

**Effizienzoptimierung mobilhydraulischer  
Load-Sensing-Systeme durch Reduzierung  
systembedingter Druckverluste am Beispiel eines  
Hydraulikbaggers**

Zur Erlangung des akademischen Grades eines  
**Doktors der Ingenieurwissenschaften**  
von der KIT-Fakultät für Maschinenbau  
des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)

genehmigte  
**Dissertation**  
von

Dipl.-Ing. Jan Siebert

Tag der mündlichen Prüfung: 30. November 2023  
Referent: Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer  
Korreferent: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Albert Albers



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

## Vorwort des Herausgebers

Die Reduktion des Energieverbrauchs hydrostatischer Systeme ist vor dem Hintergrund der aktuellen Klimadiskussion ein hoch relevantes Thema. Insbesondere für Arbeitsmaschinen ist die Thematik von besonderer Bedeutung, da diese Maschinen in der Regel aufgrund ihrer Mobilität nur eine begrenzte Energiemenge mitnehmen können. Vor dem Hintergrund der Elektrifizierung dieser Maschinen gewinnt das Thema weiter an Bedeutung, da die spezifische Energiedichte von Batterien wesentlich kleiner ist als die von flüssigen Kraftstoffen.

Verluste hydrostatischer Systeme können in Verluste von Komponenten und in systembedingte Verluste unterteilt werden. Letztere treten immer dann auf, wenn mehrere Verbraucher von einem Energiewandler, in der Regel einer Hydraulikpumpe, versorgt werden: Eine Anpassung des Systemdrucks an den Leistungsbedarf der Verbraucher kann hier nicht immer verlustfrei erfolgen. Die Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik widmet sich Themen der Steuerung, Automatisierung und Effizienzsteigerung von Fahrzeugen. 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.

Die Arbeit von Herrn Siebert greift das Thema der Effizienzsteigerung hydrostatischer Antriebssysteme für mobile Arbeitsmaschinen auf. Sie fokussiert dabei auf die systembedingten Verluste in Load-Sensing (LS) Sys-

temen, die immer dann auftreten, wenn Linearantriebe auf unterschiedlichen Druckniveaus mit Energie versorgt werden müssen.

Erstmalig analysiert Herr Siebert für ein LS System die Möglichkeit der Druckanhebung von Verbrauchern mit geringem Kraftbedarf. Dazu wird der Druck im Rücklauf des lastniederen Zylinders angehoben und so der Druck im Zufluss auf das Niveau des lasthöchsten Verbrauchers gebracht. Die Energie des rückfließenden, unter Druck stehenden Öls kann dem System wieder als Nutzenergie zugeführt und die Effizienz des Systems so gesteigert werden. In seiner Arbeit analysiert Herr Siebert sehr ausführlich die rückgewinnbare Energie, löst die Problematik von auftretenden Schwingungen und bewertet das Gesamtsystem in Bezug auf die Effizienzsteigerung.

Karlsruhe, im Mai 2023

*Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer*

## Kurzfassung

Mit dem gesellschaftlich zunehmenden Bewusstsein für Nachhaltigkeit und Umweltfreundlichkeit rückt der Primärenergieverbrauch von mobilen Arbeitsmaschinen stärker in den Fokus. Durch Effizienzoptimierung kann dieser je nach Maschine und Zyklus unterschiedlich stark reduziert werden, insbesondere durch Optimierung des Teillastbereichs.

In dieser Arbeit wird eine hydraulische Schaltung zur Reduzierung der Teillastverluste von hydraulisch-mechanischen Load-Sensing (LS) Systemen entwickelt und anhand des LS-Systems eines Hydraulikbaggers untersucht. Die Schaltung verfügt über hydraulisch angesteuerte Ventile in den Sektionsrückläufen, die einen Hydraulikspeicher verbinden und dadurch eine sektionsindividuelle Druckanhebung erreichen können. Dies führt zu verringerten Drosselverlusten der Druckwaagen, zudem kann die hydraulische Energie des Speichers ins System zurückgespeist werden.

Zu Beginn wird die erreichbare Effizienzsteigerung typischer Baggerzyklen durch eine Potentialanalyse bestimmt. Anschließend wird die hierfür notwendige Konfiguration der Schaltung identifiziert. Weiterhin werden die Komponenten der Schaltung ausgelegt und optimiert. Mittels gekoppelter Simulation wird anschließend die Funktion des optimierten Systems verifiziert. Zudem wird die Performance des optimierten Systems anhand der des konventionellen bewertet.

Die Ergebnisse dieser Arbeit bestätigen die Funktion und eine äquivalente Performance des optimierten Systems. Darüber hinaus wird evident, dass die erreichbare Effizienzsteigerung vom betrachteten Zyklus, der Maschine selbst und vor allem von den verwendeten Komponenten maßgeblich beeinflusst wird.



## **Abstract**

With the growing awareness for sustainability and environmental acceptability in society, the importance of mobile machines' energy consumption is increasing steadily. By applying efficiency optimization measures, the energy consumption of those machines can be reduced depending on machine type and performed working cycle. Especially in partial load operations, the potential for efficiency improvement is significant.

In this thesis, a hydraulic circuit will be developed, which can reduce the partial load losses of hydraulic-mechanic load-sensing systems (LS). As reference application, the LS system of an hydraulic excavator will be used. By adding additional hydraulic-controlled downstream valves in each of the systems load sections, a section-individual pressure increase can be achieved and thus the throttling losses of the pressure compensators can be reduced. The energy previously dissipated as heat then can be resupplied to the system in an appropriate form.

At first, the efficiency improvement potential of different excavator cycles will be determined and the necessary circuit configuration will be identified. Subsequently, the main components of the circuit will be designed and optimized with the focus on function and performance.

By means of coupled simulation, function and performance of the optimized LS system will be verified by comparison with the conventional LS system. The simulation results also show, that the achievable efficiency improvement strongly depends on the cycles considered, the machine itself and especially on the components used for the circuit.



## Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeiten als wissenschaftlicher Mitarbeiter und Oberingenieur am Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen (Mobima) des Karlsruher Instituts für Technologie.

Zuallererst geht mein herzlicher Dank an meinen Doktorvater Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer, Leiter des Mobima, für die Übernahme des Hauptreferats, für seine zahlreichen konstruktiven Anregungen und natürlich dafür, dass er für Fragen und Diskussionen immer ein offenes Ohr hatte.

Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Albert Albers, Sprecher der Institutsleitung des Instituts für Produktentwicklung (IPEK) des KIT, und Herrn Prof. Dr.-Ing. Christoph Stiller danke ich herzlich für die Übernahme des Korreferats bzw. des Promotionsvorsitzes und das dadurch ausgedrückte Interesse in meine Arbeit.

Mein Dank geht ebenfalls an alle Institutskollegen, die meinen Weg am Mobima begleitet und dadurch diese Zeit zu dem gemacht haben, was sie war: unvergesslich und sehr lehrreich. Insbesondere geht mein Dank an meinen ehemaligen Kommilitonen und späteren Kollegen Stefan Haug und natürlich an meinen ehemaligen Masterarbeiter, späteren (Büro-)Kollegen und bis heute langjährigen Freund Marco Wydra. Beide haben zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen und mir in stundenlangen Diskussionen mit Rat und Tat zur Seite gestanden. Außerdem kann ich sie als Lektoren uneingeschränkt empfehlen.

Nicht vergessen möchte ich die zahlreichen studentischen Hilfskräfte und Abschlussarbeiter, die direkt oder indirekt zu dieser Arbeit beigetragen haben. Namentlich möchte ich hierbei die Herren Tobias Galuski, Christian

Nass, Richard Dierken und Dennis Uebel erwähnen, die mich über lange Zeit unterstützt haben.

Meiner Familie danke ich dafür, dass sie in mich vertraut und mir in allen Lebenslagen Rückhalt und Unterstützung gegeben haben. Vor allem meine Eltern haben maßgeblich dazu beigetragen, dass ich meinen Weg verwirklichen konnte und dafür bin ich euch unendlich dankbar. Außerdem macht es mich sehr glücklich, dass sich auch nach eurem freiwilligen Pflichtlektorat meiner Arbeit nichts an unserer Beziehung geändert hat.

Es gibt neben mir noch einen weiteren Menschen, der (fast) genau so viele Stunden zu dieser Arbeit beigetragen hat und diesem gebührt mein größter Dank: meiner Frau Katharina. Du hast mich von Anfang an bei diesem Vorhaben begleitet, unterstützt und dich immer verständnisvoll gezeigt, selbst wenn es mal “wieder ein wenig später” wurde. Ohne deinen Rückhalt und deine Unterstützung, auch in schwierigen und motivationslosen Phasen, wäre diese Arbeit so nicht entstanden. Ich danke dir, für alles!

Karlsruhe, im Februar 2024

*Jan Siebert*

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1	Motivation	1
1.2	Forschungsfragen der Arbeit	5
1.3	Vorgehen und Aufbau zur Beantwortung der Forschungsfragen	6
<b>2</b>	<b>Grundlagen hydraulischer Antriebstechnik</b>	<b>9</b>
2.1	Hydraulische Antriebssysteme	9
2.2	Hydraulische Motoren	10
2.2.1	Hydraulikzylinder	10
2.2.2	Hydraulikmotoren	12
2.3	Hydraulikventile	13
2.3.1	Einteilung und Einsatz von Ventilen	13
2.3.2	Auf Ventile wirkende Kräfte	14
2.3.3	Steuerkantengeometrien von Ventilen	19
2.3.4	Senkbremssventile	20
2.4	Hydraulikspeicher	23
2.5	Hydraulische Steuerungen	26
2.6	Open-Center Antriebssysteme	28
2.6.1	Drosselsteuerung	28
2.6.2	Negative Flow Control	29
2.6.3	Positive Flow Control	30
2.7	Closed-Center Antriebssysteme	32
2.7.1	Virtual Bleed Off	33
2.7.2	Load-Sensing-Systeme	34

2.8	Load-Sensing-Systemvarianten . . . . .	35
2.8.1	Load-Sensing-Systeme nach Pumpenarten . . . . .	35
2.8.2	Load-Sensing-Systeme nach Druckwaagenarten . . . . .	37
2.8.3	Load-Sensing-Systeme nach Meldearten . . . . .	40
2.9	Vergleich der p/Q-Charakteristik von OC- und CC-Systemen	42
2.10	Energieanalyse von Load-Sensing-Systemen . . . . .	45
2.11	Systembedingte Druckverluste bei mobilen Arbeitsmaschinen	48
2.12	Hydraulikbagger . . . . .	50
<b>3</b>	<b>Stand der Forschung und Technik . . . . .</b>	<b>59</b>
3.1	Ansätze zur Effizienzsteigerung von mobilhydraulischen Antriebssystemen . . . . .	60
3.2	Kat. 1: Hydraulische Systeme ohne SBDV . . . . .	65
3.3	Kat. 2: Hydraulische Systeme mit reduzierten SBDV . . . . .	68
3.4	Kat. 3: Durch SBDV-Reduzierung optimierbare Systeme . . . . .	78
<b>4</b>	<b>RSD-LS: LS-System mit reduzierten systembedingten Druck- verlusten . . . . .</b>	<b>85</b>
4.1	Das Systemkonzept der RSD-Schaltung . . . . .	85
4.2	Eigenschaftsanalyse der RSD-Schaltbedingung . . . . .	89
4.2.1	Verbraucherlastfallabhängigkeit . . . . .	90
4.2.2	Verbraucherbewegungsrichtungsabhängigkeit . . . . .	91
4.3	Komponente Tank-/Speicher-Logikventil . . . . .	92
4.4	Konservatives oder adaptives Schaltungsprinzip . . . . .	93
4.5	Rückspeisesektion und Rückspeiseeinheit . . . . .	96
4.6	Vor- und Nachteile der RSD-Schaltung . . . . .	98
<b>5</b>	<b>Potentialanalyse zur Effizienzsteigerung mobiler Arbeits- maschinen durch RSD . . . . .</b>	<b>101</b>
5.1	Methode zur Potentialanalyse . . . . .	101
5.1.1	Identifikation des Effizienzsteigerungspotentials . . . . .	102

5.1.2	Ermittlung einer zyklensystemoptimalen RSD-Systemkonfiguration . . . . .	107
5.2	Analyse des Energieeffizienzsteigerungspotentials eines Hydraulikbaggers . . . . .	109
5.2.1	Potentialanalyse des 90°-Zyklus im 2K- und 1K-System . . . . .	110
5.2.2	Potentialanalyse des Planumszyklus im 2K- und 1K-System . . . . .	126
<b>6</b>	<b>Simulationsgestützte Untersuchung der RSD-Schaltung . . . . .</b>	<b>135</b>
6.1	Modellierung des hydraulischen Referenzsystems REF-LS . . . . .	137
6.1.1	LS-System-Prüfstand zur Generierung der Datenbasis . . . . .	137
6.1.2	Modellierung des REF-LS-Systems in der Simulation . . . . .	140
6.1.3	Validierung des Simulationsmodells REF-LS . . . . .	144
6.2	Modellierung des optimierten LS-Systems . . . . .	146
6.3	Entwicklung und Modellierung des T/S-LVs . . . . .	150
6.3.1	Schaltverhalten und Ventilbauart des T/S-LVs . . . . .	150
6.3.2	Allgemeine Parametrierung nach vergleichbaren Ventilen . . . . .	152
6.3.3	Entwicklung der P/T-Kennlinie des T/S-LVs . . . . .	152
6.3.4	Auswahl und Effektivität geeigneter Dämpfungsmaßnahmen für das T/S-LV . . . . .	155
6.3.5	Schwingungsanalyse und -optimierung des T/S-LVs . . . . .	156
6.4	Modellierung und Entwicklung von Rückspeisesektion und Rückspeiseeinheit . . . . .	164
6.4.1	Methode zur Entwicklung der Rückspeisesektion . . . . .	165
6.4.2	Hydraulik-Simulationsmodell der RS . . . . .	168
6.5	Performanceuntersuchung des LS-OPTRSD-Systems . . . . .	171
6.5.1	Submodell Mehrkörpersimulation . . . . .	174
6.5.2	Submodell Hydrauliksystem . . . . .	175
6.5.3	Kopplungsmodell Matlab / Simulink . . . . .	175

6.5.4	90°-Zyklus der Co-Simulation . . . . .	178
6.5.5	Grabkraftmodell der Co-Simulation . . . . .	179
<b>7</b>	<b>Ergebnisse . . . . .</b>	<b>187</b>
7.1	Ergebnis: T/S-LV Schwingungsoptimierung . . . . .	187
7.2	Ergebnis: Entwicklung Rückspeisesektion und Rückspeise- einheit . . . . .	194
7.2.1	RS-Auslegung 2K-/1K-System Hydraulikbagger . . .	194
7.2.2	RS-Auslegung Modell CoSim-LS . . . . .	203
7.3	Ergebnis: Performanceuntersuchung LS-OPTRSD-System .	204
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick . . . . .</b>	<b>213</b>
8.1	Zusammenfassung . . . . .	213
8.2	Ausblick . . . . .	219
<b>A</b>	<b>Anhang . . . . .</b>	<b>221</b>
A.1	Stabilitätskriterium nach Hurwitz . . . . .	221
A.2	Gekoppelte Simulation . . . . .	223
A.3	Kompatibilität der RSD-Schaltung mit Standardkomponenten	225
A.4	Potentialanalyse Planum: 2K-System . . . . .	233
A.5	Potentialanalyse Planum: 1K-System . . . . .	234
A.6	Wirkungsgradkennfelder RE . . . . .	235
	<b>Abbildungsverzeichnis . . . . .</b>	<b>236</b>
	<b>Tabellenverzeichnis . . . . .</b>	<b>245</b>
	<b>Literaturverzeichnis . . . . .</b>	<b>247</b>

# Abkürzungs- und Symbolverzeichnis

## Formelzeichen

### Mathematische Notation

$\bar{x}$	arithmetischer Mittelwert
$\vec{x}$	vektorielle Größe, $\vec{x} \in \mathbb{R}^{m \times 1}$
$\underline{X}$	Matrix, $\underline{X} \in \mathbb{R}^{m \times n}$
$x_n$	Koeffizient der Matrix $\underline{X}$ , $x \in \mathbb{R}$
$\dot{x}$	1. Ableitung, $\dot{x} = \frac{dx}{dt}$
$\ddot{x}$	2. Ableitung, $\ddot{x} = \frac{d^2x}{dt^2}$
$\Delta x$	Unterschied einer Größe $x$
$f(x)$	Funktion in Abhängigkeit von Größe $x$
$x(t)$	Funktion / Variable $x$ , zeitabhängige Größe, $x = f(t)$
$\mathbf{X}$	Menge $\mathbf{X}$ , z. B. $\mathbf{X} = \{x x \geq 0\}$

### Allgemein

$a_i(t)$	Aktivitätsfunktion eines Verbrauchers $i$	1
$A_i$	Fläche, allgemein	m <sup>2</sup>
$A_0$	Strömungsquerschnitt eines blindenf. Widerstands	m <sup>2</sup>
$b_i$	Breite, allgemein	m
$b_{SB}$	Schwingbreite	m
$c_F$	Federsteifigkeit, allgemein	N/m
$C_H$	hydraulische Kapazität	m <sup>3</sup> /bar
$d, D$	Durchmesser, allgemein	m
$E'_{Öl}$	Ersatzkompressionsmodul	bar
$g$	Gravitationskonstante	m/s <sup>2</sup>
$h_i$	Höhe, allgemein	m

$k$	Dämpfungskonstante, viskose Dämpfung	N s/m
$K(E_i, p_{RS})$	Kostenfunktion	1
$l_i$	Länge, allgemein	m
$l(t)$	Lastzustandsfunktion eines Verbrauchers $i$	1
$m_i$	Masse, allgemein	kg
$m_E$	Einsatzgewicht	t
$M_i$	Drehmoment, allgemein	N m
$n_i$	Drehzahl, allgemein	1/min
$\vec{n}$	Normalenvektor, allgemein	
$r_i$	Radius, allgemein	m
$t$	Zeit, allgemein	s
$\Delta t$	Zeitdifferenz, allgemein	s
$v$	Strömungsgeschwindigkeit, allgemein	m/s
$x, y, z$	Achsen im Koordinatensystem	
$x_i$	Position od. Weg, allgemein	m
$\dot{x}_i$	Geschwindigkeit, allgemein	m/s
$\dot{x}_S$	Stribeck-Geschwindigkeit	m/s
$\ddot{x}_i$	Beschleunigung, allgemein	m/s <sup>2</sup>
$\Delta x_F$	Längenänderung einer Feder	m
$\Delta x_{0,F}$	Entspannte Federlänge	m
$x_{A,i}$	Kolbenflächenverhältnis Aktor $i$	1
$y_i$	Steuersignal, allgemein	1
$y_{i,min}$	Schwellwert Steuersignal $y_i$	1

## Indizes

aus	ausfahren, ausfahrend
Aus	siehe <i>Abkürzungen und Bezeichnungen</i>
DrLkg	Dauer-Leckage
DW	siehe <i>Abkürzungen und Bezeichnungen</i>
ein	einfahren, einfahrend
Exp	Expansion

ges	Gesamt, mehrere Größen i zusammengefasst
GSys	Gesamtsystem
hm	hydraulisch-mechanisch
i	spezifisches, einzelnes Item
iK	siehe <i>Abkürzungen und Bezeichnungen</i>
ist	Istwert einer Größe
Ki	siehe <i>Abkürzungen und Bezeichnungen</i>
Kolben	Kolbenfläche eines Zylinders
Lkg	Leckage
LS	siehe <i>Abkürzungen und Bezeichnungen</i>
Loe	siehe <i>Abkürzungen und Bezeichnungen</i>
LSP	siehe <i>Abkürzungen und Bezeichnungen</i>
LoeF	Löffelfüllung
min	Minimum eines Bereichs / einer Größe
max	Maximum eines Bereichs / einer Größe
opt	Optimum eines Bereichs / einer Größe
Rbg	Reibung
RE	siehe <i>Abkürzungen und Bezeichnungen</i>
Ring	Ringfläche eines Zylinders
Rk	auf Rücklauf bezogen
RS	siehe <i>Abkürzungen und Bezeichnungen</i>
S,i	siehe <i>Abkürzungen und Bezeichnungen</i>
SBDV	siehe <i>Abkürzungen und Bezeichnungen</i>
soll	Sollwert einer Größe
Sti	Stiel
Str	Strömungskraft, siehe <i>Kräfte</i>
Swe	Schwenkwerk
vol	volumetrisch
V	Verlust allgemein
Zkl	Zyklus
zus	zusätzliche Verluste

Zyl                    Zylinder, Linearmotor

### Exponenten

n                    Polytropenexponent  
r                    auf Rücklauf bezogene Größe  
s                    Richtungsabhängiger Exponent von  $x_A$   
\*                    durch  $p_{RS}$  angehobener Druck

### Drücke, Druckdifferenzen

$p_i$	Druck, allgemein	bar
$\Delta p$	Druckdifferenz, allgemein	bar
$\Delta p_F$	Druckdifferenz aufgrund Federkraft $F_F$	bar
$\Delta p_{LS}$	LS-Druckdifferenz	bar
$\Delta p_{SBDV,i}$	SBDV-Druckdifferenz, Verbraucher i	bar
$p_{LS}$	LS-Meldedruck	bar
$p_{LS,i}$	LS-Individualdruck, LS-Druck Verbraucher i	bar
$p_{LS,i}^*$	durch $p_{RS}$ u. $x_{A,i}$ erhöhter $p_{LS,i}$	bar
$p_{LSP}$	Systemdruck, durch LS-Pumpe erzeugt	bar
$p_{Rk,i}$	Rücklaufdruck, Verbraucher i	bar
$p_{RS}$	Druck in der Rückspeisesektion	bar
$p_T$	Tankdruck	bar
$p_0$	Speicher: Vorfülldruck	bar
$p_1$	Speicher: minimaler Betriebsdruck	bar
$p_2$	Speicher: maximaler Betriebsdruck	bar
$p_3$	Speicher: Maximaldruck	bar

### Energien

$E_i$	Energie, allgemein	J
$E_{V,Lkg}$	Energieverluste aufgrund v. Leckage	kJ
$E_{LSP}$	Energie, bereitgestellt durch eine LS-Pumpe	kJ
$E_{RE}$	durch die RE rückgespeiste Energie	kJ

$E_{RS,i}$	in der RS verfügbare / durch RE rückspeisbare Energie	kJ
$E_{S,i}$	einer Sektion zur Verfügung stehende Energie	kJ
$E_{Sp}$	Energieinhalt eines Hydraulikspeichers	kJ
$E_{V,i}$	Verlustenergie, allgemein	kJ
$E_{V,LS}$	Verluste aufgrund $\Delta p_{LS}$	kJ
$E_{V,RS,i}$	nicht rückspeisbarer Energieanteil von $E_{RS}$	kJ
$E_{V,SBDV,i}$	Sektionsverlustenergie aufgrund von SBDV	kJ
$E_{V,zus,i}$	Drosselverluste T/S-LV, P/T-Kante	kJ

### Kräfte

$F_i$	Kraft, allgemein	N
$F_C$	Gleitreibungskraft	N
$F_D$	Kraft durch viskose Dämpfung	N
$F_F$	Federkraft	N
$F_{G,Loef}$	siehe <i>Größen des Grabkraftmodells</i>	N
$F_H$	Haftreibungskraft	N
$F_n$	Normalkraft, allgemein	N
$F_{p,i}$	Kraft, verursacht durch Druck $p_i$	N
$F_R$	Reibkraft nach Stribeck-Kurve	N
$F_S$	siehe <i>Größen des Grabkraftmodells</i>	N
$F_{Str}$	Strömungskraft, allgemein	N
$F_{Str,insta}$	instationärer Anteil von $F_{Str}$	N
$F_{Str,sta}$	stationärer Anteil von $F_{Str}$	N
$F_T$	Trägheitskraft	N
$F_{T,LoeF}$	siehe <i>Größen des Grabkraftmodells</i>	N
$F_W$	Widerstandskraft	N

### Leistungen

$P_i$	Leistung, allgemein	W
$P_{LSP}$	durch LS-Pumpe bereitgestellte Leistung	kW
$P_{RS}$	rückgewinnbare Leistung	kW

$P_{S,i}$	Sektionsleistung	kW
$P_{V,LS}$	Verlustleistung aufgrund $\Delta p_{LS}$	kW
$P_{V,SBDV,i}$	Verlustleistung aufg. SBDV i. Abh. v. $x_{A,i}$ , $a_i(t)$ u. $l_i(t)$	kW

### Volumen

$V_i$	Volumen, allgemein	$m^3$
$V_i^n$	Gasvolumen der Polytropengleichung	$dm^3$
$\Delta V$	Volumenänderung, allgemein	$dm^3$
$\Delta V_{Exp}$	Speicher-Nutzvolumen bei einer Expansion	$dm^3$
$V_{RE}$	Schluckvolumen der RE	$cm^3$
$V_{SBDV,i}$	Zur RS fließendes Ölvolumen von Verbraucher i	$dm^3$
$V_0$	Speicher: Volumen bei $p_0$ , eff. Gas-/ Nennvolumen	$dm^3$
$V_1$	Speicher: Volumen bei $p_1$	$dm^3$
$V_2$	Speicher: Volumen bei $p_2$	$dm^3$
$V_3$	Speicher: Volumen bei $p_3$	$dm^3$

### Volumenströme

$Q_i$	Volumenstrom, allgemein	L/min
$Q_{Lkg}$	Leckagevolumenstrom	L/min
$Q_{LSP}$	Volumenstrom d. LS-Pumpe	L/min
$Q_{RE}$	von RE geförderter Volumenstrom	L/min
$Q_{Rk,i}$	vom Verbraucher i rückfließender Volumenstrom	L/min
$Q_{RS}$	aus RS zur RE fließender Volumenstrom	L/min
$Q'_{SBDV,i}$	rückspeisbarer Volumenstrom unter Berücksichtigung von $x_{A,i}^s$ , $a(t)$ und $l(t)$ , bezogen auf Rücklauf	L/min
$Q_{S,i}$	Volumenstrom in Sektion i	L/min
$Q_{Sp}$	Volumenstrom in / aus dem Speicher der RS	L/min

### Griechische Operatoren

$\alpha, \beta, \gamma$	Winkel, allgemein	°
$\alpha_D$	Durchflusszahl eines blendenförmigen Querschnitts	1

$\delta_S$	Stribeck-Exponent	1
$\delta_{SBV}$	konstruktiver Faktor eines Senkbremsventils	1
$\varepsilon_i$	Strömungswinkel an Steuerrkante i	°
$\eta_{DV}$	dynamische Viskosität	N s <sup>2</sup> /m
$\eta_i$	Wirkungsgrad allgemein	1
$\kappa$	Isentropenexponent	1
$\Lambda_1, \Lambda_2, \Lambda_3$	Gewichtungsfaktor von $K(E_i, p_{RS})$ für $E_{RS,ges}$ , $E_{V,RS,ges}$ , $E_{V,zus,ges}$	1/J
$\Lambda_4$	Gewichtungsfaktor von $K(E_i, p_{RS})$ für $p_{RS}$	1/bar
$\mu_G$	Reibbeiwert Gleitreibung	1
$\mu_H$	Reibbeiwert Haftreibung	1
$\nu_{kV}$	kinematische Viskosität	N s <sup>2</sup> /m
$\psi_x$	Linearitätsfaktor	m
$\rho$	Dichte, allgemein	kg/m <sup>3</sup>
$\tau$	Schubspannung, allgemein	N/m <sup>2</sup>
$\varphi_{SBV}$	Aufsteuerverhältnis eines Senkbremsventils	1
$\zeta$	Druckverlustzahl, geometrieabh. Größe	1

### Größen des Grabkraftmodells

$A_1 - A_5$	geom. Hilfsgrößen zur Berechnung von $F_K$	m <sup>2</sup>
$b$	Schnittbreite (Löffelbreite)	m
$c$	spezifische Kohäsion, Materialkennwert	N/m <sup>2</sup>
$F_{G,LoeF}$	Gewichtskraft der Löffelfüllung	N
$F_{G,P}$	Gewichtskraft des Abbruchquerschnitts	N
$F_K$	Kohäsionskraft des Muschelkörpers	N
$F_S$	Schnittkraft	N
$F_{S1}$	Eindringwiderstand der Löffelgrundschnede	N
$\Delta F_{S1}$	Kohäsiver Anteil von $F_{S1}$	N
$F_{S2}$	Eindringwiderstand der Seitenschnede(n)	N
$\Delta F_{S2}$	Kohäsiver Anteil von $F_{S2}$	N
$F_{S3}$	Reibungswiderstand an den Löffelseitenwänden	N

$h$	Schnitthöhe	m
$h_{LoeF}$	Höhe der Füllung im Löffel, geom. Löffelkennwert	m
$V$	Volumen des Erdstoffkörpers	$m^3$
$z$	Anzahl der Seitenwände	1
$\alpha$	Schnittwinkel zw. Löffelgrundschneide und Erdboden	rad
$\alpha_3$	Schnittwinkel der Löffelseitenschneide(n)	rad
$\beta$	Steigungswinkel der Grabkurve	rad
$\gamma$	Schüttwinkel, Materialkennwert	rad
$\mu_{St}$	Reibungsbeiwert Erde-Stahl	1
$\vartheta$	Neigungswinkel der Abbruchfläche des Erdstoffs	rad
$\varphi$	Innerer Reibungswinkel des Erdstoffs	rad
$\varphi_{St}$	Reibungswinkel Erdstoff-Stahl	rad
$\zeta_f$	Dichte des festen Erdstoffs	$kg/m^3$
$\zeta_l$	Dichte des losen Erdstoffs	$kg/m^3$

## Abkürzungen und Bezeichnungen

adp	adaptiv
Aus	Ausleger
CC	Closed-Center
CoSim	Co-Simulation, gekoppelte Simulation
DBV	Druckbegrenzungsventil
DSH	Hydrauliksimulationsprogramm, Fa. Fluidon
DW	Druckwaage
ECU	Electronic Control Unit, elektrische Steuereinheit
EFM	elektrohydraulisches Flow Matching
EPC	Electronic Positive Control
eLS	elektrohydraulisches Load-Sensing
e. D.	eigene Darstellung
GKM	Grabkraftmodell
iK	i-Kreis-System
IQA	Interquartilsabstand

Ki	Kreis i im Mehrkreissystem
kns	konservativ
konRE	RE mit konstantem Schluckvolumen
Loe	Löffel
LS	Load-Sensing, allgemein
LSP	Load-Sensing-Pumpe
LSVi	LS-Ventil i, bestehend aus SWVi und DW
MKS	Mehrkörpersimulation
NFC	Negative Flow Control
NSRV	Nachsaugrückschlagventil
OC	Open-Center
OPTRSD	RSD-System mit optimierten Komponenten T/S-LV, RS, RE
PDBV	Proportional-DBV
PDW	Primärdruckwaage
PFC	Positive Flow Control
RE	Rückspeiseeinheit
REDBV	DBV der RE
REF-LS	Simulationsmodell des Referenz-LS-Systems
RS	Rückspeisesektion
RSD	Reduzierung systembedingter Druckverluste
RSDBV	DBV der RS
RV	Rückschlagventil
RVS <sub>i</sub>	RV der Sektion i
$S_i, Si$	Sektion i
SBDV	Systembedingte Druckverluste
SBV	Senkbremsventil
SDW	Sekundärdruckwaage
SIMPACK	Mehrkörpersimulationsprogramm, Fa. Dassault Systèmes
SMI	Seperate Metering In
SMO	Seperate Metering Out

SQRSD	RSD-System mit Komponenten T/S-LV, RS, RE in Standardparametrierung
Sti	Stiel
Swe	Schwenkwerk
SWVi	Sektionswegeventil, Sektion i
T/S-LVi	Tank-/Speicher-Logikventil, Sektion i
UDW	Umlaufdruckwaage
varRE	RE mit variablem Schluckvolumen
VBO	Virtual Bleed Off
Vi	Verbraucher od. Aktor, Sektion i
VKM	Verbrennungskraftmaschine
WV	Wegeventil
ZDV	Zentrale Druckversorgung

### **Bezeichnungen an Ventilen und hydraulischen Komponenten**

$p_i$	Steuerdruckanschluss, beaufschlagt mit Druck $p_i$
P od. 1	Hochdruck-/Pumpen-/Versorgungsanschluss
T od. 2	Tankanschluss
A, B od. 3, 5	Arbeitsanschlüsse f. Verbraucher
LS	Anschluss für $p_{LS}$
A/T od. P/B	Steuerkantenverbindung, Durchströmung z. B. von A nach T od. P nach B

# 1 Einleitung

## 1.1 Motivation

Mobile Arbeitsmaschinen finden in vielen Bereichen Einsatz. Nach Geimer sind mobile Arbeitsmaschinen Maschinen mit der *"...Aufgabe der Verrichtung eines Arbeitsprozesses; sie verfügen dazu über [mindestens, d. Verf.] einen Fahr- und Arbeitsantrieb mit signifikanten Energieanteilen in beiden Antrieben"* [26, S. 2]. Damit unterscheiden sich mobile Arbeitsmaschinen z. B. von Personen- und Lastkraftwagen, bei welchen der Leistungsanteil im Fahrtrieb im Vordergrund steht. Nach Geimer [28] können mobile Arbeitsmaschinen branchenspezifisch eingeteilt werden in:

- Landmaschinen (z. B. Erntemaschinen, Feldhäcksler)
- Forstmaschinen (z. B. Rückezüge, Forstkräne,...)
- Baumaschinen (z. B. Bagger, Radlader, Straßenfertiger,...)
- Kommunalmaschinen (z. B. Müllsammelfahrzeuge,...)
- Hebe- und Fördermaschinen (z. B. Gegengewichtsstapler,...)
- Sondermaschinen (z. B. Pistenraupen,...)

Die Identifikation einer Maschine als mobile Arbeitsmaschine ist in der Literatur nicht eindeutig. Geimer führt in [28] als Beispiel hierfür einen Traktor an. Die Maschine selbst hat ohne ihre Anbaugeräte (z. B. Pflug, Anhänger, Frontlader,...) keine Arbeitsfunktion, sondern nur eine Fahrfunktion und stellt die Energie für die Anbaugeräte bereit. Durch ihre verschiedenen Schnittstellen ist die Maschine als Geräteträger allerdings universell einsetzbar und kann mit dem geeigneten Anbaugerät eine Vielfalt verschiedener Aufgaben erfüllen. [28]

Der Großteil aller mobilen Arbeitsmaschinen wird heute mit Verbrennungskraftmaschinen (VKM) und flüssigen chemischen (fossilen) Kraftstoffen, insbesondere Diesel, angetrieben [26]. Dies liegt vor allem an der hohen Verfügbarkeit, den geringen Kosten der Technologie und der hohen Energiedichte von Diesel im Vergleich zu anderen Energieträgern [26]. In einigen Branchen haben sich neben dieselbetriebenen bereits heute auch batterie- oder kabelelektrische mobile Arbeitsmaschinen etabliert. Als Beispiel können hier Hebe- und Fördermaschinen, kabelgebundene Umschlaggeräte und Maschinen für den Untertagebau angeführt werden [94].

Im Zuge des allgemeinen Strebens von Forschung und Technik nach umweltfreundlicheren und effizienteren Antriebstechnologien in den letzten Jahren haben auch Alternativen wie z. B. LNG (Liquefied natural gas) als Primärenergiequelle zunehmende Bedeutung gewonnen. Im Vergleich zu Diesel verbrennt LNG deutlich umweltfreundlicher und kann darüber hinaus auch biologisch, z. B. aus Biomasse, gewonnen werden (siehe z. B. [32], [40], [94]). Sonderkonzepte, wie z. B. Brennstoffzellen als Primärenergie-wandler, sind ebenfalls in der Forschung anzutreffen (siehe z. B. [4]).

Je nach Maschinentyp und Branche werden die Fahrtriebe mobiler Arbeitsmaschinen hydraulisch, mechanisch, elektrisch oder als Kombination aus den erwähnten Technologien ausgeführt, der Antrieb der Arbeitsfunktionen erfolgt heute überwiegend hydrostatisch [28]. Es gibt eine Vielzahl verschiedener hydraulischer Antriebsstrukturen für Arbeitsfunktionen am Markt, die jeweils spezifische Vor- und Nachteile haben. Dies führt dazu, dass z. B. Hydraulikbagger des gleichen Einsatzgewichts von unterschiedlichen Herstellern gänzlich unterschiedliche Systeme aufweisen.

Die Literatur vermittelt häufig den Eindruck, dass hydraulische Rotationseinheiten, im Vergleich z. B. zu elektrischen Maschinen, einen eher schlechten Wirkungsgrad haben. Grote [31] gibt für den Wirkungsgrad einer Asynchronmaschine einen betriebspunktabhängigen Bestpunkt von über 90 % an, während für Hydraulikeinheiten üblicherweise Werte von 80 % bis 90 % und schlechter angenommen werden (vgl. z. B. [19]). Dem Stand der

Technik ist bekannt, dass der Wirkungsgrad hydraulischer Pumpen und Motoren von mehreren Größen abhängt, insbesondere von der Drehzahl, dem Schluckvolumen und der Druckdifferenz. Im Nennbereich erreichen Hydraulikeinheiten ebenfalls Wirkungsgrade von über 90 %, siehe z. B. [67]. Darüber hinaus bieten hydraulische Einheiten aufgrund ihrer Baugröße ein geringeres Trägheitsmoment und eine größere Leistungsdichte als elektrische Einheiten [25]. Bei der detaillierten Auslegung hydraulischer Systeme sind allerdings auch Verluste in Leitungen, Bauteilen und Ventilen hydraulischer Systeme nicht zu vernachlässigen.

Load-Sensing-Systeme (LS-Systeme) zählen zu den bewährten Ansätzen der Energieversorgung von mobilhydraulischen Systemen, bei denen mehrere Verbraucher lastdruckunabhängig und parallel betrieben werden [19]. Im Vergleich beispielsweise mit Konstantstromsystemen haben sie vor allem im Teillastbereich signifikante Effizienzvorteile, da die Systempumpe, in LS-Systemen LS-Pumpe (LSP) genannt, nicht immer die Eckleistung, sondern eine dem Verbrauch angepasste Leistung liefert.

Dennoch sind Teillastverluste bei LS-Systemen nicht zu vernachlässigen, siehe beispielsweise Abbildung 1.1 Nr. ① bis ③. Dargestellt ist die Leistungsaufteilung einiger typischer Arbeitssituationen eines LS-Systems mit drei Verbrauchern, die Teillastverluste werden mit  $P_{V,SBDV,i}$  bezeichnet.

Die Verbraucher V1, V2 und V3 haben jeweils eigene Druck- und Volumenstromanforderungen und dementsprechend unterschiedliche Nutzleistungen  $P_{S,i}$ . LS-typisch definiert V1 als lasthöchster Verbraucher das Druckniveau  $p_{LS,1}$ , während V2 und V3 davon abweichende Individualdruckniveaus  $p_{LS,2}$  und  $p_{LS,3}$  aufweisen. Die Verlustleistung  $P_{V,LS}$  entsteht aufgrund der LS-Druckdifferenz  $\Delta p_{LS}$ . Die Verlustleistungen  $P_{V,SBDV,i}$  fallen an den Druckwaagen der Verbrauchersektionen V2 und V3 an und hängen vom Volumenstrom  $Q_{S,i}$  und der Höhe der Druckdifferenz  $\Delta p_{SBDV,i}$  der jeweiligen Verbraucher ab. Die Diagramme ② und ③ von Abbildung 1.1 stellen zwei Extremsituationen mit stark unterschiedlichen  $p_{LS,i}$ -Drücken dar. Es wird ersichtlich, dass diese durch die Druckwaagen verursachten Drosselverluste

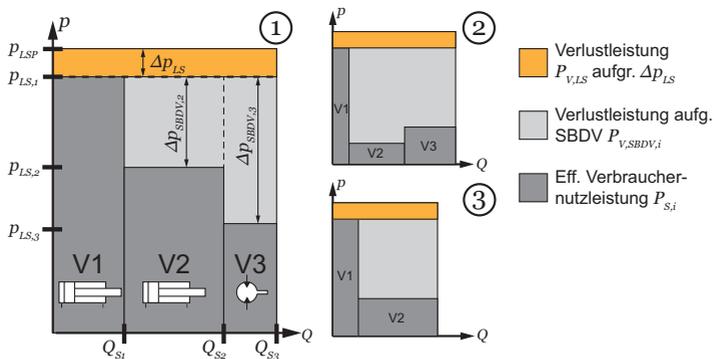


Abbildung 1.1:  $p/Q$ -Diagramme eines LS-Systems mit drei Verbrauchern, unterschiedlichen Individualdruckniveaus und unterschiedlich hohen systembedingten Druckverlusten. Quelle: eigene Darstellung (e. D.)

$\Delta p_{SBDV,i}$ , die *systembedingten Druckverluste* (SBDV), einen hohen Einfluss auf die Gesamteffizienz des jeweiligen Systems haben.

Die Druckwaagen drosseln die überschüssige Energie ab, d. h. sie wandeln hydraulische Energie in Wärmeenergie um. Das vorbeiströmende Öl nimmt diese Wärmeenergie auf und transportiert sie durch das System zurück in den Tank, wo sie durch passive oder aktive Kühlmaßnahmen aus dem Öl entfernt wird. Aktive Kühlmaßnahmen, wie z. B. ein zusätzlicher Kühlkreislauf, benötigen zusätzliche Energie, was die Energiebilanz des betrachteten Systems noch einmal verschlechtert. In typischen hydraulischen Antriebssystemen liegt der Anteil der Wärmeverluste im Bereich von 20 % bis 50 % der Eingangsleistung. [67]

Eine Reduzierung der SBDV erhöht daher den Gesamtwirkungsgrad des Systems, z. B. durch die Reduzierung des Primärenergieverbrauchs, durch die Erhöhung der Energieausnutzung oder durch die Reduzierung der zur Kühlung notwendigen Energie. Je nach Anwendung und Größenordnung der Verluste ist auch eine Reduzierung der installierten Leistung der VKM

denkbar. Eine mobile Arbeitsmaschine wird dadurch effizienter, umweltfreundlicher und kann aufgrund dessen attraktive Marktvorteile erlangen.

Eine Vielzahl aktueller Forschungsprojekte, siehe Kapitel 3, beschäftigt sich mit der Optimierung hydraulischer Systeme mit dem Ziel, deren Effizienz zu steigern. In diesem Sinne trägt die vorliegende Arbeit dazu bei, die Teillastverluste herkömmlicher LS-Systeme in mobilen<sup>1</sup> Anwendungen zu reduzieren, zu denen SBDV zählen.

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Optimierung mobilhydraulischer LS-Systeme durch die Reduzierung von SBDV. Als SBDV werden im Folgenden Druckverluste definiert, *die bei zentral versorgten hydraulischen Mehrkreissystemen an den Individualverbrauchern immer dann anfallen, wenn bei Betätigung eines Verbrauchers ein gemeinsames, durch einen höher belasteten Verbraucher definiertes, (System-/Gesamt-)Druckniveau an einem Stell-/Steuerglied auf das notwendige Individualdruckniveau abgedrosselt wird.* Da die Betätigung eines Verbrauchers einen Volumenstrom bedingt, stellen SBDV Leistungs- und daraus folgend auch Energieverluste an den jeweiligen Verbrauchersektionen dar, die einen signifikanten Einfluss auf den Gesamtwirkungsgrad des betrachteten Systems haben können.

## 1.2 Forschungsfragen der Arbeit

Nagel schlägt in [81] eine Optimierungsmaßnahme vor, mit der die Effizienz mobilhydraulischer LS-Systeme durch die *Reduzierung systembedingter Druckverluste* (RSD) gesteigert werden kann. Diese Idee wurde vom Autor der vorliegenden Arbeit aufgegriffen und im Forschungsprojekt *Reduzierung systembedingter Energieverluste an Druckwaagen von*

---

<sup>1</sup> Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich ausschließlich mit Systemen und Strukturen aus der Mobilhydraulik. Im Sinne der Einfachheit wird daher im weiteren Verlauf auf diesen Hinweis verzichtet. Selbstverständlich können die Erkenntnisse dieser Arbeit aber auch im Bereich der Stationär- und Industriehydraulik Anwendung finden.

*Load-Sensing-Systemen durch Reihenschaltung eines Hydrospeichers<sup>2</sup> untersucht. Die Ergebnisse in [93] führen zu der folgenden Forschungshypothese, die im Rahmen dieser Arbeit geprüft werden soll:*

*Wird das konventionelle mobilhydraulische LS-System eines Hydraulikbaggers mit der RSD-Maßnahme optimiert, so trägt dies bei gleichbleibender Performance zu einer signifikanten Energieeffizienzsteigerung bei.*

Durch die Beantwortung der folgenden Forschungsfragen wird die Hypothese verifiziert oder falsifiziert:

1. Welche Effizienzsteigerung ist durch die Applikation der RSD-Optimierung bei einem Hydraulikbagger während charakteristischer Einsätze möglich?
2. Wie müssen die Komponenten Tank-/Speicher-Logikventil, Rückspeisesektion und Rückspeiseeinheit des optimierten Systems konzipiert bzw. parametrieren werden, um das identifizierte Potential heben zu können?
3. Verändert sich die Performance eines Hydraulikbaggers mit LS-Hydrauliksystem durch die Applikation der RSD-Maßnahme?

### **1.3 Vorgehen und Aufbau zur Beantwortung der Forschungsfragen**

In Kapitel 2 werden zunächst die Grundlagen gelegt, die für die Bearbeitung der Forschungsfragen notwendig sind. Im Anschluss daran werden in Kapitel 3 der Stand von Forschung und Technik hinsichtlich der Effizienzoptimierung mobiler Arbeitsmaschinen mit einem Fokus auf die Reduzie-

---

<sup>2</sup> Durch die Forschungsvereinigung *Forschungskuratorium Maschinenbau e.V.* direktgefördertes Forschungsvorhaben, FKM-Vorhaben Nr. 703050, Mobima, 2013 - 2015, vgl. [91] und [93].

rung systembedingter Druckverluste aufgezeigt. Kapitel 4 stellt die RSD-Schaltung vor und zeigt deren Vor-, Nachteile und Potentiale auf. In Kapitel 5 wird eine Methode am Beispiel eines Hydraulikbaggers vorgestellt, mit der das durch RSD hebbare Effizienzsteigerungspotential einer mobilen Arbeitsmaschine während ihrer charakteristischen Zyklen bestimmt werden kann. In Kapitel 6 wird die simulationsgestützte Entwicklung der Schaltung und der Komponenten Tank-/Speicher-Logikventil, Rückspeisesektion und Rückspeiseeinheit vorgestellt. Kapitel 7 fasst die Ergebnisse von Kapitel 6 zusammen. Kapitel 8 rundet die Arbeit mit einer Zusammenfassung ab und liefert im Ausblick Ansatzpunkte für weitere Untersuchungen.



## **2 Grundlagen hydraulischer Antriebstechnik**

Das folgende Kapitel fasst die für das Verständnis der Arbeit notwendigen Grundlagen zusammen. Aufbau, Komponenten und Funktion der gängigen hydraulischen Antriebssysteme für Arbeitsfunktionen mobiler Arbeitsmaschinen werden detailliert erläutert. Ein Schwerpunkt des Kapitels liegt dabei auf der Klasse der LS-Systeme, deren Vielfalt aufgezeigt und beschrieben wird. Weiterhin werden die notwendigen mathematischen Formeln eingeführt, die in dieser Arbeit zur Energieanalyse von LS-Systemen angewendet werden. Das Kapitel schließt mit einer näheren Beschreibung von Hydraulikbaggern, deren Aufbau, Funktion und typischen Arbeitszyklen.

### **2.1 Hydraulische Antriebssysteme**

Nach Bauer [6] und Geimer [25] bestehen hydraulische Antriebssysteme im wesentlichen aus einem generatorischen, konduktiven und motorischen Teil, siehe Abbildung 2.1. Zum generatorischen Teil zählen Hydraulikpumpen aller Art, die mechanische in hydraulische Leistung wandeln. Zum motorischen Teil zählen alle Komponenten, die hydraulische in (rotatorische oder translatorische) mechanische Leistung wandeln.

Der generatorische und motorische Teil sind durch den konduktiven Teil eines Hydrauliksystems verbunden. Hierzu zählen alle Komponenten, die zur zielgerichteten Leitung der hydraulischen Leistung notwendig sind (z. B. Rohre, Schläuche, Ventile,...) aber auch typische Komponenten des Zubehörs, wie z. B. Filter und Speicher [25].

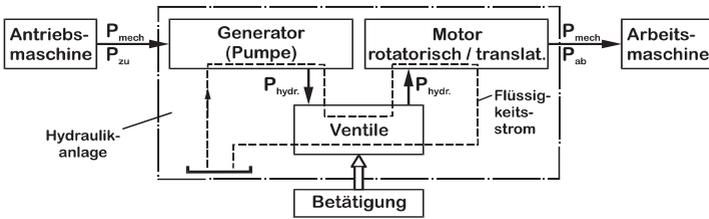


Abbildung 2.1: Grundlegender Aufbau eines Hydrauliksystems. Quelle: [6]

## 2.2 Hydraulische Motoren

Ein großer Vorteil der Hydraulik besteht in der einfachen Realisierbarkeit von translatorischen Bewegungen sowie in der kompakten Bauweise translatorischer und rotatorischer Motoren, siehe z. B. [25]. Die Hydraulik kennt eine Vielzahl verschiedener Motorarten mit jeweils spezifischen Vor- und Nachteilen. Im Folgenden werden nur die für die vorliegende Arbeit relevanten Arten kurz näher beschrieben. Erläuterungen zu den weiteren Varianten können der einschlägigen Fachliteratur, z. B. [6], entnommen werden. Zur Vereinfachung werden im weiteren Verlauf der Arbeit Linearmotoren generell als *Zylinder*, Rotationsmotoren generell als *Hydraulikmotoren* bezeichnet.

### 2.2.1 Hydraulikzylinder

Hydraulische Zylinder wandeln hydraulische Energie in eine translatorische Bewegung mit begrenztem Hub um [115]. In mobilen Arbeitsmaschinen werden eine Vielzahl verschiedener Zylinderbauformen eingesetzt, die der gängigen Fachliteratur entnommen werden können, siehe z. B. [19]. In der Arbeitskinematik von Hydraulikbaggern werden ausschließlich *doppeltwirkende Zylinder* oder *Differentialzylinder* eingesetzt, siehe Abbildung 2.2. Über die beiden Anschlüsse kann sowohl die Fläche der Kolbenseite  $A_{\text{Kolben}}$  als auch die der Stangenseite  $A_{\text{Ring}}$  des Kolbens separat mit Druck beauf-

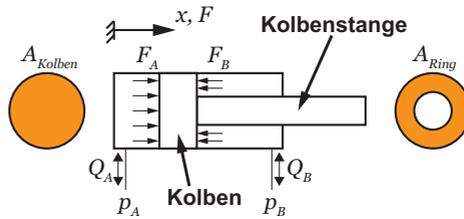


Abbildung 2.2: Skizze eines Differentialzylinders. Quelle: e. D.

schlägt werden, wodurch Kräfte in beide Richtungen erzeugt werden können.

Differentialzylinder haben aufgrund der unterschiedlichen Flächen druck- und volumenstromübersetzende Eigenschaften, Gleichung 2.1:

$$\frac{p_B}{p_A} = \frac{Q_A}{Q_B} = x_A \quad (2.1)$$

Das Kolbenflächenverhältnis  $x_A$  berechnet sich nach Gleichung 2.2:

$$x_A^s = \left( \frac{A_{\text{Kolben}}}{A_{\text{Ring}}} \right)^s \quad (2.2)$$

Der Exponent  $s$  passt das Kolbenflächenverhältnis  $x_A$  in Abhängigkeit der Bewegung des Zylinders an. Für die Arbeit wird daher folgende Konvention getroffen, Gleichung 2.3.

$$s = f(\dot{x}) = \begin{cases} 1, & \text{für } \dot{x} < 0, \text{ Zyl. einfahrend} \\ -1, & \text{für } \dot{x} \geq 0, \text{ Zyl. ausfahrend} \end{cases} \quad (2.3)$$

Für  $x_A^s$  folgt daraus Gleichung 2.4:

$$x_A^s = \begin{cases} 1 \leq x_A < \infty, & \text{für } s = 1, \text{ Zyl. einfahrend} \\ 0 < \frac{1}{x_A} < 1, & \text{für } s = -1, \text{ Zyl. ausfahrend} \end{cases} \quad (2.4)$$

### 2.2.2 Hydraulikmotoren

Die Funktion hydraulischer Motoren (und Pumpen) beruht auf dem Verdrängerprinzip. Aufgrund der Tatsache, dass ihr Aufbau i. d. R. gleich ist, können Pumpen als Motoren betrieben werden und vice versa, was im Stand der Technik als (Mehr-)Quadrantenbetrieb bezeichnet wird [19, 115]. Die Flexibilität von Zwei<sup>1</sup>- oder Vierquadranteneinheiten<sup>2</sup> ermöglicht die Realisierung von Zusatzfunktionen wie z. B. rekuperationsfähige Fahrtriebe, welche die kinetische Energie eines Fahrzeugs beim Bremsen einem Hydraulikspeicher zuführen und dadurch in potentielle Energie umwandeln. Anschließend kann diese Energie zur Unterstützung künftiger Beschleunigungsprozesse über dieselbe Einheit wieder in kinetische Energie zurückgewandelt werden.

In der Hydrostatik werden eine Vielzahl verschiedener Pumpen- und Motorbauformen eingesetzt, die den drei Verdrängungsprinzipien *Zahn* (z. B. Innen-/ Außenzahnpumpen), *Kolben* (z. B. Schrägscheiben-/ Schrägachsenpumpen) und *Flügel* (Flügelzellenpumpen) zugeordnet sind. [25]

Der Gesamtwirkungsgrad eines Hydraulikmotors<sup>3</sup>  $\eta_{ges}$  berechnet sich nach Bauer [6] gemäß Gleichung 2.5:

$$\eta_{ges} = \eta_{hm} \cdot \eta_{vol} \quad (2.5)$$

Der volumetrische Wirkungsgrad  $\eta_{vol}$  beschreibt die volumetrischen Verluste eines Hydraulikmotors aufgrund von innerer und äußerer Leckage, die Kompressibilität des Fluids wird nicht berücksichtigt.  $\eta_{hm}$  wird als hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad bezeichnet und ist ein Maß für die durch Fluid- oder Festkörperreibung verursachten Drehmomentverluste. Die beiden Wirkungsgrade führen bei einem realen Motor dazu, dass so-

---

<sup>1</sup> Pumpen- oder Motorfunktion mit oder ohne Abhängigkeit von der Flussrichtung [19]

<sup>2</sup> Pumpen- oder Motorfunktion in beiden Flussrichtungen [19]

<sup>3</sup> Gleichung 2.5 findet sowohl bei rotatorischen als auch bei translatorischen Hydraulikmotoren Anwendung.

wohl die abgegebene Drehzahl als auch das abgegebene Drehmoment stets kleiner sind als deren theoretische Werte. [6]

In dieser Arbeit werden die Drehzahlverluste aufgrund von Leckageströmen vernachlässigt, d. h. alle rotatorischen Hydraulikeinheiten haben ein theoretisches Kolbenflächenverhältnis von  $x_A = 1$ . Alle Energieverluste werden durch Verwendung des Gesamtwirkungsgrads  $\eta_{ges}$  der Einheiten berücksichtigt.

## 2.3 Hydraulikventile

Der folgende Abschnitt fasst die für die Arbeit notwendigen Grundlagen zum Thema Hydraulikventile zusammen.

### 2.3.1 Einteilung und Einsatz von Ventilen

Ein Ventil ist in der Hydraulik ein Stellglied zur Steuerung und Regelung eines Energiestroms, welches zu dessen Beeinflussung vorwiegend im konduktiven Teil eines hydrostatischen Antriebsstrangs eingesetzt wird [115]. Es gibt eine Vielzahl an verschiedenen Ventilarten auf dem Markt, die sich z. B. nach Wirkprinzip, Aufbau, Arbeitsweise, nach der Anzahl der (gesteuerten) Anschlüsse oder der Betätigungsart unterscheiden lassen. Eine mögliche Einteilung nach dem Wirkprinzip liefert z. B. [19] in Anlehnung an DIN ISO 1219, siehe Abbildung 2.3.

In mobilen Arbeitsmaschinen wurden früher vorwiegend hydraulisch und mechanisch angesteuerte Ventile eingesetzt. Vor allem in den vergangenen Jahren nimmt der Anteil der elektrisch bzw. elektro-hydraulisch angesteuerten Ventile verstärkt zu. In Maschinen des Niedrigpreissegments oder für niederpriorisierte Nebenfunktionen werden auch heute noch mechanisch angesteuerte Ventile eingesetzt. [25, 72]

Hydraulische Ventile stellen scharfkantige Widerstände dar, die als Blenden bezeichnet werden. Zwischen Durchfluss  $Q$  und Druckdifferenz  $\Delta p$  von

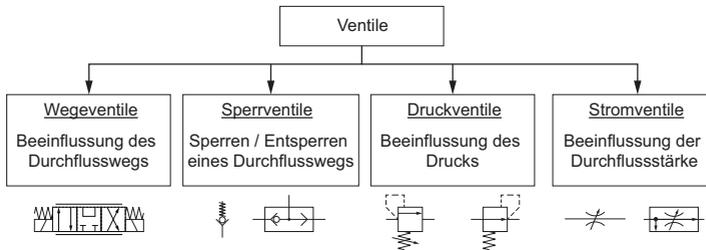


Abbildung 2.3: Einteilung von Ventilen nach DIN ISO 1219.

Quelle: e. D. nach [19]

Blenden besteht der in Gleichung 2.6 beschriebene Zusammenhang. Blenden sind turbulente Widerstände, bei denen, im Gegensatz zu Drosseln, der Widerstand temperaturunabhängig ist [25].

$$Q = \alpha_D \cdot A_0 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\Delta p} \quad (2.6)$$

Die Fläche  $A_0$  und der Durchflusskoeffizient  $\alpha_D$  sind blendenspezifische Parameter,  $\rho$  beschreibt die Dichte des verwendeten Hydrauliköls. Gleichung 2.6 wird üblicherweise und auch in dieser Arbeit als *Blendengleichung* bezeichnet.

### 2.3.2 Auf Ventile wirkende Kräfte

Ventile unterliegen während ihres Einsatzes verschiedenen Kräften, die auf sie einwirken und dadurch die Steuerung des Energieflusses erst ermöglichen. Im Folgenden werden die für diese Arbeit wichtigsten Kräfte aufgeführt und kurz erläutert. Hierzu zählen die Trägheitskraft  $F_T$ , die Federkraft  $F_F$ , die Druckkraft  $F_p$ , die Reibungskraft  $F_R$ , stat. und instat. Strömungskräfte  $F_{Str}$  und die Widerstandskraft  $F_W$ . Für vertiefte Informationen sei auf die einschlägige Fachliteratur, z. B. [19], verwiesen.

Die Trägheitskraft  $F_T$ , Gleichung 2.7, begründet sich im zweiten Newton'schen Axiom, welches besagt, dass ein Körper der Masse  $m$  beschleunigt oder verzögert wird, wenn eine äußere Kraft auf ihn einwirkt.  $\ddot{x}$  bezeichnet dabei die Beschleunigung des Körpers.

$$F_T = m \cdot \ddot{x} \quad (2.7)$$

Gemäß dem Hooke'schen Gesetz ist die Federkraft  $F_F$  einer Stahlfeder proportional zu ihrer Dehnung oder Stauchung  $\Delta x_F$ , Gleichung 2.8. Über  $x_{0,F}$  wird eine Vordehnung bzw. Vorstauchung der Feder berücksichtigt. Der dabei verwendete Proportionalitätsfaktor wird als Federsteifigkeit  $c_F$  bezeichnet.

$$F_F = c_F \cdot (\Delta x_F + x_{0,F}) \quad (2.8)$$

Nach dem Pascal'schen Gesetz pflanzt sich die Wirkung einer Kraft auf eine ruhende Flüssigkeit als Druck nach allen Richtungen innerhalb der Flüssigkeit und in unveränderter Größe fort. Die unter Druck stehende Flüssigkeit verursacht eine zur Benetzungsfläche orthogonale Druckkraft  $F_p$  auf die umgebenden Elemente. Druckkräfte können mit Formel 2.9 berechnet werden:

$$F_p = p \cdot A \quad (2.9)$$

Auf gegenseitig zueinander bewegte Körper eines Systems wirken Reibkräfte, deren Größe häufig nur numerisch und durch aufwändige Versuchsreihen bestimmt werden kann. In der Fluidtechnik wird üblicherweise das anschauliche Modell der Stribeck-Kurve angewendet, siehe Abbildung 2.4. Die Reibkraft  $F_R$  wird dabei in die drei Komponenten Haftreibung  $F_H$ , Coulombsche Gleitreibung  $F_C$  und Kräfte aufgrund von Newtonscher Flüssigkeitsreibung aufgeteilt. Letztere werden in Simulationsprogrammen und in der Literatur (siehe z. B. [19]) auch als viskose Dämpfungskräfte  $F_D$  be-

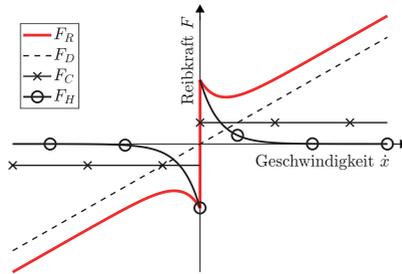


Abbildung 2.4: Qualitative Darstellung der Stribeck-Kurve. Quelle: e. D.

zeichnet.  $F_R$  und deren Anteile der Stribeck-Kurve können mit den Formeln 2.10 bis 2.13 berechnet werden.

$$F_R = \left( (F_H - F_C) \cdot e^{-\left| \frac{\dot{x}}{\dot{x}_S} \right|^{\delta_S}} + F_C \right) \cdot \text{sign}(\dot{x}) + k \cdot \dot{x} \quad (2.10)$$

$$F_H = \mu_H \cdot F_n \quad (2.11)$$

$$F_C = \mu_G \cdot F_n \quad (2.12)$$

$$F_D = k \cdot \dot{x} \quad (2.13)$$

Die Stribeck-Geschwindigkeit  $\dot{x}_S$ , der Exponent  $\delta_S$ , die Haft- und Gleitreibungszahlen  $\mu_H$  und  $\mu_G$  und die Dämpfungskonstante  $k$  sind empirische Werte, siehe z. B. [51]. Die Größe der Normalkraft  $F_n$  hängt vom betrachteten Körper und dessen geometrischer Lage ab und kann durch Trigonometrie einfach berechnet werden. Durch den Ansatz einer ebenen Scherströmung (Couette-Strömung) zwischen zwei bewegten und fluidisch getrennten Körpern in einem zentrischen Ringspalt, siehe Abbildung 2.5 ① u. ③, kann  $k$  aus dem Newton'schen Schubspannungsgesetz abgeleitet werden, Gleichung 2.14.

$$k = \frac{\eta_{DV} \cdot l \cdot \pi \cdot d_m}{h} \quad (2.14)$$

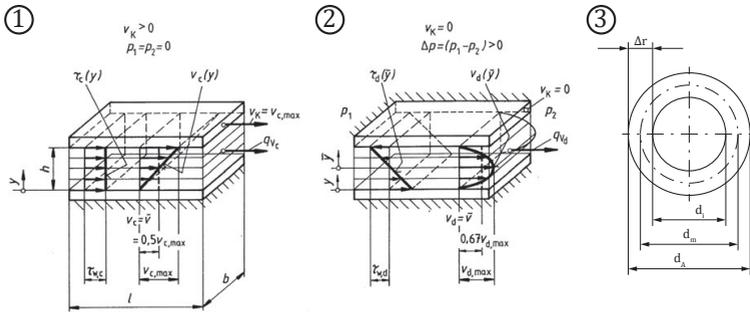


Abbildung 2.5: ①: Einfache Scherströmung (ebene Couette-Strömung) infolge mit  $v_k$  bewegter (oberer) Randfläche; ②: Druckströmung (ebene Poiseuille-Strömung) infolge Druckdifferenz  $\Delta p$ ; ③: konzentrischer Ringspalt. Quelle: e. D. nach [19]

Durchströmt eine Flüssigkeit einen Kontrollraum, verursacht sie Kräfte auf diesen aufgrund von Änderungen in Betrag und / oder Richtung der Strömungsgeschwindigkeit. Dies lässt sich auf den Impulssatz, Gleichung 2.15, zurückführen, siehe z. B. [25].

$$\sum \vec{F}_a = \frac{d}{dt} \vec{I} = \underbrace{\int_V \frac{\partial}{\partial t} (\rho \cdot \vec{v}) dV}_{\text{instationärer Anteil } F_{Str,insta}} + \underbrace{\int_A (\rho \cdot \vec{v}) \cdot (\vec{v} \cdot \vec{n}) dA}_{\text{stationärer Anteil } F_{Str,sta}} \quad (2.15)$$

Die Strömungskraft  $F_{Str}$  entspricht nach Murrenhoff [70] der negativen Summe aller äußeren Kräfte  $F_a$ , Gleichung 2.16.

$$\vec{F}_{Str} = -\sum \vec{F}_a \quad (2.16)$$

In der vorliegenden Arbeit werden ausschließlich Längsschieberventile untersucht, weswegen nur die axialen Komponenten der Strömungskraft berücksichtigt werden.



Eine exakte mathematische Bestimmung der Widerstandskraft ist aufgrund deren Abhängigkeiten oft nur für laminare Strömungen und einfache Geometrien, wie z. B. Rohrleitungen mit konstantem Querschnitt, möglich [114].

### 2.3.3 Steuerkantengeometrien von Ventilen

Über die Kantengeometrie einer Steuerkante kann das Anlaufverhalten eines angeschlossenen Verbrauchers beeinflusst werden. Als Steuerkante wird im Folgenden die Wellenschulter des Ventilschiebers bezeichnet, die zusammen mit ihrem Gegenstück im Ventilschiebergehäuse eine Blende darstellt, deren Öffnungsquerschnitt in Abhängigkeit des Schieberweges variiert werden kann. Die Steuerkante wird durch die Überdeckung<sup>4</sup> und durch den anschließenden Öffnungsquerschnitts-/Weg-Zusammenhang definiert. [19]

Bei einer Steuerkante mit positiver Überdeckung muss der Schieber erst den Überdeckungsweg (zwischen Wellen- und Gehäuseschulter) zurück legen, bis ein Öffnungsquerschnitt freigegeben wird. Typische Anwendungsbeispiele sind Proportionalwegeventile, wie sie z. B. in LS-Systemen eingesetzt werden. [19]

Eine Nullüberdeckung, bei der Schieber- und Gehäusesteuerkante nicht überlappen, ist nur mit erheblichem Fertigungsaufwand zu erreichen und wird nach [19] z. B. bei Servoventilen eingesetzt. Damit lassen sich sehr kurze Stellzeiten und eine hohe Regelgüte realisieren.

Durch eine negative Überdeckung können ein stoßfreier Anlauf und eine gute Feinsteuerung im Übergangsbereich erreicht werden. Selbst im unbetätigten Zustand bleibt immer ein Strömungsquerschnitt offen, wodurch ein kontinuierlicher Leckagestrom über das Ventil fließt. Negative Überdeckungen werden beispielsweise in Pumpensteuerungen oder -regelungen mit Verstellpumpen eingesetzt, um Regelungsschwierigkeiten aufgrund von Unstetigkeiten zu reduzieren. [19]

---

<sup>4</sup> Die im Folgenden eingeführten Überdeckungsbezeichnungen sind als idealisiert zu betrachten, da es bei real gefertigten Ventilen immer Leckage aufgrund von Radialspiel gibt. [73]

Durch die Bearbeitung der Wellenschulter eines Ventilschiebers können verschiedene Steuerkantengeometrien mit unterschiedlicher Öffnungsquerschnitts-Weg-Proportionalität gefertigt werden, siehe Abbildung 2.7.

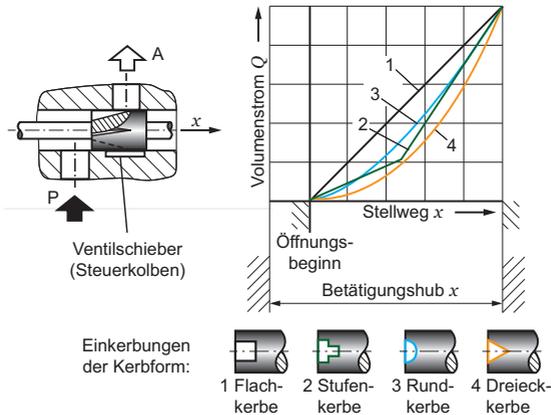


Abbildung 2.7: Steuerkerbformen. Quelle: nach [19]

Typische Formen sind Flach-, Stufen-, Rund- und Dreieckskerben, die je nach Anwendung auch mehrfach, gemischt und / oder axial bzw. radial versetzt angebracht werden. Bei Proportionalventilen wird häufig ein ausgeprägter Feinsteuerbereich mit hoher Signalauflösung gewünscht, was durch Rund- oder Dreieckskerben und eine progressive Ventilkennlinie erreicht werden kann. Durch versetzte Dreieckskerben kann die Signalauflösung im Feinsteuerbereich eines Ventils noch weiter erhöht werden. Servoventile hingegen verwenden gerade Kolbenkanten, wodurch eine für Regelungen notwendige hohe Kreisverstärkung erreicht wird. [19]

### 2.3.4 Senkbremsventile

Ein Senkbremsventil (SBV), Abbildung 2.8, besteht vereinfacht ausgedrückt aus einem proportional angesteuerten 2/2-Wegeventil (WV) mit mehreren öffnend und schließend wirkenden Steuerflächen und einem parallel

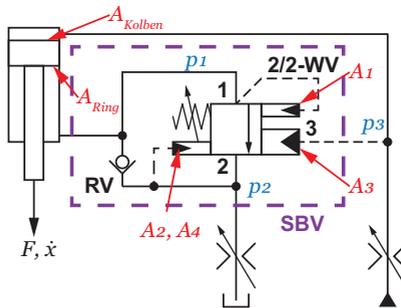


Abbildung 2.8: Beispiel eines Zylinders mit SBV. Quelle: e. D.

geschalteten Rückschlagventil (RV) als Bypass zur ungehinderten Durchströmung in der Alternativrichtung. SBVe werden in Anwendungen eingesetzt, in denen aktive Lasten auftreten können, d. h. Lasten, bei denen Kraft- und Bewegungsrichtung gleich gerichtet sind [115]. Zum Einen verhindern SBV das Vorseilen der Last aufgrund aktiver Lasten, zum anderen schützen sie die angeschlossenen Verbraucher vor Überlastung und wirken dadurch wie ein Druckbegrenzungsventil (DBV). Darüber hinaus können Senkbrems- bzw. Lasthalteventile das unkontrollierte Absenken einer Last bei einem Schlauchbruch oder aufgrund von Leckage verhindern.

Das SBV aus Abbildung 2.8 vergleicht den Zylinderlastdruck  $p_1$  und den Pilotdruck  $p_3$ . Beide Steuerflächen sind üblicherweise unterschiedlich groß, das Verhältnis von  $A_3$  zu  $A_4$  wird als Aufsteuerverhältnis  $\phi_{SBV}$  bezeichnet, siehe auch Anhang A.3.  $p_3$  wirkt der Federkraft des DBVs entgegen, wodurch dessen eingestellter Druckwert beeinflusst werden kann. Umso höher der Druck am Anschluss  $p_1$ , umso geringer muss  $p_3$  sein, um das Ventil zu öffnen. Im Sinne der Überlastsicherung sind SBVe so eingestellt, dass sie auch dann öffnen, wenn  $p_1$  einen maximal zulässigen Druck übersteigt. Bei niedrigeren Druckwerten sind immer sowohl ein Druck  $p_1$  als auch ein Druck  $p_3$  notwendig.

Eine Recherche<sup>5</sup> der am Markt verfügbaren Ventile hat insgesamt drei verschiedene Varianten an Senkbrems- oder Lasthalteventilen ergeben, siehe Abbildung 2.9. Der Großteil der Ventile hat ein  $\phi_{SBV}$  im Bereich von 2,5 : 1 bis 113 : 1.

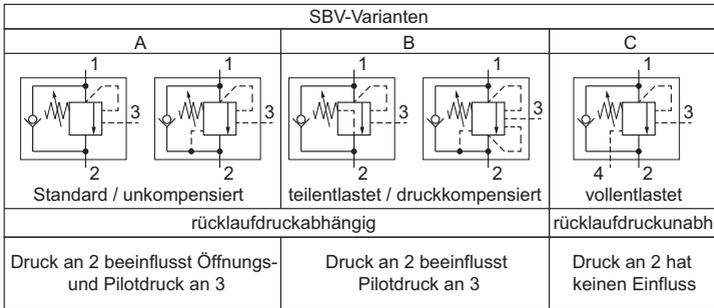


Abbildung 2.9: Am Markt verfügbare SBV-Varianten. Quelle: e. D.

Unter passiver Last öffnen alle SBVe gleich, da die Summe der Kräfte durch  $p_1$  und  $p_3$  die Federkraft immer überwindet. Tritt in der Rückleitung ein zusätzlicher Druck auf, z. B. durch die Reihenschaltung mit dem Speicher der RS, so erhöhen sich alle Druckniveaus stromaufwärts entsprechend, so dass sich am Verhalten der Senkbremse nichts ändert.

Bei aktiven Lasten hingegen zeigen die Varianten ein unterschiedliches Verhalten. Die Varianten A und B sind rücklaufdruckabhängig, d. h.  $p_2$  hat eine direkte Auswirkung auf das Verhalten des SBVs. Bei Ventilen vom Typ A beeinflusst  $p_2$  sowohl den Öffnungsdruck des Ventils als auch den notwendigen Pilotdruck  $p_3$ . Typ-B-Ventile werden als teilentlastet oder druckkompensiert bezeichnet, da der Einfluss von  $p_2$  auf den Öffnungsdruck durch entsprechende Konstruktion der Ventile verhindert wird. Allerdings beeinflusst  $p_2$  immer noch den Pilotdruck, da er diesem entgegenwirkt.

<sup>5</sup> Die Recherche wurde im Oktober 2020 durchgeführt. Berücksichtigt wurde das Ventilportfolio der Firmen *ARGO-HYTOS Group AG*, *Bosch Rexroth AG*, *Bucher Hydraulics GmbH*, *Comatrol*, *Eaton*, *HANSA-FLEX AG*, *HAWE Hydraulik SE*, *HYDAC International GmbH*, *Parker Hannifin GmbH*, *Sun Hydraulics GmbH* und *WESSEL-HYDRAULIK GmbH*.

Ventile des Typs C werden als vollentlastet oder vollkompensiert bezeichnet. Die Entlastung der Federkammer erfolgt bei diesen Ventilen entweder zu einer separaten Leckageleitung oder direkt in die Atmosphäre. Ein zusätzlicher Druck an  $p_2$  hat daher keinen Einfluss auf den Öffnungsdruck des Ventils.

## 2.4 Hydraulikspeicher

Hydraulikspeicher können hydraulische Energie aufnehmen, speichern und wieder abgeben. Sie nehmen Hydrauliköl unter Druckanstieg auf und geben es bei gleichzeitig fallendem Druck wieder ab. Das im Speicher vorhandene komprimierte Öl gibt solange innere Wärmeenergie an die Umgebung ab, bis der thermische Ausgleich hergestellt ist. Dies ist mit einem Absinken des Speicherdrucks verbunden. Am Markt sind verschiedene Arten und Formen hydraulischer Speicher vorhanden (z. B. Blasenspeicher, Kolbenspeicher,...). Der folgende Abschnitt beschränkt sich auf die für diese Arbeit relevante Bauform der Blasenspeicher.

Nach Findeisen [19] bestehen hydraulische Blasenspeicher aus einem (je nach Druckbereich) geschweißten oder nahtlosen Rohr, meist aus Stahl, in dem sich eine aus einem elastischen Werkstoff bestehende Blase, z. B. ein Elastomerbalg, befindet und eine Trennwand zwischen zwei Kammern bildet. In der einen Kammer befindet sich ein Gas, häufig Stickstoff, in der anderen das zu speichernde Öl. Strömt Öl in den Speicher, so wird die Blase komprimiert, der Druck im Speicher und in der Zulaufleitung steigt an. Beim Ausströmen des Öls expandiert die Blase wieder und der Druck sinkt. Ein Blasenspeicher wird vor seinem Einsatz gaseitig auf den gewünschten Vorfülldruck  $p_0$  vorgespannt. Über einen Anschlussblock wird der Speicher anschließend mit dem Hydrauliksystem verbunden. Der Block enthält Zusatzfunktionen, wie z. B. ein DBV und ein Ventil zum manuellen Entspannen der Blase.

Beide Prozesse, Kompression und Expansion, des Gases sind thermodynamische Prozesse und werden von einer Temperaturveränderung im Gas begleitet. Beim Komprimieren steigt die Temperatur, beim Expandieren sinkt sie. Dementsprechend sind Füll- und Entleergeschwindigkeit eines Speichers von Relevanz. Ein- bzw. Ausspeichervorgänge mit einer Dauer im Bereich von  $\Delta t \leq 3$  min können aufgrund des unvollständigen Wärmeaustausches mit der Umgebung als reversibel adiabat bzw. isentrop betrachtet werden. [19]

Aus der allgemeinen Gasgleichung kann für die Veränderungen des Speichergases Gleichung 2.20 abgeleitet werden.

$$p_i \cdot V_i^n = p_0 \cdot V_0^n = p_1 \cdot V_1^n = p_2 \cdot V_2^n = konst. \quad (2.20)$$
$$n = \begin{cases} 1, & \text{wenn isotherm} \\ \kappa, & \text{wenn isentrop} \end{cases}$$

Für ideale zweiatomige Gase, wie z. B. Stickstoff, gilt nach Murrenhoff [70]  $\kappa = 1,4$ . Die Betrachtung des Füllgases als ideales Gas mit konstantem  $\kappa$  ist nach Findeisen [19] problematisch und führt nur bei Drücken unter 200 bar bzw. bei Temperaturen über 230 K zu verlässlichen Ergebnissen. In der vorliegenden Arbeit wird diese Betrachtung angewendet, da die angegebenen Grenzen nicht verletzt werden. Abbildung 2.10 zeigt das p-V-Zustandsdiagramm eines Hydrospeichers in den Betriebszuständen 0 bis 3.

Im *Betriebszustand 0* hat der Speicher den Vorfülldruck  $p_0$ , die Gasblase hat ihr maximales Volumen  $V_0$ . Im Arbeitsbereich, d. h. zwischen dem unteren Betriebsdruck  $p_1$  (*Betriebszustand 1*) und dem oberen Betriebsdruck  $p_2$  (*Betriebszustand 2*) kann dem Speicher ein Nutzvolumen zugeführt (Kompression) oder entnommen (Expansion) werden. Beim höchsten zulässigen Speicherdruck  $p_3$  (*Betriebszustand 3*) öffnet das DBV des Anschlussblocks und verhindert dadurch eine weitere Druckzunahme des Speichers. [70]

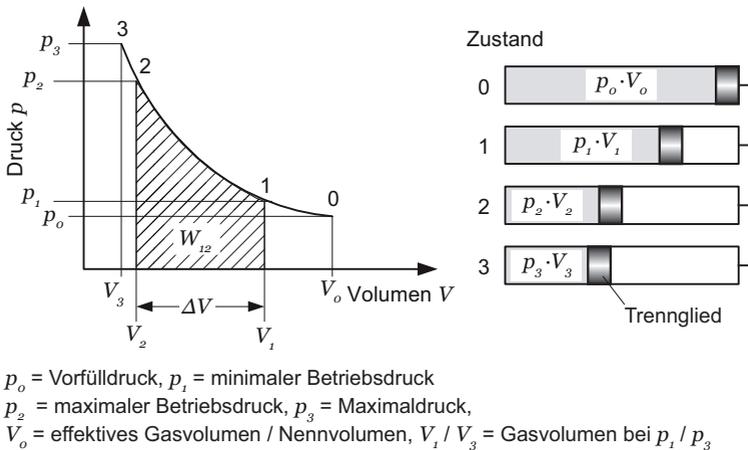


Abbildung 2.10: Betriebszustandsdiagramm eines hydr. Blasenspeichers.  
 Quelle: e. D. nach [70]

In der Praxis haben sich eine Reihe von Richtlinien etabliert (siehe z.B. [19, 115]), die für eine grobe Auslegung hinreichend sind:

$$p_o = 0,9 \cdot p_1, p_2 \leq 4 \cdot p_o, p_2 \leq 0,9 \cdot p_3 \quad (2.21)$$

Aus den Volumina der einzelnen Betriebszustände kann das Nutzvolumen eines Speichers  $\Delta V$  berechnet werden, Gleichung 2.22.

$$\Delta V = \begin{cases} V_2 - V_1, & \Delta V < 0, \text{ bei Kompression} \\ V_1 - V_2, & \Delta V > 0, \text{ bei Expansion} \end{cases} \quad (2.22)$$

Unter Verwendung der Gleichungen 2.20 und 2.22 kann  $\Delta V_{Exp}$  für eine Expansion berechnet werden, siehe Gleichung 2.23. Die Berechnung des Nutz-

volumens einer Kompression verläuft mit den entsprechenden Drücken analog.

$$\Delta V_{Exp} = \begin{cases} V_0 \left( \frac{p_0}{p_1} - \frac{p_0}{p_2} \right), & \text{wenn isotherm} \\ V_0 \left[ \left( \frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}} - \left( \frac{p_0}{p_2} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \right], & \text{wenn isentrop} \end{cases} \quad (2.23)$$

Wie in Abbildung 2.10 ersichtlich, verursacht eine Volumenveränderung der Speicherblase eine Arbeit  $W$ . Für eine isentrope Kompression kann die Kompressionsarbeit  $W_{12}$  mit Gleichung 2.24 und unter Verwendung der Gleichungen 2.20 und 2.23 berechnet werden. Die Berechnung der Expansionsarbeit  $W_{21}$  erfolgt ebenfalls analog.

$$W_{12} = - \int_{V_1}^{V_2} p dV = \frac{p_1 \cdot V_1}{\kappa - 1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (2.24)$$

## 2.5 Hydraulische Steuerungen

Nach Backé [5] lassen sich hydr. Steuerungen in Systeme mit Widerstands- oder Verdrängersteuerung und mit aufgeprägtem Druck oder aufgeprägtem Volumenstrom einteilen. Viele der heute bekannten hydraulischen Systemarchitekturen können diesem Schema relativ einfach zugeordnet werden (z. B. Konstantstromsysteme mit Widerstandssteuerung, Konstantdrucksystem mit Sekundärregelung,...). Einige moderne Hydrauliksysteme kombinieren die einzelnen Prinzipien miteinander und erreichen dadurch bedeutende Vorteile, können daher aber auch keinem Prinzip vorrangig zugeordnet und deswegen nicht in dem Schema von Backé dargestellt werden. Als Beispiel seien hierfür LS-Systeme angeführt, die nach Backé [5] und Find-eisen [19] zwischen der Widerstands- und Verdrängersteuerung eingeordnet werden müssen, da sie Elemente beider Prinzipien vereinen.

Geimer schlägt in [26] eine neue Einteilung für hydraulische Systeme vor, die für die vorliegende Arbeit zweckmäßiger ist. Alle gegenwärtig am Markt bekannten Hydrauliksysteme und insbesondere LS-Systeme können

Pumpe		Ventil					
		konstant	variabel	Open Center	Closed Center		
					ohne Druckwaage	Primärdruckwaagen	Sekundärdruckwaagen
	konstant	p-Quelle					
		Q-Quelle	Drosselsteuerung Konstantstromsyst.		LS mit Konstantpumpe		
	variabel	p-Quelle	gesteuert			eLS	
			geregelt	NFC	VBO Konstantdrucksyst. MDS*	Klassisches LS	Flow Sharing (z.B. LUDV)
		Q-Quelle	gesteuert	PFC	Pumpenregelung	EFM	
			geregelt				

LS-Systeme

\* Mehrfach-Konstantdrucksystem

Abbildung 2.11: Einteilung hydraulischer Steuerungen.  
Quelle: aus dem Englischen nach [26]

durch Kombination der verschiedenen Pumpen- und Ventilkonzepte aus Abbildung 2.11 dargestellt werden.

Auf der Pumpenseite wird zwischen variablem und konstantem Schluckvolumen unterschieden, wobei die jeweilige Pumpenart zusätzlich als Druck- oder Volumenstromquelle bzw. gesteuert oder geregelt betrieben werden kann. Bei Einheiten mit konstantem Schluckvolumen entfällt diese Einteilung verständlicherweise. Auf der Ventilseite wird zwischen *Open-Center-Systemen* (OC-Systemen) und *Closed-Center-Systemen* (CC-Systemen) unterschieden, wobei letztere ohne oder mit Druckwaage (DW) ausgestattet sein können. Je nach Positionierung in Relation zum Sektionsventil werden diese als (vorgeschaltete) Primärdruckwaagen (PDWn) oder (nachgeschaltete) Sekundärdruckwaagen (SDWn) bezeichnet.

Im Folgenden werden die nach [26] in Hydraulikbaggern eingesetzten Systeme *Drosselsteuerung*, *Negative Flow Control* (NFC), *Positive Flow Control* (PFC), *Virtual Bleed Off* (VBO) und die in Abbildung 2.11 unter dem Begriff *LS-Systeme* zusammengefassten Systeme näher beschrieben. Die Kombinationen Konstantdruck-, MDS-Systeme und reine Pumpenregelung werden nicht näher vorgestellt.

## 2.6 Open-Center Antriebssysteme

Im diesem Abschnitt werden die in Hydraulikbaggern eingesetzten OC-Systeme vorgestellt und näher beschrieben.

### 2.6.1 Drosselsteuerung

Drosselsteuerungssysteme überzeugen durch ihren einfachen und robusten Aufbau. Sie bestehen in der Grundschialtung aus einer Konstantpumpe, einem DBV und einem oder mehreren seriell oder parallel verschalteten WVen oder auch Sektionswegeventile genannt (SWVe), siehe Abbildung 2.12. Häufig werden hierfür einfache und robuste 6/3-SWVe eingesetzt. Im unbetätigten Zustand führt der Neutralumlauf den von der Pumpe gelieferten Volumenstrom zum Tank, worin der Name des OC-Systems begründet ist. Der Druck des Neutralumlaufts hängt in diesem Betriebspunkt von der Leitungslänge und den Strömungsverlusten in den Ventilen ab und kann z. B. durch ein Bypassventil oder große Querschnitte gesenkt werden. [45, 72, 89]

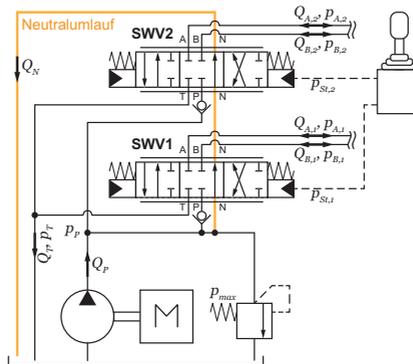


Abbildung 2.12: Beispiel eines Hydrauliksystems mit Drosselsteuerung.  
Quelle: e. D.

Wird ein Verbraucher angesteuert, lenkt dessen Ventilschieber aus, wodurch der Querschnitt des Neutralumlaufts in dieser Sektion reduziert wird. Dadurch steigt der Druck im System auf ein Druckniveau, welches über dem Druckniveau des angesteuerten Verbrauchers liegt und der Volumenstrom der Pumpe teilt sich auf zwischen dem Verbraucher und dem Neutralumlauf. Mit zunehmender Auslenkung des WVs nimmt der Volumenstrom zum Verbraucher zu, der Neutralumlaufvolumenstrom ab. Spätestens bei maximaler Aufsteuerung fließt der komplette Pumpenvolumenstrom zum Verbraucher, während der Systemdruck nahe am Lastdruck des Verbrauchers liegt. Dies stellt einen Betriebspunkt mit sehr hoher Effizienz dar. [45, 72, 89]

Beim Parallelbetrieb mehrerer Verbraucher wird immer der geringste Lastdruck vorrangig bedient. Daher haben Drosselsteuerungssysteme im Speziellen und die hier beschriebenen OC-Systeme im Allgemeinen ohne weitere Maßnahmen eine lastdruckabhängige Volumenstromversorgung bei parallel betriebenen Verbrauchern. [72]

Um diese Lastabhängigkeit auflösen zu können, haben sich am Markt verschiedene Maßnahmen etabliert. Hierzu zählen z. B. spezielle Ventilverschaltungen (Parallel-, Vorzugs- od. Seriellverschaltung, siehe z. B. [72]) oder der Einsatz von DWn. Auch gibt es elektrifizierte Lösungen z. B. mittels Sensoren und einer elektronischen Ansteuerung der WVe. [26]

### **2.6.2 Negative Flow Control**

Bei NFC-Systemen (Abbildung 2.13) wird eine zusätzliche Blende im Neutralumlauf eingebaut, über die eine zum Umlaufvolumenstrom  $Q_{NFC}$  proportionale Druckdifferenz abfällt. Der Druck vor der Blende steuert die Systempumpe. Bei zu niedrigem Druck, d. h. zu geringem Volumenstrom, schwenkt die Pumpe aus, bei zu hohem Druck hingegen zurück. Die Bezeichnung *Negative* geht darauf zurück, dass die Pumpe mit zunehmendem Druck zurück schwenkt, d. h. den Fördervolumenstrom reduziert. Wird ein Verbraucher angesteuert und dadurch dessen Ventil ausgelenkt, steigt der

Systemdruck auf das notwendige Druckniveau an. Als Folge teilt sich der umlaufende Volumenstrom zwischen der Verbrauchersektion und dem Neutralumlauf auf. Dadurch sinkt der Druck vor der Umlaufblende, was ein Ausschwenken der Pumpe zur Folge hat. Die Pumpe schwenkt so lange aus, bis der Druck vor der Blende wieder das ursprünglich eingestellte Niveau erreicht hat, d. h. die Pumpe regelt im geschlossenen Kreis. Vor Erreichen der maximalen Ventilauslenkung wird der Neutralumlauf eines Schiebers geschlossen. Die Blende im Neutralumlauf des NFC-Systems verursacht generell Energieverluste im Betrieb. [45, 72, 89]

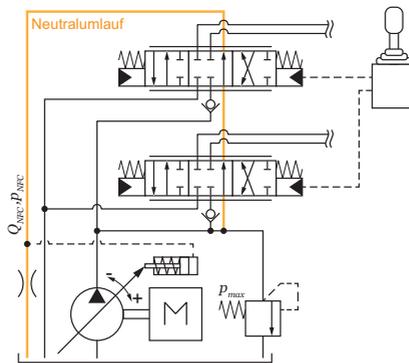


Abbildung 2.13: Beispiel eines Negative Flow Control Systems. Quelle: e. D.

### 2.6.3 Positive Flow Control

Bei PFC-Systemen, Abbildung 2.14, wird der höchste Steuerdruck aller SWVe durch eine hydraulische Meldekette ermittelt und an die Systempumpe weitergeleitet. Jeder Steuerdruck entspricht einer bestimmten Schieberauslenkung und damit einer Geschwindigkeitsvorgabe des Maschinenbedieners. Die Geschwindigkeitsvorgabe entspricht einem Volumenstrom der Pumpe, welche daraufhin in Abhängigkeit des höchsten Steuerdrucks ausschwenkt, um diesen zu liefern. [71]

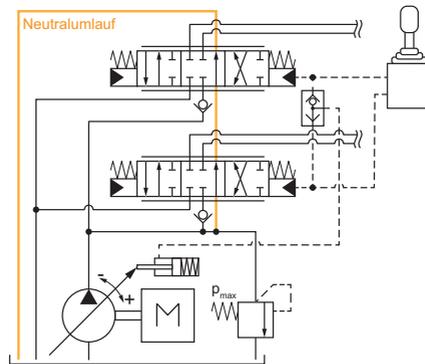


Abbildung 2.14: Beispiel eines Positive Flow Control Systems. Quelle: e. D.

Da mit dem höchsten Steuerdruck aber nur der Volumenstrombedarf der höchstbelasteten Sektion übermittelt wird, wird der Volumenstrombedarf des Gesamtsystems nicht erfasst. Um eine Unterversorgung der lastniederen Verbraucher zu vermeiden, wird der maximale Förderstrom der Pumpe nicht erst bei maximalem Steuerdruck erreicht, sondern bereits vorher. Das System hat keine Signallückführung vom Neutralvolumenstrom, d. h. keinen geschlossenen Regelkreis. Entsprechend ist auch der Inbetriebnahmeaufwand eines hydraulischen PFC-Systems höher, da die Pumpe auf die Kennlinien der Schieber abgestimmt werden muss. Die Bezeichnung *Positive* ist darauf zurückzuführen, dass die Pumpe mit steigendem Steuerdruck ausschwenkt, d. h. ihren geförderten Volumenstrom erhöht. [45, 71, 89]

Mit der zunehmenden Elektrifizierung hydraulischer Steuerungen wurden sogenannte *Electric Positive Control Systems* (EPC-Systeme) entwickelt und im Markt eingeführt, bei denen die sehr komplexe hydraulische Ventilsteuerung von PFC-Systemen elektronisch in der Software einer Electronic Control Unit (ECU<sup>6</sup>) abgebildet wird, siehe Abbildung 2.15. [26]

<sup>6</sup> aus dem Englischen: elektronisches Steuergerät

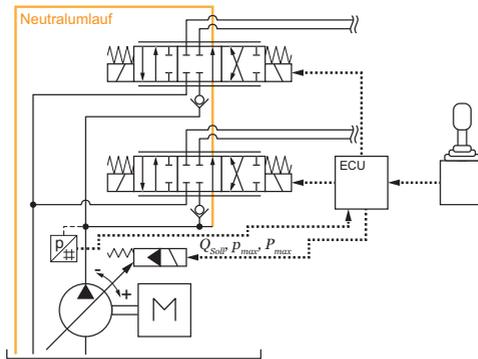


Abbildung 2.15: Electronic Positive Control. Quelle: e. D.

Die PFC-typische volumenstromabhängige Ansteuerung kann sowohl durch hydraulische als auch elektrische Joysticks und Ventile erfolgen. Bei Ersteren werden Drucksensoren in den Steuerleitungen der Ventile eingebaut, die die Drücke erfassen und der Verarbeitung durch die ECU zugänglich machen. Neben der reduzierten Systemkomplexität kann durch die Einbindung einer Steuerung auch eine Anpassung der Schaltungslogik während bestimmter Betriebspunkte oder -situationen vorgenommen werden, z. B. je nach Drehzahl der VKM. Darüber hinaus kann auch die Dynamik der Pumpe auf die einzelnen Funktionen abgestimmt werden, was bei einem rein hydraulischen PFC nur sehr schwer abbildbar ist. [26]

### 2.7 Closed-Center Antriebssysteme

Der folgende Abschnitt beschreibt verschiedene CC-Systeme, die in Hydraulikbaggern eingesetzt werden und legt einen Schwerpunkt auf LS-Systeme.

### 2.7.1 Virtual Bleed Off

VBO-Systeme, siehe Abbildung 2.16, stellen eine Weiterentwicklung von NFC und PFC dar, bei denen auf den OC-System-typischen Neutralumlauf verzichtet wird. Dieser wird stattdessen rein steuerungsseitig, d. h. *virtuell*, abgebildet. [26]

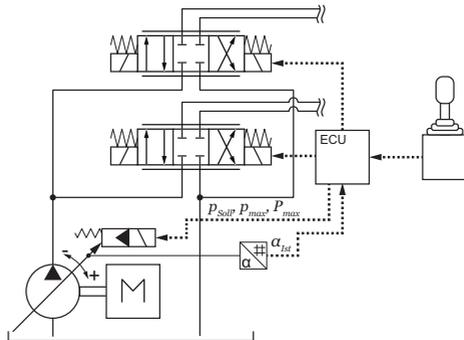


Abbildung 2.16: Beispiel eines Virtual Bleed Off Systems. Quelle: e. D.

Wie bei EPC-Systemen wird die Volumenstromanforderung des Fahrers elektronisch aufgenommen und an die Maschinensteuerung weitergeleitet. In der Steuerung ist ein Simulationsmodell einer virtuellen Pumpe, verbunden mit Kennfeldern oder Parametergleichungen der Bypass-Öffnungsquerschnitte der einzelnen Ventilschieber, hinterlegt. Das Modell berechnet je nach Joystickausrückung den virtuellen Druckabfall am Bypass der angesteuerten Sektion und einen virtuellen Pumpendruck und gibt den daraus abgeleiteten Stelldruck an die elektrisch druckgeregelter Systempumpe weiter. Aus dem schluckvolumenproportionalen Verstellwinkel der Pumpe wird anschließend ein neuer virtueller Pumpendruck unter Berücksichtigung der Mengenteilergleichung berechnet, da ein Teil des Volumenstroms zum Aktor fließt und daher nur ein Reststrom durch den virtuellen Bypass fließen

kann. Hieraus resultiert erneut ein virtueller Pumpendruck und daraus der Stelldruck der realen Systempumpe. [26]

Je nach Parametrierung und hinterlegtem Modell können in einem VBO-System sowohl Drosselsteuerungs- als auch PFC-System-Charakteristika hinterlegt werden. Zudem kann eine Leistungsregelung einfach integriert werden, da sowohl Pumpendruck als auch -volumenstrom zu jedem Zeitpunkt bekannt sind. Darüber hinaus bieten VBO-Systeme neben den verringerten Bypassverlusten zusätzlich die Möglichkeit, Maximaldruck- oder Druckaufbauratenbegrenzungen zu integrieren, was die Dynamik und den Bewegungsablauf einer Maschine positiv beeinflussen kann. [26]

### 2.7.2 Load-Sensing-Systeme

Der Begriff *Load-Sensing* bedeutet wörtlich übersetzt *lastführend* und findet sich schon seit 1969 in der Literatur. In einer Patentschrift von 1977 beschreibt beispielsweise Dunn [15] eine Schaltung, bestehend aus einer Pumpe und einer Verbrauchersektion mit belastetem Aktuator, bei der die Druckdifferenz und damit der Volumenstrom an einer Steuerrkante durch ein Entlastungsventil lastunabhängig konstant gehalten wird.

Heute wird der Begriff synonym für eine Reihe hydraulischer Systeme verwendet, bei denen die Lasten der Aktoren über ein Meldesystem an die Energieversorgung zurück gemeldet werden und dadurch eine feinfühligere Geschwindigkeitssteuerung mehrerer parallel geschalteter Verbraucher bei reduzierten Verlusten ermöglicht wird [6].

Nach Abbildung 2.11 zählen *LS-Systeme mit Konstantpumpe*, *elektrifiziertes LS* (eLS), *klassisches LS*, *Flow Sharing* und *Elektronisches Flow Matching* (EFM) zu den LS-Systemvarianten. Die Unterscheidungsmerkmale dieser Varianten zeigt Abbildung 2.17 in der Übersicht.

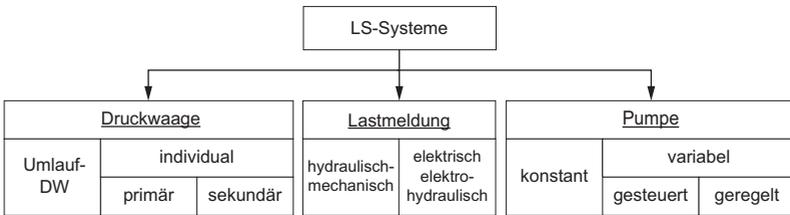


Abbildung 2.17: Unterscheidungsmerkmale von LS-Systemen. Quelle: e. D.

## 2.8 Load-Sensing-Systemvarianten

Im Folgenden werden die einzelnen Varianten von LS-Systemen und deren Unterscheidungsmerkmale erläutert.

### 2.8.1 Load-Sensing-Systeme nach Pumpenarten

#### Load-Sensing mit Konstantpumpe

Anfänglich wurden LS-Systeme mit Konstantpumpen im offenen Kreis umgesetzt. Bei Open-Center-LS-Systemen (OCLS-Systemen) nach Abbildung 2.18 erfolgt die Rückmeldung der anliegenden Last an die Umlaufdruckwaage (UDW), über die der überschüssige Volumenstrom zum Tank abgeleitet wird. Entsprechend können bei OCLS-Systemen dieser Art lediglich die druckabhängigen Verluste minimiert werden. [19]

Auch die Versorgung mehrerer Verbraucher im gleichen Kreis ist bei einem OCLS-System möglich. Wird nur eine UDW umgesetzt, erfolgt die lastdruckunabhängige Volumenstromsteuerung auch nur für den lasthöchsten Verbraucher. Die übrigen SWVe wirken in diesem Fall wie Drosselventile, d. h. der in eine Sektion fließende Volumenstrom hängt von der Druckdifferenz des Ventils ab und ist damit lastdruckabhängig. Die Lastunabhängigkeit aller Verbraucher in einem OCLS kann z. B. dadurch erreicht werden, dass in die Zuleitungen der einzelnen Sektionen PDWn eingebaut werden. Zusammen ergeben Ventil und DW einen Stromregler, indem die DW die

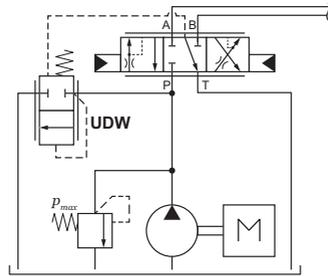


Abbildung 2.18: Beispiel eines OCLS-Systems mit Konstantpumpe und Umlaufdruckwaage. Quelle: e. D. nach [6]

über das SWV abfallende Druckdifferenz unabhängig des abstromseitigen Lastdrucks konstant hält. Dies hat allerdings einen negativen Einfluss auf die gesamte Energiebilanz des Systems. [6]

### Load-Sensing mit Verstellpumpe

Nach der Einführung von Verstellpumpen wurden LS-Systeme zunehmend als *Closed-Center-LS-Systeme* (CCLS-Systeme) ausgeführt, wodurch deren Energieeffizienz gesteigert werden konnte. Die Verstellpumpe eines CCLS-Systems verfügt mindestens über einen Druck-Förderstromregler, der direkt vom Lastdruck des lasthöchsten Verbrauchers gesteuert wird. Dadurch stellt sich im System der entsprechend notwendige Druck ein und gleichzeitig wird der Volumenstrom der Pumpe auf den Gesamtbedarf der Sektionen angepasst. Durch die Verwendung einer hydraulischen Wechselkette und Individualdruckwaagen können erneut mehrere Verbraucher parallel betrieben werden. Durch die DWn ist es zudem möglich, jeden Verbraucher lastdruckunabhängig mit Volumenstrom zu versorgen und dadurch sowohl druck- als auch volumenstrombedingte Verluste zu reduzieren. [6, 19]

Abbildung 2.19 zeigt als Beispiel ein CCLS-System mit PDWn und einer verstellbaren LSP mit Druckregler (DR) und Förderstromregler (QR). Die

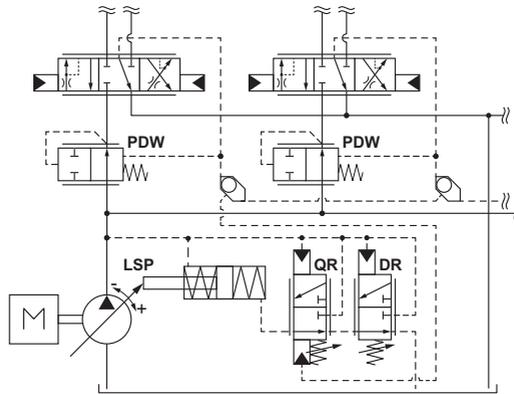


Abbildung 2.19: Beispiel eines hydraulisch-mechanischen CCLS-Systems mit Verstellpumpe und PDWn. Quelle: e. D.

Aufgabe des DR ist das Zurückschwenken der Pumpe beim Überschreiten eines Maximaldrucks, der QR verstellt die Pumpe in Abhängigkeit der anliegenden Druckdifferenz zwischen dem LSP-Druck und dem Druck des lasthöchsten Verbrauchers. Über die Feder des QR wird die Höhe von  $\Delta p_{LS}$  eingestellt. Nach Abbildung 2.11 werden bei klassischen LS- und Flow Sharing Systemen druckgeregelter Verstellpumpen, bei EFM- und diesen zugrundeliegenden Bedarfsstromsteuerungssystemen werden hingegen volumenstromgesteuerte Verstellpumpen eingesetzt.

## 2.8.2 Load-Sensing-Systeme nach Druckwaagenarten

Die DWn eines LS-Systems ermöglichen die lastdruckunabhängige Volumenstromsteuerung der angeschlossenen Verbraucher, indem sie die Druckdifferenz über dem jeweiligen SWV unabhängig des anliegenden Lastdrucks konstant halten. Nach Gleichung 2.6 resultiert daraus ein konstanter Volumenstrom, der bei konstantem  $\rho$  und  $\alpha_D$  nur noch vom Öffnungsquerschnitt des Ventils und nicht mehr von der Druckdifferenz abhängt. Darüber

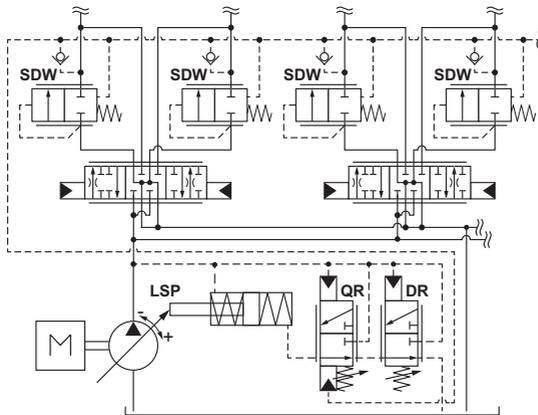


Abbildung 2.20: Hydraulisch-mechanisches CCLS-System mit Verstellpumpe und SDWn. Quelle: e. D. nach [25]

hinaus haben DWn die Aufgabe, den von der LSP eingestellten Systemdruck auf den individuellen Sektionsdruck der einzelnen Lastsektionen herabzusetzen.

UDWn werden üblicherweise in Verbindung mit Konstantpumpen eingesetzt (siehe z. B. Abbildung 2.18) und bilden zusammen mit einem SWV einen 3-Wege-Stromregler, d. h. überschüssiger Volumenstrom wird zum Tank zurückgeführt. Dadurch können die druckabhängigen Verluste eines Einzelverbrauchers minimiert werden, nicht aber die volumenstromabhängigen Verluste des Gesamtsystems. [72]

Aufgrund der Vielzahl parallel betriebener Verbraucher haben Systeme mit Verstellpumpen und Individualdruckwaagen für Hydraulikbagger eine größere Bedeutung [52]. Wie bereits erwähnt, wird bei den Individualdruckwaagen zwischen PDWn (vgl. Abbildung 2.19) und SDWn (vgl. Abbildung 2.20) unterschieden.

## Primärdruckwaagen

PDWn, Abbildung 2.19, werden stromaufwärts vor einem SWV eingebaut und wirken zusammen mit dem Ventil als 2-Wege-Stromregler. Über eine hydraulische Wechsellventilkette wird der individuelle Lastdruck nach der Steuerkante des SWVs abgegriffen und auf die Federseite der PDW gemeldet. Auf der gegenüberliegenden Druckwaagenseite liegt der Druck vor dem SWV an.

Die Druckdifferenz über der jeweiligen zugeordneten Steuerkante des Ventils, auch Messblende genannt, entspricht dem Druckäquivalent der durch die Feder der DW vorgegebenen Kraft. Die LS-Druckdifferenz  $\Delta p_{LS}$  der LS-Pumpe wird üblicherweise so eingestellt, dass sie größer ist als die Druckdifferenz der Druckwaagenfeder. Die zur Regelung verfügbare Druckdifferenz der lasthöchsten Sektion entspricht daher  $\Delta p_{LS}$ , bei den lastniederen Verbrauchern hängt die Höhe der Druckdifferenz von der individuellen Last ab.

Solange  $\Delta p_{LS}$  aufrecht erhalten werden kann, werden alle Sektionen lastunabhängig mit Volumenstrom versorgt. Übersteigt die Summenvolumenstromanforderung aller Sektionen den von der Pumpe maximal lieferbaren Volumenstrom, so befindet sich das System im Zustand der Unterversorgung. In diesem Betriebszustand kann das vom LS-Regler vorgegebene  $\Delta p_{LS}$  am lasthöchsten Verbraucher nicht mehr aufrecht erhalten werden, d. h.  $\Delta p_{LS}$  "bricht zusammen". In Folge wird der Volumenstrom des lasthöchsten Verbrauchers reduziert, was sich in einer Verringerung seiner Geschwindigkeit bis hin zum Stillstand äußert. Diesem Problem kann mit Sekundärdruckwaagen vorgebeugt werden. [19]

## Sekundärdruckwaagen

Im Gegensatz zu PDWn wirken SDWn, Abbildung 2.20, zusammen mit den SWVen wie ein Stromteiler. Die Druckdifferenz  $\Delta p_{LS}$  wird in dieser Schaltung an allen SWVen durch den Pumpenregler eingestellt. Der Last-

druck des lasthöchsten Verbrauchers wird über die Meldekette an alle SDWn übertragen. Werden SDWn in Unterversorgung betrieben, bricht  $\Delta p_{LS}$  zwar auch zusammen, allerdings wird das reduzierte  $\Delta p_{LS}$  über die Meldekette an alle SDWn gleichzeitig weitergegeben. In Folge wird der Volumenstrom aller Verbraucher im gleichen Verhältnis so weit reduziert, bis das vom Pumpenregler vorgegebene  $\Delta p_{LS}$  wieder erreicht werden kann, d. h. bis die die Summenvolumenstromanforderung des Systems wieder durch die Pumpe gewährleistet werden kann. Dadurch werden alle Verbraucher im gleichen Verhältnis langsamer, ohne dass einzelne Verbraucher einen kompletten Stillstand erfahren. Aufgrund dieses Verhaltens werden LS-Systeme mit SDWn auch als *Flow Sharing Systeme* bezeichnet. [19]

In der Praxis werden für Flow Sharing Systeme häufig auch herstellerspezifische Bezeichnungen, wie z. B. *LUDV*<sup>7</sup> oder *LSC*<sup>8</sup>, verwendet. [52]

### 2.8.3 Load-Sensing-Systeme nach Meldearten

#### Hydraulisch-mechanisches Meldesystem

Hydraulisch-mechanische LS-Systeme verfügen über eine hydraulische Rückmeldung der Last an die Pumpe. Häufig wird hierzu eine Meldekette aus Wechselventilen eingesetzt, die so miteinander verschaltet sind, dass der höchste Druck an die Pumpe rückgemeldet wird. Zur Reduzierung von Schwingungen werden die Meldeleitungen üblicherweise bedämpft. [67]

#### Elektro-hydraulisches Meldesystem

Bei elektro-hydraulischen LS-Systemen werden verschiedene hydraulische Signale (z. B. Lastdrücke, Differenzdrücke, Schieberpositionen,...) an den einzelnen Verbrauchern und im System durch elektrische Messumformer erfasst und einer übergeordneten ECU zugeführt. Diese wandelt die Istgrö-

---

<sup>7</sup> lastdruckunabhängige Durchflussverteilung, Fa. Bosch Rexroth AG

<sup>8</sup> Linde Synchron Control, Fa. Linde Hydraulics GmbH & Co. KG

ßen mittels geeigneter Algorithmen in die notwendigen Stellgrößen des Systems um und gibt sie z. B. an die Pumpe oder die SWVe zurück. Durch das Ersetzen der hydraulischen Meldeleitung mit einer elektrischen kann z. B. via Steuerung Einfluss auf die Pumpendynamik und -stabilität genommen werden. Weiterhin kann die Parametrierung des Systems im Betrieb an unterschiedliche Situationen angepasst werden. Elektro-hydraulische LS-Systeme vereinen daher die Kostenvorteile und Robustheit konventioneller LS-Systeme mit der hohen Flexibilität elektronischer Steuerungen, was z. B. eine Einstellung der im System notwendigen Dämpfungen und der damit verbundenen Stabilisierung der Pumpe in Abhängigkeit des Maschinen- oder Systemzustands bzw. der vom Bediener durchgeführten Aufgabe ermöglicht. [6, 26, 28]

Bisherige Untersuchungen (siehe z. B. [30]) haben gezeigt, dass die erreichbare dynamische Regelgüte elektro-hydraulischer LS-Systeme für moderne mobile Arbeitsmaschinen noch nicht ausreicht. Als Ursachen wurden hierfür hohe Messwertabweichungen sowie eine zu geringe Rechenperformance der vorhandenen Komponenten genannt. [89]

In jüngster Zeit werden elektrifizierte LS-Systeme in ausgewählten Anwendungen eingesetzt, siehe Kapitel 3. Daraus und in Hinblick auf die Entwicklungen im Bereich der Computertechnik der vergangenen Jahre kann darauf geschlossen werden, dass es nur eine Frage der Zeit ist, bis eLS-Systeme in technisch und wirtschaftlich geeigneten Anwendungen einen größeren Anteil am Markt einnehmen werden.

### **Elektronisches Flow Matching**

Bei EFM-Systemen wird eine elektrisch volumenstromgeregelt Hydrolykumpumpe eingesetzt, die entsprechend den Bedienvorgaben angesteuert wird, Abbildung 2.21. Dadurch versorgt die Pumpe die SWVe direkt beim Öffnen mit dem gewünschten Volumenstrom und muss sich nicht erst, wie bei LS-Systemen üblich, aufgrund der von der Lastsektion zurückgemel-

deten Druckdifferenz einregeln, was dynamische Vorteile hat. Zudem kann bei EFM-Systemen die LS-typische Druckdifferenz zwischen Pumpen- und Lastdruck auf ein für ein stabiles Systemverhalten notwendiges Mindestmaß abgesenkt werden, was die Energieeffizienz des Systems steigert. [26]

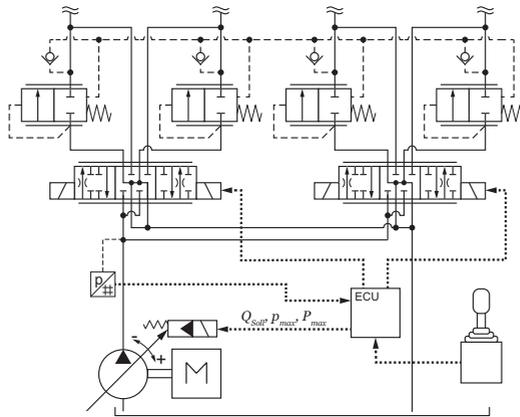


Abbildung 2.21: Beispiel eines EFM-Systems mit SDWn. Quelle: e. D.

Genau wie LS-Systeme werden EFM-Systeme mit Lastsektionen in Stromregler- oder Stromteilerschaltung, d. h. mit vor- oder nachgeschalteten Druckwaagen, ausgestattet. Das Gesamtsystem verfügt daher über deren individuelle Charakteristika, weist darüber hinaus allerdings eine deutlich gesteigerte Pumpendynamik und eine höhere Energieeffizienz auf. [89]

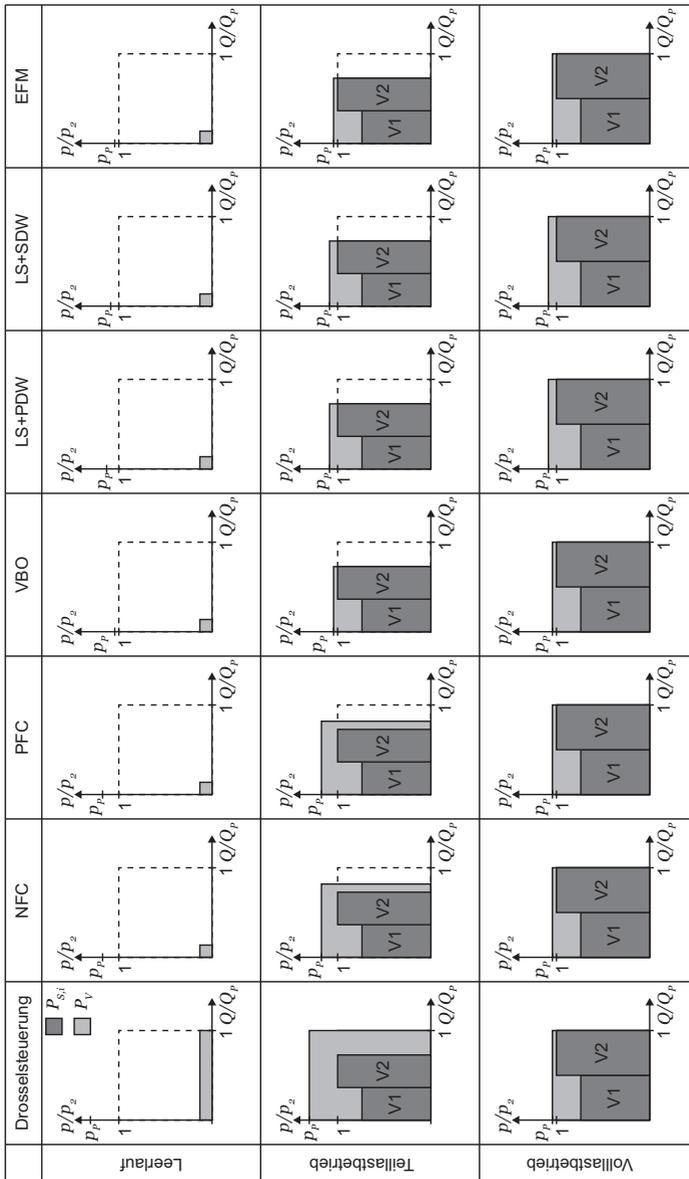
## 2.9 Vergleich der p/Q-Charakteristik von OC- und CC-Systemen

Die bisher vorgestellten Systeme weisen teilweise deutliche Unterschiede hinsichtlich der verwendeten Komponenten und im Systemaufbau auf. Trotzdem finden sich sowohl Hydraulikbagger mit OC- als auch mit CC-

Systemen am Markt. Häufig variieren die Systeme sogar innerhalb des Portfolios eines Herstellers in Abhängigkeit von Maschinengröße und -leistung, siehe hierzu auch Kapitel 2.12. Nach Geimer [26] stellt die Wahl des für eine mobile Anwendung geeigneten Hydrauliksystems einen Kompromiss aus Energieeffizienz, Lastabhängigkeit, Verhalten in Unterversorgung, Steifigkeit, Steuerbar- und -genauigkeit, Regelungskomplexität, Skalier- und Erweiterbarkeit, Größe und nicht zuletzt der Kosten dar. Abbildung 2.22 zeigt qualitative p/Q-Diagramme der vorgestellten OC- und CC-Systeme in den Betriebszuständen *Leerlauf*, *Teillast*- und *Volllastbetrieb* im Vergleich.

Die Verluste im Leerlauf- oder Standby-Betrieb von Systemen mit Drosselsteuerung sind deutlich größer als die der anderen OC- und CC-Systeme, was der Konstantpumpe geschuldet ist. Das Druckniveau wird durch die Druckverluste des Neutralumlaufs bestimmt. Die Leerlaufverluste der OC-Systeme NFC und PFC hängen ebenfalls von den Verlusten im Neutralumlauf und vom Neutralvolumenstrom ab. Bei CC-Systemen ist im Leerlauf ebenfalls ein geringer Volumenstrom zur Aufrechterhaltung der Mindeststeuerdrücke notwendig, damit die erwartete Performance des Systems gewährleistet werden kann.

Im Teillastbetrieb sind die Verluste von Drosselsteuerungssystemen erneut deutlich höher als die der übrigen Systeme, was darauf zurückzuführen ist, dass der Volumenstrom der Pumpe nicht vollständig im System benötigt wird, sondern bei hohem Druck über den Neutralumlauf in den Tank zurückfließt, siehe Abbildung 2.12. In den Endlagen der SWVe ist der Neutralumlauf vollständig geschlossen, was dazu führt, dass der überschüssige Volumenstrom bei DBV-Druck zum Tank zurückfließt. VBO- und EFM-Systeme sind hier die Effizientesten, da der Pumpendruck  $p_p$  sehr nahe am Lastdruck  $p_2$  des lasthöchsten Verbrauchers liegt. LS-Systeme mit PDWn bzw. SDWn benötigen eine größere Druckdifferenz und haben dementsprechend höhere Verluste. Bei NFC- und PFC-Systemen fällt der Unterschied zwischen Last- und Pumpendruck noch größer aus, zudem fließt im Teil-



Legende:  $p$ : gegenwärtiger Druck,  $p_2$ : Druck von  $V_2$ ,  $p_1$ : Druck d. Systempumpe,  $P_{s,i}$ : Nutzleistung Sektion S,  $P_v$ : Verlustleistung,  $Q$ : gegenwärtiger Volumenstrom,  $Q_p$ : Volumenstrom d. Systempumpe

Abbildung 2.22: p/Q-Diagramm-Übersicht verschiedener OC u. CC-Systeme im Leerlauf, Teil- und Volllastbetrieb. Quelle: e. D. nach [26, 45]

lastbetrieb immer noch ein gewisser Volumenstrom über den Neutralumlauf zum Tank, was zusätzliche Verluste bedeutet.

Im Volllastbetrieb, d. h. wenn der von den Sektionen angeforderte Volumenstrom dem maximalen Pumpenvolumenstrom entspricht, weisen LS-Systeme mit PDWn bzw. SDWn die größte Verlustleistung auf, was auf die unverändert hohe LS-Druckdifferenz zurückzuführen ist. Im Gegensatz dazu kann die Energieausnutzung der anderen Systeme z. B. aufgrund fehlender Druckwaagen oder aufgrund der abgesenkten Regeldruckdifferenz besser sein.

Der Vergleich der Systeme aus Abbildung 2.22 zeigt, dass alle OC- und CC-Systeme je nach Betriebszustand im Parallelbetrieb mehr oder weniger signifikante Drosselverluste aufweisen. Diese entstehen, wenn der Systemdruck der Pumpe auf den jeweiligen Verbraucherlastdruck herabgesetzt wird. Daher treten auch bei den übrigen OC- und CC-Systemen (mit oder ohne Druckwaagen) Verluste auf, die gemäß der in dieser Arbeit verwendeten Definition ebenfalls als systembedingte Druckverluste bezeichnet werden können (siehe hierzu z. B. [6]).

### **2.10 Energieanalyse von Load-Sensing-Systemen**

Durch eine Energieanalyse kann der Anteil der SBDV am Gesamtenergieumsatz eines Systems quantifiziert und dadurch vorhandenes Optimierungspotential identifiziert werden. Im Folgenden werden die hierfür notwendigen Größen am Beispiel eines Systems mit PDWn definiert, die gleichzeitig die Grundlagen für die vorliegende Arbeit darstellen. Weiterführende Informationen zur Energieanalyse von LS-Systemen finden sich auch in [92]. Die hier eingeführten Größen können analog bei einem System mit SDWn definiert werden.

Grundlage der Energieanalyse ist ein LS-System nach Abbildung 2.23 mit einem Energiefluss entsprechend dem Sankey-Diagramm aus Abbildung 2.24. Basierend auf den Vorgaben der einzelnen Verbraucher  $i$  speist

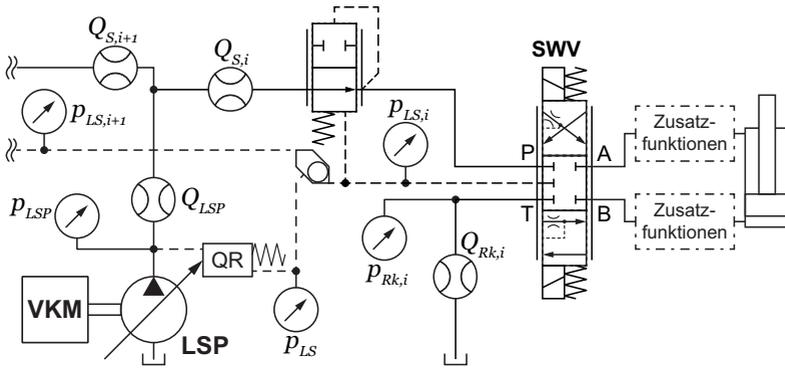


Abbildung 2.23: Messgrößen zur LS-System-Energiebetrachtung. Quelle: e. D.

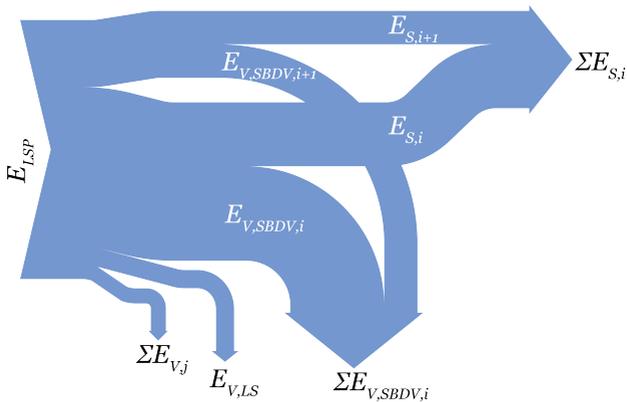


Abbildung 2.24: Sankey-Diagramm des LS-Systems aus Abbildung 2.23. Quelle: e. D.

die LSP den Volumenstrom  $Q_{LSP}$  bei Systemdruck  $p_{LSP}$  in das System ein, Abbildung 2.23. Unter Annahme eines vernachlässigbaren Tankdrucks  $p_T$  kann daraus die von der LS-Pumpe zur Verfügung gestellte Energie  $E_{LSP}$  berechnet werden, Gleichung 2.25:

$$E_{LSP} = \int P_{LSP} dt = \int p_{LSP} \cdot Q_{LSP} dt \quad (2.25)$$

Der Druck des lasthöchsten Verbrauchers  $p_{LS}$  wird um die am LS-Förderstromregler eingestellte LS-Druckdifferenz  $\Delta p_{LS}$  auf den Systemdruck  $p_{LSP}$  erhöht. Vereinfacht wird angenommen, dass  $\Delta p_{LS}$  an allen DWn zusammen als Verlustenergie  $E_{V,LS}$  anfällt<sup>9</sup>, Gleichung 2.26. Wird das System in Unterversorgung betrieben, so wird  $E_{V,LS}$  aufgrund des reduzierten  $\Delta p_{LS}$  ebenfalls an allen DWn reduziert.

$$E_{V,LS} = \int (p_{LSP} - p_{LS}) \cdot Q_{LSP} dt \quad (2.26)$$

In Abhängigkeit des tankseitigen Widerstandes, z. B. aufgrund von Filtern, stellt sich im Rücklauf des Verbrauchers das Druckniveau  $p_{Rk,i}$  ein. Unter Vernachlässigung aller Leckageverluste in der Sektion ergibt sich der rückfließende Volumenstrom  $Q_{Rk,i}$  nach Gleichung 2.27.

$$Q_{Rk,i} = x_A^{-s} \cdot Q_{S,i} \quad (2.27)$$

Die DW des lasthöchsten Verbrauchers hat zum Einregeln des gewünschten Volumenstroms nur  $\Delta p_{LS}$  zur Verfügung. Bei allen niedrig belasteten Verbrauchern wird die zur Volumenstromregelung verfügbare Druckdifferenz durch den Pumpendruck  $p_{LSP}$  und die jeweilige Sektionslast  $p_{S,i}$  definiert. Der sektionsindividuelle Anteil an  $E_{V,LS}$  ist nach Gleichung 2.26 bereits be-

<sup>9</sup> Genauere Ergebnisse können erreicht werden, indem  $E_{V,LS}$  sektionsindividuell berechnet und aufsummiert wird. Hierfür muss die Druckdifferenz bekannt sein, die die DW über dem zugehörigen SWV einregelt, was bei den in Kapitel 5 verwendeten Daten nicht der Fall war.

rücksichtigt. Daher können  $\Delta p_{SBDV,i}$  und die daraus resultierenden SBDV  $E_{V,SBDV,i}$  nach Gleichung 2.28 und 2.29 berechnet werden.

$$\Delta p_{SBDV,i} = p_{LS} - p_{LS,i} \quad (2.28)$$

$$E_{V,SBDV,i} = \int P_{V,SBDV,i} dt = \int \Delta p_{SBDV,i} \cdot Q_{S,i} dt \quad (2.29)$$

$$E_{V,SBDV,ges} = \sum_{i=1}^n E_{V,SBDV,i} \quad (2.30)$$

Die den Sektionen zur Verfügung stehende Energie  $E_{S,i}$  kann nach Gleichung 2.31 berechnet werden.  $E_{S,i}$  berücksichtigt den gesamten Energieaufwand, der notwendig ist, um die vom Bediener geforderte Arbeit in der Sektion leisten zu können. Hierzu zählen auch Verluste im Rücklauf.

$$E_{S,i} = \int P_{S,i} dt = \int p_{LS,i} \cdot Q_{S,i} dt \quad (2.31)$$

Unter Berücksichtigung der Gleichungen 2.26 bis 2.31 kann Gleichung 2.25 ausgedrückt werden als:

$$E_{LSP} = \sum_{i=1}^n (E_{S,i} + E_{V,SBDV,i}) + \sum_{j=1}^m E_{V,j} + E_{V,LS} \quad (2.32)$$

$\sum E_{V,j}$  fasst dabei alle bisher nicht näher beschriebenen pumpenseitigen Verluste im Hydrauliksystem zusammen (z. B. Leckageverluste des Pumpenreglers,...), siehe auch Abbildung 2.24.

## 2.11 Systembedingte Druckverluste bei mobilen Arbeitsmaschinen

Nach Siebert [93] verfügen mobile Arbeitsmaschinen über SBDV im Sinne dieser Arbeit, wenn ihre „(Haupt-)Leistungssektionen als Load-Sensing-System ausgeführt sind, sich in der Maschine mehrere Verbraucher in einem LS-Kreis befinden und die Verbraucher eines Kreises im Betrieb un-

*terschiedliche Druckniveaus (aufgrund ihrer äußeren Lasten) haben und gleichzeitig Volumenstrom anfordern“ [93, S. 5].*

Flindt untersucht in [22] verschiedene mobile Arbeitsmaschinen hinsichtlich hoher SBDV und identifiziert dabei die folgenden Maschinen:

- Hydraulikbagger (Mobil-/Raupenbagger aller Leistungsklassen, insofern ein LS-System umgesetzt ist),
- Umschlagmaschinen (insofern ein LS-System umgesetzt ist),
- Maschinen mit baggerähnlichen (Kran-)Kinematiken (z. B. Rückezü-ge, Harvester,...)

Durch die Erkenntnisse dieser Arbeit können der Aufzählung von Flindt noch die bereits bekannten OC-Systeme hinzugefügt werden, die zwar in der Regel nicht über Druckwaagen verfügen aber dennoch SBDV aufweisen.

Der Arbeitsprozess der aufgeführten Maschinen zeichnet sich üblicherweise durch einen hohen Parallelisierungsgrad der Aktorbewegungen aus und wird meist in Form eines aufgabenspezifischen und wiederkehrenden Bedienzyklus ausgeführt. Ein Zyklus im Sinne dieser Arbeit zeichnet sich dadurch aus, dass *die Anfangs- und Endzustände (in guter Näherung) gleich sind*. Hierunter fallen sowohl Positionen und Geschwindigkeiten als auch Energien, z. B. der Energieinhalt eines Hydraulikspeichers. Zu den häufigsten Zyklen eines Hydraulikbaggers zählen nach Finzel [20] der *90°-Arbeitszyklus* und der *Planumszyklus*, weswegen die Untersuchungen in dieser Arbeit weitestgehend anhand dieser beiden Zyklen durchgeführt werden. [43, 45]

Neben den Angesprochenen gibt es auch noch weitere Maschinen (wie z. B. Radlader, Teleskoplader,...) mit LS-Systemen am Markt, die ebenfalls SBDV aufweisen. Nach [22] sind bei Radladern und radladerähnlichen Maschinen SBDV allerdings aufgrund der Leistungsaufteilung zwischen Fahr- und Arbeitshydraulik bzw. der Ausprägung der Parallelisierung nicht vergleichbar signifikant wie bei Baggern. Nichtsdestotrotz kann die in dieser Arbeit vorgestellte Optimierungsmaßnahme auch auf diese (und weitere)

Maschinen angewendet werden. Für die Untersuchungen in der vorliegenden Arbeit sind sie allerdings ohne Relevanz.

### 2.12 Hydraulikbagger

Die ersten baggerähnlichen Maschinen wurden etwa 1830 entwickelt. Zunächst standen Seilbagger mit Dampftrieb zur Verfügung, ab 1954 wurden die ersten Hydraulikbagger in Serienproduktion hergestellt. In den meisten Arbeitsgebieten haben Hydraulikbagger die Seilbagger zwischenzeitlich aufgrund ihrer höheren Leistungsfähigkeit abgelöst. [43, 52]

Heute sind am Markt eine Vielzahl verschiedener Hydraulikbagger verfügbar. Je nach Leistungsklasse unterscheiden sich die Maschinen in Systemstruktur und Funktionsumfang. Dennoch verfügen alle Hydraulikbagger zum Verrichten der gewünschten Aufgabe(n) über (mindestens) einen Baggerarm und einen drehbaren Oberwagen.

Nach DIN EN ISO 6165 [84] zählen Bagger zu den Erdbaumaschinen und verfügen nach König [50] heute häufig über einen Dieselmotor und hydrostatische oder hydrodynamische „*Fahr-, Drehwerks-, Winden- und Einzelantriebe zur Betätigung von Arbeitseinrichtungen. Einen weiteren Fortschritt brachte der Einsatz von Turbokupplungen und Drehmomentwandlern, die es ermöglichen, durch eine stufenlose Kraft- und Geschwindigkeitsanpassung die Motorleistung voll zu nutzen. Elektronische Steuer- und Regeleinrichtungen sind heute in fast allen Bereichen der Erdbaumaschinen Standard. Kontrollsysteme liefern Daten für eine vorbeugende Wartung, die bei entsprechender Auswertung und Anwendung eine hohe Verfügbarkeit der Geräte garantieren*“ [50, S. 95].

Neben dieselbetriebenen Maschinen finden sich in jüngster Zeit zunehmend Bagger mit alternativen Primärenergiequellen auf dem Markt. Vor allem im Einsatzgewichtsbereich von bis zu 30 Tonnen bieten zwischenzeitlich viele Hersteller batteriebetriebene Maschinen an, siehe z. B. [77, 79, 80]. Die Firma Liebherr stellte auf der BAUMA 2022 einen mit einem Was-

serstoffverbrennungsmotor ausgestatteten Bagger mit einem Einsatzgewicht von 50 Tonnen vor [78].

Die Spreizung der am Markt verfügbaren Einsatzgewichte  $m_E$  liegt im Bereich von  $\approx 0,8\text{t} \leq m_E \leq \approx 820\text{t}$ , die Leistungsspreizung im Bereich von  $\approx 7\text{kW} \leq P \leq \approx 3000\text{kW}$ <sup>10</sup>. Die größte Anbietervielfalt findet sich im Bereich bis ca. 40t bzw. 230kW. Nach König [50] können Hydraulikbagger nach der Maschinenverwendung in drei Baugrößen eingeteilt werden, die sich in der Gewichtsklasse der Maschinen, in der Motorleistung und im Einsatzzweck unterscheiden:

- Baugröße 1: Gewichtsklassen 10 t, 15 t, 20 t, 25 t
- Baugröße 2: Gewichtsklassen 30 t, 45 t, 55 t bis 60 t
- Baugröße 3: Gewichtsklassen 70 t, 135 t, 200 t,  $\geq 225\text{t}$

Während Maschinen der Baugröße 1 sowohl als Mobil- als auch als Raupenbagger erhältlich sind, verfügen Maschinen der Baugröße 2 und 3 aufgrund der hohen Belastung ausschließlich über Raupenfahrwerke. Nach Kunze [52] sind die Stückzahlen bei Geräten der Baugröße 1 am größten.

Die Antriebsstruktur von Hydraulikbaggern sowie die Einteilung und Benennung der Maschinengrößenklassen unterscheidet sich am Markt je nach Hersteller, Leistung und Gewichtsklasse. Für die vorliegende Arbeit wird eine aus einer Marktanalyse<sup>11</sup> abgeleitete Einteilung mit herstellerübergreifend vereinheitlichten Größenklassen gewählt, die sich an den am Markt etablierten, d. h. von einer Mehrzahl an Herstellern einheitlich verwendeten,

<sup>10</sup> Am Markt sind auch größere Maschinen zu finden, diese haben für die vorliegende Arbeit allerdings keine Relevanz.

<sup>11</sup> Die zugrunde liegende Recherche wurde im Zeitraum von November 2021 bis Februar 2022 durchgeführt und stützt sich auf die zu dieser Zeit im Internet bzw. bei den Herstellern verfügbaren Daten. Rückfragen zu fehlenden Daten waren nicht immer erfolgreich, weswegen die Datenbasis mit einer gewissen Unschärfe behaftet ist. Zur Generierung der Daten wurden Datenblätter und Internetinträge der nach [47, 48] größten am Markt vertretenen (und weiterer) Hersteller ausgewertet und nach Einsatzgewicht, Motorleistung und Hydrauliksystem dokumentiert. Bei der Einsatzgewichtsspreizung, Abbildung 2.25, wurden nur größere Lücken im Portfolio berücksichtigt, da die meisten Hersteller durch Wahlkonfigurationen der Einzelmaschinen eine nahezu vollständige Abdeckung des gesamten Einsatzgewichtsspektrums erreichen.

Größenklassen orientieren. Abbildung 2.25 zeigt die Einteilung nach den Klassen *Minibagger* ( $0,8t \leq m_E \leq 6t$ ), *Kompaktbagger* ( $6t < m_E \leq 10t$ ), *Mittlere Bagger* ( $10t < m_E \leq 40t$ ) und *Große Bagger* ( $40t < m_E \leq 200t$ ). *Größtbagger* ( $m_E \geq 200t$ ) werden nicht berücksichtigt.

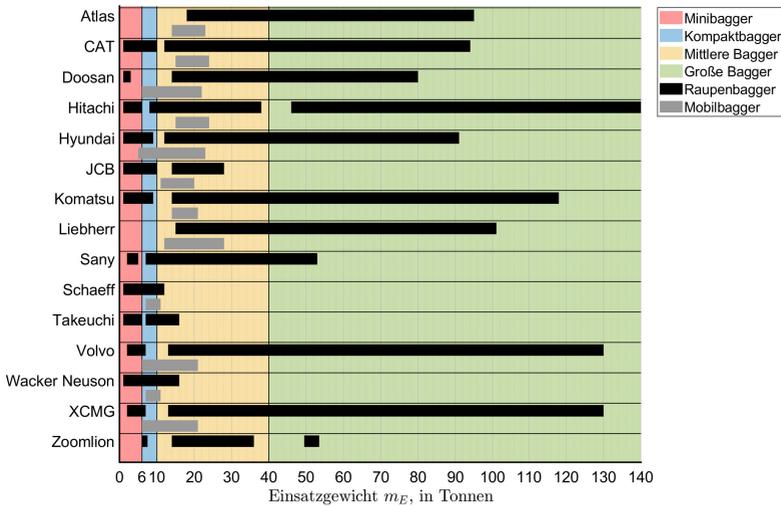


Abbildung 2.25: Maschinenverfügbarkeit nach Einsatzgewicht und Hersteller.  
Quelle: e. D.

Aus Abbildung 2.26 können die in den jeweiligen Klassen vorkommenden hydraulischen Antriebssysteme<sup>12</sup> entnommen werden. Die Abbildung zeigt, dass der Großteil der am Markt verfügbaren Maschinen im Einsatzgewichtsbereich  $\approx 1t \leq m_E \leq 15t$  mit LS-Systemen ausgestattet ist, wobei sowohl Systeme mit PDWn als auch mit SDWn eingesetzt werden.

Im Bereich der Mini- und Kompaktbagger werden häufig Einkreis-Systeme (1K) eingesetzt, im Bereich der mittleren und großen Bagger Mehrkreis-

<sup>12</sup> Für die Darstellung in Abbildung 2.26 wurden die verschiedenen hydr. Antriebssysteme der bei den Herstellern verfügbaren Modellen gezählt und in Gewichtsklassengruppen à 5 t zusammengefasst. Abbildung 2.26 enthält keine Daten des Herstellers Zoomlion aufgrund der für eine Klassifizierung unzureichenden Datenbasis.

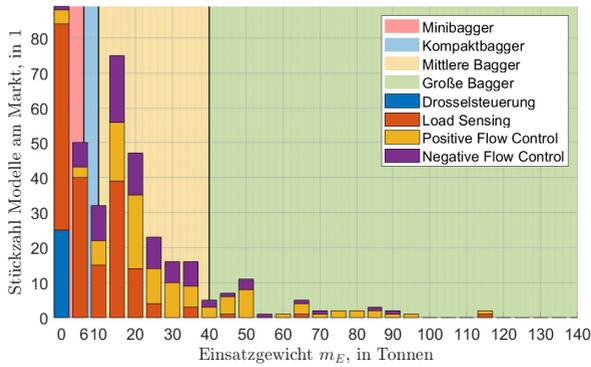


Abbildung 2.26: Hydr. Antriebssysteme (Arbeitshydraulik) nach Einsatzgewicht.  
Quelle: e. D.

systeme. Bei LS-Mobilbaggern überwiegen 1K-Systeme. Größtbagger mit Einsatzgewichten von  $m_E \geq 800\text{t}$  verfügen über 10 und mehr Kreise, d. h. jeder Verbraucher wird von einer eigenen Pumpe gespeist. [26]

Im Bereich  $20\text{t} \leq m_E \leq 50\text{t}$  überwiegen OC-Systeme (PFC, NFC), der Anteil an LS-Systemen geht zurück. Drosselsteuerungssysteme sind bei Baggern im niedrigen Leistungsbereich oder bei Größtbaggern zu finden.

### Arbeitsausrüstung eines Hydraulikbaggers

Bagger, siehe z.B. Abbildung 2.27, sind hochflexible Maschinen, die aufgrund ihrer vielfältigen Ausrüstung für verschiedene Tätigkeiten eingesetzt werden können. Der Unterwagen dient zum Fortbewegen und der Stabilität der Maschine während des Arbeitseinsatzes. Es sind sowohl Raupen als auch Radfahrwerke erhältlich. Letztere sind straßengängig und verfügen häufig über zusätzliche Abstützevorrichtungen, wie z. B. Pratzen oder Schilde. Unter- und Oberwagen werden durch einen Drehkranz mit Drehdurchführung verbunden, welche die Energieversorgung der Antriebskomponenten im Unterwagen ermöglicht. Im Gegensatz z. B. zu Schwenkwerken von

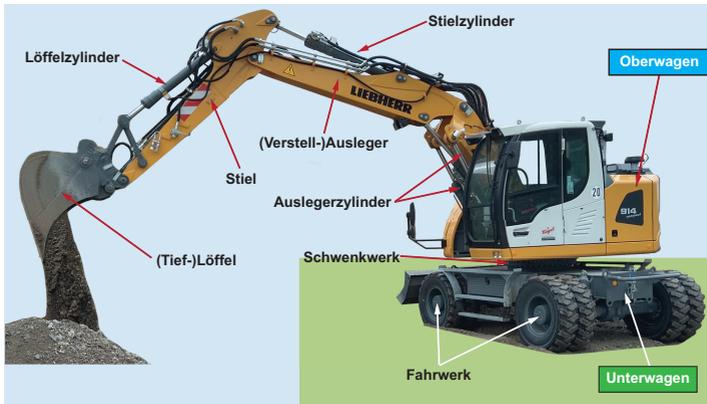


Abbildung 2.27: Hydraulikbagger mit Verstellausleger und beschrifteter Arbeitskennematik. Quelle: e. D.

Forstkränen können sich Ober- und Unterwagen durch den Drehkranz unbegrenzt gegeneinander verdrehen. Der Drehwerk- oder Schwenkwerktrieb erfolgt üblicherweise über einen Hydraulikmotor mit Getriebe. Vereinzelt setzen neuere Maschinen elektrische Schwenkantriebe ein, um z. B. Energie aus dem Schwenken zurückzugewinnen zu können. [52]

Der Arm eines Baggers besteht üblicherweise aus den zwei Teilstücken *Ausleger* und *Stiel*, an der Spitze des Arms befindet sich der Hoch- oder Tief-*Löffel* als eigentliches Werkzeug. Alle Armsegmente werden üblicherweise durch Differentialzylinder angetrieben. Je nach Maschine werden Monoblock- oder Verstellausleger eingesetzt, letztgenannte verfügen über ein zusätzliches Knickgelenk im „Ellenbogen“ des Auslegers. Vor allem im Kompakt- und Mobilbereich (bis ca. 20 t) sind Verstellausleger sehr häufig anzutreffen. Der zusätzliche Freiheitsgrad erhöht die Beweglichkeit von Ausleger und Anbaugerät, vergrößert die Reichweite und die maximale Arbeitshöhe. Bei großen Baggern werden aufgrund der hohen Grabkräfte ausschließlich Monoblockausleger eingesetzt. Hydraulikbagger können eine Vielzahl verschiedener Anbaugeräte aufnehmen, wie z.B. spezielle

Profillöffel, Sieblöffel, Rüttelplatten, Reißzähne, etc., welche zudem auch noch mit Zusatzfunktionen ausgestattet sein können (Panzerung, Auswerfer, Klappen, ...). [50]

Der Großteil der Verbraucher eines Baggers wird heute üblicherweise rein hydraulisch betrieben. Nebenverbraucher, wie z. B. die Pratzen oder das Schild, werden im weiteren Verlauf der Arbeit nicht berücksichtigt, da ihr Anteil am Gesamtenergieumsatz der Maschine sehr gering ist. Auch der Fahrtrieb wird nicht weiter berücksichtigt, da die beiden Hauptfunktionen *Fahren* und *Arbeiten* bei Baggern üblicherweise nicht gleichzeitig ablaufen. Zudem gibt es die Möglichkeit, den Fahrtrieb z. B. als geschlossenen bzw. separaten Kreislauf auszuführen, wodurch dessen SBDV deutlich reduziert werden. Die wichtigsten Verbraucher für die folgende Arbeit sind *Ausleger-, Stiel- und Löffelzylinder* und der *Schwenkwerkantrieb*.

### **Baggertätigkeit 90°-Zyklus**

Der 90°-Zyklus<sup>13</sup> (siehe Abbildungen 2.28) wird häufig zum Erdaushub angewandt und besteht aus einer zyklisch wiederkehrenden Bewegungsabfolge von Grab- und Schwenkbewegungen um einen definierten Schwenkwinkel. Da der Bagger während des Grabens stehen bleibt, hat der Fahrtrieb keinen Einfluss auf den Gesamtenergieverbrauch. Die Ausführung des 90°-Zyklus kann nach Holländer [43] in vier Phasen eingeteilt werden, vgl. Abbildungen 2.28 und 2.29.

In der Phase 1, *Graben*, nimmt die Maschine Material z. B. von einem Haufwerk auf, wozu vor allem der Löffel- und Stielzylinder eingesetzt werden. In Phase 2, *Schwenken + Heben*, schwenkt die Maschine den Oberwagen und hebt den Ausleger gleichzeitig an, während Stiel- und Löffelzylinder nahezu nicht betätigt werden. Phase 3, *Entleeren* (z. B. über einem LKW), wird wieder größtenteils durch Stiel- und Löffelzylinder ausgeführt, der Ausleger verharrt in seiner Position. In Phase 4, *Rückschwenken + Sen-*

<sup>13</sup> Natürlich sind auch andere Schwenkwinkel möglich, wie z. B. ein 180°-Zyklus.

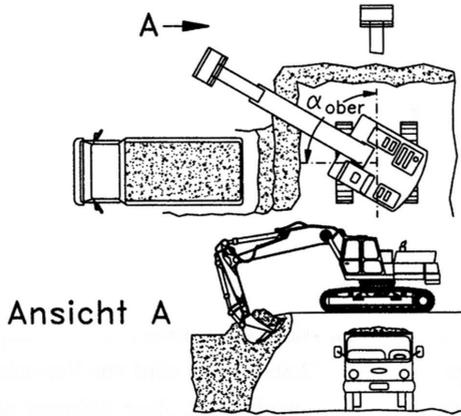


Abbildung 2.28: Darstellung der Baggertätigkeit 90°-Zyklus. Quelle: [43]

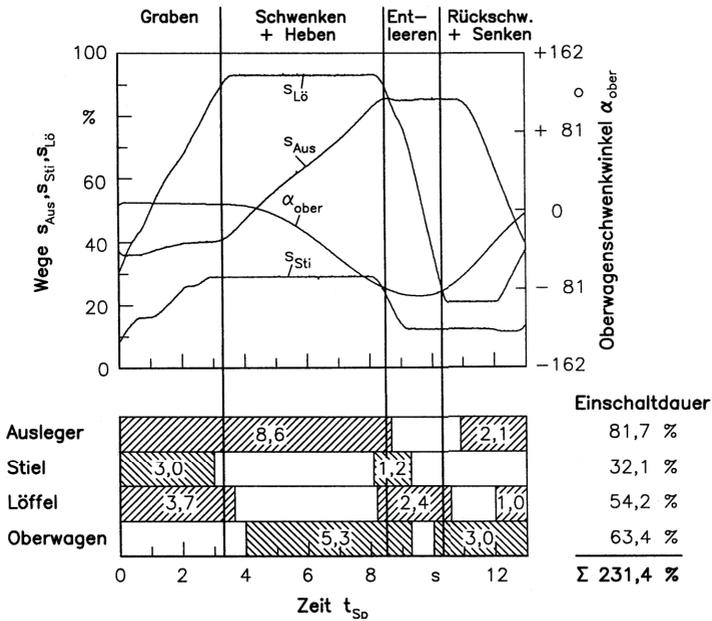


Abbildung 2.29: Bewegungsablauf eines 90°-Zyklus. Quelle: [43]

ken, schwenkt die Maschine ihren Oberwagen zurück und positioniert die Arbeitsausrüstung wieder für den Beginn des nächsten Zyklus. [43]

Je nach Fähigkeiten des Fahrers nimmt die Gleichzeitigkeit aller Bewegungen während der Tätigkeit zu oder ab. Für den in Abbildung 2.29 dargestellten Zyklus hat Holländer eine Einschaltdauer aller Verbraucher von über 231 % ermittelt und schließt daraus, dass im Mittel mehr als zwei Verbraucher während des Arbeitsspiels gleichzeitig betätigt wurden. [43]

### **Baggertätigkeit Planumszyklus**

Beim Erstellen eines Planums werden Erdanhäufungen auf einer Fläche durch Abziehen mit dem Löffel planiert, wobei sich der Löffel idealerweise in einer zum Boden parallelen Ebene bewegt. Die Neigung dieser Ebene kann über die Ansteuerung von Ausleger und Stiel durch den Maschinenbediener beeinflusst werden. Abbildung 2.30 zeigt einen beispielhaften Bewegungsablauf aus [43] und die zugehörige Einschaltdauer der einzelnen Aktoren.

Der Planumszyklus aus [43] unterteilt sich in die beiden Phasen *Arbeitshub* und *Rückhub*. Während des *Arbeitshubs*, der eigentlichen Planiertätigkeit, fahren die Zylinder von Ausleger und Stiel gemeinsam aus, der Löffelzylinder und das Schwenkwerk werden üblicherweise nicht angesteuert. Durch die Überlagerung der beiden Rotationsbewegungen von Ausleger und Stiel um deren Gelenke führt der Löffel eine nahezu horizontale Bewegung zum Bagger hin aus. Die Qualität des Arbeitsergebnisses hängt von der im richtigen Verhältnis und zeitlich synchron ausgeführten Ansteuerung der beiden Aktoren ab.

Während des anschließenden *Rückhubs* befindet sich der Löffel nicht im Eingriff, sondern wird durch Stiel und Ausleger vom Boden angehoben. Beide Aktoren werden wieder in ihre Ursprungsposition zurückgesetzt, d. h. der Arm wird gestreckt. Währenddessen schwenkt der Oberwagen um einen definierten Winkel, in [43] z. B.  $15^\circ$ , um eine weitere Planumsbahn zu errei-

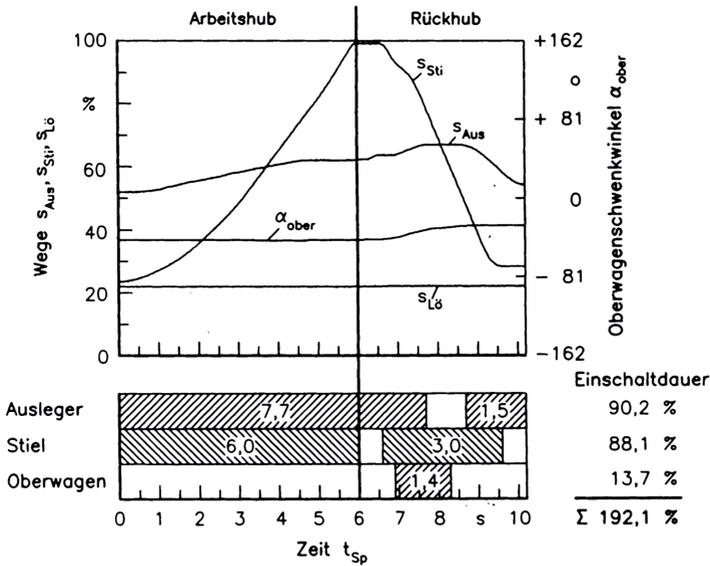


Abbildung 2.30: Bewegungsablauf eines Planumszyklus. Quelle: [43]

chen. Alternativ kann die Maschine ohne Schwenken des Oberwagens über den Fahrtrieb seitlich versetzt werden.

### 3 Stand der Forschung und Technik

Der Fokus dieser Arbeit liegt auf der Effizienzsteigerung von LS-Systemen in Hydraulikbaggern durch die Reduzierung systembedingter Druckverluste. Neben diesem gibt es noch eine Reihe weiterer vielversprechender und teilweise bereits im Markt etablierter Ansätze zur Effizienzsteigerung, die im Folgenden aufgezeigt werden.

Zunächst werden die aus dem Stand von Forschung und Technik gegenwärtig bekannten Ansätze zur Effizienzsteigerung von Baggern und artverwandten Maschinen vorgestellt. Anschließend werden diese Ansätze in die drei Kategorien *Systeme ohne SBDV (Kat. 1)*, *Systeme mit reduzierten SBDV (Kat. 2)* und *durch SBDV-Reduzierung optimierbare Systeme (Kat. 3)* eingeteilt. Zu den jeweiligen Ansätzen werden Beispiele des Stands von Forschung und Technik aufgeführt und kurz beschrieben.

In **Kat. 1** werden Systeme zusammengefasst, die aufgrund ihrer Struktur keine oder nur vernachlässigbare SBDV aufweisen (z. B. rein verdrängergesteuerte Antriebssysteme). Systeme in **Kat. 2** verfügen bereits über Maßnahmen zur SBDV-Reduzierung, z. B. aufgrund ihrer Systemstruktur oder aufgrund von Energierückspeisung. Dennoch haben sie nach wie vor ein (signifikantes) Effizienzsteigerungspotential, welches durch weitere SBDV-Reduzierung gehoben werden kann. In **Kat. 3** werden bekannte Effizienzsteigerungsansätze aus Forschung und Technik aufgeführt, deren Fokus zwar anderweitig gelegt ist, deren Effektivität allerdings durch die Reduzierung der SBDV ggfs. noch erhöht werden kann. Ein Beispiel hierfür sind teilelektrifizierte Antriebssysteme mobiler Arbeitsmaschinen, bei denen z. B. der Verbrennungsmotor als Primärenergiequelle durch eine

Elektromotor-Batterie-Kombination substituiert wird, während das restliche Antriebssystem der Maschine unverändert bleibt.

### 3.1 Ansätze zur Effizienzsteigerung von mobilhydraulischen Antriebssystemen

Aus den Ergebnissen der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Recherche zum Stand der Technik konnten verschiedene Schwerpunktsansätze<sup>1</sup> mit dem Ziel der Effizienzoptimierung von Hydraulikbaggern und deren Antriebssystemen abgeleitet werden. Diese werden im Folgenden aufgeführt und vorgestellt.

Viele dieser Ansätze bedienen sich einer *rekuperativen* oder *regenerativen* Energierückgewinnung. Der Unterschied zwischen Rekuperation und Regeneration liegt darin, dass bei rekuperativen Prozessen eine Zwischenspeicherung der Energie, z. B. in einem Blasenspeicher, stattfindet, während die Energie bei regenerativen Prozessen direkt und ohne Zwischenspeicherung weiterverwendet wird. [98]

**Kat. 1: Verdrängersteuerung:** In verdrängergesteuerten Systemen werden volumenveränderliche Komponenten eingesetzt. Abgesehen von den Wirkungsgradverlusten in Pumpen, Motoren und Leitungen arbeiten verdrängergesteuerte Systeme verlustfrei, da nur soviel Energie von der Pumpe abgegeben wird, wie von einem angeschlossenen Motor tatsächlich angefordert wird. Verdrängergesteuerte rotatorische Antriebe gehören schon lange zum Stand der Technik, beispielsweise als geschlossener Fahrtriebsstrang einer mobilen Arbeitsmaschine. [70]

Da es noch keine Zylinder mit kontinuierlich verstellbarer Wirkfläche gibt, sind Linearantriebe mit Verdrängersteuerung z. B. nur durch einen Hydrotransformator oder über drehzahlvariable Antriebe möglich. Zur diskre-

---

<sup>1</sup> Die meisten der hier beschriebenen Ansätze haben neben der Effizienzsteigerung auch noch andere Optimierungen im Fokus, die für die vorliegende Arbeit allerdings nicht von Bedeutung sind.

ten Anpassung der Wirkflächen und Verdrängungsvolumen eines Zylinders werden heute bereits Mehrflächenzylinder und Mehrdrucksysteme eingesetzt, siehe z. B. Ansatz *SMI/SMO*. [19, 60, 88]

**Kat. 1: Dezentralisierung:** Im Gegensatz zur Zentralversorgung befinden sich bei dezentralen Systemen verbraucherindividuelle Hydraulikquellen in unmittelbarer Umgebung der einzelnen Aktoren, z. B. Powerpacks auf dem Arm eines Baggers, welche die Verbraucher üblicherweise im geschlossenen Kreis versorgen. Die Dezentralisierung wird vor allem durch die schnelle Entwicklung elektrischer und elektrohydraulischer Komponenten begünstigt. Die Vorteile der Dezentralisierung liegen in der reinen Verdrängersteuerung und den damit geringen Teillastverlusten, den geringen Leitungsverlusten, der hohen Anzahl an Freiheitsgraden aufgrund der individuellen elektrischen Ansteuerung und in der Möglichkeit der Energierückgewinnung aus jedem Verbraucher. Nachteilig sind die zusätzlichen Kosten für mehrere hydr. Energiewandler inklusive Peripherie und die bisher noch geringe Leistungsdichte der Powerpacks. Weiterhin erhöhen an einer Arbeitskinematik befestigte Powerpacks deren Gesamtgewicht, was z. B. für Bagger einen weiteren Nachteil darstellt. [46, 88]

**Kat. 1 / Kat. 3: Digitalhydraulik:** Unter Digitalhydraulik werden einerseits Ansätze zusammengefasst, bei denen einzelne große Komponenten (Ventile, Pumpen) durch mehrere kleine Komponenten ersetzt werden (**Kat. 3**). Ein Beispiel hierfür sind Ventilbatterien aus einfachen Schaltventilen, die große Proportionalventile ersetzen. [56]

Andererseits zählen Pumpen, die über eine diskrete Schluckvolumenverstellung verfügen, ebenfalls zur Digitalhydraulik (z. B. Radialkolbenpumpen mit gezielt zu- und abschaltbaren Förderräumen). Im gewissen Umfang können mit digitalhydraulischen Komponenten Systeme mit diskretisiertem Verdrängersteuerungscharakter (**Kat. 1**) umgesetzt werden. [29]

Auch können dadurch aufgelöste Steuerkanten (siehe folgenden Ansatz *SMI/SMO*) umgesetzt werden. Weitere Vorteile digitalhydraulischer Systeme sind eine höhere Robustheit und Zuverlässigkeit aufgrund der einfache-

ren Ventile sowie eine intrinsische Redundanz bei Ventilausfall. Die Gesamtkosten eines digitalhydraulischen Systems können je nach Applikation geringer sein. Demgegenüber stehen ein höherer Bauraumbedarf der Ventilblöcke sowie komplexe Steueralgorithmen. [56]

**Kat. 2: Hybridisierung:** Hybride Antriebssysteme zeichnen sich nach Thiebes [103] dadurch aus, dass sie aus mindestens zwei verschiedenen Antrieben und Speichern bestehen und die Fähigkeit zur Energierückgewinnung haben. Im Bereich mobiler Arbeitsmaschinen sind vor allem hydraulische und elektrisch-hydraulische Hybride mit Blasenspeichern, Batterien oder Superkondensatoren anzutreffen. Hybride Systeme haben i. d. R. eine gesteigerte Energieeffizienz, da Energie rückgewonnen werden kann oder effiziente Steuerstrategien gefahren werden können (z. B. Bestpunktbetrieb oder Phlegmatisierung eines Verbrennungsmotors). Nachteilig sind die aufgrund der zusätzlichen Komponenten üblicherweise höheren Kosten und das durch die zusätzlichen Komponenten erschwerte Packaging. [103]

**Kat. 2: Mehrkreisaufteilung:** Ein bereits seit langem bekannter Ansatz zur Reduzierung von Teillastverlusten im Parallelbetrieb ist die Aufteilung in mehrere unabhängige Kreise. Geeignete Verbraucher, deren Druck- und Volumenstromanforderung ähnlich sind bzw. die nicht oder nur selten zeitgleich betätigt werden, werden zu gemeinsamen Kreisen mit eigener Hydraulikpumpe zusammengefasst. Über Koppelventile können die einzelnen Kreise miteinander verbunden werden, um auch hohe Leistungsanforderungen zu erfüllen. Dadurch können die einzelnen Pumpen kleiner ausgelegt werden, was ebenfalls positive Auswirkungen auf deren Betriebseffizienz haben kann. [37, 52]

Die Anzahl der Kreise eines Hydraulikbaggers hängt neben dem Einsatzgewicht der Maschine auch vom Hersteller ab. Nach Geimer [26] werden für kleine Maschinen häufig 3K-OC-Systeme eingesetzt, was den besten Kompromiss zwischen Kosten und Performance für diese Maschinen darstellt. In Mobilbaggern finden sich häufig 1K-CCLS-Systeme, die eine sehr gute Kontrolle der Zusatzhydraulikkreise und Anbaugeräte ermöglichen. Bei

Raupenbaggern im Bereich von 20 t bis 40 t werden häufig 2K-OC-Systeme (NFC, PFC) eingesetzt, die den besten Kompromiss aus Kosten, Effizienz und Steuerbarkeit bieten. Größere Maschinen, ab 100 t und im Miningbereich, werden häufig mit 4 bis 10 Kreisen und OC-Systemen ausgestattet, was die gewünschte Kombination aus Energieeffizienz, Robustheit und Verfügbarkeit sicherstellt. [26]

**Kat. 2: Reduzierung von Drossel-/Strömungsverlusten:** Vor allem bei OC-Systemen wird versucht, die Verluste im Neutralumlauf durch geschickte Schaltungen oder Optimierungsmaßnahmen zu reduzieren. LS-Systeme werden dahingehend optimiert, dass  $\Delta p_{LS}$  auf ein Mindestmaß abgesenkt werden kann. Dies hat großen Anteil an der gesteigerten Energieeffizienz von Flow Matching Systemen gegenüber konventionellen LS-Systemen. [89]

**Kat. 2: SMI/SMO:** Während bei herkömmlichen Ventilen die Zu- und Ablaufsteuerkante durch Wellenschultern desselben Ventilschiebers realisiert und damit gekoppelt sind, werden bei Separate Metering In / Separate Metering Out (SMI/SMO<sup>2</sup>) Ansätzen zwei (oder mehrere) separate Ventile (teilw. integriert in ein Gehäuse) eingesetzt, die unabhängig voneinander angesteuert werden können. In Verbindung mit mit Speichern ausgestatteten Mehrdrucksystemen kann dadurch eine diskretisierte Anpassung z. B. einer Zylinderkraft erreicht werden, indem zu- und rücklaufseitig unterschiedliche Druckniveaus aufgeschaltet werden. Überschüssige Energie kann dann entweder über die Speicher rekuperiert oder direkt regeneriert werden. Dem erhöhten Komponentenaufwand durch Ventile, Sensoren, Steuerungen etc. und den teilweise sehr komplizierten Steuerungsalgorithmen stehen Vorteile in der Energieeffizienz und neue Freiheitsgrade im Betrieb gegenüber. [66, 97, 119]

**Kat. 3: Elektrifizierung / Elektronifizierung:** Durch die Einbringung von elektrischen Komponenten können in hydraulischen Systemen neue

---

<sup>2</sup> Im Deutschen: getrennte oder geteilte Steuerkanten

Freiheitsgrade erreicht und Optimierungspotentiale gehoben werden. Die Lösungen und Möglichkeiten am Markt sind zu vielfältig, als dass sie hier in Kürze beschrieben werden können. Bekannt sind u. a. das bereits beschriebene elektrische LS mit einer über Drucksensoren elektrifizierten LS-Leitung oder auch elektroproportional angesteuerte Verstellpumpen, die durch Änderung der Parametrierung zwischen verschiedenen Versorgungsmodi (Konstantdruck, aufgepr. Volumenstrom, lastführend, etc.) hin- und herschalten können. Die Elektrifizierung der stellenden und messenden Signalflusspfade in der Hydraulik ist die Grundlage für viele Ansätze der modernen Forschung zur Optimierung mobilhydraulischer Systeme. [3, 55]

**Kat. 3: Bedarfsstromsteuerung:** Wie bereits in Kapitel 2 erwähnt, werden bei Bedarfsstromsteuersystemen die Verstellpumpen nicht geregelt, sondern direkt vom Verbraucher gesteuert. Systeme mit dieser Funktion finden sich unter vielen verschiedenen Bezeichnungen am Markt und in der Forschung (z. B. *Flow Matching*, *Flow Control*, *Flow on Demand*, *Bedarfsstromsteuerung*,...). Ihnen allen gemein ist die Tatsache, dass der von der Pumpe zur Verfügung gestellte Volumenstrom entweder direkt oder über verschiedene Übertragungsfunktionen vom Maschinenbediener gesteuert wird, wodurch sich die Schwingungsneigung der Systeme reduzieren lässt. Nachteilig ist allerdings der hohe Abstimmungsaufwand dieser Systeme, da Ventile und Pumpen synchron und passend angesteuert werden müssen. Bedarfsstromsysteme sind z. B. aufgrund der reduzierten LS-Druckdifferenz in vielen Betriebspunkten energieeffizienter als LS-Systeme, weisen allerdings ebenfalls SBDV auf, die nur mit Zusatzmaßnahmen reduziert werden können. [2, 3, 89]

In Abbildung 3.1 ist die Zuordnung der Ansätze zu den drei Kategorien graphisch dargestellt. Die Zuordnung basiert dabei auf den Ergebnissen der Recherche und ist daher nicht unumstößlich. Vor allem der Punkt der Kombination verschiedener Ansätze (z. B. Mehrkreisaufteilung kombiniert mit Verdrängersteuerung) wird bei der Einteilung aufgrund des großen mögli-

chen Lösungsraums nicht berücksichtigt. Im Anschluss werden verschiedene Beispiele zu den jeweiligen Kategorien aufgeführt.

Kategorie		Ansatz
1	Systeme ohne SBDV	<div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;"> <div style="border: 1px solid black; border-radius: 10px; padding: 5px; margin: 2px;">Verdrängersteuerung</div> <div style="border: 1px solid black; border-radius: 10px; padding: 5px; margin: 2px;">Dezentralisierung</div> </div> <div style="text-align: center; margin-top: 10px;"> <div style="border: 1px solid black; border-radius: 10px; padding: 5px; display: inline-block;">Digitalhydraulik</div> </div>
2	Systeme mit reduzierten SBDV	<div style="border: 1px solid black; border-radius: 10px; padding: 5px; margin-bottom: 5px; text-align: center;">Reduzierung von Drossel-/Strömungsverlusten</div> <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; border-radius: 10px; padding: 5px; margin: 2px;">Mehrkreisaufteilung</div> <div style="border: 1px solid black; border-radius: 10px; padding: 5px; margin: 2px;">SMI/SMO</div> <div style="border: 1px solid black; border-radius: 10px; padding: 5px; margin: 2px;">Hybridisierung</div> </div>
3	Durch SBDV-Reduzierung optimierbare Systeme	<div style="border: 1px solid black; border-radius: 10px; padding: 5px; margin-bottom: 5px; text-align: center;">Elektrifizierung / Elektronifizierung</div> <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; border-radius: 10px; padding: 5px; margin: 2px;">Bedarfsstromsteuerung</div> <div style="border: 1px solid black; border-radius: 10px; padding: 5px; margin: 2px;">Digitalhydraulik</div> </div>

Abbildung 3.1: Einteilung der Effizienzsteigerungsansätze hinsichtlich ihrer Wirkung auf die SBDV hydraulischer Systeme. Quelle: e. D.

### 3.2 Kat. 1: Hydraulische Systeme ohne SBDV

Zimmerman et al. untersuchen in [124] einen LS-Hydraulikbagger hinsichtlich seines Energieeinsparpotentials, bei welchem das bisherige LS-System mit Sektionsventilen durch eine verdrängergesteuerte Architektur ersetzt wurde. Die Untersuchungen haben ergeben, dass ca. zwei Drittel des Gesamtenergieverbrauchs der Maschine während eines Arbeitszyklus als Ventil- bzw. Pumpenverluste anfallen, etwa ein Drittel wird den Aktoren zur Verfügung gestellt. Alleine durch das Entfernen der Ventile können nach Zimmerman im betrachteten Arbeitszyklus bis zu 35 % der Energieverluste vermieden und gleichzeitig ca. 8 % der Gesamtenergie aus aktiven Lasten rückgewonnen werden.

In [123] erweitert Zimmerman die in [124] vorgestellte dezentralisierte Antriebsstruktur eines Hydraulikbaggers um einen seriellen bzw. parallelen

hydraulisch-hybriden Antriebsstrang (Mehrquadrantenpumpe u. Hydraulikspeicher). Dies ermöglicht, neben der Energierückgewinnung, Bestpunktbetrieb und Downsizing des Dieselmotors, wodurch in der Simulation über 18 % Energie eingespart werden können.

Lodewyks präsentiert in [60] zwei dezentralisierte Antriebe für den Ausleger eines batterieelektrischen Hydraulikbaggers. Beide haben den Vorzug der Verdrängersteuerung und dadurch keine SBDV. Zudem ist bei beiden die Rückgewinnung von Energie aus den Senkbewegungen möglich. Das zweite Konzept verwendet einen Drei-Flächen-Zylinder, der nach Aussagen des Autors sehr vorteilhaft einzusetzen ist.

Zhang et al. stellen in [121] eine neue Topologie für einen Mikrobagger mit dezentralisierter Hydraulikversorgung vor. Dabei werden die Aktoren Arm, Stiel und Löffel mit hydraulischen Powerpacks ausgestattet. Diese Powerpacks bestehen aus je zwei Speichern, zwei elektrisch angetriebenen Mehrquadrantenpumpen und Ventilen, wodurch der asymmetrische Volumenfluss der Differentialzylinder ausgeglichen werden kann. Die Untersuchungen haben ergeben, dass das dezentralisierte System einen Gesamtwirkungsgrad von 71,3 % aufweist. Im Vergleich dazu hat das LS-System der gleichen Maschine einen Wirkungsgrad von 18,3 %.

Ge et al. verfolgen in [24] einen ähnlichen Ansatz wie Zhang et al. Die Autoren verwenden anstelle von zwei Mehrquadrantenpumpen eine elektrisch angetriebene asymmetrische Hydraulikpumpe (Konstantpumpe im geschlossenen Kreis mit drei Hochdruckanschlüssen und unterschiedlichem Fördervolumenstrom pro Anschluss, in [24] mit einem Verhältnis von 1 : 0.5 : 0.5 angegeben) und setzen zudem auf getrennte Steuerkanten. Das System wird am Ausleger eines Baggers getestet. Die asymmetrische Hydraulikpumpe ist direkt mit einem Hydraulikspeicher verbunden, um einerseits den asymmetrischen Volumenbedarf des Zylinders ausgleichen zu können, andererseits aber auch Rekuperation aus der Senkbewegung des Auslegers zu ermöglichen. Durchgeführte Messungen zeigen, dass über 82 % der potentiellen Energie rückgewonnen und wiederverwendet werden

könnte. Im Vergleich zu dem betrachteten Referenzsystem mit getrennten Steuerkanälen konnte die Gesamtenergieaufnahme während des Hebens und Senkens des Auslegers um 75 % reduziert werden.

Inderelst untersucht in [46] das Potential von zentralisierten bzw. dezentralisierten elektro-hydraulischen Antriebssystemen im Vergleich mit herkömmlichen Antriebsstrukturen aus Sicht eines Maschinenherstellers. Der Autor zeigt auf, dass dezentralisierte Antriebskonzepte zwar Vorteile bei der Energieeffizienz und bei der Steifheit des Antriebs haben, allerdings sind das zusätzliche Gewicht auf die Arbeitskinematik, die problematische Leckagerückführung und die wegfallende Möglichkeit der Tandemmontage mehrerer Pumpen bedeutsame Nachteile. Dennoch sieht der Autor Potential für elektro-hydraulische Lösungen bei Baggern, beispielsweise durch den Einsatz separater elektrischer Antriebe für das Schwenkwerk und die Auslegerzylinder (z. B. elektro-hydraulisch im geschlossenen Kreis). Bei verschiedenen simulativen Untersuchungen konnte der Kraftstoffverbrauch im Vergleich zu einem PFC-Referenzsystem durch ein elektrifiziertes Schwenkwerk um bis zu 20 % und durch die elektro-hydraulischen Zylinder um weitere 4 % gesenkt werden.

Tetik stellt in [102] eine sekundärgeregelte und damit auf Verdrängersteuerung basierende Antriebsarchitektur für mobile Anwendungen vor, bei der zwei elektrisch geregelte mehrquadrantenfähige Axialkolbenpumpen, Typ A10V eOC, im offenen Kreis zum Einsatz kommen. Tetik sieht die Vorteile der Antriebsstruktur im offenen Kreis bei rotatorischen Verbrauchern darin, dass auf zusätzliche separate Kreise verzichtet, Energierückgewinnung in Bremsphasen realisiert und deren Steuerbarkeit verbessert werden kann. Als geeignete Anwendungen sieht Tetik z. B. das Schwenkwerk eines Mobilbaggers oder die Kettenantriebe von Raupenbaggern.

Hao et al. untersuchen in [33] einen neuartigen elektro-hydraulischen Linearaktor als Hubzylinder für den Arm eines Hydraulikbaggers. Der Linearaktor besteht aus einem elektrischen Zylinder, der in einem hydraulischen Zylinder integriert ist. Der elektrische Zylinder wird durch einen

Permanentsynchronmotor angetrieben und bewegt die Zylinderstange, während die Hydraulik die für die Bewegung notwendigen Kräfte zur Verfügung stellt. Über einen angeschlossenen Hydraulikspeicher kann zusätzlich Energie beim Senken des Arms rekuperiert werden. Mit einem Prototyp wurden Grab- und Planumsversuche durchgeführt. Beim Graben (60°-Zyklus) konnte die Energieaufnahme des Auslegers um über 66 % im Vergleich zur Referenzmaschine mit konventionellem LS-System gesenkt werden. Zusätzlich konnten über 67 % der am Ausleger verfügbaren potentiellen Energie rückgewonnen werden. Beim Planum konnte die Gesamtenergieaufnahme des Baggers um ca. 38 % reduziert werden.

In [16] stellen Fassbender et al. eine verdrängergesteuerte Systemarchitektur für einen elektrifizierten Teleskoplader vor, die Referenzmaschine verfügt über ein hydraulisch-mechanisches LS-System. Durch schrittweise Variation werden verschiedene Ausprägungen des Systems untersucht, die sich durch die Anzahl der verdränger- oder ventilgesteuerten Achsen auszeichnen. In vollverdrängergesteuerter Konfiguration weist die Maschine keine SBDV nach der in dieser Arbeit getroffenen Definition auf. Je nach Architektur und Arbeitszyklus zeigt die Maschine in Simulationsergebnissen eine gesteigerte Produktivität und hat einen um über 27 % reduzierten Energieverbrauch im Vergleich zum Referenzsystem.

### **3.3 Kat. 2: Hydraulische Systeme mit reduzierten SBDV**

Heemskerk stellt in [34] eine hydraulische Steueranordnung zur Versorgung mehrerer hydraulischer Verbraucher vor, bei der die einzelnen Sektionen über ihren Rücklauf mit einem Hydraulikmotor verbunden werden können, der wiederum die Primärenergiequelle des Gesamtsystems antreibt. Der Hydraulikmotor verfügt über eine lastdruck- oder lastdruckdifferenzabhängige Verstellung. Das Umschalten des Hydraulikmotors im Rückstrom erfolgt durch ein hydraulisch oder elektrisch (je nach Systemart und Verbraucheranzahl) angesteuertes 3/2-Wege-Proportionalventil im Rücklauf jeder Sektion.

In Abhängigkeit von der jeweiligen Belastung kann die Rückleitung einer bestimmten Sektion entweder mit dem Tank oder über ein Rückschlagventil mit dem Hydraulikmotor verbunden werden.

Marani stellt in [63] ein neuartiges LS-System mit aktiver Regeneration vor. Über zusätzliche den SWVen parallel geschaltete Ventile kann der von einem Verbraucher zurückfließende Volumenstrom einem anderen Verbraucher zugeführt werden. Dies erfolgt über eine gemeinsame Regenerationsleitung aller Verbraucher und über ein neuartiges Ventil, welches sowohl die Funktion eines Prioritätsventils als auch die einer DW in sich vereint und zuflusseitig mit der Pumpenleitung und mit der Regenerationsleitung verbunden ist. Rücklaufseitig drosselt ein elektrisch angesteuertes Ventil den Druck auf das in der Regenerationsleitung gewünschte Druckniveau. Die Steuerung der Ventile erfolgt durch einen entsprechenden Algorithmus. Die notwendigen Drucksignale werden durch elektrische Druckmessumformer abgegriffen.

Heybroek et al. [35] diskutieren ein SMO-System, bei dem unter anderem die Verluste im Parallelbetrieb reduziert werden. Hierzu wird die tankseitige Steuerkante mit einem Hydraulikmotor in Reihe geschaltet, der einen Elektromotor zur Energierückgewinnung antreibt. Der im Rücklauf notwendige Druckverlust kann dadurch zwischen der Steuerkante und dem Hydraulikmotor aufgeteilt werden. Einen ähnlichen Ansatz, bei dem der Rückspeisemotor fest mit der Primärpumpe des Systems verbunden ist, beschreiben Heemskerk und Völker in [34].

Wang schlägt in [111], [112] und [113] eine elektrisch-hybride Antriebsstruktur für Hydraulikbagger vor, die durch eine zusätzliche hydraulisch-elektrische Motor-Generator-Kombination Rekuperation beim Absenken des Auslegers ermöglicht. In [112] präsentiert Wang eine auf den vorherigen Arbeiten basierende Struktur, die für eine Gesamtmaschine geeignet ist. Um sowohl die Rekuperation zu ermöglichen als auch die hohen dynamischen Anforderungen an das System zu erfüllen, schlägt Wang eine Kombination aus der Rekuperationsschaltung für geeignete Verbraucher (z. B. Ausleger

und Stiel) und SDWn vor. Neben der Rückgewinnung könnten dadurch auch SBDV an rekuperationsfähigen Verbrauchern reduziert werden.

Nagel schlägt in [81] ein (mit den Ansätzen von Heemskerk [34] und Mesturini [68] vergleichbares) hydraulisches Mehrverbrauchersystem mit energieeffizienter hydraulischer Schaltung vor, bei der der Energiebedarf gegenüber einem unveränderten System ohne zusätzliche Sensoren reduziert wird. Das System zeichnet sich dadurch aus, dass *„die Speisedrücke möglichst aller an eine Quelle angeschlossenen Verbraucher möglichst nahe dem maximal erforderlichen Verbraucherspeisedruck des jeweils höchstbelasteten Verbrauchers angehoben werden. Dazu werden vorzugsweise auch Verbraucherspeisedrücke und der Druck, der durch die hydraulische Quelle vorgegeben wird (Systemdruck), aufeinander angepasst. Eine Anhebung eines Verbraucherspeisedrucks erfolgt anstelle einer Drosselung von nicht genutzter Drücke [sic] im Hydraulikmedium dadurch, dass dem Verbraucher ein Speicher oder Puffer in Reihe geschaltet wird, der eine weitere Druckreduzierung in nutzbare Leistung gewandelt wird [sic]“* [81, S. 3]. Die Reihenschaltung zwischen Verbrauchern und Speicher wird durch ein zusätzliches Umschaltventil hergestellt, welches rein *„hydraulisch autark arbeitet und in vorteilhafter Weise ohne zusätzliche Steuerungstechnik oder Sensoren auskommt“* [81, S. 5].

Tsuruga diskutiert in [104] einen 20 t Kettenbagger mit dieselekttrisch-hybridem Antriebssystem. Die vier Arbeitsfunktionen werden über ein 3K-OC-System (Markenname „TRIAS“, Firma Hitachi, [104]) gespeist, wobei Ausleger und Schwenkwerk über eine gemeinsame Pumpe, Stiel und Löffel jeweils über eine eigene Pumpe verfügen. Neben dem hydraulischen Motor wird das Schwenkwerk zusätzlich durch einen elektrischen Motor angetrieben. Dieser ist über einen elektrischen Energiespeicher mit einem weiteren Elektromotor verbunden, der den Dieselmotor unterstützen kann. In der vorgestellten Konfiguration kann die Maschine aus den Schwenkbewegungen elektrisch rekuperieren und die Energie entweder wieder zum Beschleunigen des Oberwagens oder zur Unterstützung der TRIAS-Pumpen verwenden.

den. Weiterhin verfügen Stiel- und Auslegerzylinder über Regenerations- und Summationsventile. Durch die Hybridisierung und den Einsatz von TRIAS konnte der Kraftstoffverbrauch der Maschine in den durchgeführten Experimenten um 20 % reduziert werden. Bei gleichzeitigem hydraulischem Betrieb von Ausleger und Schwenkwerk treten dennoch SBDV im System auf, die durch eine weitere Kreisaufteilung oder eine vollständige Elektrifizierung des Schwenkwerks verhindert werden könnten.

Hießl untersucht in [36] verschiedene Hydraulikbagger hinsichtlich der Menge an rückgewinnbarer Energie durch die Anwendung eines hybriden Antriebsstrangs. Er analysiert Kompaktbagger verschiedener Größe<sup>3</sup> und mit verschiedenen Hydrauliksystemen (OC-System, LS-System) während typischer Tätigkeiten. Das betrachtete LS-System verfügt über eine Verstellpumpe in einem Hydraulikkreis, das OC-System verfügt über vier Pumpen. Zwei Verstellpumpen speisen die Zylinder von Ausleger und Löffel bzw. Stiel, die beiden anderen Konstantpumpen versorgen das Schwenkwerk und den Vorsteuerkreislauf. Die Verstellpumpen des OC-Systems sind mit einer Leistungsregelung ausgestattet, die den Volumenstrom der beiden Pumpen reduziert, wenn das Leistungslimit des Verbrennungsmotors erreicht wird. Die Ergebnisse von Hießl zeigen ein Rückgewinnungspotential im Bereich von 15 % bis 25 %, je nach Zyklus, Maschine, Hydrauliksystem und Fahrer können. Hauptpotential haben dabei das Schwenkwerk und der Ausleger.

Sugimura diskutiert in [100] eine Mischantriebsstruktur für Hydraulikbagger aus LS-System und Verdrängersteuerung. Für Löffel und Stiel sieht das System eine LS-Steuerung vor, während der Ausleger und das Schwenkwerk im geschlossenen Kreis mit Verstelleinheiten betrieben werden. Dadurch kann potentielle Energie aus dem Ausleger und kinetische Energie beim Abbremsen des Schwenkwerks zurückgewonnen werden. Weiterhin haben Ausleger und Schwenkwerk in dieser Konfiguration keine SBDV. Zusätzlich kann über die LS-Pumpen ein Speicherkreis geladen werden, was

---

<sup>3</sup> Hießl macht keine näheren Angaben zu Einsatzgewicht und Motorleistung der untersuchten Maschinen.

eine Betriebspunktoptimierung des Dieselmotors ermöglicht. Bei der Simulation eines 90°-Zyklus erreicht das Antriebssystem einen Gesamtwirkungsgrad von über 21 %<sup>4</sup>.

Kim et al. präsentieren in [49] eine Möglichkeit, um potentielle Energie bei einem Baggerausleger zu regenerieren. Hierfür wird ein verstellbarer Hydraulikmotor eingesetzt, der über eine gemeinsame Welle mit den Hauptpumpen der Maschine verbunden ist. Im Regenerationszustand wird die Senkgeschwindigkeit des Auslegers über den Volumenstrom des Hydraulikmotors gesteuert. Damit die Größe des Hydraulikmotors aufgrund hoher geforderter Senkgeschwindigkeiten nicht zu stark zunimmt, ist dem Hydraulikmotor ein elektroproportionaler Stromregler parallel geschaltet, der den Restvolumenstrom zum Tank leiten kann. Beide Komponenten werden von einer Maschinensteuerung gesteuert. In der Simulation kann der Kraftstoffverbrauch des Systems beim Planum um 10 % und beim 90°-Zyklus um 7 % gesenkt werden.

Vukovic stellt in [110] das hydraulisch-hybride Antriebssystem STEAM<sup>5</sup> vor. Bei diesem Antriebssystem werden drei Druckleitungen verwendet (Hochdruck, Mitteldruck, Tankdruck), mit denen die Kolben- oder Ringseiten der Aktoren über Schaltventile verbunden werden können. Die Speicher in der Hochdruck- und Mitteldruckleitung können von einer Verstellpumpe und durch die Aktoren geladen werden. So entstehen neun unterschiedliche Versorgungsdruckniveaus, aus welchen die individuellen Aktoren gespeist werden können. Im Vergleich zu einem konventionellen LS-System werden dadurch die SBDV-Druckdifferenzen der einzelnen Aktoren reduziert. Zusätzlich kann potentielle Energie rekuperiert werden. Die Auswahl und Verbindung zwischen Aktoren und Druckniveaus erfolgt softwaregesteuert, wofür das System eine Vielzahl an Sensorsignalen und Regel- bzw. Auswahlalgorithmen benötigt. In [109] vergleicht Vukovic STEAM mit einem

---

<sup>4</sup> Zum Vergleich: Vukovic gibt in [109] für den 90°-Zyklus eines Baggers mit einem Einsatzgewicht von 18 Tonnen einen Gesamtwirkungsgrad von ca. 6,1 % an.

<sup>5</sup> Steigerung der Energieeffizienz in der Arbeitshydraulik mobiler Maschinen

konventionellen LS-System während der Ausführung dreier verschiedener Tätigkeiten (Schwenkwerkeinsatz, Planums- und 90°-Zyklus<sup>6</sup>). In allen Tätigkeiten zeigt sich STEAM dem konventionellen LS-System überlegen, sowohl durch eine Energie- als auch Performancesteigerung und hat eine um ca. 30 % gesteigerte Effizienz. Beim Planum wird zudem eine Reduzierung der Zykluszeit um 14 % angegeben. Ein ähnlicher Ansatz wurde auch von Dengler z. B. in [11], [12] und [10] am Beispiel eines Radladers untersucht.

Sugimura schlägt in [101] ebenfalls ein Konstantdrucksystem mit verschiedenen Druckniveaus für mittlere bzw. kleine Bagger vor, welches allerdings aufgrund hydraulischer Schaltventile ohne zusätzliche elektrische Komponenten auskommt. Dies kann die Hürden einer Markteinführung vor allem bei niedrigpreisigen Maschinen reduzieren. Simulative Untersuchungen des neuen Systems zeigen, dass beim Planum 22 % und beim 90°-Zyklus sogar 24 % Energie im Vergleich zu einem hydraulisch-mechanischen LS-System eingespart werden können. Die Einsparung wird hauptsächlich dadurch erreicht, dass sowohl der Dieselmotor als auch die Hydraulikpumpe(n) des untersuchten Systems während des Arbeitsspiels zu weiten Teilen in ihren jeweiligen Bestpunkten betrieben werden können. Darüber hinaus lässt das System Energierückgewinnung zu und reduziert zudem die SBDV.

Hießl präsentiert in [37] die Ergebnisse einer Untersuchung zur Mehrkreisaufteilung von LS-Systemen mit dem Ziel der Effizienzsteigerung. Die Untersuchungen wurden an einem Kompaktbagger mit 1K-LS-System und SDWn während der Tätigkeit Grabenaushub durchgeführt. Hießl zeigt, dass die SBDV des Ausgangssystems um bis zu 23 % reduziert werden können, indem das ursprüngliche System in zwei Kreise aufgeteilt wurde. Eine weitere Aufteilung in ein 3K-System resultiert in einer weiteren Reduzierung der Verluste um 7 %. Als optimal gibt Hießl eine Zweikreisauftteilung an, bei der der Ausleger entweder alleine od. zusammen mit dem Schwenkwerk

---

<sup>6</sup> In der Veröffentlichung von Vukovic werden die englischen Zyklenbezeichnungen Swing Test, Air Grading und Dig and Dump verwendet.

in einem Kreis, die übrigen Verbraucher im zweiten Kreis zusammengefasst sind. Beide Aufteilungen sind ähnlich effektiv (23 % bzw. 22 %), allerdings kann im separaten Auslegerkreis potentielle Energie des Auslegers einfach rückgewonnen werden, was die Effizienz des Systems zusätzlich steigert.

Lübbert et al. beschreiben in [61] eine SMI/SMO-Architektur für Hydraulikbagger. Ziel der Entwicklung, die auf [97] aufbaut, ist die Reduzierung von Komplexität und Kosten der Architektur, um einen Einsatz im Markt zu begünstigen. Im Versuch konnte der Energieverbrauch der neuen Architektur um über 50 % reduziert werden. Dieses Potential konnte sowohl in der Simulation als auch bei Messungen während eines Planumszyklus nachgewiesen werden.

Liu et al. untersuchen in [58] und [59] ein System mit getrennten Steuerkanten für hydraulische Bagger und ziehen den Vergleich zu einem konventionellen CCLS-System. Das SMI/SMO-System verfügt immer noch über eine LS-Struktur, allerdings wurden die SWVe durch jeweils fünf proportionale 2/2-WVe sowie zwei 2/2-WVe für den LS-Druckabgriff ersetzt. Die elektrische Ansteuerung aller Ventile macht es diesem System möglich, z. B. die ablaufende Steuerkante variabel anzudrosseln, was bei aktiven und passiven Lasten energetische Vorteile bringt. Darüber hinaus können die Ring- und Kolbenseite des Verbrauchers miteinander verbunden werden, was eine Regeneration ermöglicht. Im Vergleich zu einem herkömmlichen CCLS-System zeigen die Untersuchungen einen signifikant gesteigerten Wirkungsgrad, da der Dieselmotor und die Hydraulikpumpen des Systems in ihren jeweiligen Bestpunkten betrieben werden können. Der Einfluss auf die SBDV ist aufgrund der beibehaltenen LS-Struktur mit PDWn geringer.

Lee et al. präsentieren in [54] eine SMI/SMO Lösung für einen Kettenbagger mit einem Einsatzgewicht von 20 t. Im Vergleich zu der Referenzmaschine (Zwei Tandem-Pumpen, NFC-System) verfügt das neue System pro Funktion über vier bis fünf elektroproportional ansteuerbare Einschraubventile, in Summe ca. 20 Stück, sowie eine elektrisch ansteuerbare Hydraulikpumpe und eine entsprechende Maschinensteuerung. In einer

Reihe von Versuchen mit baggertypischen Arbeitsspielen konnte nachgewiesen werden, dass der Energieverbrauch des SMI/SMO-Systems im Vergleich zur Referenz aufgrund von Energierückgewinnung und verringerten Strömungsverlusten um mehr als 10 % reduziert werden konnte.

In [57] stellen Liu et al. ein SMI/SMO-System für einen Baggerausleger mit nur zwei elektrisch angesteuerten 3/2-Wege-Proportionalventilen vor, welches durch eine elektroproportional angesteuerte Hydraulikpumpe gespeist wird. Im Vergleich zu einem LUDV-System fällt die Energieaufnahme der Auslegersektion um ca. 15 %, hauptsächlich durch reduzierte Drosselverluste beim Zu- und Ablauf des Öls. Da die Auslegersektion separat betrachtet wird, kann keine Aussage über die Effektivität des Ansatzes hinsichtlich der SBDV-Reduzierung getroffen werden, im Parallelbetrieb wäre eine Regeneration denkbar.

Marani stellt in [64], [65] und [66] ein von einer druckgeregelten Verstellpumpe gespeistes SMO-System vor, welches für mehrere parallel betriebene Verbraucher geeignet ist und dabei eine bessere Energieeffizienz als LS-Systeme hat. Der Vorteil des SMO-Systems liegt unter anderem darin, dass es im Vgl. zu anderen SMI/SMO-Systemen keine komplexen Steuerungsalgorithmen und -komponenten benötigt. Die Volumenstromregelung in den Sektionen erfolgt über die Kombination aus proportionalen 2/2-WVen und 3-Wege-DWn im Abstrom der Verbraucher. Über die DWn besteht zudem die Möglichkeit der Energierückgewinnung, indem der Rückstrom bei aktiven Lasten entweder direkt durch den liefernden oder indirekt durch einen anderen Verbraucher regeneriert wird. SBDV könnten erneut durch Regeneration reduziert werden.

Wydra kombiniert in [119] ein System mit elektrohydraulischer Bedarfsstromsteuerung von Scherer [89] mit einem SMI/SMO-System und erreicht dadurch eine Verbesserung der Energieeffizienz und der Steuerbarkeit eines entsprechend ausgerüsteten Forstkrans. In der Simulation konnte der Energieverbrauch des optimierten Systems um über 18 % gesenkt werden. Durch

Einbringen eines Speichers zur Rekuperation von Energie stehen zusätzlich über 8 % Energie zur weiteren Nutzung in der Maschine zur Verfügung.

Hijikata et al. zeigen in [39] und [38] ein hydraulisch-hybrides System, welches den STEAM-Ansatz mit den weit verbreiteten OC-Systemen und deren Anforderungen kombiniert. Die Anzahl an Ventilen und Speichern wird deutlich reduziert und es wird nur ein mittleres Zwischendruckniveau vorgesehen. Verbraucher werden bei niedrigen oder hohen Lasten direkt von den Pumpen, bei mittleren Lasten aus dem Speicher versorgt. Dadurch kann der Dieselmotor der Maschine im Bestpunkt betrieben, Drosselverluste können reduziert und Energie zurückgewonnen werden. Simulationen zeigen eine Kraftstoffverbrauchsreduktion von 30 % gegenüber einem herkömmlichen OC-System mit zwei Pumpen.

Mesturini et al. untersuchen in [68] ein LS-System mit Rücklaufdruckwaagen, welches dem in dieser Arbeit behandelten System ähnelt. Die Rücklaufdruckwaagen dienen als stromteilende Prioritätsventile (Ablaufdrosseln), indem sie je nach Belastung der angeschlossenen Sektion den Rückstrom entweder angedrosselt zum Tank oder in eine Rückspeisesektion leiten, aus der die hydraulische Energie wieder dem System zugeführt werden kann. Im Unterschied zur RSD-Schaltung wird die Verbindung zwischen Sektion und Rückspeisesektion nur durch die jeweilige individuelle Belastung beeinflusst, nicht aber durch die Belastungssituation des Gesamtsystems. Mit ihren Erkenntnissen bestätigen Mesturini et al. die bisherigen Ergebnisse des Autors der vorliegenden Arbeit, siehe z. B. [91] bis [96]. Die Frage nach einer geeigneten Wiederverwendung der Energie sowie einer geeigneten Auslegung des Systems im Anwendungsfall wird nicht beantwortet. Mesturini et al. schreiben dem untersuchten System ein hohes Rückgewinnungspotential zu, welches sie anhand synthetischer Zyklen aufzeigen.

Lübbert et al. zeigen in [62] eine Möglichkeit auf, um Störungen aufgrund von Schaltzustandsänderungen in SMI/SMO-Systemen zu reduzieren. Das vorgestellte System verfügt über eine Steuerung, die durch last-

abhängige Ansteuerung eines Kurzschlusspfades eines Verbrauchers einen sanften Übergang von einem Schaltzustand zum Nächsten ermöglicht. Im Vergleich zu einem herkömmlichen Flow Sharing System geben die Autoren eine in der Simulation ermittelte Energiereduktion von 36 % an, die größtenteils auf Regeneration beruht.

Opgenoorth et al. adaptieren in [85] STEAM auf mobile Arbeitsmaschinen mit elektro-hydraulischem Antrieb. Im Unterschied zu STEAM erfolgt die Druckbereitstellung des adaptierten Systems nicht aus Hydraulikspeichern. Stattdessen wird der Druck durch elektrisch angetriebene Hydraulikpumpen anforderungsgerecht eingeregelt, was z. B. Drosselverluste beim Laden und Entladen der Speicher einspart. Genau wie STEAM verfügt das vorgeschlagene System über reduzierte SBDV und ist rückgewinnungsfähig. Im Vergleich zu einem elektrisch angetriebenen LS-System zeigt das Mehrdrucksystem in durchgeführten Simulationen eine Wirkungsgradsteigerung von 29 %. Über die Rückgewinnung von Energie kann noch weiteres Potential gehoben werden. In [86] entwickelt Opgenoorth das System weiter und stellt einen neuen Regler vor.

Fassbender et al. schlagen in [17] eine Optimierungsmaßnahme für hydraulisch-mechanische LS-Systeme vor, um Teillastverluste zu reduzieren. Im Rücklauf ausgewählter Verbraucher wird ein elektrisch angetriebener Hydraulikmotor eingebracht, der den abfließenden Volumenstrom regelt. Die Hauptsteuerstufe dient lediglich zur Bewegungsrichtungsvorgabe. Das vorgeschlagene System wurde simulativ an einem Teleskoplader untersucht. Im Vergleich zu einem herkömmlichen LS-System konnte der Energieverbrauch während des untersuchten Arbeitsspiels um bis zu 34 % reduziert werden.

Wydra untersucht in [118] die Verbindung aus dem von Dengler in [10] vorgestellten Mehrdrucksystem mit Zwischendruckleitung mit einem Vier-Flächenzylinder, um dadurch systembedingte Drosselverluste, die bei der Ansteuerung von parallel betriebenen Verbrauchern entstehen, zu reduzieren und damit die Effizienz einer mobilen Arbeitsmaschine steigern zu

können. Ermöglicht wird dies einerseits durch die Kombination des Vierflächenzylinders mit den unterschiedlichen zur Verfügung stehenden Maschinendruckniveaus (Hoch-, Zwischen-, Niederdruck), wodurch das sektionsindividuelle Druckniveau an das Hoch- oder Zwischendruckniveau angepasst werden kann und somit Drosselverluste reduziert werden. Andererseits ermöglicht die Schaltung durch ihre mit Hydraulikspeichern ausgestattete Zwischendruckleitung sowohl Rekuperation als auch Regeneration potentieller bzw. kinetischer Energie aus den Arbeitsbewegungen. In einer simulationsgestützten Potentialanalyse weist Wydra am Beispiel des 90°-Zyklus eines Hydraulikbaggers nach, dass die Effizienz des Gesamtsystems durch die neue Schaltung auf bis zu 68 % gesteigert werden kann, während das konventionelle LS-System lediglich über eine Effizienz von 32 % verfügt.

#### **3.4 Kat. 3: Durch SBDV-Reduzierung optimierbare Systeme**

##### **Elektrohydraulisches Load-Sensing**

Ein elektrifiziertes LS-System weist ebenso SBDV auf wie sein hydraulisch-mechanisches Gegenstück, wenn lediglich die hydraulische Meldekette elektrifiziert wird. Dennoch können durch die Integration elektrischer Komponenten zusätzliche Freiheitsgrade, wie z. B. neue Betriebsmodi oder im Betrieb veränderliche Systemparameter, umgesetzt werden, welche die Effizienz eines elektrifizierten LS-Systems deutlich steigern können. Darüber hinaus bieten sie aufgrund der elektrischen Meldeleitung eine bessere Dynamik. Eine breite Anwendung elektrifizierter LS-Systeme ist im Bereich der Mobilhydraulik bis heute nicht erfolgt, da die notwendigen Sensoren bisher noch zu teuer sind. Weiterhin führen die teilweise rauen Randbedingungen in der Mobilhydraulik, wie z. B. Vibrationen, hohe Temperaturen und mechanische Belastungen, zu einer reduzierten Zuverlässigkeit von Sensoren und insbesondere von Schnittstellen. [71]

Lenzgeiger et al. zeigen in [55] die Entwicklung elektrifizierter LS-Systeme bei Traktoren aus Sicht der Firma Bosch Rexroth AG auf. Ein großer Vorteil dieser Systeme besteht darin, dass der Lastdruck je nach Tätigkeit und Anbaugerät entweder am Ventilblock des Traktors oder direkt am bzw. auf dem Anbaugerät gemessen und von der Steuerung an die Pumpe weitergeleitet werden kann. Diese kann anschließend der Situation entsprechend angepasst parametriert werden. Durch die Steuerung selbst und die elektrische Pumpe können verschiedene Betriebsmodi (konstantes od. variables  $\Delta p_{LS}$ , Konstantdruckversorgung, Drucksteuerung) im Betrieb ausgewählt werden, wodurch SBDV ggfs. reduziert werden können. Weiterhin können verschiedene Algorithmen zur Signalbearbeitung eingesetzt werden, um den Betrieb der Maschine positiv zu beeinflussen.

### **Digitalhydraulische Ansätze**

Green et al. analysieren in [29] den Einsatz einer digitalen Verstellpumpe in einem 16-Tonnen-Kettenbagger mit NFC. Als Digitalverstellpumpe wird eine Radialkolbenpumpe mit durch Ventile zu- oder abschaltbaren Kolben eingesetzt, wodurch das Verdrängungsvolumen der Einheit verändert werden kann. Im Vergleich zur Referenzmaschine konnte der Kraftstoffverbrauch des neuen Systems je nach Betriebsmodus um 21 % bis 28 % reduziert werden, während die Produktivität der Maschine um 10 % gesteigert werden konnte. Die Einsparungen resultieren u. a. aus reduzierten Pumpen- und OC-Verlusten. Energierückgewinnung ist denkbar, wurde aber nicht untersucht.

Das System von Green et al. wird von Lagarde et al. in [53] aufgegriffen und in einem elektrifizierten Hydraulikbagger simulativ untersucht. Basierend auf den Daten eines repräsentativen Arbeitstags konnten die Autoren eine Kapazitätsreduktion der Batterie von über 24 % ermitteln.

Budden greift in [9] die Arbeiten von Green et al. ebenfalls auf und integriert die Digitalpumpe in einen modernen 20-Tonnen-Raupenbagger mit

elektroproportionaler Tandempumpe und einem OC-System<sup>7</sup>. In Versuchen zeigt der Versuchsträger im Vergleich zum Referenzsystem eine um 13 % gesteigerte Effizienz und eine um 15 % gesteigerte Produktivität.

## Systeme mit Bedarfsstromsteuerung

Wie eingangs erwähnt, können Bedarfsstromsteuerungssysteme energieeffizienter als konventionelle LS-Systeme sein. Trotzdem weisen sie ebenfalls SBDV auf, da der Parallelbetrieb bei Zentralversorgung üblicherweise immer noch durch eine Drosselsteuerung mit Individualdruckwaagen gelöst wird. Der folgende Abschnitt gibt einen kurzen Abriss über die bisherige Entwicklung der Bedarfsstromsteuerung.

Erste Überlegungen für Bedarfsstromsteuerungssysteme finden sich z. B. in einem Patent von Stenlund 1988 in [99], bei dem die Volumenstromanpassung durch geeignete Ansteuerung z. B. eines Elektromotors erfolgt, der eine Konstantpumpe antreibt. Die Pumpe wird dabei so angesteuert, dass der Summenvolumenstrom aller Verbraucher immer geringfügig größer ist als der von der Pumpe zur Verfügung gestellte Volumenstrom, wodurch der lasthöchste Verbraucher immer geringfügig in Unterversorgung gehalten wird.

Zähe untersucht in [120] eine Summenstromregelung mit hydraulischer Verstellpumpe. Im Gegensatz zum konventionellen LS liegt bei der Summenstromregelung keine Kopplung aktiver Regelkreise vor. Zähe sieht den Vorteil der Schaltung in der fehlenden unterlagerten Schwenkwinkelregelung der Pumpe, was die Reglerstruktur für Einsätze bei variablen Drehzahlen, wie z. B. beim Betrieb an einem Dieselmotor einer mobilen Arbeitsmaschine, prädestiniert. Weiterhin weist die Summenstromregelung laut Zähe prinzipbedingt einen besseren Wirkungsgrad als eine LS-Schaltung auf.

Djurovic untersucht in [14] verschiedene Schaltungs- und Regelungsvarianten eines EFM-Systems. Alle Varianten verfügen über eine lastkompensierte Ventilsteuerung mit PDWn und eine elektro-hydraulisch verstellbare

---

<sup>7</sup> modifizierte NFC-Architektur, keine näheren Informationen in [9] verfügbar.

Pumpe. Unter anderem werden zwei Varianten mit elektrischer Ansteuerung der WVe und Volumenstromsteuerung bzw. -regelung der Hydraulikpumpe näher analysiert. Im Vergleich zum LS-System weist das EFM-System nach Djurovic deutlich reduzierte Leistungsverluste auf, vor allem im Teillastbereich einzelner oder mehrerer Verbraucher. Darüber hinaus sind die Regelungen der EFM-Varianten robuster gegenüber Lastdruckänderungen, was bei ähnlich schnellem Ansprechverhalten die Dämpfung verbessert und die Einschwingzeiten verkürzt.

Die Untersuchungen von Fedde [18], Grösbrink [30] und Finzel [20, 21] bauen auf Djurovic auf und ergänzen die Grundidee des EFM. Um Abweichungen zwischen dem benötigten und von der Pumpe gelieferten Volumenstrom zu reduzieren, untersucht Fedde in [18] eine OC-Bedarfsstromsteuerung mit überlagerter Pumpendruckregelung durch eine Umlaufdruckwaage (OC-LS) und eine CC-Bedarfsstromsteuerung mit überlagerter Förderstromregelung an der Verstellpumpe (CC-LS). Um die Unzulänglichkeiten der Steuerung im Feinststeuerbereich zu kompensieren, schaltet die Regelung bei etwa 15 % des maximalen Fördervolumens von der Bedarfsstromsteuerung in die entsprechende OC- oder CC-LS-Regelung um. Feddes Untersuchungen zeigen ein signifikantes Potential zur Erhöhung des Systemwirkungsgrads von bis zu 10 % auf. Bei praktischen Versuchen konnte eine Wirkungsgradsteigerung von 5 % nachgewiesen werden. Darüber hinaus kann durch eine Bedarfsstromsteuerung eine elektrische Volumenstromteilung beim Auftreten einer Unterversorgung umgesetzt und durch Einsatz eines Drucksensors eine Überlastung des Dieselmotors durch elektronische Begrenzung des Pumpendrehmoments verhindert werden.

Finzel analysiert in [21] die Einsatzmöglichkeiten elektrohydraulischer Steuerungssysteme für mobile Arbeitsmaschinen, insbesondere Baumaschinen und Hydraulikbagger. Er erläutert Ursachen für die ausbaufähige Energiebilanz von LS-Systemen und stellt ein effizientes elektro-hydraulisches Mehrkreiskonzept mit SDWn und bedarfsgerechter Volumenstromaufprägung vor. In Abhängigkeit von Zyklus und Tätigkeit weist Finzel eine Effi-

zizienzsteigerung zwischen 11 % im Einkreis- und 45 % im Zweikreisystem nach. Nach Finzels Untersuchungsergebnissen hat die neue Systemarchitektur viele Vorteile gegenüber herkömmlichen hydraulisch-mechanischen LS-Systemen, z. B. in der Dynamik oder in der Flexibilität.

In [20] führt Finzel seine Untersuchungen des EFM's anhand eines Hydraulikbaggers und unter Verwendung synthetischer Arbeitszyklen fort, die von den häufigsten Einsatzzyklen eines Hydraulikbaggers abgeleitet wurden. Bei einer Überlagerung der Zyklen im Verhältnis eines realen Baggereinsatzprofils gibt Finzel ein Energieeinsparpotential des 2-Kreis-EFM-Systems gegenüber dem hydraulisch-mechanischen LS-System als Referenz von bis zu 21 % an.

Grösbrink greift die Vorarbeiten von Fedde zur Bedarfsstromsteuerung mit überlagerter LS-Regelung im niedrigen Volumenstrombereich auf und untersucht in [30] eine EFM-Variante ohne Bypassventil zum Tank und mit überlagerter Regelung des Pumpenfördervolumens durch eine Differenzdruckregelung. Hierbei wurden ein für mobilhydraulische Anwendungen tauglicher elektro-hydraulischer Förderstromregler in Verbindung mit einem neuartigen Druckdifferenzsensor eingesetzt. Ein Schwerpunkt der Untersuchungen von Grösbrink liegt auf dem Ablösevorgang zwischen der LS-Regelung im niedrigen und des Flow Matchings im höheren Volumenstrombereich der Pumpe. Im Vergleich zum konventionellen System konnte in [30] eine mittlere Wirkungsgradsteigerung von 5 % bis 10 % nachgewiesen werden.

Axin schlägt in [1] und [3] ein flexibles hydraulisches Antriebssystem als Kombination aus einem LS-, einem Flow Matching- und einem OC-System vor. Die Auswahl der Systeme erfolgt über die Parametrierung des elektronischen Pumpenreglers und kann vom Maschinenbediener durch Veränderung zweier Parameter im Betrieb getroffen werden. Das resultierende System kann somit in der jeweiligen Reinform oder als Mischform betrieben werden. Je nach Maschinentyp, Bediener und Arbeitszyklus können dadurch Vorteile entstehen.

Scherer entwickelt in [89] eine elektrohydraulische Bedarfsstromsteuerung für eine Forstmaschine, bei der kritische Funktionen wie z. B. Zylinderanschläge, Unterversorgung, Leistungsregelung oder aktive Lasten sicher beherrscht werden können. Im Praxisversuch mit dem neuen System konnte eine Reduktion des Kraftstoffverbrauchs von 14 % gegenüber dem LS-Referenzsystem erreicht werden, wobei die Effizienzsteigerung größtenteils auf die reduzierte LS-Druckdifferenz zurückzuführen ist.

Wie bereits in Kapitel 2 erörtert, weisen Systeme mit hydraulisch oder elektrisch umgesetzter Bedarfsstromsteuerung ebenfalls SBDV auf. Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführte Recherche hat keine weiteren Arbeiten ergeben, die sich diesem Umstand angenommen haben. Daher wird an dieser Stelle auf eine weitere Darstellung des Stands der Technik und Forschung von Systemen mit Bedarfsstromsteuerung verzichtet.



## 4 RSD-LS: LS-System mit reduzierten systembedingten Druckverlusten

In diesem Kapitel wird die hydraulische Schaltung zur Reduzierung systembedingter Druckverluste (RSD-Schaltung) als Teil eines effizienzoptimierten LS-Systems näher vorgestellt und deren Eigenschaften analysiert. Darauf aufbauend werden die einzelnen Komponenten der Schaltung näher beschrieben. Das Kapitel schließt mit einer Gegenüberstellung von Vor- und Nachteilen der Schaltung.

### 4.1 Das Systemkonzept der RSD-Schaltung

In Abbildung 4.1 ist das Prinzip eines mit der RSD-Schaltung optimierten LS-Systems dargestellt, wie es von Nagel in [81] vorgeschlagen wird. Das System verfügt über drei parallel geschaltete Verbrauchersektionen, die jeweils aus einer PDW, einem SWV und einem rotatorischen oder linearen Verbraucher bestehen. In der Rücklaufleitung jeder Sektion befindet sich ein Tank-/Speicher-Logikventil (T/S-LV), welches den jeweiligen Rücklauf entweder mit dem Tank oder der Rückspeisesektion (RS) verbindet. Die RS besteht aus einem hydraulischen Speicher und der Rückspeiseeinheit (RE), welche die Aufgabe hat, die rückspeisbare hydraulische Energie z. B. in mechanische Energie umzuwandeln und ins System zurückzuführen. Die RE ist zunächst als Blackbox dargestellt, deren konkrete Ausführung wird in Kapitel 4.5 näher untersucht.

Abbildung 4.2 vergleicht die  $p/Q$ -Diagramme eines Systems nach Abbildung 4.1 in der konventionellen ① und RSD-optimierten LS-Struktur ② im gleichen Betriebspunkt.

4 RSD-LS: LS-System mit reduzierten systembedingten Druckverlusten

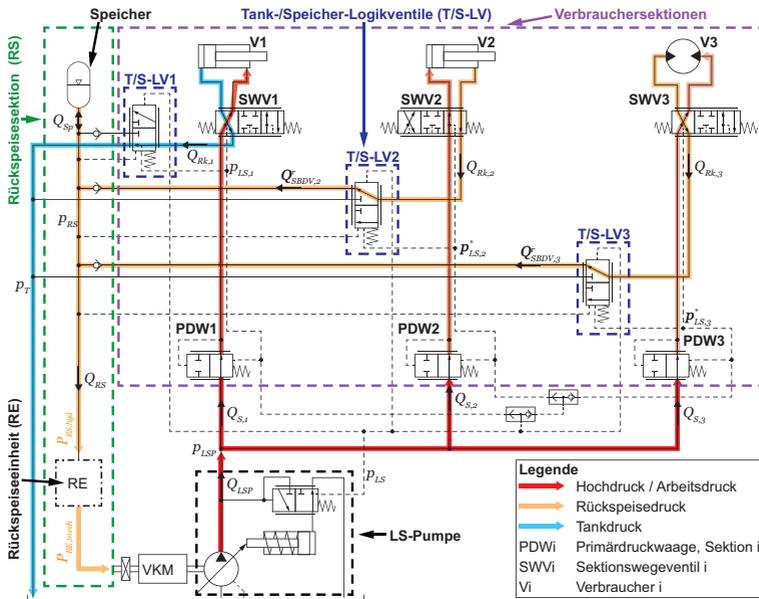


Abbildung 4.1: RSD-optimiertes LS-System. Quelle: e. D. nach [95]

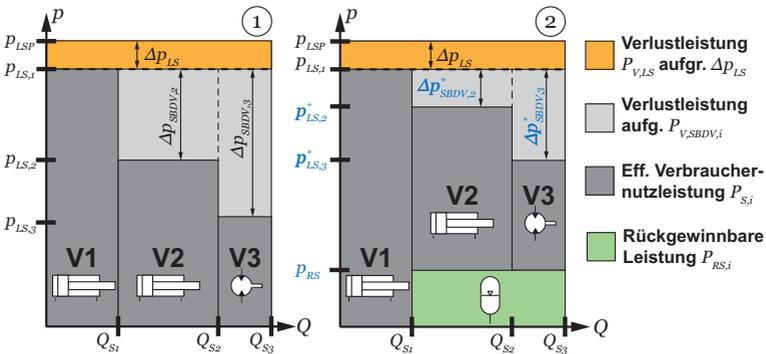


Abbildung 4.2: Leistungsvergleich zw. konv. ① u. optimiertem LS-System ②.  
 Quelle: e. D.

In Abbildung 4.2 ① sind signifikante SBDV und deren Anteil am Gesamtleistungsumsatz des Systems zu erkennen. Beim RSD-optimierten System, Abbildung 4.2 ②, werden die Rückleitungen von V2 und V3 aufgrund der herrschenden Druckverhältnisse durch das jeweilige T/S-LV mit der RS verbunden und dementsprechend mit dem Speicherdruck belastet. Dies resultiert in erhöhten individuellen LS-Drücken  $p_{LS,2}^*$  bzw.  $p_{LS,3}^*$  der lastniedereren Sektionen, die effektive Verbraucherleistung  $P_{S,i}$  bleibt davon unberührt, siehe Abbildung 4.2 ②. Die Abbildung zeigt, dass sich die SBDV-Druckdifferenz jeder Sektion aufteilt in die Druckdifferenz  $\Delta p_{RS}$  bzw. den Druck  $p_{RS}$  und eine Rest-SBDV-Druckdifferenz  $\Delta p_{SBDV,i}^*$ ,  $p_T$  wird dabei als vernachlässigbar betrachtet. Die individuelle Druckerhöhung einer Sektion hängt bei zum Tank geschlossenem T/S-LV neben dem Druck  $p_{RS}$  auch von den Druckverlusten in der Rückleitung und ggfs. von druckübersetzenden Eigenschaften des jeweiligen Verbrauchers ab. Die rückgewinnbare Leistung  $P_{RS,i}$  einer einzelnen Sektion  $i$  kann berechnet werden nach Formel 4.1.

$$P_{RS,i} = p_{RS} \cdot Q_{Rk,i} \quad (4.1)$$

Bei rotatorischen Verbrauchern entspricht  $Q_{Rk,i}$  idealisiert dem zufließenden Volumenstrom (siehe auch Kapitel 2), bei Linearverbrauchern mit  $x_A \neq 1$  wird  $Q_{Rk,i}$  unter Anwendung von Formel 2.1 berechnet. Unter Vernachlässigung weiterer Verluste kann der neue individuelle LS-Druck  $p_{LS,i}^*$  einer Verbrauchersektion mit Formel 4.2 berechnet werden.

$$p_{LS,i}^* = p_{LS,i} + x_{A,i}^S \cdot p_{RS} \quad (4.2)$$

Um zu verhindern, dass die Druckerhöhung zusätzliche Energie benötigt, muss sichergestellt werden, dass  $p_{LS,i}^*$  stets kleiner als der LS-Druck des eigentlichen, d. h. aufgrund seiner Belastung, lasthöchsten Verbrauchers ist und daher auch nicht an die Pumpe gemeldet wird. Die Entscheidung, ob

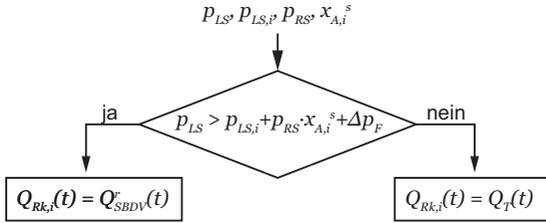


Abbildung 4.3: Flowchart der T/S-LV-Schaltbedingung. Quelle: e. D.

eine Druckerhöhung zulässig ist oder nicht, muss daher in Abhängigkeit der vier Größen  $p_{LS}$ ,  $p_{LS,i}$ ,  $p_{RS}$  und  $x_{A,i}^s$  getroffen werden, siehe Abbildung 4.3.

$Q_{SBDV,i}^r$  bezeichnet den Anteil von  $Q_{Rk,i}$ , der rückgespeist werden kann und ist auf den Rücklauf des Verbrauchers  $i$  bezogen, was durch den Exponent  $r$  angezeigt wird.  $\Delta p_F$  entspricht dem Druckäquivalent der Federkraft  $F_F$ . Zwischen  $Q_{SBDV}^r$  und  $Q_{S,i}$  besteht ein Zusammenhang nach Gleichung 4.3.

$$Q_{SBDV,i}^r = \begin{cases} Q_{S,i} \cdot x_{A,i}^s, & \text{wenn } p_{LS} > p_{LS,i} + p_{RS} \cdot x_{A,i}^s + \Delta p_F \\ 0, & \text{sonst} \end{cases} \quad (4.3)$$

Aus Abbildung 4.3 kann ein Kräftegleichgewicht für das T/S-LV, siehe Abbildung 4.4 und Formel 4.4, abgeleitet werden, nach dem das Ventil die Verbindung zwischen Rückleitung und Tank oder RS herstellt.

$$F_{pLS} = \overbrace{F_{pLS,i} + x_{A,i}^s \cdot F_{pRS}}^{=F_p^*LSi} + F_F$$

$$\Rightarrow p_{LS} \cdot A_{LS} = p_{LS,i} \cdot A_{LS,i} + x_{A,i}^s \cdot p_{RS} \cdot A_{RS} + \Delta p_F \cdot A_F \quad (4.4)$$

Die Federkraft  $F_F$  hat dabei die beiden Aufgaben, Druckverluste in den Meldeleitungen zu kompensieren und das Ventil beim lasthöchsten Verbraucher trotz LS-Druckschwankungen sicher komplett geöffnet zu halten. Solange  $Q_{Rk,i}$  in einem Ventil nach Abbildung 4.4 entweder vollständig zum Tank

oder zur RS geleitet wird, wirken die Strömungskräfte der P/T- oder P/A-Steuerkante der jeweils gegenüberliegenden öffnenden Kraft entgegen, während die Strömungskräfte der jeweils anderen Steuerkante, d. h. P/A oder P/T, null sind. Im Übergangsbereich, d. h. wenn  $Q_{Rk,i}$  über beide Steuerkanten P/A und P/T aufgeteilt wird, wirken die Strömungskräfte je nach Steuerkantenvolumenstrom unterschiedlich stark auf den Ventilschieber. Insgesamt bedeutet dies eine Hysterese für das Öffnungsverhalten des Ventilschiebers.

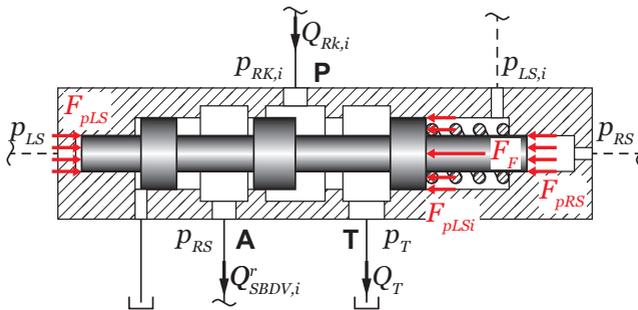


Abbildung 4.4: Kräfte am T/S-LV-Schieber. Quelle: e. D.

Gleichung 4.4 kann durch Gleichsetzen und Kürzen aller Steuerflächen zur unbelasteten RSD-Schaltbedingung, Gleichung 4.5, umgeformt werden.

$$p_{LS} = p_{LS,i} + x_{A,i}^s \cdot p_{RS} + \Delta p_F \quad (4.5)$$

$$\text{mit } A_{LS} = A_{LS,i} = A_{RS} = A_F = A$$

## 4.2 Eigenschaftsanalyse der RSD-Schaltbedingung

Gleichung 4.5 weist eine Abhängigkeit von der Belastung und von der Bewegungsrichtung eines angeschlossenen Verbrauchers auf. Diese werden im Folgenden untersucht.

### 4.2.1 Verbraucherlastfallabhängigkeit

Für Gleichung 4.5 können nach [92] drei verschiedene Fälle definiert werden, siehe Gleichungen 4.6 bis 4.8:

$$\text{Fall 1: } p_{LS} > p_{LS,i} + x_{A,i}^S \cdot p_{RS} + \Delta p_F \quad (4.6)$$

$$\text{Fall 2: } p_{LS} = p_{LS,i} + x_{A,i}^S \cdot p_{RS} + \Delta p_F \quad (4.7)$$

$$\text{Fall 3: } p_{LS} < p_{LS,i} + x_{A,i}^S \cdot p_{RS} + \Delta p_F \quad (4.8)$$

**Fall 1** trifft auf alle lastniedrigen Verbraucher zu. Ist die anliegende individuelle Last niedrig genug, um die Ungleichung zu erfüllen, verfügt der Verbraucher über signifikante SBDV. Daher kann die Sektion rücklaufseitig mit der RS verbunden werden. Die Verbindung zum Tank der Maschine muss vollständig geschlossen sein, sobald das Druckniveau in der Rückleitung über  $p_{RS}$  liegt, wodurch Öl vom Verbraucher in die RS fließen kann. Dies setzt ausreichend hohe SBDV in der jeweiligen Sektion voraus. Liegen diese nicht vor, so drosselt das T/S-LV den Rücklauf der Sektion entsprechend der Schaltbedingung an.

**Fall 2** stellt den theoretischen Grenzfall und damit das Gleichgewicht zwischen dem LS-Druck  $p_{LS}$  auf der einen und der Summe aus  $p_{LS,i}$ ,  $p_{RS}$  und  $\Delta p_F$  auf der anderen Seite dar. Eine Veränderung einer der Größen hat einen direkten Wechsel entweder zu Fall 1 oder Fall 3 zur Folge.

**Fall 3** trifft auf den lasthöchsten Verbraucher bzw. auf alle Verbraucher, deren individuelle Sektionsdrücke  $p_{LS,i}$  nahe an  $p_{LS}$  liegen, zu. Der Rücklaufdruck einer angeschlossenen Sektion darf nicht erhöht werden, um zusätzliche Energieverluste zu vermeiden. Das entsprechende T/S-LV muss daher einen möglichst widerstandsfreien Rückfluss des Öls zum Tank ermöglichen.

## 4.2.2 Verbraucherbewegungsrichtungsabhängigkeit

Bei einem Differentialzylinder, vgl. Abbildung 2.2, ist die Wirkung eines rücklaufseitig aufgeprägten Drucks abhängig von der Bewegungsrichtung, was ebenfalls in der RSD-Schaltbedingung berücksichtigt werden muss. Bei Verbrauchern mit einem Flächenverhältnis von  $x_A = 1$  entfällt diese Abhängigkeit. Formel 4.9 verdeutlicht diesen Sachverhalt anhand eines beispielhaften äußerlich unbelasteten Differentialzylinders, d.h.  $p_{LS,i} = 0$ .

$$\begin{aligned}
 \text{einf. Zylinder: } p_A = p_{RS} &\Rightarrow p_{LS,ein}^* = p_B = x_A \cdot p_{RS} \\
 \text{ausf. Zylinder: } p_B = p_{RS} &\Rightarrow p_{LS,aus}^* = p_A = \frac{1}{x_A} \cdot p_{RS} \\
 &\rightarrow p_{LS,aus}^* \leq p_{LS,ein}^* \quad \text{da gilt: } \frac{1}{x_A} \leq x_A \quad (4.9)
 \end{aligned}$$

Formel 4.9 und 4.2 resultieren in einer notwendigen Anpassung der RSD-Schaltbedingung für einen im Rückfluss belasteten Verbraucher, siehe Gleichungen 4.10 und 4.11.

$$\begin{aligned}
 \text{Formel 4.5, einfahrend: } p_{LS} &= p_{LS,i}^* + x_A \cdot p_{RS} + \Delta p_F \\
 &= p_{LS,i} + x_A \cdot p_{RS} + x_A \cdot p_{RS} + \Delta p_F \\
 &= p_{LS,i} + 2 \cdot x_A \cdot p_{RS} + \Delta p_F \quad (4.10)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Formel 4.5, ausfahrend: } p_{LS} &= p_{LS,i}^* + \frac{1}{x_A} \cdot p_{RS} + \Delta p_F \\
 &= p_{LS,i} + \frac{2}{x_A} \cdot p_{RS} + \Delta p_F \quad (4.11)
 \end{aligned}$$

Die beiden Gleichungen 4.10 und 4.11 sind nicht identisch, was die Richtungsabhängigkeit der Schaltbedingung in Verbindung mit Differentialzylindern bestätigt. Da die RSD-Schaltbedingung über die Schiebergestaltung und über die Steuerdruckanschlüsse des T/S-LVs definiert wird, muss die Richtungsabhängigkeit im Ventildesign vorgesehen werden. Hierin liegt

die Motivation für die Umsetzung des *konservativen* oder *adaptiven* Schalungsprinzips, siehe Kapitel 4.4.

### 4.3 Komponente Tank-/Speicher-Logikventil

Zu den Aufgaben des T/S-LVs zählen die Identifikation der Belastungssituation des individuellen Verbrauchers im Kontext der Gesamtbelastungssituation des Systems und die belastungsabhängige Verbindung des jeweiligen Verbraucherrücklaufs zum Tank oder zur RS. Wie bereits erwähnt, wird die RSD-Schaltbedingung, Gleichung 4.5, über die Ventilschiebergestaltung umgesetzt. Das statische und dynamische Verhalten des Ventils kann durch eine Vielzahl verschiedener Parameter, wie z. B. die Steuerflächen-größe, die Federrate, durch Dämpfungsblenden etc. beeinflusst und auf das gewünschte Zielsystem abgestimmt werden.

Abbildung 4.5 zeigt das 3/2-Wege-T/S-LV in konservativer (kns.) ① und adaptiver (adp.) ② Ausführung. Der Unterschied der beiden Ausführungen wird im folgenden Abschnitt näher beschrieben.

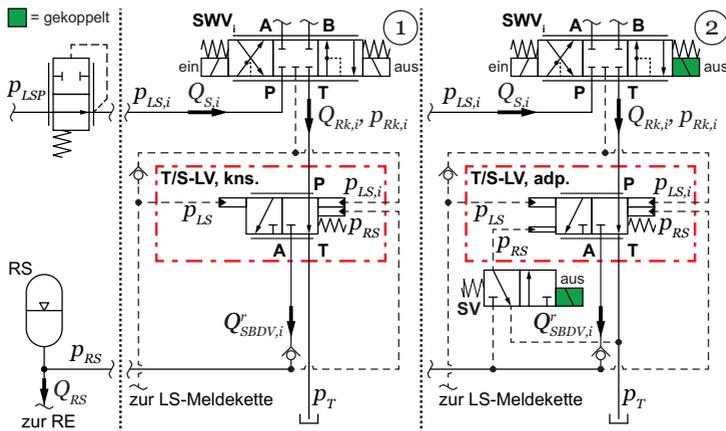


Abbildung 4.5: 3/2-Wege T/S-LV in konservativer ① und adaptiver ② Ausführung. Quelle: e. D.

#### 4.4 Konservatives oder adaptives Schaltungsprinzip

Im Unterschied zum konservativen Prinzip wird beim adaptiven Prinzip die vorher diskutierte Richtungsabhängigkeit der RSD-Schaltbedingung berücksichtigt. Abbildung 4.5 ① zeigt das T/S-LV des konservativen Prinzips in der 3/2-WV-Variante.

Sobald die Verbindung der Rückleitung einer Sektion  $S_i$  zur RS geöffnet ist, hat  $p_{RS}$  eine Auswirkung auf  $p_{LS,i}$ . Entsprechend gilt für das T/S-LV des konservativen Prinzips nicht mehr die unbelastete, sondern die belastete konservative RSD-Schaltbedingung, Formel 4.12. Hierfür werden  $p_{LS,i}$  durch  $p_{LS,i}^*$  und  $x_{A,i}^s$  durch  $x_{A,i}^1$  ersetzt, was auf Formel 4.2 und auf der Tatsache beruht, dass  $x_{A,i}$  am Ventilschieber über die Größe der Steuerfläche von  $p_{RS}$  berücksichtigt wird und damit definiert ist.

$$\begin{aligned} p_{LS} &= p_{LS,i}^* + x_{A,i} \cdot p_{RS} + \Delta p_F \\ &= p_{LS,i} + \underbrace{x_{A,i}^s \cdot p_{RS}}_{\text{richtungsabh.}} + \underbrace{x_{A,i} \cdot p_{RS}}_{\text{richtungsunabh.}} + \Delta p_F \end{aligned} \quad (4.12)$$

Gleichung 4.13 und 4.14 zeigen das am Schieber des konservativen T/S-LVs wirkende Kräftegleichgewicht für einen ein- bzw. ausfahrenden Zylinder:

$$\begin{aligned} \text{konservativ, einfahrend: } p_{LS} &= p_{LS,i} + x_{A,i} \cdot p_{RS} + x_{A,i} \cdot p_{RS} + \Delta p_F \\ &= p_{LS,i} + 2 \cdot x_{A,i} \cdot p_{RS} + \Delta p_F \end{aligned} \quad (4.13)$$

$$\begin{aligned} \text{konservativ, ausfahrend: } p_{LS} &= p_{LS,i} + \frac{1}{x_{A,i}} \cdot p_{RS} + x_{A,i} \cdot p_{RS} + \Delta p_F \\ &= p_{LS,i} + \left( \frac{1}{x_{A,i}} + x_{A,i} \right) \cdot p_{RS} + \Delta p_F \end{aligned} \quad (4.14)$$

Wird der Ausdruck  $\left( \frac{1}{x_{A,i}} + x_{A,i} \right) \cdot p_{RS}$  in Formel 4.14 um eine Fläche  $A$  ergänzt, so beschreibt er die Wirkung der Kraft  $F_{p_{RS}}$  auf den Ventilschieber.

Für Flächenverhältnisse  $1 \leq x_{A,i} < \infty$  und mit Gleichung 4.11 gilt für einen ausfahrenden Differentialzylinder:

$$\left(\frac{1}{x_{A,i}} + x_{A,i}\right) \geq \frac{2}{x_{A,i}} \quad (4.15)$$

Der Vergleich von Gleichung 4.11 und 4.14 zeigt also, dass die durch  $p_{RS}$  verursachte Kraft  $F_{p_{RS}}$  reduziert werden kann, wenn die Richtungsabhängigkeit von  $x_{A,i}$  am T/S-LV beim Ausfahren berücksichtigt wird.

In Abbildung 4.5 ② ist das 3/2-T/S-LV des *adaptiven Prinzips* dargestellt. Im Gegensatz zum T/S-LV des konservativen Prinzips, hat das adaptive T/S-LV einen zusätzlichen  $p_{RS}$ -Steueranschluss auf der  $p_{LS}$ -Seite. Die zugehörige  $p_{RS}$ -Steuerfläche unterscheidet sich von ihrem gegenüberliegenden Gegenstück um den Faktor  $(x_{A,i} - \frac{1}{x_{A,i}})$ . Beim Ausfahren des Zylinders wird das mit der Ansteuerung des SWVs gekoppelte Schaltventil SV (siehe Abbildung 4.5) ebenfalls betätigt, wodurch  $p_{RS}$  auf beiden Seiten des T/S-LVs anliegt, die resultierenden Kräfte unterscheiden sich um den bereits bekannten Faktor. Um das adaptive Prinzip vollständig beschreiben zu können, muss die RSD-Schaltbedingung in Abhängigkeit von  $s$  abschnittsweise definiert werden:

$$p_{LS} = \begin{cases} p_{LS,i}^* + x_{A,i} \cdot p_{RS} + \Delta p_F, & \text{für } s = +1 \\ p_{LS,i}^* + \frac{1}{x_{A,i}} \cdot p_{RS} + \Delta p_F - (x_{A,i} - \frac{1}{x_{A,i}}) \cdot p_{RS}, & \text{für } s = -1 \end{cases} \quad (4.16)$$

Die Analyse von Gleichung 4.16 für unterschiedliche  $s$  führt zu den Gleichungen 4.17 und 4.18.

$$\begin{aligned} \text{adaptiv, einfahrend: } p_{LS} &= p_{LS,i} + x_{A,i} \cdot p_{RS} + x_{A,i} \cdot p_{RS} + \Delta p_F \\ &= p_{LS,i} + 2 \cdot x_{A,i} \cdot p_{RS} + \Delta p_F \end{aligned} \quad (4.17)$$

$$\begin{aligned} \text{adaptiv, ausfahrend: } p_{LS} &= p_{LS,i} + \frac{1}{x_{A,i}} \cdot p_{RS} + \frac{1}{x_{A,i}} \cdot p_{RS} + \Delta p_F \\ &= p_{LS,i} + \frac{2}{x_{A,i}} \cdot p_{RS} + \Delta p_F \end{aligned} \quad (4.18)$$

Aus dem Vergleich der Formeln 4.14 und 4.18 resultiert die bereits bekannte Ungleichung 4.15. Bei einem ausfahrenden Zylinder ist daher die Summe der rechten Seite der RSD-Schaltbedingung beim konservativen T/S-LV größer als beim adaptiven T/S-LV. Bleiben  $p_{LS}$  und  $p_{LS,i}$  unverändert, so folgt hieraus, dass  $p_{RS}$  geringer sein muss oder, falls dies nicht der Fall ist, dass die Summe der rechten Seite des konservativen Systems schon bei einem geringeren Druck  $p_{LS,i}^*$  überwiegt und das Ventil umschaltet. Letztlich stellt dies einen energetischen Nachteil des konservativen gegenüber dem adaptiven System dar.

Allerdings stehen dem höheren Rückgewinnungspotential des adaptiven Systems eine höhere Komplexität und höhere Kosten gegenüber, da zusätzlich zum T/S-LV noch ein weiteres (Schalt-)Ventil in den Kreis integriert werden muss. Aufgrund der voraussichtlich geringen Ventildimensionen ist es denkbar, dieses Ventil und alle notwendigen Verbindungen im Gehäuse des T/S-LVs zu integrieren. Die richtungsabhängige Ansteuerung kann mit einem elektro-hydraulischen Ventil sehr einfach umgesetzt werden. Mit einer rein hydraulischen Ansteuerung ist dies ebenfalls möglich, allerdings mit größerem Aufwand verbunden.

Der Einsatz des konservativen oder adaptiven Systems sollte für jeden Fall individuell geprüft werden. Durch die Wahl geeigneter Prüfkriterien kann der fallspezifische Fokus (z. B. Betriebskosten vs. Investitionskosten)

angepasst werden. Vor allem aber muss auch die Maschine in ihrem üblichen Arbeitskontext untersucht und bewertet werden, um schlussendlich entscheiden zu können, welche der beiden Schaltungsvarianten die geeignetere ist. Nähere Informationen zu den beiden Schaltungsvarianten finden sich z. B. in [93].

In den folgenden Kapiteln werden die Untersuchungen vollständig am konservativen System durchgeführt.

### 4.5 Rückspeisesektion und Rückspeiseeinheit

Wie in Abbildung 4.1 ersichtlich, besteht die RS aus einer Sammelleitung, an die ein Hydraulikspeicher und die RE angeschlossen sind. Die sektionsindividuellen T/S-LVe sind über Rückschlagventile an die Sammelleitung angebunden. Die Aufgaben des Speichers umfassen die Aufrechterhaltung des Druckniveaus  $p_{RS}$ , die Glättung von Druckspitzen und die Zwischenspeicherung hydraulischer Energie zur Rekuperation, an der Regeneration ist der Speicher nur indirekt über das Druckniveau  $p_{RS}$  beteiligt.

Ein stabiles  $p_{RS}$ -Niveau ist wichtig für die generelle Funktionalität der Schaltung. Der Speicher muss zunächst vorgefüllt und auf den gewünschten Arbeitsdruck gebracht werden. Anschließend wird das Speicherdruckniveau durch ständiges Laden und Entladen gehalten. Der Speicher muss groß genug gewählt werden, um  $p_{RS}$  über einen definierten Zeitraum halten zu können, während dem der RS kein Öl von den Verbrauchersektionen zugeführt wird. Dadurch wird ein Zu- und Abschalten der Rückspeisesektion z. B. aufgrund des durch Leckage verursachten Absinkens von  $p_{RS}$  verhindert. Allerdings sollte der auf der Maschine notwendige Bauraum nicht unberücksichtigt bleiben, woraus sich ein Optimierungsproblem ergibt.

Die RE wandelt die rückgewinnbare hydraulische Energie in eine in der Maschine nutzbare Energieform, z. B. mechanische Energie in Form von Drehmoment und Drehzahl, um.

Die folgenden Rückspeisevarianten finden sich gegenwärtig in Forschung und Technik:

- hydraulisch-hydraulisch z. B. durch Einspeisung eines Volumenstroms auf der Saugseite der Systempumpe, mit / ohne Zwischenspeicherung, siehe z. B. [87]
- hydraulisch-hydraulisch z. B. durch die Versorgung eines lastniederen Verbrauchers, mit / ohne Zwischenspeicherung, siehe z. B. [11]
- hydraulisch-mechanisch durch Konstantmotor (siehe z. B. [82]) oder Verstellmotor (siehe z. B. [42, 90]), mit / ohne Kupplung, Energieeinspeisung über VKM-Summutationswelle, mit / ohne Zwischenspeicherung
- hydraulisch-mechanisch, Versorgung der Nebenaggregate, mit / ohne Zwischenspeicherung, siehe z. B. [44]
- hydraulisch-elektrisch, z. B. durch einen Elektromotor im Rücklauf eines Verbrauchers (siehe z. B. [17])
- eine Kombination der oben genannten Varianten.

Die Untersuchungen in [93] haben gezeigt, dass die Anforderungen der Schaltung an die RE den zur Verfügung stehenden Lösungsraum von Anfang an eingrenzen. Ein Zurückführen des Volumenstroms von der RS zur Saugseite der Pumpe und eine damit einhergehende Saugdruckerhöhung ist nur mit Zwischenspeicherung möglich, da der RS-Volumenstrom sehr transient und nicht generell größer ist als der Saugvolumenstrom der Pumpe, was eine kontinuierliche Saugdruckerhöhung verhindert. Durch eine Zwischenspeicherung kann dieses Problem zwar umgangen werden, allerdings sind dabei die Energieverluste des Hydraulikspeichers zu berücksichtigen.

Weiterhin wird die Arbeitshydraulik mobiler Arbeitsmaschinen üblicherweise im offenen Kreis ausgeführt [71]. Typische am Markt verfügbare Pumpen für den offenen Kreis haben ein Saugdruckniveau bis maximal

30 bar<sup>1</sup>, wodurch das Potential eines höheren  $p_{RS}$  ungehoben bleiben würde. Um die Saugleitung vorspannen zu können, muss zudem die Rückströmung des Speicheröls in den Tank z. B. durch ein Rückschlagventil zwischen Tank und Pumpe verhindert werden, was zu Kavitationsproblemen führen kann. Die Untersuchungen in [93] haben darüber hinaus gezeigt, dass das RS-Druckniveau für die Rückspeisung in einen lastniedereren Verbraucher zu gering und der Volumenstrom zu unstetig sind, siehe auch Kapitel 5.

In der vorliegenden Arbeit wird daher der direkten hydraulisch-mechanischen Regeneration durch einen Konstant- oder Verstellmotor der Vorzug gegeben, wodurch ebenfalls Energierückgewinnung ermöglicht wird.

### 4.6 Vor- und Nachteile der RSD-Schaltung

Durch die Integration der Schaltung ergeben sich für eine mobile Arbeitsmaschine verschiedene Vor- und Nachteile, die im Folgenden aufgeführt und diskutiert werden.

Zu den Vorteilen der RSD-Maßnahme zählt die mögliche Effizienzsteigerung durch die SBDV-Reduzierung und optionale Rekuperation. Unabhängig von deren Höhe sind SBDV Drosselverluste, die üblicherweise in Form von Wärme abgeführt werden. Je nach Höhe kann eine erfolgreiche Applikation der Schaltung daher dazu führen, dass weniger Kühlleistung installiert werden muss, was wiederum positive Auswirkungen auf Bauraum, Gesamtkosten und Energieverbrauch einer Maschine hat. Darüber hinaus können Zusatzfunktionen durch die neue Schaltung abgebildet werden, wie z. B. eine Rekuperationsschaltung für aktiv belastete Verbraucher.

Ein weiterer Vorteil der RSD-Maßnahme ist ihre Maschinen- und Systemunabhängigkeit. Die RSD-Schaltung kann prinzipiell auf allen Maschinen und in allen LS-Systemen appliziert werden, die SBDV aufweisen. Dar-

---

<sup>1</sup> Eigene Recherche in den Portfolios der Firmen Bosch Rexroth AG, Parker Hannifin GmbH, Linde Hydraulics GmbH & Co. KG., durchgeführt im 4. Quartal 2020.

über hinaus ist der Einsatz bei OC-Systemen mit hohen Teillastverlusten möglich.

Die rein hydraulische Ausführung der Schaltung ist ebenfalls ein Vorteil, der die RSD-Maßnahme von vielen Ansätzen aus Kapitel 3 unterscheidet. Im Gegensatz z. B. zu SMI/SMO-Systemen kann die RSD-Optimierung ohne komplizierte Regelalgorithmen, zusätzliche Sensoren und ECUs umgesetzt werden.

Ein Nachteil der T/S-LVe ist, dass diese wie zusätzliche Strömungswiderstände in den Rückläufen aller Verbraucher wirken. Im Vergleich zu einem konventionellen LS-System hat das RSD-System daher zunächst einen höheren Energieverbrauch, der durch die Energierückgewinnung kompensiert werden muss, siehe hierzu auch Kapitel 7. Weiterhin treten in der RS Energieverluste auf, z. B. in Form von Strömungsverlusten, Speicherverlusten oder RE-bezogenen Wandlungsverlusten. Für die RSD-Schaltung folgt daraus die Notwendigkeit, die Verluste aller beteiligten Komponenten auf ein Minimum zu reduzieren. Dies gilt sowohl für die Strömungsverluste im konduktiven Teil der RSD-Schaltung als auch für die Wandlungsverluste an der RE.

Ein weiterer Nachteil der RSD-Maßnahme besteht darin, dass die Schaltung aufgrund des erhöhten Rücklaufdrucks und aufgrund von Umschaltvorgängen des T/S-LVs negative Auswirkungen auf die Steuerbarkeit und / oder die Performance der Maschine haben kann. Dieser Frage wird in Kapitel 7 nachgegangen.

Darüber hinaus ist die Frage der Kompatibilität des RSD-Systems zu vorhandenen Komponenten und Bestandssystemen von entscheidender Bedeutung, der im Rahmen einer begleitend durchgeführten Kompatibilitätsanalyse nachgegangen wurde. In Anhang A.3 und in [93] finden sich hierzu weitere Informationen. Im Folgenden werden die zentralen Ergebnisse kurz zusammengefasst.

Wie viele andere Ansätze auch, ist die RSD-Maßnahme alleine schon aufgrund der zusätzlichen Komponenten und deren Voraussetzungen nur ein-

geschränkt kompatibel zu bereits am Markt vorhandenen Maschinen. Aufgrund der hohen Packungsdichte moderner Maschinen kann der für eine Integration zur Verfügung stehende Bauraum ein kritischer Parameter sein. Auf der Komponentenebene verfügen moderne LS-Ventilblöcke über eine gemeinsame Tankleitung, die üblicherweise weder in Sektionen unterteilt noch druckfest in einem Bereich von  $p_{max} > 50\text{bar}$  ist, was beides Voraussetzungen für das RSD-System sind, siehe hierzu auch Anhang A.3. Es empfiehlt sich daher die Entwicklung einer neuen RSD-Ventilblockscheibe mit integriertem T/S-LV und den notwendigen Voraussetzungen hinsichtlich Druckfestigkeit und sektionsindividueller Aufteilung. Hydraulikmotoren und Zylinder sind unkritisch, genauso wie DWn und vollentlastete Senkbremsventile. Bei allen anderen Komponenten muss die Kompatibilität im Einzelfall sichergestellt werden.

Abbildung 4.6 fasst die genannten Vor- und Nachteile zusammen. Die zusätzlich aufgeführten Chancen und Risiken sind potentielle Vor- oder Nachteile, die zwar möglich sind, allerdings nicht zwingend einen (positiven oder negativen) Einfluss haben müssen.

<b>Vorteile</b>	<b>Nachteile</b>
Effizienzsteigerung durch SBDV-Reduzierung	Zusätzliche Strömungsverluste an allen Verbrauchern führen am lasthöchsten Verbraucher zur Steigerung der Energieaufnahme des Gesamtsystems
Rein hydraulische Schaltung und Komponenten	Zusätzlicher Bauraum- u. Kostenbedarf
Maschinen- und Systemunabhängigkeit	Kompatibilität nicht od. eingeschränkt gegeben zu
Kompatibilität gegeben zu <ul style="list-style-type: none"> <li>• Hydraulikmotoren und Zylindern</li> <li>• Hydraulikspeichern</li> <li>• vollentlasteten SBVen</li> <li>• PDWn / SDWn</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Bestandssystemen</li> <li>• OC/CC-Sandwich-Ventilblöcken</li> <li>• nicht u. teilentlasteten SBVen</li> </ul>
<b>Chancen</b>	<b>Risiken</b>
Reduzierung der installierten Kühlleistung	reduzierte Steuerbarkeit und / oder Performance
Effizienzsteigerung durch Rekuperation aktiver Lasten	Effizienzsteigerung wird durch schlechte Wirkungsgrade verhindert oder sogar negiert

Abbildung 4.6: RSD-Optimierung: Vor-, Nachteile, Chancen, Risiken. Quelle: e. D.

## **5 Potentialanalyse zur Effizienzsteigerung mobiler Arbeitsmaschinen durch RSD**

In diesem Kapitel wird eine in dieser Arbeit entwickelte und angewendete Methode vorgestellt, mit der in einem ersten Schritt die SBDV des Antriebssystems einer mobilen Arbeitsmaschine tätigkeitsspezifisch berechnet werden können. In einem zweiten Schritt wird eine optimale SBDV-reduzierte Konfiguration des Systems ermittelt und das dadurch hebbare Energieeinsparpotential quantifiziert. Die Methode wird am Beispiel eines Hydraulikbaggers und der beiden Tätigkeiten 90°-Zyklus und Planumszyklus angewendet.

### **5.1 Methode zur Potentialanalyse**

Die Methode bedient sich der in Kapitel 2.10 eingeführten Grundlagen zur Energiebetrachtung eines LS-Systems. Im ersten Schritt wird zunächst das Potential der Effizienzsteigerung durch RSD identifiziert, indem die durch SBDV verursachten Energieverluste und die zugehörigen Größen berechnet werden. Um das maximal mögliche Potential bestimmen zu können wird zunächst angenommen, dass die gesamte SBDV-Energie verlustlos rückspeisbar ist. Im zweiten Schritt wird eine RSD-Konfiguration ermittelt, bei der ein Optimum zwischen rückgespeicherter Energie und zusätzlichen Energieverlusten besteht. Die einzelnen Konfigurationen unterscheiden sich durch die Anzahl an Sektionen, die mit einem T/S-LV ausgerüstet sind.

### 5.1.1 Identifikation des Effizienzsteigerungspotentials

Ausgangspunkt der Analyse sind die Daten von Messungen mit einer Maschine. Um ein LS-System mit  $n$  Verbrauchersektionen in  $m$  Kreisen (K) analysieren zu können, sind folgende zeitaufgelöste Datensätze eines Zyklus der Zeitdauer  $\Delta t_{Zkl}$  notwendig:

- Gesamtsystem
  - Systemdruck / Pumpendruck  $p_{LSP,Km}$
  - Pumpenvolumenstrom  $Q_{LSP,Km}$
  - LS-Druck  $p_{LS,Km}$  u. LS-Druckdifferenz  $\Delta p_{LS,Km}$
  - ggfs. Tankdruck  $p_T$ , i. d. R. vernachlässigbar
- Verbrauchersektionen 1 bis  $n$ 
  - Individueller LS-Druck  $p_{LS,i}$
  - Sektionsvolumenstrom  $Q_{S,i}$  od. (idealerweise) Rücklaufvolumenstrom  $Q_{Rk,i}$
  - Vom Bediener vorgegebene Steuersignale der SWVe  $y_i$
  - Wege  $x_{S,i}$  und Winkel  $\alpha_{S,i}$  aller Aktoren

Weiterhin sind detaillierte Informationen über den Systemaufbau und alle relevanten Komponenten notwendig, um die entsprechenden Berechnungen durchführen zu können. Hierzu zählen u. a.:

- Anzahl  $m$  und Zusammensetzung der Kreise
- Regeldruckdifferenzen  $\Delta p_{DW,i}$  der Druckwaagen
- Kolbenflächenverhältnisse  $x_{A,i}$  der Linearverbraucher
- Schwellwerte für Steuersignale  $y_{i,min}$

Aus den Messdaten eines Zyklus der Dauer  $\Delta t_{Zkl} = t_2 - t_1$  werden für jeden Verbraucher  $i$  die zugehörige Aktivitätsfunktion  $a_i(t)$  und Lastzustandsfunktion  $l_i(t)$  ermittelt, siehe Gleichungen 5.1 und 5.2.

$$a_i(t) = \begin{cases} 1, & \text{wenn } |y_i(t)| \geq y_{i,min} \\ 0, & \text{sonst} \end{cases} \quad (5.1)$$

$$l_i(t) = \begin{cases} 0, & \text{wenn } |p_{LS}(t) - p_{LS,i}(t)| \leq \Delta p_{LS} \\ 1, & \text{sonst} \end{cases} \quad (5.2)$$

Aus  $Q_{S,i}(t)$ , dem wirkenden Flächenverhältnis  $x_{A,i}(t)$ ,  $a_i(t)$  und  $l_i(t)$  kann der maximal rückspeisbare Volumenstrom  $Q_{SBDV,i}^r(t)$  eines Verbrauchers durch Gleichung 5.3 berechnet werden, welche für die Potentialanalyse die abschnittsweise Definition aus Gleichung 4.3 ersetzt.

$$Q_{SBDV,i}^r(t) = Q_{S,i}(t) \cdot x_{A,i}(t) \cdot a_i(t) \cdot l_i(t) \quad (5.3)$$

mit:  $x_{A,i}(t) = x_{A,i}^{s(t)}$

Analog können die auf den Rückfluss eines Verbrauchers  $i$  bezogenen SBDV  $\Delta p_{SBDV,i}^r(t)$  berechnet werden, Gleichung 5.4.

$$\Delta p_{SBDV,i}^r(t) = (p_{LS}(t) - p_{LS,i}(t)) \cdot x_{A,i}(t)^{-1} \cdot a_i(t) \cdot l_i(t) \quad (5.4)$$

Daraus können die rückspeisbare Energie  $E_{RS,i}(t)$  mit Gleichung 5.5, die nicht rückspeisbare Energie  $E_{V,RS,i}(t)$  nach Gleichung 5.6 und die zusätzlichen Energieverluste  $E_{V,zus,i}(t)$  zeitlich aufgelöst mit Gleichung 5.7 bzw. kumuliert mit den Gleichungen 5.8 bis 5.10 berechnet werden. Der Tankdruck  $p_T(t)$  wird dabei vernachlässigt. Ob dies zulässig ist, muss bei je-

dem System geprüft werden. Weiterhin werden  $E_{LSP}(t)$ ,  $E_{S,i}(t)$ ,  $E_{V,LS}(t)$  und  $E_{V,SBDV,i}(t)$  nach den Gleichungen 2.25 bis 2.29 berechnet.

$$E_{RS,i}(t) = \begin{cases} \int_{t_1}^{t_2} p_{RS}(t) \cdot Q_{SBDV,i}^r(t) dt, & \Delta p_{SBDV,i}^r(t) \geq p_{RS}(t) \\ 0, & \text{sonst} \end{cases} \quad (5.5)$$

$$E_{V,RS,i}(t) = \begin{cases} \int_{t_1}^{t_2} (\Delta p_{SBDV,i}^r(t) - p_{RS}(t)) \cdot Q_{SBDV,i}^r(t) dt, & \Delta p_{SBDV,i}^r(t) \geq p_{RS}(t) \\ \int_{t_1}^{t_2} \Delta p_{SBDV,i}^r(t) \cdot Q_{SBDV,i}^r(t) dt, & \text{sonst} \end{cases} \quad (5.6)$$

$$E_{V,zus,i}(t) = \begin{cases} \int_{t_1}^{t_2} p_{Rk,i}(t) \cdot Q_{Rk,i}(t) dt, & \text{wenn } l_i(t) = 0 \\ 0, & \text{sonst} \end{cases} \quad (5.7)$$

$$E_{RS,ges} = \sum_{i=1}^n (E_{RS,i}(t_2) - E_{RS,i}(t_1)) \quad (5.8)$$

$$E_{V,RS,ges} = \sum_{i=1}^n (E_{V,RS,i}(t_2) - E_{V,RS,i}(t_1)) \quad (5.9)$$

$$E_{V,zus,ges} = \sum_{i=1}^n (E_{V,zus,i}(t_2) - E_{V,zus,i}(t_1)) \quad (5.10)$$

$E_{RS,i}(t)$  und  $E_{V,RS,i}(t)$  sind von  $p_{RS}(t)$  abhängig und indirekt proportional. Die Verluste  $E_{V,zus,i}(t)$  werden durch das T/S-LV im Rücklauf des lasthöchsten Verbrauchers verursacht, was zu einer Erhöhung von  $E_{LSP}$  und damit zu einer erhöhten Gesamtenergieaufnahme des Systems führt. Ein T/S-LV im Rücklauf eines lastniederen Verbrauchers verursacht zwar auch Druckverluste, allerdings können diese in der Regel durch die jeweilige DW kompensiert werden.

Die Gleichungen 5.1 bis 5.10 berücksichtigen ausschließlich passive Lasten, da einerseits aktive Lasten und die ihnen ggf. zugrunde liegende potentielle Energie nicht über die Druckdifferenz  $\Delta p_{SBDV,i}$  berechnet werden können. Andererseits verfügen mobile Arbeitsmaschinen und insbesondere Bagger über diverse Einrichtungen, um aktive Lasten zu kompensieren (siehe z. B. Anhang A.3). Ziel der Methode ist die Bestimmung der reduzierbaren SBDV einer mobilen Arbeitsmaschine und die Quantifizierung der dadurch erreichbaren Effizienzsteigerung anhand vorhandener Datensätze. Die Berücksichtigung von zusätzlichem Rekuperationspotential, z. B. beim Senken eines Baggerarms, ist hierfür nicht notwendig.

Für die Vorauslegung von RS und RE werden zudem das rückspeisbare Ölvolumen  $V_{SBDV,i}$ , die auf den Rücklauf bezogenen Gesamtsystemgrößen  $\Delta \bar{p}_{SBDV,GSys}^r$  und  $\bar{Q}_{SBDV,GSys}^r$  und die mittlere SBDV-Verlustleistung  $\bar{P}_{V,SBDV,GSys}$ , siehe Gleichungen 5.11 bis 5.14, benötigt:

$$V_{SBDV,i} = \int_{t_1}^{t_2} Q_{SBDV,i}^r dt \quad (5.11)$$

$$\Delta \bar{p}_{SBDV,GSys}^r = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \Delta \bar{p}_{SBDV,i}^r = \frac{1}{n_t n} \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^{n_t} \Delta p_{SBDV,i}^r(t_k) \quad (5.12)$$

$$\bar{Q}_{SBDV,GSys}^r = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \bar{Q}_{SBDV,i}^r = \frac{1}{n_t n} \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^{n_t} Q_{SBDV,i}^r(t_k) \quad (5.13)$$

$$\bar{P}_{V,SBDV,GSys} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \bar{P}_{V,SBDV,i} = \frac{1}{n_t n} \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^{n_t} P_{V,SBDV,i}(t_k) \quad (5.14)$$

$$\text{mit } t_k \in \mathbf{T}_{SBDV,i}, \mathbf{T}_{SBDV,i} = \{t_k | \Delta p_{SBDV,i}^r(t_k) > 0 \wedge Q_{SBDV,i}^r(t_k) \neq 0\}$$

Für jeden Verbraucher  $i$  beinhaltet die Menge  $\mathbf{T}_{SBDV,i}$  alle Zeitpunkte  $t_k$ , für die gilt, dass  $\Delta p_{SBDV,i}^r(t_k)$  und  $Q_{SBDV,i}^r(t_k)$  zeitgleich ungleich bzw. größer null sind.

Wie in Abbildung 4.1 dargestellt, wandelt die RE  $P_{RS}$  bzw.  $E_{RS}$  in eine vom System nutzbare Leistung  $P_{RE}$  bzw. Energieform  $E_{RE}$  um. Je nach Aus-

prägung der RE kann diese der mechanischen, hydraulischen oder anderen Domänen entsprechen. Die Umwandlung von  $E_{RS}$  in  $E_{RE}$  ist stets wirkungsgradbehaftet. Hierzu zählen sowohl direkte Wandlungsverluste der RE als auch weitere Verluste in der RS, z. B. Strömungsverluste.

Unter Berücksichtigung der Wirkungsgrade kann die von der RE rückgepeiste Energie  $E_{RE}$  mit den Gleichungen 5.15 bis 5.17 berechnet werden.

$$\begin{aligned} E_{RE}(t) &= \eta_{RE}(t) \cdot \eta_{RS}(t) \cdot E_{RS}(t) \\ &= \eta_{RE}(t) \cdot \eta_{RS}(t) \cdot \int_{t_1}^{t_2} p_{RS}(t) \cdot Q_{RS}(t) dt \end{aligned} \quad (5.15)$$

$$\text{mit: } \eta_{RE}(t) = \eta_{RE,vol}(t) \cdot \eta_{RE,hm}(t) \quad (5.16)$$

$$\text{und: } \eta_{RS}(t) = \frac{E_{RS}(t) - \sum_{k=1}^l E_{V,RS,k}(t)}{E_{RS}(t)} \quad (5.17)$$

$\eta_{RE,hm}(t)$  und  $\eta_{RE,vol}(t)$  bezeichnen den jeweils zeitabhängigen hydraulisch-mechanischen und volumetrischen Wirkungsgrad der RE,  $\eta_{RS}(t)$  den Wirkungsgrad der RS bei der Speisung der RE. Der Volumenstrom  $Q_{RS}(t)$  wird der RE von der RS zugeführt und berechnet sich unter Vernachlässigung von Leckageverlusten nach Gleichung 5.18,  $Q_{Sp}(t)$  bezeichnet dabei den Volumenstrom in den bzw. aus dem Speicher.

$$Q_{RS}(t) = \sum_{i=1}^n Q_{SBDV,i}^*(t) + Q_{Sp}(t) \quad (5.18)$$

Mit  $\eta_{RS}(t) = 1$ , d. h. unter Vernachlässigung von Verlusten zwischen RS und RE, können das Drehmoment  $M_{RE}(t)$  und die Drehzahl  $n_{RE}(t)$  mit den Gleichungen 5.19 und 5.20 berechnet werden,  $p_T$  wird dabei vernachlässigt.

$$n_{RE}(t) = \frac{Q_{RE}(t) \cdot \eta_{RE,vol}(t)}{V_{RE}(t)} \stackrel{!}{=} \frac{Q_{RS}(t) \cdot \eta_{RE,vol}(t)}{V_{RE}(t)} \quad (5.19)$$

$$M_{RE}(t) = \frac{p_{RS}(t) \cdot V_{RE}(t) \cdot \eta_{RE,hm}(t)}{2\pi} \quad (5.20)$$

Die während eines Zyklus der Dauer  $\Delta t_{Zkl}$  rückgespeiste Energie  $E_{RE,Zkl}$  wird nach Gleichung 5.21 berechnet.

$$E_{RE,Zkl} = E_{RE} + \Delta E_{Sp} \cdot \bar{\eta}_{RE,Zkl} \quad (5.21)$$

$$\text{mit: } \Delta E_{Sp} = E_{Sp}(t_2) - E_{Sp}(t_1)$$

$$\text{und: } \bar{\eta}_{RE,Zkl} = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} \eta_{RE}(t) dt$$

$\Delta E_{Sp}$  stellt dabei die Energieinhaltsänderung des Speichers durch den betrachteten Zyklus dar. Steht am Ende des Zyklus im Speicher noch mehr unter Druck stehendes Öl zur Verfügung als zu Beginn des Zyklus, d. h.  $\Delta E_{Sp} \geq 0$ , so kann dieses prinzipiell in nachfolgenden Zyklen rückgespeist und dessen Energieäquivalent  $\Delta E_{Sp}$  genutzt werden. Diese zukünftige Nutzung ist erneut wirkungsgradbehafet, wobei der erreichbare Wirkungsgrad vom künftigen Zyklus selbst abhängt. Aufgrund der für Hydraulikbagger charakteristischen Wiederholung gleicher Zyklen wird der arithmetische Mittelwert des Wirkungsgrads des vergangenen Zyklus  $\bar{\eta}_{RE,Zkl}$  als zukünftiger Wirkungsgrad angenommen.

### 5.1.2 Ermittlung einer zyklensoptimalen RSD-Systemkonfiguration

Die SBDV einer Maschine während eines Zyklus verteilen sich nicht gleichmäßig auf alle Verbraucher, sondern der Anteil eines Verbrauchers an den Gesamt-SBDV hängt sowohl von der Maschine als auch deren Zyklus und damit dessen Ansteuerung ab. Ein zeitlich dominant lasthöchster Verbraucher sollte idealerweise nicht über ein T/S-LV verfügen, da dieses ansonsten in erster Linie zusätzliche Energieverluste erzeugt, siehe Kapitel 4, die je nach Höhe sogar die Gesamteffizienzsteigerung des Systems verhindern können.

Für eine zyklenspezifische RSD-Systemkonfiguration muss daher untersucht werden, ob es während des betrachteten Zyklus einen oder mehrere dominante lasthöchste Verbraucher gibt, um diese dann nicht mit einem T/S-LV auszustatten. Ein hierfür geeigneter Indikator ist das Verhältnis aus der rückgewinnbaren Energie  $E_{RS,i}$  und den durch ein T/S-LV verursachten zusätzlichen Energieverlusten  $E_{V,zus,i}$  einer Sektion. Gleichung 5.22 zeigt die angewendete Kostenfunktion für ein Gesamtsystem.

$$K(E_i, p_{RS}) = -\Lambda_1 \cdot E_{RS,ges} + \Lambda_2 \cdot E_{V,RS,ges} + \Lambda_3 \cdot E_{V,zus,ges} - \Lambda_4 \cdot p_{RS} \quad (5.22)$$

Eine Konfiguration gilt nach Gleichung 5.22 als optimal, wenn  $K(E_i, p_{RS})$  minimal wird. Dies wird erreicht, wenn  $E_{RS,ges}$  und  $p_{RS}$  möglichst hoch und gleichzeitig  $E_{V,RS,ges}$  und  $E_{V,zus,ges}$  möglichst gering sind.  $E_{V,zus,ges}$  wird dann minimal, wenn der oder die dominante(n) Verbraucher nicht mit einem T/S-LV ausgestattet werden. Allerdings wird  $E_{RS,ges}$  i. d. R. umso größer, umso mehr Verbraucher über ein T/S-LV mit der RS verbunden sind.

Die Kostenfaktoren  $\Lambda_1$  bis  $\Lambda_4$  dienen zum Ausgleich von Größenordnungsunterschieden und zur zyklenspezifischen Gewichtung. Dadurch wird sichergestellt, dass alle Optimierungsgrößen einen signifikanten Einfluss auf das Ergebnis haben können.

Die Optimierung von Gleichung 5.22 wird aufgrund der fehlenden analytischen Terme der einzelnen Größen im Rahmen dieser Arbeit numerisch durchgeführt. Für jede mögliche RSD-Konfiguration eines Systems (Sektion  $i$  mit bzw. ohne T/S-LV) werden die Optimierungsgrößen  $E_{RS,ges}$ ,  $E_{V,RS,ges}$  und  $E_{V,zus,ges}$  bei gleichzeitig in einem Definitionsbereich schrittweise steigendem  $p_{RS}$  berechnet. Nach jeder Berechnung wird  $K(E_i, p_{RS})$  ermittelt und mit den bereits vorhandenen Ergebnissen verglichen. Als optimal gilt die Konfiguration, deren Kostenfunktion im Vergleich zu den anderen Konfigurationen minimal ist.

## 5.2 Analyse des Energieeffizienzsteigerungspotentials eines Hydraulikbaggers

Die Methode wird im Folgenden auf zwei Datensätze der beiden Tätigkeiten *90°-Zyklus* und *Planum* aus der Arbeit von Holländer [43] angewendet. Ziel ist die Analyse des Effizienzsteigerungspotentials und die Identifikation einer optimalen Konfiguration. Die betrachtete Maschine hat ein Einsatzgewicht von 30 t, eine Motorleistung von 125 kW und verfügt über ein 2K-LS-System mit SDWn. Ausleger und Löffel bzw. Stiel und Schwenkwerk<sup>1</sup> sind jeweils zu einem Kreis zusammengefasst, die über ein Summenventil miteinander verbunden werden können. Holländer hat in seiner Arbeit die Maschine mit umfangreichem Messequipment ausgestattet, so dass die notwendigen Größen entweder bereits verfügbar waren oder, wie z. B.  $p_{LS,i,Km}$ , aus der vorhandenen Datenbasis berechnet werden konnten. Die Aktorbewegungen sind in den folgenden Abbildungen normiert, die Referenzgrößen können Tabelle 5.1 entnommen werden.

Tabelle 5.1: Aktorwegskalierung nach [43]

Kreise	K1		K2	
Aktoren	Ausleger	Löffel	Stiel	Schwenkwerk
100 % $\hat{=}$	950 mm	950 mm	1100 mm	162°

Um den Einfluss der Systemstruktur auf die SBDV untersuchen zu können, erfolgt die Untersuchung zunächst am von Holländer vermessenen 2K-LS-System des Baggers. Anschließend wird durch mathematische Überlagerung von Druck- und Volumenstromkurven beider Kreise ein Datensatz eines fiktiven 1K-LS-Systems erzeugt. Hierfür werden die Druckkurven der Pumpen  $p_{LSP,K1}$  und  $p_{LSP,K2}$ , nach Gleichung 5.23 zeitsynchron

<sup>1</sup> Im weiteren Verlauf der Arbeit werden in einigen Formeln und Abbildungen aus Platz- und Darstellungsgründen die Abkürzungen Aus (Ausleger), Loe (Löffel), Sti (Stiel) und Swe (Schwenkwerk) für die vier Aktoren verwendet.

überlagert und der jeweils zu einem Zeitpunkt  $t$  höchste Wert als Datenpunkt der Maximalwertkurve  $p_{LSP,1K}(t)$  angenommen. Die LS-Druckkurve  $p_{LS,1K}(t)$  des 1K-Systems wird nach Gleichung 5.24 erzeugt. Der Pumpenvolumenstrom des 1K-Systems  $Q_{LSP,1K}(t)$  wird durch Superposition der beiden Einzelkreise ermittelt, siehe Gleichung 5.25. Die Aktorbewegungen und -volumenströme verändern sich dabei nicht.

$$p_{LSP,1K}(t) = \begin{cases} p_{LSP,K1}(t), & \text{wenn } p_{LSP,K1}(t) \geq p_{LSP,K2}(t) \\ p_{LSP,K2}(t), & \text{wenn } p_{LSP,K1}(t) < p_{LSP,K2}(t) \end{cases} \quad (5.23)$$

$$p_{LS,1K}(t) = \begin{cases} p_{LS,K1}(t), & \text{wenn } p_{LSP,1K}(t) = p_{LSP,K1}(t) \\ p_{LS,K2}(t), & \text{wenn } p_{LSP,1K}(t) = p_{LSP,K2}(t) \end{cases} \quad (5.24)$$

$$Q_{LSP,1K}(t) = Q_{LSP,K1}(t) + Q_{LSP,K2}(t) \quad (5.25)$$

### 5.2.1 Potentialanalyse des 90°-Zyklus im 2K- und 1K-System

Abbildung 5.1 ① zeigt den 90°-Zyklus aus [43]. Laut Holländer wurde die Maschine während der Messung aufgrund des großen Volumenstrombedarfs der Aktoren größtenteils in Unterversorgung betrieben, d. h. die eingestellte LS-Druckdifferenz  $\Delta p_{LS} \approx 24$  bar konnte sich zu verschiedenen Zeitpunkten nicht vollständig ausbilden. Weiterhin gibt Holländer einen hohen Leckagevolumenstrom von 70 L/min ohne bzw. 90 L/min mit Schwenkwerksaktivierung bei Pumpendruck des entsprechenden Kreises an. Diese Leckageverluste sind spezifisch für den hier untersuchten Zyklus und werden in der Energieauswertung mit  $\sum E_{V,Lkg}$  zusammengefasst.

In Abbildung 5.1 ② ist der individuelle LS-Druck  $p_{LS,i}$  der Verbraucher dargestellt. Zeitweise ist  $p_{LS,i}$  höher als der LS-Druck des entsprechenden Kreises, siehe z. B.  $p_{LS,Aus}$  im Bereich von  $t = 8,7$  s bis 11 s. Dies begründet sich damit, dass die Drücke in [43] an Kolben- und Ringseite der Zylinder gemessen wurden. Aufgrund des Gewichtes der Arbeitskinematik oder aufgrund von Prozesskräften können diese Drücke bei nicht angesteuertem

## 5.2 Analyse des Energieeffizienzsteigerungspotentials eines Hydraulikbaggers

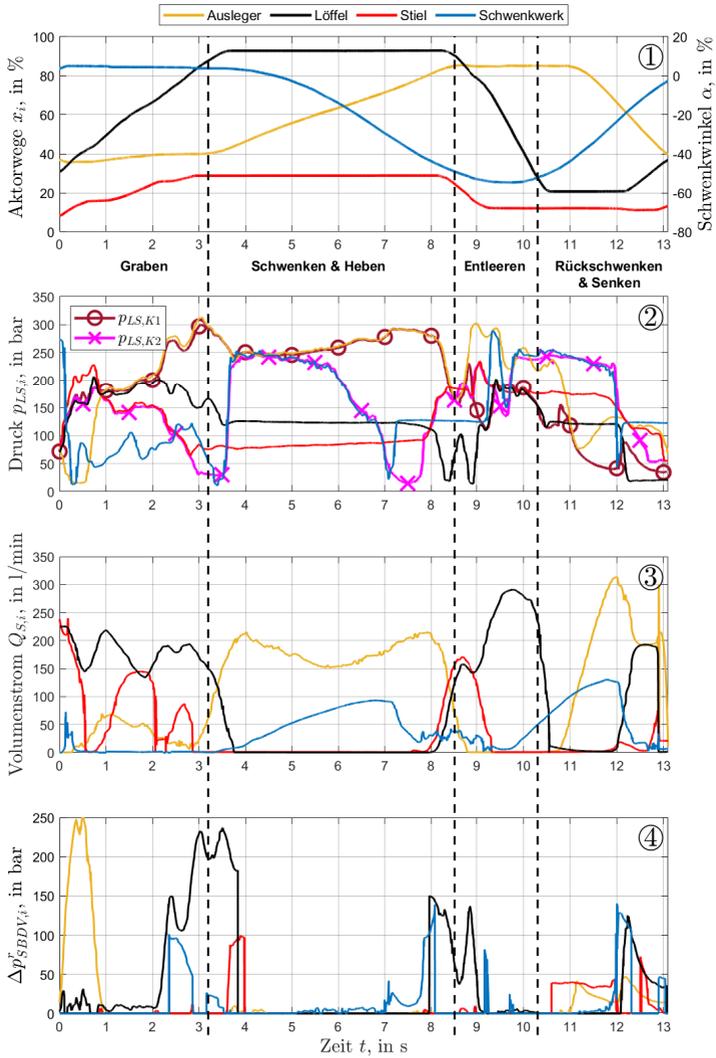


Abbildung 5.1: 90°-Zyklus, 2K: Zyklen- /  $p_{LS,i}$  /  $Q_{S,i}$  /  $\Delta p_{SBDV,i}^r$  Diagramm.  
Quelle: e. D.

Verbraucher daher auch den LS-Druck übersteigen. Da der LS-Druckabgriff eines Verbrauchers aber laut Holländer bis zu einem Mindeststeuerdruck von  $\approx 2,5$  bar noch geschlossen ist, haben diese Drücke keinen Einfluss auf  $p_{LS}$ . Im Sinne der besseren Darstellung wurde darauf verzichtet, die Drücke manuell auf null zu setzen. Bei der Berechnung der SBDV wurde dies allerdings berücksichtigt.

Weiterhin wurde die Volumenstromanforderung des Auslegers und des Schwenkwerks um den direkt aus dem Tank nachgesaugten Volumenstrom korrigiert. Der nachgesaugte Volumenstrom verursacht keine SBDV im Sinne dieser Arbeit, weswegen der jeweilige Verbrauchervolumenstrom entsprechend reduziert wurde. Zu sehen ist diese Korrektur in Abbildung 5.1 ③ beim Volumenstrom des Auslegers ab ca. 12 s oder zwischen ca. 8,6 s bis 9,3 s für den Volumenstrom des Schwenkwerks.

Abbildung 5.1 ④ zeigt die unter Berücksichtigung der beschriebenen Korrekturen nach Gleichung 2.28 berechnete Druckdifferenz  $\Delta p_{SBDV,i}$  für jeden Verbraucher. Die Verbraucher in Kreis 1 (Ausleger, Löffel) weisen höhere SBDV auf als diejenigen in Kreis 2 (Stiel, Schwenkwerk). Ursachen hierfür sind die geringeren  $p_{LS,i}$ -Unterschiede sowie der geringere Parallelbetrieb von Stiel und Schwenkwerk. Gegen Ende des Zyklus, ab ca. 12 s, verursachen beide Verbraucher von Kreis 1 gleichzeitig SBDV, da der Druck der Pumpe von Kreis 1 nur langsam absinkt. Die Ursache hierfür ist unbekannt.

In Abbildung 5.2 ist eine Übersicht der aus Abbildung 5.1 ③ und ④ berechneten SBDV-Verlustleistung  $P_{V,SBDV,i}$  jeder Verbrauchersektion dargestellt. Vor allem der Löffel weist signifikante SBDV auf, gefolgt von Ausleger und Schwenkwerk.  $P_{V,SBDV,Sti}$  ist vernachlässigbar.

Abbildung 5.3 zeigt die Druck- u. Volumenstromverläufe des 1K-Systems nach der Überlagerung gemäß Gleichungen 5.23 bis 5.25. In Abbildung 5.4 ist der zeitliche Verlauf von  $\Delta p_{SBDV,i}$  im 1K-System dargestellt, Abbildung 5.5 zeigt die Höhe von  $P_{V,SBDV,i}$  jeder Sektion während des 90°-Zyklus. Im

## 5.2 Analyse des Energieeffizienzsteigerungspotentials eines Hydraulikbaggers

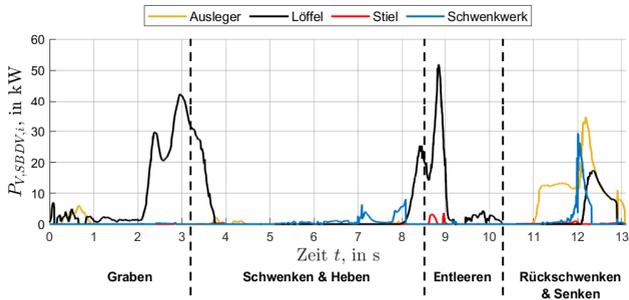


Abbildung 5.2: 90°-Zyklus, 2K: Übersicht  $P_{V,SBDV,i}$ . Quelle: e. D.

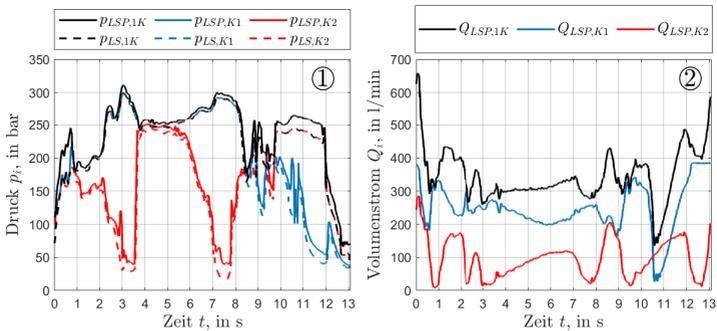


Abbildung 5.3: 90°-Zyklus, 1K: Übersicht der Systemgrößen. Quelle: e. D.

Vergleich zum 2K-System, Abbildung 5.2, ist bei  $P_{V,SBDV,Aus}$  und  $P_{V,SBDV,Swe}$  ein deutlicher Unterschied zu erkennen.

Abbildung 5.6 und 5.7 zeigen die  $p_{LS,i}/Q_{S,i}$ – bzw.  $\Delta p_{SBDV,i}^r/Q_{SBDV,i}^r$ -Verteilung im 2K-System und 1K-System und stellen dadurch  $P_{S,i}$  im Vergleich zu  $P_{V,SBDV,i}$  aller Verbraucher dar. In allen Diagrammen sind die im 1K-System gegenüber dem 2K-System erhöhten SBDV sichtbar. Es fällt auf, dass  $P_{V,SBDV,i}$  im 2K-System generell deutlich kleiner ist als  $P_{S,i}$ . Im 1K-System trifft dies für den Ausleger, Abbildung 5.7 ①, nicht zu.

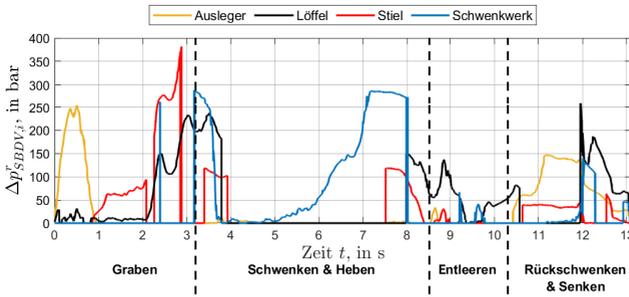


Abbildung 5.4: 90°-Zyklus, 1K:  $\Delta p_{SBDV,i}^r(t)$ . Quelle: e. D.

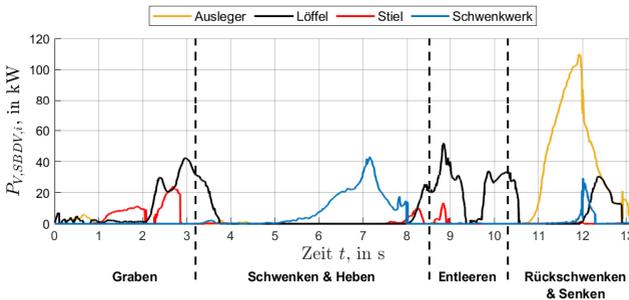


Abbildung 5.5: 90°-Zyklus, 1K: Übersicht  $P_{V,SBDV,i}$ . Quelle: e. D.

## Energieanalyse

In Abbildung 5.8 ist das Ergebnis der Energieanalyse des 2K-Systems dargestellt. Diagramm ① zeigt die Energien  $E_{LSP}$ ,  $\sum E_{S,i}$ ,  $E_{V,LS}$ ,  $\sum E_{V,Lkg}$  und  $E_{V,SBDV,ges}$  während eines Zyklus. Demnach fällt eine Energie in Höhe von ca. 8%  $E_{LSP}$  während des Zyklus als SBDV an. Abbildung 5.8 ② löst  $E_{V,SBDV,ges}$  auf die einzelnen Verbraucher auf. Der Großteil der SBDV wird vom Löffel verursacht, gefolgt von Ausleger und Schwenkwerk. Die Verluste des Stiels sind vernachlässigbar.

Abbildung 5.9 zeigt das Energieanalyseergebnis des 1K-Systems. Im Vergleich zum 2K-System hat sich die Gesamtenergie  $E_{LSP}$  um fast 15%

## 5.2 Analyse des Energieeffizienzsteigerungspotentials eines Hydraulikbaggers

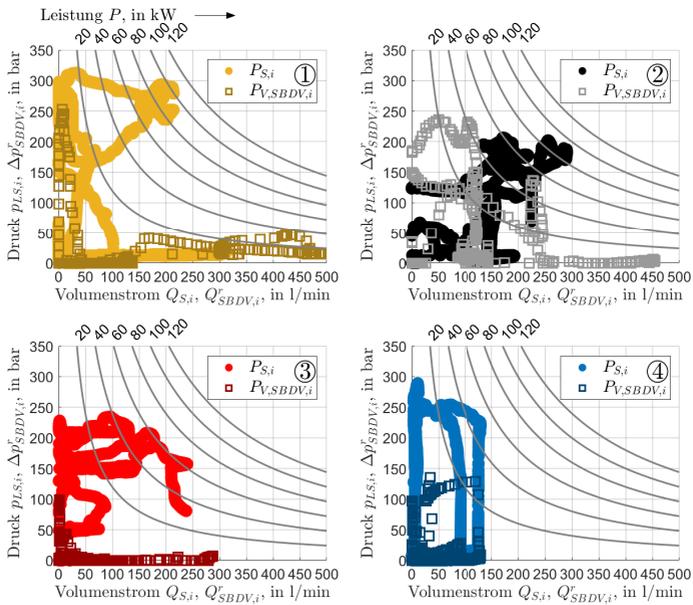


Abbildung 5.6: 90°-Zyklus, 2K: Vergleich  $P_{S,i}$ ,  $P_{V,SBDV,i}$ . Quelle: e. D.

①: Ausleger, ②: Löffel, ③: Stiel, ④: Schwenkwerk

$E_{LSP,2K}$  erhöht. Hauptursache hierfür ist, dass der Volumenstrom in Kreis 2 des 2K-Systems bei einem deutlich niedrigeren Druck gefördert wird, als dies im 1K-System der Fall ist.  $\sum E_{S,i}$  bleibt absolut zwar gleich, deren prozentualer Anteil an  $E_{LSP}$  fällt allerdings aufgrund dieser Zunahme um fast 10%.  $\sum E_{V,Lkg}$  und  $E_{V,LS}$  steigen beim 1K-System geringfügig an, was auf den erhöhten  $p_{LSP,1K}$  zurückzuführen ist. Die SBDV des 1K-Systems steigen um über 160%, vor allem der Anteil von Stiel und Schwenkwerk nimmt signifikant zu.

Die Analyse hat gezeigt, dass die SBDV durch die Umstellung von einem 2K- auf ein 1K-System signifikant erhöht wurden. Die Maschine hat aufgrund der hohen Leckageverluste ca. 34% Verluste in der 2K- bzw. ca.

## 5 Potentialanalyse zur Effizienzsteigerung mobiler Arbeitsmaschinen durch RSD

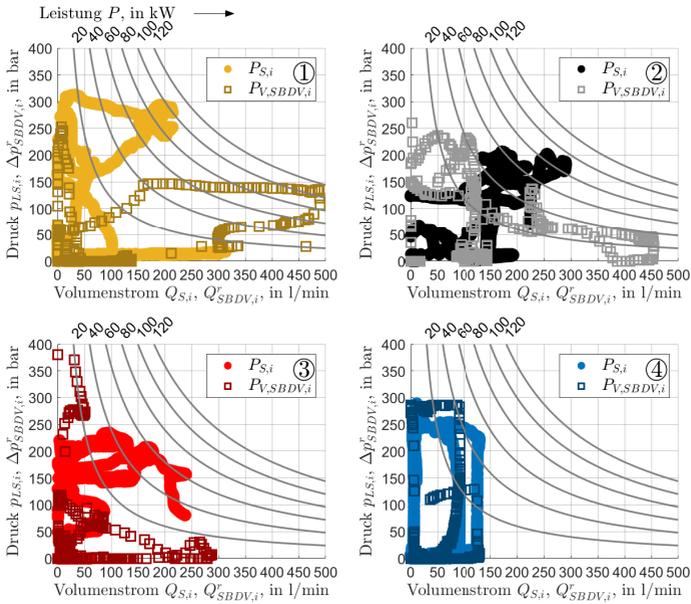


Abbildung 5.7: 90°-Zyklus, 1K: Vergleich  $P_{S,i}$ ,  $P_{V,SBDV,i}$ . Quelle: e. D.

①: Ausleger, ②: Löffel, ③: Stiel, ④: Schwenkwerk

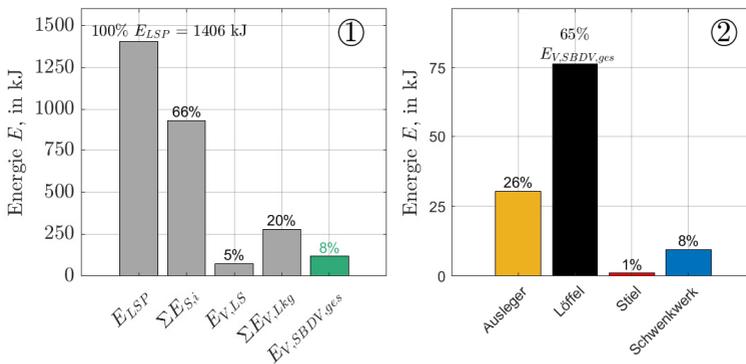


Abbildung 5.8: 90°-Zyklus, 2K: Energievergleich. Quelle: e. D.

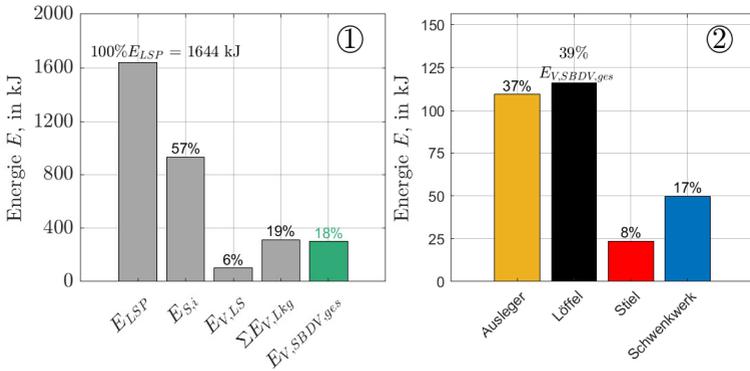


Abbildung 5.9: 90°-Zyklus, 1K: Energievergleich. Quelle: e. D.

43 % Verluste in der 1K-Konfiguration, davon können ca. 8 % bzw. ca. 18 % den SBDV zugeordnet werden.

Eine Reduzierung von  $\Sigma E_{V,Lkg}$  wird den Anteil der SBDV an  $E_{LSP}$  erhöhen, da dadurch zwar die Gesamtenergie reduziert wird, nicht allerdings die systembedingten Druckverluste. Für modernere und energieeffizientere Maschinen mit LS-System ist daher zu erwarten, dass sie bei gleichem Zyklus und gleicher Bedienung prozentual gesehen höhere SBDV aufweisen.

### Analyse der Verbraucher- und Gesamt-SBDV

In den Abbildungen 5.10 bis 5.13 werden die SBDV der einzelnen Verbraucher und des Gesamtsystems jeweils über ein 3D-Histogramm und eine Heatmap als  $\Delta P_{SBDV}^r / Q_{SBDV}^r$ -Paare dargestellt. In beiden Diagrammen gibt die Einfärbung des Rasters die auf die Gesamtanzahl aller Datenpunkte bezogene Häufigkeit an. Über eine konstante Zeitschrittweite wird aus der Häufigkeit deren Anteil an der Gesamtzyklenzeit berechnet. In den 3D-Histogrammen wird dies zusätzlich durch die auf der z-Achse aufgetragene Säulenhöhe ersichtlich. In den Heatmaps sind Leistungshyperbeln zur Einordnung der SBDV-Leistung  $P_{V,SBDV,i}$  eingezeichnet, das Maximum ent-

spricht immer der im Zyklus aufgetretenen größten  $P_{V,SBDV,i}$ , unabhängig von deren Häufigkeit. Weiterhin ist die gemittelte SBDV-Leistung  $\bar{P}_{V,SBDV,i}$  mit dem zugehörigen  $\Delta\bar{p}_{SBDV}^r / \bar{Q}_{SBDV}^r$ -Wertepaar eingetragen, die gleichzeitig den Leistungsschwerpunkt aller Datenpunkte darstellt. Abbildung 5.10 ① bis ④ zeigen zunächst die Analyseergebnisse des 2K-Systems.

Im 3D-Histogramm des Auslegers, Abbildung 5.10 ①, zeigt sich, dass die größte SBDV-Spreizung bei Volumenströmen  $Q_{SBDV}^r \leq 40\text{L/min}$  vorliegt. Bei  $\Delta p_{SBDV}^r \leq 20\text{bar}$  tritt die größte Volumenstromspreizung auf. Der Großteil der Leistungspunkte liegt unter der  $\bar{P}_{V,SBDV,Aus}$ -Leistungshyperbel von  $14,9\text{ kW}$  und in einem Volumenstrombereich von  $80\text{L/min} \leq Q_{SBDV}^r \leq 320\text{L/min}$ .  $P_{V,SBDV,Aus,max}$  beträgt  $34,7\text{ kW}$ , der SBDV-Leistungsschwerpunkt liegt bei  $\bar{Q}_{SBDV,Aus}^r = 198\text{L/min}$  und  $\Delta\bar{p}_{SBDV,Aus}^r = 45\text{bar}$ .

Beim Löffel, Abbildung 5.10 ②, findet sich die größte Volumenstromspreizung im Bereich von  $\Delta p_{SBDV}^r \leq 20\text{bar}$ , während die größte SBDV-Spreizung bei Volumenströmen  $20\text{L/min} \leq Q_{SBDV}^r \leq 140\text{L/min}$  vorliegt. Der Großteil der Leistungspunkte liegt unter der  $\bar{P}_{V,SBDV,Loe}$ -Hyperbel mit einer Leistung von  $18,1\text{ kW}$ .  $\bar{P}_{V,SBDV,Loe}$  liegt bei  $\bar{Q}_{SBDV,Loe}^r = 153\text{L/min}$  und  $\Delta\bar{p}_{SBDV,Loe}^r = 71\text{bar}$ ,  $P_{V,SBDV,Loe,max}$  beträgt  $51,9\text{ kW}$ .

Die SBDV-Leistungspunkte des Stiels, Abbildung 5.10 ③, sind ähnlich zum Ausleger im Randbereich des Diagramms verteilt. Die Maximalwerte von  $Q_{SBDV}^r$  und  $\Delta p_{SBDV}^r$  sind allerdings geringer, was ebenfalls für die SBDV-Leistung gilt. Der SBDV-Leistungsschwerpunkt des Stiels  $\bar{P}_{V,SBDV,Sti}$  liegt bei  $\bar{Q}_{SBDV,Sti}^r = 34\text{L/min}$  und  $\Delta\bar{p}_{SBDV,Sti}^r = 29\text{bar}$ , was der im Vergleich niedrigsten SBDV-Leistung von  $1,6\text{ kW}$  entspricht. Die größte Volumenstromspreizung tritt bei  $\Delta p_{SBDV}^r \leq 20\text{bar}$  auf, die größte Druckspreizung bei  $Q_{SBDV}^r \leq 20\text{L/min}$ . Der Großteil aller Leistungspunkte liegt deutlich unter  $P_{V,SBDV,Sti,max} = 3,6\text{ kW}$ .

Die Leistungspunkte des Schwenkwerks, Abbildung 5.10 ④, sind ebenfalls vor allem am Rand des Diagramms verteilt. Die größte Volumenstromspreizung liegt im Bereich  $\Delta p_{SBDV}^r \leq 20\text{bar}$ . Für  $Q_{SBDV}^r \leq 40\text{L/min}$  reicht die SBDV-Druckspreizung bis  $\Delta p_{SBDV}^r = 140\text{bar}$ . Der Großteil der

## 5.2 Analyse des Energieeffizienzsteigerungspotentials eines Hydraulikbaggers

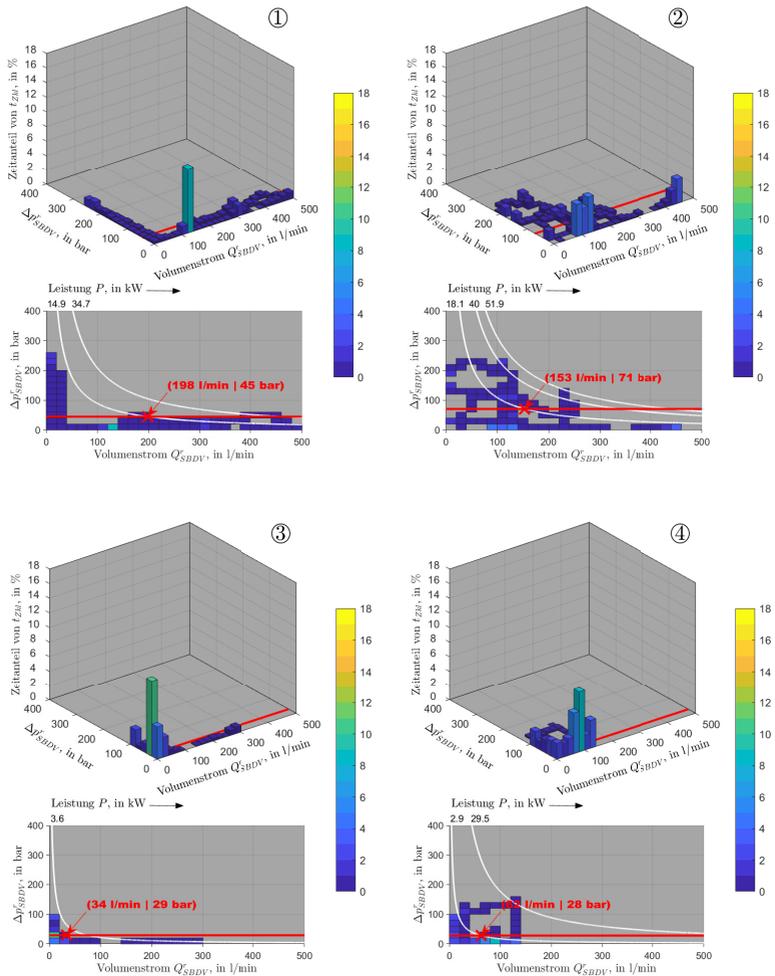


Abbildung 5.10: 90°-Zyklus, 2K: SBDV-Analyse Verbraucher. Quelle: e. D.

①: Ausleger, ②: Löffel, ③: Stiel, ④: Schwenkwerk

Leistungspunkte liegt im Bereich unter der  $\bar{P}_{V,SBDV,Swe}$ -Leistungshyperbel bei 2,9kW, der Leistungsschwerpunkt liegt bei  $\bar{Q}_{SBDV,Swe}^r = 62\text{L}/\text{min}$  und  $\Delta\bar{p}_{SBDV,Swe}^r = 28\text{bar}$ .

Abbildung 5.11 zeigt die Betrachtung des Gesamtsystems.  $\bar{P}_{V,SBDV,GSys}$  beträgt 9,3kW und liegt bei  $\bar{Q}_{SBDV,GSys}^r = 119\text{L}/\text{min}$  und  $\Delta\bar{p}_{SBDV,GSys}^r = 47\text{bar}$ . Das Gesamtsystem erreicht die größte SBDV-Druckspreizung bei Volumenströmen  $Q_{SBDV}^r \leq 120\text{L}/\text{min}$ , die größte Volumenstromspreizung im Bereich von  $\Delta p_{SBDV}^r \leq 40\text{bar}$ . Der Großteil von  $P_{V,SBDV,GSys}$  liegt unter der Schwerpunktleistung.

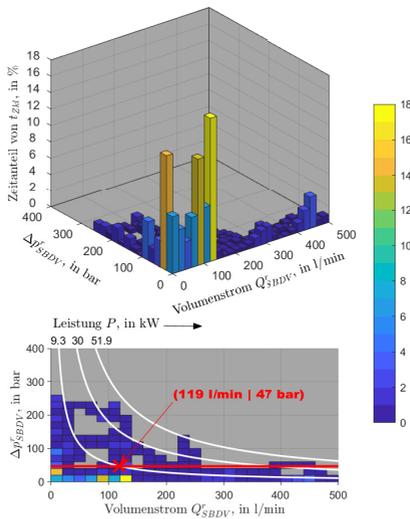


Abbildung 5.11: 90°-Zyklus, 2K: SBDV-Analyse Gesamtsystem. Quelle: e. D.

In Abbildung 5.12 ① bis ④ sind die Ergebnisse der SBDV-Analyse des 1K-Systems dargestellt, im Folgenden werden die Unterschiede zum 2K-System beschrieben.

Bei Stiel und Schwenkwerk, Abbildung 5.12 ③ und ④, nehmen die Druckspreizung und der zeitliche SBDV-Anteil sichtbar zu, was signifikante

Auswirkungen auf die Leistungsschwerpunkte hat. Die Form der Punkteverteilung des Stiels des 1K-Systems ist ähnlich der des 2K-Systems, allerdings wird die maximale SBDV-Druckspreizung von  $\Delta p_{SBDV}^r \leq 380$  bar nun bei  $Q_{SBDV}^r \leq 80$  L/min erreicht.

Der SBDV-Leistungsschwerpunkt des Stiels  $\bar{P}_{V,SBDV,Sti}$  liegt im 1K-System bei  $\bar{Q}_{SBDV,Sti}^r = 47$  L/min,  $\Delta \bar{p}_{SBDV,Sti}^r = 74$  bar und damit bei einer Leistung von 5,8 kW.

Im 1K-System entspricht  $\bar{P}_{V,SBDV,Swe}$  einer Leistung von 9,9 kW, siehe Abbildung 5.12 ④, bei  $\bar{Q}_{SBDV,Swe}^r = 60$  L/min und  $\Delta \bar{p}_{SBDV,Swe}^r = 99$  bar. Im Vergleich zum 2K-System hat sich  $\bar{p}_{SBDV,Swe}^r$  mehr als verdreifacht. Die SBDV-Druckdifferenzen weisen eine deutliche Streuung über den gesamten Bereich auf, die höchste Druckspreizung wird bei  $Q_{SBDV}^r \leq 90$  L/min erreicht und beträgt  $\Delta p_{SBDV,Swe}^r = 300$  bar.

Die Verteilungen von Ausleger und Löffel, siehe Abbildung 5.12 ① und ②, sind im 1K- und 2K-System sehr ähnlich. Beim Löffel ist  $\Delta p_{SBDV,Loe,max}^r$  auf ca. 240 bar erhöht. Bei beiden Verbrauchern hat sich  $\Delta \bar{p}_{SBDV,i}^r$  erhöht.  $\bar{Q}_{SBDV,Aus}^r$  wurde auf 175 L/min reduziert. Die Schwerpunktleistungen betragen  $\bar{P}_{V,SBDV,Aus} = 21,3$  kW und  $\bar{P}_{V,SBDV,Loe} = 22$  kW.

## 5 Potentialanalyse zur Effizienzsteigerung mobiler Arbeitsmaschinen durch RSD

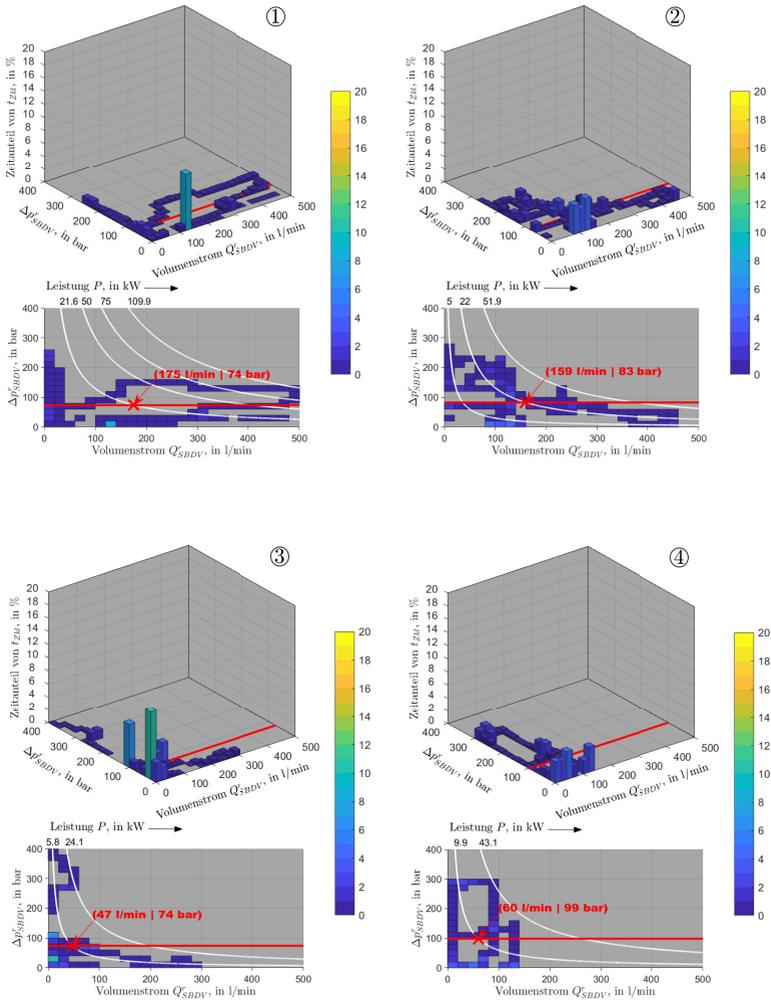


Abbildung 5.12: 90°-Zyklus, 1K: SBDV-Analyse Verbraucher. Quelle: e. D.

①: Ausleger, ②: Löffel, ③: Stiel, ④: Schwenkwerk

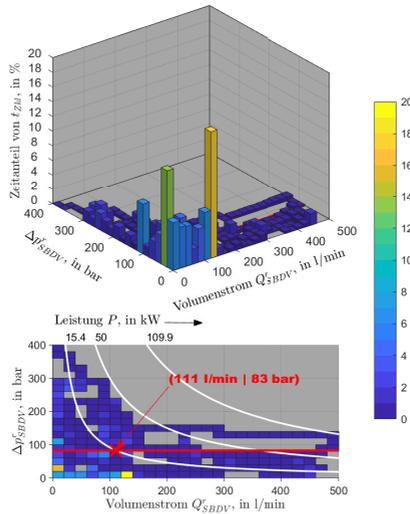


Abbildung 5.13: 90°-Zyklus, 1K: SBDV-Analyse Gesamtsystem. Quelle: e. D.

Abbildung 5.13 zeigt die Betrachtung des 1K-Gesamtsystems.  $\bar{P}_{SBDV,GSys}$  liegt bei  $\bar{Q}_{SBDV,GSys}^r = 111 \text{ L/min}$  und  $\Delta\bar{p}_{SBDV,GSys}^r = 83 \text{ bar}$  und damit bei einer Leistung von  $15,4 \text{ kW}$ , was einer Steigerung von über 65 % gegenüber dem 2K-System entspricht. Die Form der Verteilung des 1K-Systems ähnelt der des 2K-Systems. Der Großteil aller Leistungspunkte liegt unter der  $50 \text{ kW}$ -Hyperbel.  $P_{V,SBDV,max} = 109,9 \text{ kW}$  tritt beim Ausleger auf.

Tabelle 5.2 fasst die Ergebnisse der Analyse des 2K- u. 1K-Systems während des 90°-Zyklus für die vier Verbraucher Ausleger, Löffel, Stiel und Schwenkwerk zusammen. Mit einer Erhöhung von  $P_{V,SBDV,GSys}$  um ca. 66 % gegenüber dem 2K-System fallen die SBDV-Verluste im 1K-System deutlich höher aus.

Tabelle 5.2: 90°-Zyklus: Übersicht SBDV-Größen, gemittelt, 2K- u. 1K-System

Größe	Einheit	Aus	Loe	Sti	Swe	GSys	Konf.
$\Delta\bar{p}_{SBDV,i}^r$	bar	45	71	29	28	47	2K-LS
$\bar{Q}_{SBDV,i}^r$	L/min	198	153	34	62	119	
$\bar{P}_{V,SBDV,i}$	kW	14,9	18,1	1,6	2,9	9,3	
$V_{SBDV,i}$	dm <sup>3</sup>	14,5	17,5	1,9	6,2	40,1	
$\Delta\bar{p}_{SBDV,i}^r$	bar	74	83	74	99	83	1K-LS
$\bar{Q}_{SBDV,i}^r$	L/min	175	159	47	60	111	
$\bar{P}_{V,SBDV,i}$	kW	21,3	22,0	5,8	9,9	15,4	
$V_{SBDV,i}$	dm <sup>3</sup>	14,7	19,8	4,7	7,0	46,1	

### Ermittlung der optimalen RSD-Systemkonfiguration

In Abbildung 5.14 und 5.15 sind die Ergebnisse der RSD-Konfigurationsanalyse nach Gleichung 5.22 für die Daten des 2K- und 1K-Systems dargestellt. Zur Bestimmung der durch die T/S-LV verursachten Drosselverluste  $E_{V,zus,ges}$  wurden Standardparameter<sup>2</sup> angenommen. Die  $\Lambda$ -Parametrierung von  $K(E_i, p_{RS})$  für beide Systeme kann Gleichung 5.26 entnommen werden.

$$\begin{aligned} \Lambda_1 &= 20 \cdot 10^{-3} \text{ l/J}, \quad \Lambda_2 = 1 \cdot 10^{-3} \text{ l/J} \\ \Lambda_3 &= 100 \cdot 10^{-3} \text{ l/J}, \quad \Lambda_4 = 3/\text{bar} \end{aligned} \quad (5.26)$$

Abbildung 5.14 zeigt, dass es vorteilhaft ist, für das 2K-System nur eine teilweise Ausrüstung umzusetzen. Die nach der Optimierung beste Kombination, Abbildung 5.14 Datensatz Nr. 1, liegt dann vor, wenn nur die Löffelsektion über ein T/S-LV verfügt. Bei einem RS-Druckniveau von  $p_{RS,2K} = 89$  bar können damit ca. 8 %  $E_{V,SBDV,ges}$  rückgespeist werden. Die zusätzlichen Verluste betragen dabei 0,8 %  $E_{V,SBDV,ges}$ . Eine Ausrüstung von Ausleger und Löffel, Nr. 3, oder Ausleger, Löffel und Schwenkwerk, Nr. 4, erhöht die rückspeisbare Energie auf 8,4 %  $E_{V,SBDV,ges}$ , allerdings steigt dabei auch  $E_{V,zus,ges}$ . In den genannten Konfigurationen werden der RS ca. 1,1 dm<sup>3</sup> Öl-

<sup>2</sup>  $\Delta p_{TSLV} = 5$  bar,  $Q_{TSLV} = 400$  L/min,  $\alpha_D = 0,6$ ,  $\rho = 832,2$  kg/m<sup>3</sup>

## 5.2 Analyse des Energieeffizienzsteigerungspotentials eines Hydraulikbaggers

Nr.	Ausleger	Löffel	Stiel	Schwenkwerk	$E_i$ in % $E_{V,SBDV,ges}$			$p_{RS}$ in bar	$K(E_i, p_{RS})$ in 1	$V_{SBDV,ges}$ in dm <sup>3</sup>
					$E_{RS,ges}$	$E_{V,RS,ges}$	$E_{V,zus,ges}$			
1	0	1	0	0	8,0	92,0	0,8	89,0	-254,3	1,1
2	0	1	0	1	8,0	92,0	0,8	89,0	-250,7	1,1
3	1	1	0	0	8,4	91,6	1,0	89,0	-237,2	1,1
4	1	1	0	1	8,4	91,6	1,1	89,0	-233,6	1,1
5	1	0	0	0	0,0	100,0	0,2	126,0	-233,0	0,0
6	1	0	0	1	0,0	100,0	0,3	126,0	-229,4	0,0
7	0	1	1	0	8,0	92,0	1,2	89,0	-211,1	1,1
8	0	1	1	1	8,0	92,0	1,2	89,0	-207,5	1,1
9	1	1	1	0	8,4	91,6	1,4	89,0	-194,0	1,1
10	1	1	1	1	8,4	91,6	1,4	89,0	-190,4	1,1
11	1	0	1	0	0,0	100,0	0,6	126,0	-189,8	0,0
12	1	0	1	1	0,0	100,0	0,6	126,0	-186,2	0,0
13	0	0	0	1	0,0	100,0	0,0	70,0	-89,4	0,0
14	0	0	1	1	0,0	100,0	0,4	70,0	-46,3	0,0
15	0	0	1	0	0,0	100,0	0,4	32,0	64,4	0,0

0 = T/S-LV nicht eingebaut; 1 = T/S-LV im Rücklauf verbaut

Abbildung 5.14: 90°-Zyklus, 2K: Ergebnis der Optimierung. Quelle: e. D.

Nr.	Ausleger	Löffel	Stiel	Schwenkwerk	$E_i$ in % $E_{V,SBDV,ges}$			$p_{RS}$ in bar	$K(E_i, p_{RS})$ in 1	$V_{SBDV,ges}$ in dm <sup>3</sup>
					$E_{RS,ges}$	$E_{V,RS,ges}$	$E_{V,zus,ges}$			
1	1	1	1	1	15,4	84,6	0,3	41	-706	11,3
2	1	1	0	1	14,9	85,1	0,2	41	-701	10,9
3	1	1	1	0	12,1	87,9	0,3	41	-502	8,8
4	1	1	0	0	11,6	88,4	0,2	41	-497	8,5
5	1	0	1	1	10,6	89,4	0,2	41	-431	7,7
6	1	0	0	1	10,1	89,9	0,1	41	-426	7,3
7	0	1	1	1	8,8	91,2	0,2	63	-387	4,2
8	0	1	0	1	8,2	91,8	0,1	61	-369	4,0
9	0	0	1	1	4,3	95,7	0,1	120	-301	1,1
10	0	0	0	1	2,8	97,2	0,0	136	-280	0,6
11	1	0	1	0	7,3	92,7	0,2	41	-227	5,3
12	1	0	0	0	6,8	93,2	0,1	41	-222	4,9
13	0	0	1	0	0,0	100,0	0,1	173	-194	0,0
14	0	1	1	0	4,1	95,9	0,2	89	-173	1,4
15	0	1	0	0	3,1	96,9	0,1	89	-135	1,1

0 = T/S-LV nicht eingebaut; 1 = T/S-LV im Rücklauf verbaut

Abbildung 5.15: 90°-Zyklus, 1K: Ergebnis der Optimierung. Quelle: e. D.

volumen zugeführt, was bei einer Zykluszeit von 13,1 s einem mittleren Volumenstrom von  $\bar{Q}_{SBDV}^r = 5 \text{ L/min}$  entspricht.

Abbildung 5.15 zeigt, dass beim 1K-System optimalerweise alle Verbraucher über ein T/S-LV verfügen, siehe Konfiguration Nr. 1. Bei einem Rückspeisedruck von  $p_{RS,1K} = 41 \text{ bar}$  können so über 15 %  $E_{V,SBDV,ges}$  rückgespeist werden, die zusätzlichen Verluste betragen  $E_{V,zus,ges} = 0,3 \%$ . Insgesamt können ca.  $11,3 \text{ dm}^3$  rückgespeist werden, was einem  $\bar{Q}_{SBDV}^r$  in Höhe von  $52 \text{ L/min}$  entspricht.

Im Unterschied hierzu wird bei Konfiguration Nr. 2 der Stiel nicht berücksichtigt, wodurch sich  $E_{RS,ges}$  bei gleichem  $p_{RS,1K}$  auf 14,9 %  $E_{V,SBDV,ges}$  reduziert. Gleichzeitig fällt auch  $E_{V,zus,ges}$  auf 0,2 %  $E_{V,SBDV,ges}$ . Mit einem rückspeisbaren Ölvolume  $V_{SBDV,1K}$  von  $10,9 \text{ dm}^3$  beträgt  $\bar{Q}_{SBDV}$  ca.  $50 \text{ L/min}$ .

Der Rückspeisedruck im 1K-System ist in der optimalen Konfiguration geringer als der des 2K-Systems, dafür kann allerdings signifikant mehr Energie rückgespeist werden. Natürlich kann  $p_{RS,1K}$  erhöht werden, allerdings geht dies zu Lasten von  $E_{RS,ges}$ .

### 5.2.2 Potentialanalyse des Planumszyklus im 2K- und 1K-System

Abbildung 5.16 zeigt die Bewegungen ①, die Druckverläufe der Einzelkreise ②, die Volumenströme ③ und die SBDV-Druckdifferenzen  $\Delta p_{SBDV,i}^r$  ④ der einzelnen Aktoren während des Planums mit dem 2K-System. Da der Löffelzylinder nicht betätigt wird, wird der Löffel in den Darstellungen nicht berücksichtigt.

Bis ca. 6 s fahren Ausleger und Stiel während des Arbeitshubs gemeinsam aus, was bei unbetätigtem Löffel und Schwenkwerk dazu führt, dass die Löffelspitze eine nahezu horizontale Bewegung zum Bagger hin ausführt. Ab ca. 6 s beginnt der Rückhub, bei dem der Stiel schnell wieder rückgestellt wird, während der Ausleger zunächst noch weiter angehoben wird und im

## 5.2 Analyse des Energieeffizienzsteigerungspotentials eines Hydraulikbaggers

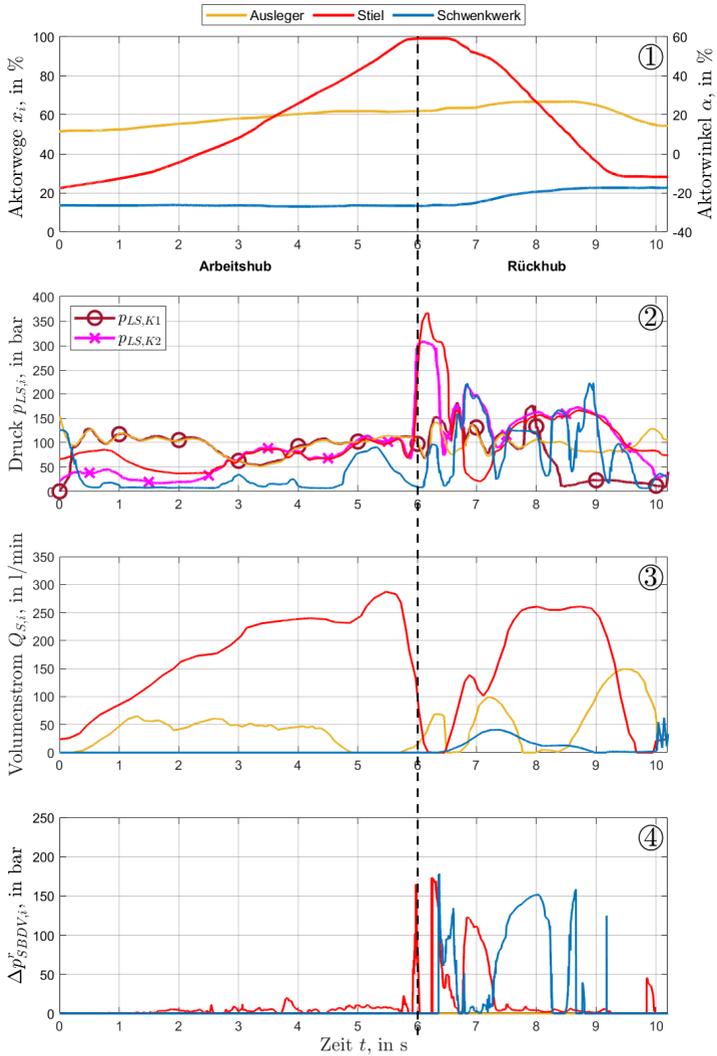


Abbildung 5.16: Planum, 2K: Zyklen- /  $p_{LS,i}$  /  $Q_{S,i}$  /  $\Delta p_{SBDV,i}^r$  Diagramm.  
Quelle: e. D.

Anschluss ab ca. 9 s ebenfalls wieder schnell in seine Anfangsposition zurück gesenkt wird. Parallel zur Stielbewegung dreht sich der Oberwagen um ca. 15°, wodurch nach Ende des Zyklus eine neue Bahn geplant werden kann.

In Abbildung 5.16 ④ wird ersichtlich, dass die SBDV während des Arbeitshubs sehr gering sind, da die beiden Verbraucher Ausleger und Stiel in unterschiedlichen Hydraulikkreisen sind. Erst im Rückhub treten aufgrund der Parallelbetätigung von Stiel und Schwenkwerk SBDV im zweiten LS-Kreis der Maschine auf. Da der Löffel während des Planums nicht betätigt wird, wird der Auslegerzylinder generell als alleiniger Verbraucher in Kreis 1 betrieben und verursacht demnach keine SBDV.

Auch der Planumszyklus wurde in einem 2K- und einem 1K-System untersucht, wobei erneut das bereits bekannte Vorgehen angewendet wurde, siehe Abbildung 5.17 für die Darstellung der Druck- ① und Volumenstromverläufe ② des 1K-Systems.

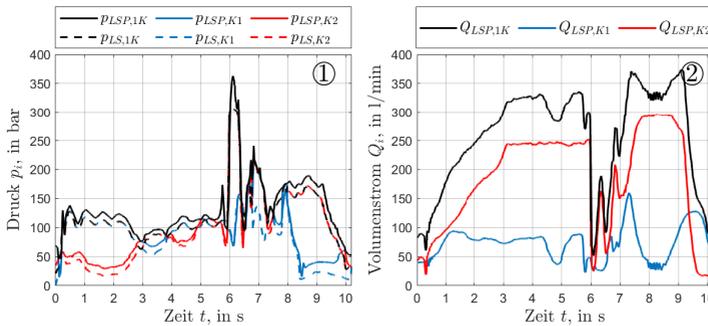


Abbildung 5.17: Planum, 1K: Übersicht der Systemgrößen. Quelle: e. D.

Abbildung 5.18 zeigt die SBDV-Druckdifferenzen  $\Delta p_{SBDV,i}(t)$ , Abbildung 5.19 die SBDV-Verlustleistungen  $P_{V,SBDV,i}$  des 1K-Systems. In Abbildung 5.20 ist der Vergleich von  $P_{S,i}$  und  $P_{V,SBDV,i}$  aller Verbraucher während des Planums im 1K-System dargestellt. Die entsprechende Abbildung für das 2K-System findet sich in Anhang A.4.

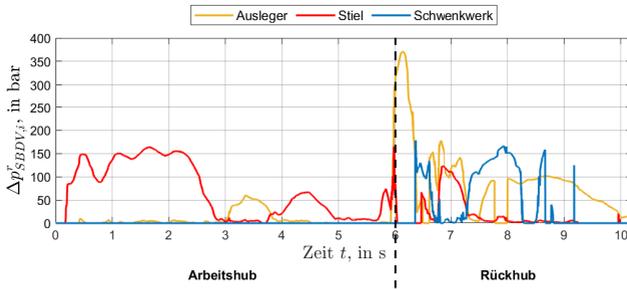


Abbildung 5.18: Planum, 1K:  $\Delta p_{SBDV,i}^r(t)$ . Quelle: e. D.

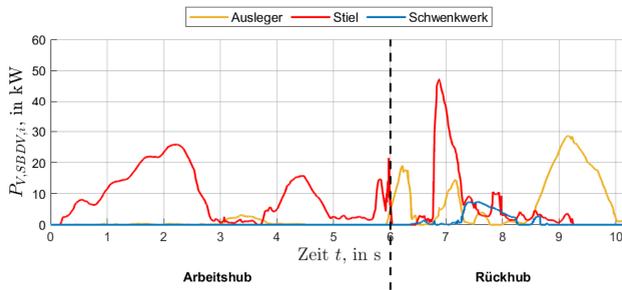


Abbildung 5.19: Planum, 1K: Übersicht  $P_{V,SBDV,i}$ . Quelle: e. D.

### Energieanalyse

Die Energieanalyse des 2K-Systems während des Planums, Abbildung 5.21, zeigt, dass ca. 8 % von  $E_{LSP}$  als SBDV anfallen, während  $E_{V,LS}$  und  $\sum E_{V,Lkg}$  zusammen über 30 % des Gesamtumsatzes ausmachen. 84 % der SBDV fallen am Stiel an, was auf dessen hohe Volumenströme während des Rückhubs zurückzuführen ist. Der Anteil des Schwenkwerks an  $E_{V,SBDV,ges}$  beträgt ca. 16 %.

Abbildung 5.22 zeigt die Energieanalyseergebnisse des 1K-Systems. Im Vergleich mit dem 2K-System fallen dessen SBDV mit ca. 23 %  $E_{LSP}$  höher aus. Bezogen auf  $E_{V,SBDV,ges}$  des 2K-Systems bedeutet dies eine Zunahme

## 5 Potentialanalyse zur Effizienzsteigerung mobiler Arbeitsmaschinen durch RSD

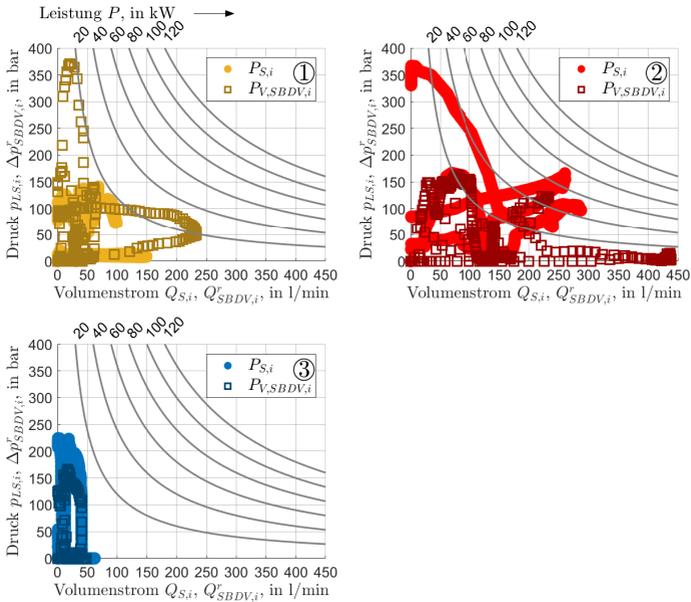


Abbildung 5.20: Planums-Zyklus, 1K: Vergleich  $P_{S,i}, P_{V,SBDV,i}$ . Quelle: e. D.

①: Ausleger, ②: Stiel, ③: Schwenkwerk.

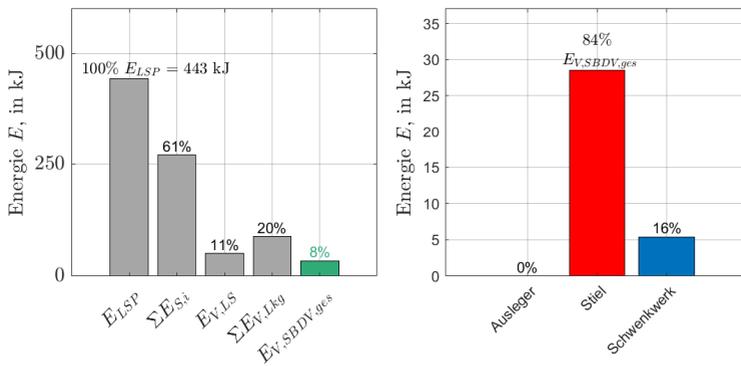


Abbildung 5.21: Planum, 2K: Energievergleich. Quelle: e. D.

von über 249 %. Mit 64 % hat der Stiel auch im 1K-System den größten Anteil an  $E_{V,SBDV,ges}$ . Zusätzlich verursacht der Ausleger SBDV in Höhe von 31 %  $E_{V,SBDV,ges}$ .

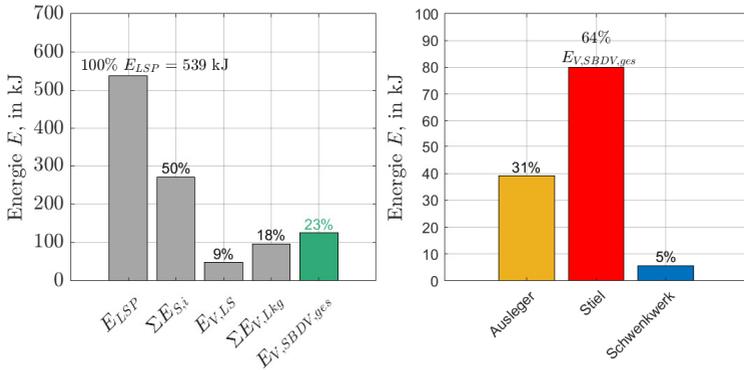


Abbildung 5.22: Planum, 1K: Energievergleich. Quelle: e. D.

### Analyse der Verbraucher- und Gesamt-SBDV

Die aktorspezifischen 3D-Histogramme für das 2K- und 1K-System während des Planums finden sich in Anhang A.4. Im Folgenden werden nur die Gesamtsystemdiagramme für beide Varianten dargestellt.

Die mittlere SBDV-Verlustleistung  $\bar{P}_{V,SBDV,GSys}$  des 2K-Systems liegt in Abbildung 5.23 ① bei  $\bar{Q}_{SBDV,GSys}^r = 162 \text{ L/min}$  und  $\Delta \bar{p}_{SBDV,GSys}^r = 28 \text{ bar}$ , was einer Leistung von ca. 7,6 kW entspricht. Die größte Druckspreizung tritt im Volumenstrombereich  $Q_{SBDV}^r \leq 40 \text{ L/min}$  auf, die größte Volumenstromspreizung bei Drücken  $\Delta p_{SBDV}^r \leq 20 \text{ bar}$ . Der Großteil der rückgewinnbaren Leistungspunkte liegt unter der 7,6 kW-Hyperbel.  $P_{V,SBDV,GSys,max}$  beträgt 47,3 kW.

Der Leistungsschwerpunkt des 1K-Systems  $\bar{P}_{V,SBDV,GSys}$ , Abbildung 5.23 ②, befindet sich bei  $\bar{Q}_{SBDV,GSys}^r = 110 \text{ L/min}$  und  $\Delta \bar{p}_{SBDV,GSys}^r = 59 \text{ bar}$  und damit bei einer Leistung von ca. 10,8 kW. Die Volumenstrom- bzw. Druck-

## 5 Potentialanalyse zur Effizienzsteigerung mobiler Arbeitsmaschinen durch RSD

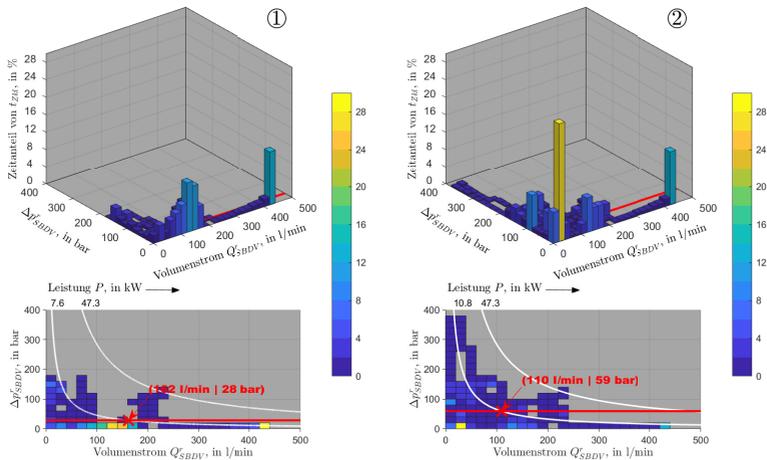


Abbildung 5.23: Planum: SBDV-Analyse Gesamtsystem. Quelle: e. D.

①: 2K-System, ②: 1K-System

Tabelle 5.3: Planum: Übersicht SBDV-Größen, gemittelt, 2K- u. 1K-System

Größe	Einheit	Aus	Sti	Swe	GSys	Konf.
$\Delta \bar{P}_{SBDV,i}^f$	bar	0	13	83	28	
$\bar{Q}_{SBDV,i}^f$	L/min	0	202	21	162	2K-LS
$\bar{P}_{V,SBDV,i}$	kW	0	4,4	2,9	7,6	
$V_{SBDV,i}$	dm <sup>3</sup>	0	24	0,7	24,7	
$\Delta \bar{P}_{SBDV,i}^f$	bar	57	55	86	59	
$\bar{Q}_{SBDV,i}^f$	L/min	54	179	21	110	1K-LS
$\bar{P}_{V,SBDV,i}$	kW	5,1	16,4	3,0	10,8	
$V_{SBDV,i}$	dm <sup>3</sup>	0,7	25,6	0,7	27	

spreizung des 1K-Systems sind ähnlich zum 2K-System, allerdings ist die maximale SBDV-Druckdifferenz mit 380 bar im 1K-System größer, vgl. auch Abbildung 5.20 ①. Ein signifikanter Anteil aller Leistungspunkte liegen im 1K-System unter der 10,8 kW-Hyperbel. Die maximal rückgewinnbare Leistung  $P_{V,SBDV,sys,max}$  beträgt ebenfalls 47,3 kW.

Tabelle 5.3 fasst die Ergebnisse des Planums für alle Verbraucher beider Systeme zusammen. Das 2K-System wird im Folgenden aufgrund der niedrigen  $\Delta\bar{p}_{SBDV,GSys}^r$  nicht weiter berücksichtigt.

### Ermittlung der optimalen RSD-Systemkonfiguration

Abbildung 5.24 zeigt das Ergebnis der 1K-System-Optimierung, die  $\Lambda$ -Parametrierung von  $K(E_i, p_{RS})$  zeigt Gleichung 5.27. Bis auf  $\Lambda_4$  wurden alle Faktoren beibehalten.

$$\begin{aligned} \Lambda_1 &= 20 \cdot 10^{-3} 1/J, \quad \Lambda_2 = 1 \cdot 10^{-3} 1/J \\ \Lambda_3 &= 100 \cdot 10^{-3} 1/J, \quad \Lambda_4 = 1/\text{bar} \end{aligned} \quad (5.27)$$

Konfiguration Nr. 1 weist bei  $p_{RS} = 27\text{bar}$  das höchste Rückspeisepotential von  $E_{RS,ges} = 15\% E_{V,SBDV,ges}$  auf, was einem rückspeisbaren Ölvolumen von  $V_{SBDV,ges} = 7,2\text{dm}^3$  entspricht. Konfiguration Nr. 3 und 4 ermöglichen einen  $p_{RS} \geq 60\text{bar}$ , allerdings beträgt  $E_{RS,ges}$  nur noch ca.  $10\% E_{V,SBDV,ges}$ . In den drei Konfigurationen betragen die zusätzlichen Verluste ca.  $0,1\% E_{V,SBDV,ges}$ .

Nr.	Ausleger	Löffel	Stiel	Schwenkwerk	$E_i$ in % $E_{V,SBDV,ges}$			$p_{RS}$ in bar	$K(E_i, p_{RS})$ in 1	$V_{SBDV,ges}$ in $\text{dm}^3$
					$E_{RS,ges}$	$E_{V,RS,ges}$	$E_{V,zus,ges}$			
1	1	0	1	1	15,6	84,4	0,1	27,0	-296,6	7,2
2	1	0	1	0	14,7	85,3	0,1	26,0	-271,9	7,1
3	0	0	1	1	10,7	89,3	0,1	60,0	-199,3	2,2
4	0	0	1	0	9,4	90,6	0,1	62,0	-169,2	1,9
5	1	0	0	0	0,4	99,6	0,0	165,0	-51,0	0,0
6	1	0	0	1	0,4	99,6	0,0	165,0	-50,9	0,0
7	0	0	0	1	1,5	98,5	0,0	53,0	31,8	0,4

0 = T/S-LV nicht eingebaut; 1 = T/S-LV im Rücklauf verbaut

Abbildung 5.24: Planum, 1K: Ergebnis der Optimierung. Quelle: e. D.



## 6 Simulationsgestützte Untersuchung der RSD-Schaltung

Für die in dieser Arbeit durchgeführte Untersuchung und Entwicklung der RSD-Schaltung und ihrer Komponenten werden verschiedene Simulationstools und -verfahren eingesetzt. Vor allem an der Entwicklung des T/S-LVs ist Simulation maßgeblich beteiligt, da zur Zeit der Erstellung der Arbeit kein als T/S-LV geeignetes Ventil am Markt vorhanden war, siehe [93]. Hauptziel der Ventilentwicklung ist daher die Variantenbestimmung und Parametergenerierung. Abbildung 6.1 stellt den Aufbau von Kapitel 6 dar und zeigt weiterhin die Verknüpfungen der einzelnen Entwicklungsschritte durch die verwendeten Simulationsmodelle. Der Ablauf wird im Folgenden kurz beschrieben.

In Kapitel 6.1 wird die Modellierung und Validierung des Referenzmodells *REF-LS* zur Untersuchung eines RSD-optimierten LS-Systems beschrieben. Grundlage des Modells ist ein LS-Systemprüfstand, der gleichzeitig zur Parametergenerierung und Modellvalidierung eingesetzt wird. Das Kapitel schließt mit einem Auszug aus der in [93] durchgeführten Validierung des Modells.

Kapitel 6.2 zeigt die von *REF-LS* ausgehende und unter Verwendung von Standardparametern und Prüfstandsmessdaten erfolgte Modellierung des RSD-optimierten LS-Systems, Modell *LS-SQRSD*. Die Entwicklung und Optimierung der Komponente T/S-LV wird in Kapitel 6.3 näher beschrieben, die Entwicklung von RS und RE in Kapitel 6.4.

In Kapitel 6.5 wird das Vorgehen der Performanceanalyse vorgestellt, die anhand des Mehrdomänensimulationsmodells eines Raupenbaggers mit 1K-

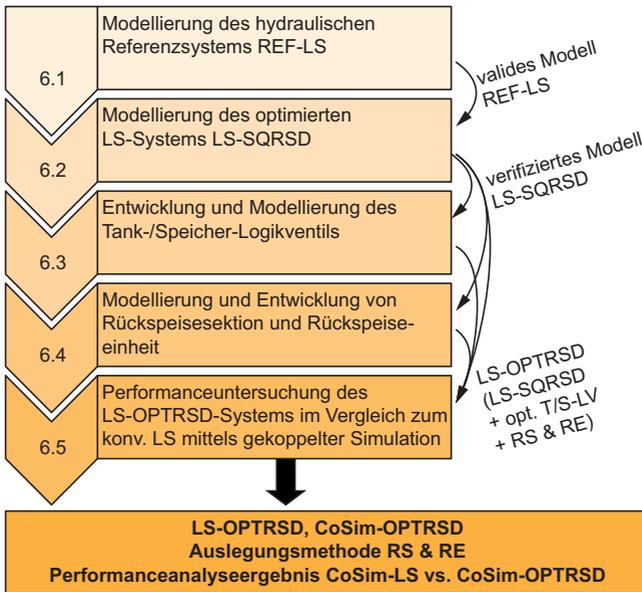


Abbildung 6.1: Übersicht zum Ablauf der simulationsgestützten Untersuchung.  
 Quelle: e. D.

LS-System und unter Einsatz gekoppelter Simulation (CoSim) durchgeführt wurde. Das CoSim-Modell des Baggers, *CoSim-LS*, umfasst neben den verschiedenen Domänenmodellen (Hydraulik, Mechanik) und dem Kopplungsmodell auch ein Fahrermodell und ein Grabkraftmodell (GKM). Durch Integration der in Kapitel 6.3 und 6.4 optimierten RSD-Komponenten wird das CoSim-LS-Modell in das RSD-optimierte Gesamtmaschinenmodell *CoSim-OPTRSD* überführt. Die anschließende simulationsbasierte Performanceanalyse wird am Beispiel eines 90°-Zyklus mit dem Ziel durchgeführt, die Auswirkungen der RSD-Maßnahme auf ein LS-System analysieren zu können.

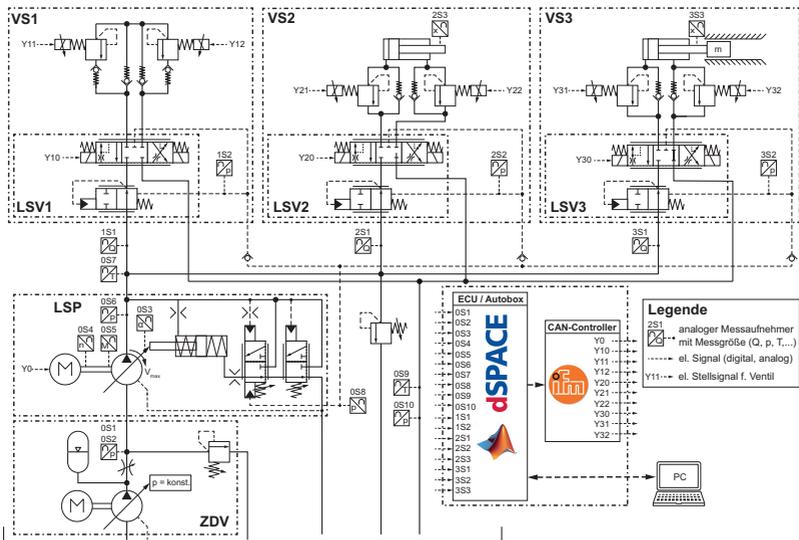


Abbildung 6.2: Schaltplan LS-Systemprüfstand. Quelle: e. D. nach [93]

## 6.1 Modellierung des hydraulischen Referenzsystems REF-LS

Der folgende Abschnitt beschreibt das Vorgehen bei der Modellierung des als Referenz ausgewählten LS-Systems.

### 6.1.1 LS-System-Prüfstand zur Generierung der Datenbasis

Das als Referenz ausgewählte LS-System, ein 1K-CC-LS-System eines Hydraulikbaggers mit PDWn, wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit als modular erweiterbarer LS-Systemprüfstand umgesetzt. Abbildung 6.2 zeigt einen vereinfachten Schaltplan der Anlage. Der Prüfstand verfügt über drei Verbrauchersektionen VS1 bis VS3, die jeweils mit einem individuellen LS-Sektionsventil (LSV1 bis LSV3) und unterschiedlichen Verbrauchern ausgestattet sind. In VS2 und VS3 ist jeweils ein Differentialzylinder mit ab-

laufseitigen Proportional-DBVS (PDBVs) angeschlossen, VS1 verfügt nur über zwei PDBVs. Die PDBVs dienen in allen Sektionen zur ablaufseitigen Lastaufprägung. Zusätzlich ist der Zylinder von VS3 mit einem horizontal verfahrbaren Masseschlitten verbunden, der mit Gewichten beladen werden kann, wodurch unterschiedliche Trägheiten simuliert werden können. Über diesen Schlitten besteht zudem die Möglichkeit, durch zusätzliche Zylinder aktive Lasten aufzuprägen. Eine hierfür geeignete Belastungseinheit wurde in weiteren Arbeiten untersucht und entwickelt<sup>1</sup>, im Rahmen dieser Arbeit allerdings nicht eingesetzt.

Die LSP<sup>2</sup> wird von einer zentralen Druckversorgung (ZDV<sup>3</sup>, Konstantdrucksystem) gespeist und von einem Asynchronmotor mit max. 130 kW Spitzenleistung angetrieben. Als LS-Ventile (LSV1 bis LSV3) werden elektrohydraulisch angesteuerte LS-Ventilblöcke<sup>4</sup> mit PDWn eingesetzt. Jeder Ventilblock verfügt über eine eigene Anfangs- und Endplatte, wodurch die T-Leitungen der drei Sektionen voneinander getrennt werden. Die Steuerung der Anlage erfolgt über ein CAN-Bus-System. Als Steuerungshardware wird neben den notwendigen CAN-Controllern<sup>5</sup> eine Autobox<sup>6</sup> verwendet. Die Programmierung der Anlage ist in Matlab Simulink<sup>7</sup> umgesetzt. Zur Erfassung der notwendigen Daten ist der Prüfstand mit entsprechender Messtechnik ausgestattet, siehe Tabelle 6.1. Weiterführende Informationen zum Prüfstand finden sich unter anderem in [107] und [95].

---

<sup>1</sup> Weitere Informationen zur hydraulischen Belastungseinheit finden sich z. B. in [96, 107]

<sup>2</sup> Typ A11VSO95, Axialkolbenpumpe in Schrägscheibenbauweise, Fa. Bosch Rexroth AG, max. Schluckvolumen  $V_{max} = 95 \text{ cm}^3$ , mit LS-fähigem Druck-/Förderstromregler und Maximaldruckbegrenzung, siehe [74]

<sup>3</sup> Teil der Versuchsinfrastruktur des Institutsteils für mobile Arbeitsmaschinen

<sup>4</sup> Typ LX6, Fa. HYDAC International GmbH, siehe [76]

<sup>5</sup> Typ ecomat mobile Smart Controller CR2500 u. Leistungsmodule CR2031, Fa. IFM

<sup>6</sup> Typ Autobox DS1005, Fa. dSpace

<sup>7</sup> Version 2015a, Fa. Mathworks

Tabelle 6.1: Übersicht Sensorspezifikation, LS-Prüfstand

Sensor	Messgröße	Messbereich, Einheit	Genauigkeit
0S1	Druck	250 bar	$\leq 1,25$ bar
0S2	Druck	250 bar	$\leq 1,25$ bar
0S6	Druck	600 bar	$\leq 3,0$ bar
0S8	Druck	400 bar	$\leq 2,0$ bar
0S10	Druck	100 bar	$\leq 0,5$ bar
1S2	Druck	400 bar	$\leq 2,0$ bar
2S2	Druck	400 bar	$\leq 2,0$ bar
3S2	Druck	400 bar	$\leq 2,0$ bar
0S7	Temperatur	-25 °C bis 100 °C	$\leq 1,9$ °C
0S9	Temperatur	-25 °C bis 100 °C	$\leq 1,9$ °C
1S1	Volumenstrom	1,0 L/min bis 400 L/min	$\leq 2,0$ L/min
2S1	Volumenstrom	1,0 L/min bis 400 L/min	$\leq 2,0$ L/min
3S1	Volumenstrom	1,0 L/min bis 400 L/min	$\leq 2,0$ L/min
2S3	Entfernung	200 mm bis 10 000 mm	32 mm
3S3	Entfernung	200 mm bis 10 000 mm	32 mm
0S4	Drehzahl	0 kHz bis 25 kHz	$50 \pm 25$ %
0S5	Drehmoment	0 kN m bis 10 kN m	$\pm 0,3$ %
0S3	Schwenkwinkel	k. A.	k. A.

### 6.1.2 Modellierung des REF-LS-Systems in der Simulation

Das Simulationsmodell REF-LS ist in der Software DSHplus<sup>8</sup> gemäß des Prüfstandschartplans aus Abbildung 6.2 umgesetzt. Auf eine zusätzliche Darstellung des DSH-Modells wird aus Gründen der Übersichtlichkeit verzichtet. Die Parametrierung des Modells erfolgte entsprechend der Prüfstandskomponenten, die Parameter wurden der einschlägigen Fachliteratur oder den Herstellerdatenblättern entnommen oder durch Parameterstudien am Prüfstand ermittelt. Nach abgeschlossener Parametrierung erfolgte die Validierung des Modells anhand eines am Prüfstand und in der Simulation gefahrenen Validierungszyklus. Genau wie der Prüfstand ist das Modell REF-LS ebenfalls in die Submodelle ZDV, LSP, LSV1 bis LSV3 und VS1 bis VS3 unterteilt.

#### Modellierung der zentralen Druckversorgung

Der Prüfstand wird durch die ZDV bei einem konst. Druck von 60 bar gespeist. Der saugseitig zulässige Druck von ca. 25 bar wird über eine Blende und ein nachgeschaltetes DBV eingestellt, siehe auch Abbildung 6.2. Der von der LSP nicht benötigte Volumenstrom fließt über das DBV ungenutzt zurück zur gemeinsamen Tankleitung. Der Speicher der ZDV hat aufgrund seines über dem Versorgungsdruckbereich liegenden Vorspanndrucks in dieser Betriebsart keine Funktion. Trotzdem wird durch die Blenden-DBV-Verschaltung eine unterbrechungsfreie Speisung der LSP gewährleistet, wodurch auch bei Last- und Volumenstromwechseln eine ausreichende Ölversorgung sichergestellt ist. Im Modell REF-LS ist die ZDV ebenfalls als Konstantdruckversorgung modelliert. Das Modell wurde durch Messungen parametrierung und validiert, siehe [13].

---

<sup>8</sup> Version 3.9, Fa. Fluidon GmbH

## Modellierung der Load-Sensing-Pumpe

Die LSP, Abbildung 6.3, wurde gemäß den Angaben des Herstellers aus [74] modelliert und parametrisiert, siehe [13] und Abbildung 6.4. Wie auch am Prüfstand wird die Pumpe mit einer konstanten Drehzahl betrieben. Wirkungsgradkennfelder sind nicht hinterlegt, da die Höhe der Energieverluste der LSP für die vorliegende Arbeit nicht relevant ist. Zudem hat die RSD-Optimierungsmaßnahme im Idealfall keinen unmittelbaren Einfluss auf die Pumpe, d. h. die Pumpe wird sowohl im Referenz- als auch im optimierten System in den gleichen Betriebspunkten betrieben, woraus die gleichen Verluste resultieren.

## Modellierung der Load-Sensing-Ventile

Abbildung 6.5 zeigt den Schaltplan der eingesetzten CC-LS-Ventilblöcke. Im Modell, Abbildung 6.6, sind die PDWn und die CC-WVe detailliert abgebildet. Die PDWn sind als Blenden modelliert, die durch einen federkraftbehafteten Gleichgangzylinder verstellt werden. Das Gewicht und die Öffnungscharakteristik der Blende ist entsprechend den Werten des eingebauten DW-Ventilschiebers parametrisiert. Das dynamische Verhalten des LS-Ventilschiebers wurde aus Messungen und durch Datenanalysetools ermittelt und ist in einer geeigneten Übertragungsfunktion mit PT2-Verhalten zusammengefasst. Zusätzlich ist eine Totzeit modelliert, um die Ansteuerverzögerung der Ventile abzubilden. Weiterhin ist der auslenkungsabhängige LS-Druck-Abgriff über in Abhängigkeit vom Ventilsignal wechselseitig angesteuerte Schaltventile modelliert. Zusatz- und Nebenfunktionen (wie z. B. Schock-Nachsaugventile, DBVs, etc. ) und die hydraulisch-elektrischen Vorsteuerventile sind nicht modelliert. Die LS-Kette innerhalb der Blöcke und zur Pumpe ist aus einzelnen Volumenknoten und masselosen Wechselventilen aufgebaut. Die Parametrisierung der Ventilsteuerkanten P/A, P/B, A/T und B/T basiert auf Messungen, siehe [13]. Strömungs- und Reibungskräfte am Ventilschieber werden vernachlässigt.





## Modellierung der Verbrauchersektionen

Die Verbrauchersektionen des Modells sind genauso aufgebaut wie die des Prüfstands. Die Differentialzylinder von VS2 und VS3 selbst sind masselos modelliert, die Masseigenschaften werden über eine eigene angekoppelte, linear verschiebbare Masse parametrisiert. Die PDBVe für die rückstromseitige Belastung sind als DBV mit hydraulischer Vorsteuerung modelliert. Die Parametrisierung der Zylinder erfolgte durch Messungen, die Parametrisierung der Rückschlagventile und PDBVe erfolgte basierend auf den Angaben des Herstellers und ebenfalls durch Messungen, siehe [13].

### 6.1.3 Validierung des Simulationsmodells REF-LS

Die Validierung des Modells REF-LS erfolgte unter Verwendung eines 90°-Zyklus, dessen Ansteuer- und Lastdaten am Prüfstand und im Simulationsmodell gefahren wurden. Der Zyklus wurde aus [43] abgeleitet und auf die Leistungsklasse des Prüfstands skaliert, siehe [93]. Abbildung 6.7 zeigt den Vergleich charakteristischer Größen von Messung in Simulation, Abbildung 6.8 stellt die Ergebnisse der Validierung als Box-Whisker-Diagramme dar. Diese zeigen neben den typischen Kenngrößen (blaue Box: unteres bzw. oberes Quartil  $Q_{25\%}$  bzw.  $Q_{75\%}$ ; roter Strich: Median; Whisker: schwarz, gestrichelt; Ausreißer: rote Kreuze ) zusätzlich den arithmetischen Mittelwert der jeweiligen Größe (schwarzer Kreis), vgl. auch Tabelle 6.2. Nähere Informationen zu Boxplots finden sich z.B. in [69].

Tabelle 6.2: Validierung REF-LS, Kenngrößen der Box-Whisker-Diagramme

Größe	<i>PLSP</i>	<i>PLS</i>	<i>V<sub>LSP</sub></i>	<i>PLS,1</i>	<i>PLS,2</i>	<i>PLS,3</i>	<i>Q<sub>S,1</sub></i>	<i>Q<sub>S,2</sub></i>	<i>Q<sub>S,3</sub></i>
Einheit	bar	bar	cm <sup>3</sup>	bar	bar	bar	L/min	L/min	L/min
Minimum	-119	-102	-29	-21,1	-82,1	-18,1	-21,2	-21,3	-7,9
$Q_{25\%}$	-25,8	-24,9	-2,1	0,95	-4,4	-3,7	0,0	0	0
Median	-2,8	-3,2	0	1,2	-0,1	1,2	0,0	0,0	0
Mittelwert	-10,2	-10,5	0	3,7	-0,6	2,8	0,9	0,3	0,6
$Q_{75\%}$	2,8	1,9	1,9	6,4	0,9	4,8	1,43	0,0	1,8
Maximum	130,3	130,7	63,1	154,5	154,7	154,6	53,0	18,2	25,1
IQA	28,6	26,7	4,0	5,4	5,3	8,5	1,42	0,0	1,8
% Ausreißer	3,1	3,1	5,8	9,0	10,1	8,1	12,4	21,8	12,6

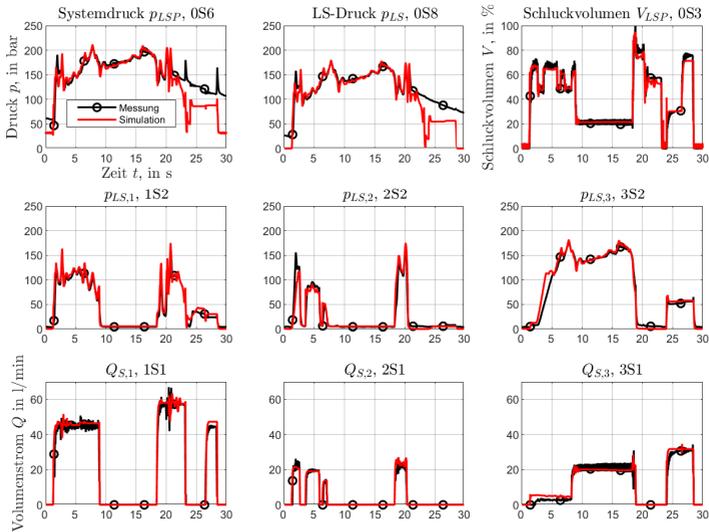


Abbildung 6.7: Ergebnis der Validierung des Simulationsmodells REF-LS.  
Quelle: e. D.

In Abbildung 6.7 ist ab ca. 22 s eine Abweichung zwischen den beiden Datensätzen von  $p_{LSP}$  und  $p_{LS}$  sichtbar. Die individuellen LS-Drücke der Sektionen weisen diese Abweichung nicht auf. Die Ursache hierfür ist eine zu klein gewählte Entlastungsblende in der LS-Leitung des Prüfstands. Aufgrund der Zyklenregelung der Ventile ohne Totbereichserkennung waren im Zeitraum von 20 s bis 30 s zu jedem Zeitpunkt alle LX-6 mindestens soweit aufgesteuert, dass zwar noch kein Volumenstrom durch die Sektionen fließen konnte, allerdings ebenso die LS-Druckentlastung der Ventilblöcke zum Tank hin nicht möglich war. Daher konnte sich der Druck in der LS-Leitung nur über die zu klein gewählte Entlastungsblende abbauen. In nachfolgenden Messungen konnte dieses Problem durch eine größere Blende zwar behoben werden, allerdings verschlechterte sich dadurch auch das dynamische Verhalten der LS-Regelung und das Druckfolgeverhalten der LSP. Für die weiteren Messungen wurde daher die kleinere Entlastungsblende gewählt.

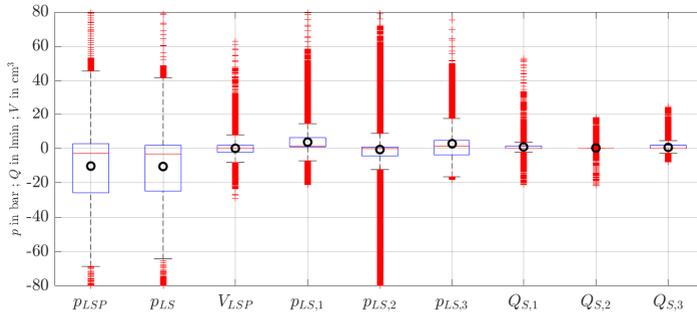


Abbildung 6.8: Verteilung der Abweichungen zw. REF-LS-Simulation und Messung am Prüfstand, Darstellung als Box-Whisker-Diagramme. Quelle: e. D.

Der Vergleich in Abbildung 6.7 und die Werte aus Tabelle 6.2 zeigen eine zufriedenstellende Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation. Die Mediane aller Größen liegen nahe null, zudem weisen alle Größen außer  $p_{LSP}$  und  $p_{LS}$  einen geringen Interquartilabstand (IQA) und einen Mittelwert sehr nahe am Median auf, was für eine symmetrische Verteilung spricht. Der prozentuale Anteil der Ausreißer liegt bei allen Größen, außer  $Q_{S,2}$ , unter 13 %. Das Modell wird daher als valide angesehen. Weiterführende Informationen zur Validierung finden sich in [93].

## 6.2 Modellierung des optimierten LS-Systems

Aufbauend auf dem REF-LS-Modell wurde das LS-SQRSD-Modell erstellt, indem die Rücklaufleitungen jeder Verbrauchersektion um ein hydraulisch angesteuertes T/S-LV und das Gesamtsystem um RS und RE erweitert wurde. Für die Parametrierung des LS-SQRSD-Modells wurden Standardparameter aus der Literatur und gemäß den bekannten Auslegungsverfahren verwendet, siehe hierzu auch Kapitel 7. Abbildung 6.9 zeigt das schematische Modell, die RSD-Komponenten sind rot hervorgehoben.

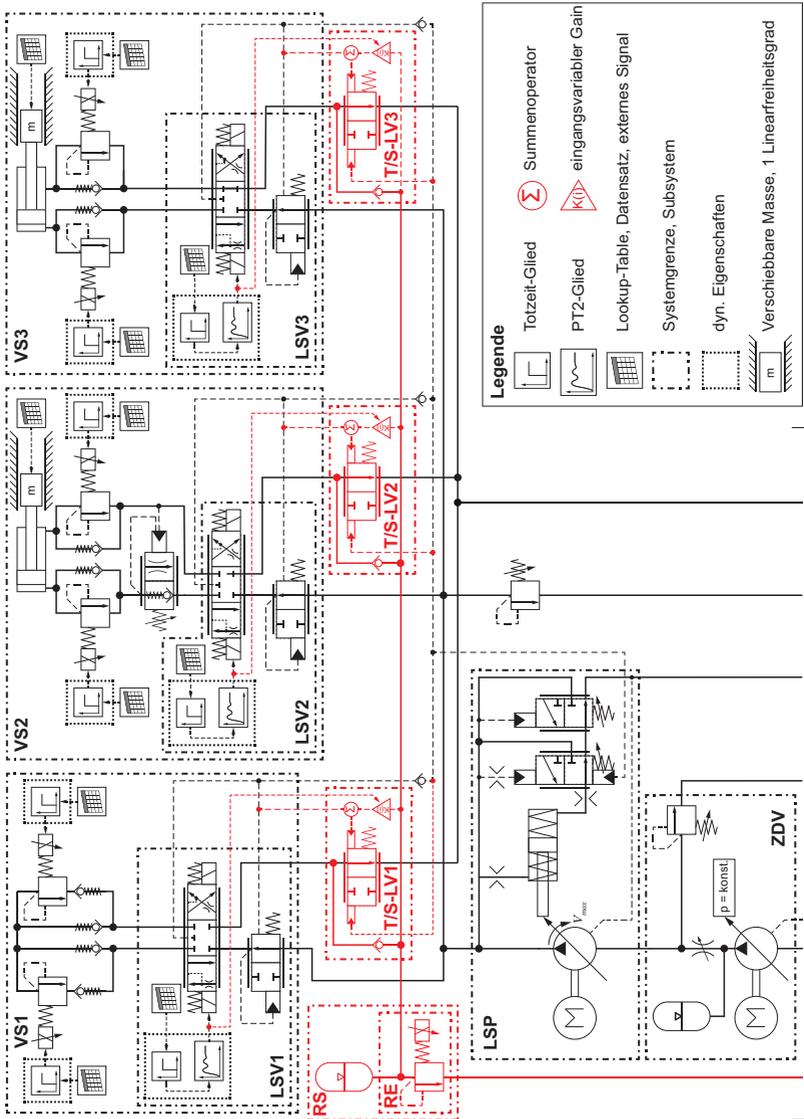


Abbildung 6.9: Simulationsmodell LS-SQRSD. Quelle: e. D.



Hydraulikspeicher und einem PDBV, siehe Abbildung 6.11, welches die RE simuliert. Über das PDBV kann ein Volumenstrom bei einem definierten Druck abfließen und so die der RS zugeführte Energie entnommen werden. Diese Energie entspricht  $E_{RE}$  und damit der von der RE rückspeisbaren Energie. Gleichzeitig kann der Druck  $p_{RS}$  in der RS aufgebaut und aufrechterhalten werden, was eine Grundvoraussetzung für die RSD-Optimierung ist. Die mit einem PDBV modellierte RE weist daher die Charakteristik einer rotatorischen RE auf, eine tatsächliche Rückspeisung in das System findet allerdings beim LS-SQRSD-Modell nicht statt.

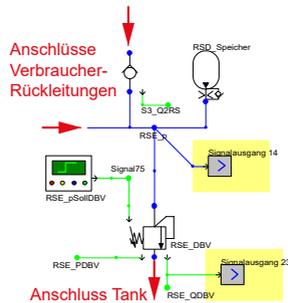


Abbildung 6.11: Teilmodell RS des SQRSD-Modells. Quelle: e. D.

Im Folgenden werden die im Rahmen der Arbeit durchgeführten Entwicklungs- und Optimierungsschritte der Komponenten T/S-LV, RS und RE vorgestellt. Indem die daraus resultierenden Ergebnisse in das LS-SQRSD-Modell implementiert werden, wird das Modell LS-OPTRSD erstellt. Dieses unterscheidet sich vom LS-SQRSD-Modell entsprechend durch eine schwingungsoptimale und applikationsangepasste Parametrierung der T/S-LVe, eine angepasste Parametrierung der RS und eine als Hydraulikmotor modellierte RE.

### 6.3 Entwicklung und Modellierung des T/S-LVs

In Kapitel 4.4 wurde der Begriff des konservativen und adaptiven Schalungsprinzips eingeführt. Darüber hinaus ist noch eine Vielzahl weiterer Variationen möglich, von denen die Folgenden in diesem Kapitel untersucht werden.

1. Ausführung als 3/2- oder 2/2-Wegeventil
2. Schaltverhalten schaltend / proportional
3. Dämpfungsblenden in den Steueranschlüssen
4. Variation der Steuerkantengeometrie P/T

Die in Kapitel 3 recherchierten artverwandten Ansätze der SBDV-Reduzierung ergeben als weitere Modifikation das *Weglassen des  $p_{RS}$ -Anschlusses am T/S-LV*, was allerdings als dem Stand der Technik zugehörig bekannt gilt (siehe z. B. [68]) und daher in dieser Arbeit nicht detailliert untersucht wird. Im Ergebnisteil, Kapitel 7, wird im Sinne der Vollständigkeit eine Energieanalyse eines Systems mit T/S-LVen mit und ohne Speicheranschluss durchgeführt, die Ergebnisse der beiden Systemvarianten werden gegenübergestellt und miteinander verglichen.

#### 6.3.1 Schaltverhalten und Ventilbauart des T/S-LVs

Nagel sieht in [81] vor, das T/S-LV als 3/2- oder 2/2-Wege-Schaltventil auszuführen. Davon abweichend wird das T/S-LV im Rahmen dieser Arbeit als Proportionalventil umgesetzt. Hierfür spricht alleine schon die Möglichkeit, den Übergang eines Verbrauchers vom lasthöchsten in den lastniederen Bereich durch die Gestaltung der Kennlinie oder durch Dämpfungsmaßnahmen beeinflussen zu können. Erste Untersuchungen in [92] und mit dem Modell LS-SQRSD haben gezeigt, dass die Lastzustände der einzelnen Verbraucher schnell wechseln, was bei einem ungedämpften Schaltventil zu Schwingungen führen kann.

Zur näheren Untersuchung der Ventilbauart (3/2- oder 2/2-WV) wurde das ursprüngliche 3/2-Wege-T/S-LV als zwei 2/2-WV aufgelöst dargestellt, siehe z. B. [23] oder [117]. Die Untersuchungen haben gezeigt, dass lediglich die Steuerkante P/T (siehe Abbildung 4.5) zur Funktionserfüllung des Ventils notwendig ist, da die dem RSD-Prinzip zugrunde liegende Erhöhung von  $p_{Rk,i}$  alleine durch eine Androsselung durch die P/T-Kante erreicht werden kann. Die Steuerkante P/A hat auf die Funktion der Schaltung keinen Einfluss, dafür allerdings auf die Effizienz der Rückspeisung, da sie bei ungeeigneter Dimensionierung hohe Drosselverluste verursacht, die der eigentlich gewünschten Effizienzsteigerung entgegenwirken. Ein Rückfluss des Öls aus der Rückspeise­sektion wird bereits durch das in Reihe geschaltete Rückschlagventil verhindert.

In der vorliegenden Arbeit wird daher ein proportionales, konservatives 2/2-Wege-T/S-LV eingesetzt und ausgelegt, siehe Abbildung 6.12 ①.

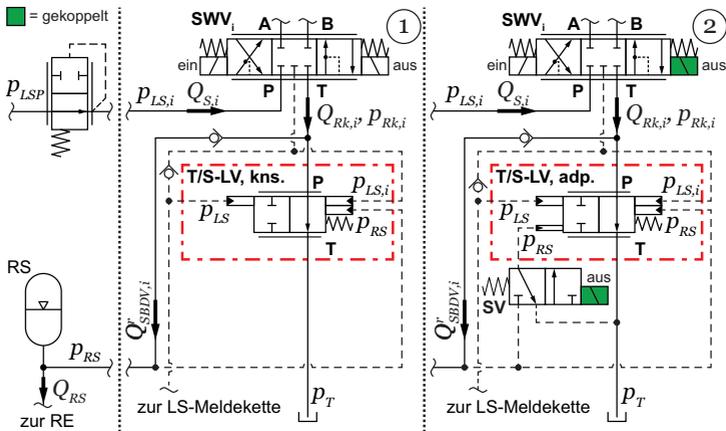


Abbildung 6.12: 2/2-Wege T/S-LV, konservatives ① und adaptives ② Prinzip.

Quelle: e. D.



6.14 ①. Galuski fand zudem eine direkte Proportionalität zwischen  $b_{SB}$  und dem Volumenstrom  $Q$  durch das T/S-LV, siehe Abbildung 6.14 ②.

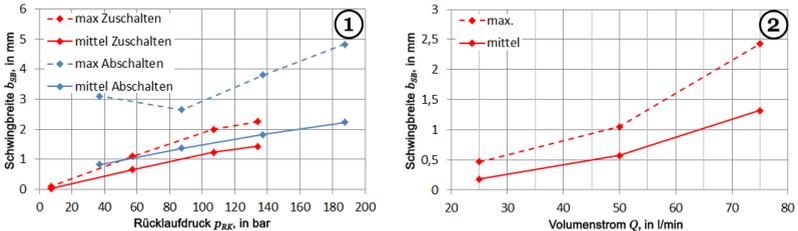


Abbildung 6.14: Abhängigkeit zwischen Schwingbreite und Rückspesiedruck ① bzw. Schwingbreite und Volumenstrom ②. Quelle: nach [23]

Die Ursache für die  $b_{SB}/p_{RK}$ -Proportionalität liegt nach [23] im Gradienten des Rücklaufdrucks, Gleichung 6.1.

$$dp_x = \left. \frac{\partial p_{RK}}{\partial x} \right|_{Q=const.} \quad (6.1)$$

Bei großen  $dp_x$  haben schon kleine Bewegungen des Ventilschiebers große Auswirkungen auf den Rücklaufdruck, woraus große Kräfte und dadurch starke Beschleunigungen resultieren können. Das RSD-Prinzip beruht auf der Druckerhöhung im Rücklauf, welche genau dann maximal ist, wenn das T/S-LV die Verbindung zwischen Verbraucherrückleitung und Tank schließt und Öl über das Rückschlagventil zur RS strömt.

Nach Gleichung 2.6 ist die anliegende Druckdifferenz an einer Blende bei konstantem Volumenstrom indirekt proportional zur Blendenöffnung, welche wiederum bei einem einfachen zylindrischen Schieber direkt proportional zum Ventilweg ist. Daher ist der Druckgradient vor allem in der Umgebung des Übergangspunkts zwischen geöffneter und geschlossener Tankleitung sehr hoch.

Galuski schlägt eine durch Dreieckskerben modellierte P/T-Steuerkante vor. Bei dieser Steuerkantenform ändert sich der Öffnungsquerschnitt bei

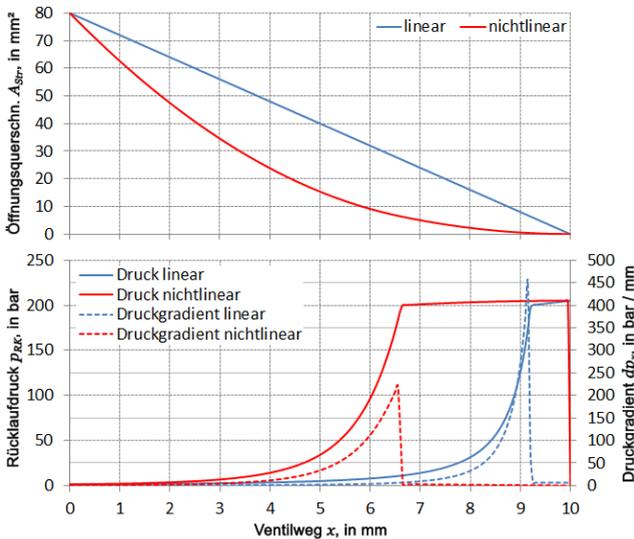


Abbildung 6.15: T/S-LV: Vergleich Ventilkennlinien. Quelle: nach [23]

kleinen Querschnitten deutlich geringer mit dem Ventilweg als z. B. bei einer linearen Kennlinie, siehe Abbildung 6.15 und Kapitel 2, wodurch ein reduzierter Druckgradient im Rücklauf erreicht wird.

Für ein beispielhaftes T/S-LV errechnet Galuski in seiner Arbeit einen optimalen Versatz der Dreieckskerben von 3,4 mm bei 10 mm Ventilweg bzw. 5,1 mm bei 15 mm Ventilweg. Abbildung 6.16 zeigt das Ergebnis einer Simulation aus [23] zum Einfluss der optimierten Ventilkennlinie. Die sichtbaren Schwingungen der linearen Kennlinie werden deutlich durch den Wechsel zu einer nichtlinearen reduziert. Eine Verlängerung des Ventilwegs  $x$  reduziert die Schwingungen weiter. Ein asymptotisch stabiles Verhalten ist qualitativ nur bei der Kennlinie von  $x_{max} = 15$  sichtbar. Vor allem die lineare Kennlinie zeigt ein sichtbar aufschwingendes Verhalten. Die in der vorliegenden Arbeit verwendete, nichtlineare Ventilkennlinie wurde mit Hilfe

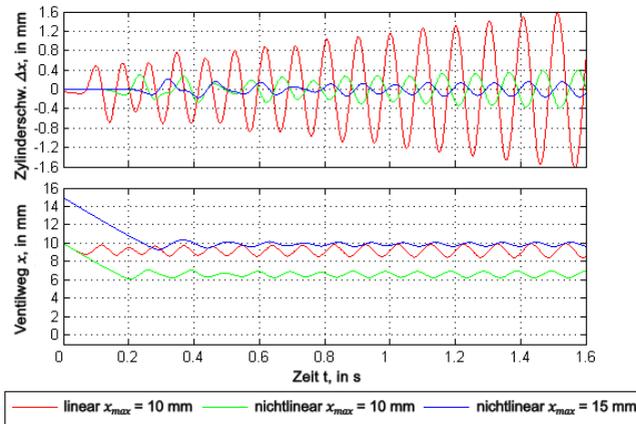


Abbildung 6.16: T/S-LV: Einfluss einer linearen bzw. nichtlinearen Kennlinie.  
Quelle: nach [23]

eines Softwaretools aus [23] ermittelt. In Kapitel 7 wird die verwendete P/T-Kennlinie dargestellt.

### 6.3.4 Auswahl und Effektivität geeigneter Dämpfungsmaßnahmen für das T/S-LV

Zusätzlich zur angepassten Ventilkennlinie werden Dämpfungsblenden eingesetzt, um die Schwingungen eines T/S-LVs zu reduzieren, siehe Abbildung 6.17, [23] und [93]. Der Einfluss der beiden Blenden in den Steuerleitungen von  $p_{RS}$  kann aufgrund der Tatsache, dass  $p_{RS}$  möglichst konstant gehalten wird, als eher gering eingestuft werden. Die Untersuchungen von Siebert [93], Uebel [105] und in der vorliegenden Arbeit haben gezeigt, dass eine  $p_{LS}$ -Dämpfungsblende den größten Einfluss auf die Schwingungseigenschaften des Ventils hat. Die verwendete Blendenparametrierung findet sich in Kapitel 7.

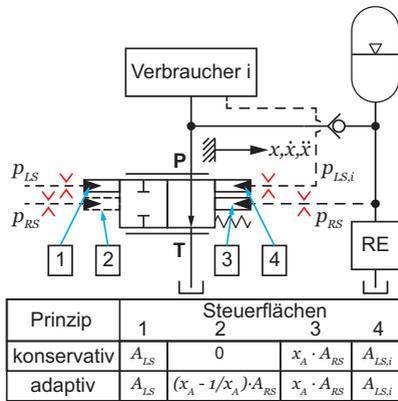


Abbildung 6.17: T/S-LV mit Dämpfungsblenden. Quelle: e. D.

### 6.3.5 Schwingungsanalyse und -optimierung des T/S-LVs

Um die weiteren Ursachen der Schwingungsneigung des T/S-LVs näher zu untersuchen, wurde eine mathematische Schwingungsanalyse nach dem Hurwitz-Kriterium durchgeführt. Die vollständige Untersuchung und deren Ergebnisse können der Arbeit von Uebel [105] entnommen werden. Im Folgenden werden nur die wesentlichen Punkte aus [105] aufgeführt und die daraus abgeleiteten Schlussfolgerungen erörtert<sup>10</sup>. Nähere Informationen zum Hurwitzkriterium finden sich in Anhang A.1.

Die Stabilitätsuntersuchung in [105] wurden an dem Modell eines RSD-optimierten LS-Systems (LS-SQRSD) durchgeführt, welches von Siebert [93] entwickelt und von Dierken [13] und Uebel [105] überarbeitet wurde.

Uebel beginnt seine Analyse in [105] mit der Identifikation möglicher Anregungen und schwingfähiger Komponenten des Gesamtsystems. Laut Uebel können zwar prinzipiell alle Komponenten des Simulationsmodells Schwingungen verursachen oder in Resonanz gehen, allerdings weist die Tatsache, dass deutliche Schwingungen erst beim Betrieb des Systems in

<sup>10</sup> Die von Uebel in [105] gewählte Notation wurde an die Notation dieser Arbeit angepasst.

der neuartigen Konfiguration auftreten, darauf hin, dass die Schwingungen in erster Linie mit dem T/S-LV zusammen hängen oder sogar von diesem verursacht werden. Die Untersuchung fokussiert sich daher nur auf das T/S-LV als Einzelkomponente. [105]

Im Rahmen der Untersuchung in [105] wird das T/S-LV als eindimensionales schwingungsfähiges mechanisches System mit einem Bewegungsfreiheitsgrad abstrahiert und mit den entsprechenden Gleichungen beschrieben, siehe Abbildung 6.18.  $C_H$  bezeichnet die hydraulische Kapazität eines Volumenknotts.

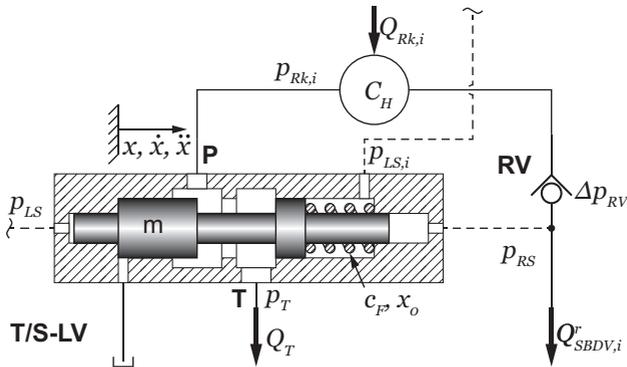


Abbildung 6.18: T/S-LV: Physikalisches Modell. Quelle: e. D. nach [105]

Auf den Schieber des Modells wirken die in Kapitel 2 aufgeführten Ventilkraften  $F_T$ ,  $F_R$ ,  $F_F$ ,  $F_{p,i}$ ,  $F_{Str,sta}$ ,  $F_{Str,insta}$  und  $F_W$ . Massen-, Feder- und Dämpfungseigenschaften des Ventilschiebers wurden aus bekannten Werten vergleichbarer Ventile und aus der Literatur parametrisiert. Das Rückschlagventil RV ist nicht als physikalisches Ventil, sondern nur über seine p/Q-Kennlinie parametrisiert, die durch die Größen  $Q_{RV,max}$ ,  $\Delta p_{RV,max}$ , den Öffnungsdruck  $p_{RV,min}$  und einen Widerstandsexponenten festgelegt wird. Über den Widerstandsexponenten kann der Verlauf der Kennlinie als linear, wurzelförmig oder als Mischform definiert werden. [105]

Anhand des Modells führt Uebel eine Fallunterscheidung in Abhängigkeit der Volumenstromaufteilung zwischen Tank und RS durch, Abbildung 6.19.

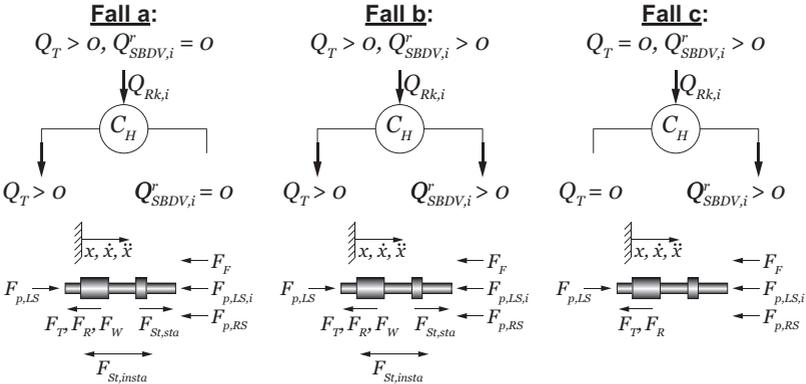


Abbildung 6.19: T/S-LV: Fallunterscheidung u. wirkende Kräfte.

Quelle: e. D. nach [105]

In **Fall a** drosselt das T/S-LV zwar den Rücklauf bereits an, allerdings nicht stark genug, um Volumenstrom zur RS umleiten zu können. Auf den Schieber wirken die Kräfte  $F_{p,i}, F_F, F_T, F_{Str,sta}, F_{Str,insta}, F_R$  und  $F_W$ .

In **Fall b** wird der Rücklauf stark genug angedrosselt, so dass ein Teil des Volumenstroms bereits über die Rückspeisesektion abfließen kann, d. h.  $Q_{SBDV,i}^r > 0$ . Die einwirkenden Kräfte sind vergleichbar mit denen von Fall a, allerdings mit dem Unterschied, dass alle strömungsproportionalen Kräfte ( $F_{Str,sta}, F_{Str,insta}, F_W$ ) aufgrund des teilweise zur RS fließenden Volumenstroms reduziert sind.

In **Fall c** ist die Verbindung zwischen Rücklauf und Tank vollständig geschlossen, so dass kein Volumenstrom mehr über das T/S-LV zum Tank fließt, d. h.  $Q_T = 0$ . Dadurch entfallen alle strömungsproportionalen Grö-

ßen im Kräftegleichgewicht. Aus Abbildung 6.19 ergeben sich für die drei Fälle die Kräftegleichgewichts- bzw. Druckaufbaugleichungen 6.2 bis 6.7.

**Fall a**

$$0 = F_T + F_R + F_F + F_{p,LSi} + F_{p,RS} - F_{p,LS} - F_{Str,sta} \pm F_{Str,insta} + F_W \quad (6.2)$$

$$\dot{p}_{Rk,i} = \frac{1}{C_H} \cdot \sum Q_i = \frac{V_0}{E'_{\dot{O}l}} \cdot (Q_{Rk,i} - Q_T) \quad (6.3)$$

**Fall b**

$$0 = F_T + F_R + F_F + F_{p,LS,i} + F_{p,RS} - F_{p,LS} - F_{Str,sta} \pm F_{Str,insta} + F_W \quad (6.4)$$

$$\dot{p}_{Rk,i} = \frac{1}{C_H} \cdot \sum Q_i = \frac{V_0}{E'_{\dot{O}l}} \cdot (Q_{Rk,i} - Q_T - Q'_{SBDV,i}) \quad (6.5)$$

**Fall c**

$$0 = F_T + F_R + F_F + F_{p,LS,i} + F_{p,RS} - F_{p,LS} \quad (6.6)$$

$$\dot{p}_{Rk,i} = \frac{1}{C_H} \cdot \sum Q_i = \frac{V_0}{E'_{\dot{O}l}} \cdot (Q_{Rk,i} - Q'_{SBDV,i}) \quad (6.7)$$

$V_0$  bezeichnet das unkomprimierte Ölvolumen,  $E'_{\dot{O}l}$  den Ersatzkompressionsmodul, wodurch die Kompressibilität sowohl des Öls auch dessen Umgebung berücksichtigt werden kann. Die genauen Definitionen der Größen können z.B. [25] entnommen werden.

Für die weitere Untersuchung trifft Uebel in [105] folgende Annahmen:

- Die Untersuchung erfolgt an den fallspezifischen Ruhelagen des Ventils. Daher kann das System als lineares, zeitinvariantes System (LTI-System) betrachtet und  $F_{Str,insta}$  vernachlässigt werden.
- Die Durchflusszahl  $\alpha_D$  und die Öldichte  $\rho_{\dot{O}l}$  werden als konstant angenommen.

- Aufgrund der Massenverhältnisse wird  $F_T$  des umgebenden Fluids vernachlässigt.
- Haft- und Coulombsche Gleitreibung  $F_H$  und  $F_C$  werden aufgrund der unbekanntenen Oberflächen- und Fertigungsparameter des Ventils vernachlässigt, lediglich die viskose Dämpfung  $F_D$  wird berücksichtigt.  $F_R$  vereinfacht sich daher zu:

$$F_R = F_D = k \cdot \dot{x}$$

- Uebel vernachlässigt  $F_W$  aufgrund ihrer Größenordnung im Verhältnis zu den übrigen Kräften.
- $p_{LS}$ ,  $p_{LS,i}$ ,  $p_{RS}$ ,  $p_T$  und  $Q_{Rk,i}$  werden für die Untersuchung in den Ruhelagen als annähernd konstant betrachtet.
- Die Öffnungscharakteristik der durchströmten Steuerkantenfläche wird mit dem Linearitätsfaktor  $\psi_x$  beschrieben. Es gilt:

$$A(x) = \psi_x \cdot (x_{max} - x)$$

- $Q_T$  wird über die Blendengleichung und unter Verwendung von  $\psi_x$  beschrieben.
- $Q_{SBDV,i}^r$  wird über die Kennlinie des Rückschlagventils abgebildet.

Die von Uebel durchgeführten Berechnungen und Umformungen der Gleichungen 6.2 bis 6.7 wurden unter Verwendung der Analysissoftware *Maple* durchgeführt und können [105] entnommen werden. Im Folgenden werden lediglich die durchgeführten Schritte und das Endergebnis beschrieben.

Aus den Kräftegleichgewichten werden zunächst die systembeschreibenden Differentialgleichungen aufgestellt. Der nichtlineare Anteil der Differentialgleichungen wird mittels Taylorreihenentwicklung um die Ruhelage(n) des Ventils linearisiert. Daraus wird das charakteristische Polynom

ermittelt, indem die Gleichungen zunächst in ein System erster Ordnung überführt werden. Anschließend können die Faktoren des charakteristischen Polynoms der Systemmatrix entnommen werden. Daran anschließend werden die Hurwitz-Koeffizienten  $a_i$  und Hurwitzdeterminanten  $H_i$  bestimmt, um abschließend die Erfüllung des Hurwitzschen Stabilitätskriteriums überprüfen zu können.

Für Fall a und Fall b leitet Uebel in [105] zwei Stabilitätsbedingungen ab, siehe Gleichungen 6.8 und 6.9. Für Fall c existiert keine Stabilitätsbedingung, da das T/S-LV in diesem Betriebszustand vollständig geschlossen und damit immer asymptotisch stabil ist. In den Gleichungen kennzeichnet  $x_{a/b}$  die Schieberposition des Übergangspunkts zwischen den Fällen a und b, der Index  $RL$  einer Größe weist auf eine Ruhelage hin.

**Fall a:**

$$Q_T > 0, Q_{SBDV,i}^r = 0 \rightarrow 0 < x_{RL} < x_{a/b} \wedge 0 < p_{Rk,i,RL} < p_{RS}$$

$$c_F > \frac{2 \cdot \alpha_D^2 \cdot \Psi_x}{\tan(\varepsilon_1)} \cdot (p_{Rk,i,RL} - p_T) \quad (6.8)$$

**Fall b:**

$$Q_T > 0, Q_{SBDV,i}^r > 0 \rightarrow x_{a/b} < x_{RL} < x_{max} \wedge p_{RS} < p_{Rk,i,RL} < p_{RS} + \Delta p_{RV}$$

$$c_F > \frac{2 \cdot \alpha_D^2 \cdot \Psi_x}{\tan(\varepsilon_1)} \cdot (p_{Rk,i,RL} - p_T) \cdot \underbrace{\left( \frac{D-2}{D+2} \right)}_{=K; K \in [-1...1]} \quad (6.9)$$

$$\text{mit: } D = \frac{\Delta p_{RV} \cdot \alpha_D \cdot \Psi_x}{Q_{RV,max}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_{\dot{O}l}}} \cdot \frac{x_{max} - x_{RL}}{\sqrt{p_{Rk,i,RL} - p_T}}$$

In beiden Fällen bleibt das T/S-LV stabil, solange die Ungleichungen erfüllt sind. Mittels Kurvendiskussion des rechten Teils der Gleichungen 6.8 und 6.9 ermittelt Uebel den Betriebspunkt mit dem größten Instabilitätspotential. Dieser befindet sich genau im Übergang zwischen Fall a und b, d. h.

genau an dem Punkt, an dem der rücklaufende Volumenstrom stark genug gedrosselt wird, um Volumenstrom in die RS zu leiten. [105]

Durch Abschätzung mit  $K = 1$  und durch Gleichsetzen von  $p_{RS}$  und  $p_{Rk,i,RL}$  kann die allgemein gültige betriebszustandsunabhängige Stabilitätsbedingung des T/S-LVs, Gleichung 6.10, ermittelt werden. [105]

$$c_F > \frac{2 \cdot \alpha_D^2 \cdot \psi_x}{\tan(\epsilon_1)} \cdot (p_{RS} - p_T) \quad (6.10)$$

Für eine lineare Ventilkennlinie kann Gleichung 6.10 weiter nach oben abgeschätzt und anschließend zu Gleichung 6.11 umgeformt werden.

$$\underbrace{c_F \cdot x_{max}}_{\text{Federkraft } F_F} > \frac{2 \cdot \alpha_D^2 \cdot A_{max}}{\tan(\epsilon_1)} \cdot (p_{RS} - p_T) \quad (6.11)$$

$\underbrace{\hspace{10em}}_{\text{stationäre Strömungskraft } F_{Str,sta}}$

Aus Gleichung 6.11 wird direkt ersichtlich, dass eine Steigerung der Federkraft  $F_F$  oder eine Reduzierung der Strömungskraft  $F_{Str,sta}$  am T/S-LV eine stabilisierende Wirkung auf das Ventil hat. Dies kann zum Beispiel durch ein erhöhtes  $c_F$  oder einen verlängerten Ventilweg  $x_{max}$ , durch eine Reduzierung von  $p_{RS}$  oder des maximalen Öffnungsquerschnitts  $A_{max}$  des Ventils erfolgen.

Durch die Einführung von Dreieckskerben kann der Öffnungsquerschnitt des Ventils im kritischen Punkt deutlich gesenkt werden, was die notwendige Federsteifigkeit gleichermaßen deutlich reduziert. Die Untersuchungen in [105] bestätigen demnach die Ergebnisse aus [23]. Abschließend weist Uebel darauf hin, dass  $A_{max}$  des Ventils so groß wie möglich gewählt werden sollte, um unnötige Strömungsverluste zu vermeiden.

Unter Verwendung von Gleichung 2.6 kann eine Bedingung für  $A_{max}$  des T/S-LVs hergeleitet werden, Gleichung 6.12:

$$A_{max} = \frac{Q_{Rk,max}}{\alpha_D} \cdot \sqrt{\frac{\rho_{\ddot{O}l}}{2}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\Delta p_{V,TSLV,max}}} \quad (6.12)$$

Die Druckdifferenz  $\Delta p_{V,TSLV,max}$  gibt die Höhe der maximal zulässigen Druckverluste des T/S-LVs an, die bei dem maximalen Rückfluss des Verbrauchers  $Q_{Rk,max}$  auftreten dürfen.

Für das Ventil ist ein möglichst konstantes Verhalten der Federkraft über den gesamten Arbeitsbereich erstrebenswert, d. h. die Federkraft sollte sich zwischen den Positionen  $x = x_0$  und  $x = x_{max}$  möglichst wenig ändern. Daraus und unter Berücksichtigung der Tatsache, dass die Federvorspannung nicht negativ werden kann, ergibt sich Gleichung 6.13 als Bedingung für den maximal möglichen Ventilweg  $x_{max}$ :

$$x_{max} < 2 \cdot A_{LS} \cdot \frac{\bar{p}_F}{c_F} \quad (6.13)$$

Uebel bestätigt in [105] die Anwendbarkeit von Formel 6.11 auch auf Ventile mit einer quadratischen  $x/A$ -Charakteristik. Weiterhin führt er eine Optimierung mit dem Ziel, eine Parametrierung für ein stabiles T/S-LV zu entwickeln, durch und untersucht diese simulativ im LS-Systemverbund, wobei zufriedenstellende Ergebnisse erreicht werden. Uebel empfiehlt aufgrund von betriebspunktabhängigen Restschwingungen zusätzlich zur optimierten Parametrierung ebenfalls den Einsatz von Dämpfungsblenden. Für die folgenden Untersuchungen mit OPTRSD-Modellen werden die optimierte T/S-LV-Parametrierung aus [105], eine nach [23] optimierte quadratische Ventilkennlinie und Dämpfungsblenden eingesetzt, siehe Kapitel 7.

### 6.4 Modellierung und Entwicklung von Rückspeisesektion und Rückspeiseeinheit

Der folgende Abschnitt befasst sich mit der Auslegung der RS-Hauptkomponenten, d. h. Speicher und RE. Abbildung 6.20 zeigt die in dieser Arbeit untersuchten RS-Varianten.

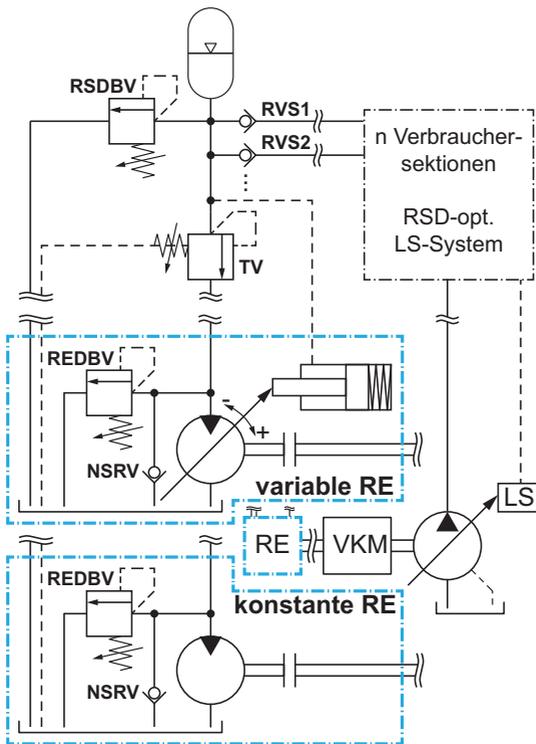


Abbildung 6.20: Rückspeisesektion mit konstanter bzw. variabler RE. Quelle: e. D.

### 6.4.1 Methode zur Entwicklung der Rückspeisesektion

Die RE kann prinzipiell als Konstant- oder Verstelleinheit ausgeführt werden, die entweder über eine schaltbare oder nicht schaltbare Kupplung mit der Primärenergieversorgung des Systems verbunden werden kann. Die im Folgenden verwendeten Bezeichnungen beziehen sich auf Abbildung 6.20.

Die Verbrauchersektionen des LS-Systems werden über Rückschlagventile (RVS1, RVS2,...) mit der RS-Druckleitung verbunden, an die ebenfalls der Speicher angeschlossen ist. Die Maximaldruckbegrenzung der RS erfolgt durch das Ventil RSDBV.

Bei einer starren Verbindung mit der VKM fördert eine RE mit konstantem Schluckvolumen  $V_{RE}$  (konRE) einen kontinuierlichen Volumenstrom. In der Regel fördert eine RE mit variablem Schluckvolumen (varRE) im rückgeschwenkten Zustand ebenfalls einen (sehr kleinen) kontinuierlichen Standbyvolumenstrom, der z. B. zur Kühlung oder zum Aufrechterhalten des notwendigen Steuerdrucks dient. Wird der kontinuierlich abgeführte Volumenstrom nicht durch Einspeisung kompensiert, sinkt das Druckniveau  $p_{RS}$  in der Speicherleitung, was Auswirkungen auf die RSD-Schaltbedingung und damit auf die T/S-LVe der Sektionen hat. Um einem dadurch verursachten unruhigen Betrieb des Gesamtsystems vorzubeugen, ist ein Trennventil (TV) vorgesehen, welches die RE von der Speicherleitung trennen kann. Durch das Rückschlagventil NSRV kann die RE bei Bedarf Öl aus dem Tank nachsaugen. Das Ventil REDBV sichert die jeweilige RE gegen Druckspitzen ab. Ob REDBV notwendig ist oder nicht, hängt von der Art der RE und deren Druckbereich ab und sollte daher für jeden Fall geprüft werden.

Die Auslegung von RS und RE erfolgt nach der in Abbildung 6.21 dargestellten Methode. Voraussetzung sind Informationen über die SBDV des entsprechenden Systems nach Kapitel 2 und Kapitel 5.

In Schritt 1, *Analyse opt. Rückspeisedruckbereich*, wird zunächst ein optimaler Rückspeisedruck  $p_{RS,opt}$  unter Berücksichtigung der Bedingung

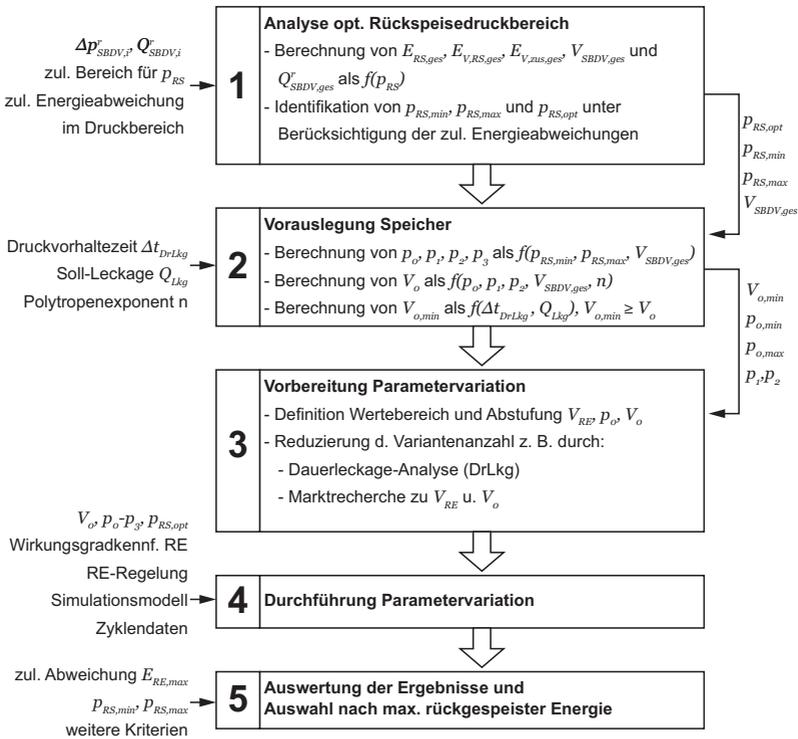


Abbildung 6.21: Methode zur Entwicklung der Rückspeisesektion. Quelle: e. D.

$p_{RS,min} \leq p_{RS,opt} \leq p_{RS,max}$  ermittelt, siehe Abbildung 6.22.  $p_{RS,opt}$  entspricht dem Druck, bei dem  $E_{RS,ges}$  maximal und gleichzeitig  $E_{V,zus,ges}$  in einem möglichst minimalen Bereich liegt. Die Berechnung erfolgt analytisch in einer Schleife, bei der in jedem Durchlauf  $p_{RS}$  um eine definierte Schrittweite angehoben und anschließend  $E_{RS,ges}$ ,  $E_{V,RS,ges}$  und  $E_{V,zus,ges}$  berechnet werden. Zusätzlich zu  $p_{RS,opt}$  werden die untere und obere Rückspeisedruckbereichsgrenze  $p_{RS,min}$  und  $p_{RS,max}$  über eine maximal zulässige Abweichung von  $\pm 10\% E_{RS,ges}$  vom zyklenspezifischen Maximalwert  $\max(E_{RS,Zkl})$  definiert. Bei Verstellereinheiten wird zudem die Bedingung

berücksichtigt, dass  $p_{RS,min}$  und  $p_{RS,max}$  einen notwendigen Pumpenregelbereich von mindestens 18 bar<sup>11</sup> einschließen müssen. Falls die Differenz aus  $p_{RS,min}$  und  $p_{RS,max}$  kleiner als der Druckregelbereich ist, wird  $p_{RS,max}$  entsprechend angehoben. Die Ergebnisse der Analyse werden grafisch aufbereitet dargestellt, siehe z. B. Abbildung 7.6.

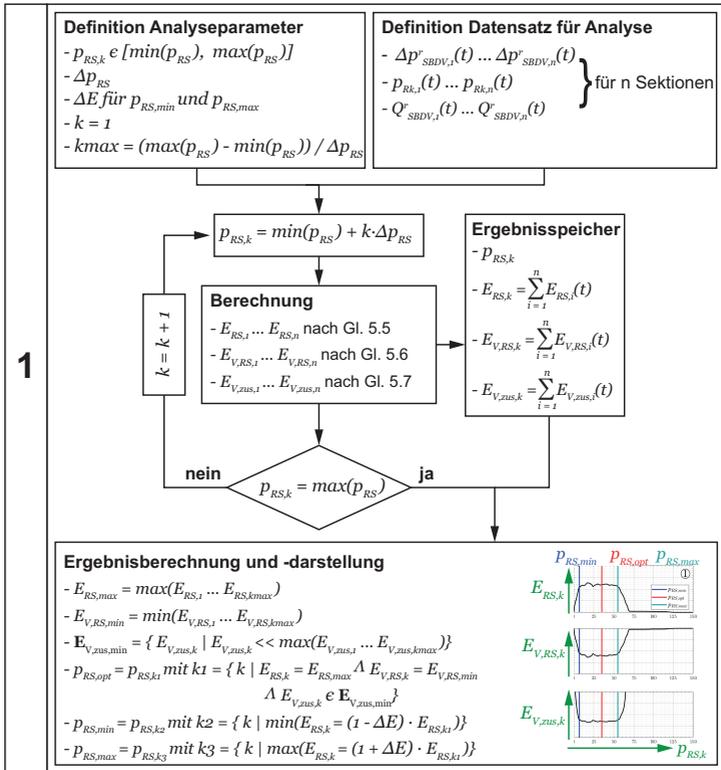


Abbildung 6.22: Vorgehen Schritt 1: Analyse opt. Rückspeisedruckbereich.

Quelle: e. D.

<sup>11</sup> Der Druckbereich wurde im Rahmen einer Recherche in den Produkten der Fa. Bosch Rexroth AG ermittelt.

Bei der Speicherauslegung, Schritt 2 *Vorauslegung Speicher*, werden  $p_{RS,min}$  bzw.  $p_{RS,max}$  als minimaler bzw. maximaler Betriebsdruck  $p_1$  bzw.  $p_2$  gewählt.  $V_{SBDV,ges}$  entspricht dem während eines Zyklus maximal einzuspeichernden Ölvolumen und damit der Gasvolumenänderung  $\Delta V$ . Unter Verwendung der Gleichungen aus Kapitel 2 wird  $p_0$  so berechnet, dass der Speicher die notwendigen Randbedingungen erfüllt.

Zusätzlich wird im Rahmen einer simulativen Dauerleckage-Analyse das minimale Speichernennvolumen  $V_{0,min}$  berechnet. Hierfür werden Speicher verschiedener Nennvolumina bei gleichem  $p_0$  auf  $p_{RS,opt}$  vorgespannt und anschließend mit einem definierten Leckagevolumenstrom  $Q_{Lkg} = 1 \text{ L/min}$  bis auf  $p_1$  entspannt. Ein Speichernennvolumen ist dann geeignet, wenn  $p_1$  in einem Zeitraum von  $\Delta t_{DrLkg} \geq 3 \cdot \Delta t_{Zkl}$  vom Zeitpunkt des Öffnens an nicht erreicht wird. Hierdurch wird sichergestellt, dass  $p_{RS}$  auch dann aufrecht erhalten werden kann, wenn über einen leckagebehafteten Zeitraum nicht eingespeist wird.

Basierend auf den bisherigen Ergebnissen wird in Schritt 3, *Vorbereitung Parametervariation*, ein Simulationsmodell der RS mit RE erstellt und parametrisiert, siehe Abbildung 6.23. Anschließend werden mit diesem Modell in Schritt 4, *Durchführung Parametervariation*, durch Variation der Parameter  $V_0$ ,  $p_0$  und  $V_{RE}$ , optimale Konfigurationen für RS und RE identifiziert.

Nach Abschluss der Simulation werden die Ergebnisse in Schritt 5, *Auswertung der Ergebnisse und Auswahl nach max. rückgespeicherter Energie*, ausgewertet und grafisch aufbereitet. Die Darstellung der Ergebnisse erfolgt in Kapitel 7.

### 6.4.2 Hydraulik-Simulationsmodell der RS

Abbildung 6.23 zeigt das verwendete RS-Simulationsmodell in DSHplus. Als Eingangsgrößen für das RS-Modell dienen Kennfelder von  $Q_{SBDV,i}^r$  und  $\Delta p_{SBDV,i}^r$  der einzelnen Verbraucher, was die notwendige Simulationszeit deutlich reduziert. Die Verbraucherrückläufe, Abbildung 6.23 ①,

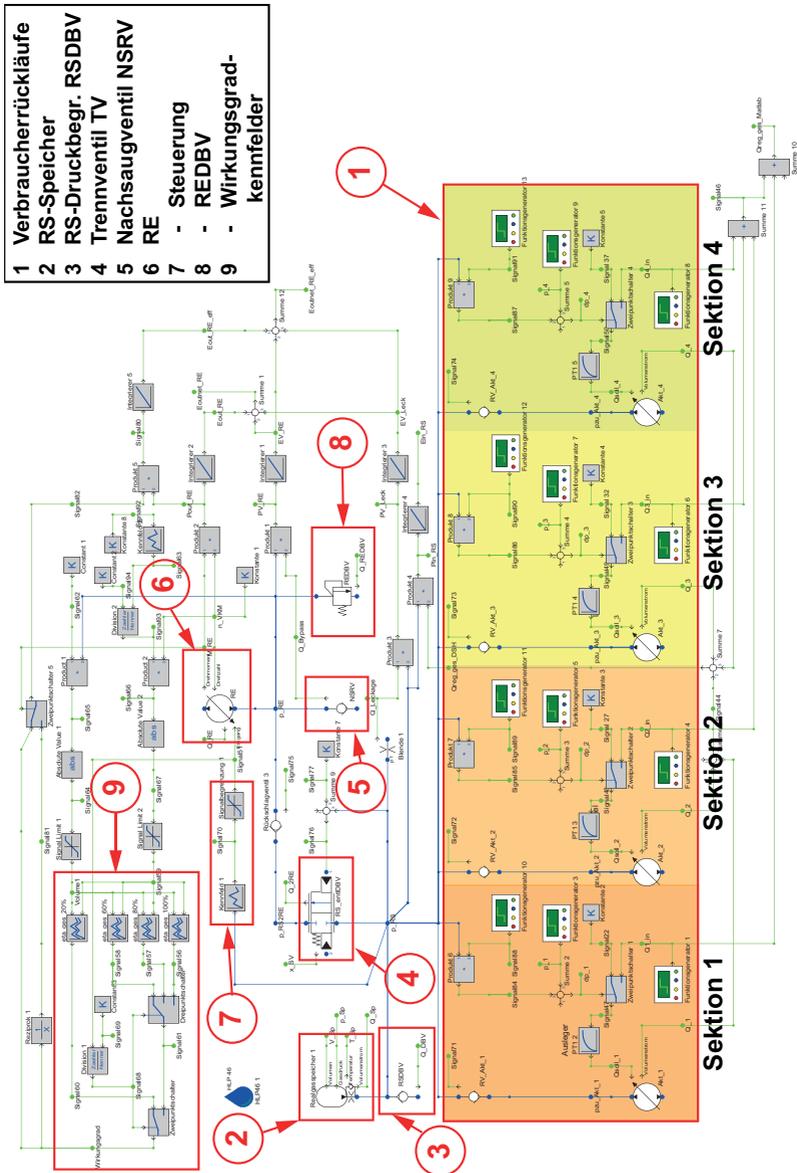


Abbildung 6.23: RS-Design: Simulationsmodell zur Parametervariation.

Quelle: e.D.

sind als volumenstromgeregelte Verstellpumpen modelliert, deren Sollvolumenstrom  $Q_{SBDV,i}^r$  entspricht. Der Volumenstromsteuerung jeder Sektion ist eine einfache Druckregelung überlagert, die die Funktion des T/S-LVs übernimmt. Als Solldruck dienen die sektionsspezifischen SBDV  $\Delta p_{SBDV,i}^r$ , die mit  $p_{RS}$  verglichen werden. Ist  $p_{RS}$  größer als  $\Delta p_{SBDV,i}^r$ , wird der Volumenstrom der Sektion als konservative Abschätzung auf null gesetzt.

Die Funktionen des Speichers ② und der Ventile RSDBV ③, TV ④ und REDBV ⑧ sind hinreichend bekannt (vgl. auch Abbildung 6.20). Die RE ⑥ wird je nach Untersuchungsziel entweder als konstante oder verstellbare Einheit modelliert. Die Ansteuerung der RE ⑦ erfolgt direkt proportional zu  $p_{RS}$  im Bereich von  $p_{RS,min}$  bis  $p_{RS,max}$ . Um eine konRE zu simulieren, wird die Ansteuerung auf das maximale Schluckvolumen  $V_{RE,max}$  festgelegt. In der durchgeführten Simulation wird die RE mit einer konstanten Drehzahl betrieben, variable Drehzahlen sind ebenfalls möglich. Damit  $p_{RS}$  generell aufgebaut werden kann, muss der rückgespeiste Volumenstrom  $Q_{SBDV,ges}^r$  zeitweise größer sein als  $Q_{RE}$ , was im Laufe eines vorgegebenen Zyklus bei großen  $V_{RE,max}$  zwangsläufig immer seltener zutrifft. Bei einer varRE kann der Volumenstrom durch die Volumenverstellung an die vorliegenden Gegebenheiten angepasst werden. Dennoch ist auch bei einer Verstelleinheit eine geeignete Dimensionierung wichtig, denn genau wie bei der konRE hat ein zu großes  $V_{RE,max}$  nicht nur Auswirkungen auf Bauraum und Kosten, sondern auch auf die Rückspeiseeffizienz. Die Abhängigkeit des Gesamtwirkungsgrades der RE von Druck, Drehzahl und Schluckvolumen ist über mehrere kaskadierte Kennfelder ⑨ abgebildet und hat Auswirkungen auf die letztendlich ins System rückgespeiste Energie  $E_{RE}$ .

Abbildung 6.24 zeigt die hinterlegten generischen Gesamtwirkungsgradkennfelder der varRE ① und konRE ②. Diese wurden von aus der Literatur entnommenen Wirkungsgradkennfeldern hydraulischer Einheiten abgeleitet und auf die von der Parametervariation abgedeckten Schluckvolumengrößen der RE skaliert. Die Werte für  $p_{min}$ ,  $p_{max}$ ,  $n_{min}$  und  $n_{max}$  wurden im

Rahmen einer Recherche am Markt ermittelt, eine Übersicht und weitere Wirkungsgradkennfelder der varRE finden sich in Anhang A.6.

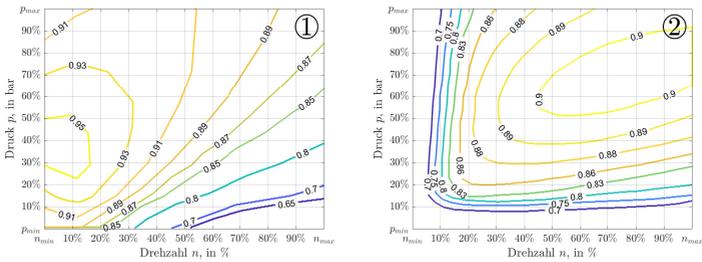


Abbildung 6.24:  $\eta_{RE}$  Kennfelder (Gesamtwirkungsgrad) der RE,  
 $V_{RE} = 100\% V_{RE,max}$ , varRE ①, konRE ②. Quelle: e. D., konRE  
nach [41], varRE nach [122]

Die Simulation der RS erfolgt im kontinuierlichen Betrieb einer Maschine. Dieser besteht aus einer endlos wiederholenden und unterbrechungsfreien Ausführung des betrachteten Zyklus. Der Speicher ist zu Beginn der Simulation mit dem Rückspeisedruck  $p_{RS}$  vorgefüllt. Ein Energiemangel im Speicher muss am Ende des Zyklus wieder aufgefüllt, ein Energieüberschuss kann im nachfolgenden Zyklus genutzt werden, was bei der Auswertung der Ergebnisse berücksichtigt wird.

Durch die Einschränkung von  $V_0$  und  $V_{RE}$  auf tatsächliche am Markt vorhandene Größen und Abstufungen, durch die Wahl einer sinnvollen Abstufung für  $p_0$  und durch die Berücksichtigung der Ergebnisse aus der Dauerleckage-Analyse wird die Anzahl an zu untersuchenden Kombinationen und damit die Simulationszeit reduziert.

## 6.5 Performanceuntersuchung des LS-OPTRSD-Systems

Im folgenden Abschnitt werden das Kopplungsmodell *CoSim-LS* und dessen hydraulisches bzw. mechanisches Teilsimulationsmodell vorgestellt, die Grundlagen zur gekoppelten Simulation finden sich in Anhang A.2. Das



Aktorpositionen  $x_{i,ist}$  bzw.  $\alpha_{Swe,ist}$  und die zugehörigen Geschwindigkeiten  $\dot{x}_{i,ist}$  bzw.  $\dot{\alpha}_{Swe,ist}$  übermittelt. Im MKS-Modell bewirken die Aktorkräfte Verschiebungen und Geschwindigkeitsänderungen der abgebildeten Kinematikkörper. Diese wiederum verursachen Volumenströme und Druckänderungen an den Aktoren des Hydraulikmodells. In Matlab / Simulink vergleicht das Fahrermodell die Ist- und Sollwerte von  $x_i$  bzw.  $\alpha_{Swe}$ , ermittelt daraus die notwendigen WV-Steersignale  $x_{WV,i,soll}$  und leitet diese an das Hydraulikmodell weiter. Das GKM berechnet die vom Grabprozess verursachte Schnittkraft  $F_S$  und das Reibungsmodell berechnet das Reibungsmoment des Schwenkwerks  $M_{Swe,Rbg}$ . Beide Größen werden an das MKS-Modell übermittelt.

In der anschließenden Performanceuntersuchung, vgl. Kapitel 7, wird ein Vergleich zwischen den Bewegungs- und Geschwindigkeitsverläufen von Aktoren und Sektionsventilen des konventionellen und RSD-optimierten Systems gezogen. Die Verläufe des konventionellen LS-Systems stellen den Benchmark dar, den das RSD-System mindestens erreichen, idealerweise übertreffen muss. Hierfür ist eine hohe Weg- und Geschwindigkeitstreue aller Aktoren bei gleichzeitig vergleichbarer Ansteuerung der Ventile durch das Fahrermodell notwendig, zudem müssen die Bewegungen und Geschwindigkeiten der betrachteten Komponenten qualitativ einen natürlichen Charakter aufweisen.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden das Mehrkörper-, Hydraulik- und Kopplungsmodell der CoSimulation überarbeitet und optimiert. Weiterhin wurden das Fahrer- und Grabkraftmodell implementiert. Im folgenden Abschnitt werden die Teilmodelle der CoSimulation näher vorgestellt. Die Ergebnisse der Performanceuntersuchung finden sich in Kapitel 7.

### 6.5.1 Submodell Mehrkörpersimulation

Abbildung 6.26 zeigt den Topologieplan des auf der Arbeit von Nass [83] aufbauenden MKS-Modells. Nass zeigt in [83] die Funktionsfähigkeit des Modells und die Plausibilität der Ergebnisse.

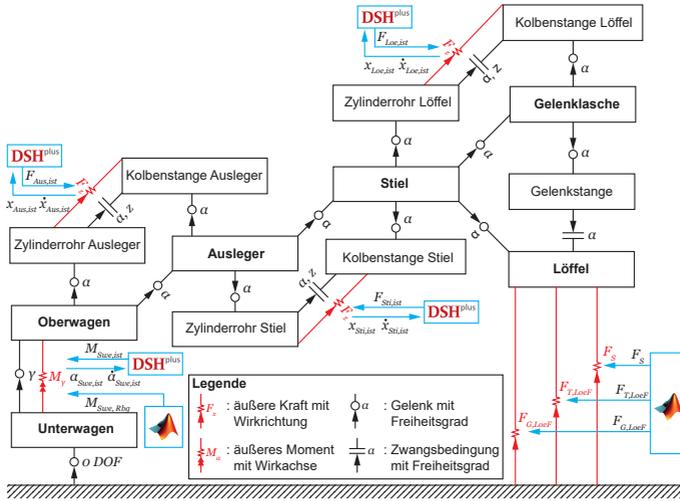


Abbildung 6.26: Topologie des CoSim-LS Bagger-MKS-Modells in SIMPACK.  
 Blau: Schnittstellen zu Koppelprogrammen.  
 Quelle: e. D. nach [83]

Die Beispielanwendung, ein Kompaktbagger ( $m_E = 8\text{t}$ ), ist vollständig modelliert, wobei der Unterwagen als ortsfest im Bezugskordinatensystem definiert ist. Zwischen Unter- und Oberwagen befindet sich ein eindimensionales Drehgelenk. Die Hydraulikzylinder der Arbeitskinematik bestehen jeweils aus einem Zylinderrohr und einer Zylinderstange. Beide sind mit Drehgelenken an ihren zugehörigen Kinematiksegmenten (Oberwagen, Ausleger, Stiel, Löffel) befestigt. Zylinderrohr und -stange sind jeweils über translatorische und rotatorische Zwangsbedingungen verbunden. Die Zylinderstange besitzt dadurch immer nur einen translatorischen und rotatorischen Freiheitsgrad entlang bzw. um die Längsachse des Zylinderrohres.

Alle modellierten Körper sind massebehaftet und unterliegen Gewicht- und Trägheitskräften. Zusätzlich greifen die Grabprozesskräfte  $F_S$ ,  $F_{T,LoeF}$  und  $F_{G,LoeF}$  am Löffel an, siehe Kapitel 6.5.5.

Um Schwingungen in der Simulation zu reduzieren sind alle Gelenke mit den in der Literatur bekannten Standardparametern für die Coulombsche Reibung für geschmierte Stahl-Stahl-Paarungen parametrisiert (siehe z. B. [116]). Am Drehgelenk zwischen Ober- und Unterwagen wirkt zusätzlich ein geschwindigkeitsabhängiges Reibungsmoment. Die geometrischen Daten der Maschine wurden dem Forschungsprojekt [93] vom Hersteller zur Verfügung gestellt.

### 6.5.2 Submodell Hydrauliksystem

Das Hydraulikmodell des CoSim-OPTRSD-Modells besteht aus dem Modell der Referenzmaschine, ein 1K-CC-LS-System mit Verstellpumpe und PDWn, welches um die Komponenten der optimierten RSD-Schaltung erweitert wurde, siehe Abbildung 6.27. Wie das MKS-Modell verfügt auch das Hydraulikmodell über mehrere Signalschnittstellen (blau) zu Matlab / Simulink und darüber auch zu SIMPACK.

Die Ansteuerung der RE und des Trennventils (TV) sind über verschiedene (nicht dargestellte) Kennfelder realisiert, durch die das gewünschte Komponentenverhalten beeinflusst werden kann. Beispielsweise kann durch Anpassen des RE-Kennfeldes zwischen einer konRE und varRE gewechselt oder die Art der Ansteuerung einer varRE beeinflusst werden (z. B. druckgesteuert mit unterschiedlichen Kennlinien). Über das Ventilkenfeld kann das Öffnungsverhalten des Trennventils beispielsweise einfach an verschiedene  $p_{RS}$ -Druckniveaus angepasst werden.

### 6.5.3 Kopplungsmodell Matlab / Simulink

Der folgende Abschnitt beschreibt das Kopplungsmodell in Matlab / Simulink selbst und insbesondere dessen Bausteine *Zyklusfolgeregelung* und *Rei-*

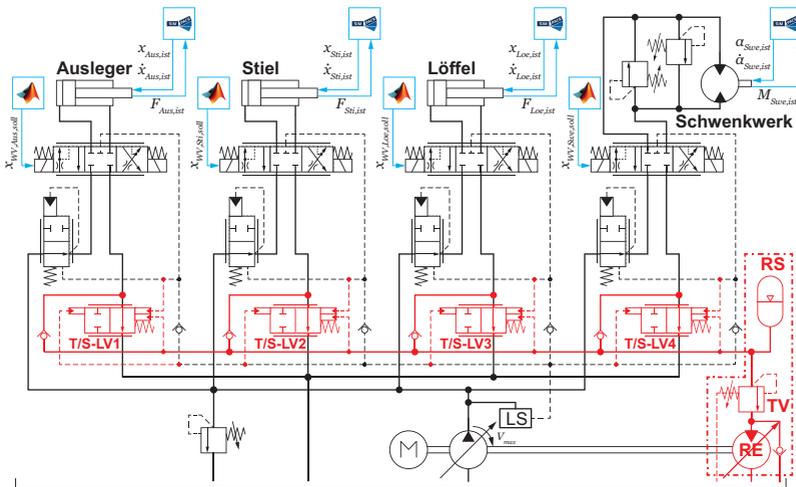


Abbildung 6.27: Schematische Darstellung des CoSim-OPTRSD-Hydraulikmodells in DSH. Rot: RSD-Komponenten. Blau: Schnittstellen zu Koppelprogrammen. Quelle: e. D.

bauelementmodell Schwenkwerk, siehe Abbildung 6.28. Auf den Bauelement Grabkraftmodell geht Abschnitt 6.5.5 gesondert ein.

Ein 90°-Zyklus wird in Form einer Zeit-Sollweg-Vorgabe für jeden Aktor des Oberwagens über die *Grabzyklusvorgabe* vorgegeben. Die Sollsignale werden anschließend durch das Fahrermodell im Modellbauelement *Zyklusfolgeregelung* in die aktorspezifischen Ventilsteuersignale  $x_{WV,i,soll}$  umgesetzt. In Anlehnung an Scherer [89] werden hierfür für jeden Aktor zwei PID-Regler eingesetzt, die eine um 200 ms zeitlich versetzte Sollwegvorgabe erhalten. Anschließend werden die Ausgangssignale der Regler unter Berücksichtigung von Gewichtungsfaktoren zu einem gemeinsamen Ausgangssignal addiert, siehe Abbildung 6.29. Ein derart implementiertes Fahrermodell besitzt nach Scherer eine „gewisse Fähigkeit zur Bewegungsantizipation, die auch ein realer Fahrer besitzt und zur Maschinensteuerung einsetzt“ [89, S. 100].

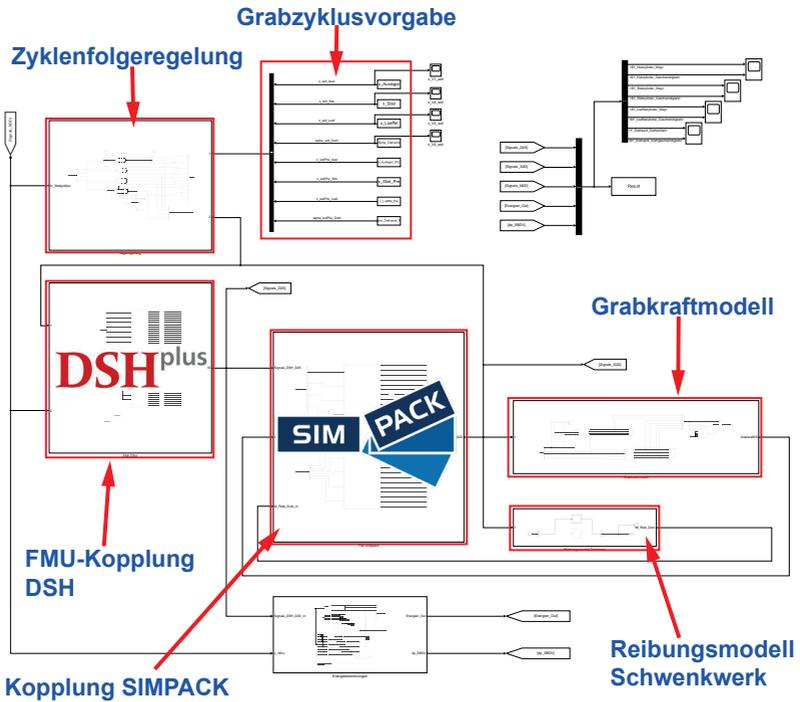


Abbildung 6.28: Schematische Darstellung des CoSim-Kopplungsmodells in Matlab / Simulink. Quelle: e. D.

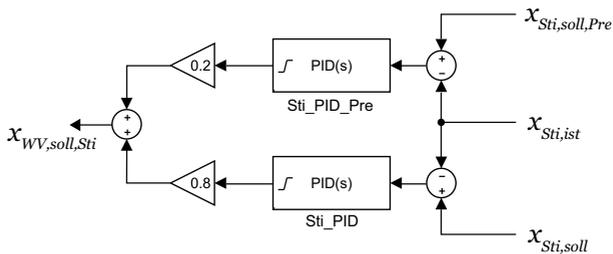


Abbildung 6.29: Baustein Zyklusfolgeregelung: Reglerstruktur des Stielzylinders. Quelle: e. D.

Abbildung 6.30 zeigt das implementierte vereinfachte Reibungsmodell des Schwenkwerks, Baustein *Reibungsmodell Schwenkwerk*. Die Parametrierung erfolgte zunächst nach den Angaben in [43], wurde anschließend allerdings an das vorliegende Simulationsmodell angepasst, um Schwingungen und Überschwinger im Verlauf des Schwenkwerkdrehwinkels  $\alpha$  zu reduzieren.

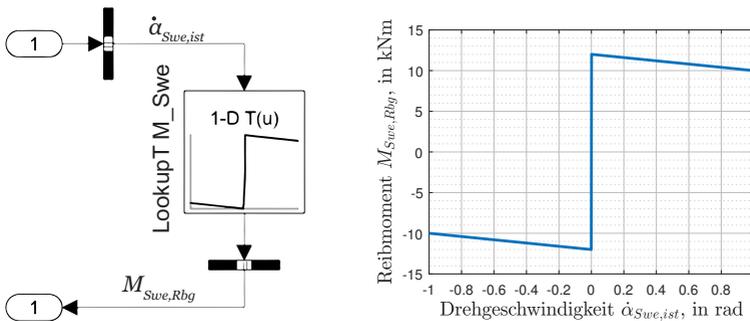


Abbildung 6.30: Baustein *Reibungsmodell Schwenkwerk* Quelle: e. D.

### 6.5.4 90°-Zyklus der Co-Simulation

Abbildung 6.31 zeigt den in der CoSimulation eingesetzten 90°-Zyklus. Dieser wurde [43] entnommen und an die Beispielmachine angepasst. Hierzu wurden die Zylinderwege und -geschwindigkeiten entsprechend dem neuen System skaliert. Abschließend wurde auf einen möglichst natürlichen Bewegungsablauf beim Graben geachtet. Bei der Zykluserstellung wurde zudem darauf geachtet, dass Start- und Endstellungen sowie Start- und Endgeschwindigkeiten der Zylinder möglichst identisch sind, damit die Energiebilanzen der Maschine zu Beginn und am Ende des Zyklus übereinstimmen. Dadurch ist ein Über- oder Unterangebot an Energie im Speicher

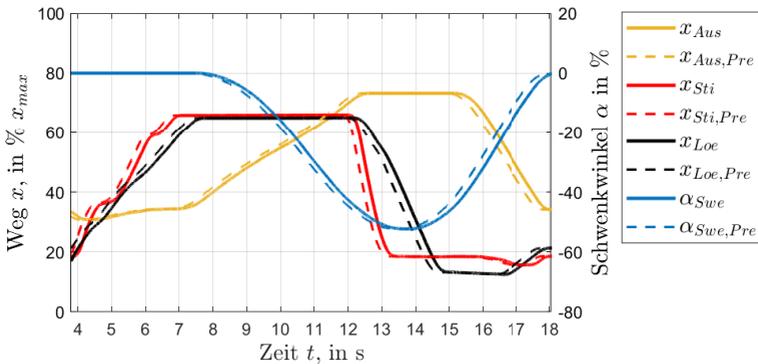


Abbildung 6.31: Für CoSimulation verwendeter 90°-Zyklus. Quelle: e. D.

oder an der Pumpe rein auf das Geschehen während eines Zyklus und nicht auf dessen Vergangenheit oder Zukunft zurückzuführen<sup>16</sup>.

### 6.5.5 Grabkraftmodell der Co-Simulation

Die Grundlagen des in Matlab / Simulink implementieren GKM's wurden [7] und Kunze [52] entnommen. Bergmann stellt in [7] ein Grabwiderstandsmodell vor, welches den Gesamtgrabwiderstand eines Löffels im Rahmen einer statischen Betrachtung in den Eindringwiderstand an der Grundschnede, den Stirnwiderstand der beiden Seitenschneden, einen Reibungswiderstand an den Löffelseitenwänden außen, den Füllwiderstand und den Beschleunigungswiderstand aufteilt. Alle Komponenten werden vereinfacht separat und unabhängig voneinander, d. h. unter Vernachlässigung von gegenseitigen Wechselwirkungen, betrachtet. Weiterhin wird für das Widerstandsmodell ein homogener Boden angenommen.

Der Füllwiderstand wird hauptsächlich durch das Umlenken und Aufstauen des Aushubmaterials im Löffel sowie die dabei entstehende Reibung

<sup>16</sup> Der Zyklus beginnt bei 4 s, da im vorherigen Zeitraum zunächst alle Aktoren auf ihre entsprechenden Startpositionen gefahren werden und das Modell erst in eine Ruhelage finden muss.

des Materials in sich selbst sowie mit seiner Umgebung verursacht. Weiterhin findet aufgrund der üblicherweise von vorne nach hinten konisch zulau­fenden Löffelform eine Verdichtung des aufgelockerten Aushubs statt, was ebenfalls zum Füllwiderstand gezählt wird. An der Löffelrückwand ent­stehen aufgrund des typischen Hinterschnitts keine zusätzlichen Reibungskräfte. Der Beschleunigungswiderstand entspricht der zur Beschleunigung des Aushubs auf Schnittgeschwindigkeit notwendigen Kraft. Beide Grabwider­standskomponenten werden in dem Grabwiderstandsmodell nicht analytisch sondern durch Auswertung von Versuchsreihen berücksichtigt.

Im Folgenden werden die Formeln<sup>17</sup> zur analytischen Berechnung der übrigen Grabwiderstandskomponenten aus [7] und Kunze [52] vorgestellt, eine detaillierte Beschreibung und weitere Informationen finden sich in den angesprochenen Quellen. Abbildung 6.32 stellt die wichtigsten Größen und Kräfte grafisch dar.

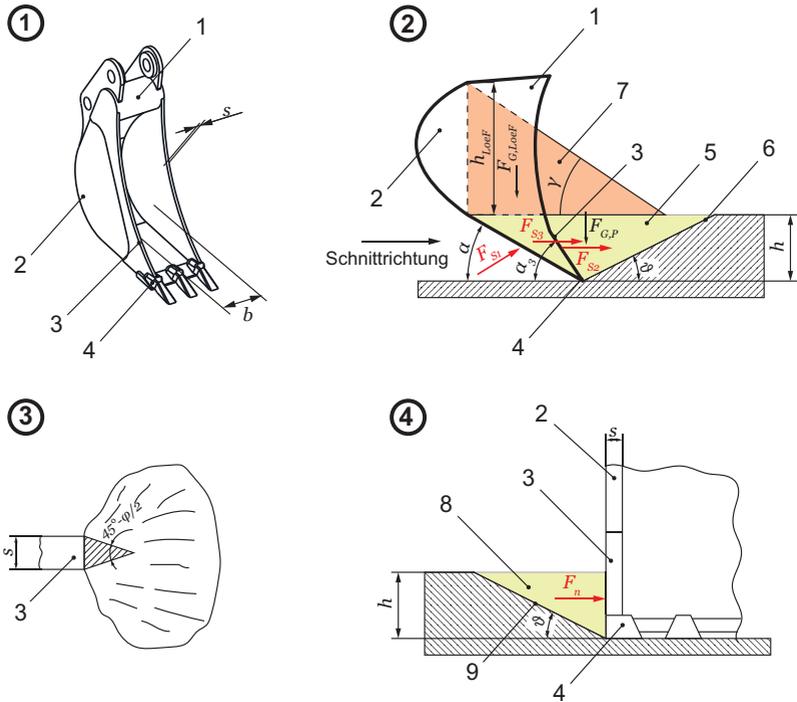
$F_{S1}$ , Gleichung 6.14, beschreibt den Eindringwiderstand der Grundschnie­de des Löffels mit Auflast, vgl. Abbildung 6.32 ②. In der Modellvorstellung werden die Schneide mit den aufgesetzten Zähnen und ein Teil des Boden­blechs des Löffels (Nr. 4) zusammen als eine geneigte Wand betrachtet, die einen keilförmigen Erdkörper (Nr. 5) auf einer um  $\vartheta$  geneigten Bruchebe­ne (Nr. 6) vor sich herschiebt.  $\varphi$ ,  $\varphi_{St}$  und  $\gamma$  sind Materialkennwerte bzw. durch Versuche zu bestimmen,  $\alpha$  bezeichnet den Schnittwinkel zwischen dem Aushubgrund und dem Bodenblech des Löffels.

$$F_{S1} = (F_{G,P} + F_{G,LoeF}) \cdot \frac{\sin(\vartheta + \varphi)}{\sin(\varphi_{St} + \alpha + \vartheta + \varphi)} + \Delta F_{S1} \quad (6.14)$$

$$\text{mit } F_{G,P} = \frac{1}{2} \zeta_f h^2 b g (\cot(\alpha) + \cot(\vartheta))$$

$$\text{und } F_{G,LoeF} = \frac{1}{2} \zeta_l h_{LoeF}^2 b g \cot(\gamma)$$

<sup>17</sup> Die für das GKM verwendeten Gleichungen enthalten eine Vielzahl verschiedener Parameter und Größen. Im Sinne einer eindeutigen Zuordnung sind alle hier verwendeten Größen im Formelverzeichnis in einem separaten Teil, *Größen des Grabkraftmodells*, und unabhängig von ihrer Zugehörigkeit zu einer bereits vorher eingeführten Kategorie zusammengefasst.



**Legende**

- |                           |   |                                  |
|---------------------------|---|----------------------------------|
| 1 Löffel                  | 5 Abbruchquerschnitt, frontal           | 8 Abbruchquerschnitt, seitlich   |
| 2 Seitenwand              | 6 Abbruchlinie /-kante, frontal         | 9 Abbruchlinie /-kante, seitlich |
| 3 Seitenschneide          | 7 gelöster Abbruchquerschnitt im Löffel |                                  |
| 4 Grundschnede mit Zähnen |   |                                  |

Abbildung 6.32: ①: Baggerlöffel, ②: Skizze zur Bestimmung der Grabwiderstände  $F_{S1}$  und  $F_{S2}$ , ③: Modellvorstellung "Muschelkörper" von  $F_{S2}$  in einer horizontalen Ebene, ④: Skizze zur Berechnung von  $F_{S3}$ , Frontalansicht von ①. Quelle: e. D. nach [7] und [52]

Zu Beginn des Grabvorgangs ist der Löffel noch leer, daher nimmt die Gewichtskraft der Löffelfüllung  $F_{G,LoeF}$  in Gleichung 6.14 während des Grabvorgangs bis auf einen maximalen Wert zu.  $\vartheta$  hängt nach [52] von  $\alpha$ ,  $\varphi$  und  $\varphi_{St}$  ab und kann durch Nullstellenbestimmung der Ableitung von Gleichung 6.14 (ohne  $F_{G,LoeF}$ ) bestimmt werden, Gleichung 6.15 .

$$\cot(\alpha) + \cot(\vartheta) + \tan(\varphi_{St} + \alpha + \vartheta + \varphi) \cdot \left( \frac{1}{-\sin^2(\vartheta)} - \cot(\vartheta + \varphi)(\cot(\alpha) + \cot(\vartheta)) \right) = 0 \quad (6.15)$$

Der zusätzliche Schnittkraftanteil  $\Delta F_{S1}$  bei kohäsiven Werkstoffen mit der spezifischen Kohäsion  $c$  berechnet sich nach Gleichung 6.16:

$$\Delta F_{S1} = \frac{c \cdot h \cdot b}{\sin(\vartheta)} \cdot \frac{\sin(\frac{\pi}{2} + \varphi)}{\sin(\varphi_{St} + \alpha + \vartheta - \frac{\pi}{2} + \frac{\pi}{2} + \varphi)} \quad (6.16)$$

Der Stirnwiderstand  $F_{S2}$  einer Seitenschneide beschreibt den Widerstand, den der Erdboden der eindringenden Seitenschneide entgegenstellt.  $F_{S2}$  wird mit Gleichung 6.17 berechnet.

$$F_{S2} = \zeta_f V g \cdot \frac{\sin(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2})}{\sin(\varphi_{St} + \alpha_1 + \frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2})} + \Delta F_{S2} \quad (6.17)$$

Der kohäsive Anteil  $\Delta F_{S2}$  von  $F_{S2}$  wird mit Gleichung 6.18 berechnet. Die Hilfsgrößen  $A_1$  bis  $A_5$  dienen der mathematischen Beschreibung verschiedener geometrischer Größen, deren genaue Definition kann z. B. [52] entnommen werden. Im Sinne der Übersichtlichkeit wurde hier darauf verzichtet.

$$\Delta F_{S2} = F_K \cdot \frac{\sin(\frac{\pi}{2} + \varphi)}{\sin(\varphi_{St} + \alpha_1 + \frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2})} \quad (6.18)$$

mit  $F_K = c(A_1 + 2A_2 + 2A_4 + 2A_5)$

Bei der Berechnung von  $F_{S2}$  wird davon ausgegangen, dass sich vor einer Seitenschneide ein muschelähnlicher, räumlicher Erdkörper ausbildet (Abbildung 6.32 ③), der unmittelbar vor der Stirnfläche der Schneide wiederum einen Erdstoffkeil bildet [52]. Das Volumen  $V$  dieses Erdstoffkörpers berechnet sich nach Gleichung 6.19.

$$V = \frac{1}{3}h^3 \cdot \frac{\frac{\pi}{2} + \varphi}{2} (\cot(\alpha_1) + \cot(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2}))^2 \quad (6.19)$$

Der Reibungswiderstand an den Löffelseitenwänden  $F_{S3}$  kann mit Gleichung 6.20 berechnet werden.

$$\begin{aligned} F_{S3} &= F_n \cdot z \tan(\varphi_{St}) = F_n \cdot z \cdot \mu_{St} \\ &= \frac{g \zeta_f h^2}{2} \cdot \frac{h(\cot(\alpha) - \tan(\frac{\pi}{2} - \alpha_1))}{2} \cdot \tan^2(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2}) \cdot z \cdot \mu_{St} \quad (6.20) \end{aligned}$$

Die Kraft  $F_n$  bezeichnet dabei die Normalkraft aus dem passiv wirkenden Erddruck auf die Seitenwände des Löffels (vgl. Abbildung 6.32 ④), der Term  $\tan(\varphi_{St})$  entspricht dem Reibungsbeiwert  $\mu_{St}$  zwischen Erde und Stahl.

Abbildung 6.33 zeigt das in Matlab / Simulink implementierte GKM. Zur Beherrschung der Vielfalt an geometrischen Beziehungen und notwendigen Größen wurde für die Simulation vereinfacht angenommen, dass die am Löffel angreifende Schnittkraft  $F_S$  nach Gleichung 6.21 berechnet werden kann:

$$F_S = F_{S1} + F_{S2} + F_{S3} \quad (6.21)$$

Die Wirkrichtung von  $F_S$  wurde weiterhin als tangential zur Grabkurve angenommen, als Angriffspunkt der Kraft wurde die Löffelspitze definiert<sup>18</sup>.

<sup>18</sup> Die hier beschriebenen Vereinfachungen waren für die durchgeführten Untersuchungen zielführend und zulässig, da alle Simulationen mit dem gleichen GKM und der gleichen Parametrierung durchgeführt und anschließend nur untereinander verglichen wurden. Die Vereinfachungen führen daher lediglich zu einem systematischen - und in diesem Falle ggf. behebbaren - Fehler.

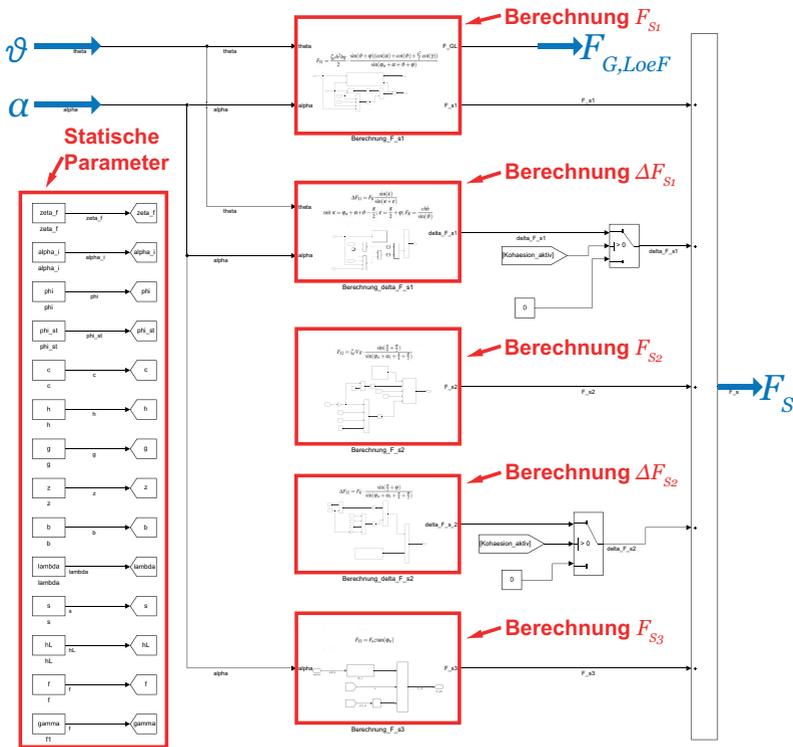


Abbildung 6.33: Baustein *Grabkraftmodell*: Schematische Darstellung des Modells in Matlab / Simulink. Quelle: e. D.

Es wurde weiterhin die Annahme getroffen, dass sich der Schnittwinkel  $\alpha$  während des Grabens in Abhängigkeit von der Löffelposition verändert und diese Veränderung in einer ebenen Betrachtung geometrisch ermittelt werden kann. Zur Bestimmung von  $\vartheta$  wurde daraufhin Gleichung 6.15 unter Verwendung der Analysissoftware *Maple* in Abhängigkeit von  $\alpha$  gelöst, siehe Abbildung 6.34 ③.

Da der simulierte Grabzyklus bekannt ist, wird das GKM weiterhin in Abhängigkeit der Zykluszeit aktiviert oder deaktiviert. Als Eingangsgröße

diert  $\alpha$ , siehe Abbildung 6.34 ①.  $\vartheta$  wird über eine Lookup-Table aus  $\alpha$  und der Lösung von Gleichung 6.15 bestimmt. In Abhängigkeit von  $\alpha$  und dem Steigungswinkel der Grabkurve  $\beta$  werden anschließend die horizontale und vertikale Komponente von  $F_S$  berechnet, siehe Abbildung 6.34 ② und ④, und an das MKS-Modell weitergeleitet.

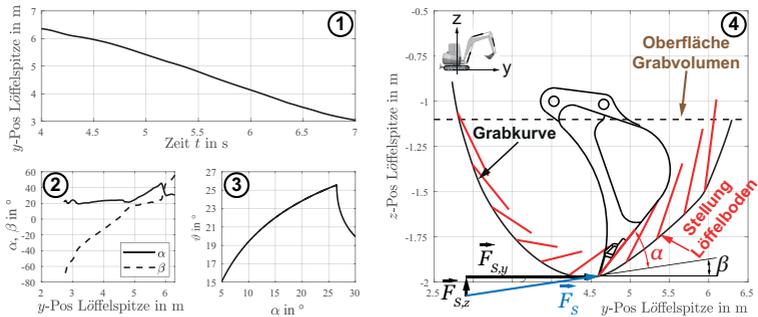


Abbildung 6.34: Verlauf von  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\vartheta$ , Löffelpos. und Grabkurve im 90°-Zyklus der Co-Simulation. Quelle: e. D.



## 7 Ergebnisse

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Arbeit und insbesondere aus Kapitel 6 zusammengefasst und erläutert.

### 7.1 Ergebnis: T/S-LV Schwingungsoptimierung

In Abbildung 7.1 ① bis ⑥ ist das Ergebnis einer Simulation des LS-SQRSD-Modells mit einem synthetischen Zyklus dargestellt. Zur Beschreibung der Ergebnisse werden im Folgenden die Bezeichnungen aus Abbildung 6.9 in Kapitel 6 verwendet.

Der synthetische Zyklus besteht aus einer konstanten Druck- und Volumenstrombelastung (ca. 300 bar, ca. 18 L/min) von Sektion 1, Abbildung 7.1 ① und ②, wodurch VS1 der lasthöchste Verbraucher ist. Der Zylinder in VS2 wird über die zwei ablaufseitig wirkenden PDBVe beim Aus- und Einfahren mit einer Rampenlast beaufschlagt.  $p_{LS,2}$  steigt dadurch beim Ausfahren von ca. 100 bar auf 200 bar, beim Einfahren von ca. 200 bar auf 250 bar an, wodurch T/S-LV2 zum Umschalten zwischen RS und Tank gezwungen wird. Die an VS2 angekoppelte, bewegte Masse wurde mit 2 t parametrisiert, um eine an den Zylinder angebundene Kinematik zu simulieren. VS2 wird mit einem Volumenstrom von ca. 60 L/min beaufschlagt, was einer Geschwindigkeit beim Ausfahren von ca. 140 mm/s und beim Einfahren von ca. 170 mm/s entspricht.

Abbildung 7.1 ①, stellt den Pumpen- und LS-Druck  $p_{LSP}$  und  $p_{LS}$  bzw. den individuellen LS-Druck  $p_{LS,i}$  dar, ② zeigt den Volumenstrom  $Q_{LSP}$  der LS-Pumpe und die Volumenströme  $Q_{S,i}$  der Sektionen VS1 und VS2. In ③ sind der Druck der Rückspeisesektion  $p_{RS}$  und die Rücklaufdrücke  $p_{Rk,i}$  der

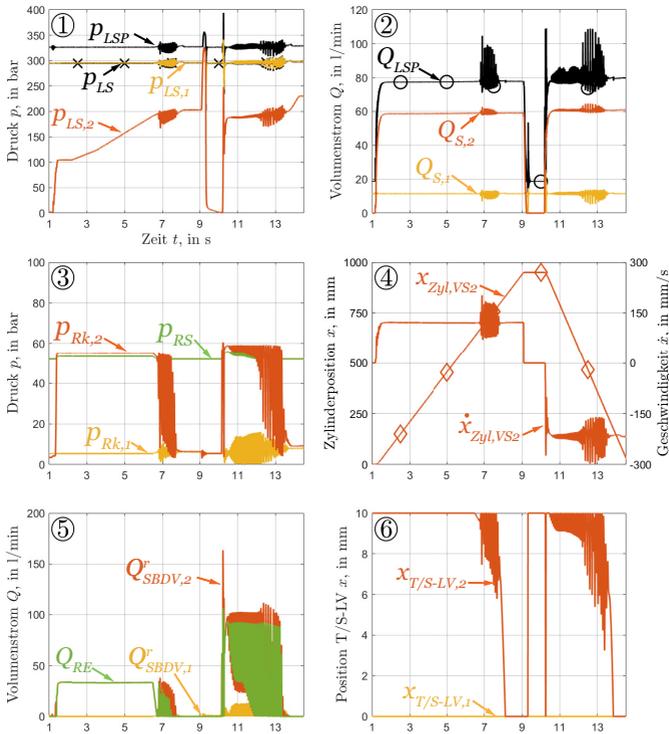


Abbildung 7.1: Simulationsergebnis LS-SQRSD, synthetischer Rampenlastzyklus.  
Quelle: e. D.

beiden Sektionen dargestellt. ④ zeigt den Zylinderweg  $x_{Zyl,i}$  und die Zylindergeschwindigkeit  $\dot{x}_{Zyl,i}$  von VS2, ⑤  $Q_{SBDV,i}^r$  der beiden Sektionen und den Volumenstrom der Rückspeiseeinheit  $Q_{RE}$ . Es ist ersichtlich, dass der Großteil von  $Q_{RE}$  aus S2 kommt. Abbildung 7.1 ⑥ können die Schieberpositionen  $x_{T/S-LV,i}$  der T/S-LVe entnommen werden.

In Abbildung 7.1 sind im Zeitbereich von ca. 7 s bis 8 s bzw. 10 s bis 14 s in allen Diagrammen die in Kapitel 6 beschriebenen Schwingungen sichtbar, insbesondere in ③, ⑤ und ⑥. Zudem zeigt ④ auch Auswirkungen auf

$\dot{x}_{Zyl,i}$ , d. h. die Schwingungen haben einen (bei gewählter Auflösung nicht sichtbaren) Einfluss auf  $x_{Zyl,i}$  und damit auf die angehängte Masse. In ① und ② wird zudem sichtbar, dass die Schwingungen Einfluss auf die LS-Pumpe und damit auf das gesamte System haben.

In Abbildung 7.2 ① bis ⑥ ist das Ergebnis einer Simulation desselben Zyklus mit dem LS-OPTRSD-Modell und einem nach Kapitel 6 optimierten T/S-LV in jeder Sektion dargestellt.

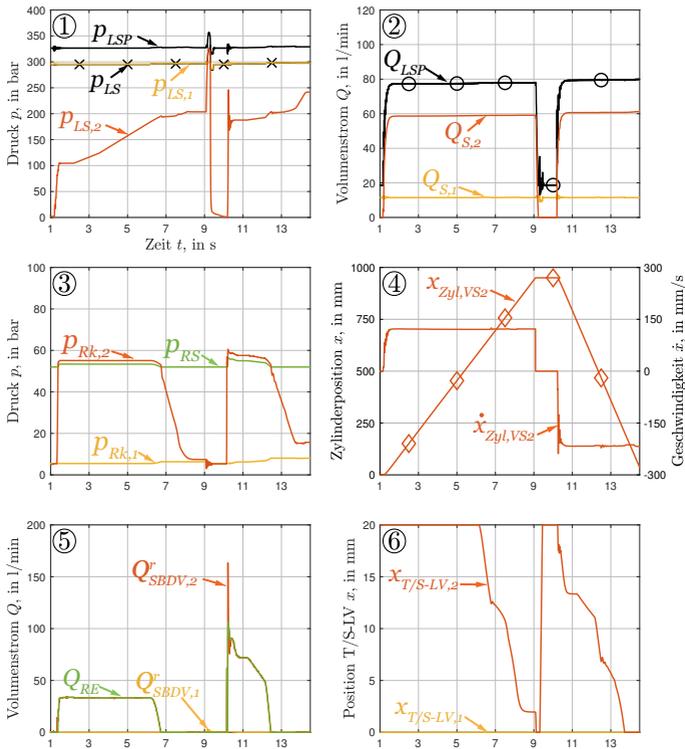


Abbildung 7.2: Simulationsergebnis LS-OPTRSD, synthetischer Rampenlastzyklus. Quelle: e. D.

Umgesetzt wurden die optimierte T/S-LV-Kennlinie, die Federoptimierung und eine Dämpfungsblende in der  $p_{LS}$ -Leitungen des Ventils. Die beim SQRSD-System auftretenden Schwingungen sind nicht mehr sichtbar, was VS2 und dem Gesamtsystem einen ruhigen und gleichmäßigen Betrieb ermöglicht. Eine Beeinflussung von VS1 ist ebenfalls nicht mehr sichtbar. Die Peaks von  $p_{LS,2}$  in Abbildung 7.2 ① werden durch das Einfahren des Zylinders in den oberen Anschlag bzw. durch den Beginn der Zylinderbewegung verursacht und sind bereits in Abbildung 7.1 ① erkennbar.

Tabelle 7.1 stellt die Parameter der T/S-LVe des SQRSD- und OPTRSD-Systems gegenüber. Abbildung 7.3 ① und ② zeigen die jeweilig zugehörigen Kennlinien der P/T-Kanten. Im Vergleich zur linearen Kennlinie des SQRSD-T/S-LVs hat das OPTRSD-T/S-LV eine durch Dreieckskerben modellierte progressive Kennlinie. Der maximale Öffnungsquerschnitt  $A_{max}$  des OPTRSD-T/S-LV wurde von  $628 \text{ mm}^2$  auf  $70 \text{ mm}^2$  reduziert, der maximale Schieberweg von 10 mm auf 20 mm verlängert. Dadurch hat das OPTRSD-T/S-LV einen deutlich längeren Feinsteuerbereich mit einem sehr geringen  $\frac{\partial p}{\partial x}$ -Gradienten. Die  $p_{LS}$ -Dämpfungsblende des OPTRSD-T/S-LVs hat einen Durchmesser von ca. 0,7 mm, siehe Abbildung 7.4.

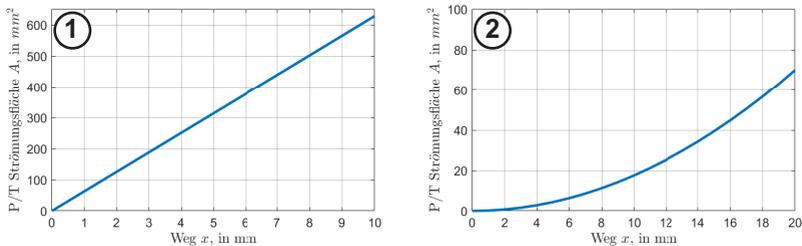


Abbildung 7.3: T/S-LV P/T-Kennl.: ① SQRSD, ② OPTRSD. Quelle: e. D.

Tabelle 7.1: T/S-LV-Optimierung: Parametervergleich LS-SQRSD/-OPTRSD

Parameter	Einheit	T/S-LV SQRSD	T/S-LV OPTRSD
Ventil T/S-LV			
Ventilart	--	2/2-Wege-Prop.-Ventil, hydr. angest.	
$D_{\text{Steuerfläche PLS}}$	mm	20	
$D_{\text{Steuerfläche PLS},i}$	mm	20	
$D_{\text{Steuerfläche PRS}}$	mm	20	
viskose Dämpfung	N s/mm	0,015	
Federsteifigkeit	N/mm	20	30
Federlänge	mm	18	20,5
Kolbenmasse	g	300	
$\varepsilon$	°	69	
max. Weg	mm	10	20
P/T-Kennlinie	--	linear	progressiv
$p_{LS}$ -Dämpfungsblende, siehe 1 in Abbildung 7.4			
Art	--	wurzelf. Widerstand	
Durchmesser	mm	10	0,7
$\alpha_D$	1	0,6	
Energievergleich			
$E_{LSP}$	kJ	520	518
$E_{V,SBDV,ges}$	kJ	151	148
$E_{RE}$	kJ	32	29

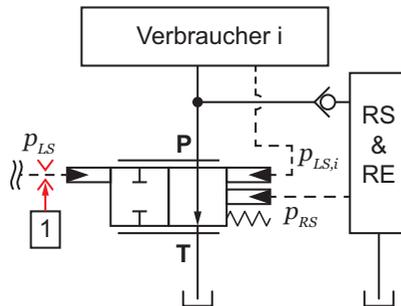


Abbildung 7.4: T/S-LV-Optimierung: Eingesetzte Dämpfungsblende. Quelle: e. D.

Durch die progressive Kennlinie und die Dämpfungsblende werden die Schwingungen in der Simulation aus Abbildung 7.2 vollständig eliminiert. Aufgrund des geringeren  $A_{max}$  hat das OPTRSD-T/S-LV allerdings höhere Strömungsverluste, was letztendlich zu einer Zunahme von  $E_{LSP}$  führt, wenn alle Sektionen mit einem T/S-LV ausgestattet werden. Abbildung 7.5 ① bis ④ zeigt die Energien  $E_{LSP}$ ,  $E_{V,SBDV,ges}$  und  $E_{RE}$  der drei Modelle REF-LS, LS-SQRSD und LS-OPTRSD nach einer Simulation mit dem synthetischen Zyklus. In ① und ④ stimmen die Pumpenenergien  $E_{LSP}$  der drei Modelle nahezu überein. Die Reduzierung der SBDVe,  $E_{V,SBDV,ges}$ , ist bei beiden RSD-Varianten ebenfalls vergleichbar. Die rückspeisbare Energie  $E_{RE}$  von LS-SQRSD beträgt ca. 32 kJ, die des LS-OPTRSD-Systems ca. 29 kJ.

Aufgrund des geringen  $Q_{S,1}$  fällt die Zunahme von  $E_{LSP}$  im Beispiel nur sehr gering aus und ist daher vernachlässigbar. Dennoch sind die P/T-Strömungsverluste des OPTRSD-T/S-LVs im Vergleich zum SQRSD-T/S-LV deutlich gestiegen. Bei einem größeren Volumenstrom kann dies zu einem mehr oder weniger signifikanten Anstieg von  $E_{LSP}$  führen. Wie bereits erörtert, benötigt das OPTRSD-System aufgrund der geringeren Strömungsquerschnittsflächen der T/S-LV-P/T-Kanten und der dadurch erhöhten zusätzlichen Verluste  $E_{V,zus,ges}$ , siehe Kapitel 5, mehr  $E_{LSP}$  als das SQRSD-System, welches je nach T/S-LV-Ausrüstung bereits mehr Energie benötigt

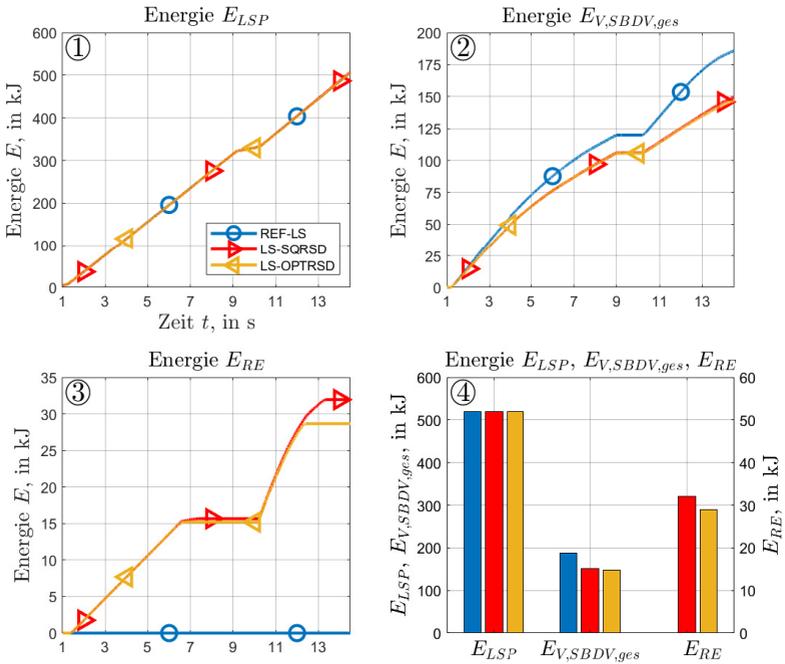


Abbildung 7.5: Energievergleich REF-LS, LS-SQRS, LS-OPTRSD. Quelle: e. D.

als das konventionelle LS-System. In Kapitel 5 wurde eine Analyse-  
 methode zur Identifikation einer geeigneten T/S-LV-Konfiguration in Abhängig-  
 keit von  $E_{V,zus,ges}$  vorgestellt, für die eben diskutierten Simulationen wurde  
 diese Optimierung allerdings nicht durchgeführt.

## 7.2 Ergebnis: Entwicklung Rückspeisesektion und Rückspeiseeinheit

In Kapitel 7.2 werden die Ergebnisse der RS-Auslegung für den Hydraulikbagger aus Kapitel 5 anhand der Daten des 90°-Zyklus und unter Anwendung der in Kapitel 6.4 eingeführten Methode detailliert dargestellt. Anschließend werden die wesentlichen Auslegungsergebnisse der RS für das CoSim-OPTRSD-Modell präsentiert, eine vollständige Darstellung erfolgt aus Platzgründen nicht. Die Bezeichnungen der einzelnen Schritte beziehen sich auf Abbildung 6.21.

### 7.2.1 RS-Auslegung 2K-/1K-System Hydraulikbagger

#### Ergebnisse Schritt 1 und 2: Analyse opt. Rückspeisedruckbereich und Speichervorauslegung

Abbildung 7.6 zeigt das Ergebnis der Druckbereichsanalyse für das 2K-System ① und 1K-System ② des Hydraulikbaggers aus Kapitel 5. Die Analyse nach Schritt 1, Abbildung 6.21 und Abbildung 6.22, wurde für die Konfigurationen Nr. 4 des 2K-Systems und Nr. 1 des 1K-Systems durchgeführt (vgl. hierzu Abbildungen 5.14 und 5.15).

Im 2K-System können bei  $p_{RS,opt} = 35$  bar ca. 12 %  $E_{V,SBDV,ges}$  rückgespeist werden, vgl. Abbildung 7.6 ①. Für  $p_{RS,min}$  bzw.  $p_{RS,max}$  wurden 7 bar bzw. 55 bar ermittelt.  $E_{V,zus,ges}$  beträgt in diesem Bereich unter 40 %  $E_{RS}$ , was nach dem Kurvenverlauf einen minimalen Bereich darstellt. Im Vergleich dazu können im 1K-System, Abbildung 7.6 ②, bei  $p_{RS,opt} = 45$  bar ca. 17 %  $E_{V,SBDV,ges}$  rückgespeist werden,  $p_{RS,min}$  bzw.  $p_{RS,max}$  betragen 18 bar bzw. 65 bar.  $E_{V,zus,ges}$  erreicht im optimalen Druckbereich Werte unter 10 %  $E_{RS}$ , was auf die höhere Energie  $E_{V,SBDV,ges}$  des 1K-Systems zurückzuführen ist. Tabelle 7.2 gibt eine Übersicht über die Ergebnisse der Druckbereichsanalyse und fasst die daraus berechneten Blasenspeicherparameter für das 2K- und 1K-System zusammen. Die Abweichung bei  $V_{SBDV,ges}$  des

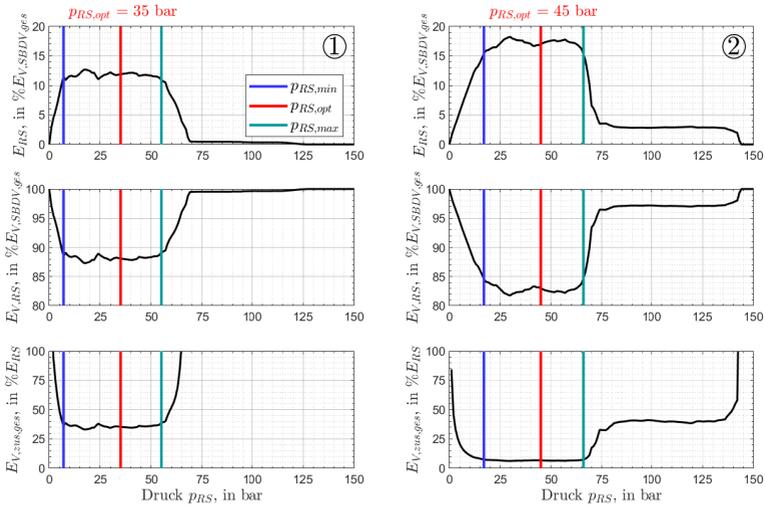


Abbildung 7.6:  $p_{RS}$ -Analyseergebnis: ① 2K-System, ② 1K-System. Quelle: e. D.

2K-Systems zwischen Abbildung 5.14 und Tabelle 7.2 ist auf das geringer gewählte  $p_{RS}$ -Niveau zurückzuführen.

### Vorbereitung u. Durchführung der RS-Parametervariation

In Abbildung 7.7 ist der vollfaktorielle Parametervariationsplan für beide Systeme dargestellt. Die Raster für  $V_{RE}$  und für  $V_0$  des Speichers wurden im Rahmen von Marktrecherchen<sup>1</sup> ermittelt.  $p_{0,max}$  wurde nach den in Kapitel 6 eingeführten Gleichungen berechnet.  $p_{0,min}$  wurde unter Berücksichtigung der Richtlinien aus Kapitel 2 und der Ergebnisse der Dauerleckage-Analyse gewählt, siehe Abbildung 7.8.

<sup>1</sup> Beide Recherchen wurden im Jahr 2022 durchgeführt.  $V_{RE}$ : Aus Produktportfolios der Firmen Bosch Rexroth AG, Parker Hannifin GmbH, Linde Hydraulics GmbH & Co. KG, HAWE Hydraulik SE.  $V_0$ : Aus Produktportfolios der Firmen HYDAC International AG, Parker Hannifin GmbH.

Tabelle 7.2: RS-/Speicherparameter 2K-/1K-System Hydraulikbagger

Größe	Einheit	2K-System		1K-System	
RS-Parameter					
$V_{SBDV,GSys}$	dm <sup>3</sup>	≈ 4,6 (Nr. 4, Abb. 5.14)		≈ 11,3 (Nr. 1, Abb. 5.15)	
$p_{RS,min}$	bar	7		18	
$p_{RS,opt}$	bar	35		45	
$p_{RS,max}$	bar	55		65	
$\dot{Q}_{SBDV,GSys}^r$	L/min	18		51	
Speicherparameter					
		konst.	var.	konst.	var.
$p_{0,min}$	bar	≈ 20			
$p_{0,max}$	bar	30	30	40	40
$p_1$	bar	35	35	45	45
$p_2$	bar	55	55	65	65
$p_3$	bar	62	62	72	72
$V_{0,min}$	dm <sup>3</sup>	≈ 5			
$V_{0,max}$	dm <sup>3</sup>	(200, max. verfügbares Speichervolumen)			

Untersuchungsplan: Par.-var. RS / RE			Xi_min : Δx : Xi_max			
Parameter	Bezeichnung	Größe / Einheit	1K		2K	
			konRE	varRE	konRE	varRE
X1	RE Schluckvolumen	V_RE / cm <sup>3</sup>	10 : 10 : 50	10 : 10 : 100	10 : 10 : 100	
X2	Speicher Vorfülldruck	p_0 / bar	20 : 2 : 40		20 : 2 : 30	
X3	Speicher Nennvolumen	V_0 / dm <sup>3</sup>	5; 6; 10; 13; 20; 24; 32; 50; 60; 80; 100; 130; 160; 200;			

Abbildung 7.7: RS-Entwicklung: Versuchsplan Parametervariation. Quelle: e. D.

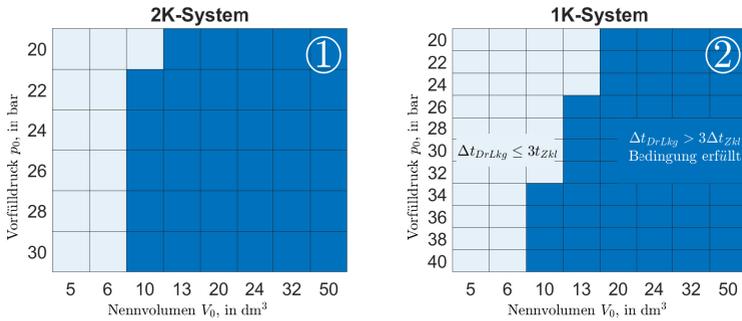


Abbildung 7.8: Ergebnis der Dauerleckage-Analyse. ①: 2K-, ②: 1K-System.  
 Quelle: e. D.

Für die simulative Analyse wurde in DSHPlus das Modell eines Realgasspeichers mit Stickstofffüllung verwendet. Die für den Wärmeübergang zur Verfügung stehende Fläche wurde anhand von  $V_0$  des Speichers und der typischen Blasenspeicherbauform überschlägig berechnet<sup>2</sup>. Abbildung 7.8 zeigt die Analysenergebnisse für das 2K-System ① und das 1K-System ②. Die Farbe der Rasterfelder gibt an, ob die definierte Leckagebedingung erfüllt wird oder nicht.

### Ergebnisse u. Auswertung der Parametervariation

Abbildungen 7.9 bis 7.12 zeigen die Ergebnisse der Parametervariation für das 2K- und 1K-System mit konRE und varRE. Der Aufbau der Diagramme ist immer gleich: Auf den horizontalen Achsen von Diagramm ③ werden der Speichervorfülldruck  $p_0$  und das RE-Schluckvolumen  $V_{RE}$  dargestellt, auf der vertikalen Achse die von der RE während eines Zyklus rückgespeiste Energie  $E_{RE,Zkl}$ , siehe Gleichung 5.21. Die Ergebnisse einer Simulation

<sup>2</sup> Die Speichernenn- und zugehörigen Gehäusegrößen wurden dem Produktportfolio der Firma HYDAC International GmbH entnommen. Als Wärmeübertragungskoeffizient wurde  $\alpha = 75 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  auf Empfehlung der Firma Fluidon / DSHPlus als gängiger konstanter Standardwert für hydr. Blasenspeicher aus Stahl eingesetzt.

werden in einem durch die drei Achsen aufgespannten räumlichen Punktgitter aufgetragen. Über die Farbe einer Gitteroberfläche wird das Speichervolumen  $V_0$  als dritter Variationsparameter festgelegt. Die beiden Diagramme ① und ② zeigen die linke Seiten- ( $V_{RE} / E_{RE,Zkl}$  - Ebene) und Vorderansicht ( $p_0 / E_{RE,Zkl}$  - Ebene) von Diagramm ③. In den drei Ansichten ist weiterhin eine rot-gestrichelte horizontale Ebene bei 90 %  $\max(E_{RE,Zkl})$  eingezeichnet.  $\max(E_{RE,Zkl})$  ist die maximal rückspeisbare Energie aller simulierter Parameterkombination eines Zyklus und eines Systems. Im Sinne der Übersichtlichkeit wird auf die Darstellung von Ergebnissen mit einer rückgespeisten Energie  $E_{RE,Zkl} \leq 50\% \max(E_{RE,Zkl})$  verzichtet.

Im Folgenden werden zunächst die Ergebnisse der Parametervariation des 2K-Systems mit konRE und varRE vorgestellt, daran anschließend die des 1K-Systems.

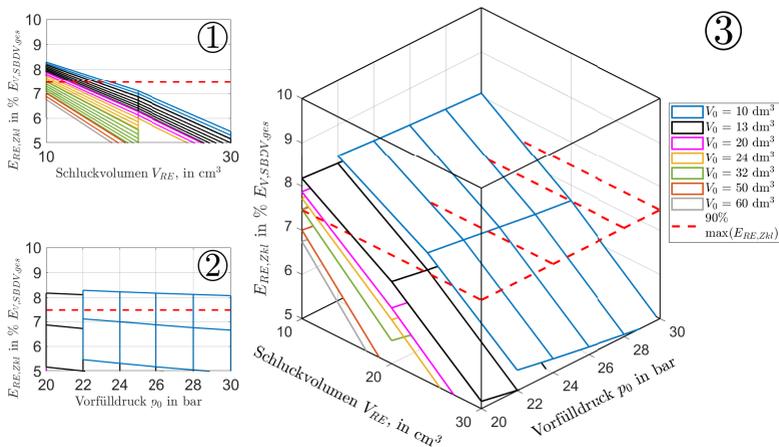


Abbildung 7.9: Ergebnis Parametervariation RS-Auslegung: 2K, konRE.

Quelle: e. D.

Im 2K-System mit konRE, Abbildungen 7.9 ① bis ③, wird  $E_{RE,Zkl}$  für kleine  $V_{RE}$ , kleine  $p_0$  und kleine  $V_0$  maximal. Bei einem visuellen Vergleich

## 7.2 Ergebnis: Entwicklung Rückspeisesektion und Rückspeiseeinheit

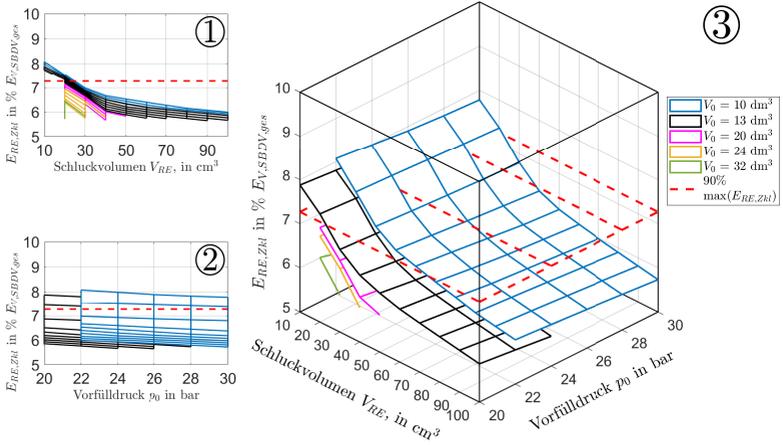


Abbildung 7.10: Ergebnis Parametervariation RS-Auslegung: 2K, varRE.  
Quelle: e. D.

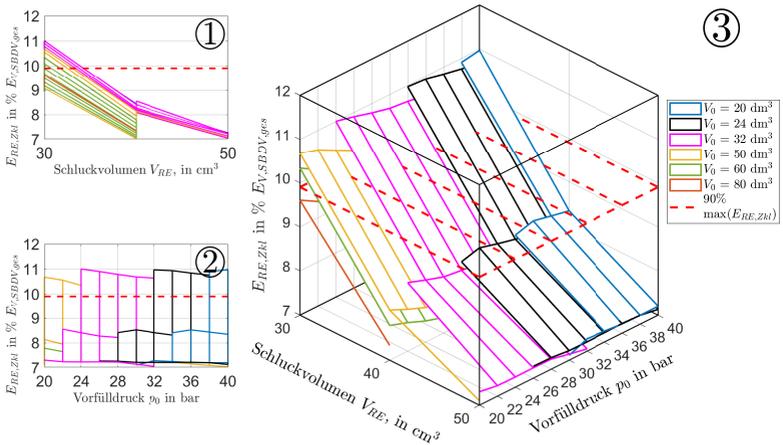


Abbildung 7.11: Ergebnis Parametervariation RS-Auslegung: 1K, konRE.  
Quelle: e. D.

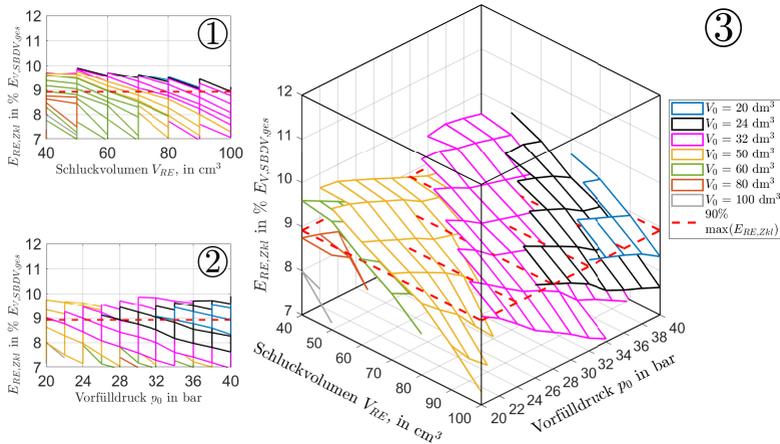


Abbildung 7.12: Ergebnis Parametervariation RS-Auslegung: 1K, varRE.  
Quelle: e. D.

der drei Parameter hat  $p_0$  den qualitativ geringsten Einfluss auf  $E_{RE,Zkl}$ , vgl. Abbildungen 7.9 ②. Die Simulation des 2K-Systems mit varRE, Abbildung 7.10 ① bis ③, zeigt ähnliche Ergebnisse.  $E_{RE,Zkl}$  wird ebenfalls für kleine  $V_{RE}$  und kleine  $V_0$  maximal. Der in Abbildung 7.10 ② sichtbare Einfluss von  $p_0$  ist erneut sehr gering. Im Vergleich zur konRE ist der  $V_{RE}$ -Bereich der varRE aufgrund der Verstellbarkeit deutlich größer. Beide RE-Varianten zeigen im 2K-System vergleichbare Maximalwerte von  $E_{RE,Zkl} \geq 8\% E_{V,SBDV,ges}$ . In Abbildung 7.9 ② und 7.10 ② ist zudem eine direkte Proportionalität zwischen  $V_0$  und  $p_0$  in Bezug auf  $E_{RE,Zkl}$  erkennbar.

Im 1K-System mit konRE, Abbildungen 7.11 ① bis ③, wird  $E_{RE,Zkl}$  ebenfalls für kleine  $V_{RE}$  maximal, für  $p_0$  kann keine eindeutige Tendenz festgestellt werden. Mit einer varRE, Abbildung 7.12 ① bis ③, zeigt sich erneut die bereits aus dem 2K-System bekannte indirekte  $V_0$ - $p_0$ -Proportionalität. Im Vergleich zu den bisherigen Ergebnissen wird  $E_{RE,Zkl}$  allerdings nicht in den Randbereichen aller Größen maximal. Je nach Konfiguration führen

Speicher mit  $24 \text{ dm}^3 \leq V_0 \leq 50 \text{ dm}^3$  und REs mit  $40 \text{ cm}^3 \leq V_{RE} \leq 70 \text{ cm}^3$  zu maximalen Werten, was dem gesamten System eine deutlich größere Flexibilität in der Auslegung gibt. Tabelle 7.3 fasst die optimalen  $p_0/V_0/V_{RE}$ -Kombinationen der RS für das 2K- bzw. 1K-System aus den Abbildungen 7.9 bis 7.12 zusammen.

Tabelle 7.3: Ergebnisse RS-Parametervariation 2K/1K-System. Quelle: e. D.

Größe	in	2K		1K	
		konRE	varRE	konRE	varRE
$V_0$	$\text{dm}^3$	10 - 24	10 - 13	32 - 60	10 - 50
$p_0$	bar	20 - 30	20 - 30	20 - 40	20 - 40
$V_{RE}$	$\text{cm}^3$	10 - 15	10 - 15	30 - 35	40 - 100
$\bar{\eta}_{RE,max}$	%	$\approx 80$	$\approx 65$	$\approx 80$	$\approx 46$
$E_{RE,Zkl}$	% $E_{V,SBDV,ges}$	$\geq 7,5$	$\geq 7,2$	$\geq 10$	$\geq 9$

In beiden Systemen erreichen die RE-Varianten vergleichbare  $E_{RE,Zkl}$ , obwohl der über alle Zyklen maximale erreichte Wirkungsgrad  $\bar{\eta}_{RE,max}$  der varRE deutlich geringer ausfällt als der der konRE, vgl. Tabelle 7.3. Daraus kann abgeleitet werden, dass eine varRE bei geeigneter Optimierung und damit verbunden einer Wirkungsgradsteigerung in beiden Systemen ein größeres Potential heben kann als eine konRE.

Die dargestellten Ergebnisse verdeutlichen, dass die Größen  $\eta_{RE}$ ,  $V_{RE}$ ,  $V_0$  und  $p_0$  auf  $E_{RE,Zkl}$  unterschiedliche und auch unterschiedlich starke Einflüsse auf  $E_{RE,Zkl}$  haben, welche im Folgenden aufgezeigt werden.

Der Einfluss von  $\eta_{RE}$  auf  $E_{RE,Zkl}$  ist trivial. Beide RE-Varianten sollten so ausgewählt werden, dass deren Nennbetriebsbereich möglichst im RS-Betriebsbereich liegt. Bei einer varRE können große Schwenkwinkel in den RS-Druckbereich  $p_{RS,opt} \leq p_{RS} \leq p_{RS,max}$  gelegt werden, was zu einem besseren Wirkungsgrad führt. Allerdings müssen die dadurch ggf. im unteren Regelbereich auftretenden Leerlaufverluste berücksichtigt werden. Eine Be-

triebsbereichsverschiebung z. B. durch Drehzahlanpassung ist für beide RE-Varianten denkbar.

Die richtige Wahl von  $V_{RE}$  ist vor allem für eine konRE von großer Bedeutung. Je kleiner  $V_{RE}$ , desto geringer ist der von der RE maximal geförderte Volumenstrom und desto mehr rückströmendes Öl muss der Speicher aufnehmen und vorhalten können. Hieraus kann sich ein günstiger Betriebsbereich für die RE ergeben. Gleichzeitig steigt dabei allerdings auch das Risiko, dass der RS-Druck  $p_{RS,max}$  erreicht und Öl über das RSDBV zum Tank abgeführt wird, vgl. Abbildung 6.23. Wenn  $V_{RE}$  so groß gewählt wird, dass  $Q_{RE}$  generell größer als  $Q_{SBDV,GSys}^f$  ist, kann sich  $p_{RS}$  nicht aufbauen, was eine Effizienzsteigerung durch die Schaltung verhindert. Eine varRE kann durch eine geeignete Regelung flexibel angepasst werden, allerdings sollte eine Überdimensionierung aus Effizienz-, Bauraum- und Kostengründen vermieden werden.

$V_0$  hat ebenfalls einen signifikanten Einfluss auf  $E_{RE,Zkl}$ . Ist  $V_0$  zu klein, so steigt der Druck bereits beim Einspeichern kleiner Ölmengen stark an, wodurch  $p_{RS,max}$  frühzeitig erreicht wird. Weiteres rückspeisbares Öl wird daher über das RSDBV zum Tank abgelassen. Im Gegensatz dazu steigt der Druck bei einem (zu) großen Speicher während des Einspeicherns deutlich geringer an, weswegen große Ölmengen notwendig sind, um  $p_{RS}$  aufzubauen, geschweige denn anheben zu können. Dadurch kann die SBDV-Reduzierung geringer ausfallen. Zudem führen lange Speicherzeiten bei den üblicherweise adiabaten Einspeichervorgängen zu einem Wärmeaustausch zwischen Öl, Speicher und Umgebung und damit zu einem sinkenden  $p_{RS}$ -Niveau und weiteren Energieverlusten.

Der Einfluss von  $p_0$  ist nicht signifikant. Dennoch kann über eine angepasste Wahl von  $p_0$  die Speicherladekurve beeinflusst werden, wodurch z. B. der Arbeitsbereich der RS im Betrieb an unterschiedliche Tätigkeiten angepasst werden kann.  $p_0$  und der  $\frac{\partial p}{\partial V}$ -Gradient eines Speichers verlaufen indirekt proportional, d. h. je höher  $p_0$  ist, desto geringer ist der Druckanstieg von  $p_1$  auf  $p_2$ , den eine Ölmenge  $\Delta V$  bei der Kompression verursacht.

## 7.2.2 RS-Auslegung Modell CoSim-LS

Abbildung 7.13 zeigt die Ergebnisse der RS-Auslegung für das CoSim-Modell, die anschließend in das Modell CoSim-OPTRSD integriert wurden.

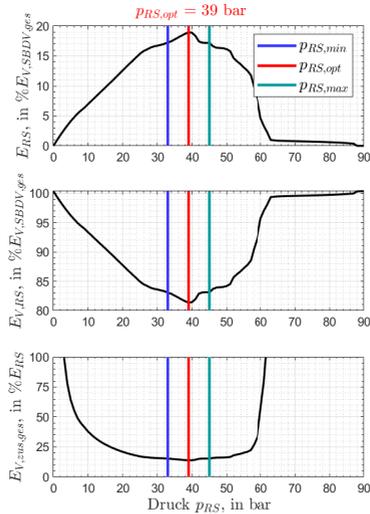


Abbildung 7.13:  $p_{RS}$ -Analyseergebnis Modell CoSim-LS. Quelle: e. D.

Der optimale Rückspeisedruck  $p_{RS,opt}$  des CoSim-90°-Zyklus liegt bei 39 bar. Mit der bereits bekannten zulässigen Abweichung von  $\pm 10\% \max(E_{RS,Zkl})$  kann der Bereich für  $p_{RS,opt}$  nach unten und oben durch  $p_{RS,min} = 33$  bar und  $p_{RS,max} = 45$  bar eingegrenzt werden. Bis zu 19%  $E_{V,SBDV,ges}$  können im Bestpunkt zurückgewonnen werden, aktive Lasten bleiben hiervon unberücksichtigt. Der mittlere Volumenstrom  $\bar{Q}_{SBDV}^r$  beträgt  $\approx 43$  L/min, siehe auch Tabelle 7.4.

Tabelle 7.4: Zusammenfassung RS-Parameter CoSim-LS

Größe	Einheit	1K-System	Größe	Einheit	1K-System
RS-Parameter			Speicherparameter		
$V_{SBDV,ges}$	dm <sup>3</sup>	≈ 10	$p_0$	bar	30
$p_{RS,min}$	bar	33	$p_1$	bar	33
$p_{RS,opt}$	bar	39	$p_2$	bar	45
$p_{RS,max}$	bar	45	$p_3$	bar	60
$\bar{Q}_{SBDV}^r$	L/min	20	$V_0$	dm <sup>3</sup>	24
$V_{konRE}$	cm <sup>3</sup>	10			

### 7.3 Ergebnis: Performanceuntersuchung LS-OPTRSD-System

In den Abbildungen 7.14 bis 7.17 werden die Simulationsergebnisse aus der CoSimulation des 90°-Zyklus aus Abbildung 6.31 dargestellt. Im Folgenden wird ein Vergleich ausgewählter charakteristischer Größen zwischen dem konventionellen LS-System, CoSim-LS (Index *LS*), und dem LS-System mit optimierter RSD-Schaltung, CoSim-OPTRSD<sup>3</sup> (Index *OPTRSD*), durchgeführt. Im Sinne der Lesbarkeit wird bei den Modellbezeichnungen im Text des Abschnitts auf den Zusatz "CoSim" verzichtet. Zunächst werden Bewegungs- und Geschwindigkeitsverläufe der Aktoren und Ventile der beiden Systeme miteinander verglichen, daran anschließend die Verläufe der Drücke  $p_{LS}$  und  $p_{LS,i}$ .

In Abbildung 7.14 sind die Wege- und Geschwindigkeitsverläufe  $x_i$  bzw.  $\dot{x}_i$  bzw.  $\dot{\alpha}$  der Verbraucher Ausleger ①, Stiel ②, Löffel ③ und Schwenkwerk ④ dargestellt. Bei beiden Systemen zeigt sich eine sehr gute

<sup>3</sup> Das CoSim-SQRSD-Modell ist lediglich ein Zwischenstand in der Entwicklung des CoSim-OPTRSD-Modells, weswegen dessen Ergebnisse nicht dargestellt werden.

Übereinstimmung der Verläufe von Weg und Geschwindigkeit aller Aktoren während des Zyklus, es treten keine sichtbaren Schwingungen auf.

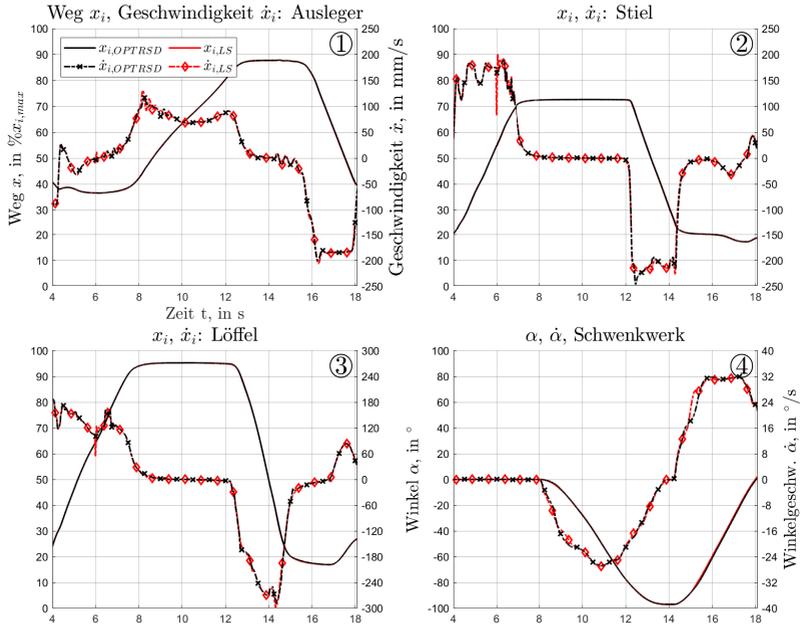


Abbildung 7.14: Vergleich CoSim-LS vs. -OPTRSD:  $x_i, \dot{x}_i$  bzw.  $\alpha_i, \dot{\alpha}_i$  der Verbraucher. Quelle: e. D.

Die Weg- bzw. Geschwindigkeitsverläufe der SWVe  $x_{SWV,i}$  bzw.  $\dot{x}_{SWV,i}$ , siehe Abbildungen 7.15 ① bis ④, zeigen für Ausleger, Stiel und Löffel ebenfalls eine sehr gute Übereinstimmung. Beim Schwenkwerk ④ weichen  $x_{SWV}$  und  $\dot{x}_{SWV}$  in mehreren Zeitbereichen (z.B 9 s bis 10 s) sichtbar voneinander ab, was einer veränderten Ventilansteuerung durch das Fahrermodell entspricht. Trotzdem ist der Verlauf des Ansteuersignals rein optisch nach wie vor natürlich, zudem treten im Bewegungsablauf des Schwenkwerks keine signifikanten Abweichungen auf, die die Performance des OPTRSD-Systems verschlechtern würden.

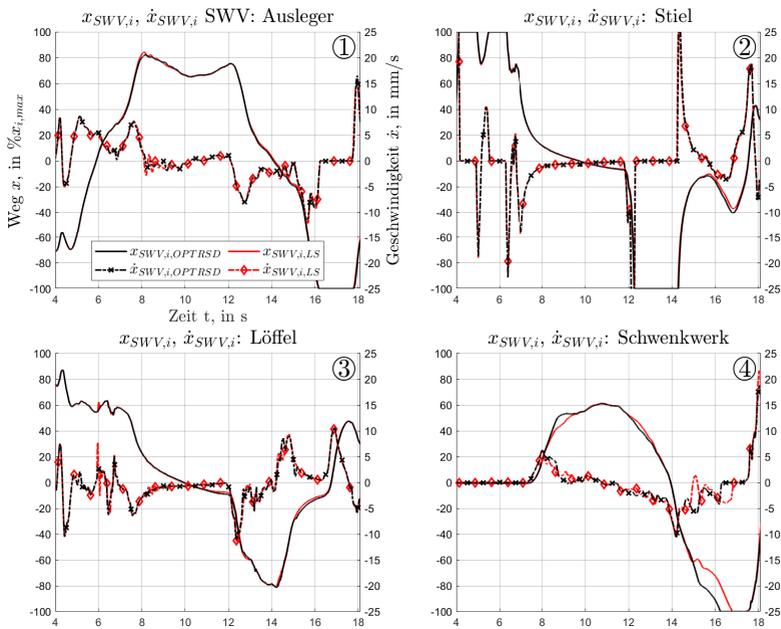


Abbildung 7.15: Vergleich CoSim-LS vs. -OPTRSD:  $x_i, \dot{x}_i$  der Sektionsventile.  
Quelle: e. D.

Neben der rein optischen Analyse werden die Abweichungen zwischen den Positions- und Geschwindigkeitsverläufen der Aktoren und Ventile im Folgenden mit Box-Whisker-Diagrammen quantifiziert, siehe Abbildung 7.16 und Tabelle 7.5. Die Auswertung der Druckverläufe erfolgt rein optisch und qualitativ.

Die Abweichungen zwischen Soll- und Istweg<sup>4</sup> aller Aktoren sind inklusive aller Ausreißer unter  $\pm 5\%$ , für die Quartile gilt  $|Q_{25\%/75\%}| \leq 1\%$ . Alle Mediane liegen nahe bei oder sind null. Die Ausreißer der Aktorgeschwindigkeiten sind stärker verteilt und weichen daher auch deutlich stärker von ihren Medianen ab, dennoch gilt auch hier  $|Q_{25\%/75\%}| \leq 5\%$  für bei-

<sup>4</sup> Der Sollweg wird durch das LS-System, der Istweg durch das OPTRSD-System definiert.

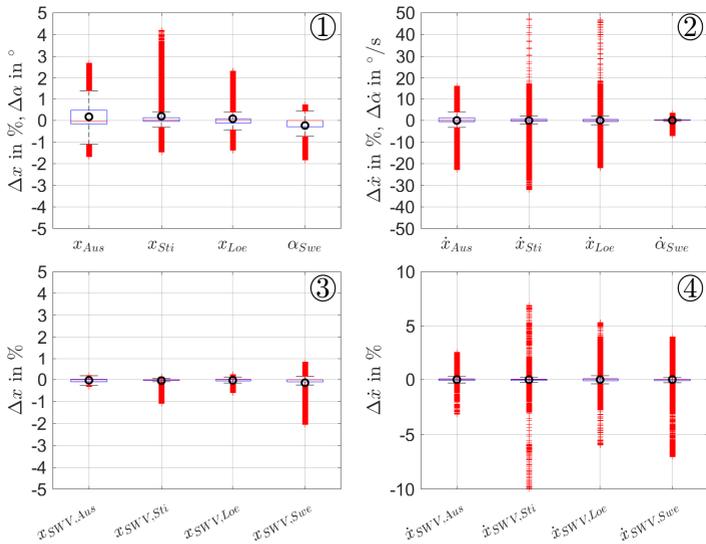


Abbildung 7.16: Verteilung der kin. Abweichungen zw. CoSim-LS und -OPTRSD, Darstellung als Box-Whisker-Diagramme. Quelle: e. D.

Tabelle 7.5: Verteilung der kin. Abweichungen zw. CoSim-LS und -OPTRSD, Zusammenfassung der Box-Whisker-Kenngrößen.

Größe	$x_{Aus}$	$x_{Sti}$	$x_{Loe}$	$\alpha_{Swe}$	$\dot{x}_{Aus}$	$\dot{x}_{Sti}$	$\dot{x}_{Loe}$	$\dot{\alpha}_{Swe}$
Einheit	%							
Minimum	-1.6	-1.6	-1.4	-1.8	-29.9	-32.2	-24.4	-6.8
$Q_{25\%}$	-0.1	-0.0	-0.1	-0.3	-0.5	-0.4	-0.6	0.0
Median	0.0	0.0	0.0	0.0	0.1	0.0	0.0	0.0
Mittelwert	0.2	0.2	0.1	-0.2	0.0	0.0	0.0	0.0
$Q_{75\%}$	0.5	0.1	0.1	0.0	1.6	0.6	0.6	0.2
Maximum	2.9	4.2	2.3	0.8	16.4	84.1	47.8	4.1
IQA	0.6	0.2	0.2	0.3	2.1	1.0	1.2	0.2
% Ausreißer	6.9	27.0	25.6	18.6	17.5	19.6	12.3	28.6
Größe	$\dot{x}_{SWV,Aus}$	$\dot{x}_{SWV,Sti}$	$\dot{x}_{SWV,Loe}$	$\dot{x}_{SWV,Swe}$	$\dot{x}_{SWV,Aus}$	$\dot{x}_{SWV,Sti}$	$\dot{x}_{SWV,Loe}$	$\dot{x}_{SWV,Swe}$
Einheit	%							
Minimum	-0.3	-1.0	-0.6	-2.1	-3.4	-10.9	-6.1	-6.8
$Q_{25\%}$	-0.1	-0.0	-0.1	-0.1	-0.1	-0.1	-0.1	-0.1
Median	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Mittelwert	0.0	0.0	0.0	-0.1	0.0	0.0	0.0	0.0
$Q_{75\%}$	0.0	0.1	0.0	0.0	0.1	0.0	0.1	0.0
Maximum	0.2	0.2	0.3	0.8	3.8	7.0	5.2	4.5
IQA	0.1	0.0	0.1	0.1	0.2	0.1	0.2	0.1
% Ausreißer	1.0	16.8	12.2	26.4	25.5	29.1	12.3	34.5

de Quartile. Die jeweiligen Mediane und Mittelwerte liegen ebenfalls sehr nahe bei oder sind null. Damit ist die Positions- und Geschwindigkeitstreu der Aktoren zwischen CoSim-LS und CoSim-OPTRSD gegeben. Auch bei den Ventilen zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung der Positions- und Geschwindigkeitsverläufe der Schieber.

Zusammenfassend erbringen die Abbildungen 7.14 bis 7.16 und Tabelle 7.5 den geforderten Nachweis, dass die Optimierung eines LS-Systems mit der RSD-Schaltung nicht zu nennenswerten Performanceproblemen führt und dass die Performance des optimierten Systems mit der des konventionellen Systems vergleichbar ist. Auftretende Schwingungen können durch die in Kapitel 6 vorgeschlagenen Dämpfungsmaßnahmen zufriedenstellend reduziert werden. Weiterhin führt die RSD-Optimierung nicht zu signifikanten Veränderungen im Steuerverhalten des Fahrermodells.

In Abbildung 7.17 sind die Drücke  $p_{LS}$  bzw.  $p_{LS,i}$  der beiden Systemvarianten dargestellt. Vor allem bei den Verbrauchern Ausleger ①, Stiel ② und Löffel ③ sind signifikante Abweichungen bei  $p_{LS,i}$  der beiden Systeme erkennbar. Beispielsweise wird  $p_{LS,Aus,OPTRSD}$  im Zeitraum von 15 s bis 18 s um über 60 bar angehoben,  $p_{LS,Loe,OPTRSD}$  um über 50 bar. Der Unterschied in der  $p_{LS,i}$ -Erhöhung der einzelnen Verbraucher ist auf die unterschiedlichen  $x_A$  der Zylinder und auf Strömungsverluste zurückzuführen. Wie in ④ ersichtlich, ist das Schwenkwerk von 8 s bis 18 s der zeitlich dominante lasthöchste Verbraucher, weswegen  $p_{LS,Swe,OPTRSD}$  keine vergleichbar großen Abweichungen zeigt.

Allerdings zeigt Abbildung 7.17 ①, dass der durch das Schwenkwerk maßgeblich definierte LS-Druck  $p_{LS}$  beider Systeme zeitweise abweicht. Von ca. 12 s bis 16 s ist  $p_{LS,OPTRSD}$  sichtbar aber nicht durchgehend größer als  $p_{LS}$ . Die Auswertungen der Ergebnisse haben die dämpfungsbedingt reduzierte Dynamik und die durch das T/S-LV verursachten Drosselverluste als Ursachen ergeben.

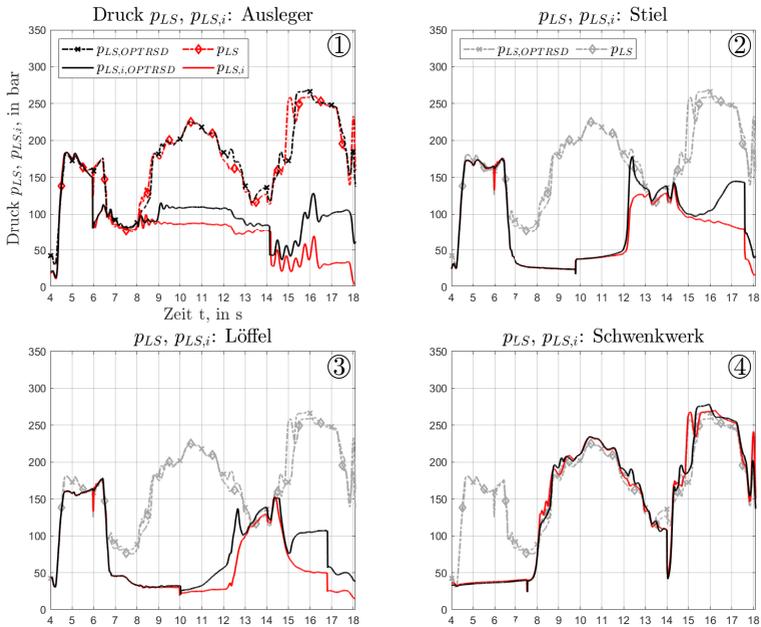


Abbildung 7.17: Vergleich CoSim-LS vs. -OPTRSD:  $p_{LS}$ ,  $p_{LS,i}$  Gesamtsystem u. Sektionen. Quelle: e. D.

Daraus ergibt sich das bereits angesprochene Optimierungsproblem zwischen Performance und Effizienzsteigerung, welches für jede Applikation separat betrachtet und gelöst werden muss. Dies wird im folgenden Energievergleich, Abbildung 7.18 noch deutlicher. Dargestellt sind die SBDV der Verbrauchersektionen ① und die Energiedifferenzen zwischen  $E_{LSP}$ ,  $E_{V,SBDV,i}$  und  $E_{RE}$  ②, jeweils normiert auf  $E_{LSP,LS}$ , d. h. auf den Energieverbrauch des CoSim-LS-Modells.

Nach Abbildung 7.18 ② wurden die SBDV der Verbraucher im OPTRSD-System in Summe um  $\approx 5\% E_{LSP,LS}$  reduziert. Die rückgespeiste Energie  $E_{RE,OPTRSD}$  beträgt  $\approx 2\% E_{LSP,LS}$ , was auf Strömungsverluste in der RS und nicht zuletzt auf  $\eta_{RE}$  zurückzuführen ist. Demgegenüber stehen allerdings

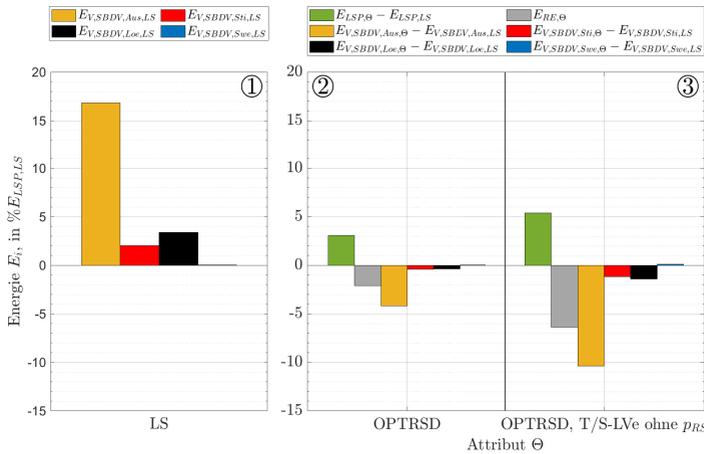


Abbildung 7.18: Ergebnis CoSim-OPTRSD: ①:  $E_{V,SBDV,i}$ -Zusammensetzung. Energievergleich  $E_{V,SBDV,i}$ ,  $E_{RE,i}$  eines OPTRSD-Systems mit T/S-LVs mit ② bzw. ohne ③  $p_{RS}$ -Steueranschluss. Quelle: e. D.

eine Erhöhung des Energiebedarfs der LS-Pumpe um  $\approx 3\% E_{LSP,LS}$ , d. h. dass OPTRSD-System benötigt trotz Rückspeisung mehr Energie als das LS-System. Wie bereits erwähnt, liegt die Ursache hierfür in der reduzierten Dynamik der T/S-LVe und in den T/S-LV-Strömungsverlusten. Aufgrund der Dämpfungsblende in der  $p_{LS}$ -Leitung kann der T/S-LV-Schieber den Rücklauf beim Wechsel des Belastungszustands nicht schnell genug öffnen, woraus ein erhöhter  $p_{LS,i}$  und damit auch  $p_{LS}$  resultiert. Dieses Problem kann durch eine Optimierung zwischen Performance und Energieeffizienz in der konkreten Applikation behoben werden, welche im Rahmen dieser Arbeit allerdings nicht durchgeführt wurde.

## Effizienzsteigerungspotential eines T/S-LV ohne

### $p_{RS}$ -Druckanschluss

Abschließend wird die in Kapitel 6.3 eingeführte T/S-LV-Variante ohne  $p_{RS}$ -Anschluss hinsichtlich ihres Effizienzsteigerungspotentials betrachtet. Die Ergebnisse in Abbildung 7.18 ② wurden ebenfalls mittels CoSimulation erzeugt. Durch das Entfernen des  $p_{RS}$ -Anschlusses am T/S-LV konnte der RS-Druck im untersuchten Beispiel auf  $p_{RS} = 100\text{bar}$  angehoben werden, die weiteren Parameter der Simulation bleiben unverändert. Auf die Darstellung der Bewegungs- und Geschwindigkeitsverläufe wird daher verzichtet.

Der Energievergleich aus Abbildung 7.18 zeigt, dass die SBDV aller Verbraucher signifikant stärker reduziert werden, wenn an den T/S-LVen der Anschluss für  $p_{RS}$  entfällt. Für den Ausleger verdoppelt sich die Reduzierung, bei Stiel und Löffel verdreifacht sie sich. Auch  $E_{RE}$  nimmt auf über 6%  $E_{LSP,LS}$  zu.  $E_{LSP}$  steigt ebenfalls auf  $\approx 5\%$   $E_{LSP,LS}$  an und liegt damit  $\approx 1\%$   $E_{LSP,LS}$  unter  $E_{RE}$ . Der Energievergleich zeigt damit, dass das effektiv hebbare Potential der RSD-Maßnahme durch die Verwendung eines T/S-LVs ohne  $p_{RS}$ -Anschluss signifikant gesteigert werden kann. Durch geeignete Optimierung der Strömungs- und Drosselverluste der RSD-Komponenten ist eine positive Effizienzsteigerung des Gesamtsystems zu erwarten.

## Fazit der CoSimulations-Ergebnisse

Durch die CoSimulation konnte gezeigt werden, dass die SBDV der Verbraucher eines LS-Systems durch die RSD-Maßnahme signifikant reduziert werden können, im untersuchten 90°-Zyklus je nach Verbraucher im Bereich von 15% bis 26%  $E_{V,SBDV,i}$ . Dies entspricht  $\approx 0,5\%$  bis 4,5%  $E_{LSP}$ . Weiterhin konnte gezeigt werden, dass beide Systemvarianten, konventionelles und RSD-optimiertes LS-System, über eine vergleichbar gute Performance verfügen und dass die in dieser Arbeit entwickelten Dämpfungsmaßnahmen auch in der CoSimulation effektiv wirken. In den Simulationsergebnissen eines Systems mit T/S-LVen ohne  $p_{RS}$ -Anschluss konnte eine

geringe Effizienzsteigerung des Gesamtsystems von  $\approx 1\% E_{LSP,LS}$  nachgewiesen werden. Durch die Lösung des bereits angesprochenen Optimierungsproblems zwischen der reduzierten Dynamik und den erhöhten Drosselverlusten der T/S-LVe einerseits, der Performance und der erreichbaren SBDV-Reduzierung andererseits, kann die erreichbare Effizienzsteigerung des Gesamtsystems nach Einschätzung des Autors noch signifikant gesteigert werden. Vor allem ist eine Wirkungsgradoptimierung von RS und RE notwendig, um die rückgewonnene SBDV-Energie dem System möglichst verlustfrei wieder zuführen zu können. In Verbindung mit einem konkreten Anwendungsfall, d. h. einer spezifischen Maschine mit entsprechenden Komponenten, kann das Optimierungsproblem applikationsorientiert gelöst werden, wobei die RSD-Maßnahme ein bewiesenermaßen effektives Mittel darstellt, die systembedingten Druckverluste eines Hydraulikbaggers während des Betriebs signifikant zu reduzieren.

## **8 Zusammenfassung und Ausblick**

Kapitel 8 fasst die Ergebnisse der Arbeit zusammen und gibt einen Ausblick auf ein mögliches weiteres Vorgehen.

### **8.1 Zusammenfassung**

In dieser Arbeit wurde eine rein hydraulische Schaltung für mobilhydraulische Load-Sensing-Systeme (LS-Systeme) untersucht und entwickelt, welche deren Teillastverluste, in der Arbeit als systembedingte Druckverluste (SBDV) bezeichnet, reduzieren und dadurch die Effizienz des Gesamtsystems steigern kann, ohne einen unerwünschten Einfluss auf die Performance des Systems zu haben. Mittels gekoppelter Simulation wurde die erreichbare Effizienzsteigerung eines derart optimierten LS-Systems am Beispiel eines Hydraulikbaggers untersucht. Darüber hinaus wurde die Performance des optimierten Systems im Vergleich zu der Performance des konventionellen LS-Systems bewertet.

Zu Beginn der Arbeit wurde der aktuelle Stand von Forschung und Technik zur Effizienzsteigerung mobiler Arbeitsmaschinen im Allgemeinen und durch die Reduzierung systembedingter Druckverluste (RSD) bei modernen Hydrauliksystemen im Speziellen aufgezeigt. Bis auf wenige Ausnahmen weisen alle gängigen Hydrauliksysteme für Arbeitsfunktionen mobiler Arbeitsmaschinen SBDV auf. Als effektivste und bereits im Markt anzutreffende Ansätze zur SBDV-Reduzierung sind eine Mehrkreisaufteilung bzw. Dezentralisierung in Verbindung mit Verdrängersteuerung zu nennen. Bei den meisten anderen Systemen und insbesondere bei LS-Systemen ist weiterhin

ein signifikantes Effizienzsteigerungspotential durch SBDV-Reduzierung vorhanden.

Das grundlegende Prinzip der RSD-Schaltung beruht auf der rücklaufseitigen Druckanhebung von niedrig belasteten Verbrauchersektionen und einer damit verbundenen Aufteilung der an den Individualdruckwaagen abzudrosselnden Druckdifferenz zwischen der jeweiligen Druckwaage und einer Rückspeisesektion (RS). Die dadurch in der RS zur Verfügung stehende hydraulische Energie kann dem System durch eine geeignete Rückspeiseeinheit (RE) wieder zugeführt und so dessen Gesamteffizienz gesteigert werden.

Die RSD-Schaltung besteht in ihrer Grundform aus den sektionsindividuellen Tank-/Speicher-Logikventilen (T/S-LVen), einer RS und einer darin integrierten RE. Ein T/S-LV identifiziert den Belastungszustand seiner Sektion aufgrund des am Ventilschieber über Steuerflächen abgebildeten Kräftegleichgewichts. Bei einer niedrigen Belastung drosselt das T/S-LV den Rücklauf des Verbrauchers an, wodurch das rückfließende Öl zur RS geleitet wird, die im wesentlichen aus einem Hydraulikspeicher und der RE besteht. Dieser dient als Energiespeicher, zum Ausgleich von Volumenstromschwankungen und hat darüber hinaus die Aufgabe, das RS-Druckniveau  $p_{RS}$  aufrecht zu erhalten. Als hydraulisch-mechanische RE kann z. B. ein Hydraulikmotor mit konstantem oder variablem Schluckvolumen eingesetzt werden. Andere Rückspeisevarianten wurden im Rahmen dieser Arbeit nicht berücksichtigt.

Die Schaltung wurde hinsichtlich ihrer Kompatibilität zu modernen LS-Systemen und deren Komponenten untersucht. Hydraulische Zylinder und Motoren sind uneingeschränkt kompatibel. Der RSD-bedingt erhöhte Rücklaufdruck hat Einfluss auf die Funktion einiger Senkbremsventilarten. Daher muss die RSD-Kompatibilität für jedes mit Senkbremsventilen ausgestattete System individuell überprüft und sichergestellt werden. Des Weiteren sind bei modernen LS-Ventilblöcken die Tankleitungen der einzelnen Sektionen nicht voneinander getrennt und üblicherweise nur in einem begrenzten Be-

reich druckfest, was die Integration der RSD-Schaltung in Bestandssysteme erschwert. Die Entwicklung einer druckfesten und zu vorhandenen Blöcken kompatiblen T/S-LV-Ventilsektion wird empfohlen.

Die Auslegung der RSD-Schaltung erfolgte methodengestützt. Neben einer Methode zur Analyse des Effizienzsteigerungspotentials wurden verschiedene Auslegungsmethoden für die Hauptkomponenten T/S-LV, RS und RE vorgestellt und angewendet. Die Potentialanalyse wurde am Beispiel von Zyklendaten eines Hydraulikbaggers mit einem Ein- und Zweikreis-LS-System während eines 90°-Zyklus und eines Planumszyklus durchgeführt. Es konnte gezeigt werden, dass die Energie der SBDV  $E_{V,SBDV,ges}$  je nach Zyklus und Systemarchitektur bis zu 23 % der von der LS-Pumpe zugeführten Energie  $E_{LSP}$  beträgt.

Im Rahmen der Auslegung wurden die grundlegenden Ventilparameter wie z. B. Schaltverhalten, Bauart, Öffnungscharakteristik und geeignete Dämpfungsmaßnahmen für das T/S-LV definiert. Zur Bestimmung einer geeigneten Ventilkennlinie und geeigneter Parameter des Ventilschiebers wurden Schwingungsoptimierungen mit dem Ziel durchgeführt, das Ventil im Systemverbund asymptotisch stabil betreiben zu können. Als weitere Dämpfungsmaßnahmen wurden Blenden untersucht und eingebracht. Für die RS wurde eine auf Simulation basierte Methode zur Auslegung vorgestellt, mit der die Speicher- und RE-Parameter ermittelt wurden.

Die Performance und das Effizienzsteigerungspotential des optimierten Systems wurden anhand des Modells eines Hydraulikbaggers mit gekoppelter Simulation untersucht. Der Vergleich wurde zwischen der Maschine in LS-Konfiguration und in optimierter RSD-Konfiguration, d. h. mit schwingungsoptimiertem T/S-LV und applikationsspezifischer RS und RE, durchgeführt. Für die Steuerung und Belastung des Modells während der Simulation wurden ein Fahrer- und ein Grabkraftmodell implementiert. Die Untersuchungen erfolgten anhand eines 90°-Zyklus.

In den Ergebnissen der gekoppelten Simulation konnte nachgewiesen werden, dass die Performance der Maschine mit LS- und mit optimiertem

RSD-System vergleichbar gut sind, d. h. es wurde kein negativer Einfluss der RSD-Schaltung auf die Performance der Maschine sichtbar. Auf die LS-Maschine bezogen, wurden die SBDV der RSD-optimierten Maschine in der Simulation je nach Verbraucher um 15 % bis 26 %  $E_{V,SBDV,i}$  gesenkt. Gleichzeitig wurde eine Zunahme der Hydraulikpumpenenergie  $E_{LSP}$  von  $\approx 3\%$   $E_{LSP,LS}$  ermittelt. Durch die wirkungsgradbehaftete RE konnte eine Energie  $E_{RE}$  in Höhe von  $\approx 2\%$   $E_{LSP,LS}$  rückgespeist werden, woraus folgt, dass die Maschine mit optimiertem RSD-System in der Simulation mehr Energie benötigt als die konventionelle Maschine. Durch eine Modifikation des T/S-LVs (Entfernen des Steuerdruckanschlusses von  $p_{RS}$ ) konnte die SBDV-Reduzierung verbraucherspezifisch signifikant erhöht werden, so dass schlussendlich eine geringe Effizienzsteigerung von  $\approx 1\%$   $E_{LSP,LS}$  erreicht wurde. Die Analyse der Ergebnisse zeigt, dass die erreichbare Effizienzsteigerung maßgeblich durch die dämpfungsbedingt reduzierte Dynamik der T/S-LVe sowie die Strömungsverluste in der RS und den Wirkungsgrad der RE beeinflusst wird, was letztendlich ein lösbares Optimierungsproblem darstellt. Dieses wurde im Rahmen dieser Arbeit allerdings nicht gelöst. Am Ende der Zusammenfassung können nun die in Kapitel 1 postulierten Forschungsfragen beantwortet werden.

### **Welche Effizienzsteigerung ist durch die Applikation der RSD-Optimierung bei einem Hydraulikbagger während charakteristischer Einsätze möglich?**

Kapitel 5 zeigt die Ergebnisse der Potentialanalyse eines 25 t-Hydraulikbaggers in Zweikreis- und Einkreis-LS-Konfiguration während eines 90°- und eines Planumszyklus. Die untersuchten Anwendungen zeigen ein Effizienzsteigerungspotential im Bereich von 8 % bis 23 %  $E_{LSP}$ . Das Potential ist bei beiden Tätigkeiten im Einkreis-System höher. Daraus lässt sich schließen, dass die Höhe der durch SBDV-Reduzierung erreichbaren Effi-

zienzsteigerung von der Maschine, der LS-Systemkonfiguration (Einkreis- oder Mehrkreissystem) und der betrachteten Tätigkeit abhängt.

Im Rahmen der in Kapitel 6 durchgeführten Untersuchungen mit gekoppelter Simulation konnte durch Modifikation der T/S-LVe eine geringe Effizienzsteigerung von  $\approx 1\% E_{LSP,LS}$  erreicht werden. Die Analyse der Ergebnisse zeigt, dass die realisierbare Effizienzsteigerung ein Optimierungsproblem zwischen dem Umfang der notwendigen Ventildämpfungsmaßnahmen und der gewünschten Performance darstellt und darüber hinaus durch die Wirkungsgrade der RS und insbesondere der RE beeinflusst wird.

### **Wie müssen die Komponenten T/S-LV, RS und RE des optimierten Systems konzipiert bzw. parametrieren werden, um das identifizierte Potential heben zu können?**

Die RSD-Schaltung ist kompatibel zu hydraulischen Zylindern, Motoren und verschiedenen Ventilen, siehe Kapitel 4 und Anhang A.3. Durch die Verwendung von an die Anforderungen von RSD angepassten Komponenten kann die Integrationsfähigkeit der Schaltung in Bestandssysteme erreicht bzw. verbessert werden. Als T/S-LV wird ein 2/2-Wege-Proportionalventil empfohlen, was verglichen mit einer 3/2-Wege-Variante sowohl konstruktive als auch energetische Vorteile hat. In Kapitel 6 wurden Berechnungsmethoden für die Parameter von T/S-LV, RS und RE vorgestellt. Zur Erhöhung der T/S-LV-Stabilität sind eine angepasste Auslegung der Ventulfeder und Dämpfungsblenden in der  $p_{LS}$ -Steuerleitung entscheidend. Eine progressive T/S-LV-Kennlinie trägt ebenfalls zur Stabilisierung des Ventils bei, hat allerdings je nach Ausprägung auch einen starken Einfluss auf die Strömungsverluste des Ventils und damit auch auf die erreichbare Gesamteffizienz des Systems.

In der RS ist ein geeignet ausgelegter Hydraulikspeicher (z. B. Blasen-speicher) notwendig, als RE kann sowohl eine Konstant- als auch eine Verstelleinheit eingesetzt werden. Letztere hat geringere Schleppverluste im

Betrieb und kann deutlich flexibler auf die teilweise stark transienten Rückspeisevolumenströme reagieren, bringt aber die bekannten Herausforderungen wie z. B. Bauraum und Kosten bei der Integration mit sich. Der Wirkungsgrad der RE im Betriebsbereich hat eine hohe Bedeutung für die erreichbare Gesamteffizienz des Systems.

Die Ergebnisse der Arbeit zeigen, dass eine Parametrierung der Komponenten unter Berücksichtigung der Tätigkeit der betrachteten Maschine zielführend ist. Beispielsweise kann die Energiebilanz des RSD-Systems durch eine Teilausstattung verbessert werden, bei der zeitlich dominante lasthöchste Verbraucher nicht mit T/S-LVen ausgestattet werden.

### **Verändert sich die Performance eines Hydraulikbaggers mit LS-Hydrauliksystem durch die Applikation der RSD-Maßnahme?**

Die in Kapitel 7 beschriebenen Ergebnisse zeigen, dass das Verhalten des optimierten Systems dem des konventionellen LS-Systems sehr ähnlich ist und es keine signifikanten Beeinträchtigungen der Performance gibt. Insofern die geeigneten Dämpfungsmaßnahmen, wie z. B. eine angepasste Kennlinie, eine optimale Parametrierung der T/S-LVe und Dämpfungsblenden eingesetzt werden, zeigen die Vergleiche der Wege und Geschwindigkeiten von Aktoren und Ventilen sowie der Druckverläufe der beiden Systeme eine gute Übereinstimmung, d. h. es sind keine (negativen) Veränderungen der Performance zu erwarten.

Zusammenfassend konnten alle Forschungsfragen beantwortet werden. Dennoch führt die Überprüfung der Forschungshypothese aus Kapitel 1 auf den ersten Blick nicht zu einem eindeutigen Ergebnis. Die Simulationen, insbesondere die CoSimulation, haben nur ein sehr geringes Effizienzsteigerungspotential durch die RSD-Maßnahme ergeben, was der Hypothese zunächst widerspricht. Unabhängig davon zeigt die in Kapitel 5 durchge-

fürte Potentialanalyse ein signifikantes Effizienzsteigerungspotential, welches bei modernen und damit effizienteren Maschinen bei gleicher Systemarchitektur und gleicher Bezugsgröße tendenziell zunimmt. Einige der in Kapitel 3 aufgeführten Beiträge, siehe z.B. [36], bestätigen diese Erwartung bereits heute. Die Energieverluste von RS und RE sind durch zielgerichtete Optimierung reduzierbar, wodurch eine höhere Rückspeisung und damit verbunden eine höhere Effizienzsteigerung erreicht werden kann. In Zeiten der immer knapper werdenden Rohstoffe auf der einen und immer effizienteren Maschinen auf der anderen Seite können daher auch schon Effizienzsteigerungen im einstelligen Prozentbereich “signifikant” sein, zumal das Modell der CoSimulation keiner Effizienzoptimierung unterzogen wurde. Daher wird die in Kapitel 1 eingeführte Forschungshypothese als bestätigt angesehen.

## **8.2 Ausblick**

Der in dieser Arbeit vorgestellte Ansatz zur Reduzierung systembedingter Druckverluste wurde schon seit 2013 am Institutsteil für Mobile Arbeitsmaschinen des Karlsruher Institut für Technologie untersucht. Die Probleme mit der Effizienzsteigerung durch eine Druckanhebung im Rückfluss mit Energieausspeisung sind, nicht zuletzt nach dieser Arbeit, weitestgehend bekannt und können entweder behoben werden oder sind nicht kritisch. Die Maßnahme hat daher einen Reifegrad erreicht, bei dem eine weitere rein simulative oder theoretische Untersuchung bzw. Auslegung keinen signifikanten Mehrgewinn mehr bringen wird. Stattdessen könnte die Optimierungsmaßnahme in künftigen Projekten in der maschinennahen Applikation untersucht werden, wodurch die Fragen nach dem Bauraum und der möglichen Integration in vorhandene Systeme adressiert und beantwortet werden können. Zudem kann eine verlässliche und belastbare Aussage über das hebbare Potential und damit eine Kosten-/Nutzen-Abschätzung erst in einer Maschine im realen Arbeitseinsatz getroffen werden.

In der vorliegenden Arbeit lag der Fokus der Rückspeisung auf der hydraulisch-mechanischen Wandlung. Aufgrund des teilweise sehr geringen Rückspeisedruckniveaus kann in weiteren Arbeiten die saugseitige Speisung der LS-Pumpe noch einmal vertieft untersucht werden, idealerweise anhand einer konkreten Applikation.

In künftigen Arbeiten könnte zudem die Möglichkeit der elektro-hydraulischen Umsetzung des RSD-Prinzips untersucht werden. Durch eine elektrische Ansteuerung der T/S-LVe könnte das Schwingungsverhalten bereits softwareseitig verbessert werden. Denkbar ist weiterhin eine elektrisch ansteuerbare Bypassschaltung, durch die individuelle T/S-LVe je nach Zyklus und Tätigkeitsprofil zu- oder weggeschaltet werden können, um dadurch Verluste einzusparen. Außerdem kann die Ventilcharakteristik von geeigneten Ventilen softwareseitig parametrisiert werden. Nicht zuletzt könnten sowohl das adaptive als auch das konservative System softwareseitig deutlich einfacher abgebildet werden. Als T/S-LV kann ein positionsgeregeltes elektro-proportionales 2/2-Wegeventil eingesetzt werden. In Verbindung mit einem geeigneten Display und ansprechenden, animierenden Darstellungen kann der Maschinenbediener über die Effizienzsteigerung informiert und dadurch auch dazu motiviert werden, diese zu erhöhen.

Der Fokus dieser Arbeit liegt auf Hydraulikbaggern und artverwandten Maschinen. In Ergänzung dazu wurden die Einsatzmöglichkeiten der RSD-Schaltung auf anderen Maschinen, wie z. B. Radlader und Forwarder, bereits im Rahmen des begleitenden Forschungsprojektes untersucht, was teilweise vielversprechende Ergebnisse lieferte. In künftigen Arbeiten könnten die Ergebnisse dieser Arbeit daher auf andere Maschinen übertragen werden. Die vorgestellten Methoden sind weitestgehend maschinenunabhängig und können daher auch bei anderen Applikationen eine wertvolle Unterstützung sein.

# A Anhang

## A.1 Stabilitätskriterium nach Hurwitz

Das Hurwitz-Kriterium ist nach Unbehauen [106] ein algebraisches Stabilitätskriterium zur Anwendung auf Systeme mit konzentrierten Parametern. Der Vorteil algebraischer Kriterien liegt darin, dass aus den Parametern der Differentialgleichungen Rückschlüsse auf die Stabilität eines Systems gezogen werden können. Da allerdings die mathematische Beschreibung des Systems zwingende Voraussetzung ist, können diese Verfahren lediglich auf triviale Systeme angewendet werden. Lineare, zeitinvariante Mehrgrößensysteme lassen sich nach [106] vorteilhaft im Zustandsraum darstellen, siehe Gleichungen A.1 und A.2.

$$\dot{\vec{x}} = \underline{A}\vec{x}(t) + \underline{B}\vec{u}(t) \quad (\text{A.1})$$

$$\vec{y}(t) = \underline{C}\vec{x}(t) + \underline{D}\vec{u}(t) \quad (\text{A.2})$$

In den beiden Gleichungen werden folgende Bezeichnungen verwendet:

Systemmatrix	$\underline{A}$	$(n \times n)$	Matrix
Eingangs-/Steuermatrix	$\underline{B}$	$(n \times r)$	Matrix
Ausgangs-/Beobachtungsmatrix	$\underline{C}$	$(m \times n)$	Matrix
Durchgangsmatrix	$\underline{D}$	$(m \times r)$	Matrix

Zustandsvektor	$\vec{x}(t) = \begin{pmatrix} x_1(t) \\ \vdots \\ x_n(t) \end{pmatrix}$	$(n \times 1)$	Vektor
Eingangs-/Steuervektor	$\vec{u}(t) = \begin{pmatrix} u_1(t) \\ \vdots \\ u_r(t) \end{pmatrix}$	$(r \times 1)$	Vektor
Ausgangs-/Beobachtungsvektor	$\vec{y}(t) = \begin{pmatrix} y_1(t) \\ \vdots \\ y_m(t) \end{pmatrix}$	$(m \times 1)$	Vektor

Durch Laplacetransformation können die dem System zugrunde liegenden Differentialgleichungen ermittelt werden und vice versa. Aus der Systemmatrix kann das charakteristische Polynom direkt abgeleitet werden, Gleichung A.3:

$$p(\lambda) = \det(\lambda \underline{I} - \underline{A}) \quad (\text{A.3})$$

Ein lineares, zeitinvariantes System ist genau dann asymptotisch stabil, wenn sein charakteristisches Polynom ein Hurwitz-Polynom ist, d. h. wenn alle Eigenwerte des Polynoms ausschließlich einen negativen Realanteil aufweisen [106]. Hierfür hat Hurwitz einen notwendigen und hinreichenden Satz von Bedingungen definiert:

- Alle Koeffizienten des charakteristischen Polynoms  $p(\lambda)$  müssen ungleich von **und** größer gleich null sein:  $a_i > 0$
- Alle Hurwitz-Determinanten  $H_i$ , siehe Abbildung A.1, müssen ebenfalls größer null sein.

Wie eingangs erwähnt, besteht der Vorteil des Hurwitzkriteriums darin, dass Aussagen über noch nicht bekannte Parameter und deren Einfluss auf die Stabilität eines Systems getroffen werden können. Hierdurch können z. B. Sensitivitätsanalysen durchgeführt oder Bereiche für Parameter definiert werden, in denen das System ein asymptotisch stabiles Verhalten erwarten lässt. Da schon alleine aufgrund der Koeffizientenvorzeichen entsprechende

$$H_n = \begin{vmatrix} \begin{matrix} H_1 & H_2 & H_3 & H_4 & \dots \\ a_{n-1} & a_{n-3} & a_{n-5} & a_{n-7} & \dots \\ a_n & a_{n-2} & a_{n-4} & a_{n-6} & \dots \\ 0 & a_{n-1} & a_{n-3} & a_{n-5} & \dots \\ 0 & a_n & a_{n-2} & a_{n-4} & \dots \end{matrix} & \dots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots \end{vmatrix}$$

Abbildung A.1: Hurwitz-Determinante. Quelle: e. D.

Aussagen getroffen werden können, entfällt die oftmals sehr aufwändige Lösung der Eigenwerte von Polynomen höheren Grades. [106]

## A.2 Gekoppelte Simulation

Geimer definiert in [27] den Begriff der *CoSimulation* als die Modellierung und Berechnung multidisziplinärer Systeme mit mehreren Integratoren (verteilte Simulation) und mehreren Simulationswerkzeugen (verteilte Modellbildung), siehe Abbildung A.2. Die Kopplung verschiedener Simulationsmodelle für eine verteilte Simulation erfolgt durch eine Integratorauswertung. [27]

Für die Durchführung einer Co-Simulation wird ein *"Gesamtsystem in Teilsysteme unterschiedlicher Fachgebiete unterteilt und jedes Teilsystem fachgebietsspezifisch modelliert. Das Gesamtmodell entsteht durch Kopplung der einzelnen Teilmodelle. Die Kopplung erfolgt durch Austausch von Energie-, Informations- und Stoffflüssen"* [108, S. 4].

Die Programme lösen die Gleichungen der eigenen Modelle mit ihren jeweiligen Solvern selbst und tauschen die aktuellen Werte der Kopplungsgrößen zu definierten Zeitpunkten aus. Für diesen Austausch müssen geeignete Programmschnittstellen vorhanden sein. Als Austauschgrößen werden Zustandsgrößen der Teilsysteme eingesetzt, die deren aktuellen Zustand beschreiben. Die Schnittstellen werden durch Differenz- und Flussvaria-

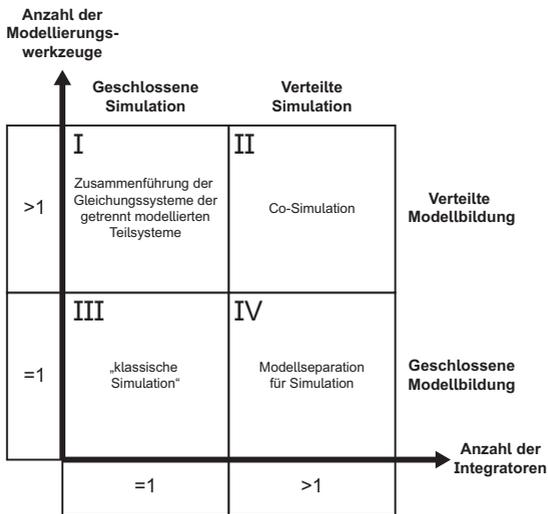


Abbildung A.2: Modellbildungsvarianten. Quelle: [27]

blen beschrieben, das Produkt beider Größen ist eine Leistung. Typische Differenz- und Flussvariablen sind z. B. Geschwindigkeit  $\dot{x}$  und Kraft  $F$  (Mechanik) oder Druck  $p$  und Volumenstrom  $Q$  (Hydraulik). Neben den genannten Leistungsgrößen können auch noch anderen Zustandsgrößen, wie z. B. Istpositionen von Aktoren, zwischen den Programmen ausgetauscht werden. [108]

### **A.3 Kompatibilität der RSD-Schaltung mit Standardkomponenten**

Im Folgenden wird die Kompatibilität der RSD-Schaltung mit den am Markt vorhandenen und in Baggern üblicherweise eingesetzten Standardkomponenten diskutiert.

#### **Hydraulische Linear- und Rotationsmotoren**

Die Kompatibilität des optimierten Systems mit einfach- und doppelwirkenden Zylindern ist nach Kapitel 4 gegeben. Durch die Einführung des adaptiven Prinzips kann die Energierückgewinnung von Differentialzylindern noch einmal gesteigert werden. Bei Plunger-, Gleichgang- und einseitig beaufschlagten Teleskopzylindern genügt das konservative Prinzip. Auch mit nicht aufgeführten Zylinderbauformen sind keine Inkompatibilitäten zu erwarten.

Rotatorische Antriebe sind ebenfalls kompatibel mit der RSD-Schaltung. Besonders vorteilhaft ist hierbei das fehlende Kolbenflächenverhältnis. Zudem können Rotationsmotoren, z. B. als Anbaugeräteantrieb, einen konstanten, zeitlich unbegrenzten Volumenstrom liefern, was bei geeigneter Belastung zu einer konstanten Rückspeisung führt.

#### **Load-Sensing-Ventilblöcke**

Für Einzelsektionen und isolierte Verbraucher stellt die rücklaufseitige Druckbelastung kein Problem dar und kann durch Einsatz geeigneter Ventile und Verrohrung umgesetzt werden. Im Bereich der Mobilhydraulik werden allerdings üblicherweise Ventilblöcke (z. B. Sandwichblock) eingesetzt, welche aus mehreren Einzelsektionen bestehen, die zu einer Wegeventilbaugruppe mit gemeinsamen P-, T-Leitungen und ggf. Steuerdruckleitungen zusammengefasst werden, siehe z. B. Abbildung A.3.

▼ Schnitt M7-20

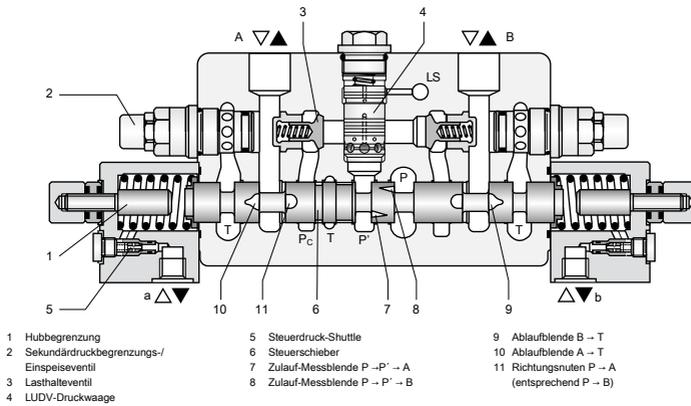


Abbildung A.3: LS-Ventilblock, Typ M7, mit Sekundärdruckwaage, Bosch Rexroth AG. Quelle: [75]

In der folgenden Beschreibung wird die in Abbildung A.3 eingeführte Notation angewendet. Jede Ventilsektion verfügt über zwei individuelle Arbeitsanschlüsse A und B sowie über Steueranschlüsse a und b. Die Leitungen T, P, LS und weitere (z. B. Leckage, Pilotdruck,...) teilen sich alle Ventilsektionen. Daher ist es bei einem Ventilblock dieser Bauweise nicht ohne Zusatzplatten möglich, die Rückläufe der Einzelsektionen über ein individuelles T/S-LV mit der Rückspeisesektion zu verbinden. Es ist denkbar, das T/S-LV in Form einer neuen Ventilplatte nach jeder (relevanten) Verbrauchersektion einzubringen, was allerdings die Gesamtlänge des Ventilblocks verändert. Zudem muss geprüft werden, ob die Tankleitung des Ventilblocks im Bereich des Rückspeisedrucks generell druckfest ist.

Eine im Rahmen dieser Arbeit durchgeführte Recherche<sup>1</sup> hat ergeben, dass die Tankleitungen der am Markt vorhandenen LS-Ventilblöcke für Bag-

<sup>1</sup> Die Recherche wurde im Juli 2020 durchgeführt. Berücksichtigt wurden die Produktportfolios der Firmen *Bosch Rexroth AG*, *Bucher Hydraulics GmbH*, *Danfoss GmbH*, *HAWE Hydraulik SE*, *HYDAC International GmbH*, *Linde Hydraulics GmbH & Co. KG*, *Parker Hannifin GmbH*, *WESSEL-HYDRAULIK GmbH* und *Eaton*.

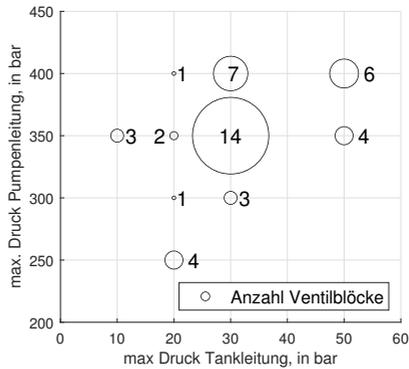


Abbildung A.4: Übersicht zur Druckbelastbarkeit der Tankleitungen von LS-Ventilblöcken. Quelle: e. D.

ger und baggerähnliche Systeme mit bis zu 30 bar belastet werden können, siehe Abbildung A.4. Vereinzelt wurden auch Tankdrücke von bis zu 50 bar angegeben. Dies schränkt den Druckbereich der Rückspeisesektion ein. Je nach Anwendung muss daher geprüft werden, in welchem Bereich  $p_{RS}$  liegen wird und ob der verwendete Ventilblock eine entsprechende tankseitige Druckbelastung zulässt.

Falls die Tankleitung des Ventilblocks nicht ausreichend druckfest ist, kann das T/S-LV alternativ so in die Leitungen eingebaut werden, dass der Rückstrom über das T/S-LV und nicht über den Ventilblock fließt. Auch ein direkter Einbau des T/S-LVs in die Leitungen inklusive Bypass-Ventil ist denkbar, allerdings wären in diesem Fall zwei T/S-LV-Ventilschieber notwendig. Beide Varianten bieten eine hohe Flexibilität beim Einbau und erlauben es, weitere Sonderventile in den Strompfad zu integrieren. Allerdings sind für jedes T/S-LV zusätzliche Leitungen für Arbeits- und Steueranschlüsse notwendig, was bauraumkritisch sein kann. Zudem erhöhen sich die Strömungsverluste im Rücklauf. Weiterhin entfällt durch den Druckabgriff vor dem Hauptventil die Möglichkeit, den Rückfluss durch die Tanksteuerecke des Sektionswegevents zu beeinflussen. Ob und wie ein T/S-

LV in die Rücklauf- oder Tankleitung integriert werden kann, muss daher von Maschine zu Maschine untersucht und bewertet werden.

Auch die Entwicklung eines speziell für das RSD-optimierte LS-System angepassten Ventilblocks erscheint als eine sinnvolle Alternative. Alle notwendigen Steuerdrücke können durch konstruktiv vorgesehene Steuerleitungen abgegriffen werden. Zudem kann der Rückfluss der Einzelsektionen zunächst über einen T/S-LV-Schieber geleitet und anschließend entweder auf eine ebenfalls integrierte gemeinsame Rückspeisesektionsleitung oder auf die gemeinsame Tankleitung gelegt werden. Dies ermöglicht eine kompakte und modulare Bauweise, die ggfs. sogar die Integration der RSD-Schaltung in Bestandsysteme begünstigt.

## Senkbremsventile

Für die folgenden Beschreibungen werden die Bezeichnungen aus Abbildung 2.8 in Kapitel 2.3.4 verwendet. Wie im gleichen Kapitel erläutert, hat ein Staudruck im Rücklauf  $p_2$  bei Senkbremsventilen (SBV) der Varianten A und B Auswirkungen auf den im Zulauf notwendigen Druck  $p_1$ . Im Folgenden wird untersucht, ob ein hoher Druck  $p_2$  zu einem Druck  $p_1$  führen kann, der größer ist als ein maximal zulässiger Begrenzungsdruck  $p_{1,max}$ . Hierzu werden die Wechselwirkungen der Drücke an den einzelnen Anschlüssen eines beispielhaften Ventils, siehe Abbildung 2.8, in ein Kräftegleichgewicht gefasst, Gleichung A.4:

$$\underbrace{p_{1,max} \cdot A_1}_{\text{Federkraft}} + \underbrace{p_2 \cdot A_2}_{\text{Typ A}} = p_1 \cdot A_1 + \underbrace{p_3 \cdot A_3}_{\text{Pilotdruckkraft}} - \underbrace{p_2 \cdot A_4}_{\text{Typ A \& B}} \quad (\text{A.4})$$

Der Ausdruck  $p_2 \cdot A_4$  beschreibt dabei die Auswirkungen von  $p_2$  auf den Pilotdruck  $p_3$  bei un- und teilkompensierten SBVen. Unter Berücksichtigung

der Eigenschaften von SBVs und den Gegebenheiten in Abbildung 2.8 gelten folgende Bedingungen:

$$p_2 \leq p_{1,max} \quad (A.5)$$

$$p_3 = p_1 \cdot x_{A,i}^s, \text{ vgl. auch Gleichung 2.3} \quad (A.6)$$

$$\varphi_{SBV} = \frac{A_3}{A_1}, \varphi_{SBV} \in [1; +\infty[ \quad (A.7)$$

$$\delta_{SBV} = \frac{A_4}{A_3}, \delta_{SBV} \in ]0; +\infty] \text{ für SBV Varianten A und B} \quad (A.8)$$

$\delta_{SBV}$  ist von der Konstruktion eines SBVs abhängig und setzt  $A_4$  und  $A_3$  ins Verhältnis. Die Auswertung verschiedener Schnittbilder im Rahmen der Recherche hat ergeben, dass häufig  $\delta_{SBV} \approx 1$  gilt. Einsetzen der Bedingungen in Gleichung A.4 und anschließendes Auflösen nach  $p_1$  führt zu Gleichung A.9.

$$p_1 = \frac{\frac{p_{1,max}}{\varphi_{SBV}} + p_2 \cdot \left(\frac{A_2}{A_3} + \delta_{SBV}\right)}{\frac{1}{\varphi_{SBV}} + x_{A,i}^s} \quad (A.9)$$

Für ein SBV Variante A kann Gleichung A.9 zu Ungleichung A.10 umgeformt werden.

$$p_{1,max} \geq \frac{\frac{p_{1,max}}{\varphi_{SBV}} + p_2 \cdot \left(\frac{A_2}{A_3} + \delta_{SBV}\right)}{\frac{1}{\varphi_{SBV}} + x_{A,i}^s} \quad (A.10)$$

Mittels Abschätzung von  $\varphi_{SBV}$  und  $p_2$  nach oben und den Randbedingungen A.5 bis A.8 kann die rechte Seite von Gleichung A.10 umgeformt werden.

$$\frac{p_{1,max} \cdot \frac{\overset{\leq 1}{1}}{\varphi_{SBV}} + \overset{\leq p_{1,max}}{p_2} \cdot \left(\frac{A_2}{A_3} + \overset{\delta_{SBV} \approx 1}{\delta_{SBV}}\right)}{\underbrace{\frac{1}{\varphi_{SBV}} + x_{A,i}^s}_{\leq 1}} \leq p_{1,max} \cdot \frac{2 + \frac{A_2}{A_3}}{1 + x_{A,i}^s} \quad (A.11)$$

Für einen einfahrenden Zylinder und ein SBV Variante A kann aus Gleichung A.11 abgeschätzt werden:

$$p_{1,max} \cdot \frac{2 + \frac{A_2}{A_3}}{1 + \underbrace{x_{A,i}}_{\geq 1 \text{ stets}}} \leq p_{1,max} \cdot \frac{2 + \frac{A_2}{A_3}}{1 + 1} \leq p_{1,max} \cdot \left(1 + \frac{1}{2} \cdot \underbrace{\frac{A_2}{A_3}}_{>0 \text{ stets}}\right) \quad (\text{A.12})$$

Die rechte Seite von A.10 kann durch A.12 ersetzt werden:

$$p_{1,max} \geq p_{1,max} \cdot \left(1 + \frac{1}{2} \cdot \frac{A_2}{A_3}\right) \quad (\text{A.13})$$

Dies ist für SBVe Variante A und einen einfahrenden Zylinder generell nicht erfüllt. Für einen ausfahrenden Zylinder im selben Kontext gilt Ungleichung A.14, die auf der rechten Seite von A.10 ebenfalls zu einer generell nicht erfüllten Ungleichung führt:

$$p_{1,max} \cdot \frac{2 + \frac{A_2}{A_3}}{1 + \underbrace{\frac{1}{x_{A,i}}}_{>0 \text{ stets}}} \leq p_{1,max} \cdot \frac{2 + \frac{A_2}{A_3}}{1} = p_{1,max} \cdot \left(2 + \underbrace{\frac{A_2}{A_3}}_{>0 \text{ stets}}\right) \quad (\text{A.14})$$

Ungleichung A.10 ist daher für einen einfahrenden oder ausfahrenden Zylinder generell nicht erfüllt, d. h. in Abhängigkeit von System, Drücken und Ventil ist es möglich, dass  $p_2$  bei einem SBV der Variante A dazu führt, dass unzulässig hohe Drücke an Anschluss 1 auftreten.

Bei teilkompensierten SBVen, Variante B, hat der Staudruck im Rücklauf nur Einfluss auf den Steuerdruck. Gleichung A.4 vereinfacht sich daher zu:

$$\underbrace{p_{1,max} \cdot A_1}_{\text{Federkraft}} = p_1 \cdot A_1 + \underbrace{p_3 \cdot A_3}_{\text{Pilotdruckkraft}} - p_2 \cdot A_4 \quad (\text{A.15})$$

Erneut kann daraus eine Ungleichung A.16 für  $p_{1,max}$  abgeleitet werden:

$$p_{1,max} \geq \frac{\frac{p_{1,max}}{\varphi_{SBV}} + p_2 \cdot \delta_{SBV}}{\frac{1}{\varphi_{SBV}} + x_{A,i}^s} \quad (\text{A.16})$$

Die Anwendung der bereits bekannten Abschätzungen für  $\varphi_{SBV}$  und  $\delta_{SBV}$  führt zu A.17:

$$p_{1,max} \geq p_{1,max} \cdot \frac{2}{1 + x_{A,i}^s} \quad (\text{A.17})$$

Für einfahrende Zylinder und  $1 \leq x_{A,i} \leq \infty$  ist A.17 generell erfüllt. Daraus kann geschlossen werden, dass bei einem einfahrenden Zylinder mit einem teilkompensierten SBV keine unzulässig hohen Drücke am Anschluss 1 auftreten können. Für ausfahrende Zylinder und  $0 < \frac{1}{x_{A,i}} < 1$  ist Ungleichung A.17 nicht erfüllt, d. h. im Falle eines ausfahrenden Zylinders und eines teilkompensierten Ventil können am Anschluss 1 unzulässig hohe Drücke auftreten.

Bei einem vollkompensierten SBV, Variante C, vereinfacht sich Gleichung A.4 zu:

$$\underbrace{p_{1,max} \cdot A_1}_{\text{Federkraft}} = p_1 \cdot A_1 + \underbrace{p_3 \cdot A_3}_{\text{Pilotdruckkraft}} \quad (\text{A.18})$$

Erneutes Abschätzen und Vereinfachen führt zu Ungleichung A.19:

$$p_{1,max} \geq \frac{p_{1,max}}{1 + \varphi_{SBV} \cdot x_{A,i}^s} \quad (\text{A.19})$$

Ungleichung A.19 ist für alle zulässigen Werte für  $x_{A,i}^s$  und  $\varphi_{SBV}$  stets erfüllt, d. h. bei einem vollkompensierten SBV ergeben sich unabhängig von der Bewegungsrichtung des Zylinders keine unzulässig hohen Drücke am Anschluss 1 des Ventils.

## **Primär- und Sekundärdruckwaagen**

Im Rahmen der Untersuchungen in [93] wurde die Kompatibilität der RSD-Schaltung zu Primär- und Sekundärdruckwaagen untersucht und konnte nachgewiesen werden. Der sektionsindividuelle Zugriff des T/S-LVs auf die Rückleitungen der einzelnen Verbraucher hat keine konstruktiven Auswirkungen auf Druckwaagen. Das Anheben des Rücklaufdrucks führt bei beiden Druckwaagenarten zur Verringerung der abzdrosselnden Druckdifferenz. Auch die Anforderungen an die Dynamik sind in beiden Systemen gleich. Die Druckwaagen müssen trotz des in Reihe geschalteten T/S-LVs immer noch eine lastunabhängige Volumenstromversorgung der Sektionen gewährleisten können, ein gegenseitiges Aufschwingen muss z. B. durch Dämpfungsmaßnahmen, Kapitel 6, verhindert werden.

A.4 Potentialanalyse Planum: 2K-System

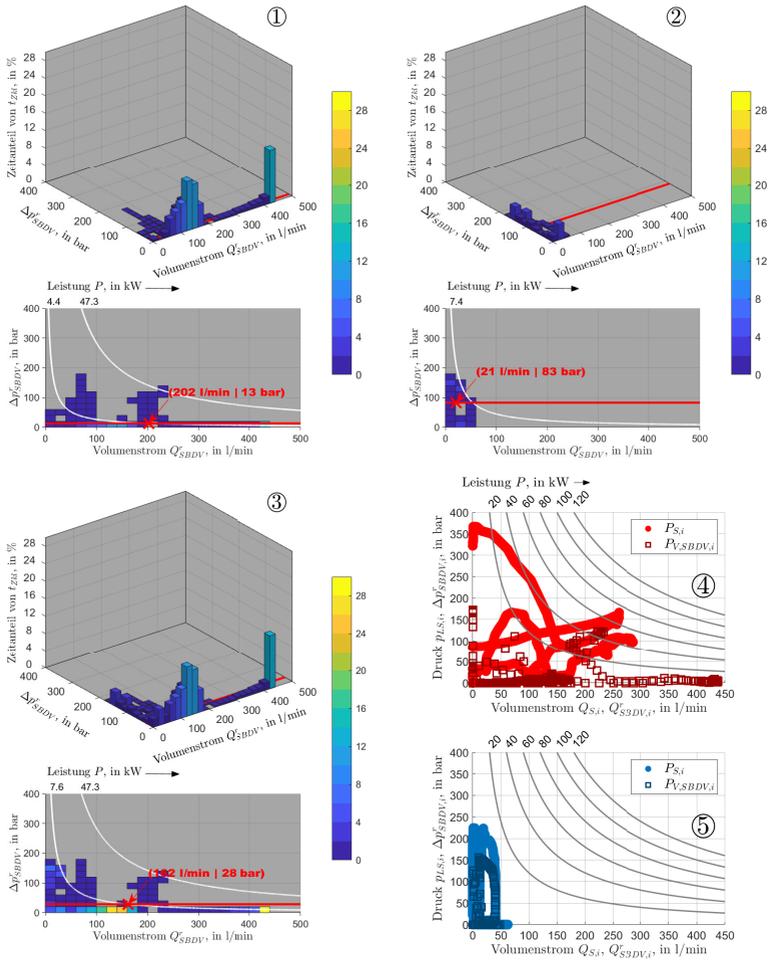


Abbildung A.5: Planum, 2K: SBDV-Analyse Verbraucher (①: Stiel, ②: Schwenkwerk, ③: Gesamtsystem) und Vergleich  $P_{Si}$ ,  $P_{V,SBDV,i}$  (④: Stiel, ⑤: Schwenkwerk). Quelle: e. D.

## A.5 Potentialanalyse Planum: 1K-System

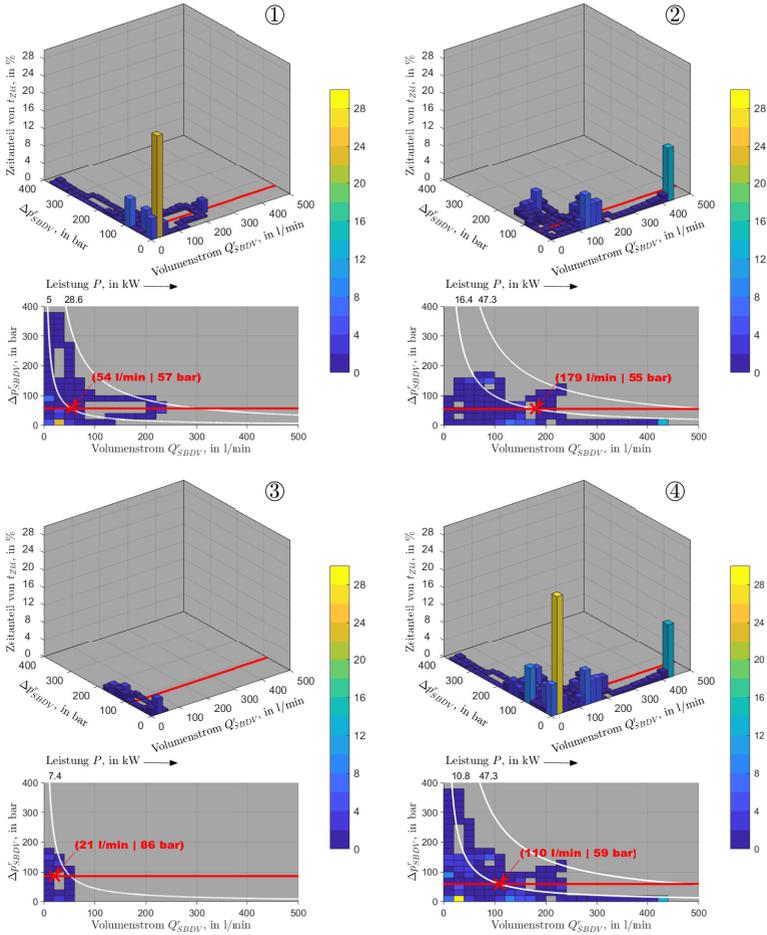


Abbildung A.6: Planum, 1K-System: SBDV-Analyse Verbraucher. Quelle: e. D.

①: Ausleger, ②: Stiel, ③: Schwenkwerk, ④: Gesamtsystem

## A.6 Wirkungsgradkennfelder RE

Tabelle A.1: Übersicht  $p_{min}$ ,  $p_{max}$ ,  $n_{min}$ ,  $n_{max}$  für gen. RE-  
Wirkungsgradkennfelder, Parametervariation RS-Auslegung.

Größe	Einheit	Schluckvolumen konRE													
		10	14	16	19	20	22	25	28	32	45	56	63	80	90
$V_{RE, kon}$	cm <sup>3</sup>	10	14	16	19	20	22	25	28	32	45	56	63	80	90
$p_{min}$	bar	10													
$p_{max}$	bar	250													
$n_{min}$	100/min	3.6													
$n_{max}$	100/min	35	30								26	38	38	34	34
		Schluckvolumen varRE													
$V_{RE, var}$	cm <sup>3</sup>	10	18	28	45	63	71	88	100	120					
$p_{min}$	bar	10													
$p_{max}$	bar	250													
$n_{min}$	100/min	3.6													
$n_{max}$	100/min	33	33	30	30	33	22	21	20	20					

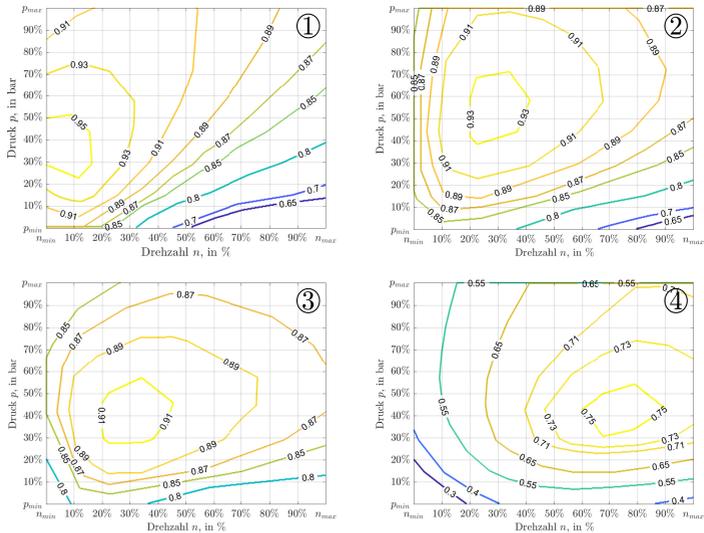


Abbildung A.7: varRE:  $V_{RE} = 100\%$  ①;  $80\%$  ②;  $60\%$  ③;  $20\%$  ④.  
Quelle: e. D., varRE nach [122]



# Abbildungsverzeichnis

1.1	p/Q-Diagramme eines LS-Systems mit drei Verbrauchern, unterschiedlichen Individualdruckniveaus $p_{LS,i}$ und unterschiedlich hohen systembedingten Druckverlusten. . . . .	4
2.1	Grundlegender Aufbau eines Hydrauliksystems. Quelle: [6] . . . .	10
2.2	Skizze eines Differentialzylinders. Quelle: e. D. . . . .	11
2.3	Einteilung von Ventilen nach DIN ISO 1219. Quelle: e. D. nach [19] . . . . .	14
2.4	Qualitative Darstellung der Stribeck-Kurve. Quelle: e. D. . . . .	16
2.5	①: Einfache Scherströmung (ebene Couette-Strömung) infolge mit $v_k$ bewegter (oberer) Randfläche; ②: Druckströmung (ebene Poiseuille-Strömung) infolge Druckdifferenz $\Delta p$ ; ③: konzentrischer Ringspalt. Quelle: e. D. nach [19] . . . . .	17
2.6	Skizze eines Längsschieberventils für Gleichung 2.17. Quelle: nach [25] . . . . .	18
2.7	Steuerkerbenformen. Quelle: nach [19] . . . . .	20
2.8	Beispiel eines Zylinders mit SBV. Quelle: e. D. . . . .	21
2.9	Am Markt verfügbare SBV-Varianten. Quelle: e. D. . . . .	22
2.10	Betriebszustandsdiagramm eines hydr. Blasenspeichers. Quelle: e. D. nach [70] . . . . .	25
2.11	Einteilung hydraulischer Steuerungen. Quelle: aus dem Englischen nach [26] . . . . .	27
2.12	Beispiel eines Hydrauliksystems mit Drosselsteuerung. Quelle: e. D. . . . .	28
2.13	Beispiel eines Negative Flow Control Systems. Quelle: e. D. . . .	30

2.14	Beispiel eines Positive Flow Control Systems. Quelle: e. D. . . . .	31
2.15	Electronic Positive Control. Quelle: e. D. . . . .	32
2.16	Beispiel eines Virtual Bleed Off Systems. Quelle: e. D. . . . .	33
2.17	Unterscheidungsmerkmale von LS-Systemen. Quelle: e. D. . . . .	35
2.18	Beispiel eines OCLS-Systems mit Konstantpumpe und Umlaufdruckwaage. Quelle: e. D. nach [6] . . . . .	36
2.19	Beispiel eines hydraulisch-mechanischen CCLS-Systems mit Verstellpumpe und PDWn. Quelle: e. D. . . . .	37
2.20	Hydraulisch-mechanisches CCLS-System mit Verstellpumpe und SDWn. Quelle: e. D. nach [25] . . . . .	38
2.21	Beispiel eines EFM-Systems mit SDWn. Quelle: e. D. . . . .	42
2.22	p/Q-Diagramm-Übersicht verschiedener OC u. CC-Systeme im Leerlauf, Teil- und Vollastbetrieb. Quelle: e. D. nach [26, 45] . . . . .	44
2.23	Messgrößen zur LS-System-Energiebetrachtung. Quelle: e. D. . . . .	46
2.24	Sankey-Diagramm des LS-Systems aus Abbildung 2.23. Quelle: e. D. . . . .	46
2.25	Maschinenverfügbarkeit nach Einsatzgewicht und Hersteller. Quelle: e. D. . . . .	52
2.26	Hydr. Antriebssysteme (Arbeitshydraulik) nach Einsatzgewicht. Quelle: e. D. . . . .	53
2.27	Hydraulikbagger mit Verstellausleger und beschrifteter Arbeitskinematik. Quelle: e. D. . . . .	54
2.28	Darstellung der Baggertätigkeit 90°-Zyklus. Quelle: [43] . . . . .	56
2.29	Bewegungsablauf eines 90°-Zyklus. Quelle: [43] . . . . .	56
2.30	Bewegungsablauf eines Planumszyklus. Quelle: [43] . . . . .	58
3.1	Einteilung der Effizienzsteigerungsansätze hinsichtlich ihrer Wirkung auf die SBDV hydraulischer Systeme. Quelle: e. D. . . . .	65
4.1	RSD-optimiertes LS-System. Quelle: e. D. nach [95] . . . . .	86

4.2	Leistungsvergleich zw. konv. ① u. optimiertem LS-System ②. Quelle: e. D. . . . .	86
4.3	Flowchart der T/S-LV-Schaltbedingung. Quelle: e. D. . . . .	88
4.4	Kräfte am T/S-LV-Schieber. Quelle: e. D. . . . .	89
4.5	3/2-Wege T/S-LV in konservativer ① und adaptiver ② Ausführung. Quelle: e. D. . . . .	92
4.6	RSD-Optimierung: Vor-, Nachteile, Chancen, Risiken. Quelle: e. D. . . . .	100
5.1	90°-Zyklus, 2K: Zyklen- / $p_{LS,i}$ / $Q_{S,i}$ / $\Delta p_{SBDV,i}^r$ Diagramm. Quelle: e. D. . . . .	111
5.2	90°-Zyklus, 2K: Übersicht $P_{V,SBDV,i}$ . Quelle: e. D. . . . .	113
5.3	90°-Zyklus, 1K: Übersicht der Systemgrößen. Quelle: e. D. . . . .	113
5.4	90°-Zyklus, 1K: $\Delta p_{SBDV,i}^r(t)$ . Quelle: e. D. . . . .	114
5.5	90°-Zyklus, 1K: Übersicht $P_{V,SBDV,i}$ . Quelle: e. D. . . . .	114
5.6	90°-Zyklus, 2K: Vergleich $P_{S,i}$ , $P_{V,SBDV,i}$ . Quelle: e. D. ①: Ausleger, ②: Löffel, ③: Stiel, ④: Schwenkwerk . . . . .	115
5.7	90°-Zyklus, 1K: Vergleich $P_{S,i}$ , $P_{V,SBDV,i}$ . Quelle: e. D. ①: Ausleger, ②: Löffel, ③: Stiel, ④: Schwenkwerk . . . . .	116
5.8	90°-Zyklus, 2K: Energievergleich. Quelle: e. D. . . . .	116
5.9	90°-Zyklus, 1K: Energievergleich. Quelle: e. D. . . . .	117
5.10	90°-Zyklus, 2K: SBDV-Analyse Verbraucher. Quelle: e. D. ①: Ausleger, ②: Löffel, ③: Stiel, ④: Schwenkwerk . . . . .	119
5.11	90°-Zyklus, 2K: SBDV-Analyse Gesamtsystem. Quelle: e. D. . . . .	120
5.12	90°-Zyklus, 1K: SBDV-Analyse Verbraucher. Quelle: e. D. ①: Ausleger, ②: Löffel, ③: Stiel, ④: Schwenkwerk . . . . .	122
5.13	90°-Zyklus, 1K: SBDV-Analyse Gesamtsystem. Quelle: e. D. . . . .	123
5.14	90°-Zyklus, 2K: Ergebnis der Optimierung. Quelle: e. D. . . . .	125
5.15	90°-Zyklus, 1K: Ergebnis der Optimierung. Quelle: e. D. . . . .	125
5.16	Planum, 2K: Zyklen- / $p_{LS,i}$ / $Q_{S,i}$ / $\Delta p_{SBDV,i}^r$ Diagramm. Quelle: e. D. . . . .	127

5.17	Planum, 1K: Übersicht der Systemgrößen. Quelle: e. D. . . . .	128
5.18	Planum, 1K: $\Delta P_{SBDV,i}^r(t)$ . Quelle: e. D. . . . .	129
5.19	Planum, 1K: Übersicht $P_{V,SBDV,i}$ . Quelle: e. D. . . . .	129
5.20	Planums-Zyklus, 1K: Vergleich $P_{S,i}$ , $P_{V,SBDV,i}$ . Quelle: e. D. ①: Ausleger, ②: Stiel, ③: Schwenkwerk. . . . .	130
5.21	Planum, 2K: Energievergleich. Quelle: e. D. . . . .	130
5.22	Planum, 1K: Energievergleich. Quelle: e. D. . . . .	131
5.23	Planum: SBDV-Analyse Gesamtsystem. Quelle: e. D. ①: 2K-System, ②: 1K-System . . . . .	132
5.24	Planum, 1K: Ergebnis der Optimierung. Quelle: e. D. . . . .	133
6.1	Übersicht zum Ablauf der simulationsgestützten Untersuchung. Quelle: e. D. . . . .	136
6.2	Schaltplan LS-Systemprüfstand. Quelle: e. D. nach [93] . . . . .	137
6.3	LS-Pumpe A11VSO 95. Quelle: nach [74] . . . . .	142
6.4	DSH-Modell LSP. Quelle: e. D. . . . .	142
6.5	LS-Ventilblock LX6. Quelle: e. D. nach [76] . . . . .	143
6.6	DSH-Modell LS-Ventilblock. Quelle: e. D. . . . .	143
6.7	Ergebnis der Validierung des Simulationsmodells REF-LS. Quelle: e. D. . . . .	145
6.8	Verteilung der Abweichungen zw. REF-LS-Simulation und Mes- sung am Prüfstand, Darstellung als Box-Whisker-Diagramme. Quelle: e. D. . . . .	146
6.9	Simulationsmodell LS-SQRSD. Quelle: e. D. . . . .	147
6.10	Teilmodell T/S-LV des SQRSD-Modells. Quelle: e. D. . . . .	148
6.11	Teilmodell RS des SQRSD-Modells. Quelle: e. D. . . . .	149
6.12	2/2-Wege T/S-LV, konservatives ① und adaptives ② Prinzip. Quelle: e. D. . . . .	151
6.13	Schaltplan T/S-LV-Detailmodell zur Kennlinienbestimmung. Quelle: nach [23] . . . . .	152

6.14	Abhängigkeit zwischen Schwingbreite und Rückspeisedruck ① bzw. Schwingbreite und Volumenstrom ②. Quelle: nach [23] . . .	153
6.15	T/S-LV: Vergleich Ventilkennlinien. Quelle: nach [23] . . . . .	154
6.16	T/S-LV: Einfluss einer linearen bzw. nichtlinearen Kennlinie. Quelle: nach [23] . . . . .	155
6.17	T/S-LV mit Dämpfungsblenden. Quelle: e. D. . . . .	156
6.18	T/S-LV: Physikalisches Modell. Quelle: e. D. nach [105] . . . . .	157
6.19	T/S-LV: Fallunterscheidung u. wirkende Kräfte. Quelle: e. D. nach [105] . . . . .	158
6.20	Rückspeisesektion mit konstanter bzw. variabler RE. Quelle: e. D.	164
6.21	Methode zur Entwicklung der Rückspeisesektion. Quelle: e. D. .	166
6.22	Vorgehen Schritt 1: <i>Analyse opt. Rückspeisedruckbereich</i> . Quel- le: e. D. . . . .	167
6.23	RS-Design: Simulationsmodell zur Parametervariation. Quelle: e. D. . . . .	169
6.24	$\eta_{RE}$ Kennfelder (Gesamtwirkungsgrad) der RE, $V_{RE} = 100\% V_{RE,max}$ , varRE ①, konRE ②. Quelle: e. D., konRE nach [41], varRE nach [122] . . . . .	171
6.25	Prinzip der durchgeführten Co-Simulation. Quelle: e. D. . . . .	172
6.26	Topologie des CoSim-LS Bagger-MKS-Modells in SIMPACK. Blau: Schnittstellen zu Koppelprogrammen. Quelle: e. D. nach [83] . . . . .	174
6.27	Schematische Darstellung des CoSim-OPTRSD-Hydraulikmodells in DSH. Rot: RSD-Komponenten. Blau: Schnittstellen zu Kop- pelprogrammen. Quelle: e. D. . . . .	176
6.28	Schematische Darstellung des CoSim-Kopplungsmodells in Matlab / Simulink. Quelle: e. D. . . . .	177
6.29	Baustein <i>Zyklusfolgeregelung</i> : Reglerstruktur des Stielzylin- ders. Quelle: e. D. . . . .	177
6.30	Baustein <i>Reibungsmodell Schwenkwerk</i> Quelle: e. D. . . . .	178
6.31	Für CoSimulation verwendeter 90°-Zyklus. Quelle: e. D. . . . .	179

6.32	①: Baggerlöffel, ②: Skizze zur Bestimmung der Grabwiderstände $F_{S1}$ und $F_{S2}$ , ③: Modellvorstellung "Muschelkörper" von $F_{S2}$ in einer horizontalen Ebene, ④: Skizze zur Berechnung von $F_{S3}$ , Frontalansicht von ①. Quelle: e. D. nach [7] und [52] . . . . .	181
6.33	Baustein <i>Grabkraftmodell</i> : Schematische Darstellung des Modells in Matlab / Simulink. Quelle: e. D. . . . .	184
6.34	Verlauf von $\alpha$ , $\beta$ , $\vartheta$ , Löffelpos. und Grabkurve im 90°-Zyklus der Co-Simulation. Quelle: e. D. . . . .	185
7.1	Simulationsergebnis LS-SQRSD, synthetischer Rampenlastzyklus. Quelle: e. D. . . . .	188
7.2	Simulationsergebnis LS-OPTRSD, synthetischer Rampenlastzyklus. Quelle: e. D. . . . .	189
7.3	T/S-LV P/T-Kennl.: ① SQRSD, ② OPTRSD. Quelle: e. D. . . . .	190
7.4	T/S-LV-Optimierung: Eingesetzte Dämpfungsblende. Quelle: e. D. . . . .	192
7.5	Energievergleich REF-LS, LS-SQRSD, LS-OPTRSD. Quelle: e. D. . . . .	193
7.6	$p_{RS}$ -Analyseergebnis: ① 2K-System, ② 1K-System. Quelle: e. D. 195	
7.7	RS-Entwicklung: Versuchsplan Parametervariation. Quelle: e. D. 196	
7.8	Ergebnis der Dauerleckage-Analyse. ①: 2K-, ②: 1K-System. Quelle: e. D. . . . .	197
7.9	Ergebnis Parametervariation RS-Auslegung: 2K, konRE. Quelle: e. D. . . . .	198
7.10	Ergebnis Parametervariation RS-Auslegung: 2K, varRE. Quelle: e. D. . . . .	199
7.11	Ergebnis Parametervariation RS-Auslegung: 1K, konRE. Quelle: e. D. . . . .	199
7.12	Ergebnis Parametervariation RS-Auslegung: 1K, varRE. Quelle: e. D. . . . .	200
7.13	$p_{RS}$ -Analyseergebnis Modell CoSim-LS. Quelle: e. D. . . . .	203

7.14	Vergleich CoSim-LS vs. -OPTRSD: $x_i, \dot{x}_i$ bzw. $\alpha_i, \dot{\alpha}_i$ der Verbraucher. Quelle: e. D. . . . .	205
7.15	Vergleich CoSim-LS vs. -OPTRSD: $x_i, \dot{x}_i$ der Sektionsventile. Quelle: e. D. . . . .	206
7.16	Verteilung der kin. Abweichungen zw. CoSim-LS und -OPTRSD, Darstellung als Box-Whisker-Diagramme. Quelle: e. D. . . . .	207
7.17	Vergleich CoSim-LS vs. -OPTRSD: $p_{LS}, p_{LSi}$ Gesamtsystem u. Sektionen. Quelle: e. D. . . . .	209
7.18	Ergebnis CoSim-OPTRSD: ①: $E_{V,SBDV,i}$ -Zusammensetzung. Energievergleich $E_{V,SBDV,i}, E_{RE,i}$ eines OPTRSD-Systems mit T/S-LVs mit ② bzw. ohne ③ $p_{RS}$ -Steueranschluss. Quelle: e. D.	210
A.1	Hurwitz-Determinante. Quelle: e. D. . . . .	223
A.2	Modellbildungsvarianten. Quelle: [27] . . . . .	224
A.3	LS-Ventilblock, Typ M7, mit Sekundärdruckwaage, Bosch Rexroth AG. Quelle: [75] . . . . .	226
A.4	Übersicht zur Druckbelastbarkeit der Tankleitungen von LS-Ventilblöcken. Quelle: e. D. . . . .	227
A.5	Planum, 2K: SBDV-Analyse Verbraucher (①: Stiel, ②: Schwenkwerk, ③: Gesamtsystem) und Vergleich $P_{Si}, P_{V,SBDV,i}$ (④: Stiel, ⑤: Schwenkwerk). Quelle: e. D. . . . .	233
A.6	Planum, 1K-System: SBDV-Analyse Verbraucher. Quelle: e. D. ①: Ausleger, ②: Stiel, ③: Schwenkwerk, ④: Gesamtsystem . .	234
A.7	varRE: $V_{RE} = 100\%$ ①; $80\%$ ②; $60\%$ ③; $20\%$ ④. Quelle: e. D., varRE nach [122] . . . . .	235



## Tabellenverzeichnis

5.1	Aktorwegskalierung nach [43]	109
5.2	90°-Zyklus: Übersicht SBDV-Größen, gemittelt, 2K- u. 1K-System	124
5.3	Planum: Übersicht SBDV-Größen, gemittelt, 2K- u. 1K-System	132
6.1	Übersicht Sensorspezifikation, LS-Prüfstand	139
6.2	Validierung REF-LS, Kenngrößen der Box-Whisker-Diagramme	144
7.1	T/S-LV-Optimierung: Parametervergleich LS-SQRSD/-OPTRSD	191
7.2	RS-/Speicherparameter 2K-/1K-System Hydraulikbagger	196
7.3	Ergebnisse RS-Parametervariation 2K/1K-System. Quelle: e. D.	201
7.4	Zusammenfassung RS-Parameter CoSim-LS	204
7.5	Verteilung der kin. Abweichungen zw. CoSim-LS und -OPTRSD, Zusammenfassung der Box-Whisker-Kenngrößen.	207
A.1	Übersicht $p_{min}$ , $p_{max}$ , $n_{min}$ , $n_{max}$ für gen. RE-Wirkungsgradkennfelder, Parametervariation RS-Auslegung.	235



## Literaturverzeichnis

- [1] Axin, M.: Mobile Working Hydraulic System Dynamics: Dissertation, Linköping University, 2015. Bd. 1697. Linköping Studies in science and technology. Dissertations, Bd. 1697. Linköping: Department of Management and Engineering, Linköping University 2015. ISBN: 9789176859711.
- [2] Axin, M.; Eriksson, B. und Krus, P.: Flow versus pressure control of pumps in mobile hydraulic systems. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering 228.4 (2014), S. 245–256. ISSN: 0959-6518. DOI: 10.1177/0959651813512820.
- [3] Axin, M.; Eriksson, B. und Krus, P.: A flexible working hydraulic system for mobile machines. In: International Journal of Fluid Power 17.2 (2016), S. 79–89. ISSN: 1439-9776. DOI: 10.1080/14399776.2016.1141635.
- [4] Ays I.; Geimer, M.: Methane-Fuel cell-CCS-Drive: the emission-free working machine. 7. Fachtagung Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen, 20.02.2019, Karlsruhe. In: WVMA - Wissenschaftlicher Verein für Mobile Arbeitsmaschinen (Hrsg.): Tagungsband: 7. Fachtagung Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik, Bd. 67, Karlsruhe: KIT Scientific Publishing 2019. ISBN: 3731508737, S. 143–163.

- [5] Backé, W.: Möglichkeiten zur Energieeinsparung in der Hydraulik. 11. Aachener Fluidtechnisches Kolloquium, 08.–10. 03. 1994, Aachen. In: Verein zur Förderung der Forschung und Anwendung der Hydraulik und Pneumatik (Hrsg.): Tagungsband. Aachen: Verein zur Förderung der Forschung und Anwendung der Hydraulik und Pneumatik 1994, S. 201–236.
- [6] Bauer, G.: Hydraulik: Grundlagen, Bauelemente, Anwendungen. Wiesbaden: Vieweg+Teubner 2011. ISBN: 978-3-8348-1464-7.
- [7] Bergmann, H.: Grabwiderstand beim Hydraulikbagger: Dissertation, Technische Universität Berlin, 1980. In: Gutsche, H. und Becker, H. (Hrsg.). Berlin: Universitätsbibliothek der Technischen Universität Berlin 1980, S. 1–132. ISBN: 3798307180.
- [8] Bohl, W.: Technische Strömungslehre. 15. Auflage. Kamprath-Reihe. Würzburg: Vogel Buchverlag 2014. ISBN: 9783834361837.
- [9] Budden Joseph J.; Williamson, C. A.: Danfoss digital displacement excavator: Test results and analysis: FPMC2019-1669. ASME/BATH Symposium on Fluid Power and Motion Control FPMC, 07.–09. 10. 2019, Longboat Key, Florida, USA. In: The American Society of Mechanical Engineers (Hrsg.): Proceedings: ASME/BATH Symposium on Fluid Power and Motion Control. New York: The American Society of Mechanical Engineers 2020. ISBN: 9780791859339, S. 1–10.
- [10] Dengler P.; Geimer, M.: Zwischen den Drücken lesen: Effizienzsteigerung durch ein Konstantdrucksystem mit Zwischendruckleitung. In: O+P Fluidtechnik 2011.1-2 (2011), S. 24–27.
- [11] Dengler, P.: Untersuchung zum effizienten Betrieb von Hydraulikzylindern in Konstantdrucksystemen unter Verwendung einer Zwischendruckleitung: Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, 2014. Bd. 28. Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtech-

- 
- nik, Bd. 28. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing 2015. ISBN: 978-3-7315-0295-1.
- [12] Dengler P.; von Dombrowski, R.: Efficiency optimization of a hydrostatic system using an intermediate pressure line. 7th FPNI PhD Symposium on Fluid Power, 27.–30. 06. 2012, Reggio Emilia, Italy. In: Milani, M.; Montorsi, L. und Paltrinieri, F. (Hrsg.): Proceedings: 7th FPNI PhD Symposium on Fluid Power. Reggio Emilia: University of Modena and Reggio Emilia 2012. ISBN: 9788875590697, S. 635–646.
- [13] Dierken, R.: Modellsynthese und -validierung am Beispiel eines hydraulischen Load-Sensing-Systems. Masterthesis, unveröffentlicht. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie, 2019.
- [14] Djurovic, M.: Energiesparende Antriebssysteme für die Arbeitshydraulik mobiler Arbeitsmaschinen: Elektrohydraulisches Flow Matching: Dissertation, Technische Universität Dresden, 2007. Berichte aus dem Maschinenbau. Aachen: Shaker Verlag 2007. ISBN: 9783832263614.
- [15] Dunn, D.: Hydraulic load-sensing system: United States Patent. 4.010.610. 1977.
- [16] Fassbender, D.; Brach, C. und Minav, T.: Using Displacement Control for Single Cylinders on an Electric Mobile Machine - Improved Efficiency Versus Increased Component Costs. 13th International Fluid Power Conference Aachen, 13.–15. 06. 2022, Aachen. In: Schmitz, K. (Hrsg.): Proceedings: 13th International Fluid Power Conference Aachen: Fluid Power: Digital, Reliable, Sustainable. Aachen: Fördervereinigung Fluidtechnik e.V. 2022, S. 841–854.
- [17] Fassbender, D.; Minav, T.; Brach, C. und Huhtala, K.: Improving the Energy Efficiency of Single Actuators with High Energy Consumption: An Electro-Hydraulic Extension of Conventional Multi-

- Actuator Load-Sensing Systems. 17th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP 21, 31.05–02.06.2021, Linköping, Sweden. In: SICFP (Hrsg.): Proceedings. Linköping: Linköping University 2021. ISBN: 9789179290139, S. 3–18.
- [18] Fedde, T.: Elektrohydraulische Bedarfsstromsysteme am Beispiel eines Traktors: Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 2007. Forschungsberichte des Instituts für Landmaschinen und Fluidtechnik. Aachen: Shaker Verlag 2007. ISBN: 9783832269999.
- [19] Findeisen, D. und Helduser, S.: Ölhydraulik: Handbuch der hydraulischen Antriebe und Steuerungen. 6. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg 2015. ISBN: 978-3-642-54909-0.
- [20] Finzel, R.: Elektrohydraulische Steuerungssysteme für mobile Arbeitsmaschinen: Dissertation, Technische Universität Dresden, 2010. Berichte aus dem Maschinenbau. Aachen: Shaker Verlag 2011. ISBN: 9783832297862.
- [21] Finzel, R. und Helduser, S.: Energieeffiziente Steuerungen: Elektrohydraulische Steuerungssysteme für die Arbeitshydraulik mobiler Maschinen. In: O+P Fluidtechnik 2009.1-2 (2009), S. 22–27.
- [22] Flindt, J.: Projekt RSD: Simulationsgestützte Potentialuntersuchung mobiler Arbeitsmaschinen. Bachelorthesis, unveröffentlicht. Karlsruher Institut für Technologie, 2015.
- [23] Galuski, T.: Projekt RSD: Entwicklung des Tank-/Speicher-Logikventils. Masterthesis, unveröffentlicht. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie, 2015.
- [24] Ge, L.; Quan, L.; Li, Y.; Zhang, X. und Yang, J.: A novel hydraulic excavator boom driving system with high efficiency and potential energy regeneration capability. In: Energy Conversion and Management 166 (2018), S. 308–317. ISSN: 01968904. DOI: 10.1016/j.enconman.2018.04.046.

- 
- [25] Geimer, M.: Fluidtechnik, Vorlesung des Teilinstitut Mobile Arbeitsmaschinen am Karlsruher Institut für Technologie: Umdruck zur Vorlesung, unveröffentlicht. 2016.
- [26] Geimer, M.: Mobile Working Machines. Society of Automotive Engineers. Electronic publications. Warrendale, USA: SAE International 2020. ISBN: 9780768099546. DOI: 10.4271/9780768094329.
- [27] Geimer, M.; Krüger, T. und Linsel, P.: Co-Simulation, gekoppelte Simulation oder Simulatorkopplung? Ein Versuch der Begriffsvereinheitlichung. In: O+P Ölhydraulik und Pneumatik 50.11-12 (2006), S. 572–576. ISSN: 0341-2660. Zugriff am: 15. 04. 2022.
- [28] Geimer, M. und Pohlandt, C.: Grundlagen mobiler Arbeitsmaschinen. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing 2014. ISBN: 9783731501886.
- [29] Green, M.; Macpherson, J.; Caldwell, N. und Rampen, W. H. S.: DEXTER - The Application of a Digital Displacement Pump to a 16 Tonne Excavator. ASME/BATH Symposium on Fluid Power and Motion Control, 12.–14. 09. 2018, Bath, UK. In: American Society of Mechanical Engineers (Hrsg.): Proceedings: ASME/BATH Symposium on Fluid Power and Motion Control. New York: The American Society of Mechanical Engineers 2018. ISBN: 9780791851968, S. 1–9.
- [30] Grösbrink, B.: Load-Sensing System mit adaptiver Pumpenregelung: Dissertation, Techn. Universität Braunschweig, 2010. Forschungsberichte des Instituts für Landmaschinen und Fluidtechnik. Aachen: Shaker Verlag 2011. ISBN: 9783844003697.
- [31] Grote, K.-H. (Hrsg.): Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau. 22., neubearb. und erw. Aufl. Berlin, Heidelberg und New York: Springer Verlag 2007. ISBN: 3540497145.

- [32] Guenter, P.: Alternative fuels vor vehicles in off-road sector. 7. Internationale VDI-Fachtagung Antriebssysteme in mobilen Arbeitsmaschinen 2022, 06.–07. 07. 2022, Baden-Baden. In: VDI Wissensforum (Hrsg.): 7. Internationale VDI-Fachtagung Antriebssysteme in mobilen Arbeitsmaschinen 2022. Düsseldorf: VDI Wissensforum 2022. Zugriff am: 03. 08. 2022.
- [33] Hao, Y.; Quan, L.; Qiao, S.; Xia, L.; Ge, L. und Wang, B.: Energy-Saving Effect of Hydraulic Excavator with Application of Hydraulic-Electric Hybrid Driving System. 13th International Fluid Power Conference Aachen, 13.–15. 06. 2022, Aachen. In: Schmitz, K. (Hrsg.): Proceedings: 13th International Fluid Power Conference Aachen: Fluid Power: Digital, Reliable, Sustainable. Aachen: Fördervereinigung Fluidtechnik e.V. 2022, S. 732–744.
- [34] Heemskerck, E. und Voelker, B.: Hydraulische Steueranordnung: Internationales Patent. WO 2009/015998 A1. 2009.
- [35] Heybroek, K. und Larsson, J.: The potential of energy recuperation in valve controlled mobile hydraulic systems. The 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP, 02.–04. 06. 2009, Linköping, Sweden. In: Department of Intelligent Hydraulics and Automation (Hrsg.): Proceedings: The 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP. Linköping, Sweden: Linköping University 2009, S. 1–14.
- [36] Hießl, A. und Scheidl, R.: Energy Consumption and Efficiency Measurements of Different Excavators: Does Hybridization Pay? ASME/BATH 2015 Symposium on Fluid Power and Motion Control, FPMC, 12.–14. 10. 2015, Chicago, Illinois, USA. In: The American Society of Mechanical Engineers (Hrsg.): Proceedings: ASME/BATH Symposium on Fluid Power and Motion Control - 2015. New York, N.Y.: The American Society of Mechanical Engineers

- 
2015. ISBN: 978-0-7918-5723-6. DOI: 10.1115/FPMC2015-9568, S. 1–10.
- [37] Hiebl, A. und Scheidl, R.: Methodical Loss Reduction in Load Sensing Systems Based on Measurements. ASME/BATH Symposium on Fluid Power and Motion Control, 07.–09. 09. 2016, University of Bath, UK. In: American Society of Mechanical Engineers (Hrsg.): Proceedings: ASME/BATH Symposium on Fluid Power and Motion Control: Symposium on Fluid Power and Motion Control. Bath: University of Bath and American Society of Mechanical Engineers 2016. ISBN: 978-0-7918-5006-0. DOI: 10.1115/FPMC2016-1771, S. 1–9.
- [38] Hijikata, S.; Weishaar, P.; Liefeld, R. und Schmitz, K.: Experimental evaluation of system efficiency for a hydraulic hybrid architecture of excavators. In: MM Science Journal 2018.03 (2018), S. 2455–2459. ISSN: 18031269. DOI: 10.17973/MMSJ.2018\_10\_201836.
- [39] Hijikata, S.; Weishaar, P.; Sugimura, K.; Schmitz, K. und Murrenhoff, H.: A Hydraulic Hybrid Architecture combining an Open Center with a Constant Pressure System for Excavators. 11th International Fluid Power Conference (11th IFK), 18.–21. 03. 2018, Aachen; in: Murrenhoff, H. (Hrsg.): Proceedings: 11th International Fluid Power Conference. Aachen: RWTH Aachen 2018, S. 474–487.
- [40] Hilgers, M.: Alternative Antriebe und Ergänzungen zum konventionellen Antrieb. [1. Aufl. 2016]. Nutzfahrzeugtechnik lernen. Wiesbaden: Springer Vieweg 2016. ISBN: 3658146427.
- [41] Hoffmann, D.: Betriebsverhalten und Einsatzmöglichkeiten verschiedener Zahnradpumpenbauarten. In: VDI-Verlag (Hrsg.). Bd. 24 Nr.2. Bd. 24 Nr.2. Braunschweig-Völkenrode: VDI-Verlag 1974, S. 51–55. Zugriff am: 21. 10. 2021.

- [42] Holländer, C.; Boehm, D. und Landmann, T.: Hybrid-Antriebe bei Raupenbaggern – Konzepte und Lösungen. 3. Fachtagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, 17.02.2011, Karlsruhe. In: WVMA - Wissenschaftlicher Verein für Mobile Arbeitsmaschinen (Hrsg.): Tagungsband: 3. Fachtagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik, Bd. Bd. 7, Karlsruhe: KIT Scientific Publishing 2011. ISBN: 9783866445994, S. 117–124.
- [43] Holländer, C.: Untersuchungen zur Beurteilung und Optimierung von Baggerhydrauliksystemen: Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 1998. Bd. 307. Fortschrittberichte VDI : Reihe 1, Konstruktionstechnik, Maschinenelemente, Bd. 307. Düsseldorf: VDI Verlag GmbH 1998. ISBN: 3-18-330701-4.
- [44] Huth, T. und Kunze, Günter, Winger, André: Hydraulischer Hybrid für mobile Arbeitsmaschinen. 7. Kolloquium Mobilhydraulik, 27.–28.09.2012, Karlsruhe. In: Geimer, M. (Hrsg.): Tagungsband: 7. Kolloquium Mobilhydraulik, Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik, Bd. Bd. 14, Karlsruhe: KIT Scientific Publishing 2012. ISBN: 9783866448810, S. 51–70.
- [45] Inderelst, M.: Efficiency improvements in mobile hydraulic systems: Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule, 2013. Bd. 70. Reihe Fluidtechnik, Bd. 70. Aachen: Shaker Verlag 2013. ISBN: 9783844017267.
- [46] Inderelst, M.; Prust, D. und Siegmund, M.: Electro-hydraulic SWOT-analysis on electro-hydraulic drives in construction machinery. 12th International Fluid Power Conference (12. IFK), 12.–14.10.2020, Dresden. In: Weber, J. (Hrsg.): Proceedings: 12th International Fluid Power Conference (12. IFK). Dresden: Dresdner Verein zur Förderung der Fluidtechnik e.V. 2020, 225–237 (Vol.3).

- 
- [47] KHL-Group: Größte Baumaschinenhersteller weltweit nach Absatz im Jahr 2020. URL: <https://de-statista-com.ezproxy-kit-1.redi-bw.de/statistik/daten/studie/234198/umfrage/baumaschinenhersteller-nach-umsatz-weltweit/>, Zugriff am: 09.02.2022.
- [48] KHL-Group: Größte Baumaschinenhersteller weltweit nach Marktanteil im Jahr 2020. URL: <https://de-statista-com.ezproxy-kit-1.redi-bw.de/statistik/daten/studie/258219/umfrage/baumaschinenhersteller-nach-markanteilen-weltweit/>, Zugriff am: 09.02.2022.
- [49] Kim, Y.-B.; Kim, P.-Y. und Murrenhoff Hubertus: Boom potential energy regeneration scheme for hydraulic excavators. ASME/BATH Symposium on Fluid Power and Motion Control, 07.–09.09.2016, University of Bath, UK. In: American Society of Mechanical Engineers (Hrsg.): Proceedings: ASME/BATH Symposium on Fluid Power and Motion Control: Symposium on Fluid Power and Motion Control, Bd. 5, Bath: University of Bath and American Society of Mechanical Engineers 2016. ISBN: 978-0-7918-5006-0, S. 1–7.
- [50] König, H.: Maschinen im Baubetrieb: Grundlagen und Anwendung. 4., aktualisierte Aufl. 2014. SpringerLink : Bücher. Wiesbaden: Springer Vieweg 2014. ISBN: 978-365-80328-9-0. DOI: 10.1007/978-3-658-03289-0.
- [51] Krämer, A. und Kempkes, J.: Modellierung und Simulation von nichtlinearen Reibungseffekten bei der Lageregelung von Servomotoren. In: Grebner, R. (Hrsg.). Bd. 2. FHWS Science Journal, Bd. 2. Würzburg: Hochschule für angewandte Wissenschaften Würzburg-Schweinfurt 2013, S. 47–57.
- [52] Kunze, G.; Göhring, H. und Jacob, K.: Baumaschinen: Erdbau- und Tagebaumaschinen. 2. überarbeitete Auflage. Fördertechnik und Baumaschinen. Wiesbaden: Vieweg + Teubner 2012. ISBN: 9783834815927.

- [53] Lagarde, J.; Green, M.; Dole, A.; Talvitie, J.; Toikka und Juha: Danfoss Digital Displacement & Editron: An efficient electro-hydraulic system for mobile applications. 13th International Fluid Power Conference Aachen, 13.–15. 06. 2022, Aachen. In: Schmitz, K. (Hrsg.): Proceedings: 13th International Fluid Power Conference Aachen: Fluid Power: Digital, Reliable, Sustainable. Aachen: Fördervereinigung Fluidtechnik e.V. 2022, S. 1045–1058.
- [54] Lee, J.-C.; Jin, K.-C.; Kwon, Y.-M.; Choi, L.-G.; Choi, J.-Y. und Lee, B.-K.: Development of the independent metering valve control system and analysis of its performance for an excavator. ASME/BATH Symposium on Fluid Power and Motion Control, 07.–09. 09. 2016, University of Bath, UK. In: American Society of Mechanical Engineers (Hrsg.): Proceedings: ASME/BATH Symposium on Fluid Power and Motion Control: Symposium on Fluid Power and Motion Control, Bd. 5, Bath: University of Bath and American Society of Mechanical Engineers 2016. ISBN: 978-0-7918-5006-0, S. 1–6.
- [55] Lenzgeiger, U.; Maier, U. und Schmuttermair, P.: Electronic Load-Sensing for Tractors. 11th International Fluid Power Conference (11th IFK), 18.–21. 03. 2018, Aachen; in: Murrenhoff, H. (Hrsg.): Proceedings: 11th International Fluid Power Conference. Aachen: RWTH Aachen 2018, S. 488–507.
- [56] Linjama, M.; Laamanen, A. und Vilenius, M.: Is it time for Digital Hydraulics? The 8th Scandinavian International Conference on Fluid Power (SICFP), 07.–09. 05. 2003, Tampere, Finland. In: Koskinen, K. T. und Vilenius, M. (Hrsg.): Proceedings: Scandinavian International Conference on Fluid Power. Tampere: Tampere University of Technology 2003, S. 1–20.
- [57] Liu, B.; Quan, L. und Ge, L.: Research on the performance of hydraulic excavator boom based pressure and flow accordance control

- 
- with independent metering circuit. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering 231.5 (2017), S. 901–913. ISSN: 0954-4089. DOI: 10.1177/0954408916673117.
- [58] Liu, K.; Gao, Y. und Tu, Z.: Energy saving potential of load sensing system with hydro-mechanical pressure compensation and independent metering. In: International Journal of Fluid Power 17.3 (2016), S. 173–186. ISSN: 1439-9776. DOI: 10.1080/14399776.2016.1185877.
- [59] Liu, K.; Gao, Y.; Tu, Z. und Lin, P.: Energy-saving analysis of the independent metering system with pressure compensation for excavator’s manipulator. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering 230.9 (2016), S. 905–920. ISSN: 0959-6518. DOI: 10.1177/0959651816658191.
- [60] Lodewyks, J. und Zurbrügg, P.: Decentralized energy-saving hydraulic concepts for mobile working machines. 10th International Fluid Power Conference (10th IFK), 08.–10.03.2016, Dresden. In: Weber, J. (Hrsg.): Tagungsband: 10th International Fluid Power Conference. Dresden: Dresdner Verein zur Förderung der Fluidtechnik e.V. 2016, S. 79–90.
- [61] Lübbert, J.; Sitte, A. und Weber, J.: Pressure compensator control – a novel independent metering architecture. 10th International Fluid Power Conference (10th IFK), 08.–10.03.2016, Dresden. In: Weber, J. (Hrsg.): Tagungsband: 10th International Fluid Power Conference. Dresden: Dresdner Verein zur Förderung der Fluidtechnik e.V. 2016, S. 231–245.
- [62] Lübbert, J.; Weber, J.; Stauch, C. und Bruck, P.: Modular independent metering system for mobile applications providing smooth mode transition. 12th International Fluid Power Conference (12. IFK),

- 12.–14. 10. 2020, Dresden. In: Weber, J. (Hrsg.): Proceedings: 12th International Fluid Power Conference (12. IFK). Dresden: Dresdner Verein zur Förderung der Fluidtechnik e.V. 2020, S. 239–248.
- [63] Marani, P.; Ansaloni, G. und Paoluzzi, R.: Load Sensing with active regeneration system. The 7th JFPS, International Symposium on Fluid Power, 15.–18. 09. 2008, Toyama. In: JFPS (Hrsg.): Proceedings: The 7th JFPS, International Symposium on Fluid Power. Toyama: University of Toyama 2008. ISBN: 4-931070-07-X, S. 617–622.
- [64] Marani, P. und Martelli, M.: Energy and Control Characteristics of a Novel Meter Out Hydraulic System for Mobile Applications. ASME/BATH 2017 Symposium on Fluid Power and Motion Control (FPMC), 16.–19. 10. 2017, Sarasota, Florida, USA. In: The American Society of Mechanical Engineers (Hrsg.): Proceedings: ASME/BATH Symposium on Fluid Power and Motion Control. New York, N.Y.: The American Society of Mechanical Engineers 2017. ISBN: 978-0-7918-5833-2. DOI: 10.1115/FPMC2017-4269, S. 1–9.
- [65] Marani, P.; Massimo, M.; Mesturini, D. und Busani, U.: Experimental Evaluation of the New Meter Out Sensing Architecture. 11th International Fluid Power Conference (11th IFK), 18.–21. 03. 2018, Aachen; in: Murrenhoff, H. (Hrsg.): Proceedings: 11th International Fluid Power Conference. Aachen: RWTH Aachen 2018, S. 164–175.
- [66] Marani, P. und Milani, M.: Operating Principles and Simulation of a Novel Meter Out Control System for Mobile Machines. International Symposium on Fluid Power (10th JFPS), 24.–27. 10. 2017, Fukuoka. In: JFPS (Hrsg.): Proceedings: The 10th JFPS, International Symposium on Fluid Power. Fukuoka: University of Fukuoka 2017, S. 216–223.

- 
- [67] Matthies, H. J. und Renius, K. T.: Einführung in die Ölhydraulik. 8. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg 2014. ISBN: 3658067144.
- [68] Mesturini, D.; Dolcin, C.; Busani, U.; Marani, P.; Bonavolontà, A. und Frosina, E.: Optimization of Directional Control Valves through Downstream Compensation Approach. 12th International Fluid Power Conference (12. IFK), 12.–14. 10. 2020, Dresden. In: Weber, J. (Hrsg.): Proceedings: 12th International Fluid Power Conference (12. IFK). Dresden: Dresdner Verein zur Förderung der Fluidtechnik e.V. 2020, S. 139–148.
- [69] Mosler, K. C. und Schmid, F.: Beschreibende Statistik und Wirtschaftsstatistik. 4., aktualisierte und verb. Aufl. Springer-Lehrbuch. Dordrecht u. a.: Springer 2009. ISBN: 9783642015564.
- [70] Murrenhoff, H.: Grundlagen der Fluidtechnik: Umdruck zur Vorlesung. 2., korrigierte Auflage. Bd. 3. Reihe Fluidtechnik, Bd. 3. Herzogenrath: Shaker Verlag 2014. ISBN: 9783844024555.
- [71] Murrenhoff, H. (Hrsg.): Proceedings: 9th International Fluid Power Conference. 9th International Fluid Power Conference (9th IFK), 24.–26. 03. 2014, Aachen. Aachen: HP - Fördervereinigung Fluidtechnik 2014. ISBN: 9783981648003.
- [72] Murrenhoff, H. und Eckstein, L.: Fluidtechnik für mobile Anwendungen: Umdruck zur Vorlesung. 6., überarb. Aufl. Reihe Fluidtechnik. Aachen: Shaker Verlag 2014. ISBN: 9783844029192.
- [73] Murrenhoff, H. und Sgro, S.: Servohydraulik - geregelte hydraulische Antriebe: Umdruck zur Vorlesung. 4., neu überarb. Aufl. Reihe Fluidtechnik. Aachen: Shaker und Inst. für Fluidtechnische Antriebe und Steuerungen 2012. ISBN: 9783844009477.
- [74] N.N.: Bosch Rexroth AG: Axialkolben-Verstellpumpe A11VO: Datenblatt Nr. RD 92500/10.09. 2009.

- [75] N.N.: Bosch Rexroth AG: LUDV-Steuerblock in Monoblock- oder Sandwichbauweise M7-20: Datenblatt Nr. RD64293. 06/2013.
- [76] N.N.: Hydac International: X-Series Load-Sensing Steuerblock in Sektionsbauweis, LX6: Datenblatt Nr. 5.282.1/03.15. 03/2015.
- [77] N.N.: EC230 Electric: Volvo Electric Excavators 23.0-26.1 t.  
URL: [https://www.volvoce.com/-/media/volvoce/global/products/electric-machines/electric-excavators/brochures/ec230-electric/brochure\\_ec230\\_electric\\_en\\_21\\_20060640\\_a.pdf?v=PQhIPw](https://www.volvoce.com/-/media/volvoce/global/products/electric-machines/electric-excavators/brochures/ec230-electric/brochure_ec230_electric_en_21_20060640_a.pdf?v=PQhIPw). Hrsg. von Volvo CE. 2022. Zugriff am: 20. 04. 2023.
- [78] N.N.: Liebherr-Raupenbagger mit Wasserstoffmotor feiert Weltpremiere. URL: <https://www.liebherr.com/de/deu/aktuelles/news-pressmitteilungen/detail/liebherr-raupenbagger-mit-wasserstoffmotor-feiert-weltpremiere.html>. Hrsg. von Liebherr-France SAS. Colmar, Frankreich, 2022. Zugriff am: 20. 04. 2023.
- [79] N.N.: PC210 Electric: Elektrischer Hydraulikbagger.  
URL: [https://www.komatsu.eu/-/media/projects/komatsu/bauma2022/electric-brochures/pc210\\_elec\\_udess19700p\\_2210.ashx](https://www.komatsu.eu/-/media/projects/komatsu/bauma2022/electric-brochures/pc210_elec_udess19700p_2210.ashx). Hrsg. von Komatsu Europe International N.V. 2022. Zugriff am: 20. 04. 2023.
- [80] N.N.: Caterpillar Expands Construction Industries Portfolio with Four Battery Electric Machines. URL: <https://www.caterpillar.com/en/news/corporate-press-releases/h/Caterpillar-expands-construction-industries-portfolio.html>. Hrsg. von Caterpillar Inc. 2022-10. Zugriff am: 20. 04. 2023.
- [81] Nagel, P.: Hydraulisches Mehrverbrauchersystem mit energieeffizienter hydraulischer Schaltung: Deutsches Patent. 2014.
- [82] Nagel, P.: Entwicklung einer Betriebsstrategie zur Energierückgewinnung in hybriden Mehrverbrauchersystemen: Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, 2015. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing 2016. ISBN: 9783731504795.

- 
- [83] Nass, C.: Projekt RSD: Untersuchung des Schaltungsprinzips mittels hydraulisch-mechanischer Co-Simulation. Masterthesis, unveröffentlicht. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie, 2015. Zugriff am: 22. 01. 2018.
- [84] Normenausschuss Maschinenbau im DIN: Erdbaumaschinen - Grundtypen - Identifizierung und Begriffe (ISO\_6165:2012); Deutsche Fassung EN\_ISO\_6165:2012. 6165:2013-02 (Berlin). 2013-02. DOI: 10.31030/1905245.
- [85] Ogenoorth, A.; Haas, C.; Frischkorn, K. und Schmitz, K.: Hydraulische Mehrdrucksysteme für mobile Arbeitsmaschinen mit elektrischen Antrieben. 8. Fachtagung Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen, 23. 02. 2011, Karlsruhe. In: Geimer, M. (Hrsg.): Tagungsband: 8. Fachtagung Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing 2021. ISBN: 978-3-7315-1071-0, S. 13–33.
- [86] Ogenoorth, A.; Sender, B. und Schmitz, K.: Switching procedures of multi-pressure systems for electrified excavators. 13th International Fluid Power Conference Aachen, 13.–15. 06. 2022, Aachen. In: Schmitz, K. (Hrsg.): Proceedings: 13th International Fluid Power Conference Aachen: Fluid Power: Digital, Reliable, Sustainable. Aachen: Fördervereinigung Fluidtechnik e.V. 2022, S. 855–965.
- [87] Reich, T.; Nagel, P. und Geimer, M.: Beurteilung des Einsparpotentials eines hybriden Teleskopladern mithilfe eines Rollenprüfstandes. 8. Kolloquium Mobilhydraulik (MHK), 06.–07. 10. 2014, Technische Universität Braunschweig; in: Frerichs, L. (Hrsg.): Tagungsband: 8. Kolloquium Mobilhydraulik, Forschungsberichte des Instituts für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge, Braunschweig: Universitätsbibliothek Braunschweig 2014, S. 83–92.

- [88] Roth, D.; Jacobs, G.; Krech, M.; Pietrzyk, T. und Schmitz, K.: Bau-  
raumreduktion durch Drehzahlanhebung - Einsatz von High-Speed-  
Antrieben in elektrohydraulischen Linearaktuatoren für mobile An-  
wendungen. 7. Fachtagung Hybride und energieeffiziente Antriebe  
für mobile Arbeitsmaschinen, 20. 02. 2019, Karlsruhe. In: WVMA  
- Wissenschaftlicher Verein für Mobile Arbeitsmaschinen (Hrsg.):  
Tagungsband: 7. Fachtagung Hybride und energieeffiziente Antrie-  
be für mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruher Schriftenreihe Fahr-  
zeugsystemtechnik, Bd. 67, Karlsruhe: KIT Scientific Publishing  
2019. ISBN: 3731508737, S. 73–94.
- [89] Scherer, M.: Beitrag zur Effizienzsteigerung mobiler Arbeitsma-  
schinen: Entwicklung einer elektrohydraulischen Bedarfsstromsteue-  
rung mit aufgeprägtem Volumenstrom: Dissertation, Karlsruher In-  
stitut für Technologie (KIT), 2015. Karlsruhe: KIT Scientific Pu-  
blishing 2015. ISBN: 9783731503392.
- [90] Schneider, K.: Hybrid Power Booster, Energierückgewinnung und  
Leistungssteigerung mit Hybridantrieb. 3. Fachtagung Hybridan-  
triebe für mobile Arbeitsmaschinen, 17. 02. 2011, Karlsruhe. In:  
WVMA - Wissenschaftlicher Verein für Mobile Arbeitsmaschinen  
(Hrsg.): Tagungsband: 3. Fachtagung Hybridantriebe für mobile  
Arbeitsmaschinen, Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtech-  
nik, Bd. Bd. 7, Karlsruhe: KIT Scientific Publishing 2011. ISBN:  
9783866445994, S. 163–172.
- [91] Siebert, J. und Geimer, M.: Steigerung der Effizienz von LS-Systemen  
durch Reduzierung der Druckverluste an Druckwaagen. 5. Facha-  
tagung Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsma-  
schinen, 25. 02. 2015, Karlsruhe. In: Geimer, M. und Synek, P.-M.  
(Hrsg.): Tagungsband: 5. Fachtagung Hybride und energieeffizien-  
te Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruher Schriftenrei-

- 
- he Fahrzeugsystemtechnik, Bd. 30, Hannover und Karlsruhe: KIT Scientific Publishing 2015. ISBN: 9783731503231, S. 197–213.
- [92] Siebert, J. und Geimer, M.: Reduction of System Inherent Pressure Losses at Pressure Compensators of Hydraulic Load Sensing Systems. 10th International Fluid Power Conference (10th IFK), 08.–10.03.2016, Dresden. In: Weber, J. (Hrsg.): Tagungsband: 10th International Fluid Power Conference. Dresden: Dresdner Verein zur Förderung der Fluidtechnik e.V. 2016, S. 253–266.
- [93] Siebert, J. und Geimer, M.: Reduzierung systembedingter Energieverluste an Druckwaagen von Load-Sensing-Systemen durch Reihenschaltung eines Hydrospeichers (RSD): Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben, Kennwort: Reduzierung systembedingter Druckverluste (RSD) der Forschungsstelle Teilinstitut Mobile Arbeitsmaschinen (Mobima), Karlsruher Institut für Technologie: FKM-Vorhaben Nr. 703050 der Forschungsvereinigung Forschungskuratorium Maschinenbau e.V. Karlsruhe, 2016.
- [94] Siebert, J. und Geimer, M.: Projekt: Studie zur Emissionsreduktion von Fahrzeugen im Unter-Tage-Bau: Abschlussbericht. Hrsg. von Teilinstitut Mobile Arbeitsmaschinen. Karlsruhe.
- [95] Siebert, J.; Wydra, M. und Geimer, M.: Efficiency Improved Load Sensing System - Reduction of System Inherent Pressure Losses. In: *Energies* 10.7 (2017). DOI: 10.3390/en10070941.
- [96] Siebert, J.; Wydra, M. und Geimer, M.: Development and Implementation of a Control and Regulation Concept for a Hydraulic Load Unit. 11th International Fluid Power Conference, 19.–21.03.2018, Aachen. In: Murrenhoff, H. (Hrsg.): *Fluid power networks // Fluid Power Networks: Proceedings : 11th International Fluid Power Conference Vol.1, Bd. Vol. 1*, Aachen: RWTH Aachen University 2018. ISBN: 978-3-95886-215-9, S. 130–143.

- [97] Sitte, A.; Beck, B. und Weber, J.: Design of independent metering control systems. 9th International Fluid Power Conference (9th IFK), 24.–26. 03. 2014, Aachen. In: Murrenhoff, H. (Hrsg.): Proceedings: 9th International Fluid Power Conference (9th IFK). Aachen: HP - Fördervereinigung Fluidtechnik 2014. ISBN: 978-3-9816480-0-3, S. 428–441.
- [98] Steindorff, K. und Lang, T.: Betriebsstrategien zur Energierückgewinnung an einem hydraulischen Antrieb. 2. Fachtagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, 18. 02. 2009, Karlsruhe. In: WVMA - Wissenschaftlicher Verein für Mobile Arbeitsmaschinen (Hrsg.): Tagungsband: 2. Fachtagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. Karlsruhe: WVMA 2009, S. 97–107.
- [99] Stenlund, S.: Electrohydraulic guide system: European Patent. EP0417087A1. 1991.
- [100] Sugimura, K. und Murrenhoff, H.: Hybrid Load Sensing - Displacement Controlled Architecture for Excavators. The Fourteenth Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP15, 20.–22. 05. 2015, Tampere, Finland. In: Tampere University of Technology; Laamanen, A. und Huhtala, K. (Hrsg.): Proceedings: The 14th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP15. Tampere, Finland: Tampere University of Technology 2015. ISBN: 978-952-15-3529-1, S. 1–12.
- [101] Sugimura, K. und Murrenhoff Hubertus: Novel Hydraulic System for Mini Excavators without Electronic Controls. ASME/BATH Symposium on Fluid Power and Motion Control, 07.–09. 09. 2016, University of Bath, UK. In: American Society of Mechanical Engineers (Hrsg.): Proceedings: ASME/BATH Symposium on Fluid Power and Motion Control: Symposium on Fluid Power and Motion Control, Bd. 5, Bath: University of Bath and American Society of Mechanical Engineers 2016. ISBN: 978-0-7918-5006-0, S. 1–8.

- 
- [102] Tetik, S. und Brand, M.: Secondary Control Based Hydraulic Architectures For Mobile Applications. 13th International Fluid Power Conference Aachen, 13.–15. 06. 2022, Aachen. In: Schmitz, K. (Hrsg.): Proceedings: 13th International Fluid Power Conference Aachen: Fluid Power: Digital, Reliable, Sustainable. Aachen: Fördervereinigung Fluidtechnik e.V. 2022, S. 669–679.
- [103] Thiebes, P.: Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen: Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2011. Bd. 10. Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik / Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Bd. 10. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing 2011. ISBN: 9783866448087. DOI: 10.5445/KSP/1000025625.
- [104] Tsuruga, Y. und Ishikawa, K.: Development of Hybrid Hydraulic Excavator. 9th JFPS International Symposium on Fluid Power, 28.–31. 10. 2014, Matsue, Japan. In: Yoshida, K. (Hrsg.): Proceedings: 9th JFPS International Symposium on Fluid Power. Tokyo: Japan Fluid Power System Society 2014. ISBN: 4931070108, S. 148–150.
- [105] Uebel, D.: Analytische Untersuchung und Schwingungsoptimierung des Tank-/Speicher-Logikventils. Masterthesis, unveröffentlicht. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie, 2020.
- [106] Unbehauen, H.: Regelungstechnik I: Klassische Verfahren zur Analyse und Synthese linearer kontinuierlicher Regelsysteme, Fuzzy-Regelsysteme. 14., verbesserte und aktualisierte Auflage. Springer eBook Collection. Wiesbaden: Vieweg+Teubner 2007. ISBN: 9783834802309. DOI: 10.1007/978-3-8348-9196-9.
- [107] Uptmoor, M.: Projekt RSD: Entwicklung des Projektprüfstandes. Masterarbeit, unveröffentlicht. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie, 2015. Zugriff am: 26. 07. 2018.

- [108] Völker, L.: Untersuchung des Kommunikationsintervalls bei der gekoppelten Simulation: Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2010. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing 2010.
- [109] Vukovic, M.: Hydraulic hybrid systems for excavators: Dissertation, Rhein-Westfälische Technische Hochschule (RWTH), 2017. Bd. 90. Reihe Fluidtechnik, Bd. 90. Aachen: Shaker Verlag 2017. ISBN: 3844053123.
- [110] Vukovic, M.; Leifeld, R. und Murrenhoff, H.: STEAM – a hydraulic hybrid architecture for excavators. 10th International Fluid Power Conference (10th IFK), 08.–10.03.2016, Dresden. In: Weber, J. (Hrsg.): Tagungsband: 10th International Fluid Power Conference. Dresden: Dresdner Verein zur Förderung der Fluidtechnik e.V. 2016, S. 151–162.
- [111] Wang, T. und Wang, Q.: An Energy-Saving Pressure-Compensated Hydraulic System With Electrical Approach. In: IEEE/ASME Transactions on Mechatronics 19.2 (2014), S. 570–578. ISSN: 1941-014X. DOI: 10.1109/TMECH.2013.2250296.
- [112] Wang, T. und Wang, Q.: Efficiency analysis and evaluation of energy-saving pressure-compensated circuit for hybrid hydraulic excavator. In: Automation in Construction 47 (2014), S. 62–68. ISSN: 09265805. DOI: 10.1016/j.autcon.2014.07.012.
- [113] Wang, T.; Wang, Q. und Lin, T.: Improvement of boom control performance for hybrid hydraulic excavator with potential energy recovery. In: Automation in Construction 30 (2013), S. 161–169. ISSN: 09265805. DOI: 10.1016/j.autcon.2012.11.034.
- [114] Wanner, K.: Messung und Untersuchung der axialen Kräfte an ölhydraulischen Steuerschiebern. Stuttgart, 1965.

- 
- [115] Will, D. und Gebhardt, N. (Hrsg.): *Hydraulik: Grundlagen, Komponenten, Systeme*. 6. Aufl. Berlin: Springer Vieweg 2014. ISBN: 978-3-662-44402-3. DOI: 10.1007/978-3-662-44402-3.
- [116] Wittel, H.; Spura, C. und Jannasch, D.: *Roloff/ Matek Maschinenelemente*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden 2021. ISBN: 978-3-658-34159-6. DOI: 10.1007/978-3-658-34160-2.
- [117] Wydra, M.: *Projekt RSD: Reduzierung systembedingter Druckverluste an Druckwaagen: Übertragung der Charakteristik des Tank-Speicher-Logik-Ventils auf ein System mit aufgelösten Steuerkanten*. Masterthesis, unveröffentlicht. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie, 2016.
- [118] Wydra, M. und Geimer, M.: *Kurzbericht zum Thema: Selbstoptimierende Steuerstrategie zur Verlustminimierung eines Konstantdrucksystems mit Zwischendruckleitung und 4-Flächen-Zylinder: AK: Hydraulik - Effizienzsteigerung im Konstantdrucksystem*. Hrsg. von Marcus Geimer. 2022.
- [119] Wydra, M.; Geimer, M. und Weiss, B.: *An Approach to Combine an Independent Metering System with an Electro-Hydraulic Flow-on-Demand Hybrid-System*. The 15th Scandinavian International Conference on Fluid Power (SICFP), 07.–09.06.2017, Linköping, Sweden. In: Krus, P. und Ericson, Liselott, Sethson, Magnus (Hrsg.): *Proceedings: The 15th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping Electronic Conference Proceedings*, Bd. 144, Linköping, Sweden: Linköping University Electronic Press 2017. ISBN: 978-91-7685-369-6, S. 161–170.
- [120] Zähe, B.: *Energiesparende Schaltungen hydraulischer Antriebe mit veränderlichem Versorgungsdruck und ihre Regelung: Dissertation*, Rhein-Westfälische Technische Hochschule (RWTH), 1993. Aachen, 1993.

- [121] Zhang, S.; Minav, T. und Pietola, M.: Improving Efficiency of Micro Excavator With Decentralized Hydraulics. ASME/BATH 2017 Symposium on Fluid Power and Motion Control (FPMC), 16.–19. 10. 2017, Sarasota, Florida, USA. In: The American Society of Mechanical Engineers (Hrsg.): Proceedings: ASME/BATH Symposium on Fluid Power and Motion Control. New York, N.Y.: The American Society of Mechanical Engineers 2017. ISBN: 978-0-7918-5833-2. DOI: 10.1115/FPMC2017-4341.
- [122] Zhou, S.; Walker, P. und Zhang, N.: Parametric design and regenerative braking control of a parallel hydraulic hybrid vehicle. In: Mechanism and Machine Theory 146 (2020), S. 1–15. ISSN: 0094-114X. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2019.103714.
- [123] Zimmerman, J.; Busquets, E. und Ivantysynova, M.: 40% Fuel Savings by Displacement Control Leads to Lower Working Temperatures - A Simulation Study and Measurements. 52nd National Conference on Fluid Power, 23.–25. 03. 2011, Las Vegas Convention Center. In: National Fluid Power Association (Hrsg.): Proceedings: 52nd National Conference on Fluid Power. Milwaukee, Wis.: National Fluid Power Association 2011. ISBN: 0942220498.
- [124] Zimmerman, J.; Pelosi, M.; Williamson, C. A. und Ivantysynova, M.: Energy Consumption of an LS Excavator Hydraulic System. ASME 2007 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, 11.–15. 11. 2007, Seattle, Washington, USA. In: Design, analysis, control and diagnosis of fluid power systems, /FPST, Bd. 14, New York, NY: ASME 2008. ISBN: 0-7918-4298-3. DOI: 10.1115/IMECE2007-42267, S. 117–126.