrollmechanismen das Verhalten des eigentlichen Bedarfsstromsystems. Dieses arbeitet mit vorgeschalteten Druckwaagen und ist für Traktorhydrauliken konzipiert. Um eine Hysterese des Schwenkwinkels ausgleichen zu können und somit einen hinreichend präzisen Pumpenvolumenstrom einstellen zu können, erkaufte sich GRÖSBRINK den Vorteil, auf einen Schwenkwinkelsensor verzichten zu können, mit der Beibehaltung des schwingungsanfälligen hydraulisch-mechanischen Differenzdruck-Reglers. Dieser verhindert beim Ausschwenken der Pumpe den Anstieg des Differenzdruckes über einen bestimmten Wert und setzt somit die Obergrenze des Pumpenvolumenstroms. Der elektrohydraulische Pumpenregler markiert lediglich noch die zugehörige Untergrenze. Der entsprechende Regler ist jedoch nicht als reine Volumenstromsteuerung ausgeführt. Mittels einer Fuzzy-Logik wird dem Soll-Volumenstrom als zusätzliche Regelgröße die adaptive Druckdifferenz zwischen Systemdruck und höchstem Lastdruck überlagert.

Eine Kombination aus elektrohydraulischer Druckregelung und elektrohydraulischer Volumenstromsteuerung schlägt AXIN in /AxEK 2014/ vor. Hierzu wird der Systemstatus über Sensoren erfasst, die Regler sind elektronisch ausgeführt. Mittels eines Parameters lässt sich das Verhältnis zwischen beiden Reglern verschieben und an den Bedienerwunsch anpassen.

XU stellt ein Bedarfsstromsystem vor, das ähnlich wie elektrohydraulische Load-Sensing Systeme (vgl. Kapitel 3.4) gänzlich auf Individual-Druckwaagen verzichtet. Hierzu müssen die Schieberkennlinien vermessen werden und Druckaufnehmer die Lastdrücke aller Verbraucher überwachen. Somit kann die Funktion einer lastunabhängigen Verbraucheransteuerung von den Messblenden der Hauptschieber erfüllt werden. XU zeigt die Funktionsfähigkeit seines Systems am Beispiel eines Hydraulikbaggers. Neben einem Volumenstromsensor zur direkten Regelung des Pumpenvolumenstroms sind die hydraulischen Verbraucher mit Wegaufnehmern, bzw. im Fall des Schwenkwerks mit Drehwinkelmesser, ausgestattet, um eine präzise Volumenstromverteilung zu erreichen. /XU et al. 2012/

Die Idee des Verzichts auf IDWs, wird im Ausblick der vorliegenden Arbeit nochmals aufgegriffen (vgl. Kapitel 9). Da eine Umsetzung jedoch eine Überlagerung mehrerer geschlossener Regelkreise bedingt und somit nur noch wenig mit einer Bedarfsstromsteuerung gemein hat, wird auf eine detaillierte Ausarbeitung verzichtet.

Als Erweiterung der elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung schlagen sowohl FINZEL als auch AXIN die Einführung getrennter Steuerkanten vor. Ihre Betrachtungen erfolgen jedoch ausschließlich auf theoretischer Basis. Da die Kapitel 4.6 und 7.3 der vorliegenden Arbeit diesem Thema gewidmet sind, erfolgt zunächst die Darstellung des aktuellen Forschungsstandes getrennter Steuerkanten.

3.6 Getrennte Steuerkanten

Die hauptsächlichen Drosselverluste im Wege-Proportionalventil entstehen an der Zu- sowie an der Ablaufsteuerkante, die beide als hydraulische Blendenwiderstände betrachtet werden können. Nach /FIN 2010/ müssen die Steuerkanten folgende Aufgaben und Anforderungen erfüllen:

- **Zulaufsteuerkante:** Geschwindigkeitssteuerung drückender Lasten, Feinsteuergeometrie für präzise Positionierungsaufgaben
- **Ablaufsteuerkante:** Geschwindigkeitssteuerung ziehender Lasten, geringe Strömungswiderstände bei drückenden Lasten

In der Regel sind die beiden entsprechenden Öffnungsquerschnitte starr gekoppelt, da sie auf einem gemeinsamen Steuerschieber ausgeführt sind. Insbesondere die widersprüchlichen Anforderungen an die Ablaufsteuerkante, in Abhängigkeit der vorherrschenden Lastrichtung, erfordern bei deren Auslegung einen Kompromiss zwischen Bedienbarkeit und Drosselverlusten.

Bei Hydrauliksystemen mit getrennten bzw. aufgelösten Steuerkanten wird das Prinzip der Trennung der Funktion angewendet. So können Zu- und Ablaufsteuerkante unabhängig voneinander kontrolliert werden, hieraus leitet sich auch die englische Bezeichnungen ‚*Independent Metering*‘ /ERRP 2008, /SiWE 2013/ bzw. ‚*Individual Metering*‘ /ERI 2010, /AXI 2013/ ab. Zudem finden sich in der Literatur auch die Abkürzungen *SMI(S)MO*, die für ‚*separate meter-in/ (separate) meter-out*‘ stehen /HAN *et al.* 2011, /PED *et al.* 2013, /KOMa 2013b/.

SITTE liefert eine umfassende Systematisierung aller denkbaren Layoutmöglichkeiten zu Hydrauliksystemen mit getrennten Steuerkanten, die in den letzten Jahren sowohl aus akademischer Forschung als auch schon in ersten industriellen Anwendungen bekannt geworden sind. Hierin unterscheidet er grundlegend zwischen Konzepten, die auf der Verwendung von zwei 3/3-Wegeventilen oder vier 2/2-Wegeventilen basieren (siehe Abbildung 3.20). Zudem sind beliebige Kombinationen aus beiden Grundkonzepten realisierbar. /SiWE 2013/

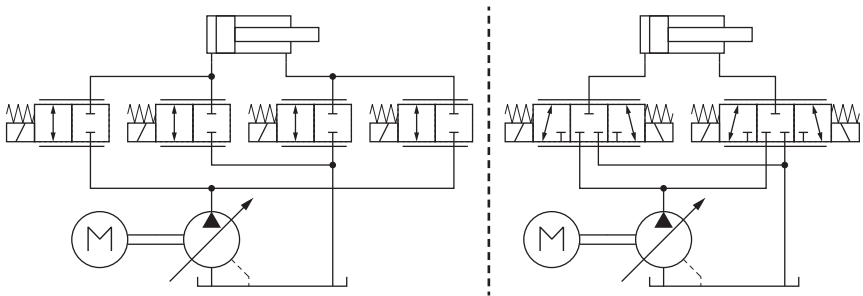


Abbildung 3.20: Grundprinzipien getrennter Steuerkanten nach /ERI 2007/

Anhand der freien Wählbarkeit des Volumenstrompfades ($B-T$ unabhängig von $P-A$, bzw. $A-T$ unabhängig von $P-B$), identifiziert AXIN vier unterschiedliche Betriebsmodi für Hydrauliksysteme mit getrennten Steuerkanten /AXI 2013/.

- Hauptmodus:** Die Geschwindigkeit drückender Lasten wird über die Zulaufsteuerkante eingestellt. Zur Vermeidung unnötiger Drosselverluste ist die Ablaufsteuerkante vollständig geöffnet.

Im Falle ziehender Lasten verhindert die Ablaufsteuerkante Kavitation und zu schnelle Zylindereschwindigkeiten. Als Regelgröße dient der Druck in der Zulaufkammer, in der sich kein Vakuum bilden darf.

- Regenerations-Modus:** In diesem Modus werden beide Verbraucherkammern mit der Pumpe verbunden. Aufgrund des Flächenverhältnisses kann ein Differentialzylinder unter Anhebung des Lastniveaus jedoch mit signifikant reduziertem Volumenstrombedarf ausgefahren werden. Neben der Realisierung einer Eilgangschaltung ist insbesondere der Lastfall interessant, wenn ein Verbraucher mit hoher Last und niedrigem Volumenstrombedarf gleichzeitig mit einem Verbraucher mit niedriger Last und hohem Volumenstrombedarf betrieben werden muss. Aus der Verschiebung des Betriebspunktes des Pumpe resultiert eine signifikante Reduzierung der Verlustleistung (siehe Abbildung 3.21).

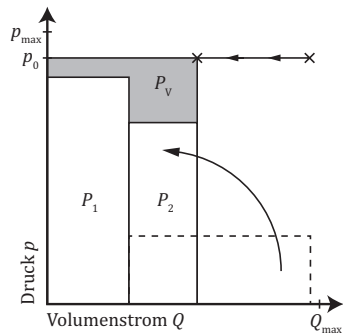


Abbildung 3.21: Reduzierung der Verlustleistung im Regenerations-Modus

- **Energieneutraler Modus:** Die Bewegung ziehender Lasten, beispielsweise das Absenken eines Kranes, kann alternativ zum Hauptmodus auch ohne die Bereitstellung von Pumpenvolumenstrom erfolgen, indem beide Verbraucheranschlüsse gleichzeitig mit dem Tank verbunden werden. Fehlendes Öl wird selbstständig aus dem Tank nachgesaugt.
- **Rekuperations-Modus:** Ähnlich dem energieneutralen Modus, wird die potentielle Energie ziehender Lasten genutzt. Statt die Ablaufsteuerkante jedoch mit dem Tank zu verbinden, wird der Ölrückfluss zum Antrieb anderer Verbraucher oder der Pumpe verwendet. Dies erfordert jedoch eine mehrquadrantenfähige Pumpe.

Das Funktionsprinzip der getrennten Steuerkanten ist grundsätzlich in jedem ventilgesteuerten Hydrauliksystem einsetzbar. Zur Auswahl eines geeigneten Betriebsmodus, muss jedoch der vorliegende Lastfall mit Sensoren bestimmt werden. Vorteilhaft erscheint somit eine Integration in elektrohydraulische Systeme, die zur Erfüllung ihrer eigenen Systemfunktionalitäten ohnehin meist mit Druckaufnehmern ausgestattet sind und deren Steuerung über ausreichend Rechenleistung verfügt, um mehrere Steuer- und Regelungsaufgaben parallel ausführen zu können (vgl. Kapitel 4.6).

Zusammenfassend versucht Abbildung 3.22 die in den beiden vorangehenden Kapiteln beschriebenen Hydrauliksysteme nach Energieeffizienz und Aufwand zu klassifizieren. Die Einordnung erfolgt qualitativ nach der prinzipbedingten Verlustleistung sowie nach Komponenten- und Inbetriebnahmeaufwand. Farbig abgesetzt sind das als Referenzsystem betrachtete Load-Sensing (CC-HMLS) sowie die untersuchte elektrohydraulische Bedarfsstromsteuerung (eBSS).

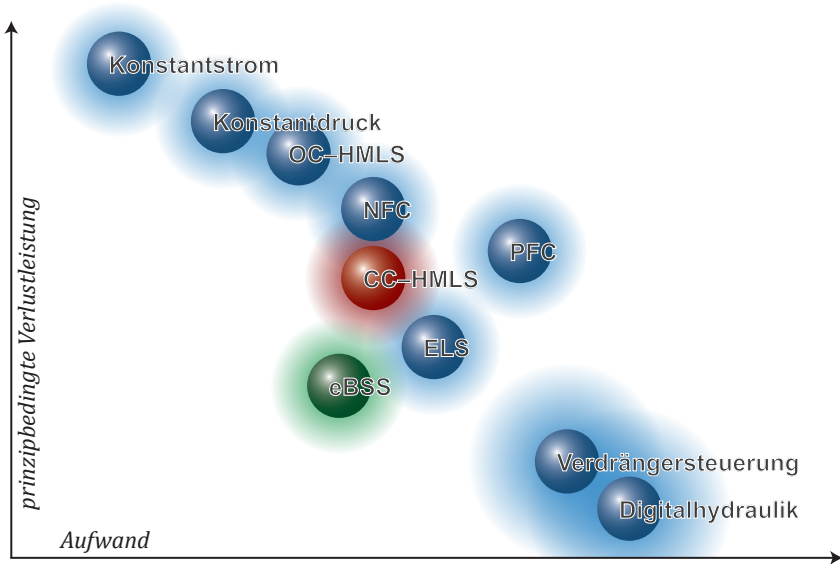


Abbildung 3.22: Klassifizierung der beschriebenen Hydrauliksysteme

4 Eigener Ansatz

In diesem Kapitel wird zunächst die Zielsetzung der vorliegenden Arbeit detailliert ausgearbeitet und zum Stand der Technik und der Forschung abgegrenzt. Hierzu wird der prinzipielle Aufbau der betrachteten elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung dargestellt und diskutiert.

4.1 Zielsetzung

Der Stand der Technik in Hydrauliksystemen mobiler Arbeitsmaschinen wird von hydraulisch-mechanischen Load-Sensing Systemen beschrieben (vgl. Kapitel 2.4.2). Deren Weiterentwicklungsmöglichkeiten sind jedoch nahezu erschöpft. Zur weiteren Verbesserung der Energieeffizienz und der Bedienerfreundlichkeit bietet sich der Einsatz elektrohydraulischer Komponenten an, deren Entwicklungsstand mittlerweile recht weit fortgeschritten ist. Sie zeichnen sich durch ihre einfache Ansteuerbarkeit, beispielsweise über CAN-Bus Systeme, die Integrierbarkeit von Sensoren, wie Druck- und Wegaufnehmern, sowie die softwareseitige Parametrierbarkeit charakteristischer Kenngrößen aus.

Die Synthese zu ganzheitlichen, intelligent vernetzten Systemen erfolgt jedoch äußerst zögerlich. Dies liegt, trotz der unbestrittenen Vorteile, nicht zuletzt an den Vorbehalten der Maschinenhersteller und -käufer. Die vorliegende Arbeit will deshalb einen Beitrag dazu leisten, den Markteintritt elektrohydraulischer Systeme voranzutreiben und Effizienzsteigerungen mobiler Arbeitsmaschinen nachhaltig zu ermöglichen.

Neben der inhaltlichen Weiterentwicklung der im Stand der Forschung vorgestellten elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerungen (vgl. Kapitel 3.5) und der Integration zum Praxiseinsatz erforderlicher Erweiterungen, erfolgt zudem eine Übertragung des Funktionsprinzips auf eine bisher nicht betrachtete

Maschinengattung. Basierend auf der Grundlagenforschung /DJU 2007/ wurden bisherige Untersuchungen am Beispiel von Baumaschinen wie Hydraulikbaggern /FIN 2010/ und Radladern /AXI 2013/ sowie Landmaschinen /FED 2007/ durchgeführt. Diese fanden jedoch bisher keine serienmäßige Umsetzung.

Da die von Kleinserien geprägte, höchst innovationsfreudige Forstmaschinenbranche auf eine schnelle Markteinführung hoffen lässt, wurde im Rahmen dieser Arbeit ein Ladekran zur Holzmanipulation als Referenz- und Demonstratorobjekt ausgewählt. Ausgehend von dessen charakteristischem Lastzyklus (vgl. Kapitel 5), erfolgt zunächst der simulative Vergleich zwischen konventionellem hydraulisch-mechanischem Load-Sensing System und elektrohydraulischer Bedarfsstromsteuerung (vgl. Kapitel 6). Primäres Ziel ist hierbei der Nachweis des Energieeinsparpotentials des neuen Systems gegenüber dem ursprünglichen, bereits weitestgehend optimierten Load-Sensing System der Referenzmaschine. Trotz intensiver, kontinuierlicher Arbeitsbelastung kommt diese im Originalzustand bereits ohne Ölkühler aus. Nichtsdestotrotz ist durch die Absenkung des Systemdrucks, die durch den Wechsel des Funktionsprinzips möglich wird, eine signifikante Effizienzsteigerung zu erwarten.

Die Erprobung und die iterative Optimierung der entwickelten Steuerungsalgorithmen wird mit Hilfe eines Hydraulikprüfstandes realisiert, der in Kapitel 7 näher betrachtet wird, bevor in Kapitel 8 die detaillierte Vorstellung des Demonstrators erfolgt, der mit der neuen elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung arbeitet. Neben objektiven Messergebnissen zum Nachweis der Effizienzsteigerung, sollen auch subjektive Empfindungen der Maschinenbediener zum verbesserten Bedienkomfort und damit einer gesteigerten Effektivität zur Gesamtbewertung beitragen.

Zunächst jedoch erfolgt die Betrachtung des prinzipiellen Systemaufbaus und die Vorstellung der entwickelten Steuerungen.

4.2 Prinzipieller Systemaufbau

Die Basisidee der vorgeschlagenen elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung ist die direkte Einstellung des Pumpenvolumenstroms anhand der Summe der Verbraucheranforderungen. Das System arbeitet somit prinzipbedingt mit aufprägtem Volumenstrom. Der Systemdruck p_0 stellt sich in Abhängigkeit des höchsten Lastdrucks sowie der Drossel- und Strömungsverluste selbst ein. Da im Normalbetrieb weitestgehend auf geschlossene Regelkreise verzichtet werden soll, wird das Hydrauliksystem vorteilhaft in Stromteilerschaltung ausgeführt (vgl. Kapitel 3.5.3).

Aus den zu erwartenden, zunächst kleinen Stückzahlen leitet sich die Forderung nach serienmäßig erhältlichen Standardkomponenten ab, die bereits auf ihre Anwendung in Ladekränen hin optimiert sind. Aufgrund der Ähnlichkeit des konduktiven Teils zu Load-Sensing Systemen, bietet sich die Möglichkeit der Auswahl eines Steuerblocks aus einem entsprechenden LS-Ventilbaukasten an. Die Wahl fällt auf ein Wege-Proportionalventilsystem der Baureihe LVS12 der Firma Bucher Hydraulics /BUC 2009/. Diese Ventile verfügen über nachgeschaltete Druckwaagen, Wegaufnehmer zur Lageregelung der Ventilchieber und sind über CAN-Bus ansteuerbar. Wurden Druckaufnehmer in vorhergehenden Veröffentlichungen noch als wenig robust und zu teuer angesehen /FrHD 2006, /FIN 2010/, sind sie im LVS12-Ventil mittlerweile mit lediglich geringen Mehrkosten als integrierte Sensoren erhältlich. Die Basisfunktionalität der Bedarfsstromsteuerung ist ohne Druckwerte realisierbar, allerdings werden sie zur Implementierung praxisrelevanter Zusatzfunktionen benötigt (vgl. Kapitel 4.5.1 und 4.5.3). Neben den Druckwerten, wird auch die aktuelle Schieberposition über den CAN-Bus an die Steuerung zurückgeführt. Zur Pumpensteuerung wird hierdurch eine Mischkalkulation aus Joystick-Signalen und Schieberpositionen ermöglicht (vgl. Kapitel 4.4) um eine optimale Synchronisation zwischen bereitgestelltem Pumpenvolumenstrom und angefordertem Verbrauchervolumenstrom zu gewährleisten und eine gegenseitige Beeinflussung der Verbraucher zu verhindern.

Abbildung 4.1 zeigt den prinzipiellen Systemaufbau der elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung für zwei Verbraucher. Der Ventilblock in Scheibenbauweise erlaubt die einfache Integration weiterer Verbraucher. Die Darstellung der nachgeschalteten Druckwaagen wurde in Anlehnung an /Buc 2009/ gewählt, da sie anschaulich die Abschneidung des Lastdruckes von der Lastmelleitung bei inaktivem Verbraucher zeigt. Diese dient im eBSS-System lediglich der Ansteuerung der IDWs und wird nicht aus dem Ventilblock herausgeführt. Die beiden analogen Drucksensoren zur Erfassung des Systemdrucks p_0 und des höchsten Lastdruckes $p_{L,max}$ sind für das Basissystem ebenfalls nicht relevant, erlauben jedoch eine präzisere Steuerung des Pumpenvolumenstroms (vgl. Kapitel 4.4). Weiterhin wird mit ihrer Hilfe ein Zusatzmodus zum Betrieb von Nebenverbrauchern realisiert, die während des Hauptlastzyklus nicht verwendet werden (vgl. Kapitel 4.5.4).

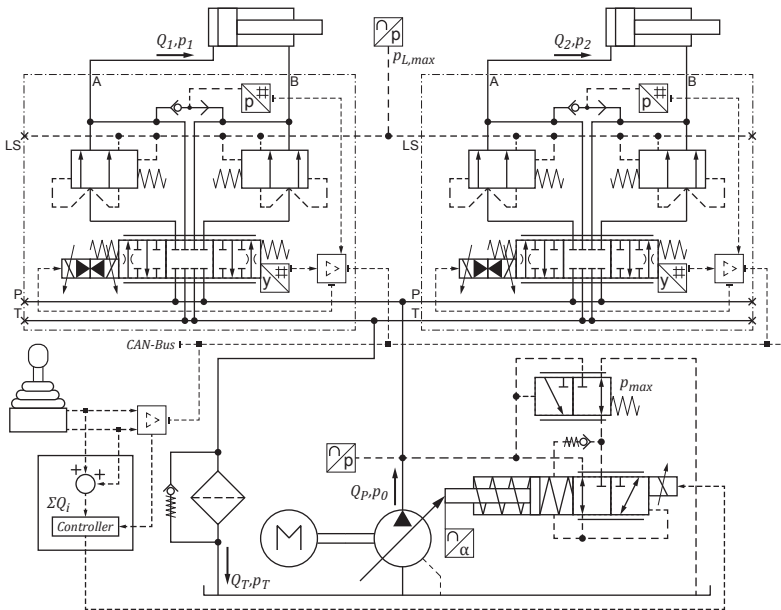


Abbildung 4.1: Hydraulischplan des prinzipiellen eBSS-Systemaufbaus

Die Verstellpumpe der Baureihe A10VO der Firma Bosch Rexroth ist elektronisch ansteuerbar [Bos 2011]. Zu Absicherung des Systems gegen unzulässig hohe Drücke ist die Pumpe zusätzlich mit einem Druckregler ausgerüstet. Dieser schwenkt die Pumpe beim Erreichen eines eingestellten Maximaldruckes p_{\max} zurück. In diesem Fall wird das elektronische Schwenkwinkelsignal übersteuert. Der primäre Energiewandler, in Forstmaschinen typischerweise eine Verbrennungskraftmaschine, bleibt zunächst unberücksichtigt und wird lediglich als konstante Drehzahlquelle betrachtet.

4.3 Berechnung der Ventilstellung

Hydraulische Proportionalventile haben aufgrund ihrer konstruktionsbedingten, geometrischen Beziehungen wie z.B. Vorsteuerkerben, aber auch durch Fertigungstoleranzen, zunächst keinen linearen Zusammenhang zwischen Schieberweg y und Öffnungsquerschnitt A_0 . Und somit auch nicht zu dessen Proportionalität zum Volumenstrom Q , der über die Messblende strömt. Eine typische Schieberkennlinie entspricht qualitativ eher Abbildung 4.2|a.

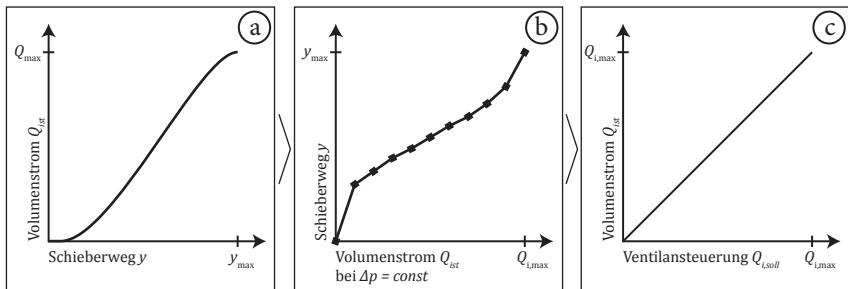


Abbildung 4.2: Linearisierung der Ventilkennlinie

Da für die Funktionalität der Bedarfsstromsteuerung jedoch ein linearer Zusammenhang zwischen Ventilsteuerung und fließendem Volumenstrom vorteilhaft ist (Abbildung 4.2|c) bietet die integrierte Ventilelektronik *VMC* die Möglichkeit, eine individuelle Schieberkennlinie *iSK* (Abbildung 4.2|b) zu hinterlegen. Diese

Kennlinie muss bei jedem Ventilschieber für beide Flussrichtungen, $P-A$ und $P-B$, separat ermittelt werden (vgl. Kapitel 7.2.1). Hierzu wird zuerst eine konstante Einstelldruckdifferenz Δp_R festgelegt. Diese entspricht in etwa der Grenzdruckdifferenz Δp_{\max} , bei der das System später betrieben werden soll, Formel (4.1).

$$\Delta p_R = p_0 - p_{L,\max} \stackrel{!}{\approx} \Delta p_{\max} = 10 \text{ bar} \quad (4.1)$$

Anschließend wird bei vollständig geöffnetem Ventil der Volumenstrom so lange erhöht, bis die Druckdifferenz, die über das Ventil abfällt, den Einstellwert Δp_R erreicht. Der ermittelte Wert $Q_{i,\max}$ stellt in der Folge auch den maximal per Joystick anforderbaren Volumenstrom dar, $J_{i,\max} \triangleq Q_{i,\max}$. Im nächsten Schritt wird der Volumenstrom in 10%-Schritten reduziert und der Schieber jeweils soweit geschlossen, bis sich die Einstelldruckdifferenz Δp_R wieder eingestellt hat. Die ermittelten Schieberpositionen $y_{i,10\%} \dots y_{i,100\%}$ werden zu einer Kennlinie zusammengesetzt. Als Startwert $y_{i,0\%}$ dient der ebenfalls am Einstellprüfstand ermittelte Öffnungspunkt, ab dem der Ölstrom gerade zu fließen beginnt.

Die Steuerungsarchitektur zur Schieberverstellung ist in Abbildung 4.3 gezeigt. Zur präzisen Positionierbarkeit eines Verbrauchers wird dem ursprünglichen Joysticksignal bei Bedarf ein individuell parametrierbarer Feinsteuerbereich aufmodelliert. Würde der auf diese Weise ermittelte Soll-Volumenstrom, angepasst an die Pumpendynamik², direkt in eine Soll-Schieberposition überführt und der entsprechende Volumenstrom von der Pumpe zur Verfügung gestellt, würde sich die Grenzdruckdifferenz $\Delta p_{\max} = 10 \text{ bar}$ einstellen. Eine weitere Verbesserung der Energieeffizienz gelingt durch die spezielle eBSS-Systemarchitektur in Stromteilerschaltung und den, im Vergleich zu LS-Systemen, zusätzlichen Freiheitsgrad der direkten Pumpensteuerung. Die Messblenden können weiter geöffnet werden, wodurch der Volumenstrom weniger stark gedrosselt wird und der Druckabfall sinkt. Das System wird somit in einer künstlichen, jedoch kontrollierten Unterversorgung betrieben. Hierzu wird die Messblende mit dem größten Verhältnis w zwischen angefordertem und jeweiligem Maximalvolumenstrom, voll-

² Die Notwendigkeit dessen wird in Kapitel 4.4 begründet.

ständig geöffnet. Die Messblenden aller weiteren aktiven Verbraucher werden im gleichen Verhältnis w_{\max} weiter aufgesteuert. Somit bleibt das Öffnungsverhältnis aller Messblenden gleich und die gewünschte Volumenstromaufteilung bleibt erhalten. Es gilt jedoch zu beachten, dass diese Fähigkeit der Druckwaagen nur bis zu einer minimalen Druckdifferenz von $\Delta p_{\min} = 4 \text{ bar}$ erhalten bleibt, weshalb eine zugehörige Überwachung implementiert werden muss. Ein passender Regler reduziert die zusätzlichen Ventilöffnungen entsprechend ($w_{\max} = f(\Delta p \geq 4 \text{ bar})$). Da im eBSS-System auch weiterhin ungewollte Unterversorgungszustände durch Pumpen-Saturierung auftreten können (vgl. Kapitel 4.5.2), wird der Regler in diesem Fall ebenso aktiv, sobald die Druckdifferenz zu weit absinkt.

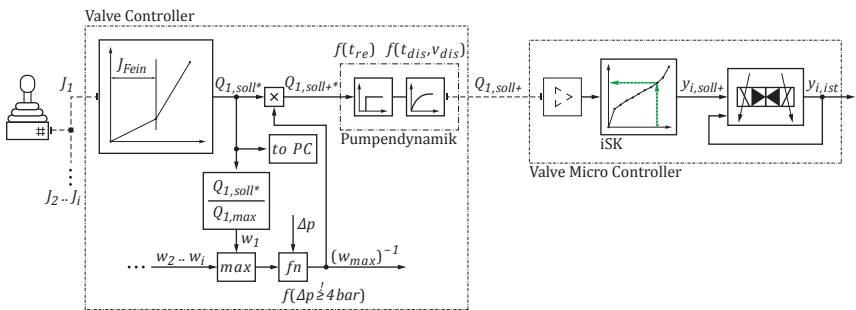


Abbildung 4.3: Steuerungsarchitektur zur Schieberverstellung (VC und VMC)

Analog zum Algorithmus zur Ventilansteuerung der einzelnen Verbrauchervolumenströme stellt deren Kombination zu einer adäquaten Pumpenverstellung ein Hauptmerkmal der elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung dar.

4.4 Berechnung der Pumpenansteuerung

Der anzufordernde Pumpenvolumenstrom $Q_{P,soll}$ setzt sich aus der Summe des Volumenstrombedarfs der Verbraucher $\Sigma Q_{i,soll}$ sowie aus dem zur Verstellung der Hauptschieber erforderlichen Steuerölstrom Q_{St} zusammen. Letzterer hat einen

konstanten, ständig benötigten Anteil sowie weitere, ebenfalls konstante Anteile für jeden momentan aktiven Verbraucher. Die genauen Werte sind dem Ventilhersteller bekannt und können als Parameter in der Steuerung hinterlegt werden.

Zur Berechnung von $\Sigma Q_{i,\text{soll}}$ hingegen bieten sich grundsätzlich zwei verschiedene Methoden an. Zum einen entsprechen die Joysticksignale jeweils dem Volumenstrombedarf der Verbraucher. Deren Summe kann folglich direkt als erforderlicher Netto-Pumpenvolumenstrom interpretiert werden. Zum anderen korrelieren die Öffnungsquerschnitte der Wegeventile mit den gewünschten Soll-Volumenströmen der Verbraucher bei entsprechend konstantem Druckabfall. Aus den gemessenen und zurückgeführten Schieberpositionen lässt sich folglich wiederum der erforderliche Pumpenvolumenstrom berechnen. Im stationären Fall, wenn sich die Verbraucheranforderungen nicht ändern, ergeben beide Berechnungsmethoden das gleiche Ergebnis. Besonderes Augenmerk muss jedoch auf jene dynamischen Systemzustände gelegt werden, während denen sich Verbrauchergeschwindigkeiten ändern sollen oder Verbraucher hinzu- bzw. abgeschaltet werden. Durch die stromteilenden Eigenschaften der nachgeschalteten Druckwaagen wirken sich Synchronisierungsfehler zwischen Ventilschieber und Schwenkwinkel auf alle übrigen Verbraucher aus und führen an diesen zu unerwünschten Beschleunigungen. Dieser Effekt soll in Anlehnung an die, in Kapitel 3.3.2 erläuterte *Transiente Unsicherheit*, mit *Transienter Ungenauigkeit* bezeichnet werden.

Zur möglichst exakten Berechnung und Einstellung des anzufordernden Pumpenvolumenstroms $Q_{p,\text{soll}}$ werden deshalb verschiedene Ansätze kombiniert. Zunächst werden die Reaktionszeiten t_{re} sowie Verstellzeiten t_{dis} und -geschwindigkeiten v_{dis} sowohl der Ventile, als auch der Pumpe ermittelt (vgl. Kapitel 7.2.2). Geeignete Totzeitglieder und Übertragungsfunktionen würden somit die idealisierte Synchronisierung der Start- und Endzeitpunkte von Verstellungen, in Abhängigkeit der jeweils langsameren Funktion, rein anhand der Joystickstellungen erlauben. Aufgrund instationärer, innerer und äußerer Einflussfaktoren, bspw. der Last, können die Verstellzeiten jedoch variieren. Um diesen Effekt

auszugleichen wird der aus den Joysticksignalen ermittelte Pumpenvolumenstrom $\Sigma Q_{i,\text{soll}^*}$ zunächst an die hinterlegte Ventildynamik angepasst und anschließend mit einem Korrekturwert beaufschlagt, der aus den tatsächlichen Schieberpositionen ermittelt wird (siehe Abbildung 4.5). Um aus diesen auf die zugehörigen Soll-Volumenströme Q_{i,soll° schließen zu können, muss zunächst der Faktor w_{max} für die zusätzlichen Ventilöffnungen wieder herausgerechnet werden. Anhand der individuellen Schieberkennlinien können die Soll-Volumenströme abgelesen und zu dem entsprechenden Gesamtwert aufsummiert werden. Die Gewichtung k wird in Abhängigkeit der Differenz beider Werte $\Sigma Q_{i,\text{soll}^*}$ und $\Sigma Q_{i,\text{soll}^\circ}$ zu Gunsten des letzteren verschoben. Die Vorgehensweise vereint die Schnelligkeit der Joysticksignal-Berechnungsmethode mit der Genauigkeit der Schieberposition-Berechnungsmethode und ermöglicht die präzise Synchronisation des jeweiligen Verbrauchervolumenstroms $Q_{i,\text{ist}}$ mit der entsprechenden Anforderung $Q_{i,\text{soll}}$.

Unter Berücksichtigung des volumetrischen Pumpenwirkungsgrades kann aus dem anzufordernden Pumpenvolumenstrom $Q_{P,\text{soll}}$ eine zugehörige Schwenkwinkelvorgabe α_{soll} ermittelt werden. Mit steigendem Systemdruck nimmt die interne Leckage der Pumpe zu und somit der effektiv in das System geförderte Volumenstrom $Q_{P,\text{eff}}$ im Verhältnis zum theoretischen Pumpenvolumenstrom $Q_{P,\text{th}}$ ab. Es gelten die Formeln (4.2) und (4.3):

$$Q_{P,\text{th}} = n \cdot V_{G,\text{max}} \cdot \alpha \quad (4.2)$$

$$Q_{P,\text{eff}} = Q_{P,\text{th}} \cdot \eta_{\text{vol}} \quad \text{mit } \eta_{\text{vol}} = f(p_0, \alpha, n, \vartheta) \quad (4.3)$$

Die Erfassung des Systemdruckes p_0 erlaubt eine Berücksichtigung des druckabhängigen Wirkungsgrades η_{vol} der Pumpe zur Berechnung der Schwenkwinkelvorgabe nach Abbildung 4.4. Als Vorgriff auf Kapitel 7 zeigt die Darstellung reale Messreihen vom Prüfstand, die zu einem entsprechenden Kennfeld verarbeitet werden. Weitere Abhängigkeiten des volumetrischen Pumpenwirkungsgrades von der Antriebsdrehzahl n und der Viskosität ν und damit der Öltemperatur ϑ

fließen ebenfalls in das Kennfeld zur Bestimmung der Schwenkwinkelvorgabe ein. Auf deren grafische Darstellung wurde aus Gründen der Übersichtlichkeit in der Abbildung jedoch verzichtet.

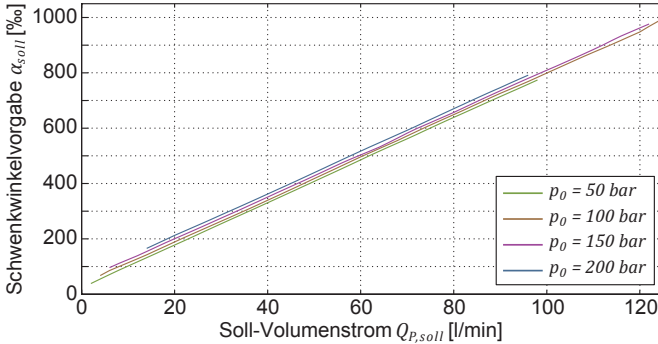


Abbildung 4.4: Kennfeld zur Schwenkwinkelvorgabe $\alpha_{soll} = f(p_0, Q_{p,soll})$

Eine evtl. auftretende Hysterese zwischen Ein- und Ausschwenkvorgängen kann durch die Integration eines Schwenkwinkelsensors und einer entsprechenden Signalfückführung von der Steuerung ausgeregelt werden. Zusammenfassend ist die Steuerungsarchitektur zur Pumpenverstellung in Abbildung 4.5 gezeigt.

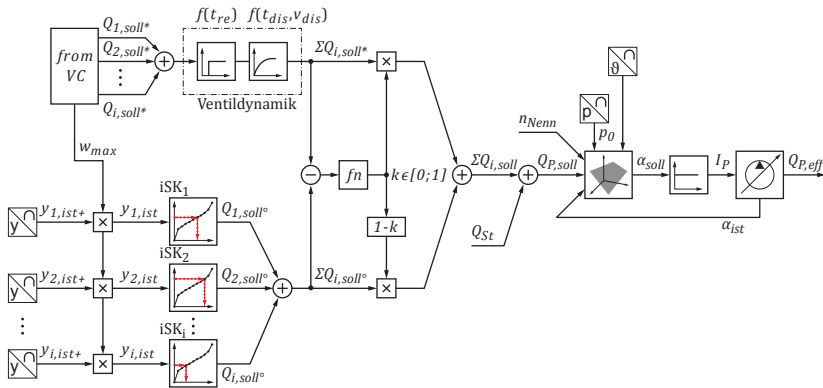


Abbildung 4.5: Steuerungsarchitektur zur Pumpenverstellung (PC)

Der Dieselmotor wird mit der konstanten Drehzahl n_{Nenn} betrieben. Übersteigt jedoch die angeforderte Hydraulikleistung die momentan verfügbare Leistung der VKM, geht diese in die Drehzahlrückung. Somit stimmen angeforderter und bereitgestellter Pumpenvolumenstrom nicht mehr überein und das System befindet sich in einem Unterversorgungszustand, der eigentlich durch weiteres Ausschwenken der Pumpe ausgeglichen werden könnte. Hierdurch würde jedoch die Hydraulikleistung noch weiter steigen, was schlussendlich zum „Abwürgen“ des Dieselmotors führen könnte. Aus diesem Grund wird bei der Berechnung der Schwenkwinkelvorgabe auf die Berücksichtigung einer schwankenden Antriebsdrehzahl verzichtet. Ohnehin erlauben die vorhandenen Sensordaten eine ständige Überwachung der Leistungsflüsse und verhindern somit Systemzustände, bei denen die Leistungsanforderung die aktuell verfügbare Antriebsleistung übersteigt (vgl. Kapitel 4.5.3).

4.5 Zusatzfunktionen

Die entwickelten und dargestellten Steuerungslösungen zur Ventil- und Pumpenverstellung unterscheiden sich grundlegend vom entsprechenden Stand der Forschung, die Philosophie zur Realisierung der Basisfunktionalität bleibt jedoch erhalten (vgl. Kapitel 3.5). Um jedoch eine elektrohydraulische Bedarfsstromsteuerung in eine seriennahe Anwendung, insbesondere in einen Forstkran zu integrieren, bedarf es einiger Erweiterungen, die im Folgenden vorgestellt werden.

4.5.1 Zylinder-Endanschlag Problematik

Ein Problem, das von den bisher vorgestellten Regelungsstrategien nicht erfasst wird, tritt auf, wenn die Last an einem Verbraucher zu groß ist, um ihn zu bewegen. Oder wenn ein linearer Verbraucher gegen einen Anschlag fährt, sei es die eigene Zylinderendlage oder auch ein unbeweglicher Körper im Bewegungspfad. Während der Reaktionszeit des Bedieners, bis dieser die Joystickeinstellung zurück nimmt, bleibt der Ventilschieber weiterhin geöffnet. Es kann jedoch kein

weiteres Öl zum Verbraucher fließen. Da die Berechnung des Pumpenvolumenstroms anhand der Joystick- sowie der Schieberpositionen erfolgt, würde währenddessen zu viel Öl ins System gefördert, wodurch die übrigen Verbraucher in unerwünschter und evtl. unkontrollierbarer Weise beschleunigt würden. Gleichzeitig steigt jedoch der Systemdruck bis zu seinem, am hydraulisch-mechanischen Druckregler eingestellten Maximalwert p_{\max} , sodass alle Individual-Druckwaagen schließen und kein weiterer Volumenstrom mehr über die Messblenden zu den übrigen Verbrauchern fließen kann, wodurch auch diese stehen bleiben. Der Druckregler verschwenkt die Pumpe nahezu in ihren Nullhub und hält den maximalen Systemdruck aufrecht. Dieses Verhalten ist in Abbildung 4.6 dargestellt.

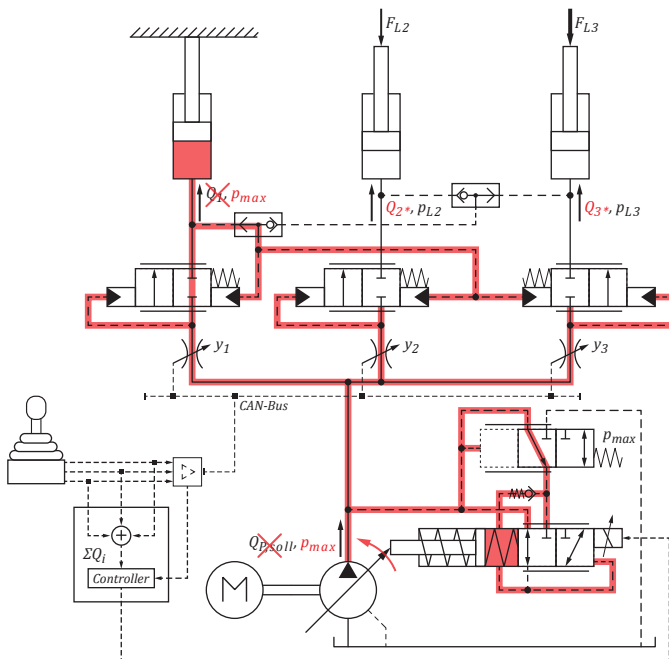


Abbildung 4.6: Systemverhalten beim Erreichen eines starren Anschlages

Sobald der Maschinenführer die ohnehin blockierte Funktion beendet, kann er die restlichen Verbraucher wieder wie gewohnt bedienen. Es sind jedoch auch Betriebsszenarien denkbar, während denen der Bediener eine Funktion absichtlich bis zu einem Anschlag fährt, den Schieber offen hält und mit den anderen Verbrauchern gleichzeitig Bewegungen ausführen muss. Dies ist beispielsweise beim Forstkran der Fall, wenn ein Holzstamm nur mit den Greiferspitzen gegriffen werden kann, um ihn aus einem Polter herauszuziehen. Typischerweise bleibt der Kranbediener *auf Druck* damit der Stamm nicht während der Bewegung herausrutscht.

Komplette Systemstillstände werden in konventionellen LS-Systemen mit nachgeschalteten Druckwaagen durch sogenannte Schock- / Nachsaugventile verhindert. Hierbei handelt es sich um eine Kombination aus Rückschlagventil und DBV zur verbraucherseitigen Druckbegrenzung. Die Hauptfunktion ist der Schutz der Verbraucher vor Überlastsituationen, die von anderen Verbrauchern induziert werden. So sinkt beispielsweise der Hubarm eines Forstkrans (vgl. Abbildung 2.10) langsam ab, wenn sich durch das Auskragen des Wipparms der Hebelarm vergrößert und somit der Verbraucherdruck im Hubarm unzulässig hohe Werte erreicht. Der Öffnungsdruck $p_{S/N}$ der entsprechenden DBV-Funktion liegt unterhalb des maximalen Systemdruckes p_{\max} . Beim Erreichen eines Anschlages steigt der Systemdruck folglich nicht so hoch, dass der Druckregler aktiv würde. Stattdessen wird der betreffende Verbrauchervolumenstrom zum Tank entspannt und die übrigen Verbraucher arbeiten gemäß ihrer Einstellung weiter.

Eine elegantere Lösung bietet sich durch die Verwendung der elektrohydraulischen Ventile mit eigenen Microcontrollern und integrierten Drucksensoren. Diese ermöglichen die Kaskadierung einer priorisierten, software-technisch gelösten Sicherheitsfunktion, deren Ansprechdruck p_{sDBV} nochmals etwas niedriger liegt, Formel (4.4).

$$p_{sDBV} < p_{S/N} < p_{\max} \quad (4.4)$$

Erreicht der Lastdruck, sei es durch eine zu schwere Last oder einen mechanischen Anschlag, den voreingestellten Ansprechdruck, wechselt die Steuerung

vom Volumenstrom-Modus in einen Druckregel-Modus. Die Joystickvorgabe wird ignoriert und der Ventilschieber wird aktiv soweit geschlossen, dass der Druck nicht weiter ansteigen kann. Der Aufbau des zugehörigen Reglers ist in Abbildung 4.7 gezeigt. Das Proportionalventil ist vereinfachend als Messblende mit nachgeschalteter Druckwaage dargestellt.

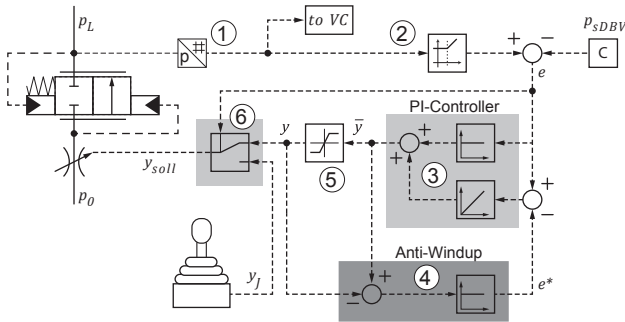


Abbildung 4.7: Reglerarchitektur zur software-technischen Druckbegrenzung

Der Drucksensor (1) erfasst den momentanen Lastdruck p_L und leitet ihn an einen Begrenzer (2) weiter. Dieser gibt nur Werte weiter, die größer sind, als der eingestellte Ansprechdruck p_{sDBV} , ansonsten eben genau diesen. Der Begrenzer dient somit als Trigger für den Schalter (6), der vom Joystick-Modus auf den Druckregel-Modus umschaltet, sobald ein von Null verschiedener Wert an seinem Schalteingang anliegt. Der eigentliche Regler (3) besitzt einen proportionalen sowie einen integrierenden Anteil um ausreichende Regelgüte und Schnelligkeit zu gewährleisten.

Geschlossene Regelkreise, deren Regelstrecke einer Stellgrößenbeschränkung unterliegt, weisen ein spezielles Übertragungsverhalten auf. Solange die Beschränkung aktiv ist, im Falle des Ventils befindet sich demnach der Schieber in komplett geöffneter oder vollständig geschlossener Stellung, läuft der Prozess unabhängig von der Eingangsgröße mit konstanter Ausgangsgröße. Der Regelkreis ist währenddessen folglich offen, der Regelfehler e wird jedoch weiter aufintegriert und die Regelgröße y nimmt sehr große Werte an. Sobald

die Saturierung der Regelstrecke endet und diese wieder auf Eingangsgrößen reagieren kann kommt es zu starken Überschwingern bis der Regelfehler abgebaut ist. Dem für die Regelkreisdynamik ungünstigen „Hochlaufen“ des Integrierers kann ein zusätzlicher Anti-Windup Regelkreis (4) entgegenwirken. Hierzu wird ein Modell der Stellgrößenbeschränkung als Saturierungs-Glied (5) in den Regelkreis aufgenommen und die Differenz zwischen dessen Ein- und Ausgang gebildet. Diese stellt einen Ersatz-Regelfehler e^* dar, der als Eingangssignal an den Integrierer übergeben wird. Dessen Ausgangssignal strebt somit einem Wert zu, statt unkontrolliert zu wachsen. /PRGA 1993, /ÅsMÜ 2012/

Während der Druckregel-Modus aktiv ist, unterscheiden sich Joystickstellung und Schieberposition des betreffenden Verbrauchers stark. Der Steuerungsalgorithmus der Pumpenverstellung detektiert dies und führt die Berechnung des Soll-Volumenstroms ausschließlich anhand der Schieberpositionen durch, indem der Korrekturfaktor k zu Null gesetzt wird (siehe Abbildung 4.5). Somit entspricht der bereitgestellte Volumenstrom exakt dem Bedarf der übrigen Verbraucher.

4.5.2 Kontrollierte Beendigung von Unterversorgungszuständen

Bei der Synchronisation von Ventil- und Pumpenstellungen werden Unterversorgungszustände nicht gezielt von der Steuerung verhindert. Sie werden in gewissen Grenzen sogar gezielt herbeigeführt, um den Druckabfall über den Wegeventilen zu reduzieren und somit die Energieeffizienz des Systems zu verbessern (vgl. Kapitel 4.4). Die korrekte Volumenstromverteilung zwischen den einzelnen Verbrauchern wird von den nachgeschalteten IDWs sichergestellt, auch wenn die Unterversorgung durch eine Pumpen-Saturierung hervorgerufen wird. In diesem Fall bleibt die Proportion der Volumenstromteilung zwar erhalten, die Verbrauchergeschwindigkeiten nehmen jedoch ab und entsprechen nicht mehr dem Bedienerwunsch.

Besonderes Augenmerk muss demnach auf das Ende von Unterversorgungszuständen gelegt werden. So ist beispielsweise die Antizipation von

Kranbewegungen und die Positionierungspräzision schwer zu beherrschen, wenn die schnelle Bewegung eines Zylinders beendet wird und somit die Unterversorgung ebenfalls endet, während gleichzeitig ein anderer Verbraucher feinpositioniert wird. Dieser erhält als Reaktion eine Volumenstromspitze, bewegt sich wieder mit der ursprünglich eingestellten Geschwindigkeit und kann über das Ziel hinaus schießen.

Zur Vermeidung dessen werden Unterversorgungszustände von der Steuerung erfasst, ein regelnder Eingriff erfolgt jedoch lediglich während der Beendigung des Zustandes. Die ohnehin verfügbaren Sensordaten ermöglichen die Berechnung der Differenz zwischen Ist- und Sollgeschwindigkeiten. Durch die gezielte Aktivierung einer Rampe, die im Normalbetrieb des Kranes hinderlich wäre, wird die Verbrauchergeschwindigkeit langsam wieder an die eigentliche Bedienvorgabe angepasst.

4.5.3 Globale und Individuelle Leistungsregelungen

Bei der Auslegung des Antriebsstranges der Arbeitshydraulik mobiler Arbeitsmaschinen wird die installierte, hydraulische Eckleistung üblicherweise deutlich höher gewählt als die Maximalleistung, die von der VKM erbracht werden kann. Im überwiegenden Teillastbetrieb der Arbeitshydraulik kann der Verbrennungsmotor somit im Bereich seines geringsten spezifischen Verbrauchs nahe seiner Leistungsgrenze betrieben werden. Um ihn jedoch vor Überlastung zu schützen, wird der Pumpensteuerung ein hydraulisch-mechanischer Leistungsregler überlagert, der die abrufbare hydraulische Leistung durch parallel zuzuschaltende Federn an den hyperbolischen Verlauf der VKM-Leistung annähert.

Insbesondere in hydraulischen Mehrkreissystemen muss ein globaler Leistungsregler die Summe der einzelnen Pumpenleistungen überwachen und geeignet begrenzen. Hierzu sind in konventionellen Hydrauliksystemen komplizierte hydraulisch-mechanische Regler erforderlich die aus Kurvenscheiben, Nocken oder Hebelgetrieben aufgebaut sind (vgl. /MUR 2012a/).

Die vorgeschlagene elektrohydraulische Bedarfsstromsteuerung hingegen verfügt zur Regelung ihrer Basisfunktionen (vgl. Kapitel 4.2 bis 4.4) bereits über zahlreiche Sensordaten, die nebenbei auch zur Ermittlung sämtlicher Leistungsflüsse herangezogen werden können.

Das Steuergerät des Verbrennungsmotors ermittelt aus der Drehzahl n und der Einspritzmenge V_e das Abtriebsmoment T_{ab} , welches der Mobilsteuerung über den J1939 CAN-Bus zugänglich ist. Nach Formel (4.5) kann hieraus die momentan verfügbare Leistung des Verbrennungsmotors berechnet werden.

$$P_{VKM} = T_{ab} \cdot 2\pi n \quad (4.5)$$

Die mechanische Antriebsleistung einer Hydraulikpumpe ist durch die Formeln (4.6) und (4.7) gegeben:

$$P_{hyd} = Q_{p,eff} \cdot (p_0 - p_T) = n \cdot V_G \cdot \alpha \cdot p_0 \quad (4.6)$$

$$P_{mech} = P_{hyd} \cdot \frac{1}{\eta_{hm} \cdot \eta_{vol}} \quad (4.7)$$

Die erforderlichen Größen zur Berechnung sind alle bekannt bzw. stehen als aktuelle Messwerte zur Verfügung. Da der Tank nicht vorgespannt ist kann dessen Druck p_T vernachlässigt werden. Die Wirkungsgrade können als Kennfelder in der Steuerung hinterlegt werden.

Zur Absicherung von Mehrkreissystemen ergibt sich somit folgende Forderung, Formel (4.8), in der zusätzlich der Leistungsbedarf der Nebenverbraucher berücksichtigt werden muss. Durch die elektronische Regelung kann zudem die ansonsten starre Kopplung zwischen den Leistungssenken aufgehoben werden und es kann eine bedarfsgerechte Priorisierung erfolgen.

$$P_{VKM} \stackrel{!}{\geq} P_{mech,K1} + P_{mech,K2} + \dots + P_{mech,Ki} + P_{NV} \quad (4.8)$$

Neben der globalen, ermöglicht das eBSS-System zudem eine individuelle Leistungsregelung der einzelnen Verbraucher. Nicht zum Schutz der VKM, sondern zum schonenderen Umgang mit der Gesamtmaschine, zur feinfühligere und

sichereren Bewegung schwerer Lasten oder aber auch zur Freigabe kurzzeitiger Überlastung.

Über die in den Ventilsektionen integrierten Drucksensoren und die geometrischen Zylinderparameter kann die Lastkraft kontinuierlich berechnet werden. So bietet es sich beispielsweise bei besonders schweren Lasten an, nur kleine Volumenströme freizugeben, um Lastspitzen durch die Dynamik der Bewegung zu dämpfen. In die gleiche Richtung zielt die lastabhängige Anpassung von Rampenfunktionen zur Begrenzung der Verbraucherbeschleunigungen. Diese sind in konventionellen Steuerungen als starre Kennlinien hinterlegt und bilden somit stets einen Kompromiss. Entweder werden Bewegungen ohne Last zu stark gedämpft oder die Rampen sind bei Bewegungen mit großen Lasten nahezu wirkungslos. Stehen dem System hingegen Informationen zur aktuellen Beladungssituation zur Verfügung, kann hieraus ein Skalierungsfaktor für die Rampen abgeleitet werden.

Andererseits ermöglicht ein zeitlich begrenzter Zusatzmodus das sehr langsame Heben von Lasten, deren Bewegung eigentlich von der elektronischen Druckbegrenzung (vgl. Kapitel 4.5.1) verhindert würde, weil sie zu schwer sind. Ein Beispiel hierfür ist das Verladen des Anhängers eines Kurzholztransporters für Leerfahrten, der hierzu mit dem Holzladekran auf die Ladefläche der Zugmaschine gehoben wird. Konventionelle Hydrauliksysteme benötigen hierzu komplizierte Zusatzschaltungen, die hydraulisch-mechanische Überlastsicherungen vorübergehend deaktivieren können, beispielsweise durch Aufschaltung eines zusätzlichen Steuerdrucks. Alternativ werden auch Verstell-DBVs und von Hand zu verstellende Sicherheitsventile eingesetzt. Letztere bergen jedoch das Risiko, von nachlässigen Bedienern nicht wieder zurückgestellt zu werden.

4.5.4 EHLS-Modus für Nebenverbraucher

Hydrauliksysteme können neben den Hauptverbrauchern, die während des charakteristischen Lastzyklus aktiv sind (vgl. Kapitel 5), zahlreiche Nebenverbraucher besitzen, die nur selten, z.B. während der Rüstzeiten betätigt werden. Die

Implementierung der kompletten eBSS-Funktionalität in deren Ventilsektionen ist wirtschaftlich nicht sinnvoll. Um Verbraucher mit unbekanntem Volumenstrombedarf dennoch in Bedarfsstromsysteme einbinden zu können finden sich in der Literatur einige Vorschläge. MÄTTÄLÄ erweitert DJUROVICS Interpretation eines Bedarfsstromsystems mit positionsgeregelter Eingangsdruckwaage (vgl. Abbildung 3.16) um eine weitere Schaltstellung ebendieser EDW /MÄT *et al.* 2007/. Da die Pumpe in diesem System ohnehin nicht direkt volumenstromgesteuert ist, sondern durch die Positionsregelung der EDW indirekt druckgeregelt, werden alle Verbraucher mit dem geforderten Volumenstrom versorgt. Zum flüssigen Betrieb zusätzlicher Verbraucher, muss jedoch die Druckdifferenz über die EDW angehoben werden, wozu die zusätzliche Schaltstellung eingeregelt wird. In dieser ist das Federpaket so abgestimmt, dass die Druckdifferenz im LS-ähnlichen Bereich liegt.

Die von GRÖSBRINK vorgestellte Bedarfsstromsteuerung mit ablösender Förderstromregelung (vgl. Kapitel 3.5.4) ermöglicht in ähnlicher Weise den Betrieb von Nebenverbrauchern. Die traktorspezifische Ausrichtung des Systems und der damit verbundene, durchaus zu erwartende Betrieb von Verbrauchern mit unbekanntem Volumenstrombedarf am Power-Beyond Anschluss, erfordert die automatische Detektion dieses Betriebszustandes. Zur parallelen Versorgung beider Verbraucherarten, wird die Pumpe jedoch in einen reinen Differenzdruck-Regelmodus umgeschaltet. Die erforderliche Druckdifferenz reduziert die Energieeffizienz und gegenüber einem konventionellen HMLS-System ist in diesem Betriebsmodus nur mehr eine marginale Einsparung zu erwarten. /GRÖ 2011/

ERIKSSON zeigt in /ERPA 2010/ eine weitere Möglichkeit auf, Nebenverbraucher im Bedarfsstromsystem zu betreiben. Aufbauend auf die von AXIN vorgeschlagene Bedarfsstromsteuerung mit vorgeschalteten Druckwaagen in Stromteilerschaltung (vgl. Kapitel 3.5.3), nutzt er eine zusätzliche Ventilsektion mit vollständiger eBSS-Funktionalität als variable Volumenstromquelle. An dieser wird ein Open-Center Subsystem angeschlossen, das theoretisch beliebig viele Nebenverbraucher in Reihenschaltung versorgen kann (vgl. Abbildung 2.3).

Diese Verbraucher besitzen die für OC-Systeme typischen Eigenschaften, wie Lastabhängigkeit und gegenseitige Beeinflussung (vgl. Kapitel 2.1). Ist der parallele Verbraucherbetrieb nicht erforderlich, ist die Verwendung kostengünstiger Schaltventile möglich, da der Volumenstrom am eigentlichen Bedarfsstromventil einstellbar ist.

Die Fragestellung in Bezug auf den dieser Arbeit zugrunde liegenden Forstkrän ist jedoch eine andere, durchaus einfachere. Es geht lediglich darum, außerhalb des charakteristischen Lastzyklus, Nebenverbraucher wie beispielsweise die Fahrzeugabstützung oder die Liftfunktion der Krankabine einzeln versorgen zu können, ohne dafür einen zusätzlichen Hydraulikkreis aufbauen zu müssen. Da bei dieser Funktionalität weder die Energieeffizienz noch eine besondere Feinfühligkeit der Bedienung im Vordergrund stehen, bietet sich die Implementierung eines von Hand zu aktivierenden, elektrohydraulischen Load-Sensing Modus an. Diesem kommen die entwickelte Steuerungsarchitektur und die gewählte Hardwarekonfiguration entgegen, da für andere Funktionalitäten ohnehin die Erfassung des Systemdrucks, sowie des höchsten Lastdrucks vorgesehen ist. Dem Steuerblock in Scheibenbauweise können somit einfache, magnet- oder handbetätigte Proportionalventile hinzugefügt werden, die lediglich über eine Lastmeldeleitung verfügen müssen. Die Herausforderungen die an das dynamische Regelverhalten kompletter EHLS-Systeme gestellt werden (vgl. Kapitel 3.4), stellen sich bei diesem vereinfachten Konzept nicht. Lediglich eine relativ stabile Regelung des eingestellten Differenzdruckes ist wünschenswert.

4.6 Bedarfsstromsteuerung mit getrennten Steuerkanten

Wie in Kapitel 3.6 dargelegt, ist die Auslegung der Steuerkanten eines Ventilschiebers stets ein Kompromiss zwischen Drosselverlusten und Steuerbarkeit. Wird jedoch die Abhängigkeit zwischen Zu- und Ablaufsteuerkante aufgebrochen,

bietet sich die Möglichkeit eines energieeffizienten Maschinenbetriebs, ohne eine Verschlechterung des Bedienkomforts hinnehmen zu müssen.

Randbedingung zur Regelbarkeit eines Systems mit getrennten Steuerkanten ist jedoch die Kenntnis darüber, in welchen Lastquadranten sich die Verbraucher befinden. Der im Rahmen der Arbeit verwendete LVS-Steuerblock besitzt integrierte Drucksensoren und ist zudem in einer Variante mit geteiltem Schieber erhältlich (siehe Abbildung 4.8).

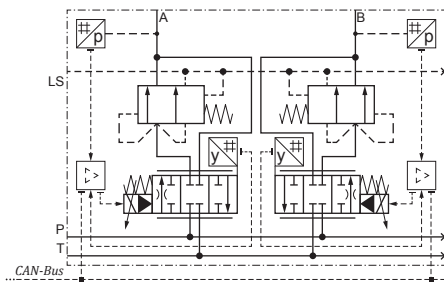


Abbildung 4.8: Ventil mit geteiltem Schieber /Buc 2002/

Anhand der Schieberpositionen und der Druckwerte wird zunächst eine Unterscheidung zwischen drückenden und ziehenden Lasten vorgenommen. Zur Vermeidung von Drosselverlusten, wird die Tankkante bei drückenden Lasten komplett geöffnet. Die Volumenstromzuteilung und damit die Geschwindigkeit des Verbrauchers wird von dem Schiebersegment samt zugehöriger Druckwaage geregelt, das aktuell die Zulaufsteuerkante darstellt. Verbraucher mit ziehenden Lasten können in einem energieneutralen Modus verfahren werden, indem beide Verbraucheranschlüsse mit dem Tank verbunden werden. Am Beispiel der Referenzmaschine stellt das Absenken des Kranes einen Betriebszustand dar, der für diesen Modus prädestiniert ist. Insbesondere wenn zeitgleich ein weiterer Verbraucher mit hohem Lastdruck bewegt wird, können Energieeinsparungen erzielt werden (vgl. Kapitel 6.5).

Regenerations- und Rekuperationsmodus, bei denen beide Verbraucheranschlüsse mit der Pumpe verbunden sind, können mit dem verwendeten Schieber

nicht realisiert werden, da hierzu die Druckwaagen entgegen ihrer vorgesehenen Flussrichtung durchströmt werden müssten.

4.7 Bedarfsstromsteuerung mit drehzahlvariabler Konstantpumpe

Elektrohydraulische Direktantriebe können zur Integration von hydraulischen Linearmotoren in ansonsten komplett elektrifizierte mobile Arbeitsmaschinen eingesetzt werden (vgl. Kapitel 3.1). Weisen diese Fahrzeugkonfigurationen jedoch viele Hydraulikzylinder auf, wird die Zahl der benötigten Elektromotoren und Hydraulikpumpen schnell unwirtschaftlich, einhergehend mit steigendem Fahrzeuggewicht und Bauraumbedarf. Alternativ bietet sich der Einsatz einer elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung an, die von einer Konstantpumpe mit drehzahlvariablem Antrieb gespeist wird. Die in Abbildung 4.9 gezeigte Schaltungstopologie ist insbesondere in Maschinen mit relevanten Leerlaufzeitanteilen der Arbeitshydraulik vorteilhaft einsetzbar, da diese verlustfrei stillgesetzt werden kann.

In der vorliegenden Arbeit soll sowohl simulativ (vgl. Kapitel 6.6) als auch experimentell (vgl. Kapitel 7.4) das Potential des vorgeschlagenen Konzepts in Bezug auf Energieeffizienz und erreichbare Dynamik untersucht werden. Hierzu werden sowohl das Simulationsmodell, der Prüfstands Aufbau, sowie das entwickelte Steuerungsprogramm entsprechend angepasst.

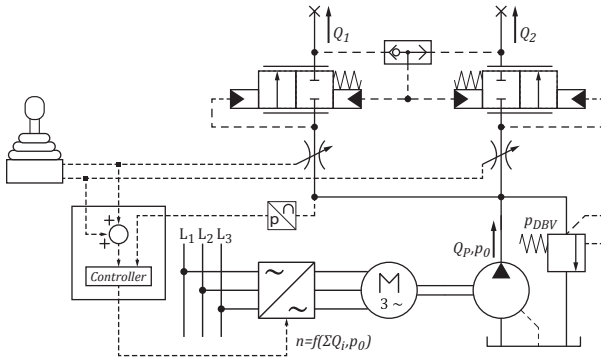


Abbildung 4.9: Schaltplan einer elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung mit drehzahlvariabler Konstantpumpe

Der von der Konstantpumpe bereitgestellte Volumenstrom berechnet sich nach Formel (4.9) zu:

$$Q_p = n \cdot V_G \cdot \eta_{vol} \quad (4.9)$$

Da das Schluckvolumen konstant ist, besteht idealisiert ein linearer Zusammenhang zwischen der Drehzahl des E-Motors und dem Volumenstrom, der folglich anhand einer Drehzahlvorgabe am Frequenzumrichter eingestellt wird. Eine Verbesserung der Genauigkeit gelingt unter Einbeziehung des volumetrischen Wirkungsgrades η_{vol} . Dieser hängt in erster Linie vom Systemdruck, aber auch von der Drehzahl ab und kann somit als zweidimensionales Kennfeld in der Steuerung hinterlegt und berücksichtigt werden.

Zur weiteren Steigerung des Systemwirkungsgrades wäre zudem die Kombination einer Verstellpumpe mit einem drehzahlvariablen Elektromotor denkbar. Der stark vom Schwenkwinkel abhängige Wirkungsgrad der Pumpe könnte somit über einen breiteren Volumenstrombereich genutzt werden. Gleichzeitig ist eine Reduzierung der dynamischen Anforderungen an den Primärtrieb möglich, da zusätzlich das Potential der Verstellpumpe ausgenutzt werden kann.

5 Lastzyklus eines Forstkranes

Die Arbeitsweise mobiler Arbeitsmaschinen ist häufig von sich in kurzen Zeitabständen wiederholenden Abläufen geprägt. Können grundsätzliche Klassifizierungen der Energieeffizienz der eingesetzten Hydrauliksysteme anhand von Leistungsschaubildern erfolgen (vgl. Kapitel 2 und 3), muss die eigentliche Quantifizierung des Energiebedarfs sowie möglicher Einsparpotentiale anhand ebendieser charakteristischen Lastzyklen durchgeführt werden.

Zur Ermittlung des entsprechenden Lastzyklus einer ausgewählten Maschine muss diese mit umfangreicher Messtechnik ausgestattet werden. Im Fall des betrachteten Forstkranes sind dies Druckaufnehmer zur Erfassung aller relevanten Drücke im System, sowie Volumenstromsensoren bzw. Wegaufnehmer an allen Verbrauchern. Die Aufzeichnung des CAN-Bus Signals ermöglicht die Auswertung der Bedienervorgaben in Form von Joystickstellungen. Neben Kraftverläufen, sowie Weg- und Geschwindigkeitsprofilen lassen sich aus den gewonnenen Messdaten zudem Informationen zum Parallelbetrieb von Verbrauchern, zu Unterversorgungszuständen und zu erreichbaren Verstellgeschwindigkeiten des Bedieners extrahieren.

Der im Folgenden vorgestellte charakteristische Lastzyklus eines Forstkranes wird anhand der von DEITERS vorgestellten Methode zur Standardisierung von Lastzyklen mobiler Arbeitsmaschinen erarbeitet /DEI 2009/. Das Objekt zur Erfassung der erforderlichen Messwerte ist der Aufgabekran einer mobilen Holzentrindungsmaschine (siehe Abbildung 5.1). Dieser befindet sich auf dem Zugfahrzeug, dessen Dieselmotor während des Entrindungsbetriebes ausschließlich dem Antrieb des Kranes dient. Das Entrindeaggregat und der Ablagekran befinden sich auf einem Anhänger und besitzen einen separaten Verbrennungsmotor. Der eigentliche Entrindungsprozess ist somit nicht Teil der durchgeführten Untersuchung und der Lastzyklus des Aufgabekranes kann trotz des durchaus

speziellen und eher seltenen Gesamtprozesses als charakteristischer und realistischer Lastzyklus eines Forstkranes³ betrachtet werden. Die Hydraulik der Beispielmachine wurde kontinuierlich erneuert und entspricht dem aktuellen Stand der Technik (vgl. Kapitel 2.4.2). Das Load-Sensing System ist hochoptimiert und kommt bereits ohne Ölkühler aus. Als Referenz und Basis für den in Kapitel 6 durchgeführten Systemvergleich, liegt die Messlatte für erzielbare Effizienzsteigerungen somit bereits sehr hoch.



Abbildung 5.1: Beispielanwendung – Aufgabekran einer mobilen Holzentrindungsmaschine

Anhand Abbildung 5.2 erfolgt zunächst die grundsätzliche Beschreibung des Forstkran-Lastspiels, das sich durchschnittlich alle *30 Sekunden* wiederholt. Die Zugmaschine mit dem Aufgabekran steht auf einem Forstweg, der Anhänger mit der Entrindungsmaschine steht abgekoppelt einige Meter dahinter. Parallel dazu liegt neben dem Forstweg ein Polter aus Holzstämmen, die nacheinander der

³ vgl. hierzu die Ausführungen zu verschiedenen Forstkran-Applikationen am Ende des Kapitels

Entrindungsmaschine zugeführt werden und danach von einem zweiten Kran zu einem neuen Polter aufgestapelt werden.

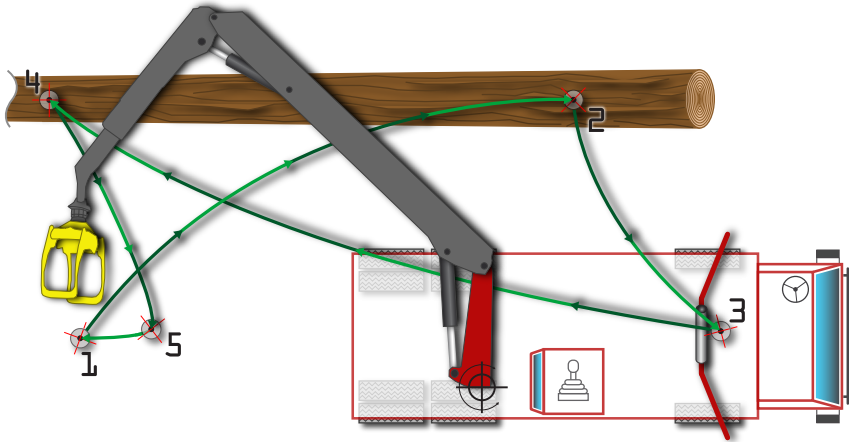


Abbildung 5.2: Lastzyklus-Untergliederung mittels Greiferposition (Draufsicht)

Der Aufgabekran startet seinen entsprechenden Ladezyklus in Position (1). Der Greifer schwenkt leer zu Position (2) und nimmt einen Holzstamm vom Polter auf. Er platziert den Stamm auf einer Rollenbahn, Position (3), bevor er wiederum leer zu Position (4) schwenkt, um den Stamm ein zweites Mal zu greifen. Der Stamm wird angehoben und in Position (5) gedreht, um schließlich dem Rotor des Entrindeaggregates zugeführt zu werden. Hierzu bewegt sich der Kran mit geschlossenem Greifer von Position (5) zu Position (1). Sobald die Einzugsrollen den Holzstamm erfassen, wird der Greifer geöffnet und leicht angehoben. Somit ist der Kran bereit, das nächste Ladespiel zu beginnen.

Wie in Kapitel 2.5 dargestellt, sind die 5 Hauptfunktionen des betrachteten Forstkrans das Schwenkwerk, der Hubarm, der Wipparm, sowie der Greifer mit zugehörigem Rotator. Üblich für Krane dieser Leistungsklasse ist die Aufteilung der Verbraucher auf zwei getrennte Hydraulikkreise. Deren beide Pumpen sitzen auf einer Welle am Nebenabtrieb des Verbrennungsmotors und versorgen

im Kreis 1 Hubarm, Schwenkwerk und Rotator sowie im Kreis 2 Wipparm und Greifer mit hydraulischer Leistung.

Die Zylinderbewegungen, bzw. im Falle des Rotators der Verdrehwinkel der zugehörigen hydraulischen Verbraucher sind in Abbildung 5.3 dargestellt. Zur besseren Nachvollziehbarkeit sind in der Abbildung erneut die zuvor eingeführten Abschnitte 1 – 2 – 3 – 4 – 5 – 1 eingetragen.

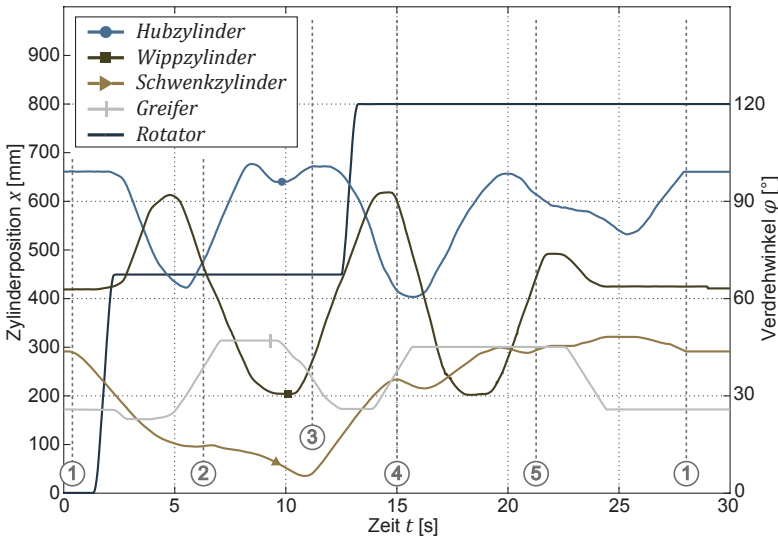


Abbildung 5.3: Zylinderbewegungen und Greiferpositionierung

Es ist zu beachten, dass beim Rotator-Verdrehwinkel nur aktive Bedienervorgaben zur Positionierung des leeren Greifers senkrecht zum Baumstamm in den Lastzyklus einfließen. Durch das Schwenken des Kranes mit Stamm entsteht eine Zwangsbedingung, die den Greifer zwar ebenfalls verdreht. Das Wegeventil des Rotators bleibt währenddessen jedoch geschlossen und fehlendes Öl wird über das Schock-/Nachsaugventil ergänzt. Diese Rotation hat somit keinen Einfluss auf die Energiebilanz und wird im Lastzyklus vernachlässigt.

Unter Berücksichtigung der Zylinderflächen linearer Verbraucher, bzw. der Schluckvolumina rotatorischer Verbraucher, können aus den Druckdifferenzen zwischen Zu- und Ablaufseite, die von Außen wirkenden Belastungen, in Form von Kräften F_L und Momenten T_L bestimmt werden, Formeln (5.1) und (5.2).

$$F_L = p_A \cdot A_{ZK} - p_B \cdot A_{ZR} \quad (5.1)$$

$$T_L = \frac{V_G \cdot (p_A - p_B)}{2\pi} \quad (5.2)$$

Die entsprechenden Kraft- und Momentenverläufe des charakteristischen Lastzyklus sind in Abbildung 5.4 dargestellt.

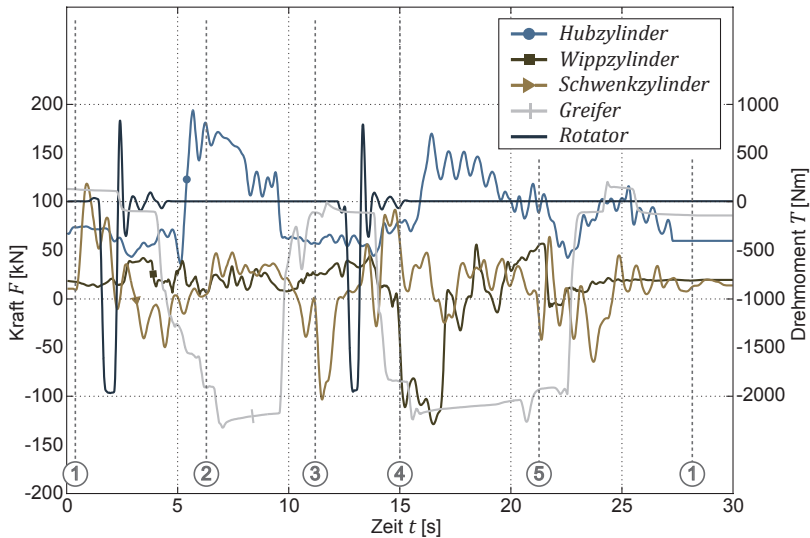


Abbildung 5.4: Kraft- und Momentenverläufe des Forstkran-Lastzyklus

Anhand des Vorzeichens kann unter Berücksichtigung der jeweiligen Bewegungsrichtung, eine Unterscheidung zwischen ziehenden und drückenden Lasten getroffen werden.

Das Teleskop wird zu Beginn auf die Entfernung zwischen Polter und Forstweg eingestellt und bleibt während des Lastzyklus in der Regel unverändert, deshalb wird es zu den Nebenverbrauchern gezählt. Weitere Nebenverbraucher, die lediglich während der Rüstzeiten betrieben werden, sind die Abstützpratten, die Hebefunktion der Kabine sowie Verstelleinrichtungen, um die Position des Kranes auf die Lage des Polters rechts oder links des Forstweges anzupassen. Da der Betrieb dieser Verbraucher keine regelmäßigen, in kurzen Zeitabständen wiederkehrenden Abläufe darstellt, bleiben sie im erarbeiteten Lastzyklus unberücksichtigt.

Die Auswahl der Beispielmachine erfolgte aufgrund ihrer Verfügbarkeit zur Durchführung der erforderlichen Einbauten (Messtechnik und elektrohydraulische Komponenten) und der Feldversuche, aber ebenso wegen des hohen Krananteils an der gesamten Betriebszeit der Maschine, die ansonsten lediglich aus Fahrten zwischen den einzelnen Poltern sowie aus Rüstzeiten besteht. Somit schlagen erzielte Einsparungen nicht nur relativ, sondern auch absolut zu Buche und amortisieren evtl. höhere Anschaffungskosten in angemessenem Zeitraum.

Nichtsdestotrotz repräsentiert der ermittelte Lastzyklus die meisten anderen Forstkran-Applikationen mit ähnliche Ladespielen, wie z.B. Holztransporter, Forwarder und Mobilhacker. Der Ladezyklus eines Langholztransporters besteht aus 2 Aufnahmepunkten, sowie 2 Ablagepunkten und korrespondiert somit exakt mit dem vorgestellten Zyklus. Abgesehen davon, das Kurzholztransporter und Forwarder die Stämme lediglich einmal greifen und zum Verladen komplett anheben, ähneln auch deren Ladezyklen dem Referenzzyklus. Der Anteil der Kranarbeit am Gesamtlastzyklus dieser 3 Maschinentypen ist aufgrund ihrer Transportfahrten, während denen der Kran inaktiv ist, eher gering. Im Gegensatz dazu arbeitet der Kran zur Beschickung eines Mobilhackers nahezu während dessen kompletter Betriebszeit, aufgrund des hohen Energiebedarfs der Hacktrommel jedoch, kann der gesamte Kran bei dieser Maschinengattung lediglich als Nebenverbraucher betrachtet werden. Der Kran greift das Holz einmal, hebt es an und führt es dem Hacker zu. Im Unterschied zum Referenzzyklus wird bei diesem Vorgang zusätzlich das Teleskop eingefahren.

6 Simulativer Vergleich zur Energieeffizienzbewertung

Die Abbildung hydraulischer Systeme in der computergestützten Simulation ermöglicht eine tiefgehende Analyse bestehender Systeme sowie eine schnelle Synthese neuer Systemideen und deren Evaluation. Auf diese Weise kann eine Vielzahl von Systemvarianten miteinander verglichen werden, ohne kostenintensive physische Prototypen aufbauen zu müssen.

Vor diesem Hintergrund wird in diesem Kapitel der Energiebedarf der entwickelten elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung simulativ ermittelt und in Relation zu dem gewählten hydraulisch-mechanischen Load-Sensing Referenzsystem gesetzt. Im Zuge dessen muss zunächst die notwendige Modellierungstiefe festgelegt und eine dazu passende Simulationssoftware ausgewählt werden.

6.1 Grundlagen zur Simulation hydraulischer Systeme

Grundlegend hängt die erforderliche Modellierungstiefe zunächst davon ab, ob eine Betrachtung auf Einzelkomponenten bezogen ist oder auf systemtechnischer Ebene erfolgt. So erfordert beispielsweise die Simulation des Strömungsverhaltens und die exakte Berechnung der Strömungskräfte innerhalb eines Ventils die Verwendung von CFD-Werkzeugen. Diese untergliedern das durchströmte Volumen in finite Elemente und bilden die Strömung durch die Lösung der Navier-Stokes-Gleichungen ab /FEPE 2002/.

Auf Systemebene ist dieser Detaillierungsgrad nicht zielführend und es werden Simulationsprogramme eingesetzt, deren Fokus auf den Interaktionen der Komponenten untereinander liegt. Nach INDERELST lassen sich diese Simulationen, die ganze Hydrauliksysteme nachbilden, nochmals untergliedern in /IND 2013/:

- Rückwärts-Simulation (RS)
- Quasi-Rückwärts-Simulation (QRS)
- Vorwärts-Simulation (VS)

Bei der Rückwärts-Simulation werden ausgehend von bekannten oder geforderten Systemausgängen die erforderlichen Systemeingänge anhand von mathematischen Beziehungen berechnet. Allein auf Basis von Wirkungsgradbetrachtungen kann somit eine statische Abschätzung des Energiebedarfs erfolgen, wenn die Verbraucherbelastungen und -bewegungen bekannt sind. Auf die Modellierung der genauen Funktionsweise der Hydraulikkomponenten und auch auf die Einbindung eines Fahrermodells kann bei dieser Simulationsart verzichtet werden. Im Gegenzug sind jedoch keine Untersuchungen zum dynamischen Verhalten eines synthetisierten Hydraulikmodells durchführbar. Der eigentliche Funktionsnachweis eines neuen Systems kann somit mit der Rückwärts-Simulation nicht erbracht werden.

Hier kommen die Quasi-Rückwärts- und die Vorwärts-Simulation ins Spiel, deren Modellierungsaufwand zwar deutlich größer ist, die jedoch das dynamische Übertragungsverhalten von Hydrauliksystemen realitätsnah nachbilden können. Für diese Simulationsarten werden Simulationsprogramme verwendet, die mit konzentrierten Parametern rechnen. Diese basieren auf der prinzipiellen Möglichkeit, hydraulische Netzwerke durch die Reihen- und Parallelschaltung hydraulischer Kapazitäten, Induktivitäten und Widerstände modelltechnisch zu beschreiben. Die Lösung der Druckaufbaugleichungen in den Verbindungsknoten ist nur für sehr einfache Systeme analytisch möglich. Heutzutage stehen jedoch numerische Lösungsverfahren zur Verfügung, die auch die Berechnung komplexer hydraulischer Zusammenhänge ermöglichen.

Zur Modellerstellung bieten aktuelle Simulationsprogramme eine grafische Benutzeroberfläche, auf der Hydrauliksymbole einem Schaltplan entsprechend, intuitiv angeordnet und verbunden werden können. Mechanische und regelungstechnische Elemente ergänzen die Bauteilbibliotheken zur Abbildung realer

Gesamtsysteme. Ein Compiler zur automatischen Codegenerierung übersetzt das grafische Modell in ein Differentialgleichungssystem, das mit den geometrischen Größen der realen Komponenten parametrisiert werden kann. Zur Lösung des Gleichungssystems kommen numerische Näherungsverfahren, auch Integriertoren oder Solver genannt, zum Einsatz. Deren Auswahl und Einstellung hat einen großen Einfluss auf die Simulationszeit und kann auch zu Abweichungen beim Simulationsergebnis führen. Eine tiefer gehende Betrachtung hierzu findet sich in /VÖL 2010/. Als Simulationsergebnisse stehen die Volumenströme an allen Anschlüssen der Hydraulikkomponenten, die Drücke in den verbindenden Volumenknoten sowie mechanische Ein- und Ausgangsgrößen, wie Verschiebungen, Kräfte, Drehzahlen und Drehmomente zur Verfügung.

Den beiden Simulationsarten QRS und VS gemein ist ihre Ansteuerung durch ein Fahrermodell, das Sollvorgaben und Istwerte vergleicht und Differenzen ausregelt (vgl. Kapitel 6.2). Der Unterschied liegt in der Art der Lastvorgaben auf die hydraulischen Verbraucher und damit indirekt auch in den realisierbaren Positionsvorgaben. Während Quasi-Rückwärts-Simulationsmodelle auf zeitbasierten, gemessenen Zyklusdaten aufbauen, sind die hydraulischen Verbraucher in Vorwärts-Simulationen mit Kinematikmodellen gekoppelt. In einer Mehrkörpersimulation werden die mechanischen Rückkopplungen, die durch Bewegungen und externe Kräfte induziert werden, berechnet. Diese interagieren in einer Co-Simulation als Lastvorgaben mit der Hydrauliksimulation. VS bieten somit die Möglichkeit beliebige, synthetische Arbeitszyklen nachzufahren und mit realitätsnahen Belastungen zu beaufschlagen. Im Gegensatz dazu müssen QRS-Modelle durch die zeitliche Kopplung zwischen den gemessenen Last- und Positionsvorgaben versuchen, letztere möglichst genau nachzufahren, damit die ausgeprägten Belastungen auch zu den durchgeführten Bewegungen passen. Bei hinreichend genauer Übereinstimmung können somit Aussagen zur Energieeffizienz getroffen werden. Untersuchungen zu verbesserter Systemperformance bleiben der deutlich komplexeren VS vorbehalten, indem das Fahrermodell darauf eingestellt wird, eine Arbeitsaufgabe möglichst schnell auszuführen.

INDERELST begründet in seinen Ausführungen die ausreichende Modellgüte der Quasi-Rückwärts-Simulation zur Durchführung von Systemvergleichen zur Effizienzbewertung zwischen bestehenden Referenzsystemen und Neuentwicklungen /IND 2013/. Unter der Annahme, dass nicht die zur Verfügung stehende Eingangsleistung den begrenzenden Faktor der Arbeitsprozessgeschwindigkeit darstellt, sondern diese durch externe Randbedingungen fest vorgegeben ist, stellt somit der QRS-Ansatz auch für die vorliegende Arbeit das Mittel der Wahl dar, um das hydraulisch-mechanische LS-Referenzsystem mit dem innovativen eBSS-System zu vergleichen. Die Umsetzung mit dem Simulationsprogramm *DSHplus* der Firma Fluidon /FLU 2011/ wird im Folgenden erläutert. Die Modelldarstellungen dieses Kapitels sind direkt der grafischen Repräsentation in der Software entnommen. Hierbei stellen grüne Linien Signalleitungen dar. Blaue Linien hingegen stehen für hydraulische Leitungen, deren Eigenschaften bei der gewählten Modellierungstiefe jedoch in Volumenknoten konzentriert sind.

6.2 Fahrermodell

Die Entwicklung eines spezifischen Fahrermodells zur Steuerung mobiler Arbeitsmaschinen in der Simulation erfordert neben der Beherrschung der reinen Fahrfunktion, also der Kontrolle von Längs- und Querbeschleunigungen, zudem die Ausführung verschiedenster Arbeitsbewegungen. In der Literatur finden sich hierzu unterschiedliche Ansätze, die den Fahrer modellhaft nachbilden /THVo 2011, /FIL 2011, /IND 2013/. Grundsätzlich stellt sich zunächst die Frage, welche Fähigkeiten zur Situationswahrnehmung und hieraus abgeleitete Handlungsweisen eines realen Fahrers /THI 2011/ im Fahrermodell nachempfunden werden müssen, um dem jeweiligen Simulationsziel gerecht werden zu können. Hierbei stellen die Informationsschnittstellen des Modells die, auf das notwendige Maß reduzierten, Sinne und Bewegungen des realen Fahrers dar.

Im vorliegenden Fall, der vergleichenden Simulation zweier Systeme, ist eine möglichst ähnliche Durchführung der Arbeitsaufgaben von entscheidender

Wichtigkeit für die Aussagekraft des Ergebnisses. Der Fokus des Fahrermodells liegt somit darauf, das Hydrauliksystem so anzusteuern, dass die Verbraucher den Soll-Vorgaben des Lastzyklus möglichst exakt folgen. Die Schnittstellen sind folglich durch die jeweiligen Ist-Positionen der Verbraucher sowie durch die Vorgabe der Joystickstellungen zur Ansteuerung der Hydraulikventile definiert. Weitere Austauschgrößen zwischen dem Fahrermodell und der Maschine oder gar der Umwelt können vernachlässigt werden. In Abbildung 6.1 ist der entwickelte $PIDT_1$ -Regelkreis dargestellt, der im Fahrermodell die Ansteuerung einer Verbraucherachse repräsentiert.

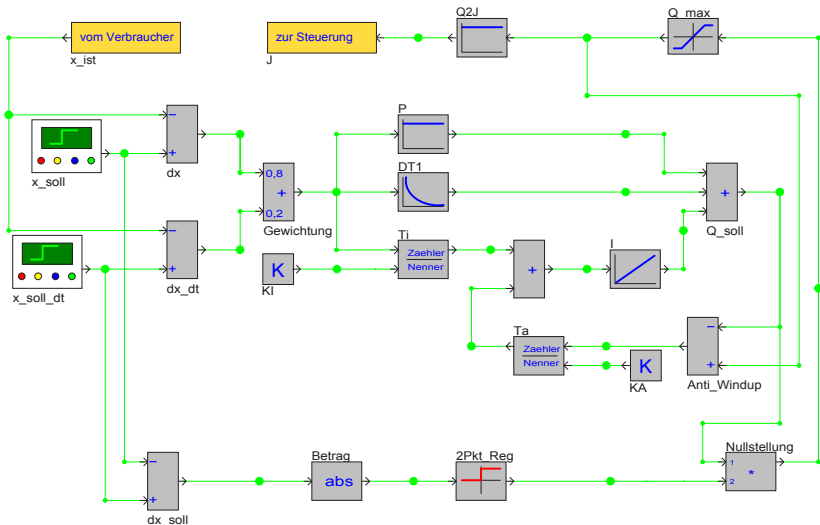


Abbildung 6.1: Regelkreis des Fahrermodells

Die Einstellung der Reglerparameter erfolgt zunächst experimentell anhand der Methode von ZIEGLER und NICHOLS /REZA 2008/ mit anschließender individueller Feinabstimmung für jeden Verbraucher. Da die Dämpfung des Hydrauliksystems ohnehin sehr gering ist, muss der D-Anteil des Reglers zu Null gesetzt werden, um Schwingungsanregungen zu verhindern. Der I-Anteil wird erneut durch eine Anti-Windup Schaltung kontrolliert, deren Funktionsweise bereits in

Kapitel 4.5.1 erläutert wurde. Eine Besonderheit stellt der Eingang des Reglers dar, da der Soll/Ist-Vergleich der Verbraucherposition doppelt durchgeführt wird. Neben dem herkömmlichen Vergleich, wird zusätzlich die Differenz zwischen der Ist-Position und einer um 100 ms vorausseilenden Soll-Position gebildet. Über Gewichtungsfaktoren werden beide Werte zu einem gemeinsamen Eingang für den PIDT_1 -Regler verrechnet. Dieses Vorgehen gibt dem Fahrermodell eine gewisse Fähigkeit zur Bewegungsantizipation, die auch ein realer Fahrer besitzt und zur Maschinensteuerung einsetzt. Zusätzlich ermöglicht der Vergleich der beiden Soll-Vorgaben die Aufschaltung einer sicheren Nullstellung, die den Regler während inaktiver Phasen des Verbrauchers übersteuert und somit die ständige und unrealistische Ausregelung minimaler Abweichungen verhindert. Diese Funktionalität ist im unteren Signalpfad in Abbildung 6.1 dargestellt.

6.3 Systemanalyse und Aufbau des Referenzmodells

Aus den Kapiteln 2.5 und 5 sind die hydraulischen Verbraucher des Referenz-Forstkrans bereits bekannt. Neben dem im vorangehenden Kapitel 6.2 beschriebenen Fahrermodell, lassen sich die Simulationsmodelle der zu vergleichenden Hydrauliksysteme im wesentlichen in die generatorischen, konduktiven und motorischen Submodelle untergliedern.

Charakteristisch für das Load-Sensing System ist dessen druckgeregelter Verstellpumpe, deren Schwenkwinkel von einem hydraulisch-mechanischen Förderstromregler eingestellt wird (vgl. Kapitel 2.4.2). Dieser wird im Modellaufbau von einem 3/2-Wege Ventil mit zwei Steuerflächen repräsentiert, das als Druckwaage arbeitet und stets den momentan höchsten Lastdruck mit dem aktuellen Pumpendruck vergleicht. Durch die Federkraft wird eine LS-Druckdifferenz von 20 bar eingeregelt. Dem Förderstromregler ist zur Maximaldruckabschneidung ein Druckregler überlagert, dessen Federkraft so eingestellt ist, dass die Pumpe zurückgeschwenkt wird, sobald der Systemdruck 250 bar übersteigt. Im Normalbetrieb ist dieser Regler inaktiv. Über die beiden Blenden fließt ein

kontinuierlicher, jedoch sehr kleiner Volumenstrom zum Tank. Dieses ‚bleeding‘ ist in LS-Systemen zur Schwingungsreduktion unerlässlich. Das Submodell der LS-Pumpe ist in Abbildung 6.2 dargestellt. Innerhalb des Simulationsmodells werden die hydraulischen Anschlüsse der einzelnen Komponenten über Volumenknoten miteinander verbunden. Am mit P benannten Knoten kann zu jedem Simulationsschritt der aktuelle Pumpendruck p_p abgelesen werden. Mit den zusätzlichen Signalen des Volumenstroms Q_p , der Drehzahl n_{VKM} sowie des Drehmoments T_p können sowohl die mechanische Eingangs- als auch die hydraulische Ausgangsleistung berechnet werden.

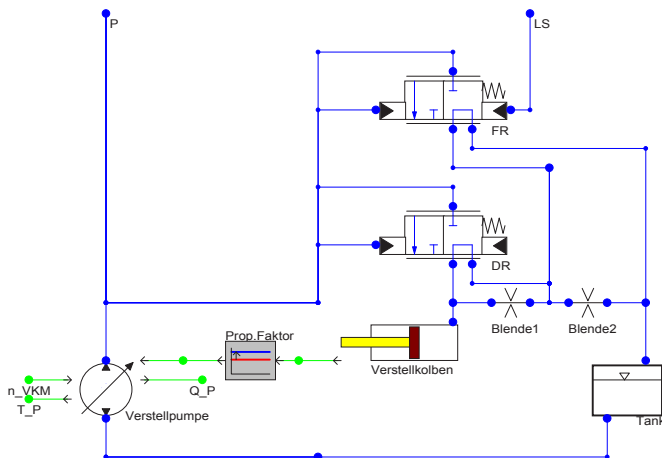


Abbildung 6.2: Modell der Verstellpumpe mit Druck- / Förderstromregler (generatorisches Submodell)

Die modelltechnische Umsetzung des Hydraulikventils erfolgt nach dem Prinzip der Trennung der Funktionen, da sich so die Eigenschaften der einzelnen Komponentenbestandteile am besten nachbilden lassen. In der Realität bildet ein Steuerschieber mit mehreren Steuerkanten die Hauptwegestufe. Im Modell hingegen erfüllen 4 einzelne, jedoch synchron angesteuerte Verstellblenden diese Funktion. Über eine Schaltlogik wird jeweils die Tankkante $B-T$ passend zur Zulaufsteuerkante $P-A$ und umgekehrt $A-T$ passend zu $P-B$ geöffnet. Auch die

nachgeschalteten Druckwaagen werden als Verstellblenden modelliert, deren Steuerflächen von einem Gleichgangzylinder repräsentiert werden, dessen Wegausgang den Öffnungsquerschnitt der Blende definiert. Zur Lastdruckabschneidung bei inaktivem Verbraucher ist eine zusätzliche Verstellblende verbaut. Diese Funktion ist im realen Ventil konstruktiv gelöst, indem der LS-Kanal erst ab einem gewissen Schieberweg freigegeben wird. Zudem ist zur individuellen Lastabsicherung der Verbraucher der Sektionslastdruck mit einem DBV begrenzt. Die grafische Darstellung einer Ventilsektion im Hydrauliksimulationsprogramm DSHplus ist in Abbildung 6.3 gezeigt. Die grau hinterlegten Symbole für Pumpe und Tank dienen lediglich dem Verständnis und sind nicht Bestandteil des Submodells.

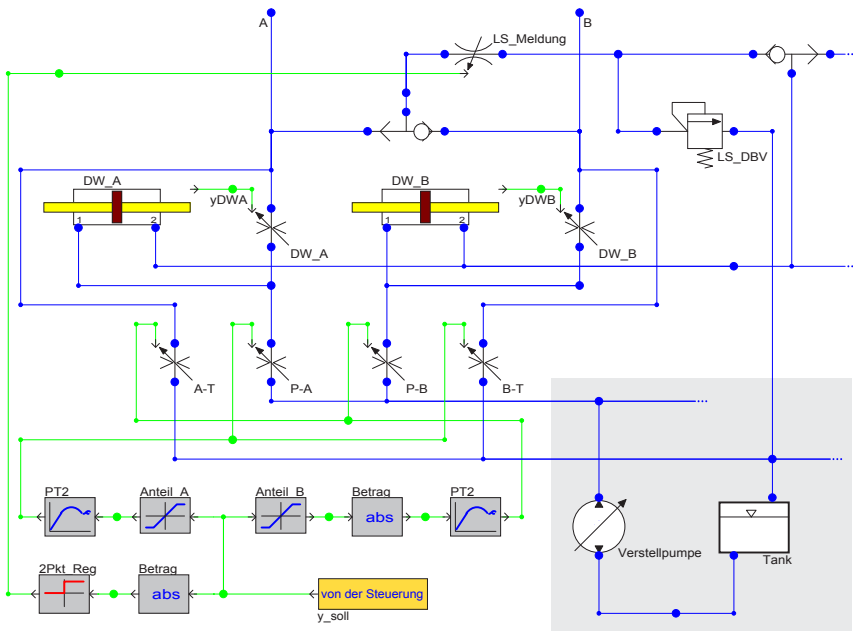


Abbildung 6.3: Modell des Hydraulikventils mit aufgelösten Steuerkanten (konduktives Submodell)

Die hydraulischen Verbraucher sind in Abbildung 6.4|a–c dargestellt. Im einfachsten Fall |a, sprich Hubzylinder, Wippzylinder und Greifer, bilden doppelwirkende Differentialzylinder die Teilsysteme des Krans ab. Über einen Krafteingang werden Lastvorgaben in das System eingebracht. Diese sind als zeitbasierte Kennfelder im dargestellten Funktionsgenerator hinterlegt. Ein Wegausgang dient als Eingangssignal für den Soll-/Istweg Vergleich, der im Fahrermodell ausgeführt wird (vgl. Kapitel 6.2). Das Schwenkwerk ist als Kombination von 4 einfachwirkenden Zylindern im Modell |b umgesetzt, die über Zwangsbedingungen die Funktion des realen Schwenkwerks nachvollziehen, ohne das Zahnstangen und Ritzel explizit abgebildet werden müssen. Der Rotator wird als Hydraulikmotor mit sehr großem Schluckvolumen modelliert, |c. Im Gegensatz zu den übrigen Verbrauchern, deren Lastvorgabe auf den in Kapitel 5 erarbeiteten Kennfeldern basiert, wird an den Rotator eine Drehmasse angekoppelt, die ihm eine dem Lastzyklus entsprechende Last aufrägt.

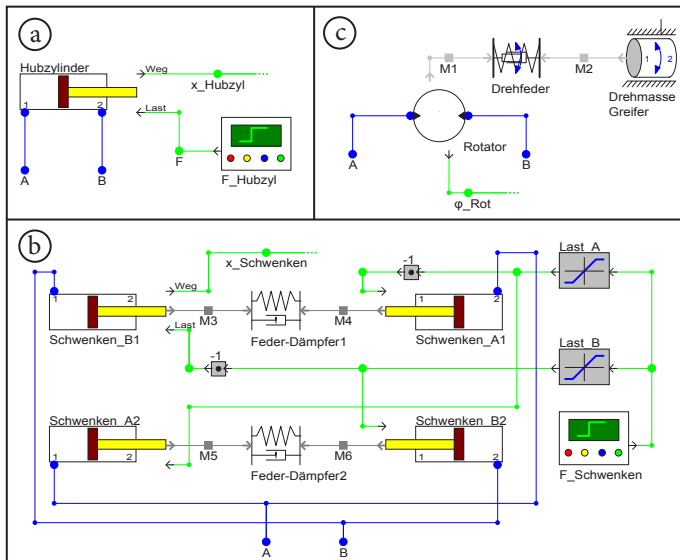


Abbildung 6.4: Modelle der verschiedenen Verbrauchertypen (motorische Submodelle)

Die Teilsysteme werden im Simulationsprogramm zum Gesamtsystem zusammengeführt und entsprechend parametrisiert. Die Kennwerte hierzu stammen aus Herstellerangaben sowie qualifizierten Abschätzungen. Anhand der eigenen Messungen am realen Referenzsystem sowie am Prüfstand erfolgt die Verifikation des Simulationsmodells (vgl. Kapitel 6.7).

6.4 Systemsynthese der elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung

Neben dem Fahrermodell werden für den Aufbau des Simulationsmodells der elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung sowohl die hydraulischen Verbraucher als auch die Ventilsektionen weitestgehend vom LS-Referenzmodell übernommen. Die Ansteuerungen der Ventile können in Volumenstromanforderungen umgerechnet werden, deren Summe das Eingangssignal der elektrohydraulischen Pumpe darstellt. Der Aufbau der eBSS-Steuerung entspricht den in Kapitel 4.3 und 4.4 entwickelten Schaltungen. Das Submodell der Pumpe ist von deren realem Vorbild abgeleitet (vgl. Kapitel 4.2), das Schaltungslayout ist in Abbildung 6.5 dargestellt.

Zunächst wird der Summenvolumenstrom in eine äquivalente Stellkraft umgerechnet, die von einem Proportionalmagneten erzeugt wird. Diese steht bei ruhendem Verstellkolben im Gleichgewicht zur Rückstellfeder der Schwenkwiege. Bei einer Änderung der Volumenstromanforderung wird über den Ventilschieber, der erneut mit aufgelösten Steuerkanten modelliert ist (EP_P und EP_T), ein Steuervolumenstrom vom Hauptvolumenstrom in die Zylinderkammer des Vorsteuerkolbens bzw. aus dieser heraus zum Tank freigegeben. Zur Absicherung ist der elektrohydraulischen Ansteuerung ein hydraulisch-mechanischer Maximaldruckregler überlagert. Da das eBSS-System eine signifikant geringere Schwingungsneigung aufweist, können die beiden Blenden deutlich kleiner ausgeführt werden und dienen lediglich der modellhaften Abbildung interner Leckagen.

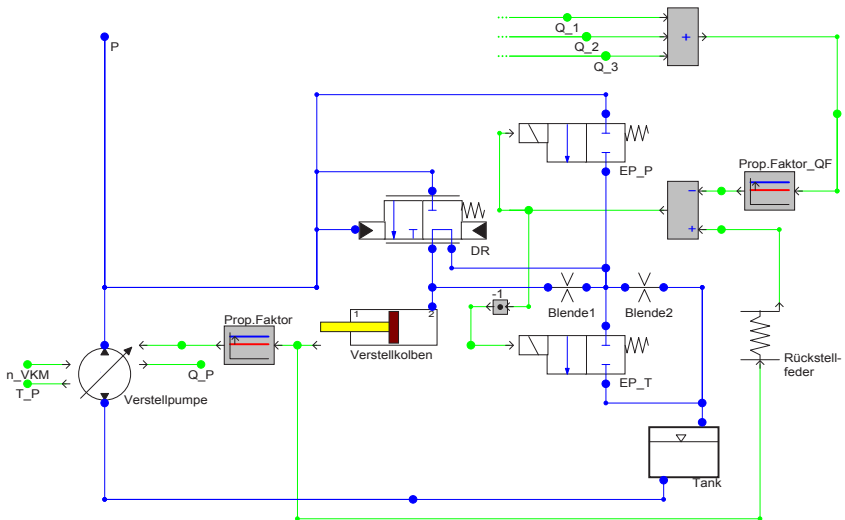


Abbildung 6.5: Modell der Verstellpumpe mit elektrohydraulischer Ansteuerung und zusätzlichem Druckregler (generatorisches Submodell)

Auf die Modellierung der in Kapitel 4.5 beschriebenen Zusatzfunktionen wird verzichtet, da das primäre Ziel der Simulation im Vergleich der Energieeffizienz anhand des charakteristischen Lastzyklus liegt, während dem keine Sonderfälle wie beispielsweise Endanschlagsfahrten oder Überlastsituationen auftreten.

6.5 Ergebnisse des Systemvergleichs

Trotz großer Modellierungstiefe kann ein Modell die Realität nie exakt widerspiegeln. Da sich Parametrierungsfehler bei der vergleichenden Simulation jedoch auf beide Modelle nahezu gleich auswirken, kann davon ausgegangen werden, dass das Simulationsergebnis hinreichend genau ist und die Ergebnisse auf reale Systeme übertragbar sind.

Exemplarisch für alle Verbraucher sind in Abbildung 6.6 die Wegverläufe des Hubzylinders über den Lastzyklus, sowohl für das LS-System |a als auch für das eBSS-System |b gezeigt. Hierbei folgt der Verbraucher mit ausreichender

Genauigkeit der Vorgabe aus dem Lastzyklus (vgl. Kapitel 5). Da für beide Simulationen das aus Kapitel 6.2 bekannte Fahrermodell verwendet wurde, erklärt sich das nochmals direktere Ansprechverhalten des eBSS-Systems durch die verbesserte Systemdynamik des gesteuerten Bedarfsstromsystems gegenüber dem hydraulisch-mechanisch geregelten Load-Sensing System.

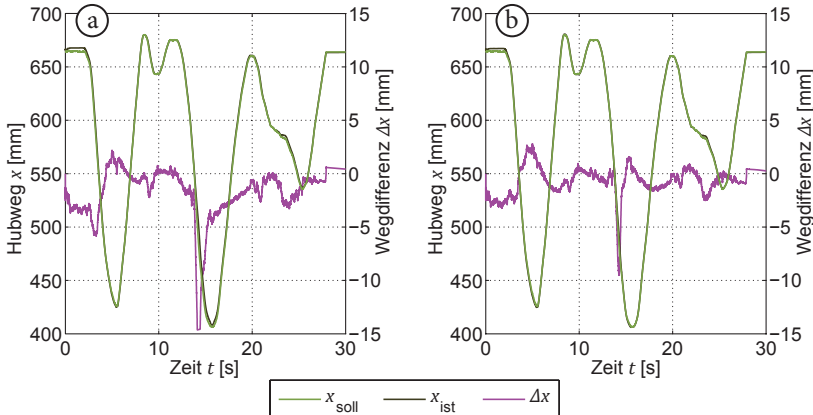


Abbildung 6.6: Soll/Ist-Wegverlauf des Hubzylinders – LS |a, eBSS |b

Der Unterschied zwischen Soll- und Istweg wird erst deutlich, wenn zusätzlich der Verlauf der jeweiligen Wegdifferenz Δx mit in die Abbildung aufgenommen wird. Typischerweise läuft der Sollweg dem Istweg hinterher, ein leichter Versatz ist somit inhärent. Aber auch durch leichte Überschwinger des Reglers im Fahrermodell und durch die wechselnden, äußeren Kräfteinwirkungen, sind Wegdifferenzen zu verzeichnen, die jedoch schnell wieder ausgeregelt werden.

Zusammenfassend zeigt Tabelle 6.1 die maximale, sowie die durchschnittliche Wegabweichung aller Verbraucher. Hierbei bezieht sich die prozentuale Angabe jeweils auf die Differenz zwischen den im Zyklus angefahrenen minimalen und maximalen Hubpositionen der Verbraucher. Beim Rotator stellt der während des Lastzyklus maximal erreichte Verdrehwinkel den Bezug dar.

Tabelle 6.1: Vergleich der Soll-/Istweg Abweichungen der Verbraucher

Verbraucher	LS-System		eBSS-System	
	$ \Delta (\text{max}) $	$\Delta (\varnothing)$	$ \Delta (\text{max}) $	$\Delta (\varnothing)$
Hubarm	14,6 mm	1,78 mm	9,52 mm	1,09 mm
	$\cong 5,41 \%$	$\cong 0,66 \%$	$\cong 3,47 \%$	$\cong 0,39 \%$
Schwenkwerk	6,55 mm	1,39 mm	6,03 mm	1,04 mm
	$\cong 2,29 \%$	$\cong 0,48 \%$	$\cong 2,11 \%$	$\cong 0,36 \%$
Rotator	8,51 °	1,14 °	3,35 °	0,50 °
	$\cong 7,09 \%$	$\cong 0,96 \%$	$\cong 2,81 \%$	$\cong 0,41 \%$
Wipparm	44,29 mm	8,91 mm	20,16 mm	7,59 mm
	$\cong 10,48 \%$	$\cong 2,11 \%$	$\cong 4,74 \%$	$\cong 1,78 \%$
Greifer	10,28 mm	2,21 mm	7,35 mm	2,21 mm
	$\cong 6,31 \%$	$\cong 1,35 \%$	$\cong 4,49 \%$	$\cong 1,35 \%$
gesamt	-	1,11 %	-	0,86 %

Die Verbraucher beider Systeme folgen ihren jeweiligen Sollvorgaben nahezu exakt, sodass der durchschnittliche Wegfehler bei etwa 1 % liegt. Lediglich beim Wipparm kommt es zu größeren Abweichungen, da dieser häufigen Lastrichtungswechseln ausgesetzt ist, die durch die Bewegung der anderen Verbraucher induziert werden.

Die erreichte Präzision stellt sicher, dass bei der durchgeführten Quasi-Rückwärts-Simulation, die Lastvorgaben synchron zu den entsprechenden Wegvorgaben erfolgen und somit eine für den Systemvergleich hinreichende Simulationsgüte erreicht wird.

6.5.1 Druckverläufe

Der Vergleich der Systemdruckverläufe stützt die in Kapitel 3.5 getroffene Aussage, dass die Druckdifferenz zwischen Pumpendruck und höchstem Lastdruck in elektrohydraulischen Bedarfsstromsystemen mindestens 50 % geringer ausfällt

als in konventionellen Load-Sensing Systemen. Da der Lastdruckverlauf rein vom Lastzyklus bestimmt wird und deshalb für beide Systeme gleich ist, sinkt somit das absolute Systemdruckniveau des eBSS-Systems gegenüber dem LS-System. Für die 2 Hydraulikkreise des betrachteten Forstkrans wird dieser Effekt durch Abbildung 6.7 verdeutlicht.

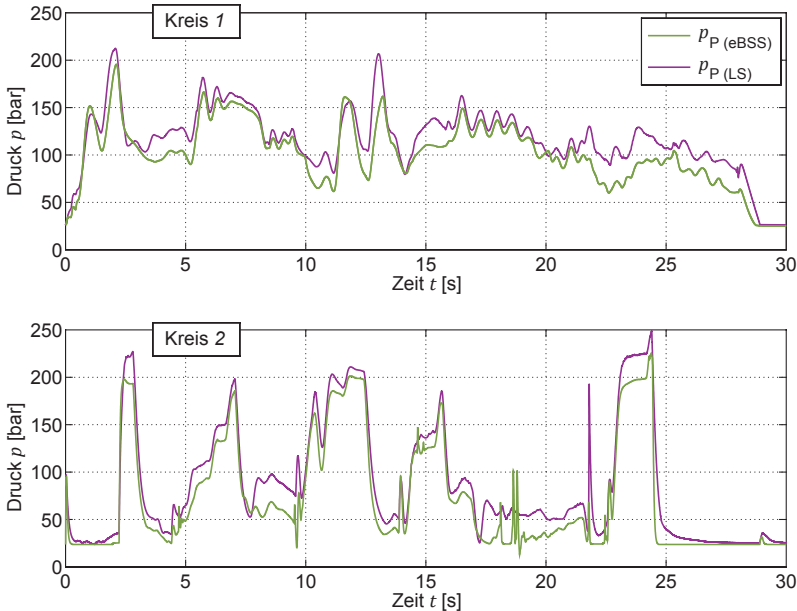


Abbildung 6.7: Vergleich des Systemdruckverlaufs beider Hydraulikkreise

Der Verlauf des höchsten Lastdruckes und damit auch des Pumpendruckes des ersten Kreises K_1 wird maßgeblich vom Hubzylinder definiert. Während der Betätigung des Rotators steigt der Druck kurzzeitig stark an, da die Ablaufsteuerecke der zugeordneten Ventilsektion einen hohen Gegendruck erzeugt. Das ebenfalls im Kreis K_1 eingruppierte Schwenkwerk hat nahezu keinen Einfluss. Im Kreis K_2 wechseln sich Wipparm und Greifer als jeweils lasthöchste Verbraucher ab.

6.5.2 Volumenstromverläufe

Der niedrigere Steuerölbedarf der elektrohydraulischen Verstellpumpe, bringt dem eBSS-System einen weiteren Effizienzvorteil gegenüber dem herkömmlichen LS-System. Zudem bedingt der niedrigere Systemdruck eine geringe Absenkung des Volumenstrombedarfs, da die Leckageverluste abnehmen. Insgesamt sind diese Einsparungen jedoch eine Größenordnung kleiner als jene, die durch die Absenkung des Druckniveaus erreicht werden. Somit zeigt Abbildung 6.8 in erster Linie, dass sich die Volumenstromverläufe beider Systeme über den Lastzyklus weitgehend synchron verhalten.

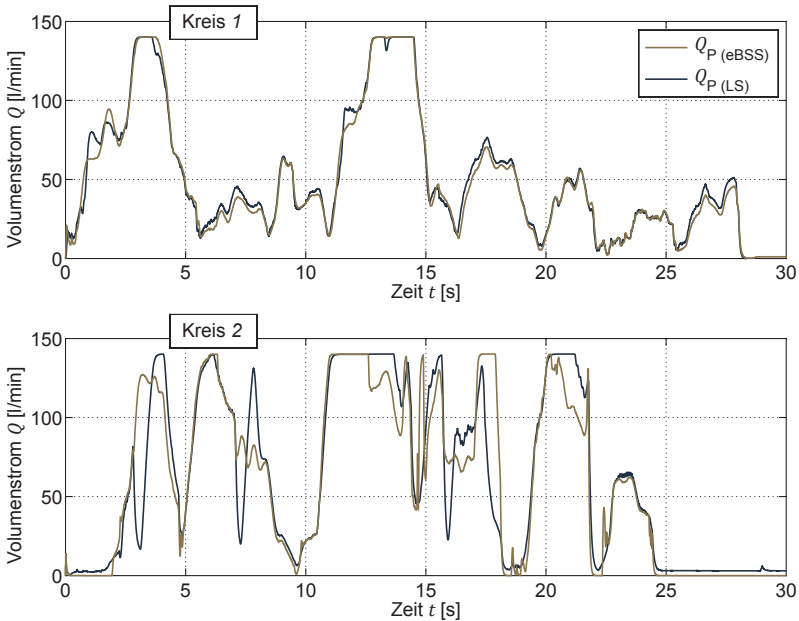


Abbildung 6.8: Vergleich des Volumenstromverlaufs beider Hydraulikkreise

Der Kreis K_2 , dessen Verbraucher zu Beginn und gegen Ende des Lastzyklus für einige Sekunden gleichzeitig inaktiv sind, zeigt in diesen Bereichen das Systemverhalten im Leerlauf. Zur Aufrechterhaltung der LS-Druckdifferenz bzw. des

Standby-Druckes zur Ansteuerung der elektrohydraulischen Pumpe wird ständig ein geringer Volumenstrom vorgehalten.

6.5.3 Leistungsbilanz

Das Produkt aus Volumenstrom und Druckdifferenz, bzw. bei Vernachlässigung des Tankdruckes, des Systemdruckes selbst, stellt unter Einbeziehung des hydraulisch-mechanischen und des volumetrischen Wirkungsgrades, die mechanische Eingangsleistung einer Hydraulikpumpe dar (vgl. Kapitel 4.5.3). Über den Lastzyklus hinweg kann somit eine Leistungsbilanz erstellt werden, deren Verlauf als Summe der Eingangsleistungen der beiden Hydraulikkreise in Abbildung 6.9 gezeigt ist. Der Vergleich zwischen Load-Sensing Schaltung und elektrohydraulischer Bedarfsstromsteuerung fällt entsprechend aus. Durch die Absenkung des Druckniveaus liegt auch die Leistungsanforderung des eBSS-Systems an den Verbrennungsmotor in weiten Teilen des Zyklus unter der des LS-Systems.

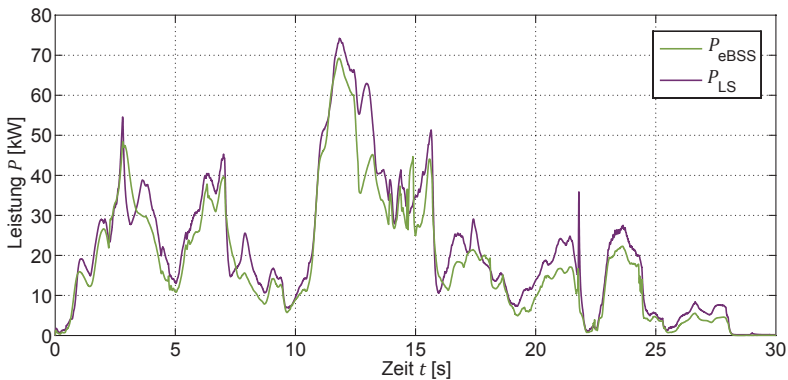


Abbildung 6.9: Leistungsbilanzen der LS- und eBSS-Systemsimulation

Im Schaubild gut zu erkennen ist auch die große Variation der Leistung während des Zyklus. Leistungsspitzen betragen bis zu 75 kW , die durchschnittliche Leistung hingegen liegt lediglich bei $21,5\text{ kW}$ (LS), respektive bei $18,4\text{ kW}$ (eBSS). In der Diskrepanz zwischen Peak- und Durchschnittsleistung liegt weiteres

Optimierungspotential, dessen Erschließung jedoch nicht Gegenstand vorliegender Arbeit ist. Als Stichwort ist hier die Phlegmatisierung der Primärleistungsanforderung durch hybride Antriebsstrukturen zu nennen (vgl. /THI 2011/). Durch den Übergang von der druckgeregelten hin zur volumenstromgesteuerten Pumpenansteuerung und den damit gewonnenen zusätzlichen Freiheitsgrad, sollte die Implementierung eines Hybridsystems jedoch deutlich vereinfacht werden.

6.5.4 Energiebedarf

Der Energiebedarf des Forstkranes zur Ausführung eines einzigen Lastspiels wird durch die Integration der Leistung über die Zeit berechnet, Formel (6.1):

$$E = \int P_{mech} dt \quad (6.1)$$

Der Verlauf dieses Energiebedarfs während des charakteristischen Lastzyklus ist in Abbildung 6.10 dargestellt. Die Steigung der eBSS-Kurve ist durchweg flacher somit driften die beiden Kurven immer weiter auseinander. Am Ende des Zyklus beträgt der Energiebedarf des LS-Systems $0,179 kWh$, der des eBSS-Systems lediglich $0,153 kWh$. Dies entspricht einer zu erwartenden Einsparung von $14,5\%$.

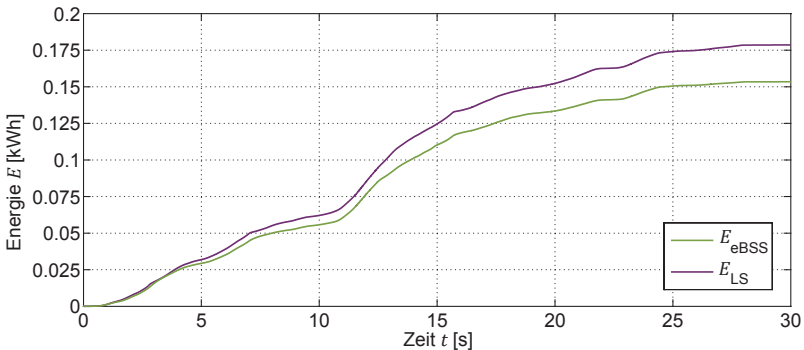


Abbildung 6.10: Energiebedarf des LS- und eBSS-Systems

Die benötigte Energie wird von einem Verbrennungsmotor bereitgestellt, dessen Drehzahl im vorliegenden Fall konstant ist. Das Simulationsmodell berechnet das erforderliche Eingangsmoment der Hydraulikpumpe. Mittels dieser beiden Werte kann eine Häufigkeitsverteilung im Betriebskennfeld des Verbrennungsmotors abgeleitet werden und mittels des spezifischen Kraftstoffverbrauchs b_e der absolute Kraftstoffverbrauch pro Betriebsstunde. Für eine theoretisch mögliche Zyklenzahl von 120 Stämmen pro Stunde ergibt dies einen Kraftstoffverbrauch von 7,4l/h für den Forstkran mit eBSS-Hydraulik gegenüber 8,5l/h für die entsprechende Referenzmaschine mit LS-Hydraulik. In der Realität fällt die Einsparung etwas geringer aus, da die Polter üblicherweise aus 15 bis 20 Holzstämmen bestehen und somit zwischen den einzelnen Poltern kurze Rüst- und Transferzeiten erforderlich sind.

6.6 Weiterführende Simulationen

Die weite Verbreitung konventioneller Load-Sensing Systeme und deren Ähnlichkeit zum elektrohydraulischen Bedarfsstromsystem in Bezug auf den grundlegenden Aufbau der Komponenten und die Einfachheit der lastunabhängigen Bedienung, prädestiniert auch die innovativen eBSS-Systeme für eine breite Verwendung in unterschiedlichen mobilen Arbeitsmaschinen.

Zur Abschätzung des Potentials, wurden im Rahmen nicht veröffentlichter studentischer Abschlussarbeiten, die in vorliegender Arbeit entwickelten Modelle, für Systemsimulationen eines Radladers /HEL 2012/, eines Teleskopladers /HEI 2012/ und eines Hydraulikbaggers /HAA 2014/ verwendet. Auch bei diesen Maschinengattungen stellen Load-Sensing Systeme den aktuellen Stand der Technik dar.

In einem iterativen Entwicklungsprozess durchliefen die Simulationsmodelle somit mehrere Optimierungsschleifen, die auch zur Verbesserung der ursprünglichen Forstkran-Simulation beitrugen. Die Ergebnisse der studentischen Arbeiten legen für typische Lastzyklen (Y-Zyklus nach /DEI 2009/ und Grabzyklus

nach /HOL 1998/) Effizienzsteigerungen in der gleichen Größenordnung wie die in Kapitel 6.5.4 ermittelten Werte nahe.

Im Zuge der Arbeit von HAAG wurde zudem die in Kapitel 4.7 entwickelte Idee einer Bedarfsstromsteuerung mit drehzahlvariabler Konstantpumpe simulativ untersucht /HAA 2014/. Die hierzu erforderliche Änderung des Simulationsmodells der Hydraulikpumpe ist in Abbildung 6.11 gezeigt. Die Verstellpumpe wird durch eine Konstantpumpe ersetzt, deren Antrieb ein drehzahl geregelter Asynchronmotor übernimmt. Dessen Drehzahl wiederum wird von einem Frequenzumrichter eingestellt. Vereinfacht lässt sich das Zeitverhalten dieses Frequenzumrichters als $PT2$ -Glied im Simulationsmodell abbilden. Die Dynamik einer realen ASM ist im Komponentenmodell hinterlegt. Unter Einbeziehung des maßgeblich druckabhängigen volumetrischen Wirkungsgrades η_{vol} der Konstantpumpe, kann deren erforderliche Drehzahl durch Division aus Volumenstromanforderung ΣQ_{sol} durch Schluckvolumen V_G berechnet werden.

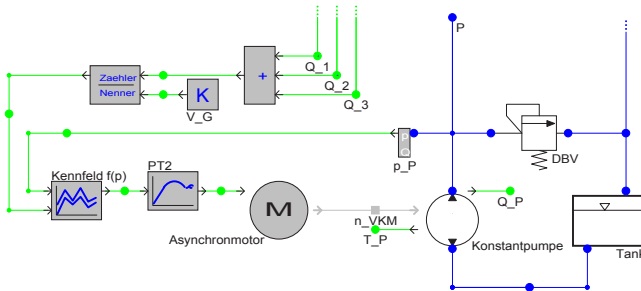


Abbildung 6.11: Modell der drehzahlvariablen Konstantpumpe

Im Gegensatz zum bisher untersuchten diesel-hydraulischen Antriebsstrang, ist die Grundlage des hier gezeigten Vergleichs folglich ein elektrisch-hydraulisches Antriebsmodell. Die Ergebnisse des simulativen Vergleichs der Bedarfsstromsysteme mit elektrohydraulischer Verstellpumpe und drehzahlvariabler Konstantpumpe erfordern eine eingehende Betrachtung der relevanten Komponentenwirkungsgrade, da diese, bei ansonsten gleichen Hydrauliksystemen, für Unterschiede beim Energiebedarf verantwortlich zeichnen.

Ausgehend von der bereitgestellten hydraulischen Ausgangsleistung P_{ab} , Formel (6.2), können die einzelnen Wirkungsgrade zum Systemwirkungsgrad zusammengesetzt werden, anhand dessen die elektrische Eingangsleistung des Frequenzumrichters P_{zu} ermittelt wird. Durch Integration über den betrachteten Lastzyklus, kann wiederum der Primärenergiebedarf kalkuliert werden.

Zur Berechnung des theoretischen Volumenstroms einer Hydraulikpumpe, werden zum effektiven Volumenstrom die Leckageverluste hinzu addiert. Diese werden nach Formel (6.3) durch den volumetrischen Wirkungsgrad η_{vol} berücksichtigt, der in erster Linie vom Druck und der Drehzahl, bei Verstellpumpen zusätzlich vom Schwenkwinkel, abhängig ist.

Analog dazu beschreibt der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad η_{hm} den Einfluss von Reibverlusten auf das Antriebsmoment, das an der Pumpeneingangswelle erforderlich ist, um den Systemdruck aufzubauen, Formel (6.4).

Nach /PAMU 2007/ verändern sich der hydraulisch-mechanische und der volumetrische Wirkungsgrad mit den Parametern Druck und Drehzahl gegenläufig. Wenn η_{vol} steigt, fällt η_{hm} und umgekehrt. Aufgrund der unterschiedlichen Freiheitsgrade zur VolumenstromEinstellung, die bei der Konstantpumpe durch die Variation der Drehzahl, bei der Verstellpumpe durch die Änderung des Schwenkwinkels erfolgt, weicht der Verlauf des hydraulischen Gesamtwirkungsgrades beider Systeme stark voneinander ab. Die ständig wechselnden Lastverhältnisse und Volumenstromanforderungen während des betrachteten Bagger-Grabzyklus, führen jedoch dazu, dass für keine der beiden Pumpen ein relevanter Effizienzvorteil zu verzeichnen ist. Der Unterschied der an der Eingangswelle benötigten Energie für einen Arbeitszyklus beträgt knapp 4% zu Gunsten der Konstantpumpe (siehe Abbildung 6.12). Werden darüber hinaus die Wirkungsgradkennfelder des Elektromotors und des Frequenzumrichters berücksichtigt, siehe Formeln (6.5) und (6.6), so schmilzt die Differenz weiter zusammen. Der mit der Drehzahl sinkende Wirkungsgrad des Elektromotors und der zusätzliche Energiebedarf zur Beschleunigung der rotierenden trägen Massen des Antriebsstranges bei Volumenstromänderungen, führen dazu, dass

die Eingangsleistungen beider Systeme und somit auch deren Energiebedarf, nahezu gleich sind.

$$P_{ab} = P_{hyd} = Q_{eff} \cdot p_0 \quad (6.2)$$

$$Q_{th} = n \cdot V_G = \frac{Q_{eff}}{\eta_{vol}(n, p, \alpha)} \quad (6.3)$$

$$T_{eff} = \frac{T_{th}}{\eta_{hm}(n, p, \alpha)} = \frac{V_G \cdot p_0}{2\pi} \cdot \frac{1}{\eta_{hm}} \quad (6.4)$$

$$P_{mech} = T_{eff} \cdot n \cdot 2\pi \quad (6.5)$$

$$P_{zu} = \frac{P_{mech}}{\eta_{ASM}(n, \frac{dn}{dt}, T) \cdot \eta_{FU}(\omega_s, P, I)} \quad (6.6)$$

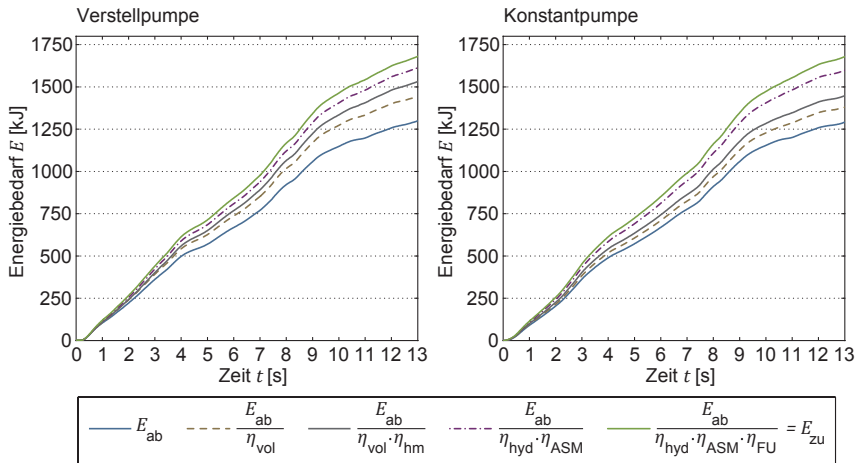


Abbildung 6.12: Energiebedarf der eBSS-Systeme mit Verstell- und Konstantpumpe unter Berücksichtigung der einzelnen Komponentenwirkungsgrade

Die Simulationen zeigen, dass abhängig von der gewünschten Antriebsstrangkonfiguration sowohl eBSS-Systeme mit elektrohydraulischer Verstellpumpe, als

auch mit drehzahlvariabler Konstantpumpe sinnvoll eingesetzt werden können. Zusätzliche Effizienzsteigerungen beim Wechsel zum Konstantpumpensystem sind jedoch nicht zu erwarten. Es sei denn, der entsprechende Lastzyklus weist relevante Leerlaufanteile des Hydrauliksystems auf, während derer der Elektromotor stillgesetzt werden kann.

6.7 Verifikation der Simulationsmodelle

Als Vorgriff auf Kapitel 7 steht an dieser Stelle die Verifikation der erstellten Simulationsmodelle anhand von vergleichenden Messungen mit Versuchen auf dem eBSS-Prüfstand.

Hierzu werden die Verbraucher des Simulationsmodells umparametriert und an die des Prüfstandes angepasst (vgl. Abbildung 7.1). Zudem wird die Wegregelung des Fahrermodells durch eine einfache, gesteuerte Wegvorgabe ersetzt. Sowohl für das eBSS-System mit Verstellpumpe, als auch mit Konstantpumpe, sind die Ergebnisse des Vergleichs für einen Parallelbetrieb dreier Verbraucher in Abbildung 6.13 gezeigt.

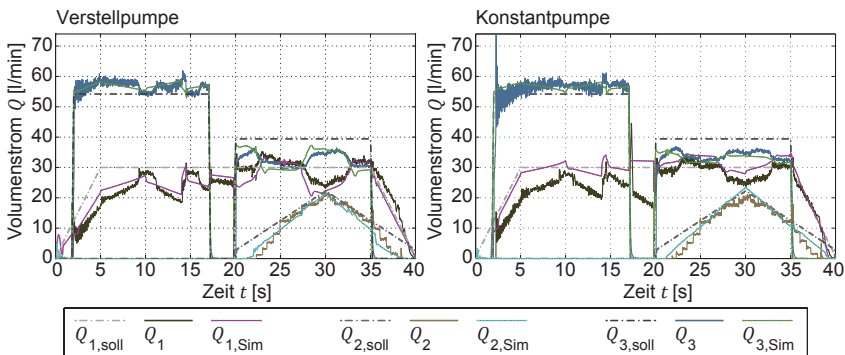


Abbildung 6.13: Vergleich der Volumenstromverläufe zwischen Simulation und Prüfstand

Die Darstellung zeigt, dass sich die Simulationen sehr ähnlich zu den realen Systemen verhalten. Die Volumenstromabweichungen trotz konstanter Vorgabe sind durch das Regelverhalten der nachgeschalteten Druckwaagen zu erklären, die bei stark schwankenden Lastvorgaben nicht komplett lastunabhängig arbeiten (vgl. Kapitel 7.2.3). Wichtig ist jedoch, dass sich Simulation und Prüfstand annähernd identisch verhalten und der Effekt jeweils bei beiden Kurven zu beobachten ist. Die exakte Nachbildung der Systemdynamik wird anhand der synchron steigenden und fallenden Flanken deutlich.

7 Validierung mittels Systemprüfstand

Zur Absicherung des simulativ ermittelten Systemverhaltens, aber insbesondere auch zur Anpassung der entwickelten Steuerungsalgorithmen an die realen Gegebenheiten, wird ein Systemprüfstand der konzipierten elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung aufgebaut.

7.1 Aufbau des Prüfstandes

Die Grundstruktur des Prüfstandes lässt sich prinzipiell in fünf Funktionsgruppen untergliedern, die z.T. jedoch ineinander verwoben sind:

- Asynchronmotor zur Aufprägung einer konstanten Antriebsdrehzahl
- Belastungseinrichtung bestehend aus vier verschiedenen Verbrauchern
- hydraulische und elektronische Komponenten der untersuchten elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung (vgl. Kapitel 7.1.1)
- Prüfstands-Steuerung zur Sollwertvorgabe von definierten Lastzyklen und Bewegungsprofilen (vgl. Kapitel 7.1.2)
- System zur Messdatenerfassung und Aufbereitung (vgl. Kapitel 7.1.3)

Der gesamte Schaltplan des Prüfstandes ist in Abbildung 7.1 dargestellt. Zur besseren Übersichtlichkeit wird auf die Darstellung analoger Signalleitungen zwischen der Mobilsteuerung (ECU) und den Stellgliedern bzw. den Sensoren verzichtet. Die Verbindungen sind lediglich durch kurze Pfeile angedeutet. Die CAN-Kommunikation zwischen der Steuerung und den Mikrocontrollern der Ventile, über die neben Sollventilstellungen auch Rückmeldungen zu Ventilpositionen und Verbraucherdrücken abgewickelt werden, ist durchgehend skizziert.

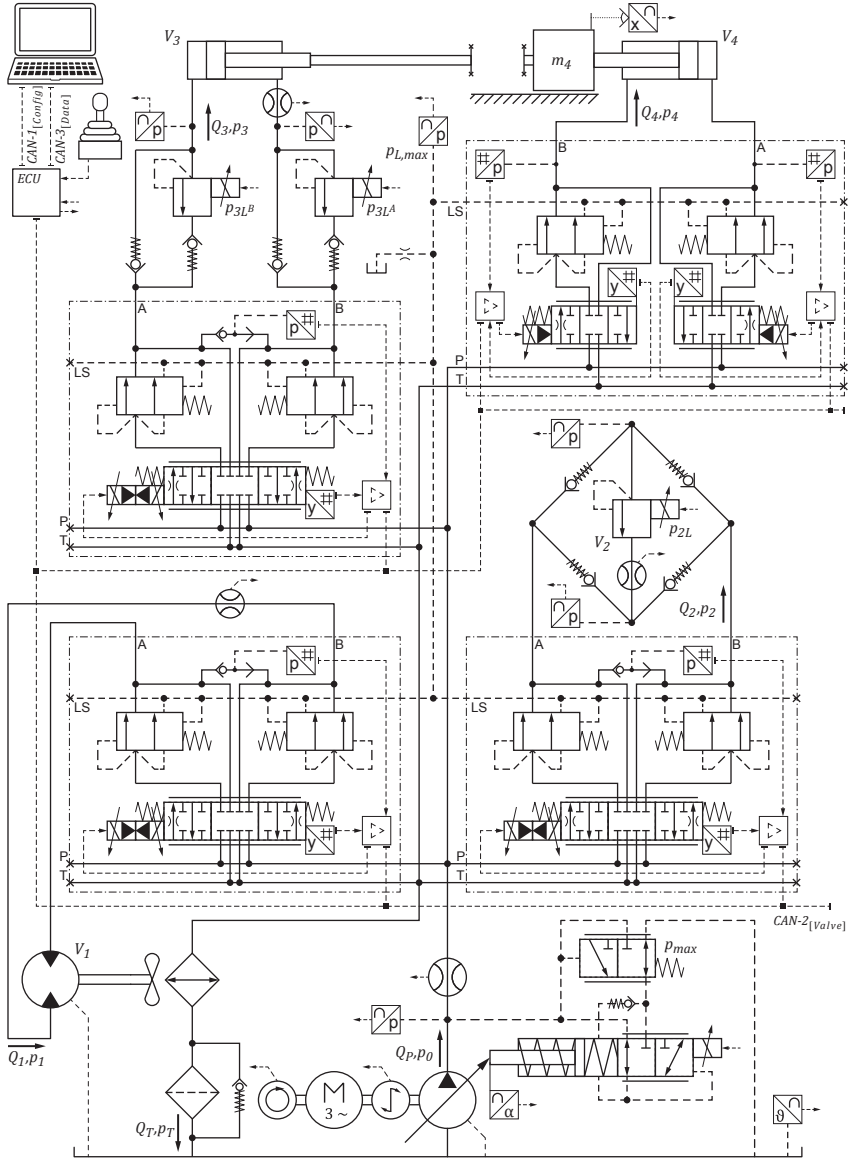


Abbildung 7.1: Schaltplan des eBSS-Prüfstandes

Der drehzahleregelte Elektromotor ist Teil des Antriebsstrangprüfstandes des Lehrstuhls für Mobile Arbeitsmaschinen in Karlsruhe. Es handelt sich um einen 3-Phasen-Kurzschlussläufer-Asynchronmotor für Umrichterbetrieb vom Typ DKOBZ 0610-4D der Firma VEM Sachsenwerk. Der Motor hat eine Leistung von 130 kW und eine Nenndrehzahl von 1781 min^{-1} /VEM 2007/. Zur Regelung der Drehzahl n benötigt der Frequenzumrichter des Prüfstandes eine aktive Drehzahlrückführung sowie das anliegende Drehmoment T . Beide Werte werden von einem Drehmoment-Messflansch Typ T40B der Firma HBM erfasst /HBM 2013/, dieser ist in Tabelle 7.2 auf Seite 125 näher spezifiziert. Er sitzt zwischen der Abtriebswelle des Elektromotors und der Kardanwelle zur Hydraulikpumpe, deren mechanische Eingangsleistung somit ebenfalls bekannt ist bzw. nach Formel (7.1) berechnet werden kann.

$$P_{\text{mech}} = T \cdot 2\pi \cdot n \quad (7.1)$$

Als Belastungseinrichtung verfügt der Prüfstand über vier hydraulische Verbraucher, die unterschiedliche Lastfälle darstellen können. Der Verbraucher V_1 ist ein Hydraulikmotor Typ A10FE mit einem konstanten Schluckvolumen von 45 cm^3 der Firma Bosch Rexroth /Bos 2006/. Dieser treibt das Lüfterrad des Rücklaufkühlers an. Beim Verbraucher V_2 handelt es sich um ein Proportional-Druckbegrenzungsventil Typ PDV 5 der Firma HAWE Hydraulik /HAW 2000/, das in einer Gleichrichterschaltung nach Art einer Graetz-Brücke verschaltet ist. Die Anordnung erlaubt die Durchströmung des Ventils in immer gleicher Richtung mit einem kontinuierlichen Volumenstrom. Durch die elektronische Verstellung des Öffnungsdruckes können variierende Lasten nachgebildet werden. Als weitere Verbraucher kommen zwei Differentialzylinder zum Einsatz. Um drückende Lasten zu imitieren, werden im Rücklauf von Verbraucher V_3 ebenfalls Proportional-Druckbegrenzungsventile integriert. Verbraucher V_4 verfährt die Lastmasse m_4 auf einem Schlitten. Über Zylinderaufnahmen an beiden Seiten der Masse können die zwei Zylinder gekoppelt werden und somit der Lastfall einer ziehenden Last simuliert werden.

7.1.1 Komponenten der Bedarfsstromsteuerung

Die Typisierung der elektrohydraulisch ansteuerbaren Verstellpumpe und des Steuerblocks findet sich in Kapitel 4.2. Die technische Spezifikation dieser Komponenten entspricht dem Lastenheft des Demonstrators (vgl. Kapitel 8) in den sie im Anschluss an die Versuchsläufe am Prüfstand eingebaut werden. Somit hat die Verstellpumpe ein maximales Schluckvolumen $V_{G,max}$ von 85 cm^3 , zudem verfügt sie über einen Schwenkwinkelsensor. Die Ansteuerung der Pumpe erfolgt über ein PWM-Signal, erfordert jedoch einen Mindestbetriebsdruck von 14 bar . Die Verstellung ist proportional zur Stromstärke. Sie beginnt bei einem Strom von 200 mA und erreicht den maximalen Schwenkwinkel bei 600 mA .

Die Schiebergrößen der Wegeventile sind entsprechend ihrer späteren Funktion im Forstkran gewählt (siehe Tabelle 7.1). Die Klassifizierung erfolgt anhand des maximalen Volumenstroms, der nach Herstellerangaben bei einem Druckabfall von $\Delta p = 12\text{ bar}$ über den komplett geöffneten Schieber fließt.

Tabelle 7.1: Schiebergrößen

Verbraucher	Funktion im Forstkran	Schiebergröße
V_1	Teleskop	125 l/min
V_2	Greifer	150 l/min
V_3	Wipparm	150 l/min
V_4	ohne	100 l/min

Die frei programmierbare Mobilsteuerung Typ ESX-3XM der Firma STW besteht aus einem 32-Bit Mikrocontroller, der in der verwendeten Ausbaustufe über insgesamt 31 konfigurierbare Multifunktions-Eingänge verfügt, die entweder als Spannungs-, Strom- oder Frequenzeingang dienen. Elektronische Aktoren können über 28 Digital/PWM-Ausgänge mit Strommessung angesteuert werden. Zudem verfügt sie über einen stabilisierten Spannungsausgang, beispielsweise zur Versorgung externer Sensoren. Das Steuergerät besitzt weiterhin 4 CAN-Schnittstellen, die unabhängig voneinander und mit verschiedenen Protokollen

und Baudraten verwendet werden können. Im Rahmen der Entwicklung der Bedarfsstromsteuerung wird der Bus $CAN1_{[Config]}$ rein zur Konfiguration der Mobilsteuerung, zur Optimierung der Steuerungs-Software im laufenden Betrieb sowie zum Hochladen von Softwareversionen verwendet. Zur Kommunikation mit den Wegeventilen wird ein eigener CAN-Bus aufgebaut, $CAN2_{[Valve]}$. Ein weiterer Bus, $CAN3_{[Data]}$, dient zum Datenaustausch mit dem PC, der zur Prüfstands-Steuerung und Messdatenerfassung verwendet wird. /STW 2010/

Die Programmierung der Software erfolgt in der Hochsprache ‚C‘. Die direkte Umsetzung des in der Simulation entwickelten Steuerungskonzeptes (vgl. Kapitel 6.4) auf die Mobilsteuerung, schon während der Optimierungsphase, schränkt einerseits die Flexibilität ein, andererseits zeigen sich Programmierungsfehler bereits in der geschützten Prüfstands Umgebung. Zur Inbetriebnahme des Demonstrators sind lediglich noch marginale Anpassungen der CAN-Identifizierer erforderlich, um dessen 2-Kreis Hydraulik ansteuern zu können.

7.1.2 Ansteuerung des Prüfstandes

Die Ansteuerung des Hydrauliksystems kann über drei verschiedene Kanäle erfolgen. Der Realität am nächsten kommt hierbei die Ansteuerung über einen analogen Joystick, über den drei Verbraucherachsen des Prüfstandes kontrolliert werden können. Der Joystick ist über Spannungseingänge direkt an der Mobilsteuerung angeschlossen.

Ein mit dem Software-Werkzeug CANoe der Firma Vector Informatik erstelltes virtuelles Bedienterminal auf dem Prüfstands-PC ermöglicht die direkte Positionierung der Ventilschieber über Schieberegler. Des Weiteren kann hierüber die Antriebsdrehzahl und der Schwenkwinkel der Verstellpumpe variiert sowie statische Lastvorgaben an die Verstell-DBVs gesendet werden. Ferner ermöglicht CANoe die Online-Darstellung relevanter Systemparameter auf digitalen Anzeigeelementen und Graphen, die mit der Versuchszeit mitlaufen. /VEC 2013/

Zur Anbindung des PCs an den CAN-Bus wird ein Interface vom Typ VN1630 verwendet, das ebenfalls von Vector Informatik stammt /VEC 2012/. Die dritte

Variante Bedienervorgaben an die Bedarfsstromsteuerung zu senden nutzt ebenfalls dieses Schnittstellen-Modul. Hierzu werden in MATLAB/Simulink beliebige Prüfzenarien aus Sollwegvorgaben und Lastprofilen erstellt und mit den Funktionsblöcken der integrierten *Vehicle Network Toolbox /MAT 2013/* zu CAN-Botschaften verpackt. In Abbildung 7.2 ist das Simulink-Simulationsmodell gezeigt, das während der Versuchsläufe mit dem *Windows Realtime Kernel* synchronisiert werden muss, um in Echtzeit abzulaufen. Die Vorgaben werden zuvor in Form von Kennfeldern über ein eigens programmiertes GUI im MATLAB-Workspace hinterlegt. Dieses Vorgehen ermöglicht die wiederholte Durchführbarkeit von Versuchsläufen mit definierten Eingangsparametern und führt zu reproduzierbaren Versuchsergebnissen.

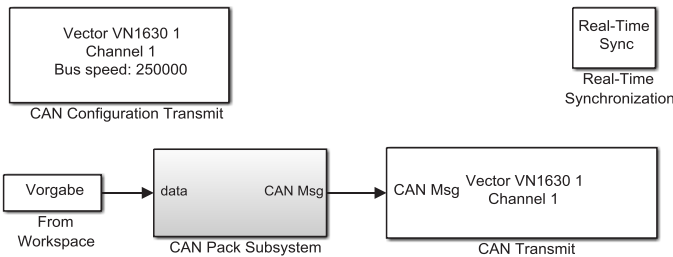


Abbildung 7.2: Simulink-Modell zur Prüfstands-Steuerung

Im ‚*CAN Pack Subsystem*‘ werden jeweils 4 Vorgabewerte zu einer CAN-Botschaft zusammengesetzt und dann vom ‚*CAN Transmit*‘-Block auf den Bus gelegt. Mit dem Verweis auf die einschlägige Fachliteratur /LAOB 2011/ wird an dieser Stelle auf eine ausführliche Erklärung zum genauen Aufbau von CAN-Nachrichten, sowie zum CAN-Bus allgemein, verzichtet.

7.1.3 Messkonzept

Zur Erfassung aller relevanten Systemparameter wurde ein schlankes, jedoch äußerst effizientes Messkonzept entwickelt. Dieses besteht aus der Datenerfassung über Sensoren, der Datenaufbereitung sowie der Datenspeicherung.

Insgesamt werden 63 verschiedene Parameter im Messschrieb gespeichert. Neben den reinen Sensorwerten (siehe Abbildung 7.1) werden zusätzlich sämtliche Vorgabewerte und zum Teil auch berechnete Größen, wie der angeforderte Pumpenvolumenstrom, dokumentiert. Die technischen Daten der im Prüfstand verbauten Sensoren sind in Tabelle 7.2 detailliert aufgeführt.

Tabelle 7.2: Spezifikation der verwendeten externen Sensoren

Messgröße	Sensortyp	Hersteller	Messbereich	Genauigkeit
Drehmoment	T40B	HBM	0 .. 500 Nm	$\pm 0,02 \%$
Drehzahl	T40B	HBM	0 .. 20.000 min ⁻¹	$\pm 0,05$ Grad
Volumenstrom	RS400	VSE	1 .. 400 l/min	$\pm 0,5 \%$
Volumenstrom	RS100	VSE	1 .. 100 l/min	$\pm 0,5 \%$
Volumenstrom	RE4 - 300	Hydrotechnik	9 .. 300 l/min	$\pm 0,5 \%$
Druck	M01	STW	0 .. 400 bar	$\pm 0,5 \%$
Temperatur	ETS 7200	Hydac	-25 .. +100 °C	$\pm 1,0 \%$
Position	efector200	ifm	0,2 .. 10 m	± 15 mm

Die verwendeten Volumenstromsensoren messen nach dem widerstandsarmen Schraubenspindelprinzip /VSE 2012/ bzw. mittels Messturbinen /HYD 2002/. Sie haben jeweils Frequenzausgänge mit Rechtecksignal. Die Druck- /STW 2013/ und Temperatursensoren /HYD 2013/ liefern Stromwerte zwischen 4..20 mA, der Ausgang des Laser-Positionssensors /IFM 2012/ liefert einen Spannungswert zwischen 0..10 V. In den Messschrieb werden weitere Messwerte von nicht näher spezifizierten Sensoren aufgenommen. Speziell sind dies die Daten der internen Druck- und Wegaufnehmer in den Ventilen, die als CAN-Botschaften zur Verfügung stehen, sowie des Schwenkwinkelsensors in der Verstellpumpe, der einen Spannungsausgang mit 0,5..4,5 V hat.

Abgesehen von den Drücken werden die Messwerte für keine der eBSS-Funktionalitäten (vgl. Kapitel 4) benötigt und dienen rein zur Dokumentation und Überprüfung der angestrebten Systemfunktionen. Nichtsdestotrotz sind alle Sensoren an die Mobilsteuerung angeschlossen. Neben der eigentlichen Systemsteuerung

bildet diese zudem die Schlüsselkomponente bei der Messdatenerfassung. In der Steuerung werden die analogen Eingangssignale in ihre entsprechenden Zieleinheiten konvertiert. Die Daten werden zu Viererblöcken geclustert und jeweils alle 10 ms per CAN-Botschaft versendet. Dies entspricht einer Abtastrate von 100 Hz , was bei systemtechnischen Fragestellungen selbst für Druckwerte ausreichend ist, um das Übertragungsverhalten hinreichend genau beurteilen zu können.

Die in einer Datenbank spezifizierten CAN-Botschaften mit Messdaten werden, erneut mit Funktionsblöcken der *Vehicle Network Toolbox*, im Simulink-Simulationsmodell vom Bus gefiltert und entpackt (siehe Abbildung 7.3). Anschließend wird die Messreihe als MATLAB *timeseries object* zur Auswertung abgelegt.

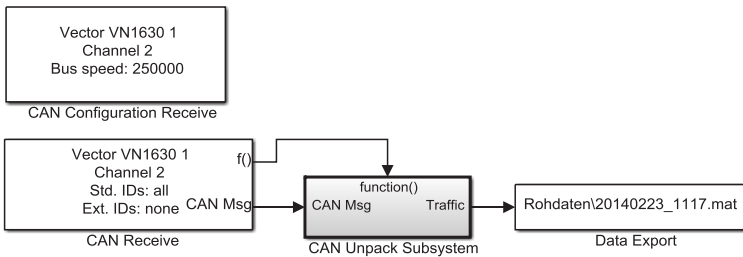


Abbildung 7.3: Simulink-Modell zur Messdatenerfassung

Die beschriebene Vorgehensweise ermöglicht die Erfassung von Messdaten mit hoher Datenqualität, trotz niedrigem Speicherplatzbedarf und reduziertem Komponentenaufwand. Die direkte Abspeicherung in einem MATLAB Datenformat (**.mat*) verringert zudem deutlich den Zeitbedarf zur Auswertung der Versuchsergebnisse.

7.2 Übertragungsverhalten

Die Versuche am Prüfstand ermöglichen die Erfassung des Übertragungsverhaltens, sowohl der einzelnen Komponenten, als auch des gesamten Bedarfsstromsystems. In mehreren Rekursionsschleifen, bestehend aus

Versuchsdatenauswertungen und Optimierungen des Steuerungsprogramms, werden die Subsysteme aufeinander abgestimmt und zu einem funktionierenden Ganzen verbunden. Zur Dokumentation dieses Prozesses sowie der erzielten Ergebnisse sollen im Folgenden ausgewählte Versuchsläufe dargestellt und diskutiert werden. Auf die übliche Glättung der Volumenstromverläufe wird in den Darstellungen bewusst verzichtet, um den zeitlichen Verlauf der Volumenstromänderungen nicht zu verfälschen.

7.2.1 Einfluss der individuellen Schieberkennlinie

In Kapitel 4.3 ist das Vorgehen zur Ermittlung der individuellen Schieberkennlinien beschrieben, die in der integrierten Ventilelektronik hinterlegt werden können. Exemplarisch ist in Abbildung 7.4 der Einfluss ebendieser Kennlinie auf den Druck- und Volumenstromverlauf des Verbrauchers V_2 (vgl. Abbildung 7.1) bei linear sinkender Volumenstromanforderung gezeigt. Der Lastdruck p_2 entspricht dem Durchflusswiderstand des Verstell-DBVs, das auf 30 bar eingestellt ist, zuzüglich der Leitungs- und Sensorwiderstände. Sein Verlauf ist mit der Federkennlinie und dem Strömungskraftverlauf des DBVs erklärbar.

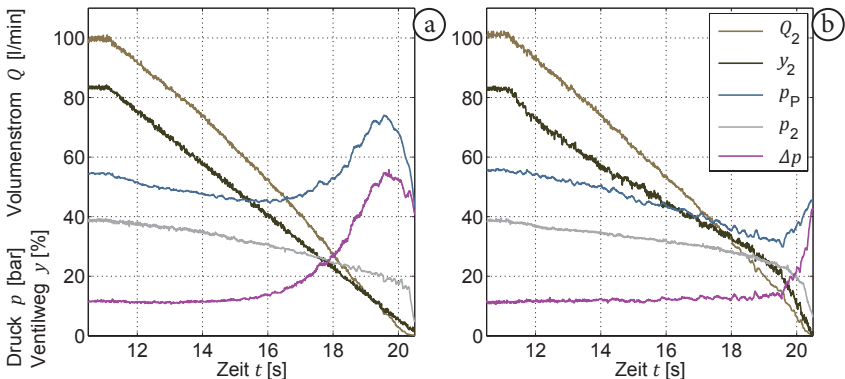


Abbildung 7.4: Druck- und Volumenstromverlauf ohne |a und mit |b hinterlegter, charakteristischer Schieberkennlinie

Die linke Grafik |a zeigt den ebenfalls linear abnehmenden Ventilweg y_2 . Da der Volumenstrom von der Verstellpumpe aufgeprägt wird, beschreibt der Druckverlauf p_p die Nichtlinearität zwischen Ventilweg y und Öffnungsquerschnitt A_0 . Infolgedessen ist die Druckdifferenz Δp über die Messblende nicht konstant und der Volumenstrom über den Verbraucher nimmt nicht linear ab, sondern beschreibt einen eher S-förmigen Verlauf. Im Gegensatz dazu zeigt die rechte Grafik |b einen nahezu konstanten Verlauf der Druckdifferenz Δp sowie den linear abnehmenden Verbrauchervolumenstrom Q_2 . Am Ventilweg y_2 wird die hinterlegte Schieberkennlinie deutlich. Diese ist über 11 Stützstellen definiert, zwischen denen linear interpoliert wird. Die Ungenauigkeit dieser Modellierung wird jedoch nur bei sehr kleinen Volumenströmen deutlich, hier kommt es zu einem Anstieg der Druckdifferenz und damit des Pumpendrucks. Der Einfluss auf die Energieeffizienz des Gesamtsystems ist jedoch vernachlässigbar klein, die Feinsteuerbarkeit bleibt komplett unbeeinflusst.

7.2.2 Reaktions- und Verstellzeiten

Pumpe und Ventile besitzen konstruktionsbedingt eine unterschiedliche Dynamik bei ihrer jeweiligen Verstellung, die zudem von der ausgeführten Bewegungsrichtung abhängen kann. So hängt die Rückschwenkzeit der Pumpe maßgeblich vom Aufbau des Steuerdrucks ab, die Ausschwenkzeit hingegen wird von der Charakteristik der Feder bestimmt, welche die Schwenkwiege verstellt und zusätzlich das Öl aus dem Steuerkolben verdrängen muss.

Sind diese Dynamiken jedoch bekannt, besteht einer der großen Vorteile der elektrohydraulischen Komponenten darin, dass die Maschinensteuerung die Unterschiede ausgleichen kann. Synchroner Verstellungen werden somit immer mit der Geschwindigkeit des jeweils langsamsten Teilsystems ausgeführt. In diesem Kontext zeigt Abbildung 7.5 die Volumenstromänderung bei sprunghaften Änderungen der angeforderten Fördermenge. Am sanften Anstieg bzw. Abfall des Druckverlaufes p_p wird erkennbar, dass die Verstellung des Ventilweges y_2 und des Schwenkwinkels α_p optimal aufeinander abgestimmt sind.

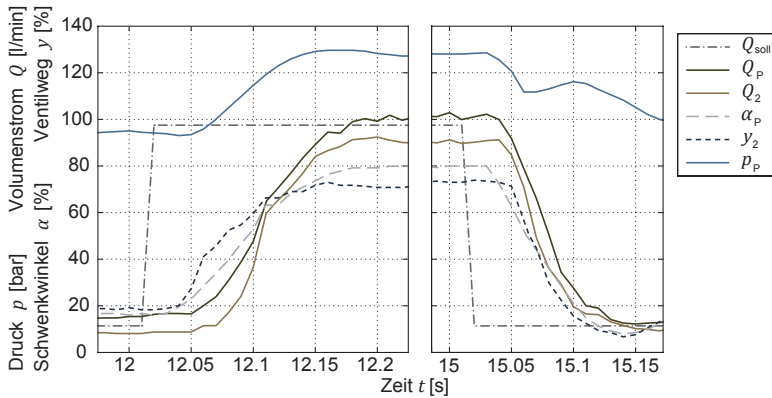


Abbildung 7.5: Sprunghafte Änderungen der Volumenstromanforderung Q_{soll}

Zudem erlaubt die Abbildung Rückschlüsse auf die erreichbaren, absoluten Reaktions- und Verstellzeiten der elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung zu ziehen. Sowohl beim Aus- als auch beim Einschwenken ist eine Änderung des Volumenstroms bereits nach etwa 50 ms feststellbar. Trotz des großen Schwenkbereichs ist die Verstellung von 10 auf 100 l/min innerhalb von 150 ms abgeschlossen. Abgesehen von einem kleinen Einschwingvorgang, erfolgt die Rückstellung innerhalb von 100 ms .

7.2.3 Parallelbetrieb

Der typische Betriebszustand der elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung, bzw. mobilhydraulischer Systeme allgemein, ist die gleichzeitige Versorgung mehrerer Verbraucher mit unterschiedlichem Volumenstrombedarf sowie unterschiedlichen Lastdrücken. Hierbei unterliegen sowohl die Anforderungen, als auch die Belastungen einer ständigen Änderung. Durch die Verwendung von Individual-Druckwaagen an den Ventilsektionen der einzelnen Verbraucher ist der Druckabfall über alle aktiven Messblenden gleich. Somit ist die Volumenströmteilerung theoretisch lastunabhängig und erfolgt im Verhältnis der Ventilöffnungen. In /DJU 2007/ wird dargelegt, warum die theoretisch lastunabhängige

Volumenstromverteilung, eben doch eine gewisse Abhängigkeit von den Differenzen der einzelnen Lastdrücke und dem Volumenstromverhältnis aufweist. Der Zusammenhang zwischen Druckwaagenstellung und Federkraft kann laut DJUROVIC bei Schaltungen mit vorgeschalteten Druckwaagen zu Abweichungen von 9 % bei der Genauigkeit der Volumenstromteilung führen. Ein entsprechender Effekt ist auch bei den im Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführten Versuchen zu beobachten und in Abbildung 7.6 dokumentiert. Da die Gesamtmenge des Volumenstroms im vorgestellten Bedarfsstromsystem von der Pumpe aufgeprägt wird und die verwendeten Ventile durch die nachgeschalteten Druckwaagen als Stromteiler (vgl. Kapitel 3.5.3) arbeiten, kann die relative Abweichung vom Sollwert, insbesondere bei Verbrauchern mit niedrigem Volumenstrombedarf, auch zweistellige Prozentbereiche annehmen. Es wird dennoch davon ausgegangen, dass Ungenauigkeiten in dieser Größenordnung vom Maschinenbediener nicht wahrgenommen bzw. unbewusst ausgeregelt werden.

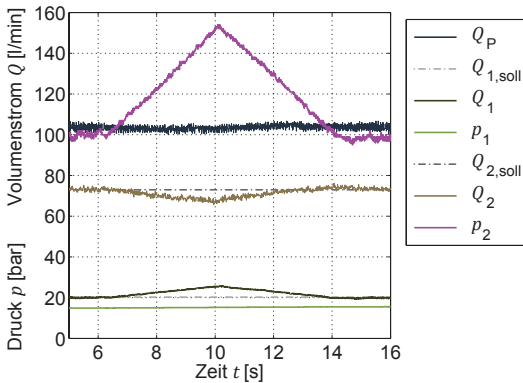


Abbildung 7.6: Einfluss der Verbraucherbelastung auf die Stromteilungsgüte der Individual-Druckwaagen

Der Einsatz der nachgeschalteten Druckwaagen ist dennoch vorteilhaft, da die Ventile in einem künstlichen Unterversorgungszustand betrieben werden können. Hierdurch sinkt die Druckdifferenz über die Messblenden und die Verlustleistung nimmt ab. Laut Hersteller funktioniert die Volumenstromteilung bis zu

einer minimalen Druckdifferenz von 4 bar zuverlässig und präzise. Im Gegensatz zum Prinzip der Stromregelung der einzelnen Verbrauchervolumenströme kann es jedoch bei der Stromteilung des Gesamtvolumenstroms zur unerwünschten Beeinflussung der Verbraucher untereinander kommen. Deshalb müssen während der Verstellung des Volumenstroms Pumpe und Ventilschieber möglichst synchron verstellt werden. Abbildung 7.7|a zeigt den treppenförmigen Anstieg des Verbrauchervolumenstroms Q_2 , ohne relevante Beeinflussung des Volumenstroms Q_1 zum Lüftermotor. In Abbildung 7.7|b ist der Parallelbetrieb von drei Verbrauchern dargestellt. Bei Sekunde 10 wird Verbraucher 2 zugeschaltet, der Volumensensor von Verbraucher 3 zeigt daraufhin eine Volumenstromspitze im Verlauf von Q_3 . Die gleichzeitig erfolgte Wegmessung zeigt jedoch einen weiterhin kontinuierlichen Verlauf der Zylinderposition x_3 . Bei Sekunde 18 wird das Ausfahren des Zylinders abrupt beendet, es zeigen sich Volumenstromspitzen bei Q_1 und Q_2 . Hingegen dem realen System, einem Kranarm, besitzt insbesondere Verbraucher 2, der von einem Proportional-DBV repräsentiert wird, keine Massenträgheiten. Es wird angenommen, dass der Prüfstand somit eine *Worst-Case* Darstellung widerspiegelt. Die gegenseitigen Beeinflussungen der Verbraucher fallen am Demonstrator geringer aus. Das System reagiert hingegen eher mit Druckspitzen auf Synchronisierungsdifferenzen.

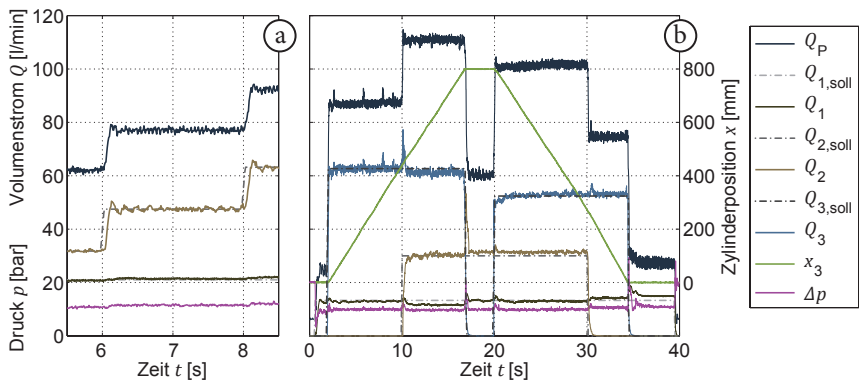


Abbildung 7.7: Parallelbetrieb mehrerer Verbraucher

In der Abbildung ist erkennbar, dass der Zylinder trotz geringerem Pumpenvolumenstrom gleich schnell ein- und ausfährt. Dies ist auf das Kolbenflächenverhältnis des Differentialzylinders zurückzuführen. Zur übersichtlicheren Darstellung wird der auf der Kolbenseite gemessene Verbrauchervolumenstrom Q_3 entsprechend umgerechnet.

7.2.4 Unterversorgung

Bei der entwickelten elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung kann zwischen einer künstlich herbeigeführten Unterversorgung der Ventile (vgl. Kapitel 4.3) und einer Unterversorgung des gesamten Systems durch Pumpensaturierung unterschieden werden. Unter Ausnutzung der prinzipbedingten „sozialen Mengenverteilung“ der nachgeschalteten Druckwaagen, ist der auftretende Effekt der gleichmäßigen Reduzierung aller Verbrauchervolumenströme unter Beibehaltung des Teilungsverhältnisses jedoch bei beiden Zuständen derselbe. Ein entsprechender Verlauf beim Parallelbetrieb zweier Verbraucher ist in Abbildung 7.8 dargestellt. Die Abweichungen der Proportionalität der Volumenströme zu ihren jeweiligen Sollwerten lässt sich durch parasitäre Einflüsse auf das Regelverhalten der Druckwaagen begründen (vgl. Kapitel 7.2.3).

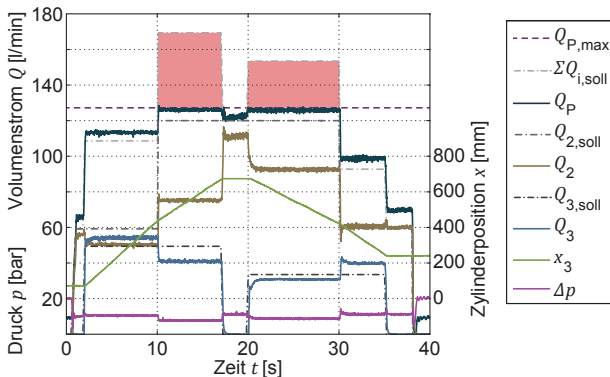


Abbildung 7.8: Unterversorgung durch Pumpensaturierung

In den Zeiträumen zwischen Sekunde 10 und 18, sowie zwischen Sekunde 20 und 30 übersteigt die Summe der Verbraucheranforderungen $\Sigma Q_{i,\text{soll}}$ den Volumenstrom $Q_{P,\text{max}}$, den die Pumpe bei der gewählten Drehzahleinstellung und voll ausgeschwenkt, maximal liefern kann. Deutlich erkennbar ist sowohl die Unterversorgung beider Verbraucher, als auch die Verlangsamung der Zylinderbewegung sowie das Absinken der Druckdifferenz Δp auf unter 7 bar.

7.2.5 Zylinder-Endanschlag

Die auftretende Problematik beim Erreichen der Endanschläge linearer Verbraucher und der angestrebte Lösungsweg sind in Kapitel 4.5.1 grundlegend dargestellt. Abbildung 7.9 zeigt die Reaktion des Gesamtsystems auf das Ansprechen des implementierten Reglers. Im veranschaulichten Beispiel ist der softwaremäßig eingestellte Maximaldruck von Verbraucher 3 auf 75 bar eingestellt. Zum Zeitpunkt $t = 16,9\text{s}$ erreicht der Zylinder seinen Endanschlag und es kann kein weiterer Volumenstrom mehr zum Verbraucher fließen.

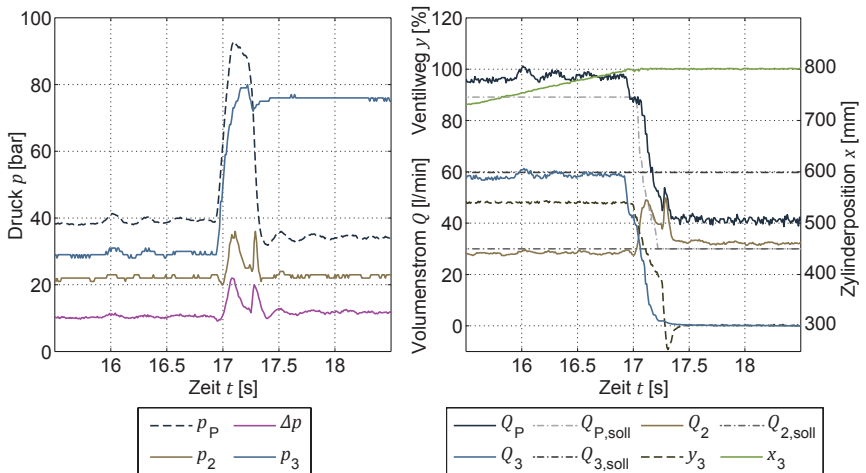


Abbildung 7.9: Druckregelmodus beim Erreichen des Zylinder-Endanschlags

In der Folge steigen zunächst der Verbraucherdruck p_3 sowie der Pumpendruck p_p an. Der Regler wird aktiv, übersteuert die Volumenstromanforderung $Q_{3,\text{soll}}$ und schließt das Wegeventil nahezu, wodurch auch die Lastmeldeleitung der Ventilektion unterbrochen wird. Der Pumpendruck wird fortan vom ebenfalls aktiven Verbraucher 2 bestimmt. Da die integrierte Ventilelektronik in der aktuellen Ausbaustufe den Reglerstatus nicht explizit an die Steuerung meldet, muss diese den Druckregelmodus anhand des Systemverhaltens erkennen. Steigt der Verbraucherdruck in den Bereich seines eingestellten Maximaldruckes, weichen Soll- und Ist-Position des Schiebers stark voneinander an und bewegt sich der Schieber in schließende Richtung, wird auch der Pumpenvolumenstrom auf den aktuellen Bedarf reduziert. Während dieser Detektionszeit kommt es zu einer leichten Beeinflussung von Verbraucher 2.

7.2.6 Ziehende Lasten

Die Lastkraft ziehender, oder aktiver⁴ Lasten wirkt in Bewegungsrichtung des Zylinders, dessen Geschwindigkeit somit von der Drosselung des abfließenden Volumenstroms an der Tankkante bestimmt wird. Ist diese Drosselung zu gering, bewegt sich der Zylinder schneller als gewünscht. Der in die andere Zylinderkammer nachströmende Volumenstrom, welcher der eigentlichen Geschwindigkeitsanforderung entspricht, reicht nicht mehr aus und es baut sich ein Unterdruck auf. Dies kann zu Kavitationsproblemen führen.

Zum Nachweis dessen, dass bei der Systemauslegung der elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung ein gelungener Kompromiss zwischen Drosselverlusten und Steuerbarkeit (vgl. Kapitel 3.6) gefunden wurde, der ein robustes Übertragungsverhalten trotz wechselnder Lasten ermöglicht, werden Versuchsläufe mit gekoppelten Verbrauchern 3 und 4 durchgeführt. Abbildung 7.10 zeigt das Systemverhalten während eines entsprechenden Versuchs. Mittels des zugehörigen Verstell-DBVs wird eine drückende Last am Zylinder 3 simuliert, die einem Lastdruck von 50 bar entspricht. Der Zylinder wird zunächst eingefahren und dann

⁴ Definition aktiver/passiver Lasten nach /STE 2010/

wieder zurück in seine Ausgangsposition gebracht. Währenddessen ist Zylinder 4 in Schwimmstellung und wird mitbewegt. Bevor jedoch Zylinder 3 zum Zeitpunkt t_2 erneut einfährt wird zum Zeitpunkt t_1 Verbraucher 4 mit einer Volumenstromanforderung beaufschlagt, die einer etwas schnelleren Geschwindigkeit entsprechen würde, als beim ersten Einfahren. Da jedoch Verbraucher 3 noch blockiert ist, steigt der Druck p_{4A} auf seinen softwareseitig eingestellten Maximaldruck von 80 bar . Sobald auch der Ventilschieber von Verbraucher 3 geöffnet wird, setzen sich die gekoppelten Zylinder in Bewegung. Aufgrund der speziellen Prüfstandsarchitektur wirkt Verbraucher 4 bei dem gewählten Volumenstromverhältnis im Zeitraum t_2 bis t_3 als ziehende Last auf Verbraucher 3. Dessen Volumenstromanforderung endet zum Zeitpunkt t_3 und der Druckregelmodus von Verbraucher 4 wird erneut aktiv, bis auch dessen Ventilschieber geschlossen wird.

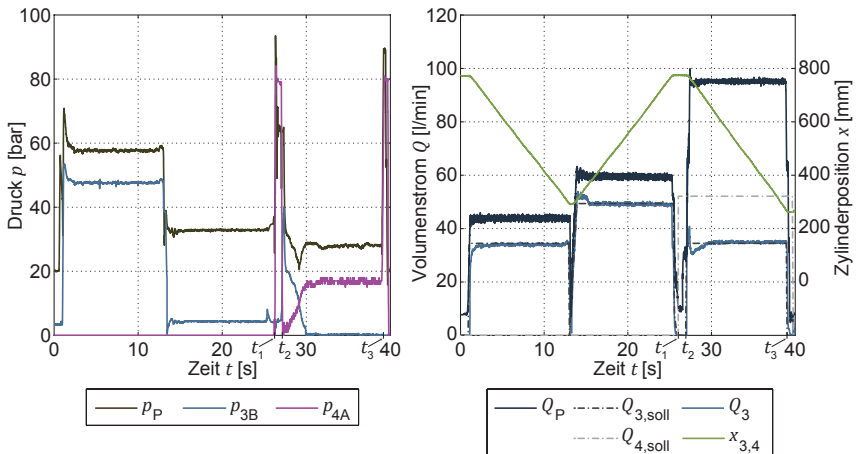


Abbildung 7.10: Systemverhalten bei wechselnder Lastrichtung

Die Abbildung zeigt, dass trotz unterschiedlicher Lastrichtungen der Zylinder 3 nahezu gleich schnell, bzw. im gleichen Zeitraum gleich weit verfährt.

7.3 eBSS-System mit geteiltem Ventilschieber

Anhand von Verbraucher 4, dessen Ventilsektion über einen geteilten Schieber verfügt (siehe Abbildung 7.1), lässt sich der in Kapitel 3.6 beschriebene *Hauptmodus* von Systemen mit getrennten Steuerkanten untersuchen. Zur Validierung der zugehörigen theoretischen Betrachtungen aus Kapitel 4.6, werden drei verschiedene Teilversuche durchgeführt, deren Ergebnisse in Abbildung 7.11 dargestellt sind. Zunächst wird die Tankkante analog zur Zulaufkante geöffnet |a. Anschließend wird die Tankkante passend zum Kolbenflächenverhältnis weiter aufgesteuert bzw. weiter geschlossen |b und schließlich komplett geöffnet |c.

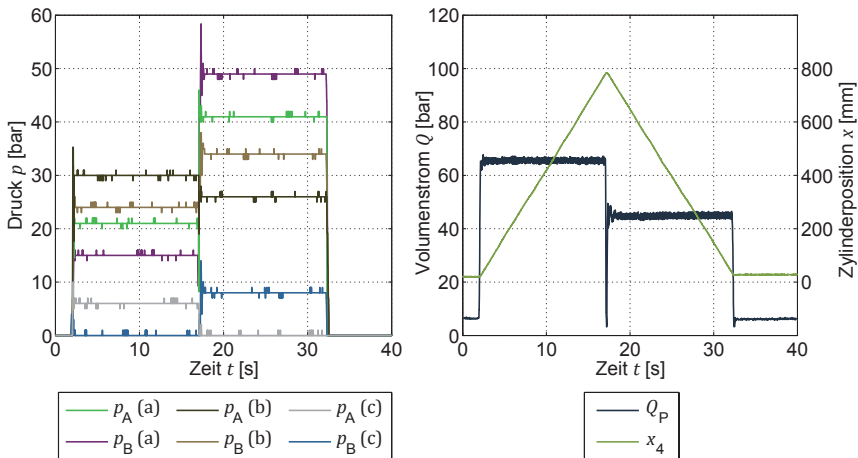


Abbildung 7.11: Variierendes Druckniveau durch separate Ansteuerung der Tankkante: analog zur Zulaufkante |a, im Verhältnis der Kolbenflächen |b und komplett geöffnet |c

Die Höhe des Druckes, der erforderlich ist, um eine Last zu heben, hängt neben der Last selbst, zusätzlich von den Druckabfällen über Zulaufsteuerkante, Druckwaage und Tankkante sowie den Leitungsverlusten ab und kann folglich als eine Reihenschaltung von Widerständen interpretiert werden. Im beschriebenen Versuch wurde der Zylinder ohne Last verfahren. Unter der Annahme,

dass Leitungsverluste aufgrund der großen Schlauchquerschnitte vernachlässigt werden können, entspricht der Druckverlauf $p_1(c)$ rein dem Druckabfall über Zulaufsteuerkante und Druckwaage. Wird die Tankkante passend zum Kolbenflächenverhältnis aufgesteuert, steigt der Druck $p_1(b)$ nahezu im gleichen Verhältnis. Wird sie jedoch analog zur Zulaufkante geöffnet, ist sie folglich beim Ausfahren eigentlich zu weit offen für den aus der Stangenseite abfließenden Volumenstrom und der Druck $p_1(a)$ nimmt kaum zu. Beim Einfahren hingegen steigt der Druck deutlich an, da aus der Kolbenseite ein sehr viel größerer Volumenstrom abfließen muss.

Bei der Betrachtung des Einsparpotentials durch die Reduzierung des Differenzdruckes zwischen Pumpendruck und höchstem Lastdruck, dem ursprünglichen Ziel der elektronischen Bedarfsstromsteuerung, bleiben die getrennten Steuerkanten zunächst unberücksichtigt. Der Pumpendruck liegt etwa 10 bar über dem höchsten Lastdruck. Wie durch die in diesem Kapitel beschriebenen Versuche gezeigt, lässt sich durch die Verwendung getrennter Steuerkanten, für bestimmte Lastfälle, der Lastdruck an sich absenken und somit weiteres Einsparpotential erschließen.

7.4 eBSS-System mit Konstantpumpe

Zum Test des Bedarfsstromsystems mit drehzahlvariabler Konstantpumpe wird die Volumenstromversorgung des Prüfstands nach Abbildung 4.9 umgebaut. Die Steuerung rechnet den benötigten Volumenstrom fortan nicht mehr in einen äquivalenten Schwenkwinkel, sondern in eine Solldrehzahl um. Diese wird von der Drehzahlregelung des Antriebsstrangprüfstandes durch Variation der Ausgangsfrequenz des Frequenzumrichters eingestellt.

Bezüglich des Übertragungsverhaltens stellt sich die Frage, ob der Elektromotor die erforderliche Dynamik aufbringen kann, um Volumenstromanforderungen hinreichend schnell bedienen zu können. Den Beleg liefert Abbildung 7.12, in der die Volumenstromänderungsrate von Konstantpumpen- und

Verstellpumpensystem gegeneinander aufgetragen ist. Die Reaktion auf das Ausschwenken der Verstellpumpe ist unbedeutende 30 ms früher zu beobachten als diejenige, die auf die Drehzahlerhöhung der Konstantpumpe erfolgt. Bei der Reduzierung des Volumenstroms liegen die Kurven der beiden Systeme nahezu aufeinander.

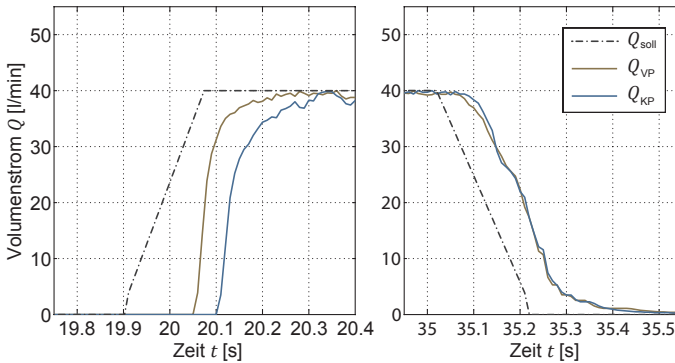


Abbildung 7.12: Vergleich der Reaktion von Konstant- und Verstellpumpensystem auf Änderungen der Volumenstromanforderung Q_{soll}

Zusätzlich liefert die bereits zur Validierung der Simulationsmodelle herangezogene Abbildung 6.13 Aufschlüsse zum Systemverhalten. Beide Pumpen versorgen die Verbraucher in ähnlicher Weise mit Öl und reagieren vergleichbar auf äußere Lasteinflüsse. Es fällt jedoch auf, dass das Konstantpumpensystem etwas schwingungsanfälliger zu sein scheint.

Die Untersuchung möglicher Probleme, wie etwa ein befürchteter Schmierfilmbabriss durch die hochdynamischen Drehzahländerungen, übersteigt den Rahmen der vorliegenden Arbeit. Hierzu wäre ein Langzeitversuch zum Verschleißverhalten von Nöten. Laut Hersteller der Konstantpumpe, ist das Problem ohnehin nicht bekannt und auch bei ähnlichen Belastungen, beispielsweise in der Industriehydraulik, bisher nicht aufgetreten.

8 Verifikation am Demonstrator

Der Nachweis der prognostizierten Effizienzsteigerungen erfolgt anhand von Vergleichsmessungen zwischen elektrohydraulischer Bedarfsstromsteuerung und hydraulisch-mechanischem Load-Sensing. Hierzu wird die Referenzmaschine mit dem neuen System ausgerüstet und im charakteristischen Lastzyklus (vgl. Kapitel 5) betrieben. Neben den reinen Messergebnissen, erlaubt der Versuchsträger zudem eine Einschätzung zum subjektiven Empfinden des Maschinenbedieners.

8.1 Messergebnisse

Vergleichende Versuche mit realen Demonstratoren liefern typischerweise keine zahlenmäßig quantifizierbaren Ergebnisse, da reproduzierbare Versuchsbedingungen zu vielen äußeren Einflüssen unterliegen. Zum einen kann der Maschinenbediener seine Aktionen nicht exakt wiederholen, insbesondere wenn er durch Überlagerung mehrerer Steuerungsachsen eine komplexe Raumkurve nachfahren muss. Zum anderen ist der Einfluss der Umgebungsbedingungen nicht zu kontrollieren.

Im Fall des betrachteten Forstkranes beeinflussen das Gewicht des jeweiligen Stammes und die Greifposition maßgeblich die Lastdrücke der einzelnen Verbraucher. Der Verlauf des absoluten Systemdrucks variiert somit von Stamm zu Stamm, bzw. für jeden Durchlauf des Lastzyklus. Aus diesem Grund wird als relevante Messgröße für den Systemvergleich die Druckdifferenz zwischen aktuell höchstem Lastdruck $p_{L,max}$ und Pumpendruck p_p herangezogen. Diese dient als Maß für die ins System eingebrachte Verlustleistung und ermöglicht somit eine Aussage zur Effizienzsteigerung der elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung gegenüber der Load-Sensing Hydraulik der Referenzmaschine, trotz

wechselnder Randbedingungen. Ein entsprechender Vergleich ist in Abbildung 8.1 dargestellt.

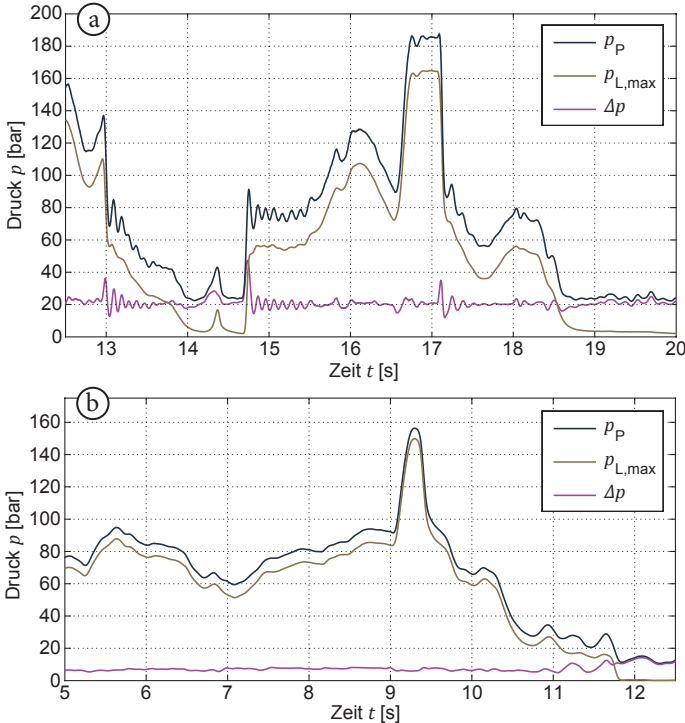


Abbildung 8.1: Vergleich des Differenzdruckverlaufs – LS-Referenzmaschine |a gegenüber eBSS-Demonstrator |b

Obwohl beide Grafiken ähnliche Zyklusausschnitte zeigen, sagt der Verlauf des absoluten Pumpendrucks nichts über mögliche Effizienzunterschiede aus. Erst die Betrachtung der Druckdifferenzen zeigt das Einsparpotential des eBSS-Systems. Somit verifiziert der Demonstrator die in Kapitel 4.3 prognostizierte Absenkung der Druckdifferenz. Diese pendelt sich, wie schon in der Simulation (vgl. Kapitel 6.5) und am Prüfstand (vgl. Kapitel 7.2), zwischen 8 und 10 bar ein. Respektive verringert sich die prinzipbedingte Verlustleistung um stattliche 50 %.

8.2 Subjektive Systemverbesserungen

Neben der messtechnisch erfassbaren Effizienzsteigerung, sind durch den Wechsel der Steuerungsphilosophie noch weitere positive Effekte der elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung zu erwarten. Diese sind jedoch quantitativ nicht zu belegen und wurden durch eine Befragung der 8 regelmäßig wechselnden Kranbediener des Prototyps ermittelt, nachdem diese bereits einige Wochen mit dem neuen Forstkran gearbeitet hatten. Bei den Fahrern handelt es sich um geschulte Profis mit langjähriger Berufserfahrung, die am Tag 8–10 Stunden mit der Forstmaschine im Dauereinsatz sind. Zudem wechseln die Fahrer des Öfteren zwischen der Demonstratormaschine mit innovativer Bedarfsstromsteuerung und baugleichen Maschinen, die noch mit herkömmlichen LS-Hydrauliksystemen ausgerüstet sind. Somit erfahren sie die verbesserte Bedienbarkeit immer wieder aufs Neue.

Hervorzuhebensind demnach diesignifikant reduzierte Schwingungsanfälligkeit, einhergehend mit einer verbesserten Positionierbarkeit des Greifers. Der Kran lässt sich feinfühlinger steuern und nach den schnellen Schwenkbewegungen kann der Stamm schnell wieder gegriffen werden. Der Effekt ist hauptsächlich auf das Aufbrechen des LS-Regelkreises zurückzuführen, dessen hydraulisch-mechanischer Förderstromregler, in Verbindung mit langen Lastmeldeleitungen, ein unruhiges Systemverhalten aufweist. Zusätzlich wirkt sich die unmittelbare Steuerung des Volumenstroms positiv auf die Systemdynamik aus. Das spontanere Ansprechverhalten der elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung gibt dem Maschinenbediener ein sehr direktes Gefühl und verhindert somit Überschwinger des Reglers „Mensch“.

Weiterhin verbessert sich das Kaltstartverhalten, das bei Load-Sensing Systemen, insbesondere im Winter, Bedienkomfort und Produktivität beeinträchtigt und von den Fahrern bemängelt wird. Die Regeldynamik der Druckwaage im Förderstromregler hängt stark von der ihrerseits temperaturabhängigen Viskosität des Öls ab. Je kälter das Öl ist, desto träger reagiert die Pumpe und führt Volumenstromänderungen nur zögerlich aus. Außerdem steht, solange die

Druckdifferenz durch die Leitungsverluste über der LS-Regeldruckdifferenz liegen würde, nicht der volle angeforderte Volumenstrom zur Verfügung, da der Förderstromregler bereits vor Erreichen von Q_{sol} zurückregelt.

Im Gegensatz dazu ist die Dynamik der eBSS-Ansteuerung nahezu temperaturunabhängig. Zudem konnte durch Messungen belegt werden, dass das System schneller auf Betriebstemperatur kommt. Sofort ab Systemstart steht der komplette angeforderte Volumenstrom zur Verfügung und wird durch die Leitungen zu den Verbrauchern „gepresst“. Diese sind zwar großzügig dimensioniert, stellen aber dennoch einen Widerstand dar. Im Gegensatz zum LS-System, das mit konstanter Druckdifferenz zwischen höchstem Lastdruck und Pumpendruck arbeitet, steigt die Druckdifferenz des eBSS-Systems. Somit nimmt die Verlustleistung zu und das Öl erwärmt sich schneller. Was zunächst nach einem Nachteil klingt, erweist sich bei genauerer Betrachtung als Vorteil, da das System so schneller in einen das Öl und die Komponenten schonenden Betriebszustand übergeht. Zudem liegt die sich einstellende Beharrungstemperatur niedriger als im Referenzsystem. Der qualitative Temperatur- und Differenzdruckverlauf während eines Systemstarts bei winterlichen Verhältnissen ist in Abbildung 8.2 dargestellt.

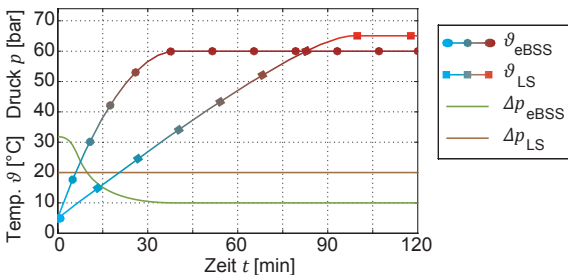


Abbildung 8.2: Qualitativer Temperatur- und Differenzdruckverlauf

Die LS-Referenzmaschine kommt trotz Dauerbetrieb bereits ohne Ölkühler aus. Somit stellt sich bei den beiden Systemen die Beharrungstemperatur in Abhängigkeit der Belastungen und Verluste selbständig ein und kann durchaus

schwanken. Wird das eBSS-System hingegen in einer Arbeitsmaschine mit gegeltem Ölkühler eingesetzt, spiegelt sich die reduzierte Verlustleistung im verminderten Kühlleistungsbedarf wider.

Von den Fahrern wurde ein weiterer positiver Effekt beobachtet, der im Zusammenspiel der beiden Hydraulikkreise mit dem Verbrennungsmotor begründet liegt. Der Motor älterer Bauart verfügt noch nicht über ein elektronisches Motormanagement, das auf schnelle Drehmomentanstiege angemessen reagieren kann. Da den beiden Pumpenreglern der LS-Referenzmaschine keine Begrenzung ihrer Summenleistung überlagert ist, konnte es insbesondere in starkem Holz zu Betriebssituationen kommen, in denen der Verbrennungsmotor „*abgewürgt*“ wurde. Wie in Kapitel 4.5.3 gezeigt, ist diese globale Leistungsregelung elektronisch sehr leicht umzusetzen und in der Steuerung implementiert. Für den Demonstrator ist diese Unterfunktion jedoch deaktiviert, da keine CAN-Bus Daten der VKM zur Verfügung stehen. Nichtsdestotrotz stirbt der Verbrennungsmotor auch in extremen Lastsituationen nicht mehr ab, da durch die verminderte Verlustleistung des eBSS-Systems auch die Leistungsspitzen niedriger liegen.

9 Zusammenfassung und Ausblick

Zusammenfassung

Die Hydrauliksysteme heutiger mobiler Arbeitsmaschinen bestehen typischerweise aus mehreren hydraulischen Verbrauchern, die von einer Pumpe mit hydraulischer Leistung versorgt werden. Trotz ihrer parallelen Verschaltung und der Versorgung durch eine gemeinsame Pumpe, soll die Ansteuerung der Verbraucher energieeffizient, lastunabhängig und ohne gegenseitige Beeinflussung erfolgen. Diese Anforderungen werden von den am Markt etablierten Load-Sensing Systemen erfüllt. Der Pumpenvolumenstrom wird indirekt geregelt, indem eine hydraulisch-mechanische Druckwaage eine konstante Druckdifferenz zwischen höchstem Lastdruck und Systemdruck aufrecht erhält. Der Regler jedoch neigt in Verbindung mit den hydraulischen Lastmeldeleitungen dazu, Schwingungen in das System zu induzieren, wodurch der Bedienkomfort und die Produktivität beeinträchtigt werden. Die Regeldruckdifferenz sorgt gerade im Teillastbetrieb für erhebliche Verlustleistungsanteile.

Besserung versprechen die aus wissenschaftlichen Publikationen bekannten elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerungen, deren Grundprinzip die direkte Steuerung des Pumpenvolumenstroms anhand der Verbrauchervorgaben ist. Der Pumpendruck stellt sich selbständig in Abhängigkeit der Systemwiderstände ein. Hierbei gilt es, den zusätzlichen Freiheitsgrad zu kontrollieren und insbesondere während sich Verbraucheranforderungen ändern, Pumpen- und Ventilansteuerungen exakt zu synchronisieren, da es ansonsten zu unerwünschten Reaktionen der übrigen aktiven Verbraucher kommen kann. Zur Beherrschung dieser transienten Unsicherheit bieten sich verschiedene Steuerungs- und Schaltungsvarianten an, die im Stand der Forschung erläutert wurden und die sich gegenüber dem in vorliegender Arbeit entwickelten Ansatz abgrenzen.

Dieser verfolgt die Strategie der reinen Steuerung des Pumpenvolumenstroms in einem offenen Regelkreis. Die Umsetzung erfolgt mit modernen, jedoch serienreifen Komponenten, deren Ansteuerung über elektronische Signalleitungen erfolgt. Die Wegeventile mit nachgeschalteten Individual-Druckwaagen verfügen über interne Lageregelungen und integrierte Druckaufnehmer. Letztere erfassen die Verbraucherdrücke zur Realisierung zahlreicher Zusatzfunktionen. Somit konnte beispielsweise die Zylinder-Endanschlag Problematik gelöst werden.

Unter Anwendung verschiedener wissenschaftlicher Methoden, wurde das entwickelte Konzept am Beispiel eines Forstkranes untersucht und seine Funktionsfähigkeit bestätigt. In einer vergleichenden Systemsimulation konnte zunächst das Einsparpotential gegenüber einem LS-Referenzsystem nachgewiesen werden. Der Energiebedarf der innovativen elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung liegt während einem charakteristischen Forstkran-Lastzyklus 14% niedriger als der des äquivalenten hydraulisch-mechanischen Load-Sensing Systems.

Sowohl zur Validierung des Simulationsmodells, als auch zur Feinabstimmung und Optimierung wurde die Bedarfsstromsteuerung als Systemprüfstand aufgebaut. Hierdurch konnte eine detaillierte Untersuchung des Übertragungsverhaltens in allen typischen Betriebszuständen und auch bei unüblichen Szenarien realisiert werden. Zudem konnte die Entwicklung des Systems soweit vorangetrieben werden, dass ein reibungsloser Einbau in den Demonstrator gelang. Messungen an diesem belegen die erzielten Effizienzsteigerung, die Maschinenbediener bestätigen das verbessert Schwingungsverhalten und loben das äußerst direkte Ansprechverhalten der Hydraulik.

Ausblick

Anhand der Applikation der elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung auf einen Forstkran, konnte die prinzipielle Funktionsfähigkeit des Systems nachgewiesen werden. Die Erweiterung des Basiskonzepts um zahlreiche Zusatzfunktionen gewährleistet einen realen Maschinenbetrieb ohne Einschränkungen. Die

Dauerfestigkeit des Systems wird sich im laufenden Feldeinsatz des Demonstrators zeigen.

Neben der Übertragung der entwickelten Lösung auf weitere Maschinengattungen, bietet auch das Bedarfsstromsystem selbst, weiteres Optimierungspotential. Insbesondere die Integration getrennter Steuerkanten sollte weiter untersucht werden, liegt doch in diesem Funktionsprinzip erhebliches Effizienzsteigerungspotential, das es zu heben gilt. Die Freiheitsgrade der direkten Volumenstromsteuerung könnten somit die entscheidenden Impulse zu einem breiteren Markteintritt von Systemen mit getrennten Steuerkanten liefern.

Zur weiteren Reduzierung der Drosselverluste am Steuerblock, könnte der Verzicht auf Individual-Druckwaagen, ein gangbarer Weg sein. Durch eine Wegregelung der Verbraucher, oder Kennfeldregelung der Ventile, könnten die Hauptwegeschieber zusätzlich die Funktion der Druckwaagen übernehmen und eine lastunabhängige Verbraucheransteuerung gewährleisten. Die aktive Wegregelung würde jedoch eine Abkehr von der Philosophie der Bedarfsstromsteuerung bedeuten und zusätzliche Sensoren zur Istweg-Rückführung erfordern. Zur kennfeldbasierten Ansteuerung der Ventile hingegen, reicht theoretisch die Kenntnis der aktuellen Lastdrücke und des Pumpendruckes, um einen konstanten Druckabfall über alle Wegeventile einzuregeln. Nichtsdestotrotz ist diese Art der Regelung im Bereich der akademischen Grundlagenforschung angesiedelt. Hier gilt es, den für die Mobilhydraulik typischen Einfluss wechselnder Randbedingungen zu untersuchen und geeignete Maßnahmen zur Kompensation zu finden.

Vor dem Hintergrund steigender Elektromobilität, zeigt Abbildung 9.1 eine Kombination aus Bedarfsstromsteuerung mit drehzahl geregelter Konstantpumpe und kennfeldgeregelten Wegeventilen. Grundlagen zu eBSS-Systemen mit Konstantpumpen wurden in vorliegender Arbeit gelegt, umfassende Untersuchungen und die Integration in ein Fahrzeug stehen jedoch noch aus. Beispielsweise könnte das System in einer vollelektrifizierten Arbeitsmaschine zum Antrieb von mehreren linearen Nebenverbrauchern eingesetzt werden, die ansonsten jeweils einzeln, als kostenintensive elektrische Direktantriebe ausgeführt werden

müssten. Die Abbildung zeigt eine weitere Idee, die im Zusammenhang mit der Antriebsstrangtopologie *Elektromotor-Konstantpumpe* steht. Aus der Drehzahlregelung des Motors, sind die aktuelle Drehzahl und das Drehmoment bekannt. Das Schluckvolumen der Pumpe ist konstant und die Wirkungsgrade können als Kennfeld hinterlegt werden. Somit kann der aktuelle Pumpendruck errechnet werden und muss nicht mit einem Sensor erfasst werden.

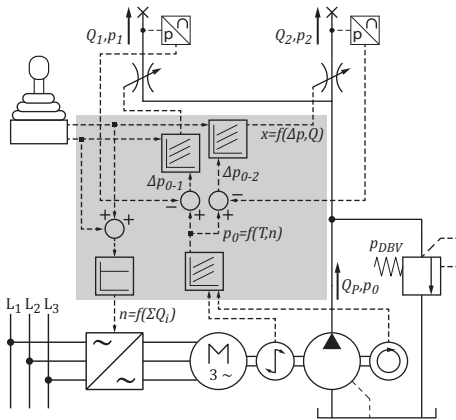


Abbildung 9.1: Bedarfsstromsteuerung mit drehzahlvariabler Konstantpumpe und Kennfeldregelung der Wegestufen

Elektrohydraulische Bedarfsstromsteuerungen stellen auf lange Sicht, analog zu hybriden Fahrtrieben, sicherlich nur eine Brückentechnologie auf dem Weg zur verlustfreien mobilen Arbeitsmaschine dar. Kurz- und mittelfristig gesehen, bieten sie jedoch eine interessante Alternative zu den, als Stand der Technik zu betrachtenden Load-Sensing Systemen. Die gesteigerte Energieeffizienz, die reduzierte Schwingungsanfälligkeit und der verbesserte Bedienkomfort sind die Hauptargumente für einen Technologiewechsel. Die einfache Adaptierbarkeit in bestehende Maschinenkonzepte, sollte den eBSS-Systemen einen deutlich früheren Markterfolg beschern, als dies beispielsweise für digitalhydraulische Systeme zu erwarten ist.

Literaturverzeichnis

- /ACFV 1997 ACHTEN, P.; FU, Z.; VAEL, G.: *Transforming future hydraulics: a new design of a hydraulic transformer*, Proceedings of the 5th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping, Sweden, 1997
- /ACH *et al.* 2009 ACHTEN, P.; VAN DEN BRINK, T.; POTMA, J.; SCHELLEKENS, M.; VAEL, G.: *A four-quadrant hydraulic transformer for hybrid vehicles*, Proceedings of the 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping, Sweden, 2009
- /ACH *et al.* 2011 ACHTEN, P.; VAEL, G.; VAN DEN BRINK, T.; POTMA, J.; SCHELLEKENS, M.: *Efficiency Measurements of the Hybrid Motor/Pump*, Proceedings of the 12th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Tampere, Finland, 2011
- /ÅsMU 2012 ÅSTRÖM, K.J.; MURRAY, R.M.: *Feedback Design | An Introduction for Scientists and Engineers*, Auflage 2.11b, Princeton, USA, 2012
- /AxEK 2014 AXIN, M.; ERIKSSON, B.; KRUS, P.: *A Hybrid of Pressure and Flow Control in Mobile Hydraulic Systems*, Proceedings of the 9th International Fluid Power Conference, Aachen, 2014
- /AxEP 2009 AXIN, M.; ERIKSSON, B.; PALMBERG, J.-O.: *Energy Efficient Load Adapting System without Load Sensing - Design and Evaluation*, Proceedings of the 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping, Sweden, 2009
- /AXI *et al.* 2011 AXIN, M.; ERIKSSON, B.; PALMBERG, J.-O.; KRUS, P.: *Dynamic Analysis of Single Pump, Flow Controlled Mobile Systems*, Proceedings of the 12th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Tampere, Finland, 2011

- /AXI 2013 AXIN, M.: *Fluid Power Systems for Mobile Applications with a Focus on Energy Efficiency and Dynamic Characteristics*, PhD thesis, Linköping University, Linköping, Sweden, 2013
- /AxKR 2013 AXIN, M.; KRUS, P.: *Design Rules for High Damping in Mobile Hydraulic Systems*, Proceedings of the 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping, Sweden, 2013
- /AXPK 2012 AXIN, M.; PALMBERG, J.-O.; KRUS, P.: *Optimized Damping in Cylinder Drives Using the Meter-out Orifice - Design and Experimental Verification*, Proceedings of the 8th International Fluid Power Conference, Dresden, 2012
- /BAC 1992 BACKÉ, W.: *Grundlagen der Ölhydraulik*, Umdruck zur Vorlesung an der RWTH Aachen, 8. Auflage, 1992
- /BAFE 1990 BACKÉ, W., FEIGEL, H.-J.: *Neue Möglichkeiten beim elektrohydraulischen Load-Sensing*, O+P Ölhydraulik und Pneumatik 34, Heft 2, 1990
- /BEA 1999 BEATER, P.: *Entwurf hydraulischer Maschinen*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1999
- /BIS 2009 BISHOP, E.D.: *Digital Hydraulic Transformer – Approaching Theoretical Perfection in Hydraulic Drive Efficiency*, Proceedings of the 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping, Sweden, 2009
- /Bos 2005 Offenlegungsschrift DE 103 42 037 A1 (07.04.2005), *Steueranordnung und Verfahren zur Druckmittelversorgung von zumindest 2 hydraulischen Verbrauchern*, BOSCH REXROTH AG, 2005
- /Bos 2006 BOSCH REXROTH AG: *Axialkolben-Konstantmotor A10FM A10FE*, Produktdatenblatt, Horb a. N., 2006
- /Bos 2011 BOSCH REXROTH AG: *Axialkolben-Verstellpumpe A10VO Baureihe 52/53*, Produktdatenblatt, Horb a. N., 2011
- /Bos 2012 BOSCH REXROTH AG: *LUDV-Steuerblock in Monoblock-/Scheibenbauweise M6-15*, Produktdatenblatt, Lohr am Main, 2012

- /BUC 2002 Schutzrecht WO 02/075162 A1 (26.09.2002), *Wegeventil*, BUCHER HYDRAULICS GMBH, Veröffentlichte Internationale Anmeldung, 2002
- /BUC 2009 BUCHER HYDRAULICS GMBH: *Wege-Proportionalventilsystem Baureihe LVS*, Produktdatenblatt, Klettgau, 2009
- /CAT 1999 Schutzrecht US 5 873 244 A (23.02.1999), *Positive Flow Control System*, CATERPILLER INC., United States Patent, 1999
- /DAIV 2013 DAHER, N.; IVANTYSYNOVA, M.: *Novel Energy-Saving Steer-by-Wire System for Articulated Steering Vehicles: A Compact Wheel Loader Case Study*, Proceedings of the 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping, Sweden, 2013
- /DeDo 2012 DENGLER, P.; VON DOMBROWSKI, R.: *Efficiency Optimization of a Hydrostatic System using an Intermediate Pressure Line*, Proceedings of the 7th FPNI PhD Symposium on Fluid Power, Reggio Emilia, Italy, 2012
- /DEE 2013 Internet:
DEERE & COMPANY, <http://mediabin.deere.com>, aufgerufen am 09.12.2013
- /DEGD 2012 DENGLER, P.; GEIMER, M.; VON DOMBROWSKI, R.: *Deterministic Control Strategy for a Hybrid Hydraulic System with Intermediate Pressure Line*, Proceedings of the ASME/BATH Symposium on Fluid Power & Motion Control, FPMC 2012, Bath, UK, 2012
- /DEGE 2011 DENGLER, P.; GEIMER, M.: *Zwischen den Drücken lesen – Effizienzsteigerung durch ein Konstantdrucksystem mit Zwischendruckleitung*, O+P Ölhydraulik und Pneumatik, Heft 1-2, 2011
- /DEGG 2011 DENGLER, P.; GROH, J.; GEIMER, M.: *Valve control concepts in a constant pressure system with an intermediate pressure line*, Proceedings of the 21st International Conference on Hydraulics and Pneumatics, Ostrava, Czech Republic, 2011
- /DEI 2009 DEITERS, H.: *Standardisierung von Lastzyklen zur Beurteilung der Effizienz mobiler Arbeitsmaschinen*, Dissertation, Techn. Univ., Braunschweig, 2009

- /DEL *et al.* 2013 DELL' AMICO, A.; CARLSSON, M.; NORLIN, E.; SETHSON, M.: *Investigation of a Digital Hydraulic Actuation System on an Excavator Arm*, Proceedings of the 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping, Sweden, 2013
- /DEN *et al.* 2010 DENGLER, P.; VÖLKER, L.; KAUSS, W.; GEIMER, M.: *Efficiency optimisation of tracked vehicle using secondary control in a single-circuit load sensing system*, Proceedings of the 7th International Fluid Power Conference, Aachen, 2010
- /DEN *et al.* 2012 DENGLER, P.; GEIMER, M.; BAUM, H.; SCHUSTER, G.; WES-SING, C.: *Efficiency Improvement of a Constant Pressure System using an Intermediate Pressure Line*, Proceedings of the 8th International Fluid Power Conference, Dresden, 2012
- /DEN 2014 DENGLER, P.: *Untersuchung zum effizienten Betrieb von Hydraulikzylindern in Konstantdrucksystemen unter Verwendung einer Zwischendruckleitung*, Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2014
- /DJHK 2004 DJUROVIC, M.; HELDUSER, S.; KEUPER, G.: *Neue Lösungen zum elektrohydraulischen Load-Sensing*, Proceedings of the 4th International Fluid Power Conference, Dresden, 2004
- /DJU 2007 DJUROVIC, M.: *Energiesparende Antriebssysteme für mobile Arbeitsmaschinen „Elektrohydraulisches Flow Matching“*, Dissertation, Techn. Univ., Dresden, 2007
- /DRGE 2012 DREHER, T.; GEIMER, M.: *Entwicklung und Optimierung eines Konstantdrucksystems mit parallelen sekundärgeregelten Antrieben am Beispiel eines Mineraldüngerstreuers*, Tagungsband zum 7. Kolloquium Mobilhydraulik, Karlsruhe, 2012
- /ENE 2012 ENEKES, C. P.: *Ausgewählte Maßnahmen zur Effizienzsteigerung von Axialkolbenmaschinen*, Dissertation, Techn. Hochsch., Aachen, 2012
- /ERI 2007 ERIKSSON, B.: *Control Strategy for Energy Efficient Fluid Power Actuators Utilizing Individual Metering*, PhD thesis, Linköping University, Linköping, Sweden, 2007

- /ERI 2010 ERIKSSON, B.: *Mobile Fluid Power Systems Design with a Focus on Energy Efficiency*, Dissertation, Linköping University, Linköping, Sweden, 2010
- /ERPA 2010 ERIKSSON, B.; PALMBERG, J.-O.: *How to Handle Auxiliary Functions in Energy Efficient, Single Pump, Flow Sharing Mobile Systems*, Proceedings of the 7th International Fluid Power Conference, Aachen, 2010
- /ERRP 2008 ERIKSSON, B.; RÖSTH, M.; PALMBERG, J.-O.: *A High Energy Efficient Mobile Fluid Power System – Novel System Layout and Measurements*, Proceedings of the 6th International Fluid Power Conference, Dresden, 2008
- /ESD 1994 ESDERS, H.: *Elektrohydraulisches Load-Sensing für die Mobilhydraulik*, O+P Ölhydraulik und Pneumatik 38, Heft 8, 1994
- /ESD 1996 ESDERS, H.: *Elektrohydraulisches Load-Sensing für mobile Anwendungen*, Dissertation, Techn. Univ., Braunschweig, 1996
- /FED 2007 FEDDE, T.: *Elektrohydraulische Bedarfsstromsysteme am Beispiel eines Traktors*, Dissertation, Techn. Univ., Braunschweig, 2007
- /FEPE 2002 FERZIGER, J.H.; PERIĆ, M.: *Computational Methods for Fluid Dynamics*, 3rd, rev. edition, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 2002
- /FiHD 2006 FINZEL, R.; HELDUSER, S.; DJUROVIC, M.: *Neue Lösungen beim elektrohydraulischen Load-Sensing für mobile Arbeitsmaschinen*, Fachtagung Baumaschinentechnik 2006, Dresden, 2006
- /FiHe 2008 FINZEL, R.; HELDUSER, S.: *Energy-Efficient Electro-Hydraulic Control Systems for Mobile Machinery / Flow Matching*, Proceedings of the 6th International Fluid Power Conference, Dresden, 2008
- /FiHJ 2010 FINZEL, R.; HELDUSER, S.; JANG, D.-S.: *Electro-Hydraulic Dual-Circuit System to Improve the Energy Efficiency of Mobile Machines*, Proceedings of the 7th International Fluid Power Conference, Aachen, 2010

- /FiJH 2009 FINZEL, R.; JÄHNE, H.; HELDUSER, S.: *Energieeffiziente Antriebssysteme mobiler Arbeitsmaschinen*, Fachtagung Baumaschinentechnik 2009, Dresden, 2009
- /FIL 2011 FILLA, R.: *Quantifying Operability of Working Machines*, Dissertation, Linköping University, Linköping, Sweden, 2011
- /FIN 2006 FINDEISEN, D.: *Ölhydraulik*, 5. Auflage, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006
- /FIN 2010 FINZEL, R.: *Elektrohydraulische Steuerungssysteme für mobile Arbeitsmaschinen*, Dissertation, Techn. Univ., Dresden, 2010
- /FLU 2011 FLUIDON GMBH: *DSHplus 3.7*, User Manual, Release 7/2011, Aachen, 2011
- /GEI 2012 GEIMER, M.: *Fluidtechnik*, Skript zur Vorlesung, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, Stand: 23.10.2012
- /GEPO 2014 GEIMER, M.; POHLANDT, C.: *Grundlagen mobiler Arbeitsmaschinen*, Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik, Band 22, KIT Scientific Publishing, Karlsruhe, 2014
- /GRÖ 2011 GRÖSBRINK, B.: *Load-Sensing System mit adaptiver Pumpenregelung*, Dissertation, Techn. Univ., Braunschweig, 2011
- /GRSH 2010 GRÖSBRINK, B.; STAMM VON BAUMGARTEN, T.; HARMS, H.-H.: *Alternating Pump Control for a Load-Sensing System*, Proceedings of the 7th International Fluid Power Conference, Aachen, 2010
- /HAA 2014 HAAG, B.: *Systematischer Vergleich einer elektro-hydraulischen Bedarfsstromsteuerung mit Konstant- oder Verstellpumpe*, Masterarbeit, Karlsruher Institut für Technologie, 2014
- /HAA 1989 HAAS, H.-J.: *Sekundärgeregelte hydrostatische Antriebe im Drehzahl- und Drehwinkelregelkreis*, Dissertation, Techn. Hochsch., Aachen, 1989

- /HAAP 2010 HANSEN, R.H.; ANDERSEN, T.O.; PEDERSEN, H.C.: *Development and Implementation of an Advanced Power Management Algorithm for Electronic Load Sensing on a Telehandler*, Proceedings of the ASME/BATH Symposium on Fluid Power & Motion Control, FPMC 2010, Bath, UK, 2010
- /HAAP 2011 HANSEN, R.H.; ANDERSEN, T.O.; PEDERSEN H.C.: *Analysis of discrete pressure level systems for wave energy converters*, Proceedings of the 2011 International Conference on Fluid Power and Mechatronics (FPM), Beijing, China, 2011
- /HAM 1991 HAMME, T. L. VAN.: *Untersuchung des dynamischen Verhaltens von Load-Sensing-Schaltungen mit Axialkolbenpumpen*, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 14, Landtechnik, Lebensmitteltechnik 51., VDI-Verlag, Düsseldorf, 1991
- /HAN et al. 2011 HANSEN, A.H.; PEDERSEN, H.C.; ANDERSEN, T.O.; WACHMANN, L.: *Design of Energy Efficient SMISMO-ELS Control Strategies*, Proceedings of the 2011 International Conference on Fluid Power and Mechatronics, Beijing, China, 2011
- /HAR 1994 HARMS, H.-H.: *Entwicklungstendenzen in der Mobilhydraulik*, O+P Ölhydraulik und Pneumatik 38, Heft 4, 1994
- /HAW 2000 HAWE HYDRAULIK SE: *Proportional-Druckventil Typ PDV und PDM vorgesteuert*, Produktdatenblatt, München, 2000
- /HBM 2013 HOTTINGER BALDWIN MESSTECHNIK GMBH: *T40B Drehmomentmessflansch*, Produktdatenblatt, Darmstadt, 2013
- /HEFi 2008 HELDUSER, S.; FINZEL, R.: *Fluid Power in Motion | Elektrohydraulisches Load-Sensing für mobile Arbeitsmaschinen*, fluid, Heft 1-2, 2008
- /HEI 2012 HEILMANN, S.: *Elektronische Bedarfsstromsteuerung einer Teleskoplader-Arbeitshydraulik*, Bachelorarbeit, Karlsruher Institut für Technologie, 2012

- /HEL 2008 HELDUSER, S.: *Untersuchung und Optimierung neuer Lösungen beim elektrohydraulischen Load-Sensing für mobile Arbeitsmaschinen*, Abschlussbericht zum DFG Projekt Nr. He2718/4-2, Techn. Univ., Dresden, 2008
- /HEL 2012 HELLGARDT, F.: *Energieeffizienzbewertung von modernen hydraulischen Systemen: Simulativer Vergleich von Load-Sensing und Electrohydraulic Flow Matching*, Bachelorarbeit, Karlsruher Institut für Technologie, 2012
- /HELI 2013 HEIKKILÄ, M.; LINJAMA, M.: *Hydraulic Energy Recovery in Displacement Controlled Digital Hydraulic System*, Proceedings of the 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping, Sweden, 2013
- /HEPL 2006 HEYBROEK, K.; PALMBERG, J.-O.; LARSSON, J.: *Open circuit solution for pump controlled actuators*, Proceedings of the 4th FPNI PhD Symposium, Sarasota, USA, 2006
- /HEY 2008 HEYBROEK, K.: *Saving Energy in Construction Machinery using Displacement Control Hydraulics*, PhD thesis, Linköping University, Linköping, Sweden, 2008
- /HIZI 2012 HIPPALGAONKAR, R.; ZIMMERMAN, J.; IVANTYSYNOVA, M.: *Fuel savings of a mini-excavator through a hydraulic hybrid displacement controlled system*, Proceedings of the 8th International Fluid Power Conference, Dresden, 2012
- /HOAH 2009 HO, T.H.; AHN, K.K.: *Saving Energy Control of Cylinder Drive Using Hydraulic Transformer Combined with an Assisted Hydraulic Circuit*, Proceedings of the ICROS-SICE International Joint Conference 2009, Fukuoka, Japan, 2009
- /HOL 1998 HOLLÄNDER, C.: *Untersuchungen zur Beurteilung und Optimierung von Baggerhydrauliksystemen*, Dissertation, Techn. Univ., Braunschweig, 1998
- /HYD 2002 HYDROTECHNIK GMBH: *Volumendurchfluss-Sensoren*, Produktkatalog, Limburg, 2002

- /HYD 2013 HYDAC ELECTRONIC GMBH: *Elektronischer Temperaturmessumformer ETS 7200*, Technisches Datenblatt, Saarbrücken, 2013
- /HYU 2011 Schutzrecht KR 1020110007639A (25.01.2011), *Negative Flow Control System for a Small Excavator*, HYUNDAI HEAVY INDUSTRIES CO. LTD., 2011
- /IFM 2012 IFM ELECTRONIC GMBH: *Optischer Abstandssensor efector 200 O1D100 | O1D103*, Bedienungsanleitung, Essen, 2012
- /IND 2013 INDERELST, M.: *Efficiency improvements in mobile hydraulic systems*, Dissertation, Techn. Hochsch., Aachen, 2013
- /INSM 2010 INDERELST, M.; SGRO, S.; MURRENHOFF, H.: *Energy recuperation in working hydraulics of excavators*, Proceedings of the ASME/BATH Symposium on Fluid Power & Motion Control, FPMC 2010, Bath, UK, 2010
- /IVA 2000 IVANTYSYNOVA, M.: *Displacement Controlled Linear and Rotary Drives for Mobile Machines with Automatic Motion Control*, Proceedings of the 2000 SAE International OFF-Highway & Powerplant Congress, Milwaukee, USA, 2000
- /JEN 2013 JENZ GMBH: *JENZ Aktuell*, Kundenzeitschrift, Nr. 43, Petershagen, 2013
- /KIM et al. 2009 KIM, K.; JANG, D.; CHO, Y.; JANG, J.: *Development of Electro-Hydraulic Control Valve for Intelligent Excavator*, Proceedings of the ICROS-SICE International Joint Conference 2009, Fukuoka, Japan, 2009
- /KÖG 1995 KÖGL, C.: *Verstellbare hydrostatische Verdrängereinheiten im Drehzahl- und Drehmomentregelkreis am Netz mit angepasstem Versorgungsdruck*, Dissertation, Techn. Hochsch., Aachen, 1995
- /KOG et al. 2010 KOGLER, H.; SCHEIDL, R.; EHRENTAUT, M.; GUGLIELMINO, E.; SEMINI, C.; CALDWELL, D.G.: *A Compact Hydraulic Switching Converter for Robotic Applications*, Proceedings of the ASME/BATH Symposium on Fluid Power & Motion Control, FPMC 2010, Bath, UK, 2010

- /KoMa 2013a KOIVUMÄKI, J.; MATTILA, J.: *Stable and High Performance Energy-Efficient Motion Control of Electric Load Sensing Controlled Hydraulic Manipulators*, Proceedings of the ASME/BATH Symposium on Fluid Power & Motion Control, FPMC 2013, Sarasota, USA, 2013
- /KoMa 2013b KOIVUMÄKI, J.; MATTILA, J.: *An Energy-Efficient High Performance Motion Control of a Hydraulic Crane Applying Virtual Decomposition Control*, Proceedings of the 2013 IEEE/RJS International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS), Tokyo, Japan, 2013
- /KOR 1981 KORDAK, R.: *Neuartige Antriebskonzeption mit sekundärregelten hydrostatischen Maschinen*, O+P Ölhydraulik und Pneumatik 25, Heft 5, 1981
- /KOR 1996 KORDAK, R.: *Hydrostatische Antriebe mit Sekundärregelung*, Der Hydraulik Trainer, Band 6, 2. Auflage, Mannesmann Rexroth GmbH, Lohr am Main, 1996
- /KoSc 2012 KOGLER, H.; SCHEIDL, R.: *The Hydraulic Buck Converter Exploiting the Load Capacitance*, Proceedings of the 8th International Fluid Power Conference, Dresden, 2012
- /KRU 1988 KRUS, P.: *On Load Sensing Fluid Power Systems - With Special Reference to Dynamic Properties and Control Aspects*, PhD thesis, Linköping University, Linköping, Sweden, 1988
- /LAN 2011 LANG, T.: *Hydraulische Antriebstechnik in mobilen Arbeitsmaschinen*, Habilitation, Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, 2011
- /LAOb 2011 LAWRENZ, W.; OBERMÖLLER, N.: *CAN | Controller Area Network: Grundlagen, Design, Anwendungen, Testtechnik*, 5. Auflage, VDE Verlag, Berlin, 2011
- /LAT 2006 LATOUR, C.: *Elektrohydraulisches Flow-Matching (EFM) – Die nächste Generation von Load-Sensing-Steuerungen*, Mobile 2006 - International Mobile Hydraulics Congress, Ulm, 2006

- /LET *et al.* 2010 LETTINI, A.; HAVERMANN, M.; GUIDETTI, M.; FORNACIARI, A.: *Improved Functionalities and Energy Saving Potential on Mobile Machines Combining Electronics with Flow Sharing Valve and Variable Displacement Pump*, Proceedings of the 7th International Fluid Power Conference, Aachen, 2010
- /LIA *et al.* 2012 LIAO, W.; CHEN, S.; CHEN, C.; DU, H.; WANG, F.; ZHAO, N.: *Research of Negative Flow Control Characteristics for Axial Piston Pump Based on Hydraulic and Mechanical Co-simulation*, Proceedings of the 3rd International Conference on System Science, Engineering Design and Manufacturing Informatization, Chengdu, China, 2012
- /LIHU 2009 LINJAMA, M.; HUHTALA, K.: *Digital Hydraulic Power Management System – Towards Lossless Hydraulics*, Proceedings of the 3rd Workshop on Digital Fluid Power, Tampere, Finland, 2009
- /LIN 2011 LINJAMA, M.: *Digital Fluid Power – State of the Art*, Proceedings of the 12th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Tampere, Finland, 2011
- /LIN 2013 LINDE HYDRAULICS GMBH & Co. KG: *LSC | Linde Synchron Control*, Produktdatenblatt, Aschaffenburg, 2013
- /LIVi 2007 LINJAMA, M.; VILENIUS, M.: *Digital Hydraulics – Towards Perfect Valve Technology*, Proceedings of the 10th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Tampere, Finland, 2007
- /LoKU 2009 LOVREC, D.; KASTREVC, M.; ULAGA, S.: *Electro-hydraulic load sensing with a speed-controlled hydraulic supply system on forming-machines*, International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Vol. 41, Issue 11/12, 2009
- /MÄT *et al.* 2007 MÄTTÄLÄ, K.; DJUROVIC, M.; KEUPER, G.; STACHNIK, P.: *Intelligent Oil Flow Management with EFM*, Proceedings of the 10th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Tampere, Finland, 2007
- /MAT 2013 THE MATHWORKS, INC.: *Vehicle Network Toolbox*, User's Guide, Version 2.1, Natick, USA, 2013

- /MARE 2011 MATTHIES, H. J.; RENIUS, K. T.: *Einführung in die Ölhydraulik*, 7. Auflage, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2011
- /MUR 1983 MURRENHOFF, H.: *Regelung von verstellbaren Verdrängereinheiten am Konstant-Drucknetz*, Dissertation, Techn. Hochsch., Aachen, 1983
- /MUR 2012a MURRENHOFF, H.: *Grundlagen der Fluidtechnik - Teil 1: Hydraulik*, Umdruck zur Vorlesung, 7. Auflage, Shaker Verlag, Aachen, 2012
- /MUR 2012b MURRENHOFF, H.: *Servohydraulik - Geregelte hydraulische Antriebe*, Umdruck zur Vorlesung, 4. Auflage, Shaker Verlag, Aachen, 2012
- /O&K 2004 Offenlegungsschrift DE 103 03 360 A1 (19.08.2004), *Hydrauliksystem für verdrängergesteuerte Linearantriebe*, O&K ORENSTEIN & KOPPEL GMBH, 2004
- /PAL 2008 PALMEN, A.: *Untersuchungen zur Leistungssteigerung und Bewertung der Effizienz von hydrostatischen Verdrängereinheiten*, Dissertation, Techn. Hochsch., Aachen, 2008
- /PAL 2013 Internet:
PALFINGER AG, <http://blog.palfinger.ag/fotos/>, aufgerufen am 09.12.2013
- /PAMU 2007 PALMEN, A.; MURRENHOFF, H.: *Experimentelle Wirkungsgraduntersuchungen - Am Beispiel einer Axialkolbenpumpe*, O+P Ölhydraulik und Pneumatik 51, Heft 9, 2007
- /PAR 1975 Schutzrecht US 3 866 419 (18.02.1975), *Integrated Pressure Compensated Load Sensing System*, PARKER-HANNIFIN CORP, United States Patent, 1975
- /PAR 2012 Schutzrecht EP 2 318 720 B1 (31.10.2012), *Velocity Control of Unbalanced Hydraulic Actuator Subjected to Over-Center Load Conditions*, PARKER-HANNIFIN CORP, European Patent Specification, 2012

- /PED *et al.* 2013 PEDERSEN, H.C.; ANDERSEN, T.O.; SKOUBOE, T.; JACOBSEN, M.S.: *Investigation and Comparison of Separate Meter-In Separate Meter-Out Control Strategies*, Proceedings of the ASME/BATH Symposium on Fluid Power & Motion Control, FPMC 2013, Sarasota, USA, 2013
- /PEI 2012 PEITSMEYER, D.: *Elektrifizierung der Arbeitsausrüstung mit Zylinderantrieben | Ein neuartiges Antriebssystem*, Tagungsband zum 7. Kolloquium Mobilhydraulik, Karlsruhe, 2012
- /PRGA 1993 PRISTAUZ, H.; GAUSCH, F.: *Kompensation von Stellgrößenbeschränkungen*, e&i – Elektrotechnik und Informationstechnik, Band 7/8, 1993
- /RAH 2002 RAHMFELD, R.: *Development and Control of Energy Saving Hydraulic Servo Drives for Mobile Systems*, Dissertation, Technische Universität Hamburg-Harburg, Hamburg, 2002
- /RAIV 1998 RAHMFELD, R.; IVANTYSYNOVA, M.: *Energy Saving Hydraulic Actuators for Mobile Machines*, Proceedings of the 1st Bratislavian Fluid Power Symposium, Častá-Píla, Slovakia, 1998
- /RAIW 2004 RAHMFELD, R.; IVANTYSYNOVA, M.; WEBER, J.: *Displacement Controlled Wheel Loader – a simple and clever Solution*, Proceedings of the 4th International Fluid Power Conference, Dresden, 2004
- /REZA 2008 REUTER, M.; ZACHER, S.: *Regelungstechnik für Ingenieure | Analyse, Simulation und Entwurf von Regelkreisen*, 12., korrigierte und erweiterte Auflage, Vieweg+Teubner | GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2008
- /SEL *et al.* 2013 SELL, N.P.; JOHNSTON, D.N.; PLUMMER, A.R.; KUDZMA, S.: *Control of a Fast Switching Valve for Digital Hydraulics*, Proceedings of the 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping, Sweden, 2013
- /SCA 2013 Internet:
SCANIA DEUTSCHLAND GMBH, <http://www.scania.de/trucks/construction/timber/>, aufgerufen am 09.12.2013

- /ScGW 2013a SCHERER, M.; GEIMER, M.; WEISS, B.: *Contribution on Control Strategies of Flow-On-Demand Hydraulic Circuits*, Proceedings of the 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping, Sweden, 2013
- /ScGW 2013b SCHERER, M.; GEIMER, M.; WEISS, B.: *Forestry Crane with Electrohydraulic Flow-on-Demand System*, Proceedings of the 71st Conference „LAND.TECHNIK - AgEng 2013“, Hannover, 2013
- /SCH *et al.* 2008 SCHEIDL, R.; MANHARTSGRUBER, B.; KOGLER, H.; WINKLER, B.; MAIRHOFER, M.: *The Hydraulic Buck Converter – Concept and Experimental Results*, Proceedings of the 6th International Fluid Power Conference, Dresden, 2008
- /SiWe 2013 SITTE, A.; WEBER, J.: *Structural design of independent metering control systems*, Proceedings of the 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping, Sweden, 2013
- /STE 2010 STEINDORFF, K.: *Untersuchungen zur Energierückgewinnung am Beispiel eines ventilgesteuerten hydraulischen Antriebs*, Dissertation, Techn. Univ., Braunschweig, 2010
- /STW 2010 SENSOR-TECHNIK WIEDEMANN GMBH: *ESX-3XM*, Technische Daten, Kaufbeuren, 2010
- /STW 2013 SENSOR-TECHNIK WIEDEMANN GMBH: *Drucktransmitter M01*, Technische Daten, Kaufbeuren, 2013
- /THI 2011 THIEBES, P.: *Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen*, Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2011
- /ThVo 2011 THIEBES, P.; VOLLMER, T.: *Modellierung des Fahrers zur Untersuchung von Antriebssträngen in der 1D-Simulation am Beispiel eines Radladers mit Hybridantrieb*, Tagungsband zur 3. Fachtagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruhe, 2011
- /UEN *et al.* 2005 UENO, T.; ITO, K.; MA, W.; IKEO, S.: *Design of Robust Position/Pressure Controller Using Hydraulic Transformer*, Proceedings of the 6th JFPS International Symposium on Fluid Power, Tsukuba, Japan, 2005

- /VAAB 2009 VAEL, G.; ACHTEN, P.; VAN DEN BRINK, T.: *Efficiency of a Variable Displacement Open Circuit Floating Cup Pump*, Proceedings of the 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping, Sweden, 2009
- /VAAF 2000 VAEL, G.; ACHTEN, P.; FU, Z.: *The Innas Hydraulic Transformer The Key to the Hydrostatic Common Pressure Rail*, SAE Technical Paper 2000-01-2561, 2000
- /VAAP 2003 VAEL, G.; ACHTEN, P.; POTMA, J.: *Cylinder Control with the Floating Cup Hydraulic Transformer*, Proceedings of the 8th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Tampere, Finland, 2003
- /VEC 2012 VECTOR INFORMATIK GMBH: *VN1600 Interface Familie VN1610/VN1611/VN1630/VN1640*, Handbuch, Version 1.7, Stuttgart, 2012
- /VEC 2013 VECTOR INFORMATIK GMBH: *CANoe*, Produktinformation, Stuttgart, 2013
- /VEM 2007 VEM SACHSENWERK GMBH: *Fahrmotor des Fahrzeuges U5 Hochflur Frankfurt/Main | DKOBZ 0610-4D*, Bedien- und Wartungshandbuch, Dresden, 2007
- /VET 2008 VETTERLI, B.: *Wenn's genau sein soll | Digital kompensierte Drucktransmitter zeigen die Grenzen des Machbaren*, Konstruktionspraxis.de, Würzburg, 2008
- /VÖL 2010 VÖLKER, L.: *Untersuchung des Kommunikationsintervalls bei der gekoppelten Simulation*, Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2010
- /VOL 2011 Schutzrecht EP 2 341 193 A2 (06.07.2011), *Negative control type hydraulic system*, VOLVO CONSTRUCTION EQUIPMENT HOLDING, Pr.: KR 20090132677 (29.12.2009)
- /VSE 2012 VSE VOLUMENSTROMTECHNIK GMBH: *Volumensensoren der Baureihe „RS“*, Bedienungsanleitung, Neuenrade, 2012

- /WEA 1969 Schutzrecht US 3 444 689 (20.05.1969), *Differential Pressure Compensator Control*, THE WEATHERHEAD COMPANY, United States Patent, 1969
- /WENE 2011 WEBER, J.; NEUBERT, T.: *Mobilhydraulik und Mobilelektronik*, Arbeitsblätter zur Vorlesung, Dresden, 2011
- /XU et al. 2012 XU, B.; LIU, W.; CHENG, M.; YANG, H.: *A new Electrohydraulic Load Sensing Control System for Hydraulic Excavators*, Proceedings of the 8th International Fluid Power Conference, Dresden, 2012
- /ZÄH 1993 ZÄHE, B.: *Energiesparende Schaltungen hydraulischer Antriebe mit veränderlichem Versorgungsdruck und ihre Regelung*, Dissertation, Techn. Hochsch., Aachen, 1993
- /ZiIV 2008 ZIMMERMAN, J.; IVANTYSYNOVA, M.: *The Effect of System Pressure Level on the Energy Consumption of Displacement Controlled Actuator Systems*, Proceedings of the 5th FPNI PhD Symposium, Cracow, Poland, 2008
- /ZiIV 2010 ZIMMERMAN, J.; IVANTYSYNOVA, M.: *Reduction of Engine and Cooling Power by Displacement Control*, Proceedings of the 6th FPNI PhD Symposium, West Lafayette, USA, 2010

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: Spannungsfeld der Maschinenanschaffung.....	2
Abbildung 2.1: Aufbau eines hydrostatischen Getriebes nach /BAC 1992/.....	6
Abbildung 2.2: Systematik der Hydrauliksysteme nach /BAC 1992/.....	7
Abbildung 2.3: Schaltplan a und Leistungsbilanz b eines Konstantstromsystems	9
Abbildung 2.4: Schaltplan a und Leistungsbilanz b eines Konstantdrucksystems	11
Abbildung 2.5: Schaltplan a und Leistungsbilanz b eines NFC-Systems.....	13
Abbildung 2.6: Schaltplan a und Leistungsbilanz b eines Open-Center Load-Sensing Systems.....	16
Abbildung 2.7: Schaltplan eines CC-LS Systems mit vorgeschalteten IDW.....	19
Abbildung 2.8: Schaltplan eines CC-LS Systems mit nachgeschalteten IDW ..	21
Abbildung 2.9: Leistungsbilanz eines CC Load-Sensing Systems.....	22
Abbildung 2.10: typische hydraulische Verbraucher in Holzladekranen.....	24
Abbildung 2.11: Beispiele diverser Forstkrane: a Langholztransporter /SCA 2013/, b Kurzholztransporter /PAL 2013/, c Forwarder /DEE 2013/ und d Mobilhacker /JEN 2013/.....	25
Abbildung 3.1: Leistungsbilanz einer Verdrängersteuerung.....	28
Abbildung 3.2: Integration von Differentialzylindern in eine Verdrängersteuerung nach /HiZI 2012/	29
Abbildung 3.3: Verdrängersteuerung im offenen Kreislauf nach /HEY 2008/ ..	30
Abbildung 3.4: Elektrohydraulischer Direktantrieb mit Differentialpumpe in Anlehnung an /PEI 2012/.....	31
Abbildung 3.5: Schaltplan einer Sekundärregelung.....	34
Abbildung 3.6: Hydrotransformatoren in integrierter a und aufgelöster b Bauweise zum Betrieb von Differentialzylindern am Konstantdrucknetz.....	36

Abbildung 3.7: Konstantdrucksystem mit Zwischendruckleitung /DEN 2014/	38
Abbildung 3.8: Schnellschaltventil mit PWM-Ansteuerung a, 4-Wege Ventilsystem b, Hydraulischer Tiefsetzsteller c nach /LIN 2011/.....	41
Abbildung 3.9: Parallelschaltung von Schaltventilen mit binär codierter Größenabstufung a, vereinfachte Darstellung b, erzielbare Volumenstromauflösung bis $1/(2^4-1)$ c, Ventilsystem als Kombination aus 4×4 Schaltventilen d in Anlehnung an /LiVi 2007/	42
Abbildung 3.10: Digitalhydraulische Pumpe mit unabhängiger Kolbenansteuerung a, Digitalhydraulischer Mehrkammerzylinder b nach /LIN 2011/.....	43
Abbildung 3.11: Digitalhydraulischer Transformator nach /Bis 2009/	44
Abbildung 3.12: Elektrohydraulisches Load-Sensing System nach /ESD 1996/	46
Abbildung 3.13: Leistungsbilanz einer elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung.....	48
Abbildung 3.14: eBSS-System mit gesteuertem Volumenstrom nach /DJU 2007/	52
Abbildung 3.15: eBSS-System mit Volumenstromrückführung nach /DJU 2007/	52
Abbildung 3.16: eBSS-System mit Regelung der EDW nach /DJU 2007/.....	53
Abbildung 3.17: eBSS-System mit Regelung der IDWs nach /DJU 2007/.....	53
Abbildung 3.18: eBSS-System mit nachgeschalteten Druckwaagen /HEFi 2008/	55
Abbildung 3.19: eBSS-System in Stromteilerschaltung nach /AxEP 2009/	58
Abbildung 3.20: Grundprinzipien getrennter Steuerkanten nach /ERI 2007/	61
Abbildung 3.21: Reduzierung der Verlustleistung im Regenerations-Modus....	62
Abbildung 3.22: Klassifizierung der beschriebenen Hydrauliksysteme	64
Abbildung 4.1: Hydraulikschaltplan des prinzipiellen eBSS-Systemaufbaus ...	68
Abbildung 4.2: Linearisierung der Ventilkennlinie	69
Abbildung 4.3: Steuerungsarchitektur zur Schieberverstellung (VC und VMC)	71

Abbildung 4.4:	Kennfeld zur Schwenkwinkelvorgabe $\alpha_{\text{soll}} = f(p_0, Q_{P,\text{soll}})$	74
Abbildung 4.5:	Steuerungsarchitektur zur Pumpenverstellung (PC)	74
Abbildung 4.6:	Systemverhalten beim Erreichen eines starren Anschlages	76
Abbildung 4.7:	Reglerarchitektur zur software-technischen Druckbegrenzung	78
Abbildung 4.8:	Ventil mit geteiltem Schieber /BUC 2002/	85
Abbildung 4.9:	Schaltplan einer elektrohydraulischen Bedarfsstrom- steuerung mit drehzahlvariabler Konstantpumpe	87
Abbildung 5.1:	Beispielanwendung – Aufgabekran einer mobilen Holzentrindungsmaschine	90
Abbildung 5.2:	Lastzyklus-Untergliederung mittels Greiferposition (Draufsicht)	91
Abbildung 5.3:	Zylinderbewegungen und Greiferpositionierung	92
Abbildung 5.4:	Kraft- und Momentenverläufe des Forstkran-Lastzyklus	93
Abbildung 6.1:	Regelkreis des Fahrermodells	99
Abbildung 6.2:	Modell der Verstellpumpe mit Druck- / Förderstromregler (generatorisches Submodell)	101
Abbildung 6.3:	Modell des Hydraulikventils mit aufgelösten Steuerkanten (konduktives Submodell)	102
Abbildung 6.4:	Modelle der verschiedenen Verbrauchertypen (motorische Submodelle)	103
Abbildung 6.5:	Modell der Verstellpumpe mit elektrohydraulischer Ansteuerung und zusätzlichem Druckregler (generatorisches Submodell)	105
Abbildung 6.6:	Soll/Ist-Wegverlauf des Hubzylinders – LS a, eBSS b	106
Abbildung 6.7:	Vergleich des Systemdruckverlaufs beider Hydraulikkreise ..	108
Abbildung 6.8:	Vergleich des Volumenstromverlaufs beider Hydraulikkreise	109
Abbildung 6.9:	Leistungsbilanzen der LS- und eBSS-Systemsimulation	110
Abbildung 6.10:	Energiebedarf des LS- und eBSS-Systems	111
Abbildung 6.11:	Modell der drehzahlvariablen Konstantpumpe	113

Abbildung 6.12: Energiebedarf der eBSS-Systeme mit Verstell- und Konstantpumpe unter Berücksichtigung der einzelnen Komponentenwirkungsgrade.....	115
Abbildung 6.13: Vergleich der Volumenstromverläufe zwischen Simulation und Prüfstand	116
Abbildung 7.1: Schaltplan des eBSS-Prüfstandes	120
Abbildung 7.2: Simulink-Modell zur Prüfstands-Steuerung.....	124
Abbildung 7.3: Simulink-Modell zur Messdatenerfassung.....	126
Abbildung 7.4: Druck- und Volumenstromverlauf ohne a und mit b hinterlegter, charakteristischer Schieberkennlinie	127
Abbildung 7.5: Sprunghafte Änderungen der Volumenstromanforderung Q_{soil}	129
Abbildung 7.6: Einfluss der Verbraucherbelastung auf die Stromteilungsgüte der Individual-Druckwaagen	130
Abbildung 7.7: Parallelbetrieb mehrerer Verbraucher.....	131
Abbildung 7.8: Unterversorgung durch Pumpensaturierung.....	132
Abbildung 7.9: Druckregelmodus beim Erreichen des Zylinder-Endanschlags	133
Abbildung 7.10: Systemverhalten bei wechselnder Lastrichtung.....	135
Abbildung 7.11: Variierendes Druckniveau durch separate Ansteuerung der Tankkante: analog zur Zulaufkante a, im Verhältnis der Kolbenflächen b und komplett geöffnet c	136
Abbildung 7.12: Vergleich der Reaktion von Konstant- und Verstellpumpensystem auf Änderungen der Volumenstromanforderung Q_{soil}	138
Abbildung 8.1: Vergleich des Differenzdruckverlaufs – LS-Referenzmaschine a gegenüber eBSS-Demonstrator b ..	140
Abbildung 8.2: Qualitativer Temperatur- und Differenzdruckverlauf	142
Abbildung 9.1: Bedarfsstromsteuerung mit drehzahlvariabler Konstantpumpe und Kennfeldregelung der Wegestufen.....	148

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

Die Bände sind unter www.ksp.kit.edu als PDF frei verfügbar
oder als Druckausgabe bestellbar.

- Band 1** Urs Wiesel
Hybrides Lenksystem zur Kraftstoffeinsparung im schweren Nutzfahrzeug. 2010
ISBN 978-3-86644-456-0
- Band 2** Andreas Huber
Ermittlung von prozessabhängigen Lastkollektiven eines hydrostatischen Fahrentriebsstrangs am Beispiel eines Teleskopladers. 2010
ISBN 978-3-86644-564-2
- Band 3** Maurice Bliesener
Optimierung der Betriebsführung mobiler Arbeitsmaschinen. Ansatz für ein Gesamtmaschinenmanagement. 2010
ISBN 978-3-86644-536-9
- Band 4** Manuel Boog
Steigerung der Verfügbarkeit mobiler Arbeitsmaschinen durch Betriebslasterfassung und Fehleridentifikation an hydrostatischen Verdrängereinheiten. 2011
ISBN 978-3-86644-600-7
- Band 5** Christian Kraft
Gezielte Variation und Analyse des Fahrverhaltens von Kraftfahrzeugen mittels elektrischer Linearaktuatoren im Fahrwerksbereich. 2011
ISBN 978-3-86644-607-6
- Band 6** Lars Völker
Untersuchung des Kommunikationsintervalls bei der gekoppelten Simulation. 2011
ISBN 978-3-86644-611-3
- Band 7** 3. Fachtagung
Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 17. Februar 2011, Karlsruhe. 2011
ISBN 978-3-86644-599-4

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 8** Vladimir Iliev
Systemansatz zur anregungsunabhängigen Charakterisierung des Schwingungskomforts eines Fahrzeugs. 2011
ISBN 978-3-86644-681-6
- Band 9** Lars Lewandowitz
Markenspezifische Auswahl, Parametrierung und Gestaltung der Produktgruppe Fahrerassistenzsysteme. Ein methodisches Rahmenwerk. 2011
ISBN 978-3-86644-701-1
- Band 10** Phillip Thiebes
Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. Grundlegende Erkenntnisse und Zusammenhänge, Vorstellung einer Methodik zur Unterstützung des Entwicklungsprozesses und deren Validierung am Beispiel einer Forstmaschine. 2012
ISBN 978-3-86644-808-7
- Band 11** Martin Gießler
Mechanismen der Kraftübertragung des Reifens auf Schnee und Eis. 2012
ISBN 978-3-86644-806-3
- Band 12** Daniel Pies
Reifenungleichförmigkeitserregter Schwingungskomfort – Quantifizierung und Bewertung komfortrelevanter Fahrzeugschwingungen. 2012
ISBN 978-3-86644-825-4
- Band 13** Daniel Weber
Untersuchung des Potenzials einer Brems-Ausweich-Assistenz. 2012
ISBN 978-3-86644-864-3
- Band 14** **7. Kolloquium Mobilhydraulik.**
27./28. September 2012 in Karlsruhe. 2012
ISBN 978-3-86644-881-0
- Band 15** **4. Fachtagung**
Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen
20. Februar 2013, Karlsruhe. 2013
ISBN 978-3-86644-970-1

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 16** Hans-Joachim Unrau
Der Einfluss der Fahrbahnoberflächenkrümmung auf den Rollwiderstand, die Cornering Stiffness und die Aligning Stiffness von Pkw-Reifen. 2013
ISBN 978-3-86644-983-1
- Band 17** Xi Zhang
Untersuchung und Entwicklung verschiedener Spurführungsansätze für Offroad-Fahrzeuge mit Deichselverbindung. 2013
ISBN 978-3-7315-0005-6
- Band 18** Stefanie Grollius
Analyse des gekoppelten Systems Reifen-Hohlraum-Rad-Radführung im Rollzustand und Entwicklung eines Rollgeräuschmodells. 2013
ISBN 978-3-7315-0029-2
- Band 19** Tobias Radke
Energieoptimale Längsführung von Kraftfahrzeugen durch Einsatz vorausschauender Fahrstrategien. 2013
ISBN 978-3-7315-0069-8
- Band 20** David Gutjahr
Objektive Bewertung querdynamischer Reifeneigenschaften im Gesamtfahrzeugversuch. 2014
ISBN 978-3-7315-0153-4
- Band 21** Neli Ovcharova
Methodik zur Nutzenanalyse und Optimierung sicherheitsrelevanter Fahrerassistenzsysteme. 2014
ISBN 978-3-7315-0176-3
- Band 22** Marcus Geimer, Christian Pohlandt
Grundlagen mobiler Arbeitsmaschinen. 2014
ISBN 978-3-7315-0188-6
- Band 23** Timo Kautzmann
Die mobile Arbeitsmaschine als komplexes System. 2014
ISBN 978-3-7315-0187-9

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 24** Roman Weidemann
Analyse der mechanischen Randbedingungen zur Adaption der oszillierenden Hinterschneidtechnik an einen Mobilbagger. 2014
ISBN 978-3-7315-0193-0
- Band 25** Yunfan Wei
Spurführungsregelung eines aktiv gelenkten Radpaars für Straßenbahnen. 2014
ISBN 978-3-7315-0232-6
- Band 26** David Schmitz
Entwurf eines fehlertoleranten Lenkventils für Steer-by-Wire Anwendungen bei Traktoren. 2014
ISBN 978-3-7315-0264-7
- Band 27** Christian Schwab
Beitrag zu einer universellen Baggerschnittstelle zur Übertragung elektrischer und hydraulischer Leistung sowie elektronischer Signale für komplexe Anbaugeräte. 2014
ISBN 978-3-7315-0281-4
- Band 28** Peter Dengler
Untersuchung zum effizienten Betrieb von Hydraulikzylindern in Konstantdrucksystemen unter Verwendung einer Zwischendruckleitung. 2015
ISBN 978-3-7315-0295-1
- Band 29** Manuel Bös
Untersuchung und Optimierung der Fahrkomfort- und Fahrdynamikeigenschaften von Radladern unter Berücksichtigung der prozessspezifischen Randbedingungen. 2015
ISBN 978-3-7315-0310-1
- Band 30** 5. Fachtagung
Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen
25. Februar 2015, Karlsruhe. 2015
ISBN 978-3-7315-0323-1
- Band 31** Michael Eckert
Energieoptimale Fahrdynamikregelung mehrmotoriger Elektrofahrzeuge. 2015
ISBN 978-3-7315-0332-3

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

Band 32 Martin Scherer
**Beitrag zur Effizienzsteigerung mobiler Arbeitsmaschinen.
Entwicklung einer elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung
mit aufgeprägtem Volumenstrom. 2015**
ISBN 978-3-7315-0339-2

Die Energieeffizienz mobiler Arbeitsmaschinen wird neben dem Fahrentrieb maßgeblich vom Wirkungsgrad ihrer Arbeitsantriebe bestimmt. Zur Leistungsübertragung werden hauptsächlich Hydrauliksysteme eingesetzt. Die wachsende Verfügbarkeit moderner, elektrohydraulischer Komponenten ermöglicht die Entwicklung von Bedarfsstromsystemen. Durch die elektronische Signalleitung und -verarbeitung sind die Verbraucheranforderungen bekannt und der Pumpenvolumenstrom kann direkt als deren Summe eingestellt werden. In vorliegender Arbeit wird eine elektrohydraulische Bedarfsstromsteuerung am Beispiel eines Forstkranes entwickelt. Zur Ableitung eines für Forstmaschinen typischen Lastzyklus und zur Definition des Status Quo erfolgt zunächst die Vermessung des Referenzsystems. Der simulative Vergleich, die Untersuchung des Übertragungsverhaltens am Prüfstand, sowie der Aufbau eines voll funktionsfähigen Demonstrators bilden den Entwicklungsprozess ab.

