

Peter Dengler

Untersuchung zum effizienten Betrieb von Hydraulikzylindern in Konstantdrucksystemen unter Verwendung einer Zwischen- druckleitung

Peter Dengler

**Untersuchung zum effizienten Betrieb von
Hydraulikzylindern in Konstantdrucksystemen
unter Verwendung einer Zwischendruckleitung**

**Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik
Band 28**

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.

Untersuchung zum effizienten Betrieb von Hydraulikzylindern in Konstantdrucksystemen unter Verwendung einer Zwischendruckleitung

von
Peter Dengler

Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
Fakultät für Maschinenbau, 2014

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 978-3-7315-0295-1

DOI: 10.5445/KSP/1000043836

Vorwort des Herausgebers

Eine starke CO₂-Reduktion ist ein erklärtes politisches Ziel, um mögliche negative Auswirkungen auf die Umwelt durch eine globale Erwärmung der Erde zu verhindern. Aus diesem Grund ist eine hohe Forschungsaktivität zur Effizienzsteigerung von Systemen in allen möglichen Bereichen zu beobachten. Nicht zuletzt hybride Antriebe bieten aufgrund ihrer Möglichkeit zur Rekuperation von kinetischer und potentieller Energie die Möglichkeit, Energie zurück zu gewinnen um so den Kraftstoffverbrauch und damit den CO₂-Ausstoß zu verringern.

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.

Seit einigen Jahren wird im Bereich der hydrostatischen Antriebstechnik an einer neuen Steuerungsart geforscht, der Digitalhydraulik. Diese ermöglicht den Aufbau effizienter und flexibler Steuerungssysteme durch die Verwendung einfacher Schaltventile. Dabei steht vor allem die in diskreten Stufen durchgeführte Steuerung des Volumenstroms im Fokus.

Im Band 28 wird die Idee der Digitalhydraulik auf Drücke übertragen, indem ein System mit diskreten Druckpotenzialen aufgebaut wird. Es verfügt neben einer Hochdruckleitung (Konstantdruckleitung) über eine Zwischendruckleitung und wird als Antriebssystem für die Steuerung der Arbeitshydraulik einer mobilen Arbeitsmaschine untersucht. Über einfache Schaltventile

können unterschiedlich große Druckpotenziale zwischen Hoch-, Zwischen- und Tankdruck erzeugt werden, so dass die zylindrischen Verbraucher ihre zur Verfügung gestellte Kraft an den aktuellen Lastbedarf anpassen können.

Ein besonderer Fokus der Arbeit liegt auf der Steuerung des Systems, das eine Vielzahl neuer Freiheitsgrade besitzt. Herr Dengler wendet zur Steuerung des Systems einen regelbasierten Ansatz an, der um einen prädiktiven Teil ergänzt wird. Das multi-kriterielle Optimierungsproblem löst er dabei mit der Methode der dynamischen Programmierung.

Auch wenn ein nicht unerheblicher Teil des möglichen Effizienzsteigerungspotentials aufgrund von Drosselverlusten nicht realisiert werden kann, weist Herr Dengler in seiner Arbeit eine Effizienzsteigerung im Vergleich zum Stand der Technik nach.

Karlsruhe, im Oktober 2014

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Untersuchung zum effizienten Betrieb von Hydraulikzylindern in Konstantdrucksystemen unter Verwendung einer Zwischendruckleitung

Zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der Ingenieurwissenschaften

der Fakultät für Maschinenbau

Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

genehmigte

Dissertation

von

Dipl.-Ing. Peter Dengler

Tag der mündlichen Prüfung:

Hauptreferent:

Korreferent:

23. September 2014

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Prof. Dr.-Ing. Sören Hohmann

Kurzfassung

In der vorliegenden Dissertation wird ein neuartiges Hydrauliksystem untersucht, das einen effizienten Betrieb von Arbeitszylindern in einem Konstantdrucksystem ermöglicht. Durch die Einführung einer Zwischendruckleitung können mit Hilfe von zwei vorgeschalteten Schaltventilen unterschiedlich hohe Druckpotenziale am steuernden Proportionalventil erzeugt werden, indem Hoch-, Zwischen-, und Tankdruck miteinander kombiniert werden.

Es wird am Beispiel von realen Arbeitszyklen eines Radladers gezeigt, dass die optimale Wahl der Speicherparameter wie auch die optimale Steuerung als multikriterielles Optimierungsproblem aufgefasst werden können, dessen Lösungsraum eine Pareto-Front darstellt.

Für die Ableitung einer Online-Steuerstrategie wird ein prädiktiver Regler entwickelt, der als Störgrößenmodell die Arbeitskinematik des Radladers und als Zustandsmodell den Zwischendruckspeicher enthält und für den verbleibenden Resthub des Hubzylinders eine optimale Folge von Schaltzuständen berechnet.

In einem experimentellen Teil wird eine Energieersparnis des Systems von bis zu 17% messtechnisch nachgewiesen, weitere Einsparungen können durch eine weitere Optimierung erzielt werden, was an Hand eines Simulationsmodells gezeigt wird.

Abstract

The present PhD thesis describes a new hydraulic system enabling an efficient integration of hydraulic cylinders into a constant pressure system. Using an intermediate pressure line, multiple pressure potentials can be created at the piloting proportional valve using two upstream switching valves combining high-, intermediate- und tank pressure.

At the example of real working cycles of a wheel loader it is shown that the optimum choice of the accumulator parameters as well as the optimal control of the system can be considered as a multi criteria optimization problem with a Pareto front as solution space.

For the deviation of an online control strategy a predictive controller is developed, using a model of the kinematics of the wheel loader and a model of the accumulator to determine the optimal sequence of switching states of the remaining cylinder stroke.

In an experimental part an efficiency improvement of up to 17% is measured, further efficiency can be achieved with an optimization of the system which is shown by a simulation model.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Mobile Arbeitsmaschinen (Mobima) des Instituts für Fahrzeugsystemtechnik (FAST) am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Dem Leiter des Instituts, Herrn Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer, danke ich für die anregenden Diskussionen und die Übernahme des Hauptreferats.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Sören Hohmann, Leiter des Instituts für Regelungssysteme (IRS) am KIT, danke ich für das Interesse an der Arbeit und für die Übernahme des Korreferats.

Weiterhin danke ich Herrn Prof. Dr. Michael Hoffmann, Leiter des Instituts für Angewandte Materialien – Keramik im Maschinenbau (IAM) am KIT für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Meinen Kollegen am Mobima danke ich für die freundliche Arbeitsatmosphäre und den fachlichen Austausch, insbesondere den Herren Christian Pohlandt, Martin Scherer, Roman Weidemann und Thorsten Dreher. Besonders hervorheben möchte ich meinen „Stubenkollegen“ Christian Schwab, der mir stets mit Rat und Tat zur Seite stand und für eine angenehme Stimmung im Büro sorgte.

Großer Dank geht auch an die zahlreichen Studenten, die mich bei meiner Arbeit unterstützt haben, allen voran an Herrn Martin Leicht, Herrn Henning Hoffmeyer, Herrn Pascal Piecha und Frau Susanne Kohler.

Ganz besonders danke ich meiner Frau Magalie für ihre Unterstützung und dafür, dass sie in dieser teils sehr entbehrensreichen Zeit stets an meiner Seite war.

Stuttgart, im Oktober 2014

Peter Dengler

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Grundlagen	5
2.1	Hydraulische Steuerungssysteme in mobilen Arbeits- maschinen	5
2.1.1	Open Center Systeme	6
2.1.2	Closed Center Systeme	10
2.2	Hydraulische Steuerungssysteme mit Energie- rückgewinnung	14
2.2.1	Grundbegriffe hydraulischer hybrider Systeme	14
2.2.2	Druckwandlungsmethoden – Stand der Forschung	19
2.2.3	Stand der Forschung rekuperierfähiger Linearantriebe.....	24
3	Grundlegende Prinzipien des Konstantdruck-Zwischendruck- Systems	31
3.1	Kraftaufprägung durch diskrete Druckpotenziale.....	32
3.2	Energierückgewinnung aus der Arbeitshydraulik.....	35
3.2.1	Direkte Rekuperation	35
3.2.2	Regeneration mit Rekuperation kombiniert	37
3.3	Energierückführungsmethoden aus dem Speicher	38
3.4	Geschwindigkeitsregelung der Hydraulikzylinder	39
4	Aufbau des Systems und Vermessung der Zyklen	43
4.1	Beschreibung des Versuchsträgers	43
4.2	Umrüsten des Versuchsträgers für die Versuche.....	48
4.2.1	Erweiterung der hydraulischen Schaltung.....	48
4.2.2	Beschreibung der Messtechnik.....	51
4.3	Vermessung der Referenzzyklen	51
4.3.1	Referenzzyklus Ladezyklus	52
4.3.2	Palette entladen.....	57

5	Optimale Steuerung mittels multikriterieller Optimierung.....	61
5.1	Mehrzieloptimierung und Pareto – Optimalität.....	64
5.2	Bestimmung der optimalen Schaltsequenzen.....	67
5.3	Optimierung des Systems.....	77
6	Entwicklung der Steuerung für das KonZwi-System	81
6.1	Komplexitätsreduzierung durch eine regelbasierte Steuerung.....	82
6.2	Das Konzept der modellprädiktiven Regelung (MPR)	84
6.2.1	Allgemeine mathematische Beschreibung der Optimierungsaufgabe.....	86
6.2.2	Mathematische Zustandsbeschreibung	88
6.2.3	Diskretisierung der Zustandsgrößen	91
6.3	Entwicklung des prädiktiven Steuerelements	93
6.3.1	Erstellung der Systemmodelle	93
6.3.2	Entwicklung des Optimierers mit Hilfe der dynamischen Programmierung nach Bellman.....	97
6.3.3	Berücksichtigung der Nebenbedingungen	102
6.4	Aufbau des Steuerkonzeptes	105
7	Testfahrten und Ergebnisse	111
7.1	Steuerung des Systems im Experiment.....	111
7.1.1	Erstellung der Sollbahnen für die Zylinder	112
7.1.2	Regelung der Proportionalventile	113
7.1.3	Betätigung der Schaltventile.....	115
7.2	Messergebnisse Grabzyklus	117
7.2.1	Wiederholgenauigkeit.....	117
7.2.2	Messergebnis Y-Zyklus	119
7.3	Effizienzbeeinflussende Faktoren	122
7.3.1	Systemverluste.....	123
7.3.2	Einfluss des Bedienerverhaltens.....	129
7.3.3	Einfluss der Rekuperation	130

8	Systemoptimierung mittels der Simulation.....	133
8.1	Modellierung der Pumpe.....	135
8.2	Validierung des Simulationsmodells.....	137
8.3	Systemoptimierung durch Reduzierung der Leckage	140
8.4	Zusammenfassung.....	145
9	Zusammenfassung und Ausblick.....	147
	Literaturverzeichnis.....	151

Formelverzeichnis

Zeichen	Bedeutung	Einheit
A	Zylinderfläche	[m ²]
E	Energie	[J]
F	Kraft	[N]
I	Spannung	[A]
J	Gütefunktion	[-]
M	Moment	[Nm]
Q	Volumenstrom	[L/min]
T	Übergangsfunktion	[-]
U	Spannung	[V]
V	Speichervolumen	[L]
V_g	Fördervolumen	[cm ³ /U]
c_{Sp}	Speicherkonstante	[L/bar]
h	Zylinderposition	[m]
\dot{h}	Zylindergeschwindigkeit	[m/s]
k_{geo}	Geometriefaktor	[1/m]
m	Masse	[kg]
n	Drehzahl	[U/min]

p	Druck	[bar]
s	Zylinderhub	[m]
u	Steuersignal	[-]
v	Geschwindigkeit	[m/s]
\underline{u}	Steuervektor	[-]
\underline{x}	Zustandsvektor	[-]
\underline{z}	Störgrößenvektor	[-]

Griechische Formelzeichen

Zeichen	Bedeutung	Einheit
κ	Polytrophenexponent	[-]
φ	Winkel	[-]
$\dot{\varphi}$	Winkelgeschwindigkeit	[1/s]
Δ	Differenz	[-]

Indexverzeichnis

Zeichen	Bedeutung
HK	Hubzylinder Kolbenseite
HR	Hubzylinder Ringseite
K	Kolbenseite
KK	Kippzylinder Kolbenseite
KR	Kippzylinder Ringseite
L	Last
Le	Leckage
P	Pumpe
R	Ringseite
Sp	Speicher
T	Tank
ÜS	Übertragungssystem
V	Verlust
VB	Verbraucher
VD	Drosselverlust
VL	Leitungsverlust
VLe	Leckageverlust

VS	Ventilsystem
e	Endwert
hyd	hydraulisch
max	maximal
mech	mechanisch
opt	optimal
pot	potenziell
th	theoretisch
0	Anfangswert

Abkürzungsverzeichnis

DP	Dynamische Programmierung
DW	Druckwaage
HD	Hochdruck
KonZwi	Konstantdruck-Zwischendruck
LS	Load Sensing
MOP	Multikriterielles Optimierungsproblem
MPR	Modellprädiktive Regelung
PI	Proportional-Integrierend
PV	Proportionalventil
PWM	Pulsweitenmodulierung
SOC	State of Charge - Ladezustand
SV	Schaltventil
SZ	Schaltzustand
TD	Tankdruck
VB	Verbraucher
ZD	Zwischendruck

1 Einleitung

Höhere Effizienz und damit verbunden geringere Kraftstoffkosten und Emissionen sind ein starker Innovations- und Entwicklungstreiber auf dem Gebiet der mobilen Arbeitsmaschinen geworden.

Neben den Entwicklungsfortschritten auf Seiten der Komponenten hat es umfassende Neuentwicklungen gegeben, um die Architektur von Antriebssystemen zu verbessern und somit den Systemwirkungsgrad gezielt zu erhöhen. Hierbei spielt die Hybridtechnik eine bedeutende Rolle, da sie gezielt unterschiedliche Energiewandler kombiniert, um eine effizientere Energieübertragung zu ermöglichen. Entscheidendes Merkmal dieser Systeme ist ihre Fähigkeit der Rückgewinnung bislang ungenutzter Brems- und Lageenergie. THIEBES hat dazu in [1] eine Übersicht hybridgetriebener mobiler Arbeitsmaschinen in ihren verschiedenen Ausprägungen als hydraulischer oder elektrischer Hybrid aufgezeigt.

Trotz großer Fortschritte auf dem Gebiet der elektrischen Hybride ist aus heutiger Sicht eine vollständige Substitution hydrostatischer Antriebsstränge nicht zu erwarten. Es ist davon auszugehen, dass auch in Zukunft hydraulische Antriebe eine dominante Rolle in mobilen Arbeitsmaschinen spielen werden. Dies liegt in erster Linie darin begründet, dass hydraulische Antriebe vor allem aufgrund ihrer hohen Leistungsdichte und flexiblen Leistungsübertragung bei günstigen Anschaffungskosten in vielen Anwendungen unverzichtbar sind. Insbesondere bei der Übertragung hoher Leistungen in Linearbewegungen sind sinnvolle elektrische Alternativen zu konventionellen Hydraulikzylindern derzeit nicht verfügbar, so dass hier die Grenzen der Elektrifizierung zu sehen sind und höchstens kombinierte Systeme vorstellbar sind [2], [3].

Dabei sind für die Arbeitshydraulik mobiler Arbeitsmaschinen, insbesondere der Baumaschinen, hybride Lösungen gefragt, da gerade hier beim Absenken hoher Lasten ein hohes Rekuperationspotenzial potenzieller Energien besteht, welches heutzutage überwiegend über eine Steuerkante des steuernden Stetigventils abgedrosselt und in Form von Wärme an die Umgebung abgegeben wird. Für eine Rückgewinnung dieser Energien bei gleichzeitiger Nutzung der Hydrostatik für die Leistungsübertragung werden hybride hydraulische Lösungen benötigt.

Seit ihrer Entwicklung in den 1980er Jahren sind Konstantdrucksysteme mit Sekundärregelung häufig ein zentraler Bestandteil hydraulischer hybrider Lösungen. Diese Entwicklung hatte vor allem zwei Gründe:

- Durch die Leistungsregelung über die Sekundäreinheit war ein effizienter Parallelbetrieb mehrerer Antriebe in einem Einkreis-System ohne leistungsregelnde Ventile möglich
- Abtriebseinheiten im 4-Quadrantenbetrieb im offenen Kreis sind in der Lage im Bremsbetrieb über Null zu schwenken und können auf diese Weise Öl zurück in die Hochdruckleitung fördern, wo die Bremsenergie in Form von potenzieller Energie im Hydrospeicher vorgehalten wird

Trotz seiner hinsichtlich einer Hybridisierung positiven Eigenschaften ist ein Konstantdrucksystem mit Sekundärregelung neben den derzeit noch hohen Investitionskosten aus konstruktiver Sicht keine realistische Antriebsalternative für die Arbeitsausrüstung mobiler Arbeitsmaschinen, da das Prinzip der Sekundärregelung nicht auf Linearverbraucher übertragbar ist. Um ein integriertes hybrides Einkreis-System zu ermöglichen, welches eine Einbindung von Hydraulikzylindern bei weitgehender Eliminierung oder Reduzierung von Drosselverlusten im Teillastbetrieb ermöglicht, muss ein Verfahren entwickelt werden, wie der Druck

aus der Hochdruckleitung auf den gerade benötigten Lastdruck im Zylinder transformiert werden kann. Hierzu gibt es Verfahren, die sich der hydraulischen oder der hydraulisch-mechanischen Druckwandlung bedienen. Um mit diesen Verfahren eine effiziente Druckanpassung zu ermöglichen, ist ein hoher technischer Aufwand nötig, so dass sich diese Technologien bislang noch nicht durchsetzen konnten.

Eine kostengünstige und einfachere Variante, um einen effizienten Betrieb von Hydraulikzylindern in einem Konstantdrucksystem ohne Druckanpassung zu ermöglichen, ist die Erzeugung unterschiedlicher diskreter Druckpotenziale durch die Verwendung weiterer Druckleitungen. Diese Druckleitungen haben in bestimmten Abstufungen zueinander geringere Drücke als die Hochdruckleitung und werden deshalb Zwischendruckleitungen genannt. Durch Anbringen der Druckpotenziale dieser Zwischendrucke an einem Zylinder wird eine Reihe unterschiedlicher diskreter Kraftpotenziale ermöglicht, so dass durch geeignete Wahl eines Kraft- bzw. Druckpotenzials Drosselverluste auch im Teillastbereich reduziert werden können.

In dieser Arbeit soll ein Konstantdrucksystem mit einer Zwischendruckleitung am Beispiel eines Radladers untersucht werden. Zunächst wird dabei auf hydraulische Steuerungssysteme im Allgemeinen und auf ihre rekuperierfähigen Ausprägungen im speziellen, eingegangen. Besonderes Augenmerk wird dabei auf die für diese Arbeit bedeutenden Konstantdrucksysteme für mobile Arbeitsmaschinen gelegt. Es wird auf die Problematik der effizienten Druckwandlung eingegangen und dazu der Stand der Forschung aufgezeigt.

Im dritten Kapitel wird das System in seiner für diese Arbeit vorhandenen Ausprägung beschrieben und seine Funktionsweise erläutert. Dabei wird besonders auf die Energierückführungsmöglichkeiten des Systems eingegangen.

In einem weiteren Kapitel wird der Versuchsträger beschrieben und der Verschaltungsplan des neuen Systems gezeigt. Anschließend werden für diese Arbeit relevante Referenzzyklen beschrieben und auf Rekuperationspotenziale eingegangen.

In Kapitel fünf wird auf Basis dieser Messdaten gezeigt, wie mit Hilfe der multikriteriellen Optimierung eine optimale Steuerung für den gegebenen Lastzyklus berechnet und wie eine weitere Systemoptimierung durchgeführt werden kann.

Die erzeugte Optimalsteuerung dient in Kapitel sechs als Grundlage zur Ableitung einer Steuerstrategie für das System, welche über einen modellprädiktiven Teil verfügt. Es wird gezeigt, wie durch eine ereignisdiskrete, wegabhängige Betrachtung der Störgrößen die Komplexität des Optimierungsalgorithmus reduziert werden kann, so dass die Reglerstruktur einer modellprädiktiven Regelung (MPR) auch für ein System mit sehr geringen Zeitkonstanten, wie der Ausfahrbewegung eines Zylinders, angewandt werden kann.

Im siebten Teil dieser Arbeit wird das Einsparpotenzial des Systems an Hand von Messdaten gezeigt mit einem besonderen Augenmerk auf die auftretenden Verluste und den Einflussfaktoren auf die Effizienz.

Im achten Kapitel wird mit Hilfe der Simulation gezeigt, welche Einsparungen sich durch eine weitere Systemoptimierung ergeben. Eine abschließende Betrachtung mitsamt weiterführenden Vorschlägen erfolgt in Kapitel neun.

2 Grundlagen

In diesem Kapitel werden die Grundlagen für das Verständnis der in dieser Arbeit beschriebenen Zusammenhänge und Ergebnisse gezeigt. Zunächst wird in einem ersten Teil der Stand der Technik der Steuerungssysteme beschrieben. Dabei wird auch auf die für diese Arbeit wichtigen Konstantdrucksysteme mit Sekundärregelung eingegangen und ihre Bedeutung als energieeffizientes Antriebskonzept für mobile Arbeitsmaschinen erläutert.

In einem zweiten Unterkapitel wird auf die Grundlagen hybrider Antriebsstränge eingegangen und der Stand der Forschung zu Druckwandlungsmethoden und zu rekuperierfähigen Antriebssystemen aufgezeigt.

2.1 Hydraulische Steuerungssysteme in mobilen Arbeitsmaschinen

Für die Einbindung von Hydraulikzylindern in eine Antriebsarchitektur mobiler Arbeitsmaschinen gibt es unterschiedliche Konzepte, welche sich in Speisung und Steuerungsart unterscheiden. Dabei wird in der Art der Speisung zwischen aufgeprägtem Druck und aufgeprägtem Volumenstrom unterschieden. Innerhalb dieser beiden Grundprinzipien können Steuerungssysteme zudem nach ihrer Steuerungsart - Widerstandssteuerungen und Verdrängersteuerungen – klassifiziert werden. **Abbildung 2.1** zeigt beispielhaft Schaltungen gemäß dieser Systematik. Heutige Steuerungssysteme für Hydraulikzylinder werden in mobilen Arbeitsmaschinen überwiegend auf Basis von Widerstandssteuerungen betrieben, Konzepte zur Verdrängersteuerung von Hydrozylindern sind derzeit Gegenstand der Forschung [4].

Mit Ausnahme der Verdrängersteuerungen mit aufgeprägtem Volumenstrom versorgt in der Regel eine Pumpe mehrere Verbraucher. Da die Ölentnahme der Pumpe von der Ölrückführung der Verbraucher durch einen Tank getrennt ist, spricht man bei dieser Art von Ölkreislauf auch von einem „offenen Kreis“.

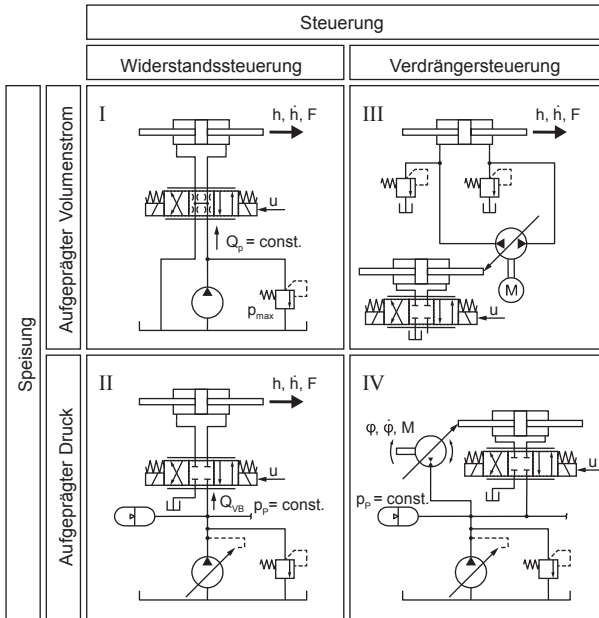


Abbildung 2.1: Systematik hydraulischer Steuerungssysteme nach [5]

2.1.1 Open Center Systeme

Einfache Ventilsysteme im offenen Kreis werden in mobilen Arbeitsmaschinen durch eine oder mehrere Konstantpumpen gespeist, angetrieben durch einen Dieselmotor. Da der erzeugte Volumenstrom in diesem System durch das Fördervolumen und

die Drehzahl der Pumpe vorgegeben ist, muss er über entsprechende Ventile an den Bedarf der jeweiligen Verbraucher angepasst werden, was insbesondere im Parallelbetrieb zu hohen Verlusten führen kann (**Abbildung 2.2**).

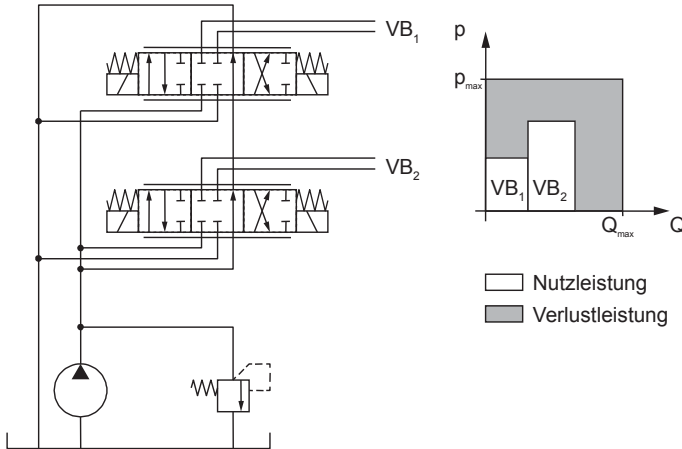


Abbildung 2.2: Konstantstromsystem

Bei diesen Systemen wird in Neutralstellung der Volumenstrom möglichst drucklos in den Tank geleitet, um unnötige Energieverluste zu vermeiden, man nennt sie deshalb auch *Open Center* Systeme. Ein Nachteil dieser Systeme ist neben den hohen Verlusten auch die Lastabhängigkeit der Ventilschaltung. Bei sich ändernden Lasten muss die Ventilöffnung durch den Maschinenbediener angepasst werden, um einen konstanten Volumenstrom halten zu können, was insbesondere bei mehreren, parallel betriebenen Verbrauchern problematisch ist. In Load Sensing (LS-) Systemen ermöglichen Druckwaagen eine lastunabhängige Verteilung des Öls auf alle Verbraucher. Das Druckniveau in der Hauptdruckleitung wird über eine Eingangsdruckwaage auf den über ein System von Wechselventilen gemeldeten höchsten Lastdruck

eingestellt. Dadurch werden Drosselverluste reduziert, da sich der Systemdruck dem Lastdruck anpasst (**Abbildung 2.3**). Für eine lastunabhängige Volumenstromsteuerung bei parallel betriebenen Verbrauchern wird jedem Verbraucher eine Individualdruckwaage vor- oder nachgeschaltet. Diese drosselt bei geringer belasteten Verbrauchern den überschüssigen Druck und erlaubt einen lastkompensierten Betrieb. Diese Systeme finden vor allem in kleinen Baumaschinen oder Staplern Verwendung [6], bei größeren Maschinen sind LS-Systeme fast ausschließlich als Closed Center Systeme ausgeführt (siehe Abschnitt 2.1.2).

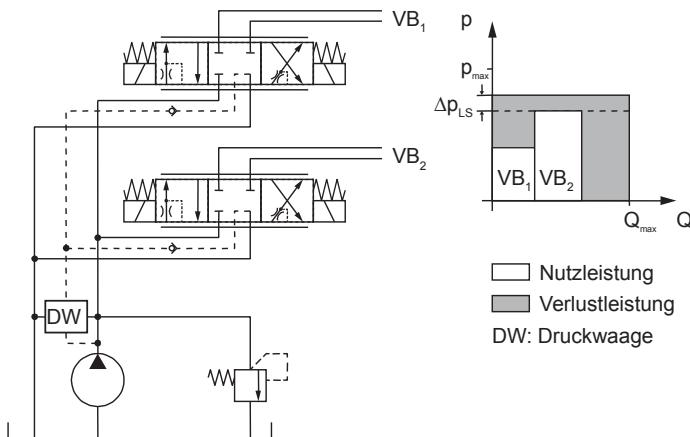


Abbildung 2.3: Open Center Load Sensing System

Um unnötige Verluste zu vermeiden, können Open Center Systeme auch mit einer Verstellpumpe betrieben werden. Als Steuerungssysteme mit *Negative Control* werden dabei Systeme bezeichnet, die mit einer Pumpe betrieben werden, deren Schwenkwinkel über den Rücklaufvolumenstrom geregelt wird (**Abbildung 2.4**). Eine hinter dem Ventilblock befindliche Messblende erzeugt einen Druckabfall, welcher zur Regelung der Pumpe benötigt wird.

Dabei wird die Pumpe so lange verschwenkt, bis der Druckabfall einem eingestellten Wert entspricht. In Neutralstellung fließt also ein minimaler Volumenstrom über diese Messblende, welcher in der Regel 10 – 20 L/min beträgt [7]. Wird eines der Ventile betätigt, verringert sich der abfließende Volumenstrom und somit auch der Druckabfall über der Messblende. Die Pumpe schwenkt aus und erhöht ihr Fördervolumen, bis der eingestellte Druckabfall erreicht ist. Systeme mit Negative Control sind vor allem bei Baumaschinen im asiatischen Raum weit verbreitet [8].

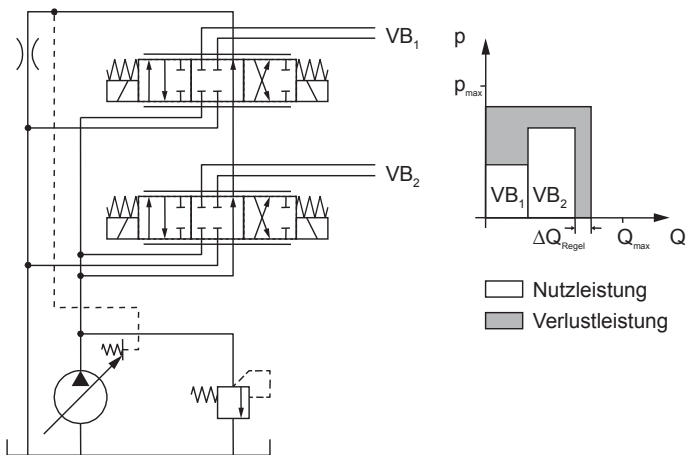


Abbildung 2.4: Open Center System mit Negative Control

Unter dem Begriff *Positive Control* lassen sich Steuerungssysteme zusammenfassen, bei denen gleichzeitig mit der Ventilauslenkung ein Steuersignal an die Pumpe geleitet wird, um ein dem Volumenstrombedarf proportionale Erhöhung des Förderstromes zu erreichen. Diese Systeme werden beispielsweise in den Baggern der Firma Liebherr verbaut [9].

2.1.2 Closed Center Systeme

Closed Center Systeme werden durch eine Verstellpumpe gespeist und zeichnen sich im Gegensatz zu Open Center Systemen dadurch aus, dass die Pumpe in Neutralstellung fast vollständig zurückgeschwenkt ist (ein minimaler Strom bleibt zum Ausgleich der Leckage erhalten). Ein bei mobilen Arbeitsmaschinen weit verbreitetes System dieses Typs ist das LS-System in Closed Center Bauweise. Ähnlich wie beim LS-System in Open Center Bauweise wird der höchste Lastdruck der Verbraucher über ein System aus Wechselventilen detektiert, hier jedoch wird er als Steuersignal an die Verstellpumpe weitergeleitet (**Abbildung 2.5**).

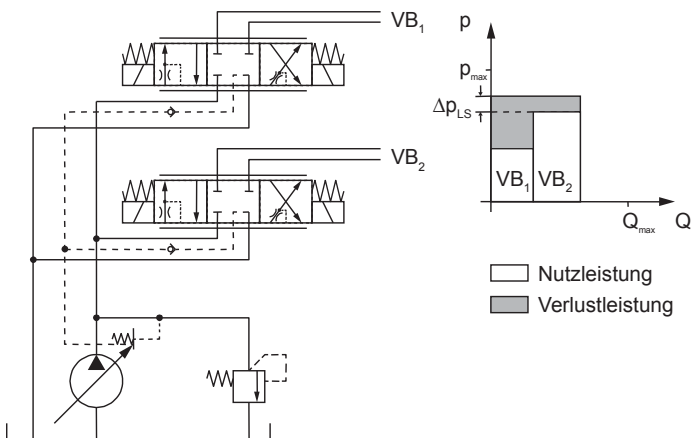


Abbildung 2.5: Closed Center Load Sensing System

In Neutralstellung ist die LS-Leitung mit dem Tank verbunden und der Druck im System wird auf minimalem Druckniveau gehalten, welcher der Regeldruckdifferenz Δp_{LS} – in der Regel 20 bar – des LS-Reglers der Pumpe entspricht. Bei Betätigung eines Steuerventils

tils wird der Lastdruck des Verbrauchers mit der LS-Leitung verbunden, so dass der Pumpenregler aus der Gleichgewichtslage gebracht wird und die Pumpe ausschwenkt. Der Volumenstrom im System steigt so lange an, bis der Druckabfall am Steuerventil der eingestellten Druckdifferenz am Pumpendruckregler entspricht. Individualdruckwaagen an jedem Steuerventil ermöglichen eine Lastkompensation, so dass eine Lastunabhängigkeit nicht nur auf den lasthöchsten Verbraucher beschränkt bleibt.

Diese LS-Systeme haben aufgrund ihrer hohen Effizienz und der parallelen, lastunabhängigen Volumenstromregelung der Verbraucher eine hohe Verbreitung in Europa gefunden. Eine Weiterentwicklung dieser Systeme sind elektrohydraulische Systeme, die in einer Vielzahl von Varianten weiterentwickelt und optimiert wurden. Eine Auswahl dieser Entwicklungen ist in [10], [7], [11], [12], [13] zu finden.

Ein weiterer Vertreter der Closed Center Systeme sind Konstantdrucksysteme. Bei diesen Systemen wird die Verstelleinheit der Pumpe direkt mit der Hauptdruckleitung verbunden. Dies führt dazu, dass die Pumpe immer dann ausschwenkt, wenn es zu einem Druckabfall durch die Betätigung eines Verbrauchers kommt. Sie fördert so lange Volumenstrom in das System, bis der eingestellte Solldruck erreicht ist. Durch die Druckregelung wird eine Entkoppelung der Pumpenverstellung vom Verbraucher erreicht, so dass das System weniger schwingungsanfällig ist. Weitere Stabilität bei gleichzeitig höherer Dynamik kann durch einen Hochdruckspeicher erreicht werden, der die Ausregelzeit der Pumpe abpuffert, was dazu führt, dass dem Verbraucher sofort der maximale Volumenstrom bei konstantem Druck zur Verfügung steht. Während Konstantdrucksysteme mit Widerstandssteuerung aufgrund der sehr hohen Verluste im Teillastbereich selten anzutreffen sind, wurde in den frühen 1980er Jahren [14], [15] eine Steuerungsart unter dem Namen „Sekundärregelung“ der breiten Öffentlichkeit bekannt, mit dem auch in einem

Konstantdrucksystem theoretisch beliebig viele Verbraucher bei beliebigen Lasten parallel betrieben werden können, ohne dass systembedingte Verluste in Kauf genommen werden müssen (**Abbildung 2.6**).

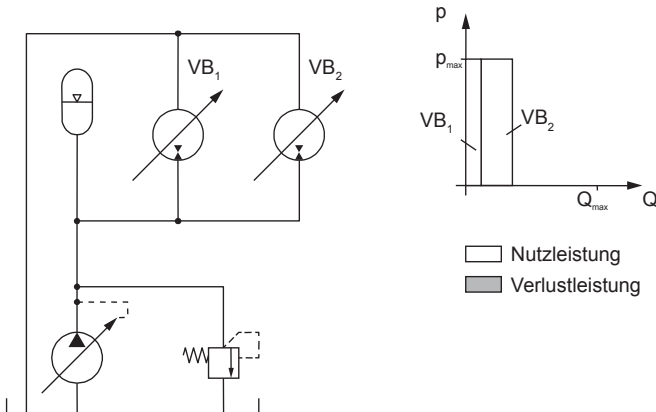


Abbildung 2.6: Konstantdrucksystem mit Sekundärregelung

Ermöglicht wurde dies durch die Entwicklung von Verstellmotoren, die stufenlos verstellbar in vier Quadranten betrieben werden können. Werden diese in einen Drehzahlregelkreis eingebunden, passen sie ihr Drehmoment durch eine Schwenkwinkelverstellung so lange an, bis die geforderte Drehzahl erreicht ist [16], [17], [18]. Je nach Belastung variieren sie ihr Schluckvolumen, um die vorgegebene Soll Drehzahl zu halten. Durch die Leistungsregelung über die Verstellung der Pumpe kann auf eine Drosselung des Hochdruckes verzichtet werden. Insbesondere im Parallelbetrieb mehrerer Verbraucher mit hohen Lastunterschieden bei gleichzeitig hoher Volumenstromanforderung können dadurch in einem Einkreisystem signifikante Effizienzvorteile im Vergleich zu einem LS-System erzielt werden [19]. Aufgrund der hohen Dyna-

mik bei gleichzeitig hoher Leistungsdichte von sekundärregelten Einheiten konnten sich diese Systeme schon bald in stationären Anlagen [20], [21] und im Flugzeugbau etablieren [22], [23], [24].

Neben dem Wegfall der Drosselung ist ein weiterer Vorteil der Sekundärregelung die Möglichkeit der Energierückgewinnung in Kombination mit einem Hydrospeicher. Beim Absenken hoher Lasten, wie beispielsweise mit einer Seilrolle eines Krans [25], können die Motoren dank ihrer Vierquadrantenfähigkeit in den generatorischen Betrieb wechseln und die Bremsenergie in potenzielle Energie umwandeln, indem sie Öl in die Hochdruckleitung fördern. Dieses Prinzip der Energierückgewinnung ermöglicht es, bisher ungenutzte Bremsenergie zurück zu gewinnen, was den Wirkungsgrad des Systems noch weiter erhöht.

Dieses Potenzial machen vierquadrantfähige Einheiten mit Energierückspeisung zu einem wichtigen Antriebskonzept in hybriden Antriebssträngen auf dem Weg zu neuen, energiesparenden Systemen. Zahlreiche Veröffentlichungen, Entwicklungen und Anwendungsbeispiele unterschiedlicher Varianten gibt es zu diesem Prinzip, von denen an dieser Stelle die bedeutendsten Entwicklungen genannt werden sollen. Dies sind zum einen der an der Universität Dresden entwickelte Gabelstapler, der über ein Konstantdrucksystem verfügt, das durch eine Freikolbenpumpe gespeist wird [26], [27], [28], das von Bosch Rexroth entwickelte Hydraulische Regenerative Bremssystem (HRB) mit Speicher und 4-quadrantfähigem Fahrhydrostaten [29], [30], sowie die Entwicklungen der Firma Innas, allen voran der auf dem „Floating Cup“ Prinzip entwickelte Hydrostat sowie der Hydrotransformator IHT [31], [32], [33].

2.2 Hydraulische Steuerungssysteme mit Energierückgewinnung

In Abschnitt 2.1 wurde gezeigt, dass Konstantdrucksysteme mit Sekundärregelung aufgrund der Leistungsanpassung durch eine Verstellung der Sekundäreinheit prinzipbedingt einen sehr hohen Systemwirkungsgrad haben. Zudem haben sie wegen der Möglichkeit der Energierückführung und -speicherung Merkmale eines hybriden Systems.

In den nachfolgenden Abschnitten wird zunächst auf die Grundbegriffe hybrider Systeme eingegangen. Anschließend werden unterschiedliche Techniken der Druckwandlung vorgestellt, welche zur effizienten Nutzung eines Hydraulikspeichers notwendig sind. Abschließend wird der Stand der Forschung rekuperierfähiger Linearantriebe aufgezeigt mit einem besonderen Fokus auf den dabei verwendeten Druckwandlungsmethoden.

2.2.1 Grundbegriffe hydraulischer hybrider Systeme

Bei der Betrachtung von Steuerungssystemen mit Energierückgewinnung ist es für das weitere Verständnis notwendig, die relevanten Begriffe zu definieren und die unterschiedlichen Arten der Energierückgewinnung in hydraulischen Systemen zu klassifizieren.

Hydraulischer Hybrid

Mit einem hybriden Antrieb wird nach [1] eine Antriebsstrangkongfiguration für mobile Anwendungen beschrieben, die aus verschiedenen Quellen gespeist wird und über unterschiedliche Antriebe verfügt. Als hydraulische Hybride werden Systeme bezeichnet, deren Energiespeicherung durch einen Hydrospeicher erfolgt. Durch einen Hydrostaten erfolgt die Einspeisung in das System, indem mechanische in hydraulische Leistung gewandelt

wird und umgekehrt. Bei Systemen, deren Leistungsübertragung bereits hydrostatisch erfolgt, wird an Stelle des Leistungswandlers ein Druckwandler verwendet, der einen Energieaustausch zwischen Übertragungssystem und Speicher erlaubt, indem er den Systemdruck an den Speicherdruck anpasst. Dieser Wandler kann in seiner Komplexität unterschiedliche Formen annehmen, eine Übersicht über die unterschiedlichen Möglichkeiten der Druckwandlung erfolgt in Abschnitt 2.2.2.

Systembetrachtung

Für die Leistungsübertragung in Hydrauliksystemen mobiler Arbeitsmaschinen wird die mechanische Leistung z.B. eines Dieselmotors – bestimmt durch Drehmoment und Drehzahl – mittels einer Pumpe in hydraulische Leistung in Form von Druck und Volumenstrom transformiert. Anschließend wird die hydraulische Leistung über ein oder mehrere Steuerungssysteme zu den einzelnen Verbrauchern geleitet, wo sie wieder in mechanische Leistung in Form von Kraft und Geschwindigkeit oder Drehmoment und Drehzahl umgewandelt werden. Durch das Zusammenspiel aus der Effizienz der einzelnen Übertragungssysteme und der Erfahrung bzw. dem Können des Fahrers, diese Systeme effizient bedienen zu können, ergibt sich eine Gesamteffizienz der Maschine, die sich beispielsweise im Fall eines Radladers in Form von umgeschlagener Menge pro kg Kraftstoff äußert.

Um die Effizienz des Arbeitsantriebes beurteilen zu können, muss dieser also stets als Subsystem der Gesamtmaschine betrachtet werden. Eine Steigerung der Effizienz des Arbeitsantriebes führt demnach nicht zwangsläufig im selben Maße zu einer Kraftstoffeinsparung, da der Arbeitsantrieb lediglich ein Teilsystem der Gesamtmaschine ist, dessen Leistungsbedarf je nach Maschinentyp und Anwendung stark variiert. Der Arbeitsantrieb selber kann ebenfalls in mehrere Subsysteme unterteilt werden, von denen jedes für sich verlustbehaftet ist. In **Abbildung 2.7** ist das Antriebssystem der Arbeitsausrüstung eines Radladers schematisch

als Zusammensetzung seiner Subsysteme dargestellt, welche sich in ein mechanisch-hydraulisches Übertragungssystem, ein hydraulisches Übertragungssystem und ein Ventilsystem gliedern.

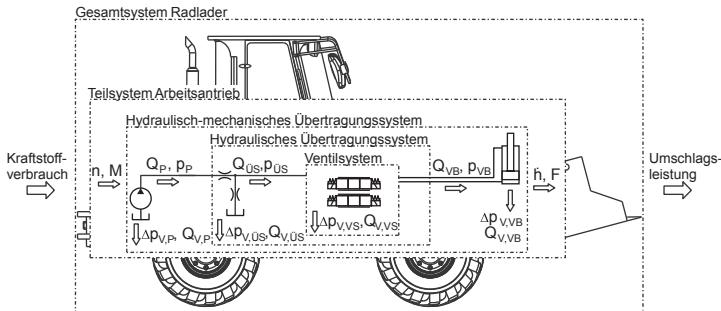


Abbildung 2.7: Systembetrachtung eines Radladers

Die Eingangsgrößen in das mechanisch-hydraulische Übertragungssystem sind Drehmoment und Drehzahl, Ausgangsgrößen sind Kraft und Geschwindigkeit des Zylinders. Innerhalb des mechanisch-hydraulischen Antriebssystems werden die mechanischen Größen in die hydraulischen Größen Druck und Volumenstrom umgewandelt, über ein hydraulisches Übertragungssystem zum Verbraucher geleitet und dort wieder in mechanische Größen (hier im Beispiel Kraft und Geschwindigkeit des Hydraulikzylinders) zurückgewandelt. Bei dieser Umwandlung treten Verluste in Form von Druck und Volumenstrom auf, die auf Reibung und Leckage innerhalb von Pumpe und Zylinder zurückzuführen sind. Diese Verluste sind komponentenabhängig und müssen nach erfolgter Antriebsstrangoptimierung gesondert betrachtet werden. In dieser Arbeit werden ausschließlich die Verlustanteile des hydraulischen Übertragungssystems betrachtet, welche je nach Art des Ventilsystems und der Systemverluste unterschiedlich groß ausfallen können. Die Verluste im Ventilsystem haben bei der Systembetrachtung den Hauptanteil und werden auch als „systembedingt“ bezeichnet.

Für eine Hybridisierung der gesamten Maschine muss – wie im Beispiel eines Radladers – stets auch der Fahrtrieb mitbetrachtet werden. Durch das Abbremsen hoher Massen können hohe Energien rekuperiert werden, die in der Arbeitshydraulik verwendet werden können. Im umgekehrten Fall können Energien, die aus der Arbeitshydraulik rekuperiert wurden, im Fahrtrieb genutzt werden, um Boostfunktionen zu übernehmen oder den Dieselmotor zu entlasten. Hauptherausforderung zukünftiger Arbeiten zu Hybridantrieben in mobilen Arbeitsmaschinen wird der effiziente Austausch von Energie zwischen den unterschiedlichen Teilsystemen sein.

Rekuperation/Regeneration

Im Zusammenhang von Energierückgewinnungssystemen wird oft von „Rekuperation“ und „Regeneration“ gesprochen. Rekuperation sind nach [1] Energierückführungsvorgänge, bei der die zurückgewonnene Energie gespeichert werden kann. Für eine Rekuperation ist eine Energie- oder Druckwandlung nötig, um die rekuperierte Energie speichern zu können. Eine Regeneration erfolgt dann, wenn die zurückgeführte Energie direkt an anderer Stelle verwendet wird [34].

Klassifizierung von Energierückgewinnungssystemen

Aufgrund der Vielzahl an Möglichkeiten, wie in einem hydraulischen System Energie aus der Arbeitshydraulik zurückgewonnen werden kann, wird hier eine systematische Einordnung gemäß **Abbildung 2.8** vorgenommen. Dabei wird ausschließlich auf die Möglichkeit der Speicherung in einem Drucktank eingegangen. Eine Übersicht über alternative Speicherungsverfahren bei der Energierückführung aus der Arbeitshydraulik gibt SGRO in [35].

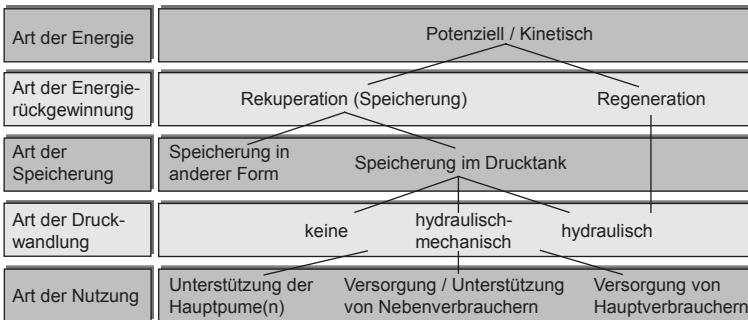


Abbildung 2.8: Systematik der Energierückführung

Die vorliegende Energie, welche zurückgewonnen werden kann, liegt entweder in Form von kinetischer oder potenzieller Energie vor. Je nach Systemarchitektur kann diese Energie rekuperiert oder regeneriert werden, wobei sie dann entweder direkt für die Versorgung eines Haupt- oder Nebenantriebes, der Unterstützung der Hauptpumpe oder auch in Kombination verwendet werden kann. Die effizienteste Art, zurückgewonnene Energie wiederzuverwenden ist die Regeneration. In diesem Fall ist kein Speicher nötig, so dass auch eine Stufe der Druckwandlung zur Be- und Entladung des Speichers entfällt. Bei der Unterstützung der Hauptpumpe kann eine Druckwandlung vollständig entfallen, bei einer Versorgung von Haupt- oder Nebenverbrauchern dagegen ist eine Druckwandlung durch Drosselung im Regelfall nötig.

Bei der Ein- und Ausspeisung von Öl aus dem Hydrospeicher treten je nach Art der anfallenden Druckwandlung Verluste auf. Diese sind davon abhängig, ob eine Druckwandlung bei Ein- und Ausspeisung vorgenommen werden muss. Dazu gibt es es unterschiedliche technische Möglichkeiten, welche auch in Kombination auftreten können. Eine systematische Betrachtung mit einer Übersicht über den Stand der Forschung und Technik diverser Druckwandlungstechnologien wird in Abschnitt 2.2.2 aufgezeigt.

2.2.2 Druckwandlungsmethoden – Stand der Forschung

Ein großer Nachteil der Sekundärregelung ist der Umstand, dass sie bislang nur für rotatorische Antriebe, nicht jedoch für Hydraulikzylinder, funktioniert. Aufgrund der starren Kolbenfläche des Zylinders ist eine kontinuierliche Verstellung der druckbeaufschlagten Wirkfläche wie bei einem Hydromotor nicht möglich. Für Baumaschinen, welche einen bedeutenden Anteil ihrer Antriebsleistung in Linearbewegungen umsetzen, ist ein Konstantdrucksystem mit Sekundärregelung nicht oder nur mit Einschränkungen – wie beispielsweise dem Aufteilen des Hydrauliksystems in mehrere Kreise – geeignet. Um dieses Problem zu umgehen, wurden unterschiedliche Konzepte der Druckwandlung entwickelt, so dass der Lastdruck im Zylinder an den Systemdruck oder an den Speicherdruck bei Rekuperation angepasst werden kann.

Hydraulisch-mechanische Druckwandlung

Der bekannteste Vertreter dieser Konzepte ist der Hydrotransformator [36], [37], [38]. Ein Hydrotransformator ermöglicht eine hydraulisch-mechanische Druckwandlung und besteht in seiner einfachsten Bauweise aus einem sekundärgeregelten Motor, welcher eine Konstantpumpe antreibt. Durch die Drehzahleinstellung des Motors kann bei gegebenem Fördervolumen der Pumpe der gewünschte Volumenstrom gezielt eingestellt werden, der Druck passt sich automatisch dem Lastdruck des Zylinders an. Der Vorteil des Hydrotransformators besteht darin, dass keine prinzipbedingten Verluste auftreten und somit der Druck nicht abgedrosselt werden muss. Bei reversibel arbeitenden Pumpen ist auch eine Energierückführung möglich. Nachteilig ist neben den Wirkungsgradverlusten in Pumpe und Motor der hohe Aufwand, der betrieben werden muss, da für jeden Linearverbraucher neben einem Richtungsventil ein sekundärgeregelter Motor mit entsprechender Regeleinrichtung sowie eine Konstantpumpe benötigt wird. Eine Weiterentwicklung dieses Prinzips ist der

Drei-Nieren-Hydrotransformator, bei dem Motor- und Pumpenfunktion in einer Einheit zusammengefasst sind [31]. Die Wandlung zwischen Hoch- und Lastdruck erfolgt hier über eine Umsteuerung der Triebwerkskolben an einem Steuerspiegel mit einem zusätzlichen Nierenschlitz für den Lastdruck.

Eine andere Art der hydraulisch-mechanischen Druckwandlung ist der digitale Hydrotransformator, wie er von BISHOP in [39] beschrieben wird und in seiner einfachen Form in **Abbildung 2.9** dargestellt ist. Es handelt sich dabei um einen Kolben, welcher aus mehreren Abstufungen unterschiedlicher Durchmesser besteht und in einem Gehäuse beweglich gelagert ist. Dadurch entstehen mehrere Wirkflächen, welche über Schaltventile entweder einzeln oder kombiniert mit der Hochdruckleitung verbunden werden können. Der Kolben arbeitet wie ein Druckübersetzer und wandelt den Druck aus der Hochdruckleitung über seine Geometrie in einen entsprechend geringeren Druck um, ein reversibler Betrieb zur Energierückführung ist ebenfalls möglich. Der Wirkungsgrad dieses Prinzips wird in [39] mit über 80% angegeben wird.

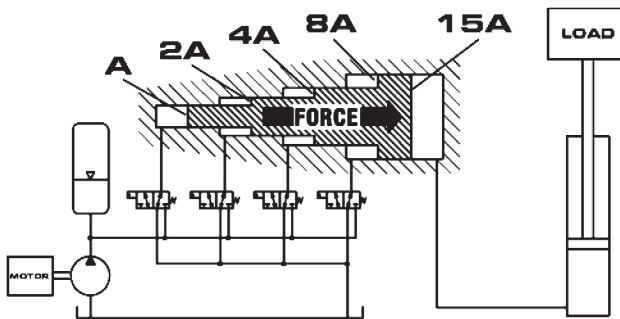


Abbildung 2.9: Digitaler Hydrotransformator [39]

Hydraulische Druckwandlung

Um einen Druck rein hydraulisch wandeln zu können, gibt es neben der gewöhnlichen Drosselung durch Stetigventile ein Prinzip, welches von PROCHNIO [40], sowie SENN und GALL [41] präsentiert und in [42] mathematisch beschrieben wurde. In **Abbildung 2.10** ist dargestellt, wie in diesem System in einem Hydraulikkreis Induktivität, Kapazität und Widerstand so angeordnet werden können, dass in Analogie zu einem elektronischen Spannungswandler ein hydraulischer Druckwandler entsteht. Mit Hilfe eines schnell schaltenden Ventils kann somit Druck aus der Hochdruckleitung verlustfrei auf einen beliebigen Druck runter- oder im reversiblen Betrieb vom Lastdruck auf den Hochdruck hochtransformiert (hydraulischer Tief- oder Hochsetzsteller) werden. Dadurch ist es theoretisch möglich, jeden beliebigen Druck aus der Arbeitshydraulik beim Absenken auf den Speicherdruck zu transformieren.

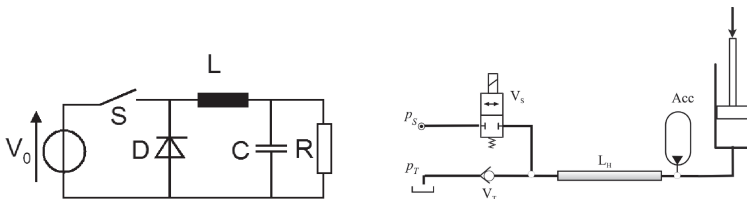


Abbildung 2.10: Hydraulischer Druckwandler (r.) nach [43]

GALL und SENN geben in [41] eine Energieeinsparung von 70% im Vergleich zur Drosselsteuerung an. Diese Methode der Druckanpassung bedarf einer genauen, lastgerechten Anpassung der Induktivitäten und Kapazitäten, so dass ein Funktionsnachweis nur unter Laborbedingungen unter definierten Lasten gelingen konnte. Für eine effiziente Nutzung des Systems bedarf es zudem extrem schnell schaltender Ventile mit einer Schaltfrequenz von >50 Hz, welche für die geforderten Volumenströme derzeit noch Gegenstand der Forschung sind [44], [45], [46].

Ohne Druckwandlung

Eine Möglichkeit, hydraulische Leistung verlustarm in mechanische Leistung umzusetzen ist in **Abbildung 2.11** dargestellt. Mehrere im Zylinder integrierte Kammern lassen sich über einfache Schaltventile mit der Hochdruckleitung verbinden und erzeugen – ähnlich wie beim digitalen Hydrotransformator – unterschiedlich große Wirkflächen, so dass in Analogie zur Sekundärregelung eine – zumindest in Stufen – an die Last angepasste Kraft im Zylinder erzeugt werden kann [47].

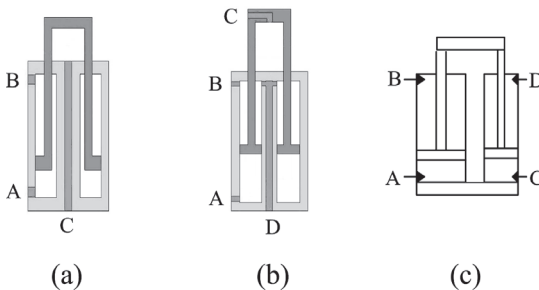


Abbildung 2.11: Ausführungen eines Mehrkammerzylinders [47]

Dieses System wurde vom finnischen Unternehmen Norrhydro Oy zur Serienreife entwickelt und erreicht eine Energieeinsparung von 80% in einer Forstmaschine [48].

Ein weiterer Ansatz, wie ohne Druckwandlung ein Zylinder effizient betrieben werden kann, ergibt sich durch die Verwendung mehrerer Druckleitungen. Durch die Wahl niedrigerer Drücke als in der Hochdruckleitung können mit Hilfe dieser Zwischendruckleitungen diskrete Kraftpotenziale erzeugt werden, so dass ein energieeffizienter Betrieb möglich ist. Dazu müssen je nach Lastsituation Leitungen entsprechenden Druckes an die beiden Anschlüsse des Zylinders zugeschaltet werden (**Abbildung 2.12**). HANSEN zeigt in [49], wie die Effizienz eines Wellenkraftwerks durch ein solches System gesteigert werden kann, wenn vier

Druckleitungen unterschiedlicher Drücke verwendet werden. In [50] untersucht er den Einfluss der Anzahl der Leitungen auf den Wirkungsgrad des Systems und stellt eine Wirkungsgradsteigerung bis zu einer Anzahl von 10 Leitungen fest.

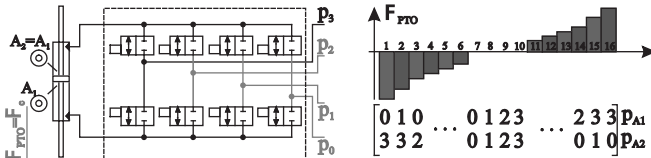


Abbildung 2.12: Das Prinzip der diskreten Druckpotenziale nach HANSEN [49]

Das Prinzip der diskreten Druckpotenziale wurde für mobile Anwendungen erstmals in [51] am Beispiel eines Radladers aufgezeigt. Hier wurde neben der Hochdruck- und der Tankdruckleitung jedoch nur eine einzelne Zwischendruckleitung verwendet, die mit einem Speicher verbunden ist. Dieses Prinzip wurde auch von SGRO in [52] aufgegriffen, mit einer Volumenstromkoppelung kombiniert und für den Einsatz in einem Bagger gezeigt. Anders als in [50], ermöglicht die Verwendung einer einzigen Zwischendruckleitung nur eine sehr geringe Auflösung der Druckpotenziale. Aus diesem Grund ist eine Drosselung der Drücke notwendig, was unweigerlich zu Verlusten führt. Um diese zu begrenzen, spielt die auf das Einsatzprofil der Maschine abgestimmte Auswahl des Zwischendruckspeichers, sowie die lastgerechte Anpassung des Zwischendruckniveaus im Betrieb durch eine kontrollierte Be- und Entladung des Speichers eine zentrale Rolle. Welche Einflussfaktoren dabei von Bedeutung sind und welche Einsparungen in mobilen Arbeitsmaschinen mit einem solchen System tatsächlich erzielt werden können, soll im Rahmen dieser Dissertation am Beispiel eines Radladers erläutert werden.

2.2.3 Stand der Forschung rekuperierfähiger Linearantriebe

Aufgrund der Vielzahl an Veröffentlichungen, Patentanmeldungen und Broschüren zu hydraulischen hybriden Anwendungen werden im Folgenden nur die Arbeiten von Forschungsinstituten aufgezeigt. Dabei werden ausschließlich Energierückgewinnungssysteme aus Hydraulikzylindern mobiler Arbeitsmaschinen genannt.

Abbildung 2.13 zeigt ein am Institut für Landmaschinen und Fluidtechnik der TU Braunschweig entwickeltes System zur Energierückgewinnung.

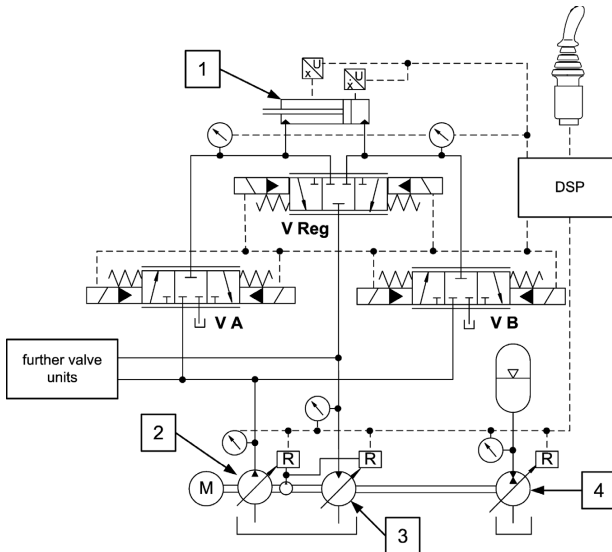


Abbildung 2.13: System TU Braunschweig [53]

Dieses verfügt über einen an der Motorwelle angebrachten Hydrotstaten, der einen Speicher be- oder entladen kann [34], [53]. Die Druckanpassung erfolgt bei diesem System sowohl bei der Einspeisung als auch bei der Ausspeisung hydraulisch-mechanisch, eine Regeneration durch direkte Nutzung der potenziellen Energie ist möglich.

Am Institut für Fluidtechnische Antriebe und Steuerungen (IFAS) der RWTH Aachen wird an einem Konstantdrucknetz mit Rekupe-
rationsmöglichkeit zum effizienten Betrieb eines Baggers ge-
forscht [54], [55] (**Abbildung 2.14**). Das System besteht aus einer Nieder- und einer Hochdruckleitung, welche jeweils mit einem Druckspeicher verbunden sind.

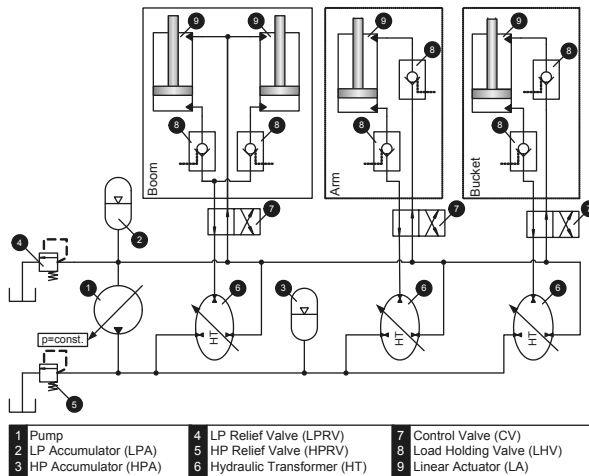


Abbildung 2.14: System RWTH Aachen [55]

Die Druckwandlung erfolgt rein hydraulisch-mechanisch über Hydrotransformatoren, die Energierückführung kann optional in Form von Regeneration oder Rekuperation erfolgen. Die Energieeinsparung dieses Systems wird in [55] mit 37% im Vergleich zu einem LS-System angegeben.

Am Department of Agricultural and Biological Engineering & School of Mechanical Engineering der Purdue Universität in den USA wurde ein hydraulisch-hybrides System für einen Reach Stacker vorgestellt [56], [57], dessen Verbraucher in separaten Kreisen durch jeweils eigene Pumpen verdrängergesteuert gespeist werden (**Abbildung 2.15**). Aufgrund dieser Wahl der Speisung erfolgt die Regeneration über eine hydraulisch-mechanische Wandlung, indem bei sinkenden Lasten der Lastdruck des Verbrauchers automatisch auf die Saugseite der Pumpe wirkt.

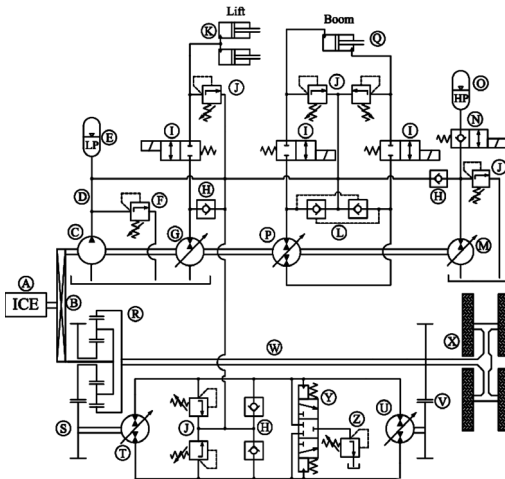


Abbildung 2.15: System der Universität Purdue [56]

Dadurch entsteht ein zusätzliches Antriebsmoment auf der Antriebswelle, wodurch der Verbrennungsmotor entlastet wird. Rekuperation wird erst durch einen zusätzlich auf der Welle angebrachten Hydrostaten möglich, der durch das addierte Moment einen Speicher lädt und auch einen reversiblen Betrieb bei der Wiedereinspeisung aus dem Speicher ermöglicht. Durch die Übertragung der rekuperierten Energie auf die gemeinsame Antriebswelle von Arbeitspumpen und Speicher-Hydrostaten wird

hier die Druckwandlung hydraulisch-mechanisch realisiert. Die Energieeinsparung für dieses System wird in [56] am Beispiel des Reach Stackers mit bis zu 73% angegeben.

An der Universität Tampere in Finnland wurde ein Ventilsystem entwickelt, welches pro Verbraucher sechs 2/2-Wege-Proportionalventile vorsieht [58] (**Abbildung 2.16**). Neben der Haupt- und Tankdruckleitung enthält dieses System zudem noch eine Speicherleitung. Diese Architektur ermöglicht einerseits eine flexible Einstellung der Steuerkanten für Zu- und Rücklauf zum Verbraucher und andererseits auch eine flexible Verbindung aller Verbraucher zu Hochdruck- und Speicherleitung, so dass sowohl Regeneration als auch Rekuperation möglich ist.

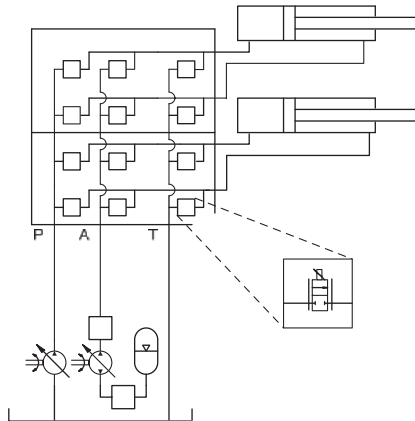


Abbildung 2.16: System der Universität Tampere [58]

Die Regeneration ist je nach Lastsituation mit unterschiedlich hohen Drosselverlusten verbunden. Für die Beladung des Speichers wird ein Hydrotransformator verwendet, die Druckanpassung erfolgt bei der Rekuperation und der Rückspeisung in das System demnach hydraulisch-mechanisch. Die potenzielle Energie im Zylinder kann laut Angabe bis zu 70% rekuperiert werden.

Ein unter der Verwendung der Digitalhydraulik¹ gesteuerter Reach Stacker wurde an der Helsinki University of Technology vorgestellt [59] (**Abbildung 2.17**). Dieses System erlaubt die Rekuperation potenzieller Energie durch eine Drosselung auf das Speicherniveau, die Druckwandlung erfolgt somit rein hydraulisch. Ein Schaltventil verbindet den Speicher mit der Saugseite der Pumpe und ermöglicht eine wandlungsfreie Rückführung der Energie in das System. Für dieses System geben die Autoren in [59] Effizienzsteigerungen von bis zu 14,8% an.

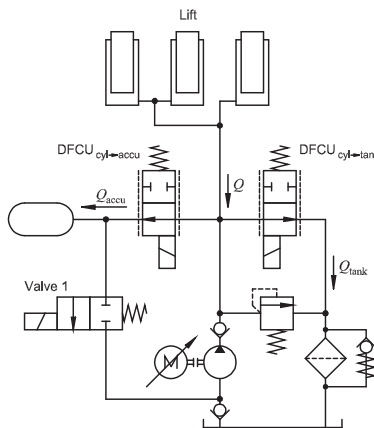


Abbildung 2.17: System der Helsinki University of Technology [59]

Am Department of Intelligent Hydraulics and Automation (IHA) der Tampere University in Finnland wurde eine digitale Pumpe entwickelt, welche mehrere Druckleitungen unabhängig voneinander mit unterschiedlichen Drücken versorgen kann [60]. Durch die Anbindung an einen Speicher hat diese Pumpe gleichzeitig auch die Funktion eines Hydrotransformators. Dies wird

¹ Bezeichnung für die Substitution eines Proportionalventils durch mehrere kleine, unabhängig voneinander steuerbare Schaltventile

ausgenutzt, um Energie zu rekuperieren und einen Speicher zu laden.

Eine Nutzung potenzieller Energien ausschließlich durch Regeneration wird am am Institute for Agricultural and Earthmoving Machines (IMAMOTER) in Ferrara, Italien, favorisiert (**Abbildung 2.18**). Dabei wird die Energie direkt einem anderen aktiven Verbraucher zugeführt. Bei dem System handelt es sich um ein Load Sensing System mit aktiver Regeneration (Active Regeneration Load Sensing - ARLS), welches in [61] als Antriebssystem für einen Bagger untersucht und mit einem konventionellen LS-System verglichen wurde. Energieeinsparung bis zu 10% konnten nachgewiesen werden.

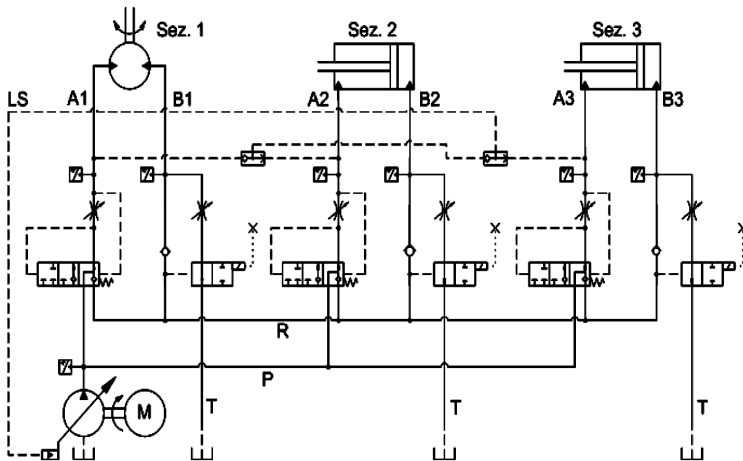


Abbildung 2.18: Regeneratives System ARLS aus [61]

3 Grundlegende Prinzipien des Konstantdruck- Zwischendruck-Systems

Grundsätzlich ist ein Konstantdruck-Zwischendruck-System – im weiteren Verlauf KonZwi-System genannt – durch beliebig viele weitere Zwischendruckleitungen erweiterbar, so wie es von HANSEN in [50] oder in abstrahierter Form durch eine Matrixschaltung von THEISSEN in [62] beschrieben wurde, was eine sehr feine Unterteilung der Druckpotenziale ermöglicht. Dadurch steigt jedoch auch die Komplexität des Systems und die Anzahl der benötigten Schaltventile.

In diesem Kapitel wird das grundsätzliche Funktionsprinzip des KonZwi-Systems an Hand seiner einfachsten Ausprägung mit nur einer Zwischendruckleitung erläutert. Diese Zwischendruckleitung ist ebenso wie die Hochdruckleitung ein System mit aufgeprägtem Druck und ist mit einem Speicher verbunden, im weiteren Verlauf Zwischendruckspeicher genannt.

Im ersten Abschnitt dieses Kapitels wird das Prinzip der diskreten Druckpotenziale erläutert, wie diese sich verschieben und wie Verluste entstehen.

In einem weiteren Abschnitt werden die Möglichkeiten der Energierückgewinnung und -wiederzuführung vorgestellt. Im letzten Abschnitt werden Möglichkeiten der Geschwindigkeitsregelung der Zylinder aufgezeigt und diskutiert.

3.1 Kraftaufprägung durch diskrete Druckpotenziale

Das in dieser Arbeit betrachtete Konstantdruck-Zwischendruck-System ist in **Abbildung 3.1** dargestellt. Es besteht aus einer Hochdruckleitung, die von einer druckgeregelten Pumpe gespeist wird.

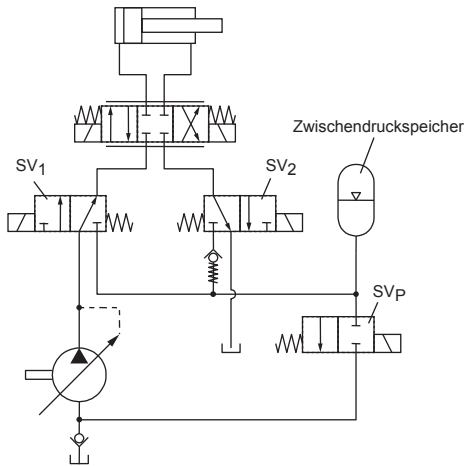


Abbildung 3.1: Betrachtetes Hydrauliksystem

Durch Schaltungsbetätigung einfacher 3/2-Wegeventile kann individuell für jeden Zylinder ein eigenes Druckpotenzial definiert werden, indem Kolben- und Ringseite mit Hochdruck (HD), Zwischenndruck (ZD) oder Tankdruck (TD) verbunden werden. Ein Rückschlagventil in der Rückklaufleitung zum Zwischenndruckspeicher verhindert einen Druckstoß im Zylinder, wenn das Ventil während der Zylinderbewegung betätigt wird. Durch die Wahl eines Schaltzustandes (SZ) wird ein Druckpotenzial erzeugt, welches unter Einbeziehung der Zylindergeometrie als Kraftpotenzial gesehen werden kann. Je größer das Kraftpotenzial im Vergleich zur Last ist, desto größer sind die Verluste, die durch Drosselung

am Proportionalventil entstehen. Bei einer Be- oder Entladung des Speichers ändert sich der Druck in der Zwischendruckleitung, was zu einer Änderung des anliegenden Kraftpotenzials führt. **Abbildung 3.2** zeigt diesen Zusammenhang am Beispiel eines ausfahrenden Zylinders, wenn der ZD ringseitig zugeschaltet wird.

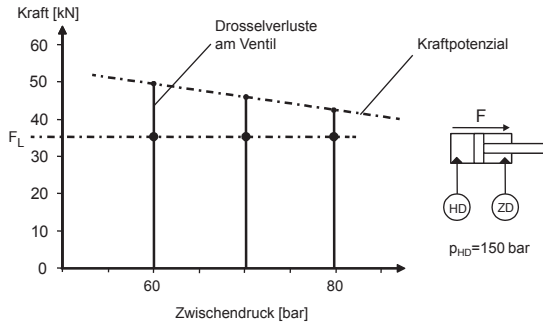


Abbildung 3.2: Potenzialabhängige Drosselverluste

Während der Ausfahrbewegung des Zylinders steigt durch den Ladevorgang der Druck im Speicher, so dass das Druckpotenzial von Hochdruck- zu Zwischendruck und damit auch das dadurch verfügbare Kraftpotenzial, sinkt. Gleichzeitig kommt es durch das fallende Kraftpotenzial zu einer Verringerung der Drosselverluste am Proportionalventil.

Trägt man die Kraftpotenziale für einen ausfahrenden Zylinder über einen größeren Druckbereich des Zwischendruckspeichers auf, bilden sich Geraden, entlang dieser sich die Kraftpotenziale in Abhängigkeit des Speicherdruckes bewegen (**Abbildung 3.3**). Bei der Auslegung des Systems muss also durch die Wahl des Vorspanndruckes oder der Vorladung des Speichers der Bereich gewählt werden, in dem sich die Druckpotenziale bewegen sollen. Dieser sollte eine möglichst gleichmäßige Abstufung der Kraftpotenziale erlauben. Zusätzlich muss durch eine kontrollierte Be- und Entladung des Speichers der Speicherdruck an die Last ange-

passt werden, um die Drosselverluste so gering wie möglich zu halten. Der Betriebsbereich wie auch der Gradient, mit der sich der Speicherdruck bei gegebener Beladung ändert, hängen maßgeblich von den Speicherparametern ab. Eine genaue, belastungsabhängige Bestimmung dieser Parameter erfolgt in Abschnitt 5.3.

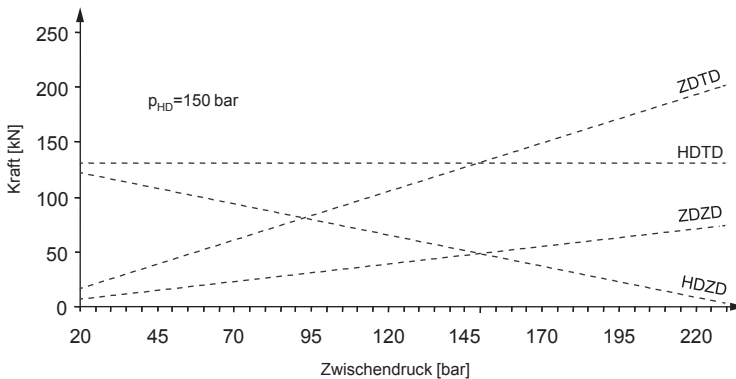


Abbildung 3.3: ZD-Abhängigkeit der Kraftpotenziale

Neben den in Abbildung 3.3 gezeigten Kraftpotenzialen ist beim Absenken hoher Lasten auch ein Rekuperationsmodus möglich, so dass sich insgesamt für das betrachtete System folgende Kraftpotenziale ergeben:

- Hochdruck zu Tankdruck (HDTD)
- Hochdruck zu Zwischendruck (HDZD)
- Zwischendruck zu Tankdruck (ZDTD)
- Zwischendruck zu Zwischendruck (ZDZD)
- Tankdruck zu Zwischendruck (TDZD, Rekuperation)

Der theoretisch denkbare Schaltzustand TDHD ist ein weiterer Rekuperationsmodus, der jedoch aufgrund des sehr hohen negativen Kraftpotenzials nicht praktikabel ist und daher im weiteren Verlauf nicht betrachtet wird.

3.2 Energierückgewinnung aus der Arbeitshydraulik

Das KonZwi-System ermöglicht in seiner in Abbildung 3.1 dargestellten Form neben der Reduzierung von Drosselverlusten auch die Rückgewinnung potenzieller Energie aus den Zylindern, welche je nach Schaltzustand auf unterschiedliche Weise erfolgen kann. Für die Bezeichnung nach Art der Energierückgewinnung werden die Begriffe „Rekuperation“ und „Regeneration“ nach Definition aus Abschnitt 2.2.1 verwendet.

Für die Beschreibung der Energierückgewinnungsmethoden wird ausschließlich potenzielle Energie in Form von Lageenergie beim Absenken von Lasten betrachtet. Für diese Bewegung muss theoretisch keine zusätzliche Energie von der Pumpe aufgebracht werden. Diese Lasten werden nach JESSEN [63] als „ziehend“ oder „passiv“ [34] bezeichnet.

3.2.1 Direkte Rekuperation

Beim Absenken hoher Lasten kann die Kolbenseite des Zylinders mit dem Zwischendruckspeicher verbunden werden, während über die Ringseite Öl aus dem Tank in die Zylinderkammer strömt. Das Öl der Kolbenseite wird direkt in den Speicher gepresst, was durch das große Volumen zu einem schnellen Druckanstieg im Zwischendruckspeicher führt. Diese Art der Rekuperation erfolgt im Schaltzustand TDZD und kann nur bei sehr hohen Lasten durchgeführt werden, da ein hohes Kraftpotenzial überwunden werden muss.

Um die potenzielle Energie mittelschwerer Lasten rekuperieren zu können, kann im Schaltzustand ZDZD ein geringeres Kraftpotenzial erzeugt werden, indem sowohl Kolben- als auch Ringseite mit dem Zwischendruckspeicher verbunden werden. Durch die

Zuschaltung des Zwischendruckes an die Ringseite addiert sich die dadurch erzeugte Kraft zur eigentlichen Last und der Zylinder kann gegen den Speicherdruck gefahren werden. Aufgrund der unterschiedlich großen Wirkflächen des Kolbens drückt der Zylinder beim Einfahren mehr Öl in den Zwischendruckspeicher, als auf der Ringseite aus dem Speicher nachgesaugt wird. Um diese Volumendifferenz erhöht sich der Inhalt des Zwischendruckspeichers und entsprechend der Energieinhalt. **Abbildung 3.4** zeigt den Ölfluss bei der direkten Rekuperation mit TDZD und ZDZD.

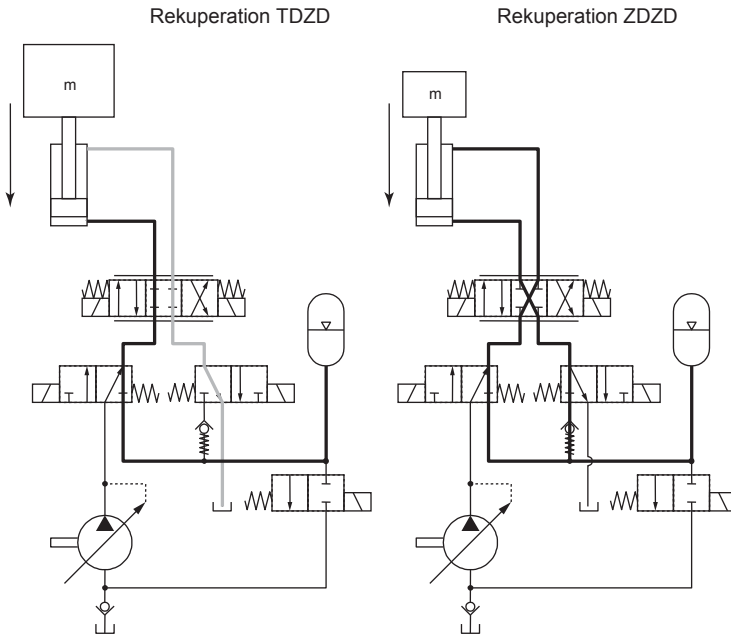


Abbildung 3.4: Wählbare Rekuperationsmodi

3.2.2 Regeneration mit Rekuperation kombiniert

Wenn die ziehende Last am Zylinder zu gering ist, muss der Schaltzustand HDZD verwendet werden, um ihn abzusenken. Dabei werden die Ringseite des Zylinders mit der Hochdruckleitung und die Kolbenseite mit der Zwischendruckleitung verbunden (**Abbildung 3.5**). Durch die Differenz der Wirkflächen von Kolben- und Ringseite erzeugt der Zwischendruck eine hohe Gegenkraft, so dass allein die Kombination aus Hochdruck und der auf den Zylinder wirkenden Last eine Kraft erzeugt, die groß genug ist, um den Zylinder einzufahren und den Speicher zu laden.

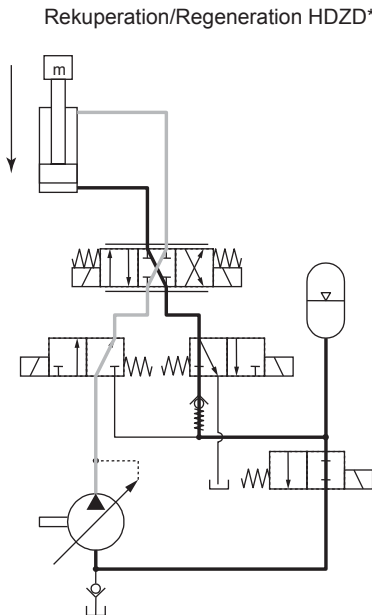


Abbildung 3.5: Kombination Rekuperation/Regeneration

Um einen zu hohen Druckanstieg im ZD-Speicher zu vermeiden, muss ein Teil der Speicherenergie wieder abgegeben werden. Dies gelingt durch das Zuschalten des Speichers an die Saugseite der Pumpe. Da die Pumpe theoretisch nur das Volumen fördert, welches in der Kammer der Ringseite des Zylinders benötigt wird, wird nur die Differenz aus Kolbenvolumen und Ringvolumen in den Speicher geleitet. Es kommt ähnlich wie bei ZDZD zu einer moderaten Erhöhung des Speicherdruckes, was ein vollständiges Absenken des Zylinders ermöglicht.

Diese Art der Energierückführung ist somit eine Kombination aus Regeneration und Rekuperation. Da dieser Schaltzustand das gleiche Druckpotenzial erzeugt wie HDZD, im Gegensatz dazu jedoch das Pumpen-Speiseventil aktiv ist, wird er im Folgenden mit einem Stern als HDZD* gekennzeichnet.

3.3 Energierückführungsmethoden aus dem Speicher

Für die Rückführung der gespeicherten Energie gibt es unterschiedliche Arten, die je nach Lastsituation vorteilhaft sein können. Die direkte Rückführung der Speicherenergie wird beim ausfahrenden Zylinder in den Stufen ZDZD und ZDTD ermöglicht. In der Stufe ZDZD wird durch die Verbindung beider Zylinderkammern mit dem Zwischendruckspeicher beim ausfahrenden Zylinder das über die Ringseite verdrängte Volumen wieder in den Speicher geleitet. Die Ölentnahme aus dem Speicher ist somit relativ gering, sie entspricht der Differenz aus angesaugtem Volumen über die Kolbenbodenseite und verdrängtem Volumen über die Ringseite. Diese Art der Energierückführung führt zu einer moderaten Entladung des Speichers, ist jedoch nur bei geringen Lasten und hoher Speicherladung einsetzbar.

Im Schaltzustand ZDTD wird die Kolbenseite der Zylinderkammer mit dem Zwischendruckspeicher und die Ringseite mit dem Tank verbunden. Dadurch wird eine hohe Kraft erzeugt, so dass dieser Zustand auch bei mittelschweren Lasten eingesetzt werden kann. Aufgrund der hohen Volumenentnahme aus dem Speicher kommt es zu einem raschen Druckabfall in der Zwischendruckleitung, so dass oft nur kurzzeitig eine ausreichend hohe Kraft aufrecht erhalten werden kann.

Wenn hohe Lasten anliegen, muss das höchste Druckpotenzial mit HDTD verwendet werden. In diesem Zustand kann auch eine Energierückspeisung erfolgen, indem die Zwischendruckleitung mit der Saugseite der Pumpe verbunden wird. Somit kann die Energie des Zwischendruckspeichers effizient und ohne Drosselung dem System wieder zugeführt werden. Somit ergibt sich analog zum Schaltzustand HDZD* ein weiterer Schaltzustand HDTD*.

3.4 Geschwindigkeitsregelung der Hydraulikzylinder

In Konstantdrucksystemen mit aufgeprägtem Druck ist der Volumenstrom zum Verbraucher grundsätzlich lastdruckabhängig, so dass sich bei gegebener Ventilöffnung der Volumenstrom bei steigender Last verringert. Um einen lastunabhängigen Durchfluss zu erreichen, muss eine Regelung verwendet werden, welche die Ventilöffnung in Abhängigkeit der anliegenden Last verändert, um eine gleichbleibende Geschwindigkeit erhalten zu können. Zusätzlich zu dieser Problematik ändert sich beim KonZwi-System das Druckpotenzial beim Umschalten schlagartig, was sich auch bei konstant anliegender Last auf den Ventildurchfluss auswirkt. Deshalb müssen bei diesem System diese Geschwindigkeitsänderungen durch eine geeignete Regelung abgefangen werden.

Eine einfache Möglichkeit, dies zu erreichen, ist die Geschwindigkeit der Zylinder zu messen und mit der Soll-Vorgabe des Bedieners zu vergleichen. Die Abweichung von der Sollvorgabe wird dazu verwendet, um die Ventilöffnung zu ändern und die Geschwindigkeit des Zylinders zu korrigieren. Auf diese Weise entsteht ein Regelkreis, so dass auch bei wechselnden Lasten eine stabile, lastunabhängige Einstellung der Zylindergeschwindigkeit möglich ist. Nachteilig bei dieser Art der Regelung ist, dass ein zusätzlicher Sensor benötigt wird, um die Geschwindigkeit des Zylinders zu ermitteln. Aktuell werden von mehreren Herstellern Zylinder mit integrierter Positionserfassung zu günstigen Kosten am Markt angeboten [64], so dass trotz zusätzlicher Sensorik eine direkte Regelung durch Rückführung der Zylindergeschwindigkeit eine realistische Möglichkeit für zukünftige Maschinenkonzepte ist.

Ein alternatives Konzept ist die Kennfeldregelung, wie sie in [65] als Regelungskonzept für Konstantdruck-Zwischendruck-Systeme diskutiert und auch in [52] zur Zylinderregelung für diese Systeme vorgeschlagen wird. Dabei wird der Druckabfall über dem Proportionalventil gemessen und zusammen mit dem Soll-Volumenstrom in einem in der Regelung hinterlegten Kennfeld des Ventils das erforderliche Ventilsignal ausgelesen. Eine direkte Rückführung des Druckabfalls führt zu einer dynamischeren Regelung, da sich ein Druckstoß nicht erst auf eine Beschleunigung des Zylinderkolbens propagieren muss, ehe die Abweichung registriert werden kann. Ein weiterer Vorteil ist der Verzicht auf den bei der eingangs beschriebenen Geschwindigkeitsregelung nötigen Positionssensor. Zudem erfolgt bei diesem Verfahren keine direkte Rückkopplung durch Rückführung des Ist-Wertes, so dass die Steuerung theoretisch stabiler ist.

In der Praxis jedoch ist die exakte Kenntnis der Position des Ventilschiebers notwendig, um über das Kennfeld des Ventils regeln zu können. Aufgrund von kurzzeitig schwankenden Volu-

menströmen im Proportionalventil, die insbesondere bei Betätigung der Schaltventile auftreten können, kommt es zu einer Änderung der Strömungskräfte am Ventilschieber, so dass dieser die Soll-Position verlässt. Somit ist eine stabile Regelung des Volumenstroms und damit der Verfahrgeschwindigkeit des Zylinders nur über eine Regelung der Schieberposition möglich. Damit sind die beiden letztgenannten Vorteile der Kennfeldregelung hinfällig, da in diesem Fall ebenfalls ein Positionssensor benötigt wird, der in einem geschlossenen Regelkreis integriert ist mit den bekannten Nachteilen bezüglich Schwingungsverhalten und Stabilität. Ein weiterer Nachteil ist die benötigte Druckmessung, um entsprechend auf Lastsprünge oder Druckstöße reagieren zu können. Im Vergleich zur direkten Zylindergeschwindigkeitsregelung ist aufgrund der hohen Dynamik der sich ändernden Eingangsgrößen und der im Vergleich zum Zylinderkolben geringen bewegten Masse des Ventilschiebers eine höhere Dynamik der Kennfeldregelung zu erwarten. Aufgrund der oben angeführten Probleme und der Verwendung von Proportionalventilen ohne Rückführung der Schieberposition, wurde im Zuge dieser Untersuchungen auf eine Kennfeldregelung zu Gunsten einer direkten Zylindergeschwindigkeitsregelung verzichtet. Ein genauer Vergleich beider Verfahren mitsamt einer Gegenüberstellung der Leistungsfähigkeit und Kosten ist nach Auffassung des Verfassers dennoch nötig und kann Gegenstand weiterer Forschung auf dem Gebiet der Konstantdruck-Zwischendruck-Systeme sein.

4 Aufbau des Systems und Vermessung der Zyklen

Für die Auslegung des Konstantdruck-Zwischendruck-Systems am Beispiel eines Radladers ist eine Analyse der Arbeitsaufgaben von Bedeutung, um Kenntnis über die Belastungen an den Arbeitszylindern und über mögliche Rekuperationspotenziale zu erlangen. Für die abschließenden vergleichenden Messungen ist hierbei eine hohe Vergleichbarkeit von Referenz- und Vergleichsmessung notwendig.

Im ersten Teil dieses Kapitels wird der Versuchsträger beschrieben und es wird auf sein Hydrauliksystem eingegangen. In einem weiteren Abschnitt wird beschrieben, wie der Radlader für die vergleichenden Messungen umgerüstet und welche Messtechnik dafür eingesetzt wurde. Anschließend werden an Hand von typischen Arbeitsaufgaben Lastzyklen aufgenommen und es wird gezeigt, welche Belastungen und Rekuperationspotenziale dabei auftreten.

4.1 Beschreibung des Versuchsträgers

Der Versuchsträger ist ein Radlader der Firma Paus vom Typ RL655 mit einem Fahrzeuggewicht von 4,7t ([66], **Abbildung 4.1**). Es handelt sich um ein allradgetriebenes, knickgelenktes Fahrzeug mit einer pendelnden Hinterachse. Das Knickgelenk verbindet den Hinterwagen und den Vorderrahmen, wodurch es eine große Manövrierfähigkeit erhält. Es handelt sich um einen vergleichsweise kleinen Radlader, welcher überwiegend im Straßen-, Hoch- und Tiefbau, im Landschaftsbau sowie für landwirtschaftliche und kommunale Aufgaben eingesetzt wird, wo er

hauptsächlich als Lader und als Stapler im Einsatz ist. Die Arbeitsaufgabe erstreckt sich über das Füllen, Anheben, Transportieren und Entladen von Material und wird beim Radlader durch sein vorne angebrachtes Ladesystem realisiert, welches durch einen Hub- und einen Kippzylinder bewegt wird.

Auf dem Hinterwagen befindet sich hinter der Fahrerkabine der Dieselmotor, welcher Fahr- und Arbeitspumpe antreibt. Der Fahrtrieb des Radladers ist als hydrostatischer Fahrtrieb ausgeführt. Dieser besteht aus einer Axialkolbenverstellpumpe (mit Fahrautomatik) und einem Axialkolbenverstellmotor, der über Hochdruckschläuche mit der Verstellpumpe in Verbindung steht. Der Axialkolbenverstellmotor ist am Verteilergetriebe der Hinterachse angebaut, welches die Hinterachse direkt und die Vorderachse über eine Gelenkwelle antreibt.



Abbildung 4.1: Versuchsradlader Paus RL655 (Bildquelle: Paus)

Die Arbeitspumpe versorgt einen vom Fahrtrieb getrennten Kreis, in dem Hub-, Kipp- und Lenkzylinder eingebunden sind. Es handelt sich hierbei um eine Axialkolbenpumpe der Reihe 45 von Sauer Danfoss mit einem Fördervolumen von $25 \text{ cm}^3/\text{U}$ und

einem eingebauten Förderstromregler, so dass ein Load Sensing-Betrieb möglich ist [67]. Der eingestellte Regeldruck Δp_{LS} beträgt 20 bar. Zusätzlich zum Förderstromregler ist die Pumpe mit einem Druckregler ausgestattet, welcher ein Rückschwenken der Pumpe bei einem voreingestellten Druck einleitet.

Hinter dem Pumpenausgang ist die Hochdruckleitung mit einem Prioritätsventil vom Typ OLS80 verbunden [68]. Dieses dient dazu, auch im Falle höchster Last eine Unterversorgung des Lenkventils zu vermeiden, um eine uneingeschränkte Manövrierfähigkeit des Fahrzeugs sicherzustellen. Das Prioritätsventil ist „dynamisch“ ausgeführt und besitzt eine interne Verbindung zwischen dem P-Anschluss und dem LS-Anschluss. Dies führt zu kürzeren Reaktionszeiten der Lenkung [69], sorgt jedoch auch für einen stetigen Volumenstrom über den LS-Anschluss des Lenkventils, mit dem er in Neutralstellung mit dem Tank verbunden ist. Das Lenkventil ist ein Lenkorbitrol vom Typ OSPC [68], welches sich unter der Fahrerkabine befindet und über die Lenkstange des Lenkrades bewegt wird. Dabei wird pro Winkelumdrehung eine bestimmte Ölmenge in den Lenkzylinder gefördert, welcher die Knicklenkung des Fahrzeugs realisiert.

Für die Arbeitsbewegungen und für den Verriegelungszyylinder sind die steuernden Ventile in einem Ventilblock vom Typ PVG 32 (Hersteller: Sauer Danfoss) als Elemente in Scheibenbauweise zusammengefasst [70]. Das Eingangselement beinhaltet die Druckabsicherung des Hydrauliksystems, ein Druckregelventil für die Vorsteuerventile der Wegeventile mit Druckabsicherung des Vorsteuerkreises und die Anschlüsse für Hochdruck-, Tank- und LS-Leitung. Die Steuerventile für die Arbeitsbewegungen sind als hydraulisch vorgesteuerte Proportionalventile ausgeführt, welche jeweils mit einem LS-Anschluss versehen sind, über den der Lastdruck am Verbraucher an die LS-Leitung weitergeleitet wird. Über Wechselventile wird bei Parallelbetrieb der höchste Lastdruck an die Pumpe gemeldet. Hub- und Kippzylinder haben

kolbenseitig eine Druckabsicherung von 250 bar, der Kippzylinder hat ringseitig eine weitere Absicherung von 125 bar. Hub- und Kippzylinder verfügen über Nachsaugventile, die im Falle ziehender Lasten oder eines Nachgebens der Zylinder (bei Überlast) ein Nachsaugen aus dem Tank ermöglichen.

Die Hubbewegung wird über zwei parallel geschaltete Differentialzylinder ausgeführt, welche von einer Ventilscheibe gespeist werden. Die Kolbenbodenseiten beider Zylinder können durch zwei Schaltventile mit dem Tank verbunden werden, um eine Schwimmstellung zu ermöglichen. Diese Funktion wird genutzt, um Bodenunebenheiten auszugleichen, wenn als Anbaugerät z.B. ein Schneeschild oder eine Kehrmaschine verwendet wird. Der Verriegelungszyylinder fixiert das Anbaugerät, an die Leitungen zum Verriegelungszyylinder kann ein zusätzlicher Kreis angeschlossen werden, um Arbeitsfunktionen von Anbaugeräten mit Hydrauliköl versorgen zu können. **Abbildung 4.2** zeigt den Hydraulikplan der Arbeits- und Lenkhydraulik des Versuchsträgers.

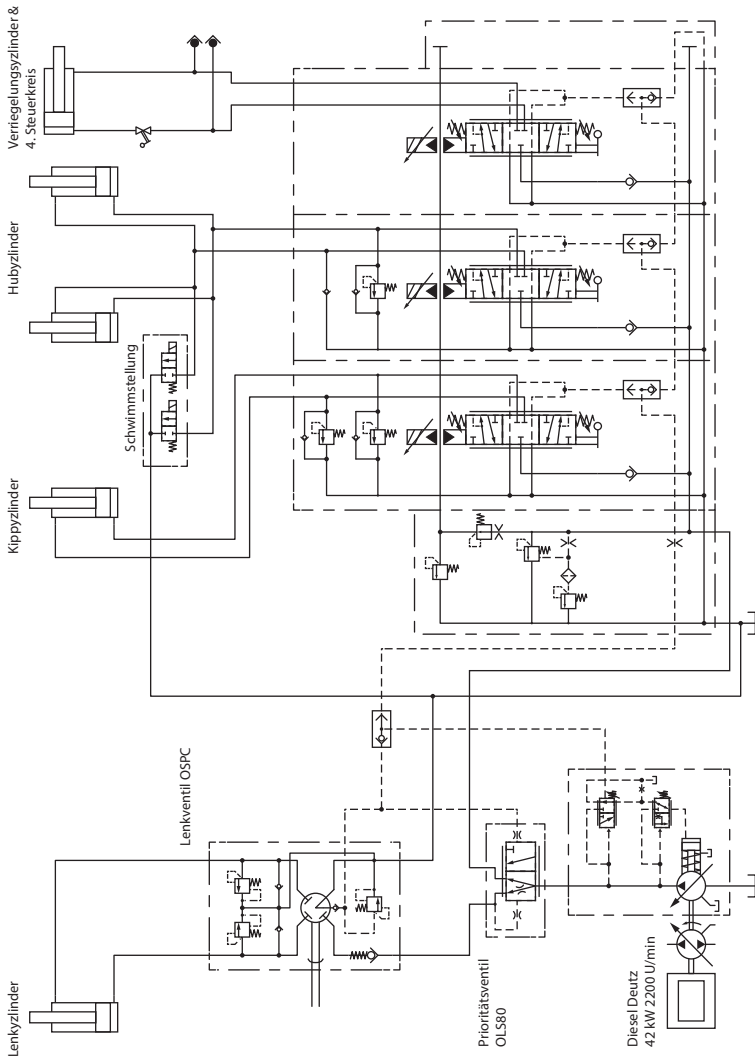


Abbildung 4.2: Hydrauliksystem des Versuchsträgers

4.2 Umrüsten des Versuchsträgers für die Versuche

Für die Herstellung einer hohen Vergleichbarkeit wird der Radlader zusätzlich zum LS-System mit dem KonZwi-System ausgestattet. Um die Funktion der Zuschaltung des Zwischendruckes an die Saugseite der Pumpe zu ermöglichen, wurde die in Abschnitt 4.1 beschriebene LS-Pumpe durch eine Pumpe ausgetauscht, welche hohe Drücke an der Saugseite aushält aber dennoch uneingeschränkt LS-fähig ist. Um einen schnellen Wechsel zwischen LS-System und dem KonZwi-System zu ermöglichen, wurden an entsprechenden Stellen Kugelhähne angebracht, welche bei Betätigung das eine System ab- und das andere System einkoppeln. Für die Erzeugung eines Konstantdrucksystems kann die LS-Pumpe mit der Hochdruckleitung kurzgeschlossen werden, so dass durch die Verwendung der gleichen Pumpe eine hohe Vergleichbarkeit sichergestellt ist. Zusätzlich wird der Radlader mit Messtechnik ausgerüstet, um die für eine Effizienzbetrachtung relevanten Größen erfassen zu können.

4.2.1 Erweiterung der hydraulischen Schaltung

Für die Arbeitsfunktionen „Heben“ und „Kippen“ im KonZwi-System werden am Versuchsträger Ventilblöcke verbaut (**Abbildung 4.3**), die Lenkfunktion wird bei den Messungen nicht berücksichtigt. Die zusätzlich eingebauten Ventilblöcke enthalten jeweils zwei Schaltventile und ein Proportionalventil. Das Proportionalventil ist mit einer digitalen Steuerungselektronik ausgestattet, welches ein analoges Steuersignal von 4-20 mA in ein PWM-Signal zur Ansteuerung der Magnete umwandelt [71]. Die Schaltventile sind Ventile in Schieberbauweise. Die Ventilschieber haben eine negative Überdeckung zum Schiebergehäuse, es kommt also beim Umschalten kurzzeitig zu einem Kurzschluss zwischen beiden Leitungen, wodurch Druckstöße beim Umschalten abge-

mildert werden. Zusätzlich kann durch eine Drosselschraube die Schaltzeit des Ventils mechanisch auf bis zu 2000 ms verzögert werden [72], um im Moment des Umschaltens quasi-proportionale Eigenschaften herzustellen. Hierbei ist jedoch ein Kompromiss herzustellen zwischen einem einerseits „weichen“ Umschalten und der Energieeffizienz des Systems, da ein Leitungskurzschluss immer mit Energieverlusten verbunden ist. Zusätzlich zur Schalt- und Steuerfunktion beinhalten die KonZwi-Blöcke für beide Leitungsanschlüsse Druckabsicherungen und Nachsaugventile sowie Messanschlüsse.

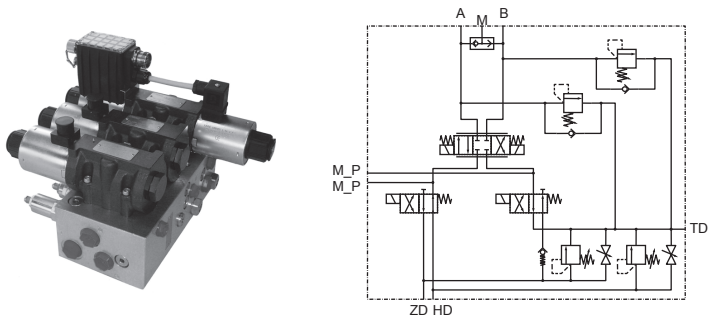


Abbildung 4.3: Verwendeter Ventilblock

In **Abbildung 4.4** ist dargestellt, wie die KonZwi-Blöcke in das bestehende Hydrauliksystem des Radladers integriert und an welcher Stelle Kugelhähne angebracht sind, um zwischen dem LS-System und dem KonZwi-System wechseln zu können. Für die Hubbewegung wurden aufgrund der erwarteten hohen Verluste im Block zwei Blöcke parallel geschaltet. Weiterhin sind zwei Speicher eingebaut, jeweils einer für Hoch- und Zwischendruckleitung sowie ein Schaltventil, um die Zwischendruckleitung mit der Saugseite der Pumpe zu verbinden. Ein Rückschlagventil in der Saugleitung verhindert in diesem Fall einen Kurzschluss zum Tank.

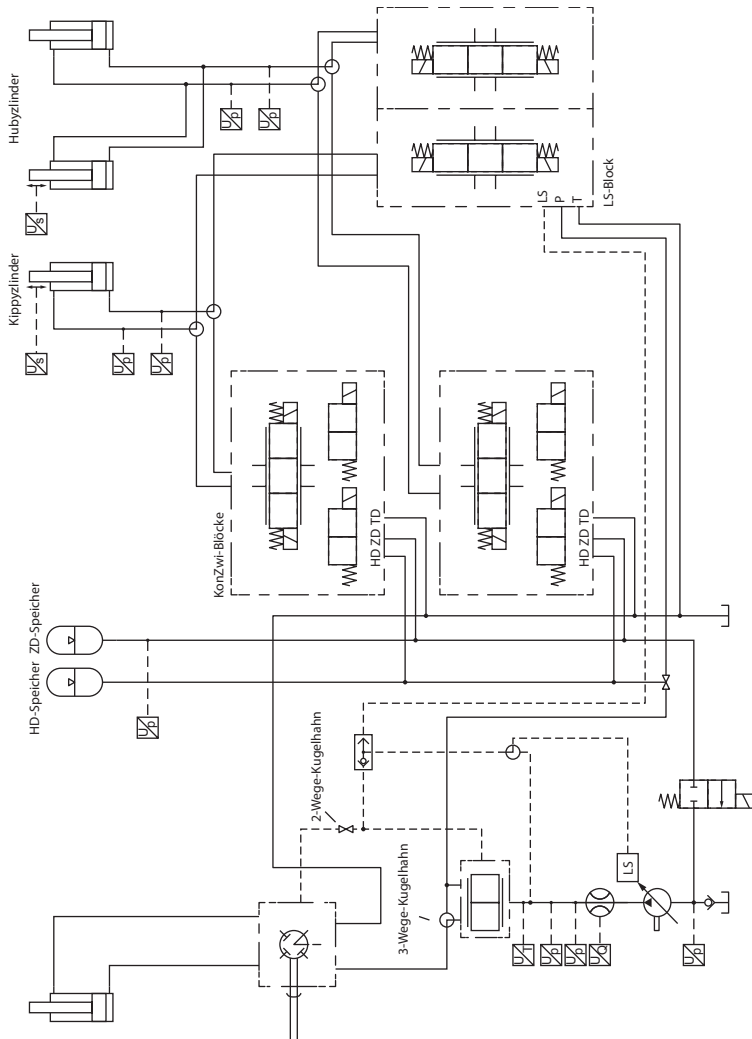


Abbildung 4.4: Hydraulikschemata des Radladers nach Umrüstung für die Versuchsfahrten

4.2.2 Beschreibung der Messtechnik

Für die Erfassung der Messdaten zur Bestimmung der Arbeitszyklen des Radladers und für den energetischen Vergleich wird der Radlader mit Messtechnik ausgestattet. Dazu werden an den entsprechenden Stellen Sensoren angebracht, um relevante Größen wie Volumenstrom, Druck, Temperatur, Dieseldrehzahl, Kraftstoffverbrauch und Zylinderpositionen zu erfassen (siehe Abbildung 4.4). Die Messwerte werden mit einer Abtastrate von 100Hz als analoge Spannungssignale mit dem Messdatenerfassungssystem Lab View® erfasst.

Für die Messung wird eine konstante Drehzahl am Verbrennungsmotor von 2000 U/min eingestellt. Der Volumenstrom wird mit einem Volumenstromsensor des Herstellers VSE erfasst (Typ VS 0.4), der einen Messbereich bis 40 L/min abdeckt und eine Messabweichung von $\pm 0,3\%$ vom Messwert hat [73]. Aus diesem Grund sind die gezeigten Bewegungen so ausgeführt, dass einerseits ein maximaler Pumpenvolumenstrom von 40 L/min nicht überschritten wird und andererseits die Pumpe nicht in den Sättigungsbereich gerät und ein (annähernd) konstanter Regeldruck Δp_{LS} aufrecht erhalten werden kann. Für die Druckmessung wurden Drucksensoren der Firma HYDAC verwendet mit einer Messungenauigkeit von 0,5%. Die Zylinderpositionen werden mit Laser-Abstandssensoren der Firma ifm Electronics erfasst.

4.3 Vermessung der Referenzzyklen

Bei der Vermessung der Referenzzyklen werden die Drücke in den Zylinderkammern von Hub- und Kippzylinder sowie die Zylinderpositionen gemessen. Mit den Wirkflächen der Arbeitszylinder lässt sich so die auf den Zylinder wirkende Kraft nach

$$F_L = \text{sign}\left(\frac{dh}{dt}\right) \cdot (A_K \cdot p_K - A_R \cdot p_R) \quad (4.1)$$

berechnen. Mit der Berücksichtigung der Ausfahrtrichtung in einer Signumfunktion werden drückende Lasten stets als positiv angenommen, ziehende als negativ. Erfolgt keine Bewegung, wird die Signumfunktion zu Null und es wird keine Last ausgegeben.

Als Vergleichsbasis werden die Einsatzszenarien „Ladezyklus“ und „Palettentransport“ des Radladers hinzugezogen, da sie für einen Radlader dieser Größe das wichtigste Arbeitsspektrum abdecken [74], [75]. Als wichtigstes Szenario ist der Ladezyklus zu betrachten, weshalb hier detailliert auf die Messgrößen dieses Zyklus eingegangen wird. Dabei wird gezeigt, wie parallel betätigte Verbraucher die Effizienz des Systems beeinträchtigen. Der Palettentransport zeigt wenige Parallelbewegungen, ist aber durch die hohen ziehenden Lasten beim Absenken der Hubgabel von Interesse, da diese Bewegung hohe Rekuperationspotenziale birgt. Für die Untersuchung der Rekuperationsfähigkeit des KonZwi-Systems wird deshalb auch dieser Zyklus näher betrachtet.

Die Messungen haben zum Ziel, Muster bei der Bewegung und der Last zu identifizieren, um eine Steuerung des KonZwi-Systems für den Radlader abzuleiten, sowie die Einflussfaktoren auf die Effizienz an Hand realistischer Einsatzszenarien zu analysieren. Die hier vorgestellten Lastzyklen erheben nicht den Anspruch, ein repräsentatives Lastkollektiv eines Radladers wiederzugeben. Für Arbeiten mit dieser Zielsetzung sei auf die entsprechende Literatur verwiesen [76], [77].

4.3.1 Referenzzyklus Ladezyklus

Der Ladezyklus beschreibt die Arbeitsaufgabe des Radladers Schüttgut mit der Schaufel aufzunehmen, es zu einer weiter ent-

fernten Abladestelle zu transportieren und dort auszuschütten. Dieser Arbeitszyklus wird aufgrund des dabei zurückgelegten Weges auch „Y-Zyklus“ genannt und bildet die Grundlage von Antriebsstranguntersuchungen [76], [78], Ladeleistungsberechnungen [79] oder Verbrauchsmessungen von Radladern [80]. Der Zyklus lässt sich dabei grob in fünf Abschnitte unterteilen:

- Der Radlader senkt seine Schaufel aus der Fahrstellung ab und orientiert sie am Boden
- Das Fahrzeug sticht in das Haufwerk ein und nimmt das Schüttgut mit der Schaufel auf
- Der Radlader fährt zur Abladestelle
- Die Schaufel wird angehoben und über der Abladestelle entleert
- Die Schaufel wird wieder in die Fahrstellung gebracht und der Radlader fährt zurück zur Ausgangsposition

Aufgrund der Ausrichtung dieser Arbeit auf die Arbeitsaufgabe wird die für einen Y-Zyklus charakteristische Fahrt von und zur Abladestelle nicht aufgezeichnet. **Abbildung 4.5** zeigt die Messwerte der Zylinderhübe, der Systemdrücke und des Pumpenvolumenstromes während der Arbeitsbewegung. Der gemessene Zyklus zeigt hohe Zeitanteile von Parallelbewegungen auf, welche jedoch je nach Fahrer auch kürzer ausfallen können. Nach dem Einstechen in den Haufen kommt es zu einer Reißbewegung der Schaufel (ca. ab Sek. 10). Hub- und Kippzylinder werden gleichzeitig bewegt, durch die Schubspannungen innerhalb des Erdreichs ist kurzzeitig eine hohe Kraft nötig, die sich im Messschrieb in einem Druckpeak äußert. Es ist zu erkennen, wie sich entsprechend der Systemdruck p_{HD} mit einer Regeldruckdifferenz von 20 bar an den höchsten Lastdruck anpasst. Während des darauf folgenden Aushubes des Erdreiches sinken die Kräfte wieder, unterbrochen durch eine Druckspitze im System, wenn der Kippzylinder die Endlage erreicht. Während dieser Bewegung ist die Kolbenseite von Hub- und Kippzylinder (p_{HK} und p_{KK}) mit der

Hochdruckleitung verbunden, beide Drücke erreichen ein vergleichbares Niveau, so dass es zu keinem bedeutenden Energieverlust durch Abdrosselung kommt. In der nachfolgenden Hubphase (Anheben der Schaufel bei der Abladestelle) kommt es zu einem Anstieg der Last im Hubzylinder, mit dem Einsetzen des Auskippvorganges wird die Ringseite des Kippzylinders mit der Hochdruckleitung verbunden. Durch die Schaufelbeladung und der Kinematik des Kippmechanismus (Z-Kinematik) kommt es zu einer ziehenden Last, so dass der Lastdruck an der Ringseite des Kippzylinders p_{KR} sehr niedrig wird und es zu entsprechend hohen Drosselverlusten kommt. Mit dem Auskippen des Erdreiches fällt auch der Lastdruck im Hubzylinder. Danach wird die Schaufel wieder abgesenkt und dabei die Ringseite des Hubzylinders mit der Hochdruckleitung verbunden.

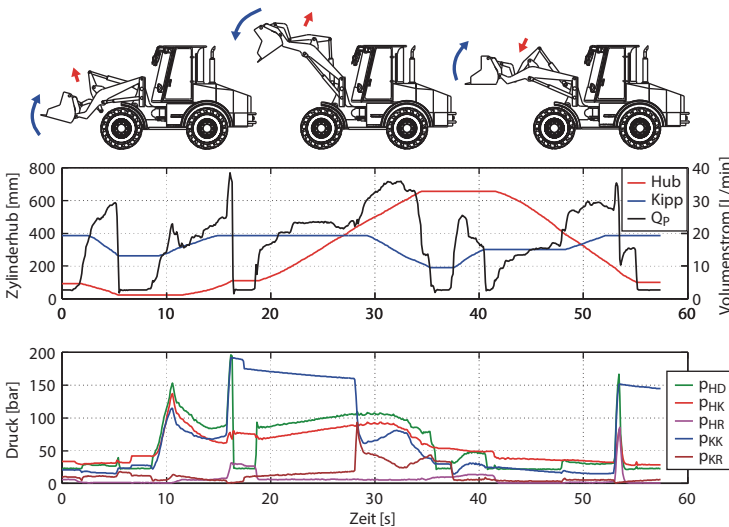


Abbildung 4.5: Messdaten des Referenzzyklus Y-Zyklus

Durch das Gewicht des Hubwerkes kommt es zu ziehenden Lasten am Hubzylinder, was sich in einem sehr geringen Druck p_{HR} an der

Ringseite und erhöhtem Druck p_{HK} an der Kolbenseite des Hubzylinders äußert. Die einsetzende Bewegung des Kippzylinders erzeugt durch die geringen wirkenden Kräfte keine Erhöhung des Systemdruckes. Lediglich bei Erreichen der Endlage des Kippzylinders kommt es zu einer weiteren Druckspitze.

Mit den erfassten Drücken in den Zylindern und den Kolbenflächen können nach Gleichung 4.1 die auf die Zylinder wirkenden Kräfte abgeleitet werden. Im oberen Diagramm von **Abbildung 4.6** ist neben den Zylinderhüben auch der zeitliche Verlauf des hydraulischen Energieeintrags E_{LS} der Pumpe dargestellt.

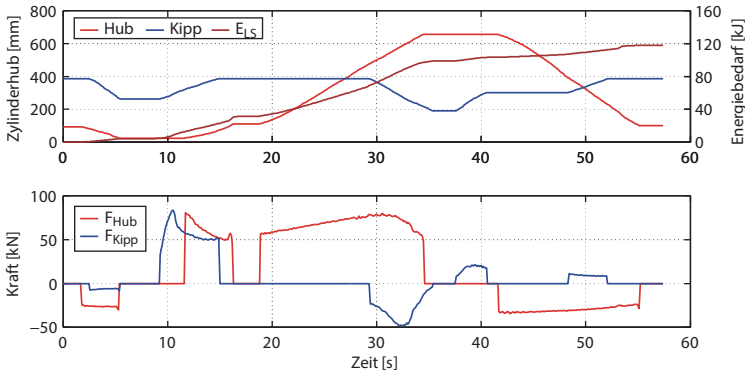


Abbildung 4.6: Resultierende Kräfte und benötigte Energie

Im unteren Diagramm sind die aus den Zylinderdrücken berechneten Kräfte auf die Zylinder dargestellt. Es wird ersichtlich, dass beim Einfahren an beiden Zylindern ziehende Lasten wirken. Beim Kippzylinder sind diese beim Auskippvorgang noch verstärkt durch die Last in der Schaufel, die umso höher werden, je weiter der Zylinder eingefahren wird. Dem wirkt die Lastabnahme durch das Ausschütten entgegen, so dass gegen Ende der Bewegung nur noch geringe ziehende Lasten auf den Zylinder wirken. Bei der Betrachtung der Kräfte wird deutlich, dass beim Anheben

der Schaufel am meisten Energie verbraucht wird, da diese Bewegung relativ lang ist und bei hohen Kräften ausgeführt wird.

Die hier beschriebene Bewegung ist dadurch gekennzeichnet, dass Hub- und Kippzylinder meist parallel bewegt werden und es bei ungleicher Belastung zu hohen Drosselverlusten kommt, die die Effizienz des Systems beeinträchtigen (siehe auch Abbildung 2.5). Dieser Nachteil entfällt beim KonZwi-System, da mit Hilfe der Schaltventile für jeden Zylinder ein der Last entsprechendes Druckpotenzial gewählt werden kann. Ein weiterer Vorteil des KonZwi-Systems ergibt sich durch die Rückführung potenzieller Energie, die im gezeigten Zyklus beim Einfahren der Zylinder auftritt und im LS-System als Drosselverlust in Form von Wärme dissipiert. Trotz leerer Schaufel sind die ziehenden Kräfte beim Absenken des Hubwerkes sehr groß und auch im Kippzylinder treten, begünstigt durch die hohe Zuladung in der Schaufel, hohe Kräfte beim Auskippen auf. Setzt man diese Energie ins Verhältnis zum Gesamtenergieumsatz, zeigt sich ein Anteil von 31% potenzieller Energie, der theoretisch rekuperiert werden kann, wie **Abbildung 4.7** illustriert.

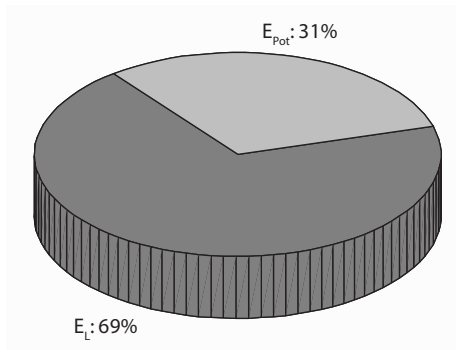


Abbildung 4.7: Anteil der potenziellen Energie am Gesamtumsatz

4.3.2 Palette entladen

Ein Zyklus, der sehr geringe Zeitanteile mit parallelen Bewegungen zeigt bei gleichzeitig hohem Rekuperationspotenzial ist der Entladevorgang von Paletten. Dabei ist der Radlader mit einer Hubgabel ausgestattet und wird wie ein Gabelstapler eingesetzt. Als Gewicht wird eine Palette mit einem Gewicht von 1,2t verwendet, die sich auf einer Abladefläche mit einer Höhe von ca. 82 cm befindet und damit der gängigen Höhe von LkW-Ladepritschen entspricht.

Der Entladevorgang kann in Anlehnung an den Y-Zyklus ebenfalls in unterschiedliche Teilbewegungen gegliedert werden.

- Der Radlader fährt zur Ladepritsche und hebt die Gabel an
- Der Radlader fährt mit der Hubgabel unter die Palette und hebt sie an
- Der Radlader setzt zurück und senkt die Gabel ab, anschließend fährt er zur Abladestelle
- An der Abladestelle setzt er die Palette auf dem Boden ab, setzt zurück und bewegt die Gabel leicht zum Fahren an

In **Abbildung 4.8** sind die dabei relevanten Messgrößen und der Pumpenvolumenstrom aufgetragen.

Zu Beginn des Zyklus ist die Hubgabel ohne Beladung, so dass der Systemdruck niedrig ist. Beim Anheben der Palette (ca. ab Sekunde 8) steigt die Kraft schlagartig an und damit auch der Druck im System. Während des Absenkens und des Absetzens der Palette wirken starke ziehende Lasten auf Hub- und Kippzylinder, so dass der Druck im System während dieser Phase konstant beim eingestellten Regeldruck von 20 bar – dem minimalen Druck – verbleibt. Ein leichter Anstieg kann nach dem Absetzen beim Zurückfahren der Hubgabel in die Ausgangsbewegung beobachtet werden, da ein Druck in der Kolbenseite benötigt wird, um die

Gewichtskraft des Hubgerüsts zu überwinden. Die aus diesen Messungen berechneten Zylinderkräfte sind in **Abbildung 4.9** dargestellt.

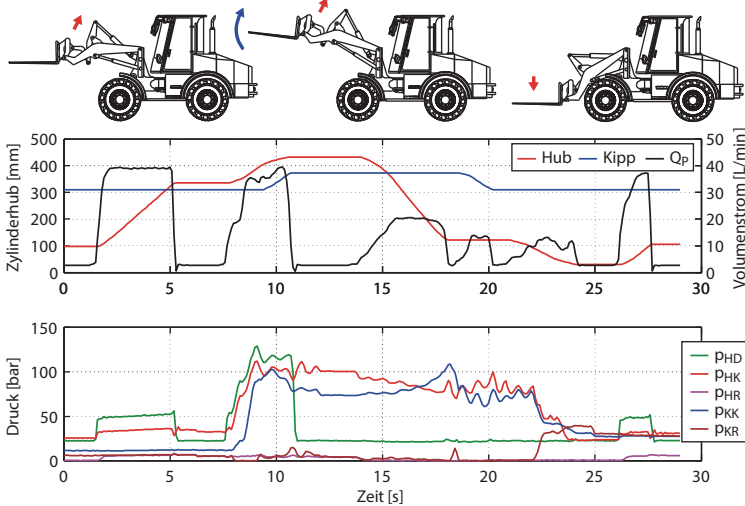


Abbildung 4.8: Messgrößen "Palette entladen"

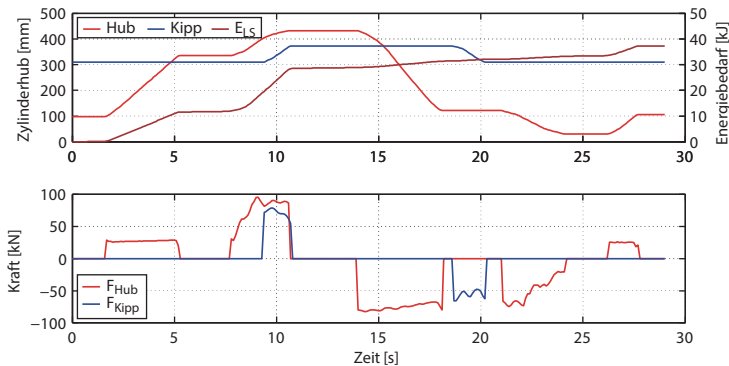


Abbildung 4.9: Resultierende Kräfte des Entladezyklus

Die hohen ziehenden Lasten sind deutlich zu erkennen, insbesondere durch den Absenkvorgang des Hubzylinders wird eine lange Bewegung bei hohen ziehenden Kräften ausgeführt, die ein hohes Rekopulationspotenzial birgt. Beim Absetzen der Palette auf den Boden ist zunächst nur ein Teil der Palette mit dem Boden in Kontakt. Bei weiterer Abwärtsbewegung wird ein immer größerer Anteil der Gewichtskraft der Palette auf den Boden übertragen, weshalb es hier zu einem kontinuierlichen Abfall der Kraft auf den Hubzylinder kommt.

Durch den Entfall der Parallelbewegung ist das LS-System tendenziell effizienter im Vergleich zum KonZwi-System, das seine Druckpotenziale nur in diskreten Stufen an die Last anpassen kann. Der Vorteil der individuellen Anpassung der Potenziale kann es bei einem seriellen Bewegungsablauf nicht nutzen. Gleichzeitig steigt jedoch der Effizienzvorteil durch eine höhere Last, die beim Einfahren auf die Zylinder wirkt. **Abbildung 4.10** zeigt, dass der Anteil der potenziellen Energie am Gesamtumsatz dadurch deutlich höher ist als beim Y-Zyklus.

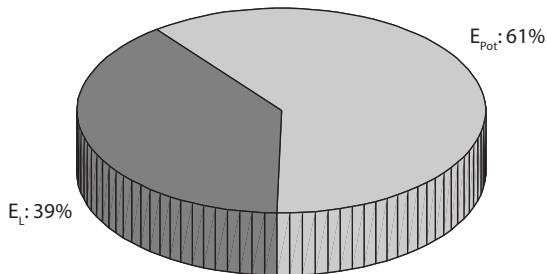


Abbildung 4.10: Anteil der potenziellen Energie beim Zyklus „Palette entladen“

5 Optimale Steuerung mittels multikriterieller Optimierung

Hybride Antriebssysteme verfügen über zwei unterschiedliche Energiequellen und somit über mehrere Freiheitsgrade, da sie in unterschiedlichen Betriebsmodi fahren können. Während in herkömmlichen Systemen die Leistungsanforderung am Abtrieb die Eingangsleistung aus dem Verbrennungsmotor vorgibt, ergeben sich durch Speicherbeladung, Speicherentladung, Rekuperation/Regeneration oder kombinierten Modi unterschiedliche Möglichkeiten und Richtungen des Leistungsflusses. Bei einem gegebenen Lastprofil mit wechselnden Belastungen ergibt sich die Aufgabe, eine Steuerung zu finden, welche diese Betriebsmodi optimal anwendet, um den Energiebedarf zu minimieren. Damit liegt ein Optimierungsproblem vor, welches nach [81] allgemein betrachtet die folgende Form hat:

$$\text{Minimiere} \quad f(\underline{u}) \quad \underline{u} \in \mathbb{R}^n \quad (5.1)$$

unter Berücksichtigung der Nebenbedingungen

$$\underline{g}(\underline{u}) \geq 0 \quad \underline{g} \in \mathbb{R}^m \quad (5.2)$$

$$\text{und} \quad \underline{h}(\underline{u}) = 0 \quad \underline{h} \in \mathbb{R}^p \quad (5.3)$$

Der Vektor \underline{u} beschreibt dabei einen Vektor von n Entscheidungs- oder Optimierungsvariablen. Wird dieser sehr allgemeinen Formulierung das dynamische System eines hybriden Antriebsstranges zugrunde gelegt, kann der Entscheidungsvektor \underline{u} als ein Steuerungsvektor aufgefasst werden, der in Wechselwirkung mit den Systemzuständen wie z.B. dem SOC oder dem Energieverbrauch steht. Die Wechselwirkung ist dadurch gekennzeichnet, dass die Änderung des Zustandes zu einem Zeitpunkt t von der

Steuerentscheidung zu diesem Zeitpunkt abhängt, so dass sie durch eine Zustandsdifferentialgleichung der Form

$$\dot{\underline{x}} = \underline{f}(\underline{x}, \underline{u}, t) \quad (5.4)$$

beschrieben werden kann mit dem Zustandsvektor $\underline{x}(t)$ und dem Steuerungsvektor $\underline{u}(t)$. Bei gegebenem Anfangszustand zum Zeitpunkt t_0 und gegebenem Endzustand zum Zeitpunkt t_e mit

$$\underline{x}(t_0) = \underline{x}_0, \quad \underline{x}(t_e) = \underline{x}_e, \quad (5.5)$$

ist die Optimalsteuerung der Steuervektor $\underline{u}(t)$, welcher den Anfangszustand $\underline{x}(t_0)$ in den Endzustand $\underline{x}(t_e)$ überführt und dabei die Zielfunktion minimiert. Diese wird in Form eines Gütemaßes J dargestellt, welches im Allgemeinen die Form eines Bolzaschen Gütemaßes hat mit

$$J = h(\underline{x}(t_e), t_e) + \int_{t_0}^{t_e} f_0(\underline{x}(t), \underline{u}(t), t) dt \quad (5.6)$$

Der erste Teil des Bolzaschen Gütemaßes, das Mayersche Gütemaß, gewichtet dabei einen gewünschten Endzustand, während der zweite Teil, das Lagrangsche Gütemaß, das Übergangsverhalten vom Anfangs- zum Endzustand bewertet [82]. Je nach Optimierungsaufgabe kann auch nur einer der beiden Teilterme als Gütemaß verwendet werden.

Durch die Vorgabe des Anfangs- und Endzustandes und bei Kenntnis des Lastverlaufes kann bei Wahl des Energieverbrauchs als Gütefunktion eine optimale Steuerfolge berechnet werden, die durch eine optimale Wahl der verfügbaren Betriebsmodi den geringsten Energieverbrauch erreicht. Ausgehend von dieser Optimalsteuerung kann in einem nächsten Schritt eine Steuerstrategie abgeleitet werden, die im realen Betrieb eine optimale

Steuerentscheidung trifft, ohne den weiteren Verlauf des Lastzyklus zu kennen. Diese Optimalsteuerungen werden üblicherweise mit Hilfe der Dynamischen Programmierung (DP) erzeugt [83], [84], [85], [86]. Dabei wird der Endzustand, z.B. der End-SOC, als bekannt vorausgesetzt und der (verbrauchs-) optimale Weg vom Anfangs- bis zum Endzustand berechnet. Für die Erzeugung einer robusten Steuerung, die auch bei unterschiedlichen Zuständen die jeweils „richtige“ Entscheidung treffen kann, muss der Einfluss der Anfangs- und Endzustände auf die Steuerfolge und die Systemeffizienz untersucht werden, um die Steuerung auf diese Zustandsvariation auszurichten. Angesichts der diskreten Druckpotenziale und der damit verbundenen hohen Drosselverluste des KonZwi-Systems ist beispielsweise auch ein stetiges Aufladen des Speichers während des Zyklus – mit einhergehendem höheren Energieverbrauch – als effiziente Steuerung denkbar, wenn im darauffolgenden Zyklus die Effizienzsteigerung durch eine stärkere Entladung größer ist. Desweiteren sind durch sich ständig ändernde Bewegungsabläufe wechselnde Ladezustände am Ende des Zyklus zu erwarten. Daraus ergeben sich die Fragestellungen

1. ob der Soll-Ladezustand am Ende des Zyklus den Energieverbrauch beeinflusst und in welcher Weise er dies tut und
2. ob die optimale Steuerfolge zu einem beliebigen End-Ladezustand von diesem abhängig ist oder ob diese anderen Gesetzmäßigkeiten folgt.

Ein Verfahren, welches optimale Steuerungsverläufe für unterschiedliche Endladezustände effizient ermitteln kann ist die multikriterielle Optimierung, welche in der Literatur auch als mehrkriterielle Optimierung, Mehrzieloptimierung oder Pareto-Optimierung bezeichnet wird. Angewandt auf das beschriebene Problem, bestimmt sie für den gegebenen Zyklus Steuerungen, die den Energieaufwand minimieren und den Ladezustand maximieren. Da eine aktive Beladung des Speichers über den Zustand

HDZD erfolgt, führt eine Maximierung des Ladezustandes zu einem erhöhten Energiebedarf. Somit sind die SOC-Maximierung und die Verbrauchsminimierung widersprüchliche Optimierungsziele, so dass sich ein multikriterielles Optimierungsproblem (MOP) ergibt. Dessen Lösung ist nicht eindeutig, sondern stets eine Menge unterschiedlicher Lösungen, welche beide Optimierungsziele in unterschiedlicher Weise erfüllen.

In diesem Kapitel wird gezeigt, welche Wechselwirkungen zwischen Anfangs- und End-SOC, Steuerung und Energiebedarf bestehen. Diese Informationen geben Auskunft über die Robustheit der Optimalsteuerung bei unterschiedlichen Zielzuständen. Um eine für einen Zyklus isolierte Effizienzbetrachtung durchzuführen, kann die Mehrzieloptimierung durch die Wahl des Pfades mit SOC-neutraler Steuerung ($SOC_{Start} = SOC_{Ende}$) auch als Einzieloptimierung aufgefasst werden [87] und als Referenz für die Überprüfung der abgeleiteten Steuerstrategie herangezogen werden. Die multikriterielle Optimierung kann zudem zu einer Antriebsstrangoptimierung erweitert werden, um optimale Speicherparameter wie Vorspanndruck und Speichervolumen zu identifizieren.

5.1 Mehrzieloptimierung und Pareto – Optimalität

Ein multikriterielles Optimierungsproblem kann nach [88] durch die nachfolgenden Definitionen charakterisiert werden:

Definition 1: Ein multikriterielles Optimierungsproblem minimiert einen Zielfunktionsvektor $F(\underline{u})$, der anders als in Gleichung 5.1 dargestellt aus k Zielfunktionen besteht mit $k \in \mathbb{N}$ und $k > 1$, die gleichzeitig minimiert werden, so dass $F(\underline{u}) = (f_1(\underline{u}), \dots, f_k(\underline{u}))$ geschrieben werden kann.

Ein Schlüsselbegriff der multikriteriellen Optimierung ist die Pareto-Optimalität bzw. die Pareto-Dominanz, die der italienische Ökonom VILFREDO PARETO Ende des 19. Jahrhunderts durch seine Arbeiten zu multikriteriellen Optimierungsproblemen geprägt hat.

Definition 2: Ein Steuerungsvektor \underline{v} dominiert einen anderen Vektor \underline{w} , wenn dieser kein Kriterium schlechter stellt, ohne ein anderes zu verbessern.

Definition 3: Ein Steuerungsvektor \underline{u} ist dann Pareto-optimal, wenn es keinen anderen Steuerungsvektor gibt, der ihn dominiert.

Die Menge aller Pareto-optimalen Lösungen ergeben aufgetragen über die zu optimierenden Kriterien eine charakteristische Pareto-Front. In **Abbildung 5.1** ist eine solche Pareto-Front beispielhaft für zwei Kriterien dargestellt, sowie die Bereiche, die von den einzelnen Lösungsvektoren dominiert werden.

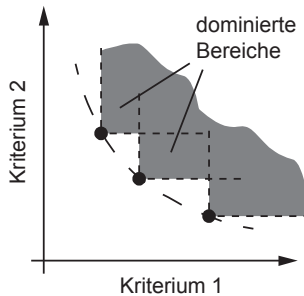


Abbildung 5.1: Pareto-Front mit optimalen Lösungen

Beispiele für die Anwendung der multikriteriellen Optimierung sind in vielen Bereichen der Ingenieurwissenschaften zu finden, von denen hier nur [89], [90], [91] beispielhaft genannt werden sollen. Die in diesen Arbeiten verwendeten Methoden entsprechen den oben aufgeführten Definitionen, unterscheiden sich jedoch in ihren einzelnen Ausführungen, die im Detail hier nicht

weiter diskutiert werden sollen. Einen guten Überblick über die gebräuchlichen Methoden zur Lösung von multikriteriellen Optimierungsproblemen geben MARLER und ARORA in [92].

Für hybride Anwendungen wird die multikriterielle Optimierung zur Auslegung von Komponenten, Antriebsstrangkonfigurationen oder Betriebsstrategien genutzt. In [93] werden unterschiedliche Antriebsstrangtopologien hinsichtlich CO₂-Reduktion und Aufwand untersucht. LOEFFLER stellt in [94] ein Verfahren vor, das für einen hybriden PkW während des Betriebes einen optimalen Betriebspunkt unter Berücksichtigung unterschiedlicher Optimierungsziele bestimmt. In [95] wird eine gleichzeitige Optimierung von Steuerstrategie und Antriebskonfiguration eines elektrischen hybriden PkW vorgenommen. Einen ähnlichen Ansatz – ebenfalls am Beispiel eines (elektrischen) hybriden PkW - verfolgt auch BÜRGER in [96]. Hier steht die Betriebsstrategie bereits fest und wird nur in festgelegten Grenzen variiert.

Alle Ansätze haben gemein, dass eine Optimierung statischer Größen erfolgt, ein Aufzeigen der Wechselwirkung zwischen ihnen und den Systemzuständen erfolgt jedoch nicht. In dem hier aufgezeigten Verfahren soll diese Wechselwirkung aufgezeigt werden, indem für jede Zustandsvariation eine optimale Steuerfolge neu berechnet wird. Dabei werden die Steuerentscheidungen in jedem Zeitschritt neu berechnet und die daraus resultierenden Zustände auf Basis der Pareto-Prinzipien als optimal bewertet. Anders als mit DP wird bei diesem Verfahren der weitere Lastverlauf nach dem betrachteten Zeitpunkt nicht berücksichtigt, so dass auch suboptimale Lösungen erreicht werden können. Dennoch zeigen die erreichten Lösungen eine hohe Konvergenz, so dass sie für eine erste Auslegung ausreichend nahe am Optimum sind.

5.2 Bestimmung der optimalen Schaltsequenzen

Für die Lösung des multikriteriellen Optimierungsproblems wird für den gegebenen Zyklus der Energiebedarf minimiert und der SOC am Ende des Zyklus maximiert. Um beide Kriterien in Bezug zueinander zu setzen, wird die dem SOC entsprechende potenzielle Energie im Speicher verwendet. Der Vorteil bei dieser Herangehensweise ist, dass keine Skalierung der Werte vorgenommen werden muss, da beide Kriterien Energien darstellen. Für die Bestimmung der einzelnen Energieflüsse wird der Zyklus zunächst in einzelne Zeitschritte mit fester Schrittweite diskretisiert. Für jedes Zeitinkrement i werden in jedem zulässigen Schaltzustand die notwendige Pumpenenergie $\Delta E_{p,i}$ und die Änderung der Speicherenergie $\Delta E_{sp,i}$ berechnet und zu den bis zum Inkrement $i-1$ summierten Energien für die Pumpe $E_{p,i}$ und dem Speicher $E_{sp,i}$ addiert. Anschließend werden die neuen Werte nach Pareto-Optimalität gemäß *Definition 3* überprüft. Dazu werden zunächst die zur Verfügung stehenden Druckpotenziale in für den betrachteten Zylinder äquivalente Kraftpotenziale umgerechnet und mit der im betrachteten Inkrement i auftretenden maximalen Kraft verglichen. Somit gelten Schaltzustände nur bei Erfüllung der Nebenbedingung als zulässig, welche angegeben werden kann mit

$$F_{SZ}(i) \geq F_{L,max}(i) \quad (5.7)$$

Abbildung 5.2 illustriert diese Nebenbedingung beispielhaft für den Schaltzustand ZDTD an einem Inkrement, in dem ein kurzzeitiger Kraftpeak auftritt.

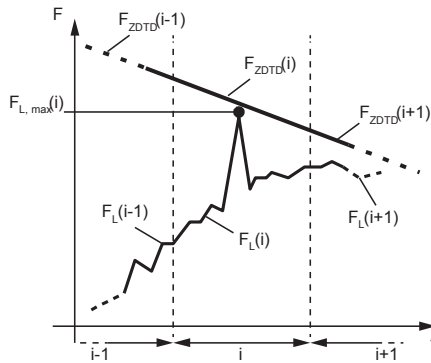


Abbildung 5.2: Berücksichtigung der maximalen Kraft

Für Schaltzustände, die Öl aus dem Zwischendruckspeicher entnehmen, wird zusätzlich überprüft, ob die entnommene Ölmenge nicht die im Speicher vorhandene Ölmenge übersteigt, der SOC also nicht negativ werden kann, so dass als weitere Nebenbedingung geschrieben werden kann

$$SOC_i \geq 0 \quad (5.8)$$

Anschließend werden für jeden Schaltzustand die entsprechenden Energien berechnet. Für die Schaltzustände $u_{SZ}=HDTD$ und $u_{SZ}=HDZD$ wird dabei von einem konstanten Druck p_{HD} in der Hochdruckleitung ausgegangen, so dass sich der Pumpenenergiebedarf $\Delta E_{P,i}$ im Inkrement i berechnen lässt, indem über den Verfahrensweg s_i von der Anfangsposition h_{i-1} bis zur Endposition h_i des Zylinders im Inkrement i integriert wird, wobei A_i die mit der Hochdruckleitung verbundene, verfahrungsabhängige Zylinderfläche beschreibt.

$$\Delta E_{P,i} = \int_{h_{i-1}}^{h_i} A_i \cdot p_{HD} \cdot ds \quad (5.9)$$

Für die Bestimmung der Speicherenergie (und des Speicherdruckes) wird mit einem Blasenspeicher gerechnet, dessen Gasfüllung der thermodynamischen Gleichung zur Beschreibung polytroper Zustandsänderungen idealer Gase folgt, so dass

$$p_0 \cdot V_0^\kappa = \text{const.} \quad (5.10)$$

geschrieben werden kann mit dem Vorspanndruck p_0 , dem Gasvolumen V_0 (bei entlademem Speicher) und dem Polytropenexponent κ . Durch die Zylinderverschiebung s_i kann für die Schaltzustände $u_{SZ}=\text{TDZD}$, ZDZD , HDZD , ZDTD , HDZD^* und HDTD^* das im Inkrement i auftretende Austauschvolumen berechnet werden zu

$$\Delta SOC_i = \int_{h_{i-1}}^{h_i} A(u_{SZ,i}) ds \quad (5.11)$$

was zu einer Änderung des Ladezustandes im Inkrement i führt mit

$$SOC_i = SOC_{i-1} + \Delta SOC_i \quad (5.12)$$

Mit Gleichung (5.9) und den Werten für Vorspanndruck und Gasvolumen lässt sich die potenzielle Energie als die Volumenänderungsarbeit der im Speicher befindlichen Gasblase ausdrücken, so dass die Änderung der Speicherenergie angegeben werden kann mit

$$\Delta E_{Sp,i} = \frac{1}{\kappa - 1} (p_i \cdot (V_0 - SOC_i) - p_{i-1} \cdot (V_0 - SOC_{i-1})) \quad (5.13)$$

Bei den Schaltzuständen HDZD^* und HDTD^* wird die Speicherenergie direkt der Saugseite der Pumpe zugeführt, so dass die aufgebrachte Pumpenenergie analog zu Gleichung (5.9) um diesen Wert entsprechend reduziert werden muss, was in den für diese Zustände anfallenden Energiebedarf resultiert mit

$$\Delta E_{P,i}(u_{SZ}^*) = \Delta E_{P,i}(u_{SZ}) - \Delta E_{Sp,i}(u_{SZ}^*) \quad (5.14)$$

mit $u_{SZ}^* = HDZD^*$ bzw. $HDTD^*$ und $u_{SZ} = HDZD$ bzw. $HDTD$

Die für jeden zulässigen Schaltzustand berechnete Änderung der Pumpen- und Speicherenergie wird mit der bisher aufgebrauchten Pumpenenergie bzw. der im Speicher befindlichen potenziellen Energie verrechnet und auf Dominanz gemäß *Definition 2* überprüft. Die nicht dominierten, Pareto-optimalen Lösungen mitsamt den zugehörigen neu bestimmten Energiewerten und Speicherladungszuständen bilden die Ausgangszustände für das nächste Zeitinkrement. Somit ergibt sich nach Durchlaufen des Zyklus mit n Zeitinkrementen eine Vielzahl von Pfaden, welche für jeden Pfad k zu einem Gesamt-Pumpenenergiebedarf (Kriterium 1)

$$E_{P,k} = \sum_{i=1}^n \Delta E_{P,i} \quad (5.15)$$

und einem Energieinhalt im Speicher (Kriterium 2)

$$E_{Sp,k} = \sum_{i=1}^n \Delta E_{Sp,i} \quad (5.16)$$

führen, die nach *Definition 3* Pareto-optimal sind und somit entlang einer Pareto-Front angeordnet sind. Diese Gütefunktionen bilden eine Integration des Energiebedarfs in der vorliegenden zeitdiskreten Betrachtungsweise ab und besitzen somit die Form eines Lagrangeschen Gütemaßes. **Abbildung 5.3** zeigt die Pareto-optimalen Lösungen nach 57 Zeitinkrementen (ein Inkrement pro Sekunde) für den Zyklus aus *Abbildung 4.5* mit den in **Tabelle 5.1** gezeigten Parametern unter Annahme eines konstanten Hochdrucks von 150 bar und einem Speicherdruck von 108 bar, was einer Vorladung von 2 L entspricht. Die Lösungspfade werden in Form der aufgebrauchten Pumpenenergie über die Speicheränderung, welche sich aus $\Delta SOC = SOC_{Ende} - SOC_{Start}$ ergibt, aufgetragen.

Tabelle 5.1: Parameter der durchgeführten Rechnung

Parameter	Wert
p_{HD} [bar]	150
P_0 [bar]	90
V_0 [L]	20
$p_{ZD,Start}$ [bar]	108

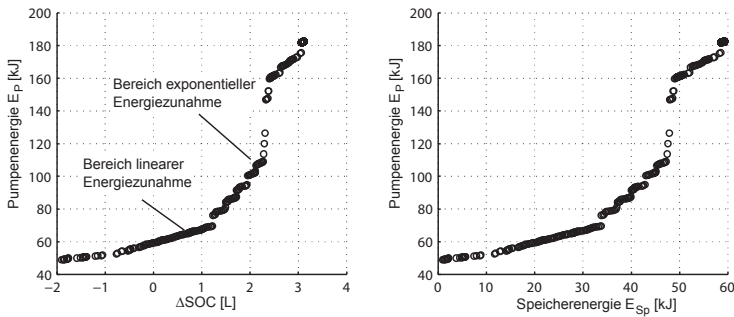


Abbildung 5.3: Darstellung der Pareto-optimalen Lösungen

Es ist zu erkennen, dass die Pareto-Front grob in zwei Bereiche eingeteilt werden kann. Im ersten Bereich führt eine Steigerung des End-SOC zu einer linearen Zunahme des Energiebedarfs. Dies bedeutet, dass die darin enthaltenen Steuerfolgen gleich gut sind, da keine von ihnen zu einer überproportionalen Erhöhung des Energiebedarfs führt. Aufgetragen über die im Speicher enthaltene potenzielle Energie am Ende des Zyklus (Abbildung 5.3 rechts) lässt sich trotz der nichtlinearen Dynamik des Speichers ein linearer Zusammenhang zwischen investierter Pumpenenergie und vorgehaltener Speicherenergie am Ende des Zyklus beobachten. Wird dieser Zusammenhang als Gleichung aufgestellt, ließe sich daraus für den linearen Bereich ein dem Ladezustand äquivalenter Pumpenenergieverbrauch aufstellen.

Zum jetzigen Zeitpunkt der Analyse ist weder die Strategie bekannt, noch ist die Frage beantwortbar, ob es eine robuste Strategie gibt, die zu diesem Zusammenhang führt. Ob die Steuerfolge je nach End-SOC zufällige Muster aufweist oder bestimmten (noch unbekanntenen) Regeln folgt, kann erst nach einer Betrachtung der Pfade im zeitlichen Verlauf erfolgen. In **Abbildung 5.4** unten ist der Verlauf des Zwischendruckes für unterschiedliche Pfade aufgetragen.

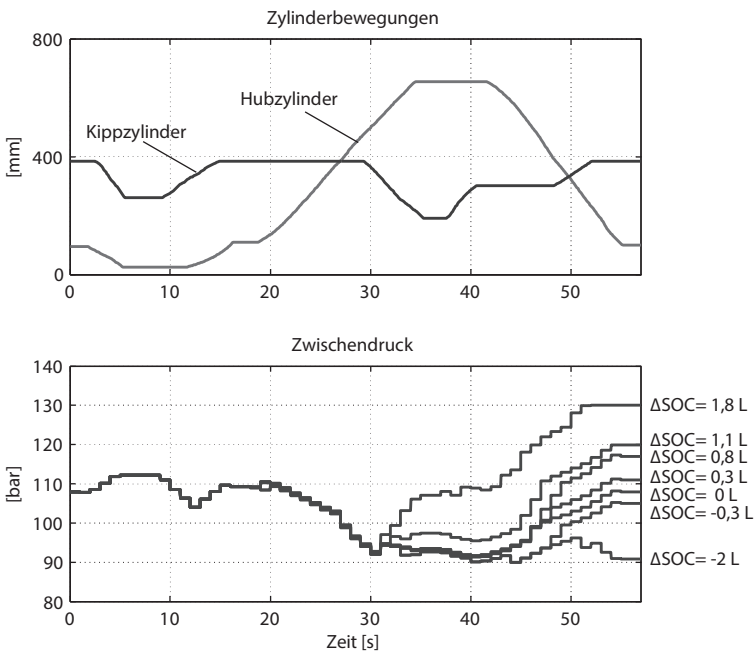


Abbildung 5.4: Druckverlauf des ZD-Speichers für unterschiedliche Pfade

Dabei zeigt sich, dass sowohl Pfade, die im linearen Bereich liegen ($\Delta\text{SOC}=-0,3\dots 1,1\text{L}$) wie auch solche die zu einer extremen Ent- oder Beladung des Speichers ($\Delta\text{SOC}=-2\text{L}$ bzw. $\Delta\text{SOC}=1,8\text{L}$) führen,

eine praktisch identische Steuerfolge bis zum Ausschütten der Schaufel aufweisen (ca. Sek. 30, Abbildung 5.4 oben). Vergewenwärtigt man sich die Pareto-Prinzipien, dann müssen alle Pfade bis zu diesem Zeitpunkt die gleiche Steuerfolge aufweisen, um beliebige SOC am Ende des Zyklus effizient erreichen zu können. Daraus ergibt sich die Fragestellung, ob der Verlauf bis zu diesem Zeitpunkt vom Anfangs-SOC abhängt, so dass in einem nächsten Schritt die Anfangs-SOC in der selben Weise wie die End-SOC variiert werden, wobei für jede Variation des Anfangs-SOC die optimalen Pfade zu den in Abbildung 5.4 gezeigten End-SOC separat berechnet werden. Damit ergeben sich 49 unterschiedliche Steuerpfade, die zu den in **Abbildung 5.5** dargestellten Zeitverläufen des Zwischendruckes führen.

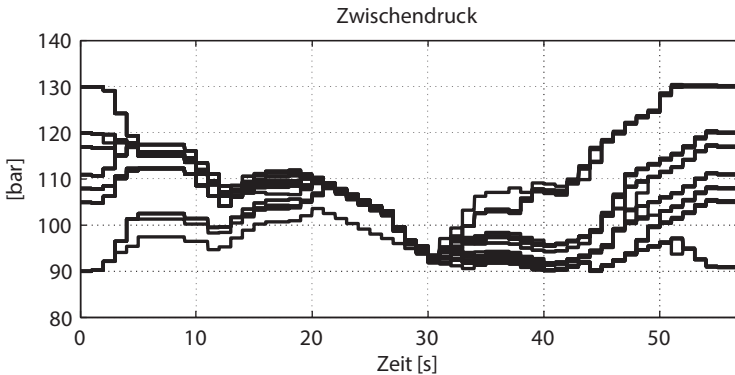


Abbildung 5.5: ZD-Entwicklung bei unterschiedlichen Anfangs- und End-SOC

Die gezeigten Verläufe zeigen bis auf einen Ausreißer alle einen quasi identischen Druckverlauf zwischen Sekunde 20 und Sekunde 30, unabhängig davon, wie der Anfangs- bzw. Endzustand ist. In dieser Phase wird der Hubzylinder ausgefahren, so dass speziell dieser Bewegung hinsichtlich einer effizienzsteigernden Betriebsstrategie besondere Bedeutung zukommt. Auf eine Steuerstrategie, die diesem Umstand Rechnung trägt, wird ausführlich

in Kapitel 6 eingegangen. Zur Ableitung allgemeiner Steuerregeln wird ausgehend von einem Startdruck von 108 bar zunächst der SOC-neutrale Pfad betrachtet, der die Bedingung $SOC_{Ende} - SOC_{Start} = 0$ (am besten) erfüllt, wodurch sich genau eine Lösung ergibt. Dadurch wird die Mehrzieloptimierung, die zur Analyse der Steuerung herangezogen wurde, in eine Einzieloptimierung überführt. **Abbildung 5.6** zeigt für diesen Pfad die Schaltentscheidungen und Energieflüsse im zeitlichen Verlauf.

Unter dem Aspekt der Pareto-Optimalität betrachtet sind alle Pfade dominant, welche eine Erhöhung des Speicherinhaltes erlauben, und dabei den Energieeintrag der Pumpe so gering wie möglich halten. Dies sind alle Pfade, die eine maximale Rekuperation (kein Pumpenenergiebedarf) sowie minimale Drosselverluste (minimaler Pumpenenergiebedarf) ermöglichen. Aus **Abbildung 5.6** wird ersichtlich, dass für eine optimale Steuerung des KonZwi-Systems sehr oft von der Stufe HDZD* Gebrauch gemacht wird. Dies lässt sich auf die effiziente, druckwandlungsfreie Einspeisung der Speicherenergie zurückführen, die dieser Schaltzustand ermöglicht. Besonders häufig tritt dieser Schaltzustand beim Einfahren der Zylinder auf, was damit zusammenhängt, dass sich die Gewichtskraft zu der vom Hochdruck auf der Ringseite erzeugten Kraft addiert und somit eine Rekuperation erfolgt, da erst die Addition beider Kräfte ein Einfahren des Zylinders gegen den Zwischendruck ermöglicht. Das gleichzeitige Zuschalten des Speichers zur Saugseite der Pumpe führt zu einer partiellen Regeneration der zurückgewonnenen Energie und einer Reduzierung der aufgebrauchten Pumpenenergie, hat aber auch einen sanften Anstieg in der Zwischendruckleitung zur Folge, was eine längere Bewegung in diesem Schaltzustand ermöglicht. Zusätzlich zur Rekuperation mit HDZD* kommt es im Moment des Auskip-pens zu einer Rekuperation im Kippzylinder mit ZDZD. Zu Beginn der Auskipfbewegung ist die ziehende Kraft noch nicht groß genug, um mit ZDZD zu rekuperieren, so dass zunächst der Schaltzustand HDZD* aktiv ist.

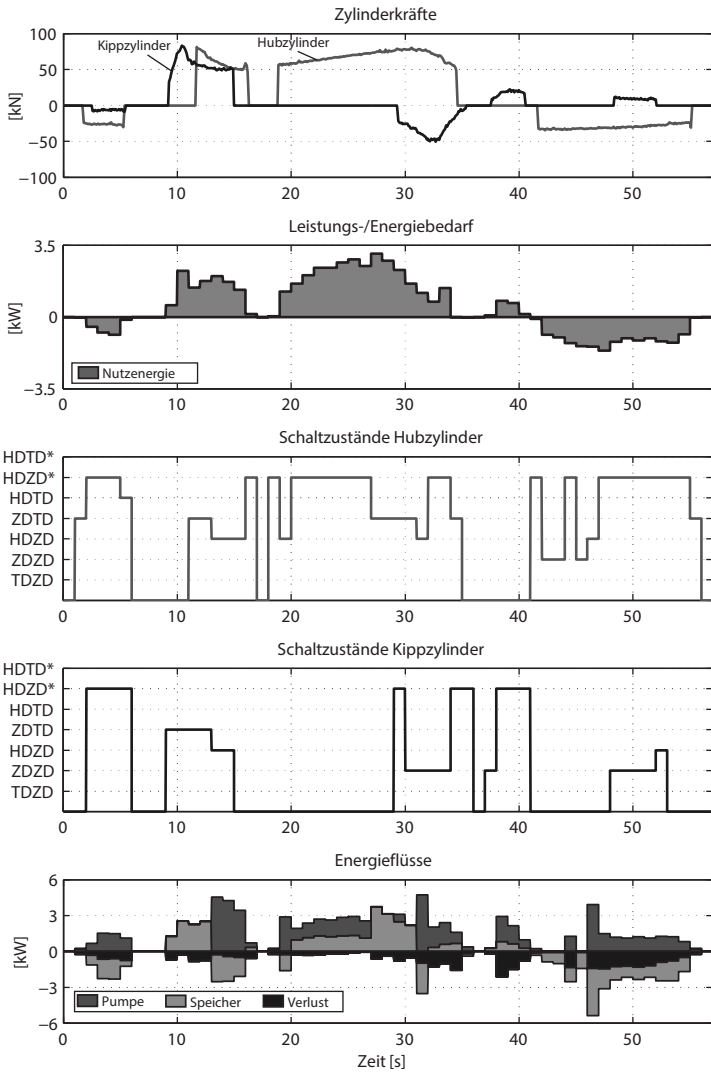


Abbildung 5.6: Ergebnisse der Optimierung im Zeitverlauf ($\Delta SOC=0$)

Erst bei steigender Last schaltet das System in ZDZD um und erlaubt somit eine effizientere Rekuperation, bis gegen Ende der Bewegung aufgrund der sinkenden ziehenden Kraft wieder in HDZD* zurückgeschaltet werden muss. Für eine Steuerung des Systems kann also zumindest für einfahrende Zylinder die einfache Regel aufgestellt werden, dass stets in HDZD* gefahren werden soll, sofern nicht – dank höherer ziehender Lasten – der Schaltzustand ZDZD (oder gar TDZD) möglich ist.

Im fünften Plot von Abbildung 5.6 sind die Energieflüsse im KonZwi-System dargestellt. Dabei sind als positiv dargestellte Flächen Eingangsenergien, welche eine Kombination oder ein Wechsel aus Pumpenenergie und Speicherenergie beim Entladevorgang sind, während Ausgangsenergien negativ sind und entweder in Form von Drosselverlusten oder in Form von Speicherenergie beim Beladevorgang auftreten². Daraus geht hervor, dass beim Anheben der Schaufel die Drosselverluste sehr gering sind, was die Folge einer sehr präzisen Einstellung des Speicherdruckes ist. In dieser Situation wird beim Abgleich mit Plot 2 deutlich, dass bei hohen Energieflüssen die Drosselverluste so gering wie möglich gehalten werden müssen, um ein effizientes System zu erhalten. Damit kommt der optimalen Einstellung des Speicherdruckes in dieser Phase eine zentrale Rolle zu, wie die Ergebnisse der Pareto-Optimierung aus Abbildung 5.5 bestätigen. Zudem führt der am Ende der Hubbewegung entleerte Speicher zu einem geringeren Zwischendruck, was die darauf folgende Rekuperation beim Ausschütten der Schaufel begünstigt und die Effizienz weiter erhöht.

Die Ergebnisse der Analyse der Steuerabfolge beruhen auf sehr vereinfachenden Annahmen. So wurden Leitungs- Leckage- und Ventilverluste vernachlässigt. Für eine Aussage bezüglich des Energiebedarfs, die sich aus der Steuerfolge ergibt, müssen diese

² Die Energien in und aus der Arbeitshydraulik sind aus Gründen der besseren Übersichtlichkeit gesondert im zweiten Graphen von Abbildung 5.6 abgebildet

Verluste modelliert und in die Berechnung mit aufgenommen werden. Wie bereits oben erwähnt können mit der Mehrzieloptimierung nicht die optimalen Pfade gefunden werden, weil bei der Bestimmung der optimalen Schaltentscheidung für jeden Zeitschritt der nachfolgende Lastverlauf nicht berücksichtigt wird. Dennoch konvergieren die Werte stark, so dass sich diese Methode dennoch eignet, um grundlegende Wechselwirkungen zwischen Steuerentscheidung, Ladezustand und Energieaufwand zu erkennen und Gesetzmäßigkeiten für eine Maschinensteuerung daraus abzuleiten. Diese Steuerung muss aufgrund der groben Diskretisierung der Druckpotenziale über eine Reglerstruktur verfügen, die über eine einfache regelbasierte Steuerung hinausgeht, um Drosselverluste vermeiden zu können. Die Herleitung einer solchen Regelung sowie die Anpassung an die Gegebenheiten einer Maschinensteuerung werden in Kapitel 6 vorgestellt.

5.3 Optimierung des Systems

Das Verfahren der multikriteriellen Optimierung eignet sich auch, um hybride Antriebsstränge optimal auszulegen, indem weitere, effizienzbeeinflussende Kriterien wie z.B. die Anzahl der Ventile oder die Anzahl der Zwischendruckleitungen mit einbezogen werden.

Ein Beispiel für eine Optimierung des Systems ist die Bestimmung der optimalen Speicherparameter, welche gleichzeitig eine optimale Steuerung ausgibt. Als Variablen werden der Vorspanndruck p_0 und das Gasvolumen V_0 unter Optimierung der beiden Kriterien Pumpenenergie E_P und Speicherenergie E_{Sp} variiert. Um den optimalen Betriebspunkt des Speichers zu bestimmen, wird zusätzlich der Initialdruck des Zwischendruckspeichers p_{Start} in Stufen von 3 bar variiert. Für den Energiebedarf eines SOC-neutralen Betriebs wird wie in Abschnitt 5.2 bereits dargestellt die Bedingung $SOC_{Ende} - SOC_{Start} = 0$ eingeführt und das Problem damit in eine Einzelop-

timierung überführt. **Tabelle 5.2** zeigt die Parameter des Optimierungsproblems, das Ergebnis dieser Optimierung ist in **Abbildung 5.7** dargestellt. Trotz hoher Nichtlinearitäten im System ist eine kontinuierliche Änderung des Energiebedarfs für unterschiedliche Speicherparameter zu beobachten. Für die Optimierung wurde wie in Abschnitt 5.2 beschrieben ein konstanter Hochdruck von 150 bar angenommen, was das Druckpotenzial vom „wichtigen“ Schaltzustand HDZD bzw. HDZD* bei höheren Vorspanndrücken verringert und der Energiebedarf somit für alle Speichergrößen kontinuierlich zunimmt. Die Speichergröße selber scheint einen geringeren Einfluss auf die Effizienz zu haben, wobei es eine Tendenz zu Gunsten größerer Volumina gibt. Für eventuelle Bauraum- oder Kostenbetrachtungen wird also abgewogen werden müssen, ob die zu erwartende Steigerung der Effizienz die Wahl eines größeren Speichers rechtfertigt.

Tabelle 5.2: Parameter der Speicheroptimierung

Größe	Variablen			Kriterien	
	p_0	V_0	$p_{ZD,Start}$	E_P	E_{Sp}
untere Grenze	45	4	p_0		
obere Grenze	120	20	129		

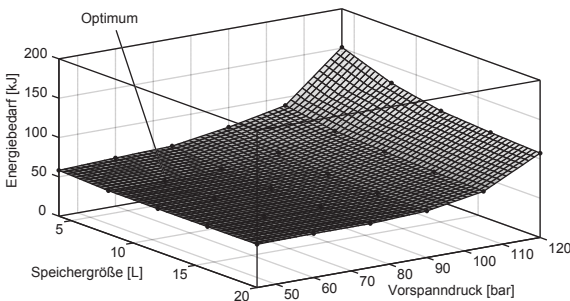


Abbildung 5.7: Berechneter Energiebedarf in Abhängigkeit der Speicherparameter

Der im Rahmen dieser statischen Berechnung bestimmte optimale Speicher hat eine Größe von 8 L bei einem Vorspanndruck von 60 bar. Hierbei muss jedoch beachtet werden, dass aufgrund der Diskretisierung der Zeit für jede Parametervariation leichte Unterschiede zwischen End- und Anfangs-SOC auftreten, die bei einem absoluten Vergleich mit Hilfe des Zusammenhangs zwischen Pumpenenergiebedarf und End-SOC aus Abbildung 5.3 in entsprechende äquivalente Pumpenenergien mit einbezogen werden müssen. Bei einem realen Betrieb des Speichers müssen Drosselverluste in Leitungen und Ventilen und Temperatureinflüsse kompensiert werden, was eine Erhöhung des Hochdruckes und Abweichung des Druckgradienten des Speichers nach sich zieht. Um diesen Umständen Rechnung zu tragen, wurde für die Versuche ein Speicher mit einem äquivalenten Vorspanndruck von 90 bar und einem Nennvolumen von 20 L gewählt. Dies ermöglichte während der Versuche eine größere Unempfindlichkeit des Energiebedarfs gegenüber Variationen im Bewegungs- und Lastverlauf.

6 Entwicklung der Steuerung für das KonZwi-System

In Kapitel 5 wurde mit Hilfe der multikriteriellen Optimierung eine quasi-optimale Schaltsequenz am Beispiel eines Ladezyklus (Y-Zyklus) unter Kenntnis des gesamten Verlaufs des Zyklus erzeugt. Für die Übertragung dieses Verfahrens auf eine Maschinensteuerung zur Berechnung der optimalen Steuergrößen ist dieses Verfahren ungeeignet, da erstens die Rechenzeiten zu groß sind und sich zweitens die optimale Steuerung erst nach Durchlaufen des gesamten Zyklus ergibt, eine Lösung ohne a priori Wissen also nicht möglich ist. Um diese Probleme zu umgehen, bedarf es einer kausalen Steuerung, die im Online-Betrieb der Maschine durch aktuell vorhandene Daten eine Steuerentscheidung trifft, welche die Effizienz der Maschine für den gesamten Zyklus betrachtet erhöht. Zusätzlich soll sie möglichst einfach sein, um lange Rechenoperationen zu vermeiden. Eine einfache Methode, diesem globalen Minima auf einfache Art so nahe wie möglich zu kommen, ist die Ableitung von Regeln, die auf Basis von einer offline bestimmten Optimalsteuerung generiert wurden. GRUNDHERR zeigt in [97] eine solche regelbasierte Steuerung, die aus Optimalsteuerungen einen heuristischen Steuerungsalgorithmus für die Fahrzeugimplementierung ableitet. KLEIMAIER nutzt in [98] die Wirkungsgradkette des Leistungsflusses in die Batterie bei der Entscheidung, ob es effizienter ist, verbrennungsmotorisch oder elektrisch zu fahren. In [99] wird auf Basis einer Optimalsteuerung eine regelbasierte Steuerung für ein verdrängergesteuertes hydraulisches System abgeleitet.

Alle genannten Ansätze haben zum Ziel, aufwändige und zeitintensive Rechenoperationen des Steuergerätes zu vermeiden, in-

dem die Komplexität des Optimierungsproblems stark reduziert wird, was auch das Ziel dieser Untersuchung sein soll.

In Abschnitt 6.1 werden an Hand der in Kapitel 5 hergeleiteten Optimalsteuerung Steuerregeln für einfache Lastsituationen abgeleitet. Diese Vorgehensweise ist jedoch nicht in allen Situationen zielführend, so dass die Betriebsstrategie um einen prädiktiven Teil erweitert werden muss, welche durch eine Vorhersage des Lastzyklus für einen bestimmten Zeithorizont in die Zukunft die optimale Steuerabfolge berechnen kann. Der Ansatz der modellprädiktiven Regelung (MPR) für hybride PKW wurde bereits intensiv in verschiedenen Arbeiten behandelt, wobei sowohl elektrische ([100], [101], [102], [103], [104], [105]) als auch hydraulische ([106], [107]) Hybride untersucht wurden, ein vergleichbarer Ansatz für die Steuerung der Arbeitshydraulik mobiler Arbeitsmaschinen ist in der Literatur bislang jedoch noch nicht zu finden.

Im Abschnitt 6.2 wird das System beschrieben und für die Optimierungsaufgabe mathematisch hergeleitet. Abschnitt 6.3 zeigt, wie die für die Prädiktion relevanten Teilsysteme modelliert und an Hand von Messdaten validiert werden. Im selben Abschnitt wird detailliert dargestellt, wie das Optimierungsproblem online mit Hilfe der dynamischen Programmierung gelöst werden kann. Abschnitt 6.4 zeigt den Aufbau der Betriebsstrategie, welche regelbasierte und prädiktive Steuerungselemente enthält, so dass sie im Steuergerät des Radladers umgesetzt werden kann.

6.1 Komplexitätsreduzierung durch eine regelbasierte Steuerung

Für die Ableitung der Steuerstrategie lässt sich die Steuerungsaufgabe in mehrere Teilprobleme gliedern und damit in seiner Komplexität reduzieren. Das Gesamtproblem „Steuerung der Ein-

und Ausfahrbewegung für Hub- und Kippzylinder“ lässt sich auf die Teilprobleme „Hubzylinder“ und „Kippzylinder“ aufteilen mit ihren jeweiligen Teilproblemen Ein- und Ausfahrbewegung. In Abschnitt 5.2 konnten an Hand einer Optimalsteuerung für den gemessenen Grabzyklus des Radladers bereits Gesetzmäßigkeiten für einfahrende Zylinder abgeleitet werden. Damit reduziert sich das Problem in das Teilproblem „Ausfahrbewegung“, welches für beide Zylinder separat gelöst werden muss. Um eine weitere Vereinfachung vorzunehmen, muss auf das spezifische Belastungsprofil von Hub- und Kippzylinder im Y-Zyklus eingegangen werden.

Nach dem Einstecken des Radladers in das Haufwerk setzt eine gleichzeitige Bewegung von Hub- und Kippzylinder ein, um das Material zu lösen und in die Schaufel aufzunehmen. Aufgrund der dabei auftretenden Scherkräfte kommt es zu einer peakartigen Belastung, wie sie auch in Plot 2 von Abbildung 5.6 abgebildet ist, und die in [78] gezeigten Messungen bestätigt. Je nachdem, wie schnell sich das Material aus dem Haufen lösen lässt, fällt die Last am Kippzylinder wieder ab. Sobald das Material gelöst ist und sich der Kippzylinder in der „Fahrtstellung“, d.h. mit horizontal ausgerichteter Schaufel, befindet, ist die Bewegung zu Ende. Es lässt sich also vereinfachend feststellen, dass im Grabeinsatz der Kippzylinder hohen Druckschwankungen ausgesetzt ist. Für die Steuerung des Kippzylinders ist eine strategische Be- oder Entladung des Speichers während dieser Bewegung aufgrund des spontanen Charakters und der Höhe der Belastung sehr schwierig umzusetzen, so dass hier die Schaltstufe gewählt muss, die die geringsten Drosselverluste bzw. Energieverluste verursacht (lokales Minimum).

Anders als der Kippzylinder hat der Hubzylinder beim Anheben der Schaufel vor der Abladestelle eine längere Bewegungsphase mit dem höchsten Energieumsatz des ganzen Zyklus. Wie in Abschnitt 5.2 gezeigt, ist dieser Bewegungsabschnitt für die

Effizienz des Systems von großer Bedeutung, so dass hier andere Verfahren eingesetzt werden müssen, um bei unterschiedlichen Systemzuständen optimale Schaltentscheidungen zu erreichen. Ein vielversprechender Ansatz ist die modellprädiktive Regelung. Dieser Ansatz ermöglicht es, über einen gewissen Zeithorizont die zukünftige Lastentwicklung abzuschätzen und die dafür optimale Steuerung zu berechnen.

6.2 Das Konzept der modellprädiktiven Regelung (MPR)

Das aus der Prozessindustrie kommende Konzept der modellbasierten prädiktiven Regelung (MPR) beinhaltet nach [108] allgemein die Steuerung eines Prozesses in einer Weise, dass für ein in der Zukunft liegendes Zeitintervall ein optimales Prozessverhalten erreicht werden kann. Das Verhalten des Prozesses wird dabei durch ein mathematisches Modell beschrieben, das grundsätzlich jede beliebige Form annehmen kann. Über gemessene Prozesseingänge wird eine optimale Steuerfolge für den betrachteten Prädiktionshorizont berechnet, welche aus der Optimierung einer vorher festgelegten Zielfunktion erfolgt. Dieses dynamische Optimierungsproblem wird während des Betriebs bei jedem Programmdurchlauf erneut gelöst. Dabei wird bei jedem Zeitschritt der Prädiktionshorizont um die entsprechende Schrittweite weiter in die Zukunft verschoben, so dass man von einem „gleitenden Horizont“ spricht (siehe **Abbildung 6.1**). Bei jedem Abtastschritt werden die Eingangsgrößen erfasst und mit Hilfe des hinterlegten Modells die Zustands- und Störgrößen identifiziert. Anschließend erfolgt eine Neuberechnung des Störungsverlaufs für die Zukunft und es wird die Zielfunktion mit dem Sollwert verglichen. Zur Optimierung der Zielfunktion wird eine für den Prädiktionshorizont optimale Folge von zukünftigen Steuergrößen berechnet. Davon wird der erste Wert ausgegeben und der Regelkreis somit geschlossen [109].

Die Funktionsweise des Reglers kann nach [110] wie folgt beschrieben werden:

1. Über Messdaten werden die Zustandsgrößen des zu regelnden Systems erfasst und an den Regler übergeben. Dabei werden die Zustände entweder direkt als Messdaten weitergegeben oder über ein Prozessmodell aus den Messdaten bestimmt
2. Mit Hilfe eines Modells wird der zukünftige Verlauf der Störgrößen (z.B. der Lastverlauf) prädiziert
3. Die optimale Steuerfolge wird bestimmt durch die Minimierung einer Gütefunktion über den gegebenen Prädiktionshorizont unter Verwendung von hinterlegten Prozessmodellen und unter Berücksichtigung von Nebenbedingungen
4. Das erste Element der zukünftigen optimalen Steuerfolge wird ausgegeben und der Ablauf beginnt wieder bei 1. mit erneutem Einlesen der aktualisierten Eingangsgrößen

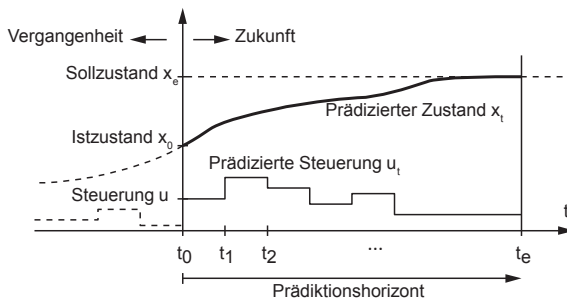


Abbildung 6.1: Das Prinzip der modellprädiktiven Regelung nach [111]

6.2.1 Allgemeine mathematische Beschreibung der Optimierungsaufgabe

Bei dem hier vorliegenden System ist neben dem Aspekt der Rekuperation, welche eine „kostenlose“ Energiezufuhr ermöglicht, auch das Konzept der Verlustvermeidung von großer Bedeutung. Das Ziel der Maschinensteuerung beschränkt sich also nicht nur darauf, die Energierekuperation zu maximieren, sondern auch in den Bereichen, in denen dies nicht möglich ist, die Drosselverluste zu minimieren, um einen möglichst verlustarmen Leistungsfluss von der Pumpe zum Verbraucher zu ermöglichen. Dies ist insbesondere angesichts der diskreten Druckpotenziale und deren Abhängigkeit vom Druck des Zwischendruckspeichers von Bedeutung. So führt eine Verwendung des Schaltzustandes HDZD bei einem ausfahrenden Zylinder bei konstanter Last zunächst zu einem hohen Energiebedarf, da die Kolbenseite des Zylinders mit der Hochdruckleitung verbunden und somit direkt von der Pumpe gespeist wird. Gleichzeitig wird der Zwischendruckspeicher geladen, was zu einer Druckerhöhung führt, so dass bei einem Umschalten in den Zustand ZDTD direkt aus diesem Speicher Öl entzogen werden kann, die Pumpe also keine Energie in das System einbringen muss. Unter Vernachlässigung der Wirkungsgrade vom Speicher und der Leitungsverluste zwischen Pumpe bzw. Speicher und dem Zylinder ist die Frage, welcher von beiden Zuständen optimal ist, zunächst trivial, da im ersten Fall die überschüssige Energie in den Speicher überführt wurde. Was also beim Schaltzustand ZDTD an Energie gespart wurde, musste vorher durch ein entsprechend langes Verweilen in HDZD durch die Pumpe erzeugt werden. Komplizierter wird die Frage erst dann, wenn ein sich änderndes Lastverhalten am Zylinder betrachtet wird. Hier ist es notwendig, den Druck im Zwischendruckspeicher so an die Last anzupassen, dass das entstehende Kraftpotenzial möglichst der Last am Zylinder entspricht, um Drosselverluste zu vermeiden. Es kann also durchaus sinnvoll

sein, einen zunächst hohen Energieeintrag durch die Pumpe in Kauf zu nehmen, um so eine Druckanpassung im Zwischendruckspeicher vornehmen zu können, so dass ein später gewählter Schaltzustand geringere Verluste verursacht.

Aus dieser Betrachtung ergibt sich die Frage nach einer vorausschauenden Regelung, welche den zukünftigen Lastverlauf am Zylinder möglichst genau abschätzen kann, so dass eine optimale Druckregelung des Zwischendruckspeichers erfolgen kann.

Wie in Kapitel 5 beschrieben, erfolgt auch hier die Lösung dieses Problems nach [100], indem zunächst eine mathematische Beschreibung des Systems mittels eines Gleichungssystems zeitvarianter Zustandsdifferentialgleichung erstellt wird mit

$$\dot{\underline{x}}(t) = \underline{f}(\underline{x}(t), \underline{u}(t), \underline{z}(t), t), \quad \underline{x}(t_0) = \underline{x}_0 \quad (6.1)$$

und

t	kontinuierliche Zeit
$\underline{x}(t)$	Zustandsvektor
$\underline{u}(t)$	Steuervektor
$\underline{z}(t)$	Störgrößenvektor
\underline{f}	Vektor der Systemfunktionen
t_0	Anfangszeitpunkt
\underline{x}_0	Vektor der Anfangszustände

Zuätzlich zur reinen Systembeschreibung wird für einen gegebenen Prädiktionshorizont T bei zeitdiskreter Betrachtung auf Basis der aktuell gemessenen Störung \underline{z}_0 eine Folge von Störungen prädiziert mit

$$\{\underline{z}_k\} = \{\underline{z}_0, \underline{z}_1, \underline{z}_2, \dots, \underline{z}_n\} \quad (6.2)$$

Die Aufgabe der MPR lautet also, eine optimale Steuerfolge

$$\{\underline{u}_k^*\} = \{\underline{u}_0^*, \underline{u}_1^*, \underline{u}_2^*, \dots, \underline{u}_n^*\} \quad (6.3)$$

zu finden, welche durch Erfüllung von

$$J^*(\underline{x}_k, \underline{z}_k, T) = \min_{\{\underline{u}_k\}} \{J(\{\underline{x}_k\}, \{\underline{u}_k\}, \{\underline{z}_k\}, T)\} \quad (6.4)$$

die Gütefunktion $J(\cdot)$ über den gegebenen Prädiktionshorizont T minimiert. Bei Umsetzung der optimalen Steuerfolge kommt es zu einer Folge von optimalen Zuständen

$$\{\underline{x}_k^*\} = \{\underline{x}_0^*, \underline{x}_1^*, \underline{x}_2^*, \dots, \underline{x}_n^*\} \quad (6.5)$$

von denen der jeweils erste dem aktuellen Zustand entspricht.

6.2.2 Mathematische Zustandsbeschreibung

Nach der in Abschnitt 6.2.1 genannten Beschreibung der Optimierungsaufgabe und der allgemeinen mathematischen Beschreibung kann nun mit der Erstellung des Systemmodells begonnen werden. Demnach ist die zu regelnde Zustandsgröße der Druck des Zwischendruckspeichers, da von ihm der Drosselverlust und somit die Effizienz des Systems abhängt. Nach Gleichung 5.10 kann der Druck des Zwischendruckspeichers zum Zeitpunkt t beschrieben werden als Funktion des aktuellen $SOC(t)$, so dass das Zustandsmodell formuliert werden kann mit

$$x(t) = p(t) = p_0 \left(\frac{V_0}{V_0 - SOC(t)} \right)^{\kappa} \quad (6.6)$$

wobei p_0 den Druck und V_0 die Größe der Gasblase bei vollständig entladem Speicher darstellen. Die zeitliche Änderung des SOC entspricht dem Volumenstrom Q , mit dem der Speicher beladen bzw. entladen wird und ist abhängig davon, welcher Schaltzu-

stand u gerade gewählt wird. Die Dynamik des Speichers kann also angegeben werden mit

$$\dot{x}(t) = \kappa \cdot p_0 \left(\frac{V_0}{V_0 - SOC(t)} \right)^{\kappa-1} \cdot \frac{V_0 \cdot Q(u, t)}{(V_0 - SOC(t))^2} \quad (6.7)$$

Die Steuergröße u kann als diskrete Steuergröße aufgefasst werden, welche der Schaltstellung der Ventile SV_1 , SV_2 und SV_P des entsprechenden Schaltzustandes entspricht. Sie bestimmt, welche Kolbenfläche aktiv ist und somit auch die Höhe des Volumenstroms. Die zu prädizierende Störgröße z ist im Falle des Zylinders die auf den Zylinder wirkende, zeitabhängige Last.

Aus Gleichung 6.7 wird ersichtlich, dass das Zustandsmodell nichtlinear ist, was die MPR in sofern erschwert, als dass der Optimierer einen nicht zu vernachlässigenden Rechenaufwand zur Berechnung der optimalen Steuertrajektorie betreiben muss.

Auf die unterschiedlichen Lösungsansätze der nichtlinearen MPR soll an dieser Stelle nicht eingegangen werden, hierbei sei auf die entsprechenden Arbeiten aus [100], [101], [102], [103] und [104] verwiesen. Anders als im vorliegenden Fall behandeln die genannten Arbeiten zur MPR den Fahrantrieb hybrider Antriebsstränge, deren Störgrößenänderungen im zeitlichen Verlauf vergleichsweise klein sind, was einen wesentlich größeren Prädiktionshorizont ermöglicht. Ein von BACK in [100] genannter optimaler Prädiktionshorizont von 65s ist angesichts der schnellen Laständerungen bei Ausfahrdauern der Zylinder von wenigen Sekunden kein für mobile Arbeitsmaschinen realistischer Wert. Eine Reduzierung des Prädiktionshorizontes auf wenige Sekunden ist nur mit einer sehr groben Zeitdiskretisierung erreichbar und auf Grund der hohen Anforderung an die Prädiktionsgüte ebenfalls auszuschließen. Aus diesen Gründen ist eine Antwortzeit mit akzeptablen Zeitkonstanten bei der Verwendung eines zeitgetriebenen Zustandsmodells nicht zu realisieren.

Um die Struktur einer MPR auf ein zeitkritisches System wie die Hubbewegung eines Hydraulikzylinders übertragen zu können, wird die in Gleichung 6.7 angeführte Dynamik eines zeitgetriebenen Systems in eine durch die Schaltvorgänge bedingte ereignisgetriebene (und somit ereignisdiskrete) Betrachtung überführt. Nach [112] erfolgen bei einem ereignisdiskreten System die Zustandsänderungen durch das Eintreten von Ereignissen, deren Zeitpunkte sich aus dem Systemverlauf ergeben und die nicht durch eine vorherige Diskretisierung festgelegt wurden. Die zeitliche Zustandsänderung zwischen zwei Ereignissen (hier: Schaltvorgängen) wird vernachlässigt und lediglich die an den Ereignissen auftretenden Zustände betrachtet, welche als diskrete Abstraktion der kontinuierlichen Zustandsgrößen interpretiert werden können. Dieser Ansatz wird dadurch ermöglicht, dass die Laständerung beim Heben der Schaufel maßgeblich von der Zylinderposition abhängig ist und demnach im Falle der freien Hubbewegung eine wegbezogene und keine zeitbezogene Störgröße darstellt (siehe auch Abschnitt 6.3). Als Folge der wegbezogenen Prädiktion der Störgröße reduziert sich aufgrund der Begrenztheit des Ausfahrhubes das Problem zu einem prädiktiven Regler mit endlichem Horizont, was zu einer weiteren Vereinfachung führt.

Als zu minimierende Zielfunktion wird der über den prädizierten Zylinderhub entstehende Energieeintrag gewählt. Dieser wird zunächst offline mit der Methode der dynamischen Programmierung analytisch minimiert und als System von Funktionen in der Steuerung hinterlegt. Durch Einlesen der Zustandsgrößen und der Prädizierung des zukünftigen Lastverlaufs lässt sich das dynamische Optimierungsproblem sehr schnell lösen, da keine Iterations Schleifen mehr auftreten. Dadurch entfällt der üblicherweise bei modellprädiktiven Reglern auftretende Nachteil der langen Rechenzeiten und die MPR kann für die Zylinderbewegung angewandt werden.

6.2.3 Diskretisierung der Zustandsgrößen

Bei der Überführung in ein ereignisdiskretes System wird zunächst die in Gleichung 6.6 dargestellte wertekontinuierliche Zustandsgröße des Speicherdruckes um einen Punkt $SOC_{\Delta p}$ linearisiert. Dazu wird Gleichung 6.6 am zugehörigen Ladezustand $SOC_{\Delta p}$ partiell nach SOC abgeleitet. Die dadurch erhaltene Druckänderung a_0 erhält man mit

$$\left. \frac{\delta x(t)}{\delta SOC} \right|_{SOC_{\Delta p}} = \kappa \cdot p_0 \cdot \left(\frac{V_0}{V_0 - SOC_{\Delta p}} \right)^{\kappa-1} \cdot \frac{V_0}{(V_0 - SOC_{\Delta p})^2} := a_0 \quad (6.8)$$

Danach wird der Druckbereich nach den Zuständen, welche beim Wechsel von einem Schaltzustand in den nächsten auftreten, diskretisiert. Im zeitlichen Verlauf können somit die am Schaltübergang auftretenden Drücke näherungsweise als lineare Funktion der Ladezustandsänderung angegeben werden mit

$$\Delta x(t) \approx a_0 \cdot \Delta SOC \quad (6.9)$$

und

$$\Delta SOC = SOC(t) - SOC_{\Delta p} \quad (6.10)$$

Die zeitliche Änderung des Zwischendruckes lässt sich somit als die zeitliche Ableitung des Ladezustandes darstellen mit

$$\Delta \dot{x}(t) \approx a_0 \cdot SOC(t), \quad (6.11)$$

Dies entspricht dem aktuellen Volumenstrom

$$Q(u_{SZ}(t)) = \dot{h}(t) \cdot A(u_{SZ}(t)) \quad (6.12)$$

der sich als Funktion der zum betrachteten Zeitpunkt stattfindenden Änderung der Zylinderhubposition und des verwendeten Schaltzustandes beschreiben lässt.

In der zeitdiskreten Betrachtung wird nun die Zustandsänderung zwischen den Zeitschritten i und $i+1$ in Abhängigkeit der Hubänderung s_i und der aktuell vom Schaltzustand abhängigen aktiven Zylinderfläche dargestellt. Damit ergibt sich mit den Gleichungen 6.11 und 6.12 die zeit- und ereignisdiskrete Änderung mit

$$\Delta x_{i+1} - \Delta x_i = a_0 s_i \cdot A(u_{SZ,i}) \quad (6.13)$$

Mit den Gleichungen 6.9 und 6.10 kann nun die ereignisdiskrete Druckänderung als Ladezustandsänderung vom Zeitschritt i zu $i+1$ dargestellt werden.

$$SOC_{i+1} - SOC_i = s_i \cdot A(u_{SZ,i}) \quad (6.14)$$

Die an den Ereignissen auftretenden Zustände lassen sich also direkt auf den im betrachteten Schaltzustand hinterlegten Zylinderhub zurückführen. **Abbildung 6.2** illustriert schematisch die Umwandlung des wertekontinuierlichen, zeitgetriebenen Systems in ein ereignisdiskretes System.

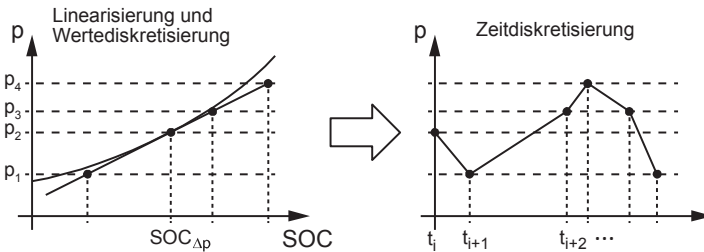


Abbildung 6.2: Überführung in ein ereignisdiskretes System

6.3 Entwicklung des prädiktiven Steuerelements

Für die Erfüllung der grundsätzlichen Funktionsweise muss der Regler über einen Aufbau verfügen, wie er in **Abbildung 6.3** dargestellt ist. Mit Hilfe von Messsignalen, die an das prädiktive Steuerelement gesendet werden, wird über hinterlegte Systemmodelle der zukünftige Störgrößenverlauf prädiziert. Anschließend muss unter Berücksichtigung der Nebenbedingungen eine vorher definierte Zielfunktion minimiert werden, um ein optimales Steuerungsergebnis zu erreichen. Diese Optimierung erfolgt in einem weiteren Baustein unter Verwendung der Systemmodelle.

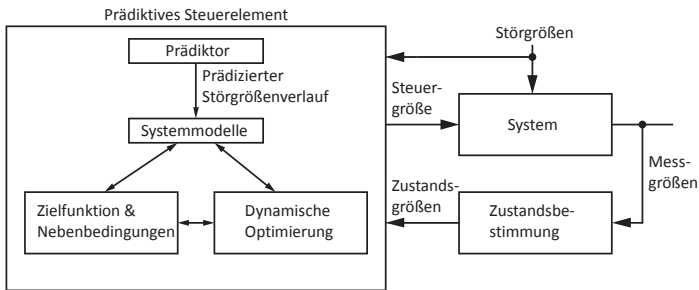


Abbildung 6.3: Funktionsprinzip eines Reglers mit MPR nach [100]

6.3.1 Erstellung der Systemmodelle

Für das im prädiktiven Steuerelement eingesetzte Störgrößenmodell wird der durch das Hubgerüst gegebene Zusammenhang zwischen Zylinderposition, Zylinderkraft und Schaufelbeladung genutzt. In [113] wird hierzu gezeigt, wie durch eine genaue Abbildung der Hubkinematik über die Erfassung der Zylinderdrücke und der Position des Hubzylinders das Gewicht der Schaufelbeladung mit einer Genauigkeit von 3,5% bestimmt werden kann.

Die Modellierung erfolgt hier durch eine vereinfachte Darstellung der Hubkinematik. Dabei wird das Hubgerüst als masseloser Träger betrachtet, der im Punkt P_1 gelagert ist und im Punkt P_2 vom Hubzylinder gestützt wird (**Abbildung 6.4**). Es wird angenommen, dass der Punkt P_2 gleichzeitig der Aufhängungspunkt des Hubzylinders ist. Weiterhin wird der Schwerpunkt des Hubgerüsts am Ende des Trägers in einem Abstand a_1+a_2 vom Punkt P_1 angenommen.

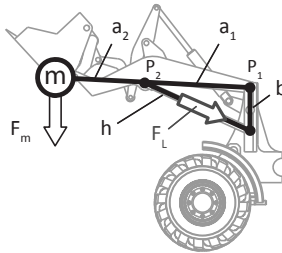


Abbildung 6.4: Modellierung der Hubkinematik

Durch diese einfache Modellierung ergibt sich über eine Momentenbilanz um P_2 die auf den Hubzylinder wirkende Last zu

$$F_L = \frac{F_m}{b} \left(\frac{a_2}{a_1} + 1 \right) \cdot h = F_m \cdot k_{geo} \cdot h \quad (6.15)$$

Der sich dadurch ergebende Term beschreibt einen einfachen linearen Zusammenhang zwischen der Zylinderlänge h und der auf den Zylinder wirkenden Last. Mit Hilfe dieses Modells lässt sich demnach bei Kenntnis der aktuell wirkenden Last und der gemessenen Zylinderposition der zukünftige Lastverlauf präzise vorher sagen. Die konstanten Größen aus Gleichung 6.15 sind in einem geometrischen Faktor k_{geo} zusammengefasst, dessen Wert experimentell bestimmt werden kann. In einer Versuchsreihe wurden dazu definierte Gewichte in die Schaufel gelegt und durch Messung der Drücke die auf den Hubzylinder wirkende Kraft sowie

die Hubposition des Zylinders gemessen. Durch definierte Gewichte ist die Größe F_m aus Gleichung 6.15 bekannt, so dass der konstante Faktor k_{geo} bestimmt werden kann. **Abbildung 6.5** zeigt die aus den Zylinderdruckmessungen bestimmten Zylinderkräfte, aufgetragen über den Zylinderhub.

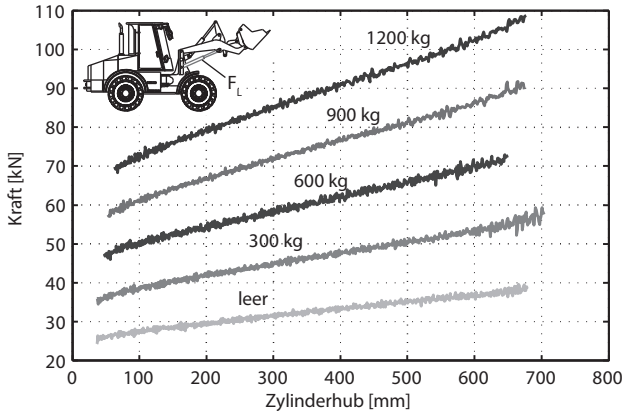


Abbildung 6.5: Messergebnisse der Hubversuche

Die Daten aus Abbildung 6.5 bestätigen den linearen Zusammenhang zwischen Last und Zylinderhub³. Die Messungen wurden bei einer Öltemperatur von 60 °C und bei konstanten Zylinderge-
schwindigkeiten von 10, 20, 40 und 75 mm/s durchgeführt. Einen Einfluss der Geschwindigkeit konnte dabei nicht festgestellt werden, weshalb eine Lasterhöhung durch viskose Reibung im relevanten Geschwindigkeitsbereich vernachlässigt werden kann.

Neben der Modellierung der Last muss der Speicher modelliert werden, dessen Beschreibung nach Gleichung 6.6 wegen seiner Nichtlinearität für eine einfache analytische Lösung nicht verwendet werden kann. Um der Forderung nach einem möglichst einfa-

³ Die Werte zeigen die Kraft über den Zylinderhub, nicht der Zylinderlänge, welche in Gleichung 6.15 verwendet wird

chen und schnellen Regler gerecht zu werden, wird das Gasverhalten entsprechend Abschnitt 6.2.3 im interessierenden Bereich linearisiert. Die aus der multikriteriellen Optimierung resultierenden Ergebnisse in Abbildung 5.4 zeigen bei Betriebstemperatur und einem Nennvolumen von 20 L, dass der Speicher im SOC-neutralen Betrieb in einem Druckbereich zwischen 90 und 120 bar genutzt wird. Für diesen Bereich lässt sich die Druck-Ladekurve mit hinreichender Genauigkeit linear darstellen. **Abbildung 6.6** zeigt die aus experimentellen Untersuchungen resultierende mittlere Druckentwicklung in Abhängigkeit des im Speicher vorgehaltenen Ölolumens.

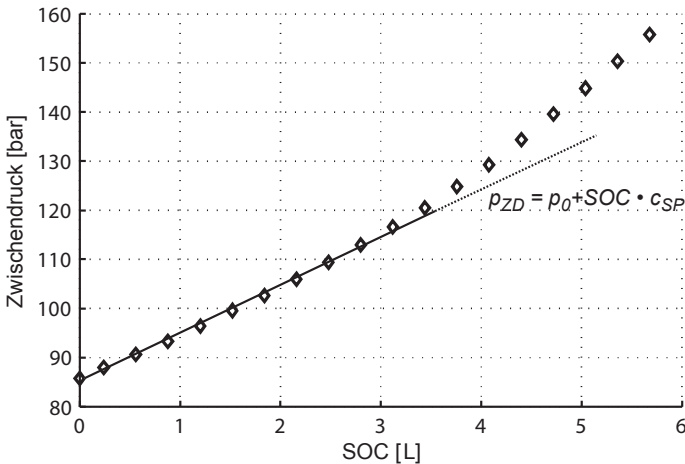


Abbildung 6.6: Druckentwicklung des ZD-Speichers über den Ladezustand

Im verwendeten Druckbereich kann die Ladekurve mit einem linearisierten Speichermodell abgebildet werden, welches sich mit

$$p_{ZD} = p_0 + SOC \cdot c_{SP} \quad (6.16)$$

beschreiben lässt, wobei p_0 der Druck ist, bei dem der Speicher als komplett entladen betrachtet wird und somit die untere Grenze des genutzten Bereichs markiert. Der konstante Faktor c_{Sp} beschreibt die Steifigkeit des Speichers. Über den Zylinderweg kann nun die Ölentnahme aus dem Speicher und die Ölzugabe in den Speicher bestimmt und der dadurch resultierende Druck im Speicher berechnet werden. Dabei wird von einem leakagefreien Ölfluss von und zum Speicher ausgegangen.

6.3.2 Entwicklung des Optimierers mit Hilfe der dynamischen Programmierung nach Bellman

Aufgrund der Abhängigkeit der Kraftpotenziale ZDZD, HDZD und ZDTD vom SOC des Zwischendruckspeichers und der Abhängigkeit der Last von der Zylinderposition ist nach Gleichung 6.1 die Schaltentscheidung von Last und Ladezustand gleichermaßen abhängig. Aufgrund dieser Wechselwirkung beeinflusst jede Schaltentscheidung zum Zeitpunkt t_0 alle zukünftigen Entscheidungen. Damit kann die Frage nach der optimalen Schaltabfolge als mehrstufiges Entscheidungsproblem betrachtet werden, was nach [114] eine Voraussetzung für eine Lösung mit Hilfe der dynamischen Programmierung (DP) ist.

Die Methode der dynamischen Programmierung basiert auf einer von RICHARD BELLMAN entwickelten rekursiven Optimierungsmethode, welche ausgehend vom Zielzustand der betrachteten Optimierungstrecke eine optimale Steuerfolge berechnen kann [115]. Da während des Anhebens der Schaufel keine Reku-perationsmöglichkeiten auftreten (siehe Abschnitt 4.3.1), lässt sich feststellen, dass die Hubbewegung umso effizienter ist, je geringer die Drosselverluste sind. Um den Ausfahrhub des Zylinders demnach so verlustarm wie möglich zu gestalten, wird die während des Zylinderhubes aufgebrauchte hydraulische Energie E_{hyd} als zu minimierende Zielfunktion gewählt, welche sich aus der

Energiebilanz aus Pumpenenergie und der ausgetauschten Speicherenergie bei Be- und Entladevorgängen ergibt. Der Online-Optimierer berechnet demnach für jeden zulässigen Schaltzustand die optimale Streckenlänge $s_{opt,i}$ für jede Periode i , so dass die Drosselverluste über die gesamte Zylinderbewegung betrachtet minimal werden.

Für die zu minimierende Gütefunktion nach Gleichung 6.4 kann der minimale Energiebedarf zur Periode i mit Hilfe der Bellmanschen Funktionalgleichung formuliert werden als

$$E_{hyd,min,i}(h_i, SOC_i) = \min\{E_{hyd,i}(h_i, SOC_i) + E_{hyd,min,i+1}[T(h_i, SOC_i)]\} \quad (6.17)$$

wobei $s_{opt,i}$ die Lösung für Gleichung 6.17 darstellt. Diese Gleichung besagt, dass eine Schaltentscheidung dann zu einem globalen Minimum führt, wenn sie die Zielfunktion für die i -te Periode und für die $i+1$ -te Periode gleichermaßen minimiert. Um die Gleichung 6.17 für die Periode i lösen zu können, müssen die Gleichungen $E_{hyd,i}$ und $E_{hyd,i+1}$ miteinander gekoppelt werden, um den Übergang von einer Periode in die nächste berechnen zu können. Dazu werden Übergangsfunktionen $T(h_i, SOC_i)$ benötigt, welche die Kopplung der Zustände SOC und h in zwei aufeinander folgenden Perioden ermöglichen [114]. Für die Zylinderposition h_i lässt sich mit der in der Periode i zurückgelegten Streckenlänge s_i sehr einfach die Kopplung mit dem nächsten Zustand h_{i+1} ausdrücken als

$$h_{i+1} = h_i + s_i \quad (6.18)$$

Für den Ladezustand erfolgt die Kopplung nach Gleichung 6.14 mit

$$SOC_{i+1} = SOC_i + s_i \cdot A_i(u_{SZ,i}) \quad (6.19)$$

Da der Speicher in Abhängigkeit des Schaltzustandes be- oder entladen wird, ist die Zylinderfläche A_i und ihr Vorzeichen abhängig vom gerade aktiven Schaltzustand $u_{SZ,i}$ in der Periode i .

Für die Initialisierung der Rechnung muss eine Endposition h_e des Zylinders nach Durchlaufen von $e-1$ Schaltentscheidungen geschätzt werden, so dass sich die optimale Streckenlänge für die letzte Periode direkt angeben lässt mit

$$s_{opt,e-1} = h_e - h_{e-1} \quad (6.20)$$

Als Randbedingung für die Optimierungsaufgabe muss gelten, dass die berechnete optimale Streckenlänge wie auch der SOC niemals negativ werden darf. Zudem darf das gewählte Kraftpotenzial niemals kleiner werden als die anliegende Last. Damit ergeben sich als Randbedingungen für jede Periode:

$$F(u_{SZ,i}) \geq F_{L,i} \quad (6.21)$$

$$SOC_i \geq 0 \quad (6.22)$$

$$s_{i,opt} \geq 0 \quad (6.23)$$

Als weitere Bedingung wird eingeführt, dass der Speicher am Ende der Hubbewegung leer sein soll, um eine Rekuperation in der darauffolgenden Absenkbewegung durch einen gefüllten Speicher nicht zu behindern. Somit kann als weitere Initialbedingung postuliert werden:

$$SOC_e = 0 \quad (6.24)$$

Bei der Lösung des Problems wird nun so vorgegangen, dass für jede Schaltentscheidung der Energiebedarf für jede Periode berechnet wird.

Durch Anwendung von Gleichung 6.18 lässt sich h_{i+1} durch $h_i + s_i$ ersetzen. Da die aufgewendete Energie nur von der Wahl des

Schaltzustandes und (je nach Schaltzustand) vom SOC abhängt, kann unter Verwendung von Gleichung 6.18 ausschließlich über den Verfahrensweg s_i integriert werden, so dass der Energiebedarf für jede Periode ausgedrückt werden kann mit

$$E_{V,i} = \int_{h_i}^{h_{i+1}} F(u_i, SOC_i) dh = \int_0^{s_i} F(u_i, SOC_i) ds \quad (6.25)$$

Rekursive Herleitung des Gleichungssystems

Als Beispielrechnung sei angenommen, dass für die Periode $i+1$ die Schaltstufe ZDTD optimal ist. Die verbrauchte Energie berechnet sich, indem die Kolbenfläche des Zylinders A_K mit dem Zwischendruck multipliziert und anschließend über s_{i+1} integriert wird⁴.

$$E_{h_{yD},i+1} = \int_0^{s_{i+1}} p_{ZD}(i+1) \cdot A_K ds \quad (6.26)$$

Mit den Gleichungen 6.18 und 6.19 und anschließender Integration ergibt sich für den anfallenden Energiebedarf für den Zylinder in Periode i :

$$E_{h_{yD},i+1} = A_K \cdot s_{i+1} \left(p_0 + c_{Sp} \cdot SOC_{i+1} - \frac{1}{2} c_{Sp} \cdot A_K \cdot s_{i+1} \right) \quad (6.27)$$

Es sei weiterhin angenommen, dass ZDTD als letzte Schaltstufe des Prädiktionshorizontes gewählt wird und somit mit der gegebenen maximalen Zylinderposition $h_e = h_{max}$ die optimale Streckenlänge nach Gleichung 6.20 mit $s_{opt,i+1} = h_{max} - h_{i+1}$ gegeben ist. Eingee-

⁴ Der Tankdruck wird vernachlässigt und fließt in die Energieberechnung nicht mit ein

fügt in Gleichung 6.27 ergibt sich der optimale (minimale) Energieverbrauch für die letzte Periode mit

$$E_{hyd,i+1} = A_K \cdot (h_{max} - h_{i+1}) \cdot \left(p_0 + c_{Sp} \cdot SOC_{i+1} \cdot -\frac{1}{2}c_{Sp} \cdot A_K \cdot (h_{max} - h_{i+1}) \right) \quad (6.28)$$

welcher nun ausschließlich von den Zustandsgrößen h_{i+1} und SOC_{i+1} der $i+1$ -ten Periode sowie dem konstanten Schätzwert h_{max} abhängt.

In ähnlicher Form lässt sich für die vorherige Periode i der Energiebedarf für die anderen Schaltstufen berechnen. Eingefügt in Gleichung 6.17 ergibt sich die Summe der verbrauchten Energie in der Stufe $i+1$ und i . Mit den Übergangsfunktionen aus Gleichung 6.18 und 6.19 können die Zustände in Periode $i+1$ als Funktion der Zustände der Periode i und der optimalen Streckenlänge s_i ausgedrückt werden. Eingesetzt in Gleichung 6.26 und anschließend in Gleichung 6.17 ergibt sich ein Funktional, welches ausschließlich von Zuständen und Steuergrößen der Periode i abhängig ist⁵.

$$\bar{E}_{hyd,i} = E_{hyd,i}(h_i, SOC_i, s_i) + E_{hyd,i+1}(h_i, SOC_i, s_i) \quad (6.29)$$

Bei diesem Term handelt es sich um eine einfache, lineare Polynomfunktion zweiter Ordnung, dessen Extremwerte folgende Bedingung erfüllen:

$$\frac{d}{ds} \bar{E}_{hyd,i} = 0 \quad (6.30)$$

Nach Bestimmung der optimalen Verfahrenlänge und Einsetzen kann der Energiebedarf in Periode i berechnet werden und die nächste Energiegleichung für Periode $i-1$ aufgestellt werden. Auf diese Weise kann rekursiv bis zum Ausgangszustand in Periode 1

⁵ Zur besseren Unterscheidung vom eigentlichen Energieverbrauch E hier als \bar{E} dargestellt

mit dem aktuellen Ladezustand SOC_1 und der aktuellen Zylinderposition h_1 für jede Periode die optimale Streckenlänge für jeden Schaltzustand berechnet werden. Neben den gemessenen Eingangswerten SOC_1 und h_1 fließen die geschätzten Endzustände SOC_e und $h_e=h_{max}$ in die Optimierungsrechnung mit ein. Für einen minimalen Verbrauch ist eine möglichst genaue Abschätzung dieser Größen notwendig, welche stark vom Bedienerverhalten und von der Arbeitsaufgabe des Radladers abhängen. Um eine Rekuperation beim Auskippen zu ermöglichen, die direkt nach dem Anheben der Schaufel erfolgt, wird als Endladezustand $SOC_e=0$ vorgegeben. Wird die Speicherenergie anderweitig benötigt, sind auch andere Endladezustände denkbar.

6.3.3 Berücksichtigung der Nebenbedingungen

Bei der Differenzierung von Gleichung 6.17 und der anschließenden Bestimmung der optimalen Steuerwerte nach Gleichung 6.30 ist die tatsächliche Lage der Optimalwerte nicht bekannt. Diese können sich in Bereichen befinden, die außerhalb der von den Gleichungen 6.21-6.23 festgelegten Grenzen liegen. Deshalb müssen in einem weiteren Schritt diese Grenzwerte als mögliche Optimallösungen mitberücksichtigt werden. **Abbildung 6.7** illustriert drei unterschiedliche Fälle, in denen der Grenzwert als Optimalwert genommen werden muss. Im Fall a) liegt der gesuchte Grenzwert im negativen Bereich. In diesem Fall ist der minimale zulässige Wert des Funktionals \bar{E} für $s=0$ dem gefundenen Extremwert am nächsten. Im zweiten Beispiel b) von Abbildung 6.7 befindet sich der Extremwert rechtsseitig des zulässigen Bereiches. Dies tritt dann ein, wenn es zu einer Kollision zwischen Lastkurve und Kraftpotenzialkurve kommt. Hier muss der maximal zulässige Wert für s gesucht werden, welcher sich durch Gleichsetzen von $F(u_i)$ und $F_{L,i}$ ergibt.

Im dritten Fall c) ist das Kraftpotenzial zwar höher als die anliegende Last aber der Ladezustand des Speichers reicht nicht aus, um größere Hübe zu ermöglichen, ohne die Randbedingung aus Gleichung 6.22 zu verletzen. Hier ergibt sich der maximal mögliche Wert durch Gleichsetzen des Ladezustandes mit Null und Auflösen nach s . Dieser Fall tritt bei den Schaltstufen ZDTD und ZDZD auf.

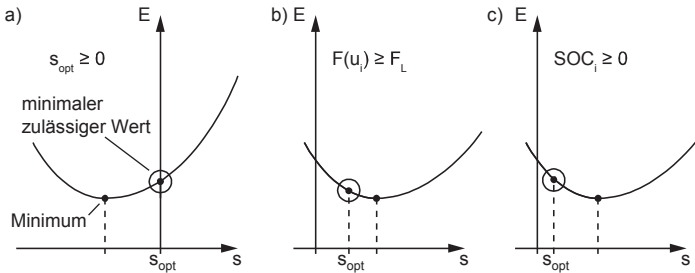


Abbildung 6.7: Restriktionen bei Bestimmung des Minimums

Somit ergeben sich für jede Periode noch zusätzlich drei potenzielle Minima, die bei jeder Berechnung mit berücksichtigt werden müssen. Im Ergebnis führt dies zu einem Gleichungssystem, welches für jede Periode und für jede Schaltentscheidung vier Lösungen für $s_{opt,i}$ ausgibt. Angesichts dieser großen Lösungsvielfalt müssen Vereinfachungen vorgenommen werden, um eine praktikable Lösung für den Einsatz in der Steuerung zu erhalten.

Eine Reduktion dieser Lösungsvielfalt kann dadurch erreicht werden, dass bestimmte Schaltentscheidungen nur einmal erlaubt sein dürfen, um ein Umschalten des Systems in Schaltzustände mit geringeren Kraftpotenzialen zu verhindern, so dass sich die Diskretisierung auf sieben Stufen reduziert. Diese Vereinfachung wird aufgrund des in Abschnitt 6.3.1 beschriebenen linearen Anstiegs der Last begünstigt. Dadurch lässt sich die einfache Regel ableiten, dass je weiter der Zylinder ausgefahren ist, desto mehr

Schaltzustände scheiden aufgrund der in Gleichung 6.21 dargestellten Nebenbedingung als Lösung aus. Vereinfacht lässt sich sagen, dass Schaltzustände, die ein geringes Kraftpotenzial erzeugen – wie beispielsweise ZDZD – zu Beginn der Hubbewegung gewählt werden müssen, da zu späteren Zylinderpositionen die anliegende Last ihr Kraftpotenzial übersteigt. Sortiert man die einzelnen Schaltstufen entsprechend ihrer Kraftpotenziale ergibt sich als Reihenfolge⁶

$$u_{SZ,i=1\dots6} = \{ZDZD, HDZD, HDZD^*, ZDTD, HDTD^*, HDTD\}$$

Durch diese Reduzierung der Kombinationsmöglichkeiten lässt sich das Gleichungssystem nun stark vereinfacht darstellen. In einem weiteren Schritt werden numerisch durch eine Variation der Eingangsparameter Last, Anfangsladezustand, Anfangs-Zylinderposition und End-Zylinderposition jene Pfade identifiziert, welche niemals oder nur sehr selten zu optimalen Lösungen führen. Andere Schaltzustände lassen sich hingegen in Form einer Regel aus dem Lösungsraum eliminieren. So zeigt die Parametervariation, dass optimale Pfade stets dadurch gekennzeichnet sind, dass ZDZD so lange gefahren wird, bis die Kraft gleich der Last am Zylinder ist. Somit kann als Regel definiert werden, dass bei zulässiger Stufe ZDZD diese auch gewählt werden muss. Damit entfällt die erste Schaltentscheidung aus dem Optimierungspfad.

Abbildung 6.8 zeigt beispielhaft bei unterschiedlichen Lastsituationen und Speicherbeladungen mögliche Pfade zur effizienten Hubbewegung. Entsprechend des Konzeptes der MPR gibt die Steuerung nur das erste Element der Steuerfolge an die Ventile aus. Die Streckenlänge muss dabei nicht gesondert ausgegeben werden, da es sich um ein ereignisdiskretes System handelt. Bei Erreichen eines Umschaltpunktes sind die Nebenbedingungen aus

⁶ Der Rekuperationsmodus mit TDZD ist nur beim Absenken schwerer Lasten sinnvoll und wird deshalb an dieser Stelle nicht berücksichtigt

den Gleichungen 6.21 und 6.22 nicht mehr erfüllt und das System wechselt automatisch in den nächsten Schaltzustand.

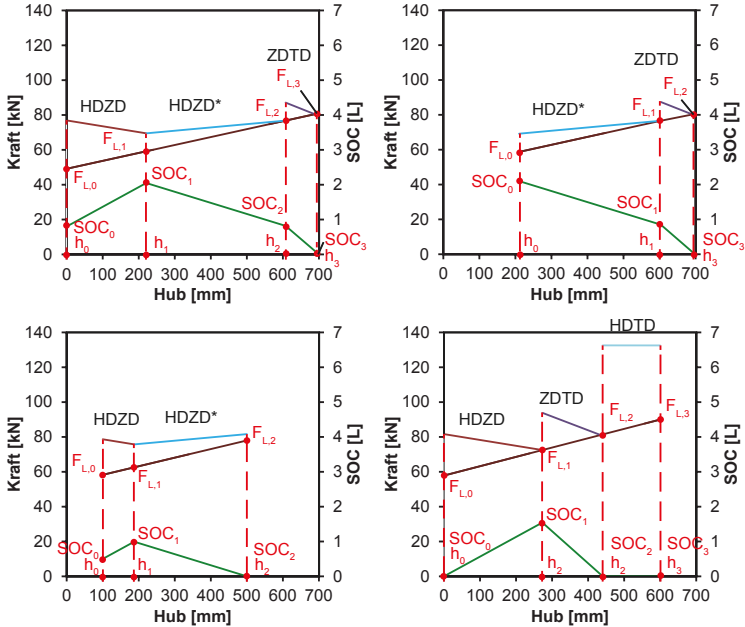


Abbildung 6.8: Berechnete optimale Steuerfolgen bei unterschiedlichen Lastzuständen, Zylinderpositionen und Speicherbeladungen

6.4 Aufbau des Steuerkonzeptes

Mit der Erzeugung des prädiktiven Teils der Steuerung kann nun das Konzept für die Steuerung der Arbeitshydraulik aufgestellt werden. Diese besteht aus zwei unabhängig voneinander arbeitenden Teilen, der Steuerung der Proportionalventile und der Steuerung der Schaltventile. Als Eingangsgrößen erhält die Steuerung ein Joysticksignal vom Bediener, die Ist-Positionen der Zylinder, den aktuellen Druck in Hoch- und Zwischendrucklei-

tung⁷ sowie die Drücke in den Zylinderkammern. Der Aufbau und die Funktionsweise der Steuerung des Systems ist in **Abbildung 6.9** dargestellt.

In einem Eingangsblock wird zunächst festgestellt, welcher Zylinder in welche Richtung bewegt werden soll und es wird aus dem Joysticksignal eine Sollgeschwindigkeit berechnet, die an den Geschwindigkeitsregler für die Zylinder weitergeleitet wird. Weiterhin werden im Eingangsblock mit Hilfe der Zylinderkammerdrücke und der Systemdrücke die Lasten auf den jeweiligen Zylindern sowie die Kraftpotenziale für die verfügbaren Schaltzustände TDZD, ZDZD, HDZD/HDZD*, ZDTD und HDTD/HDTD* bestimmt. Diese Werte werden einem Funktionsblock übergeben, wo sie auf Zulässigkeit gemäß Gleichung 6.21 und Gleichung 6.22 überprüft werden. In einem nächsten Block, dem Strategieblock, werden die Signale für die Schaltventile bestimmt. Dazu wird zunächst unterschieden, ob es sich um einen einfahrenden oder einen ausfahrenden Zylinder handelt. Im Falle eines einfahrenden Zylinders wird aus den zulässigen Schaltzuständen derjenige mit der höchsten Rekuperation gewählt. Im Falle eines ausfahrenden Zylinders wird nach Hub- oder Kippzylinder unterschieden. Für den Kippzylinder wird die am Zylinder anliegende Last mit den zulässigen Kraftpotenzialen verglichen und der Schaltzustand gewählt, dessen Kraftpotenzial am nächsten an der Last liegt, so dass die Drosselverluste minimiert werden. Im Falle eines ausfahrenden Hubzylinders werden die zulässigen Kraftpotenziale, der Zwischendruck, sowie die aktuelle Zylinderposition an einen prädiktiven Teil übergeben, welcher wie in Abbildung 6.3 dargestellt aufgebaut ist und gemäß der Beschreibung von Abschnitt 6.3 die optimale Steuerfolge für den ausfahrenden Hubzylinder bestimmt.

⁷ Der Druck in der HD-Leitung kann auch als konstanter Wert in der Steuerung hinterlegt werden

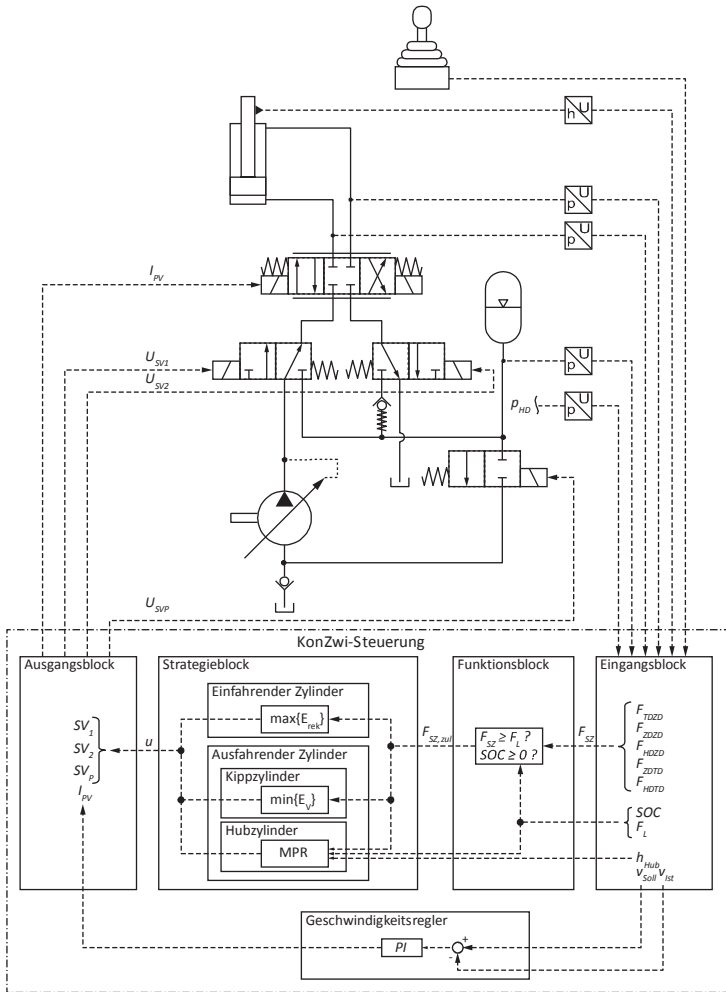


Abbildung 6.9: Aufbau und Funktionsweise der Steuerung

Für eine Überprüfung der Funktionsweise kann die Optimalsteuerung hinzugezogen werden, wie sie in Abschnitt 5.2 beschrieben wird. Hierzu wird für den gleichen Zyklus unter Verwendung der

gleichen Parameter für Vorspanndruck, Speichergröße und Speichervorladung die gleiche Diskretisierung verwendet wie für die Berechnung der Optimalsteuerung. Im Unterschied zur Optimierungsrechnung ist die Schaltentscheidung in jedem Inkrement kausal, entsprechend der Vorgabe aus der Steuerung. Die Ergebnisse der Steuerentscheidungen können **Abbildung 6.10** entnommen werden. Es ist zu erkennen, dass es eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Optimalsteuerung und Fahrzeugsteuerung gibt, Abweichungen gibt es nur an wenigen Stellen. Während der Lastaufnahme ist die Kraft am Hubzylinder kurzzeitig hoch, so dass der Schaltzustand ZDTD gewählt wird. Nach dem Lösen aus dem Haufwerk fällt die Last etwas ab und das System wechselt in den Schaltzustand HDZD, um den Speicher für die prädierte Hubbewegung entsprechend zu laden. Anschließend verweilt das System im Zustand HDZD*, wo es zu einer langsamen Entladung des Zwischendruckspeichers kommt, so dass mit zunehmendem Hub auch das Kraftpotenzial zunimmt. Im Moment, in dem die Last in den Bereich der maximal möglichen Kraft des Schaltzustandes HDZD* kommt, wechselt die Steuerung in den Schaltzustand ZDTD über. Der dann einsetzende Auskippvorgang ermöglicht eine Rekuperation, was zu erhöhtem Druck im Zwischendruckspeicher führt und die Zustände ZDTD und HDZD* begünstigt. Gleichzeitig fällt die Last am Hubzylinder ab, so dass das System wieder in den Zustand HDZD* wechseln kann. Durch Vorgabe eines leeren Speichers als Soll-SOC am Ende des Zyklus wird das Belastungsprofil des Kippzylinders in die Prädiktion quasi mit einbezogen, da durch den geringen Druck im ZD-Speicher eine Rekuperation beim Auskippen erfolgen kann. Eine Steuerung, welche den Auskippvorgang nicht berücksichtigt, würde zu einem wesentlich schlechteren Ergebnis führen, da das System bemüht wäre, den Speicher alleine durch die Hubbewegung zu füllen, um den Zylinder bis zur Endposition fahren zu können. Dies würde nicht nur zu einem längeren Verweilen im Zustand HDZD und somit einem höheren Bedarf an Pumpenener-

gie führen, sondern verhinderte auch eine effiziente Rekuperation durch den Kippzylinder aufgrund eines übermäßig geladenen Speichers. Aus dieser Betrachtung zeichnet sich ab, dass eine effiziente Steuerung maßgeblich von einer guten Abschätzung des maximalen Ausfahrhubes sowie dem Zeitpunkt des Auskippvorgangs abhängt. Für größte Effizienz sollten die Endzustände h_e und SOC_e demnach nicht statisch, sondern an die Arbeitsaufgabe und das Bedienerverhalten angepasst gewählt werden. Eine Erweiterung des Reglers um einen adaptiven Anteil sollte Inhalt weiterer Untersuchungen sein, insbesondere dann, wenn der Energiebedarf des Systems im realen Arbeitseinsatz unter Einbeziehung des Fahrers beurteilt werden soll.

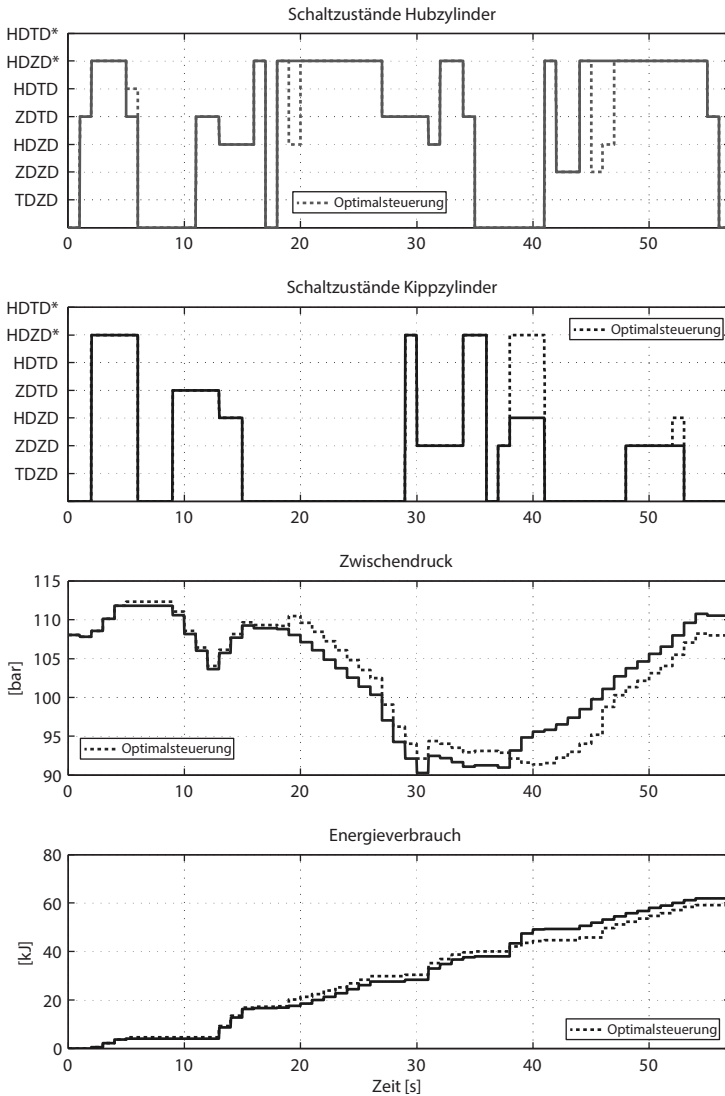


Abbildung 6.10: Funktionsweise der Steuerung im Vergleich mit der berechneten Optimalsteuerung

7 Testfahrten und Ergebnisse

In Kapitel vier wurden Referenzzyklen vorgestellt, die die Basis für die Ermittlung einer optimalen Steuerung bilden, die in Kapitel fünf hergeleitet wird. Diese bildet die Vergleichsbasis für eine Steuerstrategie, die in Kapitel sechs entwickelt und an Hand des gemessenen Referenzzyklus aus Kapitel vier validiert wurde. In diesem Kapitel werden die Messergebnisse des neuen Systems unter Verwendung des entwickelten Steuerungskonzepts gezeigt. In einem ersten Abschnitt wird zunächst allgemein der Ablauf der Messungen beschrieben. Dabei wird darauf eingegangen, wie der Einfluss des Fahrers durch eine dem System vorgegebene Bahn-Sollkurve eliminiert werden konnte.

Im zweiten Abschnitt wird die Energieeinsparung des Ladezyklus unter besonderer Berücksichtigung der Wiederholgenauigkeit der Messungen gezeigt.

In Abschnitt drei werden die effizienzbeeinflussenden Faktoren diskutiert mit besonderem Augenmerk auf die Systemverluste. Es wird weiterhin am Beispiel des Palettenzyklus experimentell nachgewiesen, dass bei Lastprofilen mit hohem Rekuperationspotenzial Einsparungen von 17% erreicht werden können.

7.1 Steuerung des Systems im Experiment

Da das Bedienerverhalten einen maßgeblichen Einfluss auf die Effizienz des Systems hat, muss beim Vergleich unterschiedlicher Systeme sichergestellt werden, dass das Bedienerverhalten eine hohe Übereinstimmung hat. Insbesondere beim Nachweis von geringen Abweichungen im Energiebedarf ist eine hohe Wieder-

holgenauigkeit im Bedienerverhalten gefordert, was ein maschinelles Abfahren der Zylinderbahnen im Versuch nahelegt. Diesem Umstand wurde Rechnung getragen, indem die Zylinderhübe aus dem Referenzzyklus mit „menschlichem Fahrer“ als Sollwerte in die Steuerung übernommen und im Vergleichsversuch mit dem neuen System automatisch abgefahren wurden. Damit konnte im Vergleichsversuch das gleiche Fahrerverhalten wie im Referenzversuch erzielt werden.

7.1.1 Erstellung der Sollbahnen für die Zylinder

Für die Bestimmung der Sollkurven der Zylinder werden die gemessenen Wegstrecken aus dem Referenzzyklus zunächst gefiltert. Damit die Steuerung eine Hubbewegung auch als eine solche interpretieren kann, muss neben der Filterung der Messdaten eine eindeutige Identifizierung der Stillstandsphasen erfolgen. Dazu wurde ein Verfahren verwendet, das an einer von DEITERS in [76] angewandten Methode zur Standardisierung von Lastzyklen angelehnt ist.

Bei diesem Verfahren werden die Messdaten zunächst mit einem gleitenden Mittelwert gefiltert. Anschließend wird ein Toleranzbereich definiert, um die Stillstandsphasen zu identifizieren. Befindet sich ein Messwert innerhalb des von einem arithmetischen Mittelwert einer Menge an Vorgängerwerten vorgegebenen Toleranzbereichs, dann wird eine Stillstandsphase festgestellt und dem betrachteten Wert wird der Wert des arithmetischen Mittels der Vorgängerwerte zugeordnet. Sobald der Wert außerhalb des Toleranzbandes tritt, wird ein neuer Mittelwert berechnet, mit dem die nachfolgenden Werte verglichen werden. Auf diese Weise ergeben sich für die Stillstandsphasen konstante Werte, so dass beim automatisierten Einlesen der Stützwerte der Bahnkurve keine Hubänderung und somit keine neue Sollposition detektiert werden kann. Nachdem die Bahnkurven gefiltert und geglättet

sind, werden sie in 200 gleich verteilte Sollpositionen unterteilt, wobei jeder Sollposition ein entsprechender Zeitpunkt zugeordnet ist. **Abbildung 7.1** zeigt die Filterung und Diskretisierung an Hand der Bewegungsbahn des Hubzylinders. Die Wertepaare aus Zeitpunkt und Stützpunkt bilden Arrays, die in der Steuerung hinterlegt werden und während der Versuchsfahrt als Sollpositionen zu den gegebenen Zeitpunkten ausgegeben werden. Die Abweichung zwischen Soll- und Ist-Position wird als Eingangsgröße für die Regelung des Proportionalventils ausgelesen.

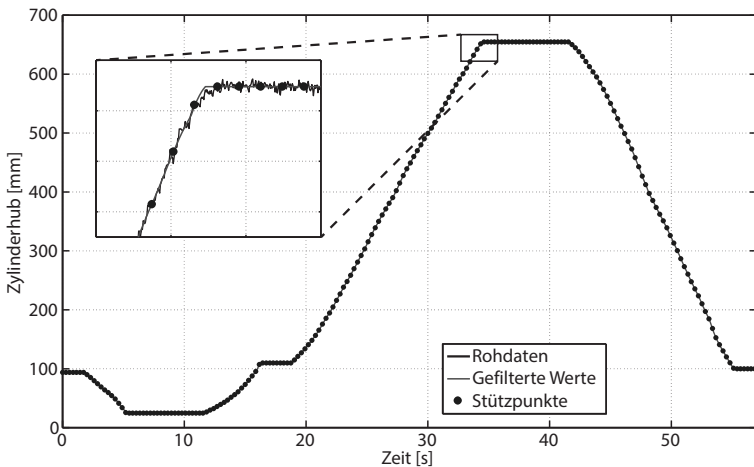


Abbildung 7.1: Ableitung der Stützpunkte für die Bahnkurven

7.1.2 Regelung der Proportionalventile

Bei Betätigung eines Triggersignals wird eine Stoppuhr in der Steuerung gestartet und die ablaufende Zeit wird mit den im Bahnkurven-Array hinterlegten Zeitpunkten verglichen. Sobald die Zeit einen im Array gespeicherten Zeitpunkt erreicht hat, wird der diesem Zeitpunkt zugeordnete Positionswert ausgelesen und als Sollwert der Steuerung übergeben, wo er mit dem Istwert

verglichen wird. Die Abweichung aus Soll- und Istwert wird für den Zeitpunkt $t=t_n$ berechnet mit

$$\Delta h(t_n) = h_{soll}(t_n) - h_{ist}(t_n) \quad (7.1)$$

Damit ergibt sich bei einer Ausfahrbewegung des Zylinders eine positive Auslenkung des Ventilschiebers und bei einer Einfahrbewegung eine negative Auslenkung. In Stillstandsphasen ist die Regelung nicht aktiv, um eine plötzliche Zylinderbewegung aufgrund von Abweichungen zwischen Soll- und Istposition zu vermeiden.

Um eine stabile Regelung erreichen zu können, muss das Signal der Ist-Position des Zylinders frei von Rauschen und seine Änderung trotzdem möglichst dynamisch erfassbar sein, so dass ein Tiefpassfilter nicht in Frage kommt, da schnelle Signaländerungen nur verzögert vom Steuergerät erfasst würden. Um das Messrauschen rauszufiltern, wird ein Toleranzband um den gemessenen Positionswert gelegt. Dabei wird dieser Wert solange als Ist-Wert ausgelesen, bis zwei Werte hintereinander aus dem Toleranzband austreten. Tritt dieser Fall ein, dann wird dies als Bewegung des Zylinders registriert und um den zweiten Wert wird ein neues Toleranzband gebildet. **Abbildung 7.2** illustriert die Funktionsweise des verwendeten Filters.

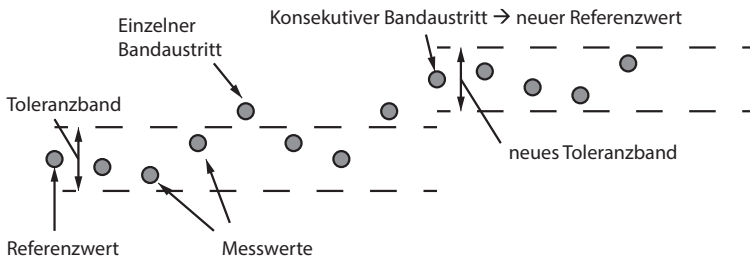


Abbildung 7.2: Filterung der Eingangssignale bei der Erfassung der Zylinderpositionen

Diese Vorgehensweise ermöglicht es einerseits eine plötzliche Positionsänderung ohne große Zeitverzögerung zu registrieren und andererseits ein Messrauschen nicht als Positionsänderung zu erfassen. Die Methode, erst den zweiten Wert als Sollwert zu erfassen dient dazu, eine Tendenz im Signal bei sehr langsamen Bewegungen erfassen zu können und gleichzeitig eine Regleraktivität bei spontanen Bandaustritten aufgrund von Messrauschen zu unterbinden.

7.1.3 Betätigung der Schaltventile

Die Schaltzustände werden in einer ersten Abfragestufe, dem Funktionsblock, zunächst nach Zulässigkeit überprüft (siehe Abbildung 6.9). Wenn der prädiktive Regler nicht aktiv ist, wird das zur Last entsprechende Kraftpotenzial gewählt, so dass minimale Druckverluste entstehen.

Sobald das Kraftpotenzial nicht mehr ausreichend groß ist, wechselt das System in den nächst höheren Schaltzustand. In diesem Augenblick ist das System nicht stabil, da es ein Grenzbereich ist, in dem theoretisch der aktuelle und der nächst höhere Schaltzustand gleichermaßen zulässig sind. Kleine Schwingungen bzw. Messabweichungen bei der Bestimmung der Last veranlassen das System, in die eine oder andere Richtung umzuschalten.

Um diese Schaltschwingung zu umgehen, wird dem Steuerungsprogramm eine Hysterese einprogrammiert, die im Moment des Umschaltens die Last künstlich erhöht bzw. erniedrigt. Werden die Schaltzustände als Vektor der diskreten Steuersignale der einzelnen Ventile dargestellt, dann kann für jeden Schaltzustand eine Logikfunktion L_{SZ} erzeugt werden, welche immer nur dann eine Eins ausgibt, wenn der entsprechende Schaltzustand aktiv ist, um den aktuellen Schaltzustand zu identifizieren. **Tabelle 7.1** zeigt die Logikfunktionen für die Schaltstufen ZDZD, HDZD, ZDTD und HDTD.

Tabelle 7.1: Logik zur Identifikation der Schaltzustände

SZ	u_{SV1}	u_{SV2}	L_{SZ}
ZDZD	1	1	$u_{SV1} \cdot u_{SV2}$
HDZD	0	1	$ (u_{SV1} - u_{SV2}) \cdot u_{SV2}$
ZDTD	1	0	$u_{SV1} - u_{SV2} \cdot u_{SV1}$
HDTD	0	0	$1 - (u_{SV1} + u_{SV2} - u_{SV1} \cdot u_{SV2})$

Diese Logikfunktionen können nun eingesetzt werden, um beim Umschalten benachbarte Kraftpotenziale künstlich zu verringern, indem ein bestimmter Betrag ΔF_{SZ} von der nächst niederen Stufe abgezogen wird, so dass sich eine Hysterese für die relevanten Kraftpotenziale ergibt, so wie in **Tabelle 7.2** dargestellt.

Tabelle 7.2: Reduzierung der gemessenen Kraft

SZ	Reduziertes Kraftpotenzial
ZDZD	$F'_{ZDZD} = F_{ZDZD} - L_{HDZD} \cdot \Delta F_{SZ}$
HDZD	$F'_{HDZD} = F_{HDZD} - L_{ZDTD} \cdot \Delta F_{SZ}$
ZDTD	$F'_{ZDTD} = F_{ZDTD} - L_{HDTD} \cdot \Delta F_{SZ}$

Sobald also das System von einem Zustand in den nächst höheren Zustand wechselt, wird über die Logikfunktion das gerade verlassene Kraftpotenzial künstlich verringert, so dass das System bei einem nächsten Programmdurchlauf diesen Schaltzustand nicht mehr anwählt. Wechselt es abermals in den nächst höheren Zustand, ist diese künstliche Kraftverringering wieder aufgehoben. Mit dieser Maßnahme ist es möglich, eine Schaltschwingung im Grenzbereich zu verhindern. Dabei muss die Schaltschwelle ΔF_{SZ} so gewählt werden, dass einerseits eine gute Ausnutzung der Kraftpotenziale gewährleistet ist und andererseits eine Oszillation verhindert wird.

7.2 Messergebnisse Grabzyklus

Die Vergleichsmessungen wurden unter den gleichen Konditionen durchgeführt wie die Vermessung des Referenzzyklus. Zunächst wurde das Hydrauliksystem durch Umlegen der in Abbildung 4.4 gezeigten Kugelhähne in das KonZwi-System versetzt. Um die Steuerung aus der statischen Berechnung aus Kapitel 5 umsetzen zu können, musste der Systemdruck auf 160 bar angehoben werden, um die Verluste in den Leitungen und in den Ventilblöcken zu kompensieren.

Zu Beginn der Messung wurden durch Betätigung eines Tasters die ersten Sollpositionen aus den Bahnkurven an die Steuerung übergeben, so dass diese automatisch mit einer kontrollierten Geschwindigkeit angefahren wurden. Sobald beide Zylinder ihre Startposition erreicht haben, wurde durch Betätigung eines weiteren Tasters die Messung gestartet. Dabei wird ein Triggersignal ausgelöst, das einerseits das Auslesen der Sollpositionen der Bahnkurve (siehe Abschnitt 7.1.2) und andererseits die Messdatenerfassung startet, welche – genau wie bei der Aufzeichnung der Referenzzyklen – die Messdaten mit einer Abtastrate von 100 Hz erfasst. In Abschnitten, in denen der Radlader gefahren werden musste, konnte die Aufzeichnung angehalten und nach Beendigung der Fahrt wieder an der selben Stelle fortgesetzt werden. Die Messdatenaufzeichnung endete erst nach Erreichen des letzten Zeitwertes im Bahnarray.

7.2.1 Wiederholgenauigkeit

Die Aufzeichnung der Zylinderpositionen mehrerer hintereinander ausgeführter Messungen ist in **Abbildung 7.3** aufgezeigt. Es ist eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den Sollbahnen und den gemessenen Bahnen in den Vergleichsmessungen zu erkennen. Bei Erreichen der Ruhepositionen ist vor allem beim Hubzy-

linder ein Überschwinger erkennbar, welche auf die Trägheit des Systems zurückzuführen ist.

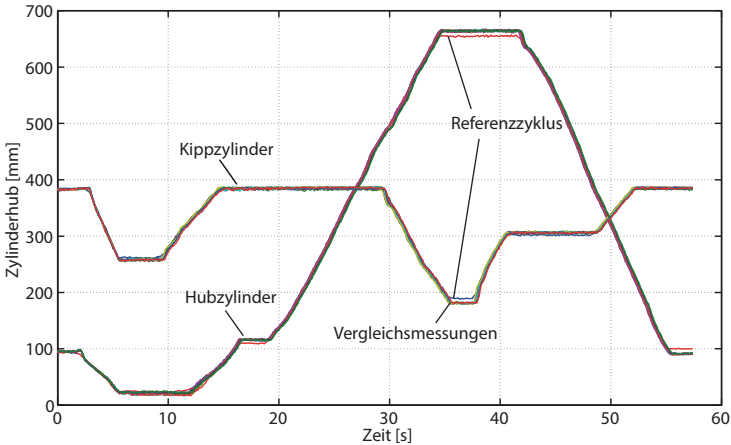


Abbildung 7.3: Erlangte Reproduzierbarkeit der Zylinderhübe

In **Abbildung 7.4** sind die entsprechenden Kräfte auf den Zylindern aufgetragen. Auch hier ist einer sehr gute Übereinstimmung zwischen den einzelnen Versuchen erkennbar. Abweichungen gibt es beim Reißprozess, was auf die in Abschnitt 6.1 diskutierten Reißkräfte beim Lösen des Erdreichs zurückzuführen ist. Aufgrund des zufälligen Charakters der Kraftaufprägung ist es sehr schwierig, hier eine gute Reproduzierbarkeit zu erreichen, dennoch zeigen die Messdaten in Amplitude und Breite der dabei auftretenden Kraftausschläge eine sehr gute Übereinstimmung. Abweichungen in der Last fallen zudem für eine energetische Betrachtung des Konstantdruck-Zwischendrucksystems weniger ins Gewicht, da der Energieverbrauch des Systems durch die Wahl der Kraftpotenziale geprägt ist. Innerhalb dieser Kraftpotenziale kann ihre Ausnutzung durch mehr oder weniger hohe Kräfte unterschiedlich hoch ausfallen, auf den Energiebedarf des Systems wirkt sie sich jedoch nicht aus.

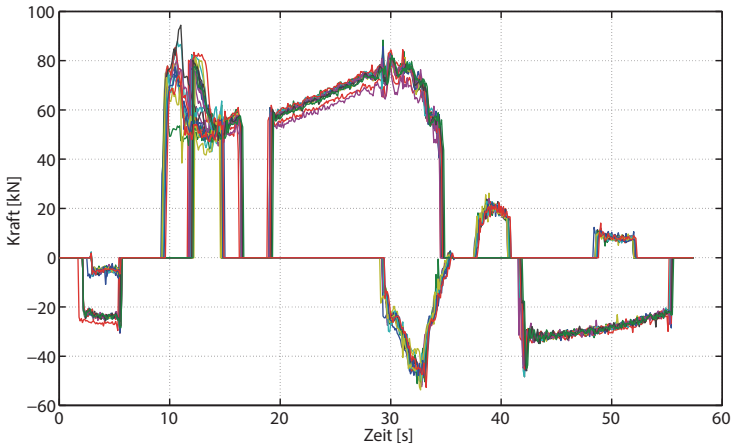


Abbildung 7.4: Reproduzierbarkeit der Lasten

7.2.2 Messergebnis Y-Zyklus

Abbildung 7.5 zeigt eine repräsentative Steuerfolge im zeitlichen Verlauf aus der Versuchsreihe mit dem KonZwi-System. Es konnte eine mittlere Energieeinsparung von 3,2% im Vergleich zur Referenzmessung mit dem LS-System gemessen werden. Zudem ist eine gute Übereinstimmung zwischen der Optimalsteuerung und den durch die Steuerung ausgegebenen Steuerungssignalen zu sehen⁸. Größere Abweichungen gibt es beim Reißen, wenn im Versuch der Kippzylinder in den Schaltzustand HDTD* wechseln muss, um die hohe Kraft aufbringen zu können. Die in der Optimalsteuerung auftretenden Schwankungen im Schaltverhalten des Hubzylinders sind durch den prädiktiven Regler eliminiert. Gut zu erkennen ist, dass das prädiktive Element des Reglers bereits beim Befüllen der Schaufel (Sekunde 12 bis Sekunde 16) den Speicher mit HDZD befüllt.

⁸ Verschiebungen im zeitlichen Verlauf sind auf die zeitdiskrete Darstellung der Optimalsteuerung zurückzuführen

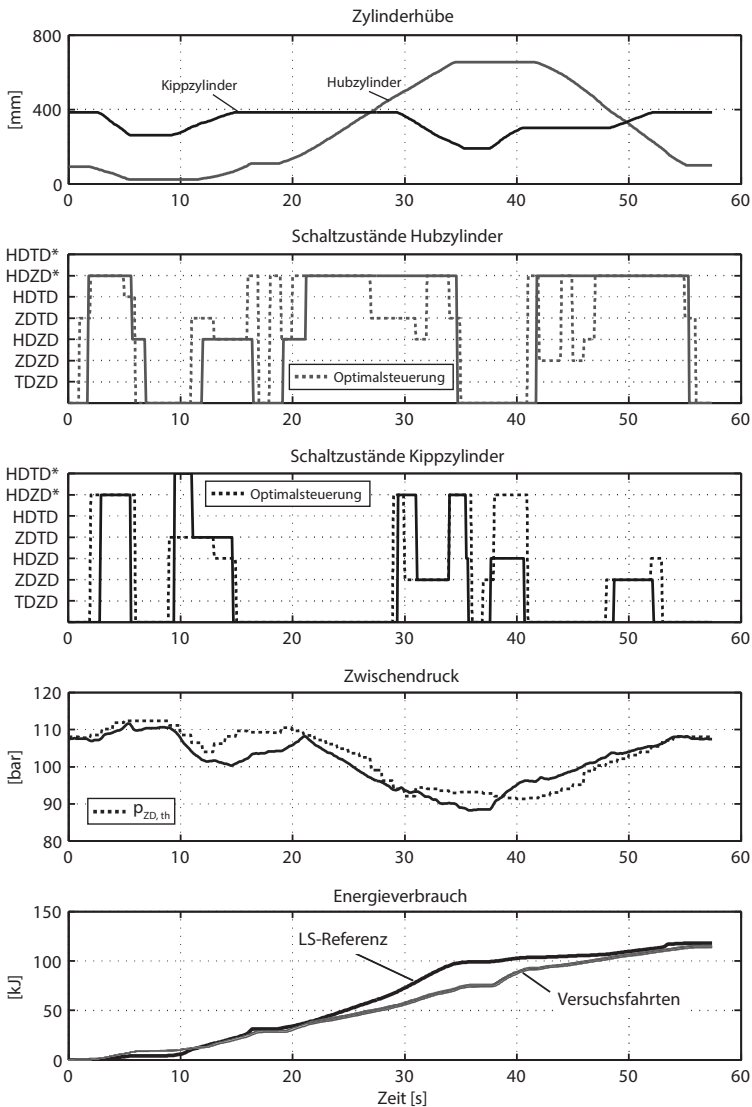


Abbildung 7.5: Messergebnis Grabzyklus

Diesen Zustand behält das System auch nach der Unterbrechung für die Transportfahrt so lange bei, bis der Speicher ausreichend gefüllt ist, um die verbleibende Strecke im Schaltzustand HDZD* zu verfahren.

Im fünften Plot von Abbildung 7.5 ist zu erkennen, wie das Umschalten des Zwischendruckspeichers die Pumpe derart entlastet, dass es zu einem signifikanten Effizienzvorteil gegenüber dem LS-System kommt. Anders als in der Optimalsteuerung berechnet, schaltet das System nicht in den Zustand ZDTD über. Die Steuerung des Kippzylinders beim Auskippen zeigt eine nahezu deckungsgleiche Übereinstimmung mit der Optimalsteuerung. Aufgrund der Drosselverluste im Ventilblock erfolgt im realen Versuch das Umschalten in ZDZD jedoch erst zu einem späteren Zeitpunkt als theoretisch möglich.

Im vierten Graphen sind der real gemessene und der theoretische, unter Annahme der Optimalsteuerung berechnete, Verlauf des Zwischendruckes dargestellt. Es ist die gleiche Tendenz im Verlauf zu erkennen, in ihren Absolutwerten weichen beide Kurven in großen Teilen jedoch voneinander ab. Dies führt dazu, dass der Kippzylinder im realen Versuch nach dem Auskippen (ab Sekunde 38) nicht in HDZD* wieder ausgefahren wird, sondern im energetisch ungünstigeren Zustand HDZD, was sich in einem Anstieg im Energiebedarf bemerkbar macht. Im anschließenden Absenkvorgang des Hubzylinders wird er im für diese Situation günstigsten Zustand HDZD* verfahren. Anders als in der Optimalsteuerung berechnet, ist die ziehende Kraft auf den Hubzylinder in dieser Phase nicht groß genug, um zum nächst niederen Schaltzustand ZDZD zu wechseln. Während des Absenkens wird die Position des Kippzylinders korrigiert, um ihn in seine Ausgangsstellung zu bringen. Diese Bewegung wird im Schaltzustand ZDZD vollführt, was der Optimalsteuerung entspricht.

Gegen Ende des Zyklus entspricht der Zwischendruck im Messversuch dem der Optimalsteuerung, so dass in beiden Fällen ein SOC-neutraler Verlauf vorliegt.

Trotz einer reproduzierbar gemessenen Einsparung von 3,2% ist der Verbrauch des KonZwi-Systems relativ hoch, welcher sich in Teilen auch auf den Versuchsaufbau zurückführen lässt. Insbesondere eine reduzierte Leckage ließe bei einem optimierten System die Effizienzsteigerung höher ausfallen. Um weitere Optimierungspotenziale des Systems aufzudecken, werden in einem ersten Schritt die unterschiedlichen Einflussfaktoren wie Verlustquellen, Bedienerverhalten und Rekuperation analysiert und ihre Einflüsse auf das System betrachtet. Daraus abgeleitet können Optimierungsmaßnahmen umgesetzt und in der Simulation bewertet werden.

7.3 Effizienzbeeinflussende Faktoren

Die effizienzbeeinflussenden Faktoren sind das Bedienerverhalten, das Rekuperationspotenzial und die Verluste, die sich im System ergeben. Das Bedienerverhalten hat einen Einfluss darauf, ob hohe Anteile von Parallelbewegungen im Zyklus auftreten. Je mehr Parallelbewegungen auftreten, desto effizienter wird das KonZwi-System im Vergleich zum LS-System, da es seinen Vorteil der individuellen Druckanpassung voll ausspielen kann. Ein weiterer Vorteil des KonZwi-Systems ist seine Fähigkeit der Rekuperation, so dass es bei Zyklen mit hohem Rekuperationspotenzial eine hohe Effizienz hat und selbst bei seriellem Bewegungsablauf seine Nachteile gegenüber dem LS-System überkompensiert, wie am Beispiel des Palettenzyklus gezeigt wird. Größter Nachteil des KonZwi-Systems gegenüber dem LS-System sind seine hohen Verluste aufgrund von Leckage und der Drosselverluste bedingt durch die starren Druckpotenziale, so dass hier das größte Optimierungspotenzial des Systems liegt.

7.3.1 Systemverluste

Für eine Verlustbetrachtung müssen die einzelnen Verlustquellen, wie die Verluste im Ventilblock und die Verluste im Übertragungssystem, identifiziert werden. Die Verluste im Ventilblock bestehen aus den systembedingten Verlusten, welche sich aus der Differenz des theoretisch benötigten und des anliegenden Druckpotenzials ergeben und den zusätzlich auftretenden Leitungsverlusten beim Durchströmen des Ventilblocks. Verluste im Übertragungssystem sind Drosselverluste durch Leitungsreibung sowie Leckageverluste. Für eine Analyse der unterschiedlichen Verlustquellen wird das System als ein einfaches hydraulisches Netzwerk mit mehreren Knoten, wie in **Abbildung 7.6** dargestellt, betrachtet.

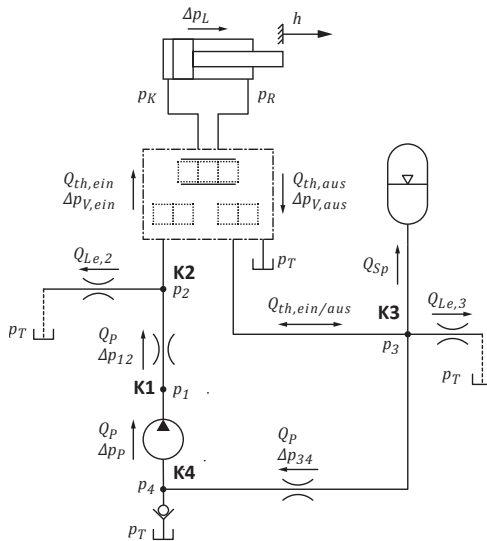


Abbildung 7.6: Verlustmodellierung im hydraulischen Netzwerk

Die Verluste werden dabei mit Hilfe der Kirchhoffschen Gesetze bestimmt. Angewandt auf die Hydraulik besagen sie, dass die

Summe aller ein- und ausgehenden Volumenströme in einem Knotenpunkt gleich Null sein soll. Eine zweite Regel lautet, dass in einem hydraulischen Netzwerk die Summe aller Druckdifferenzen ebenfalls Null sein muss.

Im Knoten $K1$, welcher sich direkt hinter dem Ausgang der Pumpe befindet, wird der Druck p_1 und der Volumenstrom Q_p messtechnisch erfasst. Direkt am Eingang der Ventilblöcke befindet sich der Knoten $K2$ mit einer Druckmessstelle für den Druck p_2 . Beim Durchströmen durch die Leitungen von $K1$ zu $K2$ kommt es zu einem Druckverlust Δp_{12} . Dieser wird messtechnisch erfasst und kann somit direkt bestimmt werden. **Abbildung 7.7** zeigt exemplarisch die Drücke in $K1$ und $K2$ in Abhängigkeit des Pumpenvolumenstroms.

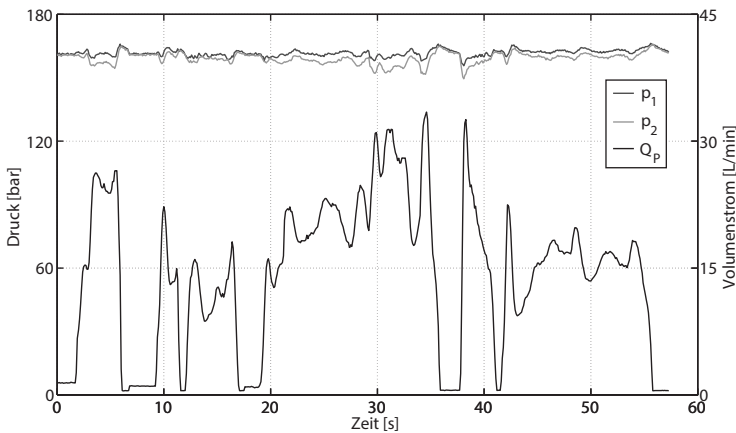


Abbildung 7.7: Leitungsverluste in der Hochdruckleitung

Mit dem gemessenen Volumenstrom und dem Druckabfall kann der Leitungsverlust $E_{VL,12}$ zwischen Pumpe und Ventilblöcke über den gesamten Zyklus angegeben werden mit

$$E_{VL,12} = \int_{t_0}^{t_e} (p_1(t) - p_2(t)) \cdot Q_P(t) dt \quad (7.2)$$

Vom Punkt *K2* aus wird ein theoretischer Volumenstrom angenommen, der sich aus dem Zylinderhub und der Wirkfläche des Zylinderkolbens berechnet. Mit dem gemessenen Pumpenvolumenstrom und dem berechneten benötigten Volumenstrom am Verbraucher lässt sich der Leckagestrom im Knoten *K2* angeben mit

$$Q_{Le,2}(t) = Q_P(t) - u_{SZ}(t) \cdot Q_{th,ein}(t) \quad (7.3)$$

wobei es vom Schaltzustand u_{SZ} abhängt, ob der Volumenstrom aus der Hochdruck- oder der Zwischendruckleitung entnommen wird. Der Leckageverlust, der aus der Leckage in der Hochdruckleitung resultiert, berechnet sich somit mit

$$E_{VLe,2} = \int_{t_0}^{t_e} p_2(t) \cdot Q_{Le,2}(t) dt \quad (7.4)$$

Die Bestimmung der Drosselverluste im Ventilsystem erfolgt durch Kenntnis der Bewegungsrichtung des Zylinderkolbens, der Stellung der Schaltventile und den Messgrößen p_2 , p_R , p_R und p_3 ⁹. Mit den durch die Volumenverdrängung des Zylinders berechneten Volumenströmen $Q_{th,ein}$ und $Q_{th,aus}$ ergibt sich der Energieverlust im Ventilblock durch Drosselung mit

$$E_{VD} = \int_{t_0}^{t_e} (\Delta p_{V,ein}(t, u_{SZ}(t)) \cdot Q_{th,ein}(t) + \Delta p_{V,aus}(t, u_{SZ}(t)) \cdot Q_{th,aus}(t)) dt \quad (7.5)$$

wobei

⁹ Der Tankdruck wird stets als Umgebungsdruck angenommen und wird deshalb nicht gesondert aufgeführt

$$\Delta p_{V,ein} = \begin{cases} p_2(t) - p_K(t) & \text{für } \frac{dh}{dt} > 0 \text{ und } u_{SV1} = 0 \\ p_3(t) - p_K(t) & \text{für } \frac{dh}{dt} > 0 \text{ und } u_{SV1} = 1 \\ p_2(t) - p_R(t) & \text{für } \frac{dh}{dt} < 0 \text{ und } u_{SV1} = 0 \\ p_3(t) - p_R(t) & \text{für } \frac{dh}{dt} < 0 \text{ und } u_{SV1} = 1 \end{cases} \quad (7.6)$$

und

$$\Delta p_{V,aus} = \begin{cases} p_R(t) - p_T(t) & \text{für } \frac{dh}{dt} > 0 \text{ und } u_{SV2} = 0 \\ p_R(t) - p_3(t) & \text{für } \frac{dh}{dt} > 0 \text{ und } u_{SV2} = 1 \\ p_K(t) - p_T(t) & \text{für } \frac{dh}{dt} < 0 \text{ und } u_{SV2} = 0 \\ p_K(t) - p_3(t) & \text{für } \frac{dh}{dt} < 0 \text{ und } u_{SV2} = 1 \end{cases} \quad (7.7)$$

die vom Schaltzustand und der Bewegungsrichtung abhängigen Drosselverluste am Ventilblock beschreiben.

Anders als bei der Hochdruckleitung kann der Volumenstrom vom Ventilblock in die Zwischendruckleitung unterschiedliche Vorzeichen haben. Im Knoten $K3$ wird der Leckagestrom also unter der Berücksichtigung des Vorzeichens der Volumenströme $Q_{th,ein/aus}$ und des Speichervolumenstroms Q_{Sp} bestimmt. Letzterer berechnet sich mit Hilfe des validierten Speichermodells aus der Druckänderung im Zwischendruckspeicher. Damit kann der dadurch erzeugte Energieverlust in $K3$ angegeben werden mit

$$E_{VLe,3} = \int_{t_0}^{t_e} p_3(t) \cdot Q_{Le,3}(t) dt \quad (7.8)$$

In den Zuständen HDZD* und HDTD* fließt der benötigte Pumpenvolumenstrom vom Zwischendruckspeicher zur Saugseite der Pumpe im Knoten $K4$ und verursacht einen Druckabfall Δp_{34} in der Leitung. Dieser ergibt sich aus den Messstellen für p_3 und p_4 in den Knoten $K3$ bzw. $K4$. **Abbildung 7.8** zeigt für denselben Volumen-

strom aus Abbildung 7.7 die Drücke in $K3$ und $K4$. Der sich daraus ergebende Energieverlust $E_{VL,34}$ wird analog zu Gleichung 7.2 berechnet.

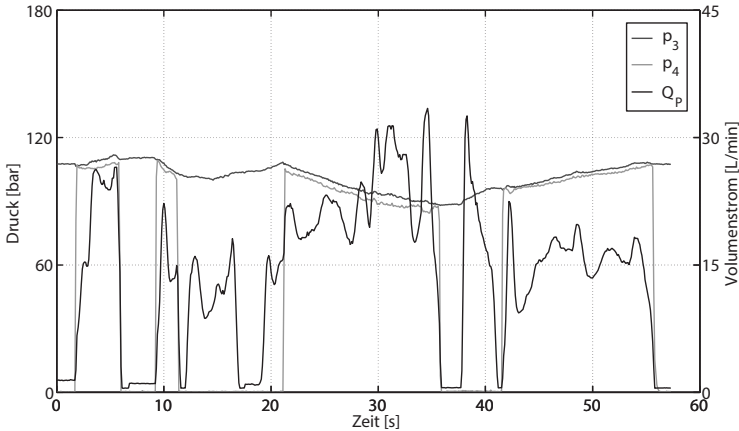


Abbildung 7.8: Druckverluste in der Saugleitung bei Zuschalten des Zwischendruckspeichers

Die Pumpenenergie berechnet sich mit der Druckdifferenz Δp_P aus Hochdruck und Saugdruck und dem Pumpenvolumenstrom zu

$$E_P = \int_{t_0}^{t_e} \Delta p_P(t) \cdot Q_P(t) dt \quad (7.9)$$

Um eine Aussage über die Verlustanteile des Systems erhalten zu können, muss zunächst der Leistungsfluss eines hybriden Systems betrachtet werden. Im Unterschied zu nicht-rekuperierfähigen Systemen muss als Eingangsenergie die potenziell zur Verfügung stehende Energie herangezogen werden, da das System diese stets nutzt. Bei zusätzlichen Energiequellen, wie z.B. einem vorgeladenen Energiespeicher, müssen diese ebenfalls bei der Erstellung der Energiebilanz berücksichtigt werden. Aufgrund des annä-

hernd gleichen Druckniveaus in der Zwischendruckleitung zu Beginn und Ende des Zyklus wird bei dieser Betrachtung von einem SOC-neutralen Durchlauf ausgegangen. Damit stellen sich die Ein- und Ausgangsenergien, wie in **Abbildung 7.9** gezeigt, dar.

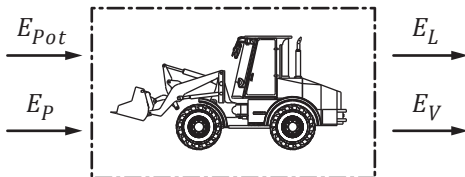


Abbildung 7.9: Ein- und Ausgangsenergien im Versuch

Mit der umgesetzten Energie in der Arbeitshydraulik E_L kann die Energiebilanz während eines Arbeitsspiels bestimmt werden (siehe **Abbildung 4.7**). **Abbildung 7.10** stellt grafisch die unterschiedlichen Energieanteile für den Ladezyklus auf. Es ist zu erkennen, dass 61% der Energie als Verlust in die Gesamtbilanz eingehen.

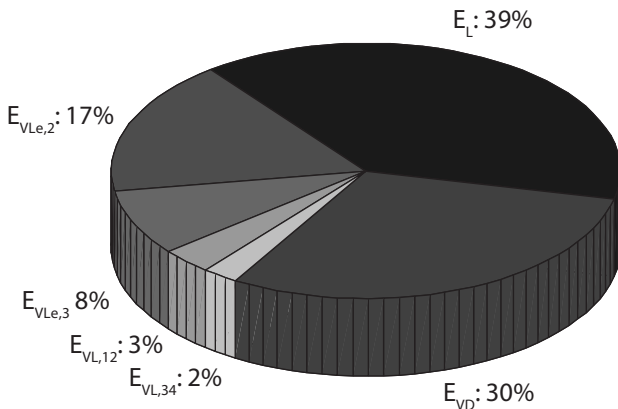


Abbildung 7.10: Verlustanteile am Gesamtenergieeintrag

Den größten Teil dieser Verluste bilden dabei die Verluste im Ventilblock, welche hauptsächlich auf die Drosselverluste durch die diskreten Druckpotenziale zurückzuführen sind.

Ein annähernd gleich großer Anteil der Verluste geht im System durch Reibung oder Leckage verloren, wobei die Leckverluste mit insgesamt 25% den deutlich größeren Anteil haben. Bei der Beurteilung der Leckverluste sei jedoch angemerkt, dass sich diese auf Basis einer theoretischen Betrachtung aus den angenommenen Leckagestellen in den Knoten $K2$ und $K3$ ergeben. Da auch der Ventilblock, die Zylinder und die Pumpe (durch innere Leckage) nicht leckagefrei sind, teilen sich die realen Leckageströme auf die experimentell bestimmbaren Leckagequellen auf. Die hohen Leckageströme sind zu großen Teilen auf den Versuchsaufbau zurückzuführen. Für eine Erhöhung des Wirkungsgrades des Systems müsste eine Minimierung der Leckageverluste im System Gegenstand der Optimierung sein.

7.3.2 Einfluss des Bedienerverhaltens

Die durchgeführten Messungen zeigen eine Energieeinsparung von 3,2% im Vergleich zum LS-System. Dabei wird das LS-System im gezeigten Versuch in einem sehr ungünstigen Betriebspunkt gefahren, in dem zwei Verbraucher bei stark unterschiedlichen Lastdrücken parallel betrieben werden. Ob und wie häufig dieser Betriebspunkt auftritt, hängt dabei sehr stark vom Bediener ab. Bei einer seriellen Betätigung der Verbraucher ist aufgrund des hohen Verlustanteils aus Abbildung 7.10 kein Einspareffekt vorhanden. **Abbildung 7.11** stellt den zeitlichen Verlauf des Energieverbrauchs des LS-Systems und des KonZwi-Systems bei einer seriellen Betätigung der Verbraucher gegenüber.

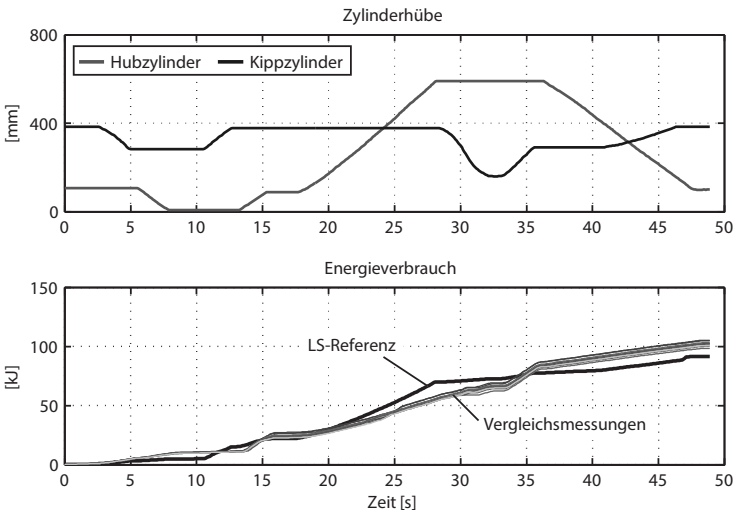
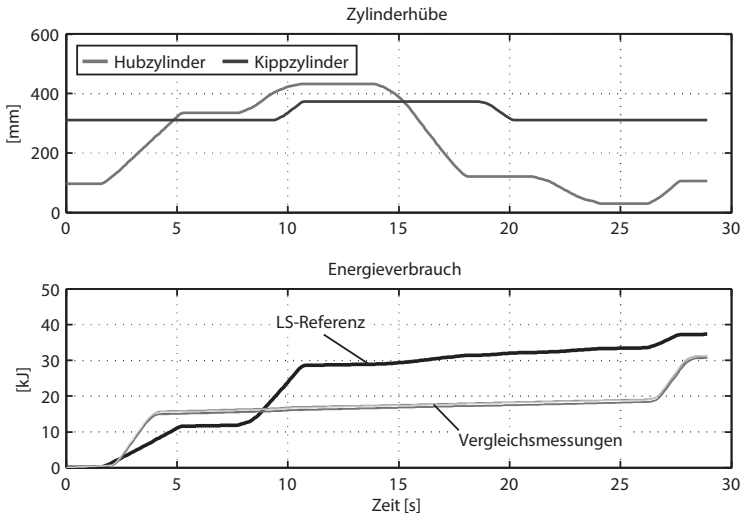


Abbildung 7.11: Messergebnis bei serieller Zylinderbewegung

7.3.3 Einfluss der Rekuperation

Ein wesentlicher Vorteil des KonZwi-Systems ist seine Fähigkeit zur Rekuperation potenzieller Energie. Beim bisher betrachteten Grabzyklus beträgt der Anteil der rekuperierbaren Energie nach Abbildung 4.7 31%. Bei Lastzyklen mit höherem Rekuperationspotenzial ergibt sich ein höherer Energieeinspareffekt, da trotz hoher Systemverluste ein größerer Anteil der rekuperierten Energie dem System wieder zugeführt werden kann. Der Lastzyklus „Palette entladen“ aus Abbildung 4.8 hat ein deutlich höheres Rekuperationspotenzial und führt somit trotz einer seriell ausgeführten Bewegung zu einer hohen Energieersparnis von 17%. **Abbildung 7.12** zeigt den zeitlichen Verlauf des Energieverbrauchs des KonZwi-Systems im Vergleich zum LS-System.



**Abbildung 7.12: Energieeinsparung beim Lastzyklus
„Palette entladen“**

Wie bei den vorangegangenen Versuchsreihen sind die Vergleichsmessungen so ausgeführt, dass ein SOC-neutraler Zyklus vorliegt, der Ladezustand am Ende dem des Beginns entspricht. Wegen der hohen ziehenden Kräfte ist das Zwischendruckniveau insgesamt höher als beim Y-Zyklus, so dass weite Teile des Energiebedarfs aus dem Speicher gedeckt werden können, lediglich am Anfang und am Ende des Zyklus wird durch den Zustand HDZD der Speicher kurzzeitig geladen.

Anders als beim Y-Zyklus ist die Steuerstrategie hier nicht ohne weiteres anwendbar, da bei Aufnahme der Palette ein großer Lastsprung auf den Hubzylinder wirkt, der bei einer linearen Extrapolation der Zylinderlasten nicht erfasst würde. Eine Anpassung muss demnach für diesen Zyklus vorgenommen werden, indem ein höherer Ladezustand gegen Ende der Hubphase gewählt wird, was ein Anheben der Palette mit ZDTD ermöglicht.

8 Systemoptimierung mittels der Simulation

Für die Analyse der in Kapitel 7 gezeigten Verlustquellen und die daraus erfolgte Optimierung des Systems wird ein Simulationsmodell herangezogen, welches in **Abbildung 8.1** dargestellt ist und von VON DOMBROWSKI in [116] beschrieben wurde. Es modelliert die Arbeitshydraulik des verwendeten Radladers, welche aus den Arbeitszylindern für Hub- und Kippbewegung, den Druckleitungen und den verbauten Ventilen besteht. Die Verluste in den Hydraulikleitungen wurden auf Basis von Messungen validiert. Für die Modellierung der Ventilverluste wurden im Rahmen von Prüfstandsversuchen Kennlinien aufgenommen und im Modell hinterlegt. Neben den hydraulischen Elementen besteht das Modell aus einem Steuerungselement, welches einen Austausch zwischen dem Simulationsmodell mit dem Programm der realen Steuerung ermöglicht. Anders als in [116] dargestellt, werden die Kinematik der Arbeitsausrüstung und die Lasten im Rahmen dieser Untersuchungen nicht modelliert, sondern aus den Messdaten als externe Kräfte auf die Zylinder aufgebracht.

In diesem Kapitel wird zudem gezeigt, wie das dynamische Verhalten der Pumpe modelliert und auf Basis von Messdaten validiert wird. Anschließend erfolgt mit Hilfe der Simulation eine Analyse der aus den Experimenten dargestellten Verluste. Danach wird der Einfluss der Systemleckage auf die Effizienz des Gesamtsystems dargestellt und es wird gezeigt, wie eine Verlustminimierung neben der Auswirkung auf die Gesamtenergiebilanz auch eine optimierte Steuerung nach sich zieht.

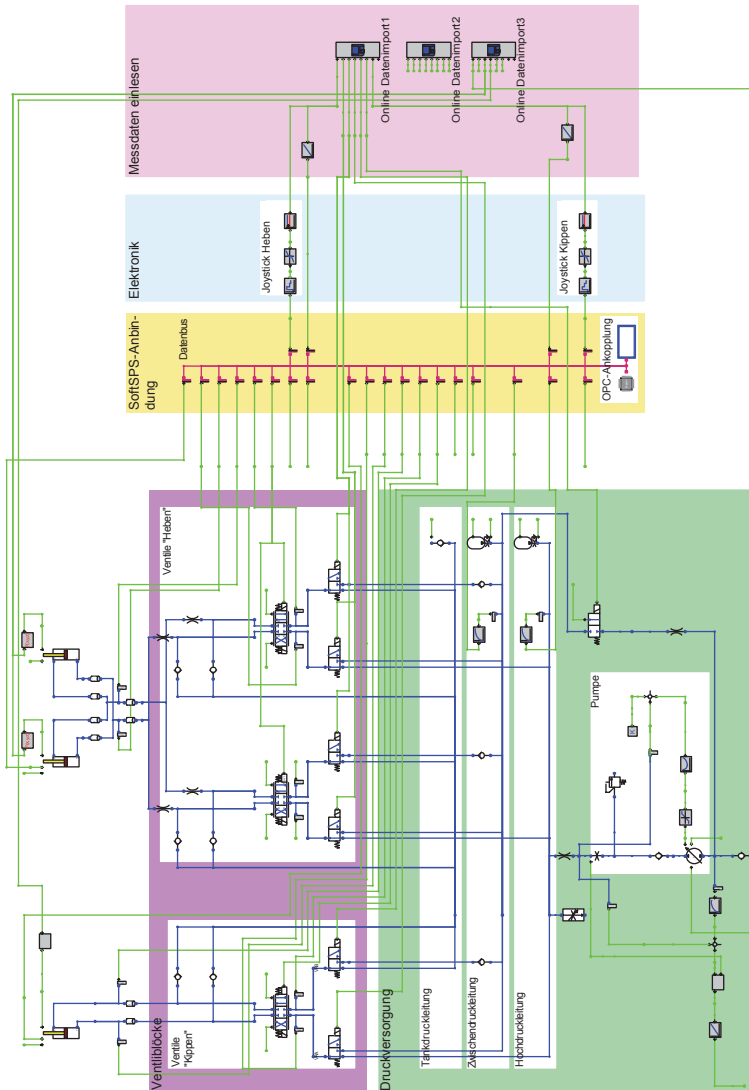


Abbildung 8.1: Simulationsmodell des KonZwi-Systems nach [116]

8.1 Modellierung der Pumpe

Die für die Versuchsreihe verwendete Pumpe ist eine verstellbare Axialkolbenpumpe in Schrägscheibenbauweise mit einem maximalen Fördervolumen $V_{g,max}$ von $25 \text{ cm}^3/\text{U}$. Sie verfügt über einen Förderstromregler für den LS-Betrieb und einen Druckregler, um den maximalen Druck im System pumpenseitig zu begrenzen. Durch einen Kurzschluss der Hauptdruckleitung mit der LS-Leitung wird der Förderstromregler vom Druckregler überlagert, so dass nur der Druckregler aktiv ist. Im linken oberen Teil von **Abbildung 8.2** ist die hydraulische Verschaltung des Pumpenreglers dargestellt, daneben seine mechanische Funktionsweise in vereinfachter Form.

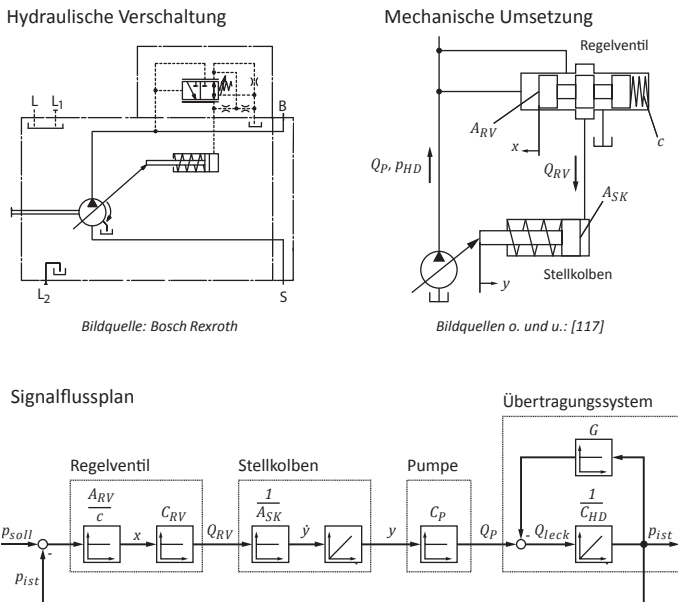


Abbildung 8.2: Pumpendruckregler und Signalflussplan

Über die Federsteifigkeit c , dessen Federweg sich mechanisch einstellen lässt, wird der Druck definiert, mit dem die Stirnfläche A_{RV} des Regelventilschiebers beaufschlagt werden muss, bis er sich aus seiner Endlage bewegt. Durch die Verschiebung wird ein von einem Verstärkungsfaktor C_{RV} abhängiger Volumenstrom Q_{RV} erzeugt, der zum Stellkolben der Pumpe fließt. Durch die Kolbenfläche A_{SK} des Stellzylinders wird seine Geschwindigkeit und Position y bestimmt. Der Volumenstrom der Pumpe ist direkt abhängig von y und kann bei gegebener Drehzahl des Dieselmotors n_{Diesel} angegeben werden mit

$$Q_P = n_{Diesel} \cdot \frac{y}{y_{max}} V_{g,max} \quad (8.1)$$

Im unteren Teil von Abbildung 8.2 ist der nach [117] dargestellte stark vereinfachte Singalfussplan der Druckregelung dargestellt, wenn das System mit einer Drossel (Leitwert G) belastet wird und wenn die Hochdruckleitung maßgeblich durch die hohe Kapazität C_{HD} des Hochdruckspeichers beeinflusst wird. Nach dieser Darstellung wirken der Pumpenregler und der Stellkolben der Pumpe als PI-Glied. **Abbildung 8.3** zeigt das reale und mit Hilfe eines PI-Glieds modellierte Pumpenverhalten bei einer plötzlichen Volumenstromentnahme, wenn der Hubzylinder mit einer Sollgeschwindigkeit von 20 mm/s beaufschlagt wird. Es zeigt sich, dass das dynamische Verhalten der Pumpe und des Stellsystems in guter Näherung abgebildet werden kann.

Die Modellierung der Pumpendynamik ist vor allem im Zusammenhang mit der Speicherentleerung beim Zuschalten des Zwischendruckes an die Saugseite der Pumpe von Interesse. Unter Berücksichtigung der modellierten Systemleckage führt eine stark schwingende Pumpe neben zusätzlichen Leckageverlusten zu einer ungleich stärkeren Speicherentleerung und somit zu höheren Verlusten.

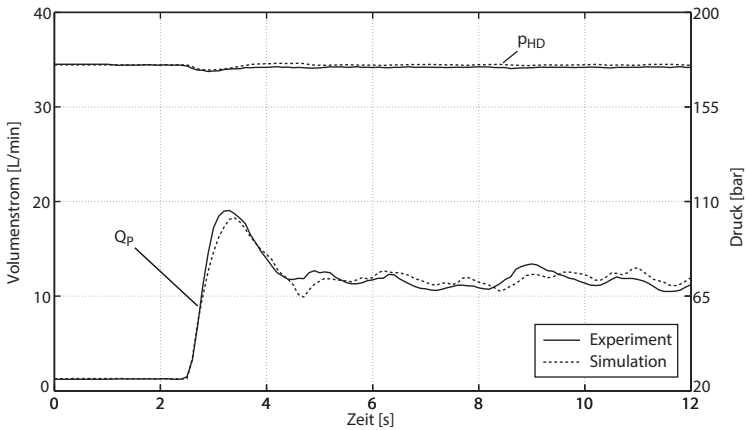


Abbildung 8.3: Simulationsergebnisse der Pumpe

8.2 Validierung des Simulationsmodells

Mit dem in Abschnitt 8.1 gezeigten Pumpenmodell wird das Simulationsmodell an Hand des Y-Zyklus mit parallel betriebenen Verbrauchern validiert. Um eine hohe Modellierungsgüte zu erlangen, werden die Steuersignale für die Schaltventile vorgegeben, lediglich der Regler des Proportionalventils ist während der Steuerung aktiv. Ähnlich wie im Feldversuch werden die Sollwerte der Zylinderpositionen bei jedem Rechenschritt der Simulation eingelesen und von den Zylindern angefahren. Zusätzlich zu den Sollbahnen werden auch die Belastungen für Hub- und Kippzylinder eingelesen und als äußere Kräfte den Zylindern aufgeprägt. Die Drehzahl der Pumpe wird ebenfalls direkt aus den Messdaten bestimmt und der Pumpe als Eingangssignal übergeben.

Abbildung 8.4 stellt die Simulationsergebnisse den Ergebnissen aus dem Versuch gegenüber. Im ersten Plot sind die Zylinderpositionen aus Simulation und Versuch dargestellt. Es ist aus dieser

Darstellung ersichtlich, dass die Proportionalventile in der Simulation ein gutes Regelverhalten aufweisen, eine Abweichung zwischen den (gemessenen) Sollwerten und der Simulation ist praktisch nicht erkennbar. Daraus lässt sich schließen, dass in der Simulation eine sehr hohe Synchronität zwischen Zylinderposition und aufgeprägter Last vorliegt, so dass insgesamt von einer hohen Übereinstimmung des Energie- und Leistungsbedarfs zwischen Simulation und Experiment im Y-Zyklus ausgegangen werden kann.

Im zweiten Bild von Abbildung 8.4 ist der Druck- und Volumenstromverlauf aus Simulation und Versuch dargestellt. In diesem Bild zeigt sich, dass das angenommene PI-Verhalten das reale Pumpenverhalten auch im Y-Zyklus sehr gut wiedergibt. Die simulierten Volumenstromverläufe zeigen eine hohe Übereinstimmung zu den gemessenen Verläufen, die sich auch in entsprechenden Schwankungen in der Hochdruckleitung widerspiegeln. An einigen Stellen zeigt der gemessene Volumenstromverlauf ein stärkeres Schwingverhalten als in der Simulation. Dies geschieht insbesondere dann, wenn ein Sprung in Form einer plötzlichen Volumenstromentnahme auftritt. Dies führt zu stellenweise leichten Abweichungen zwischen realem und simuliertem Energieverbrauch. Insgesamt ist die Übereinstimmung zwischen Simulation und Experiment mit einer Abweichung von $<1,5\%$ jedoch sehr hoch, wie im dritten Graphen von Abbildung 8.4 gezeigt ist. Neben dem Energiebedarf der Verbraucher und den Verlusten in den Zylinderblöcken, die sich aus den hinterlegten Kennfeldern ergeben, wurde auch die Systemleckage gesondert modelliert, indem ein konstanter Volumenstrom von $1,5 \text{ L/min}$ zwischen Hochdruck- und Tankdruckleitung angenommen wurde. Dies entspricht näherungsweise dem Wert, der in Neutralstellung der Verbraucher messtechnisch erfasst wurde und deckt sich mit dem theoretisch bestimmten mittleren Leckagestrom der Untersuchung aus Abschnitt 7.3.1. Diese Leckage verursacht nach der Analyse aus Kapitel 7 den zweithöchsten Anteil an Verlusten und

ist auf Grund der hohen Übereinstimmung in der Simulation mit guter Näherung modelliert.

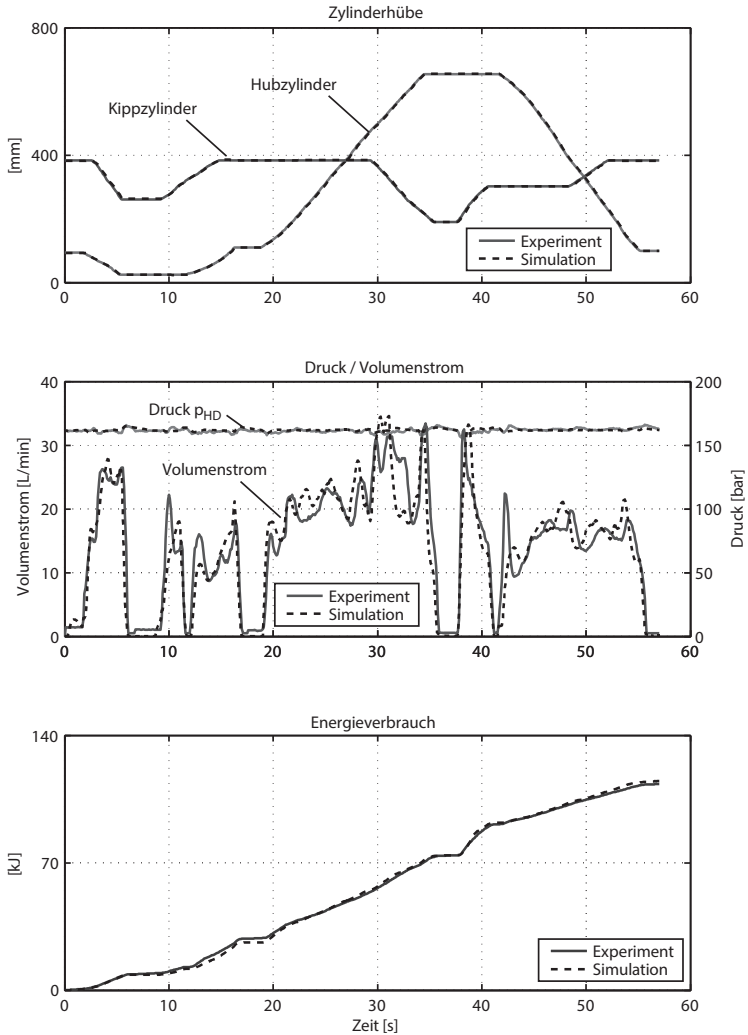


Abbildung 8.4: Validierung des Simulationsmodells an Hand der Messdaten aus dem Y-Zyklus

Die Leckage aus dem Speicher ist deutlich geringer als die Leckage in der Hochdruckleitung und wurde in der Simulation nicht gesondert abgebildet. Dies führt im Ergebnis der Simulation zu einer etwas stärkeren Steigung des Zwischendruckes, wenn im Zustand HDZD* gefahren wird. Diese Abweichung zwischen Simulation und Versuch tritt beim Be- bzw. Entladen des Speichers mit HDZD oder ZDZD nicht auf, so dass als Hauptursache der Speicherleckage eine interne Leckage der Pumpe zu sehen ist. Beim Zuschalten des Speichers an die Saugseite der Pumpe fließt ein Teil des Speicheröls über das Gehäuse der Pumpe und den Leckanschluss in den Tank ab.

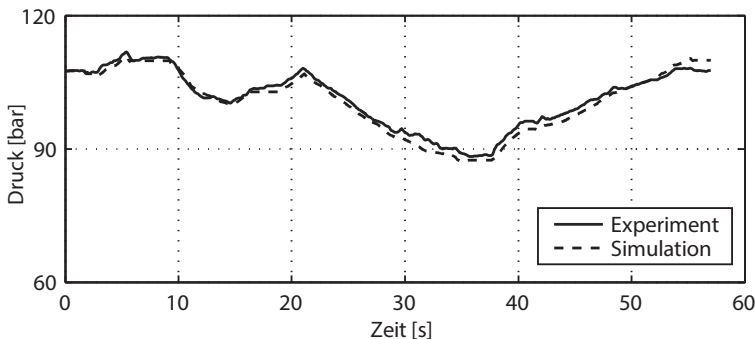


Abbildung 8.5: Vergleich zwischen simuliertem und gemessenem Verlauf des Zwischendruckes

8.3 Systemoptimierung durch Reduzierung der Leckage

Mit dem validierten Pumpenmodell konnten der Volumenstromverlauf und die Druckverläufe sehr gut abgebildet werden, so dass der Einfluss der Systemleckage auf die Effizienz eingehender untersucht werden kann. In **Abbildung 8.6** ist der simulierte Energieverlauf dargestellt, wenn die Systemleckage eliminiert

wird. Wie schon in Abschnitt 8.2 beschrieben, wird auch in diesem Fall der zeitliche Verlauf der Schaltzustände direkt aus den Messdaten übernommen. Die Eliminierung der Systemleckage führt zu einer deutlichen Reduzierung des Energiebedarfs des Systems, was in erster Linie auf den reduzierten Pumpenvolumenstrom zurückzuführen ist. Im zweiten Plot von Abbildung 8.6 ist der Verlauf des Zwischendruckes bei reduzierter Leckage abgebildet. Durch den Wegfall der Systemleckage fördert die Pumpe den theoretisch benötigten Volumenstrom in das System, so dass bei Zuständen, in denen die Zwischendruckleitung an die Saugseite der Pumpe zugeschaltet wird, weniger Öl aus dem Speicher entnommen wird. Dadurch entsteht ein weiterer Einspareffekt, da in diesen Zuständen eine geringere Druckdifferenz überwunden werden muss durch einen höheren Druck an der Saugseite, wie im dritten Graphen von Abbildung 8.6 dargestellt ist. Bei reduzierter Systemleckage führt die Beibehaltung der Steuerabfolge aus den Versuchen zu einem höheren Speicherinhalt am Ende des Zyklus. Für eine SOC-neutrale Betrachtung des Energiebedarfs des Systems wird diese zusätzliche Speicherenergie genutzt, um die Steuerfolge in Richtung einer Optimalsteuerung zu verbessern. Die größte Abweichung zwischen Optimalsteuerung und realer Steuerung im Versuch tritt nach dem Auskippen auf, wenn der Kippzylinder zum ersten Mal wieder ausgefahren wird (ab Sekunde 38, siehe auch Abbildung 7.5). Da der Speicher bis zu diesem Zeitpunkt aufgrund von Leckage zu stark entleert wurde, muss der SOC durch Verwendung des Schaltzustandes HDZD wieder erhöht werden, um einen SOC-neutralen Zyklus erreichen zu können. Wird die Leckage reduziert, kann das System wie von der Optimalsteuerung vorgegeben in den Zustand HDZD* wechseln, was in einen geringeren Energieeintrag der Pumpe resultiert. Abbildung 8.7 zeigt die Verläufe von Zwischendruck und Energieverlauf bei reduzierter Leckage und optimierter Steuerung.

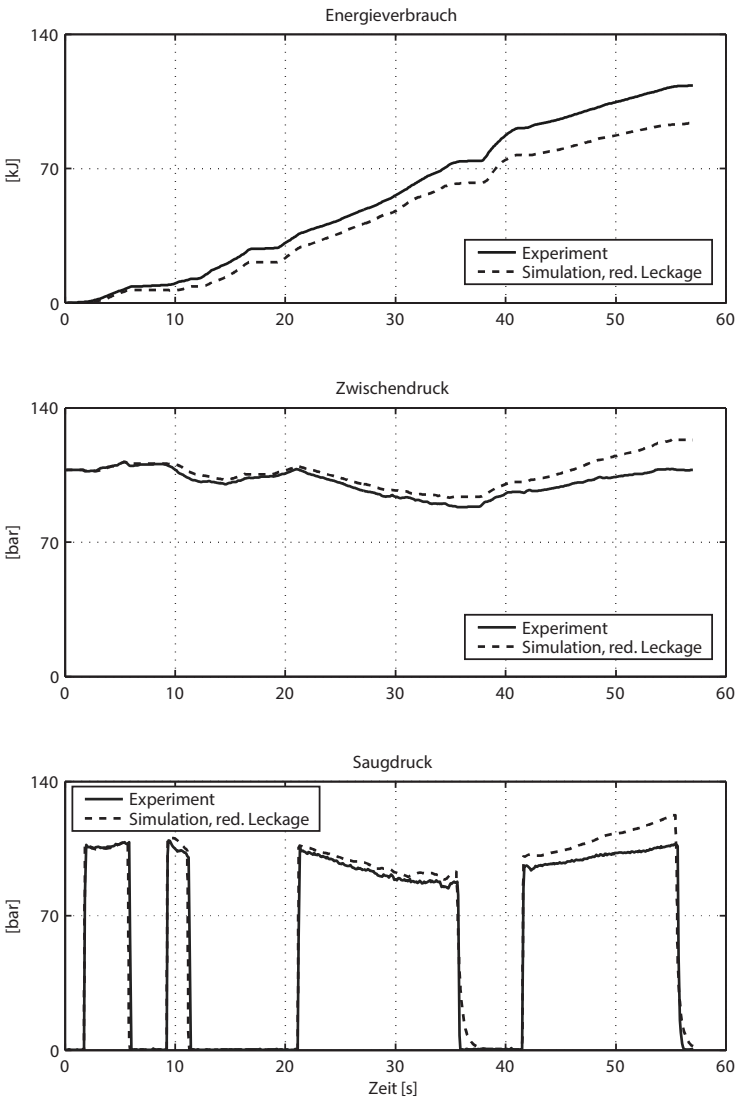


Abbildung 8.6: Einfluss der Systemleakage auf die Effizienz

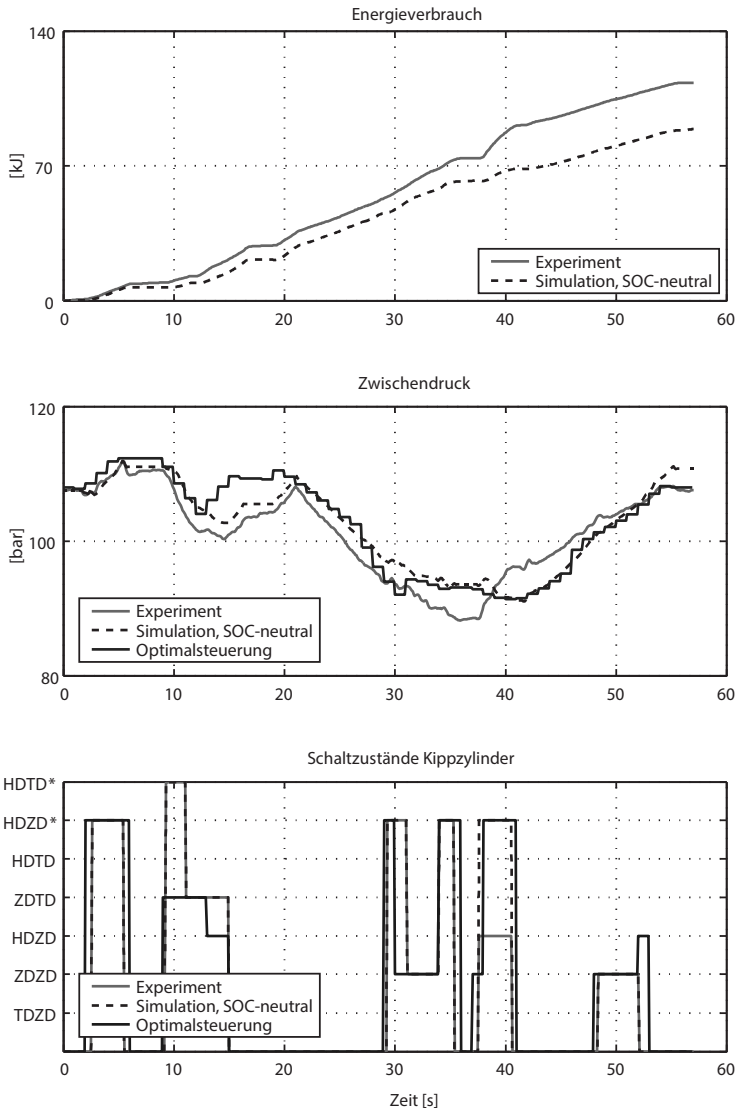


Abbildung 8.7: Einfluss der Systemlecke auf die Steuerung

Unter der Annahme eines SOC-neutralen Durchlaufs des Lastzyklus bei reduzierter Leckage beträgt die Einsparung des KonZwi-Systems gegenüber dem LS-System 21,4%.

Wird ein leckagefreies System angenommen, können auch dann Einsparungen erzielt werden, wenn mit einem zugunsten des LS-Systems günstigen Zyklus bei serieller Betätigung verglichen wird. **Abbildung 8.8** zeigt die zeitlichen Verläufe der gemessenen und mit eliminiertes Leckage simulierten Energieverbräuche für einen Zyklus mit serieller Bewegungsabfolge der Zylinder.

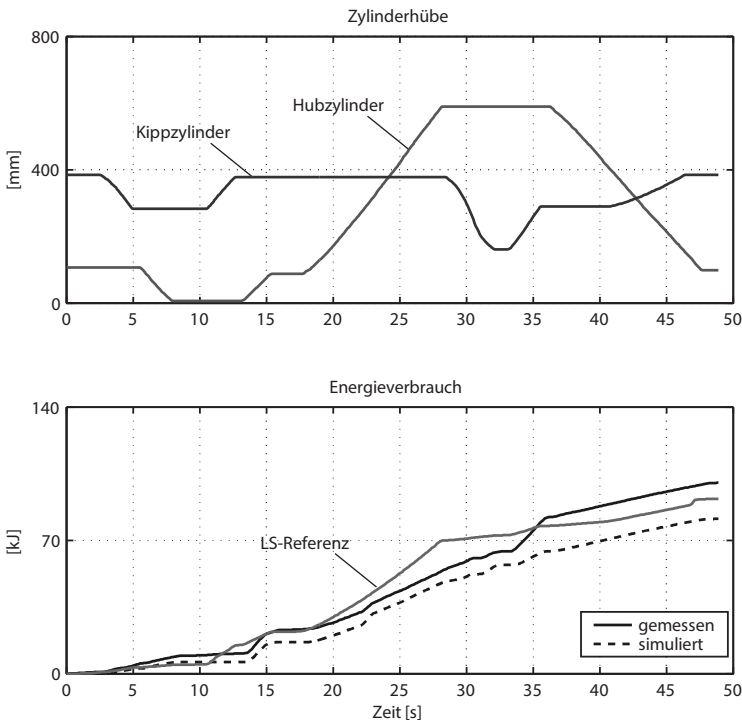


Abbildung 8.8: Einsparung bei serielltem Betrieb der Zylinder

Eine Energieeinsparung von 3,7% im Vergleich zum LS-System ist in dieser Variante erreichbar.

8.4 Zusammenfassung

Im Versuch konnte mit dem KonZwi-System in günstigen Lastzyklen bereits eine Einsparung experimentell nachgewiesen werden. Neben den hohen Einsparungen im Entladeversuch konnte durch Reduzierung der sehr hohen Systemleckage in der Simulation eine Effizienzsteigerung nachgewiesen werden, welche unabhängig vom Bedienerverhalten ist. **Tabelle 8.1** zeigt die erreichte Energieeinsparung und die Art des Nachweises.

Tabelle 8.1: Ergebnisse aus den Effizienzuntersuchungen

<u>Zyklus</u>	<u>Einsparung</u>	<u>Nachweis</u>
<i>Palette entladen</i>	17 %	Experiment
<i>Y-Zyklus parallel</i>	3,2%/21,4%	Exp. /Simulation
<i>Y-Zyklus seriell</i>	3,7 %	Simulation

Bei der kritischen Betrachtung der Ergebnisse müssen die Bedingungen der Messung berücksichtigt werden. Zur Bestimmung des Energiebedarfs beider Systeme wurde der Volumenstrom am Pumpenausgang mit der Druckdifferenz an der Pumpe verrechnet. Dabei wurde der Verlust über das Lenkventil und die Vorsteuerventile im LS-Block vernachlässigt. Auf Seiten des KonZwi-Systems wurde der Energiebedarf für die Schalt- und Proportionalventile vernachlässigt. Bei einer genaueren Betrachtung müssen diese Anteile gesondert gemessen und mit aufgeführt werden. Aufgrund der sehr geringen Leistungen ist eine Vernachlässigung zulässig, insbesondere dann, wenn das Ergebnis auf Maschinen höherer Leistungsumsätze extrapoliert wird. Aufgrund der Begrenzung des maximal möglichen Volumenstroms auf 40 L/min

(der nur kurzzeitig erreicht wurde) ist die Leistungsabgabe insgesamt sehr beschränkt. Dadurch wirkt sich ein Verlust durch Leckage- oder Reibverluste stärker auf die Gesamtenergiebilanz aus. Während die Reibverluste in den Rohrleitungen proportional zum Volumenstrom zunehmen und somit auch für größere Leistungsflüsse in ihrem Anteil am Gesamtenergieumsatz als repräsentativ angesehen werden können, muss bei der Leckage von einer druckabhängigen und somit konstanten Größe ausgegangen werden. Bei größeren Leistungen kann also mit einem geringeren Anteil der Leckage gerechnet werden.

Für eine weitere Optimierung des Systems sollte neben einer Reduzierung der Leckage eine Reduzierung der Ventilverluste erfolgen. Abzüglich eines Anteils, der durch Strömungsoptimierung erreicht werden kann, ist eine nennenswerte Reduzierung nur durch eine höhere Auflösung der diskreten Druckpotenziale oder eine Anpassung des Druckniveaus möglich.

9 Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit wurde ein neues Prinzip der effizienten, wandlungsfreien Übertragung hydraulischer Leistung am Beispiel eines Radladers untersucht. Das Prinzip sieht eine diskrete Abstufung unterschiedlich großer Druckpotenziale für Hydraulikzylinder vor, was durch ein System mit mehreren Leitungen mit Drücken unterschiedlicher Höhe realisiert wird. Dadurch ist es möglich, Drosselverluste, die beim Betrieb von Hydraulikzylindern in Konstantdrucksystemen auftreten, zu reduzieren. Weiterer Vorteil des Systems ist seine Fähigkeit zur Rückgewinnung potenzieller Energie aus den Zylindern. Damit handelt es sich um ein hybrides Antriebssystem, welches auch zum Austausch von Energie mit anderen Antriebssystemen mobiler Arbeitsmaschinen wie z.B. dem Fahrtrieb, verwendet werden kann.

Die einfachste Ausprägung dieses Systems ist die Verwendung einer einzigen Zwischendruckleitung, welches im Rahmen dieser Arbeit am Beispiel eines Radladers hinsichtlich seiner Energieeffizienz untersucht wurde. Dazu wurde das System gezielt auf die Anforderungen eines Radladers angepasst, indem zunächst typische Arbeitseinsätze messtechnisch erfasst wurden. Aufgrund der Rekuperierfähigkeit des Systems wurde dabei ein besonderes Augenmerk auf Lastzyklen mit hohen Anteilen potenzieller Energie gelegt, da diese bei heutigen Systemen ungenutzt bleiben. Auf Basis dieser Messungen wurden mit Hilfe der multikriteriellen Optimierung quasi-optimale Steuerungen für das System auf ihre Wechselwirkung mit den Systemzuständen hin untersucht. Dabei wurde festgestellt, dass für Teilbewegungen der Arbeitshydraulik die optimale Wahl der Steuerungsentscheidungen einen großen Einfluss auf die Effizienz des Systems hat, unabhängig vom Lade-

zustand am Ende des Zyklus. Damit kann eine robuste Steuerung erzeugt werden, die nicht auf den gewünschten End-SOC angepasst werden muss.

Es wurde gezeigt, wie die spezifische Kinematik des Radladers ausgenutzt werden kann, um das Prinzip der modellprädiktiven Regelung (MPR) auf ein zeitkritisches System, wie die Ausfahrbewegung des Hubzylinders, anzuwenden. Dabei wird das zeitgetriebene dynamische System in eine ereignisdiskrete Systembetrachtung überführt. Durch den linearen Kraftanstieg beim Ausfahren des Zylinders und die Linearisierung des Speichers, kann das somit erhaltene mehrstufige Entscheidungsproblem mit Hilfe der dynamischen Programmierung analytisch gelöst werden und in Form eines Gleichungssystems in der Steuerung hinterlegt werden. Dadurch ist es möglich, zu jedem beliebigen Eingangswert eine sofortige Bestimmung der zukünftigen optimalen Steuerabfolge zu erreichen.

In Versuchsfahrten konnte je nach Rekuperationsmöglichkeiten eine Energieeinsparung von bis zu 17% nachgewiesen werden, bei Zyklen mit geringerem Rekuperationspotenzial wie dem Y-Zyklus konnte eine Einsparung von 3,2% nachgewiesen werden, die aufgrund der hohen Systemleckage im Versuchsaufbau noch vergleichsweise niedrig ist. In der Simulation wurde die Leckage eliminiert und eine Einsparung von 21,4% bzw. 3,7% konnte ermittelt werden. Zudem konnte gezeigt werden, dass eine Reduzierung der Leckage nicht nur den Energiebedarf, sondern auch die Steuerung der Systems positiv beeinflusst, was einen weiteren Effizienzvorteil mit sich bringt.

Weitere Optimierungspotenziale ergeben sich durch die Reduzierung der hohen Drosselverluste in den Ventilblöcken, die auf die grobe Diskretisierung der Druckpotenziale zurückzuführen ist. Um diese zu verringern, muss die Diskretisierung weiter verfeinert werden, indem weitere Druckleitungen unterschiedlicher

Drücke verwendet werden. Eine weitere Möglichkeit zur Erhöhung der Auflösung ergibt sich durch eine Kombination des KonZwi-Systems mit einem Mehrkammerzylinder. Der Vorteil besteht darin, dass sowohl Mehrkammerzylinder als auch KonZwi-System in grober Diskretisierung ausgeführt werden können, in Kombination jedoch eine sehr feine Auflösung der möglichen Kraftpotenziale und somit einen Betrieb ohne Drosselventil ermöglichen. **Abbildung 9.1** zeigt die erreichbare Auflösung bei der Kombination eines Mehrkammerzylinders mit einem KonZwi-System mit nur einer Zwischendruckleitung (mit $p_{HD}=150$ bar und $p_{ZD}=110$ bar).

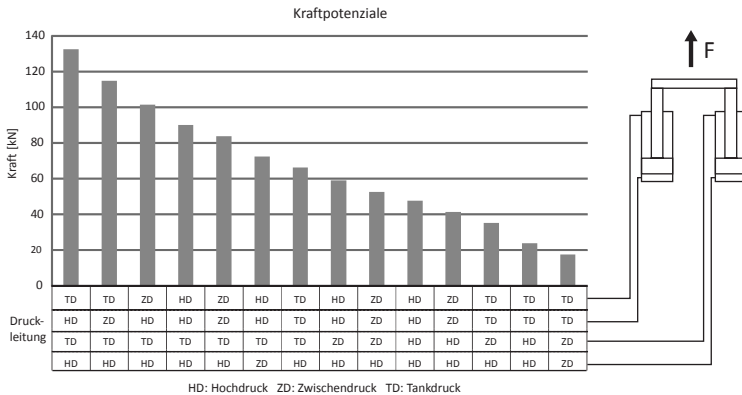


Abbildung 9.1: Auflösung bei Kombination eines Mehrkammerzylinders mit einem KonZwi-System

Eine weitere Möglichkeit der Verlustreduzierung ist die Verwendung eines veränderlichen Druckes in der Hochdruckleitung. Durch eine entsprechende Regelung, wie sie auch ZÄHE in [118] vorschlägt, wäre eine gleichzeitig effizientere Nutzung von an der Konstantdruckleitung angeschlossenen sekundärgeregelten Antrieben möglich. In beiden Fällen würden sich die Anforderungen an die Steuerung ändern. In wie weit der prädiktive Ansatz an-

wendbar ist, muss im Einzelfall am jeweiligen System geprüft werden.

Durch die Entkopplung von Abtrieb und Antrieb über eine Konstantdruckleitung kann auch die Drehzahl des Dieselmotors an die aktuelle Lastsituation angepasst werden und in einem verbrauchsgünstigen Kennfeld betrieben werden, was weitere Einsparpotenziale eröffnet.

Mit Hilfe von Zwischendruckleitungen kann ein neues Antriebskonzept erzeugt werden, welches einfach in der Umsetzung und bei entsprechender Abstimmung der Steuerung vor allem bei Lastzyklen mit hohem Rekuperationspotenzial eine sehr hohe Energieeinsparung erzielt. Es bietet demnach durch die Verwendung einer gemeinsamen Hochdruckleitung die Möglichkeit der Nutzung von sekundärgeregelten Hydrostaten ohne Energieeinbußen in der Arbeitshydraulik in Kauf nehmen zu müssen. Dadurch entsteht ein integriertes hybrides Ein-Kreis-Hydrauliksystem für den effizienten Betrieb mobiler Arbeitsmaschinen.

Literaturverzeichnis

- [1] P. Thiebes, Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2011.
- [2] S. Michel und J. Weber, „Electrohydraulic compact-drives for low power applications considering energy-efficiency and high inertial loads,“ in *The 7th FPNI PhD Symposium on Fluid Power*, Reggio Emilia, Italien, 2012.
- [3] R. Aman et. al., „Electro-hydraulic hybrid actuator system using integrated power unit,“ in *8th International Fluid Power Conference*, Dresden, 2012.
- [4] C. Williamson, J. Zimmermann und M. Ivantysynova, „Efficiency study of an excavator hydraulic system based on displacement-controlled actuators,“ in *Fluid Power and Motion Control Symposium*, Bath, Großbritannien, 2008.
- [5] H. Murrenhoff, Grundlagen der Fluidtechnik - Teil 1: Hydraulik, Shaker Verlag, 2012.
- [6] S. Noack, Hydraulik in mobilen Arbeitsmaschinen, Bosch Rexroth AG - Training & Didactic, Lohr am Main, 2001 .
- [7] M. Djurovic, Energiesparende Antriebssysteme für die Arbeitshydraulik mobiler Arbeitsmaschinen - "Elektrohydraulisches Flow Matching", Dissertation, Universität Dresden, 2007.
- [8] G. Kunze, H. Göhring und K. Jacob, Baumaschinen - Erdbau- und Tagebaumaschinen, Braunschweig/Wiesbaden: Vieweg, 2002.
- [9] R. Späth und C. Holländer, „Moderne Hydrauliksysteme für Raupenbagger - Anforderungen und Lösungen,“ in *5. Kolloquium Mobilhydraulik*, Karlsruhe, 2008.
- [10] R. Finzel, Elektrohydraulische Steuerungssysteme für mobile Arbeitsmaschinen, Dissertation, Universität Dresden, 2010.

- [11] T. Fedde, Elektrohydraulische Bedarfsstromsysteme am Beispiel eines Baggers, Dissertation, TU Braunschweig, 2008.
- [12] H. Esders, Elektrohydraulisches Load Sensing für mobile Anwendungen, Dissertation, TU Braunschweig, 1996.
- [13] B. Grösbrink und H.-H. Harms, „A new approach to an energy saving hydraulic system for mobile machines,“ in *The 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power*, Linköping, Schweden, 2009.
- [14] H. Nikolaus, „Hydrostatische Fahr- und Windenantriebe mit Energierückgewinnung,“ *O+P Ölhydraulik und Pneumatik*, pp. 193-194, Heft 3, 1981.
- [15] R. Kordak, „Neuartige Antriebskonzeption mit sekundärgeregelten hydrostatischen Maschinen,“ *O+P Ölhydraulik und Pneumatik*, pp. 387-392, Heft 5, 1981.
- [16] H.-J. Haas, Sekundärgeregelte hydrostatische Antriebe im Drehzahl- und Drehwinkelkreis, Dissertation, RWTH Aachen, 1989.
- [17] H. Murrenhoff, Regelung von verstellbaren Verdrängereinheiten am Konstantdrucknetz, Dissertation, RWTH Aachen, 1983.
- [18] H. Berg, Robuste Regelung verstellbarer Hydromotoren am Konstantdrucknetz, Dissertation, TU Hamburg-Harburg, 1999.
- [19] P. Dengler et. al., „Efficiency optimisation of tracked vehicles using secondary control in a single-circuit Load Sensing system,“ in *7th International Fluid Power Conference*, Aachen, 2010.
- [20] H. Fischer, T. Steigerwald und M. Godzik, „Hydraulic systems for deep-sea applications,“ in *7th International Fluid Power Conference*, Aachen, 2010.
- [21] R. Kordak, Der Hydrauliktrainer Band 6 - Hydrostatische Antriebe mit Sekundärregelung, Mannesmann Rexroth GmbH, Lohr am Main, 1996.
- [22] O. Biedermann und G. Geerling, „Einsatz von gedrosselten Verstellmotoren bei Flugzeug-Landeklappensystemen,“ *O+P Ölhydraulik und Pneumatik*, pp. 39-44, Heft 1, 2001.

- [23] G. Geerling, Entwicklung und Untersuchung neuer Konzepte elektrohydraulischer Antriebe von Flugzeug-Landeklappensystemen, Dissertation, Universität Hamburg-Harburg, 2003.
- [24] B. Hauber, „Variable displacement hydraulic motors used for high lift systems of commercial aircrafts (on the example of the Airbus A380 flap system),“ in *5th International Fluid Power Conference*, Aachen, 2006.
- [25] K. Schneider, „Liebherr Pactronic - Hybrid power booster,“ in *8th International Fluid Power Conference*, Dresden, 2012.
- [26] T. Huth, G. Kunze und A. Winger, „Hydraulischer Hybrid für mobile Arbeitsmaschinen,“ in *7. Kolloquium Mobilhydraulik*, Karlsruhe, 2012.
- [27] T. Huth, A. Winger und G. Kunze, „Hybrid-Stapler spart auf Antrieb,“ *Mobile Maschinen*, pp. 28-30, Band 4, 2012.
- [28] A. Feuser, G. Kunze, A. Mark und A. Winger, „Fork lift with free piston engine,“ in *7th International Fluid Power Conference*, Aachen, 2010.
- [29] M. Kliffken, C. Ehret, M. Beck und R. Stawiarski, „Kosten bremsen und Umwelt schonen mit hydraulischem Hybridantrieb,“ *ATZoffhighway*, pp. 36-46, Band 1, 2009.
- [30] E. Silvan, L. Feyerabend und C. Sachse, „Abfallsammelfahrzeug x2eco mit hydraulischem Hybridantrieb,“ in *3. Fachtagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen*, Karlsruhe, 2011.
- [31] G. Vael, P. Achten und Z. Fu, „The Innas hydraulic transformer - the key to the hydrostatic common pressure rail,“ in *International Off-Highway & Powerplant Congress & Exposition*, Milwaukee, USA, 2000.
- [32] G. Vael, P. Achten, M. Inderelst und H. Murrenhoff, „Hybrid-Antriebe für Gabelstapler,“ in *2. Fachtagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen*, Karlsruhe, 2009.
- [33] G. Vael und P. Achten, „IHT controlled serial hydraulic hybrid passenger cars,“ in *7th International Fluid Power Conference*, Aachen, 2010.

- [34] K. Steindorff, Energierückgewinnung am Beispiel eines ventilgesteuerten hydraulischen Antriebs, Dissertation, TU Braunschweig, 2010.
- [35] S. Sgro und H. Murrenhoff, „Energierückgewinnungssysteme für Baggerausleger,“ *O+P Ölhydraulik und Pneumatik*, pp. 383-389, Heft 10, 2010.
- [36] S. Rothhäuser und P. Achten, „Ein neuer alter Bekannter - der Hydrotransformator,“ *O+P Ölhydraulik und Pneumatik*, pp. 374-377, Heft 6, 1998.
- [37] K. Dluzik, Entwicklung und Untersuchung energiesparender Schaltungskonzepte für Zylinderantriebe am Drucknetz, Dissertation RWTH Aachen, 1989.
- [38] J. Lodewyks, Der Differentialzylinder im geschlossenen hydrostatischen Getriebe, Dissertation, RWTH Aachen, 1994.
- [39] E. D. Bishop, „Digital hydraulic transformer - approaching theoretical perfection in hydraulic drive efficiency,“ in *The 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power*, Linköping, Schweden, 2009.
- [40] E. Prochnio, Ein Konzept zur pulsmodulierten Regelung hydraulischer Antriebe, Dissertation, Universität Duisburg, 1986.
- [41] H. Gall und K. Senn, „Freilaufventile - Ansteuerungskonzept zur Energieeinsparung bei hydraulischen Linearantrieben,“ *O+P Ölhydraulik und Pneumatik*, pp. 38-43, Nr. 1-2, 1994.
- [42] R. Scheidl et. al., „The hydraulic buck converter - concept and experimental results,“ in *6th International Fluid Power Conference*, Dresden, 2008.
- [43] H. Kogler und R. Scheidl, „The hydraulik buck converter exploiting the load capacitance,“ in *8th International Fluid Power Conference*, Dresden, 2012.
- [44] N. Krimbacher, M. Garstenauer und R. Scheidl, „Hochfrequente 2/2-Wegeventile zum Bau schneller Schaltkonverter,“ *MM - Maschinenmarkt*, pp. 32-34, Reihe 107, 2001.

- [45] B. Manhartgruber, „A hydraulic control valve for PWM actuation at 400 Hz,“ in *Power Transmission and Motion Control - PTMC 2006*, Bath, Großbritannien, 2006.
- [46] B. Winkler und R. Scheidl, „Optimization of a fast switching valve for big flow rates,“ in *Power Transmission and Motion Control - PTMC 2006*, Bath, Großbritannien, 2006.
- [47] M. Linjama et. al., „Secondary controlled multi-chamber hydraulic cylinder,“ in *The 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power*, Linköping, Schweden, 2009.
- [48] A. Sipola, „Digitale Hydraulik - Energieeffiziente Alternative zur traditionellen Hydraulik,“ *Mobile Maschinen*, pp. 58-60, Heft 4, 2011.
- [49] R. H. Hansen, T. O. Andersen und H. C. Pedersen, „Analysis of discrete pressure level systems for wave energy converters,“ in *International Conference on Fluid Power and Mechatronics*, Peking, China, 2011.
- [50] A. H. Hansen, R. H. Hansen und H. C. Pedersen, „Optimal number of pressure lines in a discrete hydraulic force system for the PTO-system in wave energy converters,“ in *7th FPNI PhD Symposium on Fluid Power*, Reggio Emilia, Italien, 2012.
- [51] P. Dengler und M. Geimer, „Zwischen den Drücken lesen - Effizienzsteigerung durch ein Konstantdrucksystem mit Zwischendruckleitung,“ *O+P Ölhydraulik und Pneumatik*, pp. 24-27, Heft 1-2, 2011.
- [52] S. Sgro, M. Vukovic und H. Murrenhoff, „Effiziente Ansteuerung durch Volumenstromkopplung bei Einzelantrieb und digitale Druckkopplung bei mehreren Verbrauchern,“ in *5. Fachtagung Baumaschinentechnik*, Dresden, 2012.
- [53] K. Steindorff, T. Lang und H.-H. Harms, „Betriebsstrategien zur Energierückgewinnung an einem hydraulischen Antrieb,“ in *2. Fachtagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen*, Karlsruhe, 2009.
- [54] M. Inderelst, S. Sgro und H. Murrenhoff, „Energy recuperation in working hydraulics of excavators,“ in *Fluid Power and Motion Control Symposium*, Bath, Großbritannien, 2010.

- [55] S. Sgro, M. Inderelst und H. Murrenhoff, „Energy efficiency of mobile working machines,“ in *7th International Fluid Power Conference*, Aachen, 2010.
- [56] M. Sprengel, „Coupling displacement controlled actuation with power split transmission in hydraulic hybrid systems in off-highway vehicles,“ in *Fluid Power and Motion Control Symposium*, Bath, Großbritannien, 2012.
- [57] M. Sprengel, „Energy saving system architecture in hydraulic off-highway vehicles,“ in *The 7th FPNI PhD Symposium*, Reggio Emilia, Italien, 2012.
- [58] M. Erkkilä, E. Lehto und T. Virvalo, „New energy efficient valve concept,“ in *11th Scandinavian International Conference on Fluid Power*, Linköping, Schweden, 2009.
- [59] J. Juhala, J. Kajaste und M. Pietola, „Improving energy efficiency of work machine with Digital Hydraulics and pressure accumulator,“ in *The 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power*, Linköping, Schweden, 2009.
- [60] M. Linjama und K. Huhtala, „Digital pump-motor with independent outlets,“ in *The 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power*, Linköping, Schweden, 2009.
- [61] E. Leati et. al., „Active regeneration Load Sensing: a simulated comparison with traditional Load Sensing system in excavators working cycle,“ in *7th International Fluid Power Conference*, Aachen, 2010.
- [62] H. Theissen, „Energie sparen mit der Matrixschaltung - Zweiwegeventil-Matrix ermöglicht neue Hybridkonzepte für die Mobilhydraulik,“ *O+P Ölhydraulik und Pneumatik*, pp. 340-343, Heft 8, 2009.
- [63] S. Jessen, Drucksignalbasierte Steuerungskonzepte für hydraulische Arbeitsfunktionen am Traktor, Dissertation, TU Braunschweig, 2003.
- [64] P. Feucht, „Robuste Signale in der Rübenernte - Magnetostriktive Sensoren messen berührungslos, verschleißfrei und geben die Daten über einen CANBus weiter,“ *Mobile Maschinen*, pp. 30-32, Heft 1, 2012.

- [65] P. Dengler, J. Groh und M. Geimer, „Valve control concepts in a constant pressure system with an intermediate pressure line,“ in *21st International Conference on Hydraulics and Pneumatics*, Ostrava, Tschechische Republik, 2011.
- [66] Hermann Paus Maschinenfabrik GmbH, *Datenblatt Knicklader RL 655 + RL 855*, Dokumentennr. 538459/H5.
- [67] Sauer Danfoss, *Series 45 axial piston open circuit pumps - technical information*, Dokumentennr. 520L0519, Rev C, April 2003.
- [68] Sauer Danfoss, *OSPB, OSPC, OSPF, OSPD, OSPL Load Sensing steering units - OLS priority valves - OSG flow amplifiers technical information*, Dokumentennr. 11007611, Rev CA, August 2013.
- [69] H. Murrenhoff und L. Eckstein, *Fluidtechnik für mobile Anwendungen*, Shaker Verlag, Aachen, 2011.
- [70] Sauer Danfoss, *PVG 32 proportional valve group - technical information*, Dokumentennr. 520L0344, Rev HC, August 2013.
- [71] Argo-Hytos, *Proportional-Wegeventile PRM7-10*, Datenblatt, Dokumentennr. HD 5116, November 2006.
- [72] Argo-Hytos, *Elektromagnetisch betätigte Wegeventile RPE4-10*, Datenblatt, Dokumentennr. HD 4039, Oktober 2008.
- [73] VSE.flow, *Durchfluss-Messtechnik Serie VS*, Dokumentennr. 11/05.
- [74] H.-H. Cohrs, „Richtiger Anbau zum richtigen Zeitpunkt - Anbaugeräte verwandeln Bagger und Radlader in Universalmaschinen,“ *tis - Tiefbau, Ingenieurbau, Straßenbau*, pp. 42-49, Heft 1-2, 2011.
- [75] H.-H. Cohrs, „Radlader - vom Erdbeweger zum Geräteträger,“ *tis - Tiefbau, Ingenieurbau, Straßenbau*, pp. 72-81, Heft 10, 2009.
- [76] H. Deiters, *Standardisierung von Lastzyklen zur Beurteilung der Effizienz mobiler Arbeitsmaschinen*, Dissertation, TU Braunschweig, 2009.
- [77] A. Huber, *Ermittlung von prozessabhängigen Lastkollektiven eines hydrostatischen Fahrtriebsstrangs am Beispiel eines Teleskopladlers*, Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2010.

- [78] T. Kohmäscher, H. Jähne und H. Deiters, „Moderne voll- und teilhydrostatische Fahrtriebe - Untersuchung und Weiterentwicklung von Antriebsstrangkonzzepten mobiler Arbeitsmaschinen,“ *O+P Ölhydraulik und Pneumatik*, pp. 272-278, Heft 5, 2006.
- [79] F. Hüster, Leistungsberechnung der Baumaschinen, Shaker Verlag, 2005.
- [80] Liebherr, *Radlader L550 2plus2 - L586 2plus2*, Datenblatt, Dokumentennr. LBH/PM 10303425-3-05.08.
- [81] Y. Colette und P. Siarry, Multiobjective optimization - Principles and case studies, Springer Verlag Berlin Heidelberg, 2003 und 2004.
- [82] O. Föllinger, Optimierung dynamischer Systeme - Eine Einführung für Ingenieure, R. Oldenbourg Verlag München Wien, 1988.
- [83] W. Bin et. al, „Optimal power management for a hydraulic hybrid delivery truck,“ *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, pp. 23-40, Vol. 42, Iss. 1-2, 2004.
- [84] D. Sinoquet, G. Rousseau und Y. Milhau, „Design optimization and optimal control for hybrid vehicles,“ *Optimization and Engineering*, pp. 199-213, Volume 12, Issue 1-2, 2011.
- [85] O. Sundström, L. Guzzella und P. Soltic, „Optimal hybridization in two parallel hybrid electric vehicles using Dynamic Programming,“ in *The International Federation of Automatic Control, Proceedings of the 17th World Congress*, Seoul, Korea, 2008.
- [86] M. Bliesener, Optimierung der Betriebsführung mobiler Arbeitsmaschinen - Ansatz für ein Gesamtmaschinenmanagement, Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2010.
- [87] P. Dengler, M. Geimer und R. von Dombrowski, „Deterministic control strategy for a hybrid hydraulic system with intermediate pressure line,“ in *The Fluid Power and Motion Control Symposium*, Bath, Großbritannien, 2012.
- [88] D. A. Van Veldhuizen und G. B. Lamont, „Multiobjective evolutionary algorithms: analyzing the state-of-the-art,“ *Evolutionary Computation* 8, pp. 125-147, Nr. 2, 2000.

- [89] C. P. Ochs, Multikriterielle Optimierung der Sanierungsplanung von Entwässerungsnetzen, Dissertation, Universität Kaiserslautern, 2012.
- [90] A. Schmitt, Multikriterielle Optimierung von Systemdienstleistungen für Energieübertragungssysteme, Dissertation, Bergische Universität Wuppertal, 2003.
- [91] M. Henschel, Berechnung und Optimierung permanenterregter Maschinen am Beispiel von Generatoren für Windkraftanlagen, Dissertation, TU Darmstadt, 2006.
- [92] R. T. Marler und J. S. Arora, „Survey of multi-objective optimization methods for engineering,“ *Structural and Multidisciplinary Optimization*, pp. 369-395, Nr. 26, 2004.
- [93] T. Huber, „Modellgestützte Hybrid-Systementwicklung - Modellierung und Optimierung,“ in *Elektronisches Management motorischer Fahrzeugantriebe*, Rolf Isermann, Vieweg+Teubner GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2010, pp. 328-340.
- [94] J. Loeffler, Optimierungsverfahren zur adaptiven Steuerung von Fahrzeugantrieben, Dissertation, Universität Stuttgart, 2000.
- [95] R. Cook et. al., „Multiobjective optimisation of a hybrid electric vehicle: drive train and driving strategy,“ in *Evolutionary Multicriterion-Optimization, 4th International Conference*, Matsushima, Japan, 2007.
- [96] S. Bürger, Multikriterielle Optimierung von Hybridantriebskonzepten hinsichtlich Verbrauch und Dynamik, Dissertation, TU München, 2012.
- [97] J. von Grundherr, Ableitung einer heuristischen Betriebsstrategie für ein Hybridfahrzeug aus einer Online-Optimierung, Dissertation, TU München, 2010.
- [98] A. Kleimaier, Optimale Betriebsführung von Hybridfahrzeugen, Dissertation, TU München, 2003.
- [99] R. Hippalgaonkar, M. Ivantysynova und J. Zimmerman, „Fuel savings of a mini-excavator through a hydraulic hybrid displacement controlled system,“ in *8th International Fluid Power Conference*, Dresden, 2012.

- [100] M. Back, Prädiktive Antriebsregelung zum energieoptimalen Betrieb von Hybridfahrzeugen, Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 2005.
- [101] M. Böckl, Adaptives und prädiktives Energiemanagement zur Verbesserung der Effizienz von Hybridfahrzeugen, Dissertation, TU Wien, 2008.
- [102] M. Stiegeler, Entwurf einer vorausschauenden Betriebsstrategie für parallele hybride Antriebsstränge, Dissertation, Universität Ulm, 2008.
- [103] A. Wilde, Eine modulare Funktionsarchitektur für adaptives und vorausschauendes Energiemanagement in Hybridfahrzeugen, Dissertation, TU München, 2009.
- [104] T. Radke, Energieoptimale Längsführung von Kraftfahrzeugen durch Einsatz vorausschauender Fahrstrategien, Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2013.
- [105] D. Ambühl, Energy management strategies for hybrid electric vehicles, Dissertation, ETH Zürich, 2009.
- [106] M. Kaszynski, Prädiktions- und optimierungsbasierte Betriebsstrategie zur Realisierung des maximalen Einsparpotentials hydraulischer Parallelhybridfahrzeuge, Dissertation, Universität Stuttgart, 2012.
- [107] T. O. Deppen, A. G. Alleyne, K. A. Stelson und J. J. Meyer, „Model predictive energy management of a hybrid hydraulic vehicle,“ in *6th FPNI PhD Symposium*, West Lafayette, USA, 2010.
- [108] S. J. Qin und T. A. Badgwell, „An overview of industrial model predictive control technology,“ in *Fifth International Conference on Chemical Process Control - CPC V*, Tahoe City, USA.
- [109] R. Dittmar und B.-M. Pfeiffer, Modellbasierte prädiktive Regelung - eine Einführung für Ingenieure, Oldenbourg Verlag München Wien, 2004.
- [110] R. Findeisen und F. Allgöwer, „An introduction to nonlinear model predictive control,“ in *21st Benelux Meeting on Systems and Control*, Veldhoven, Niederlande, 2002.

- [111] C. E. Garcia, D. M. Prett und M. Morari, „Model predictive control: theory and practice - a survey,“ *Automatica*, pp. 335-348, Vol. 25, No. 3 1989.
- [112] M. Schnabel, Diskret-kontinuierliche dynamische Systeme: Optimale Steuerung und Beobachtung, Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 2001.
- [113] J. Hindman, R. Burton und G. Schoenau, „Payload estimation in four wheel drive loaders,“ in *The 10th Scandinavian International Conference on Fluid Power*, Tampere, Finnland, 2007.
- [114] M. Sniedovich, *Dynamic Programming - Foundations and Principles*, CRC Press, 2011.
- [115] R. Bellman, *Dynamische Programmierung und selbstanpassende Regelprozesse*, Oldenbourg Verlag München Wien, 1967.
- [116] R. von Dombrowski und P. Dengler, „KonZwi - Effizienzsteigerung durch eine Zwischendruckleitung,“ in *SIMPEP - Kongress für Simulation im Produktentstehungsprozess*, Veitshöchheim, 2011.
- [117] H. Murrenhoff, *Servohydraulik*, Shaker Verlag, Aachen, 2012.
- [118] B. Zähe, *Energiesparende Schaltungen hydraulischer Antriebe mit veränderlichem Versorgungsdruck und ihre Regelung*, Dissertation, RWTH Aachen, 1993.

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 Fahrantriebsstrangs 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

Für den effizienten Einsatz von Hydraulikzylindern in Konstantdrucksystemen wird ein System mit diskreten Druckpotenzialen untersucht. Diese Druckpotenziale werden durch die Einführung einer Zwischendruckleitung erzeugt, indem mit Hilfe von zwei dem Steuerventil vorgeschalteten Schaltventilen Hoch-, Zwischen-, und Tankdruck miteinander kombiniert werden.

Es wird am Beispiel von realen Arbeitszyklen eines Radladers gezeigt, dass die optimale Wahl der Speicherparameter wie auch die optimale Steuerung als multikriterielles Optimierungsproblem aufgefasst werden können, dessen Lösungsraum eine Pareto-Front darstellt.

Für die Steuerung des Systems wird ein prädiktiver Regler verwendet, der als Störgrößenmodell die Arbeitskinematik des Radladers und als Zustandsmodell den Zwischendruckspeicher enthält und für den verbleibenden Resthub des Hubzylinders eine optimale Folge von Schaltzuständen berechnet.

Im Experiment wird eine Energieersparnis des Systems von bis zu 17% messtechnisch nachgewiesen, weitere Einsparungen können durch eine weitere Optimierung erzielt werden, was an Hand eines Simulationsmodells gezeigt wird.