

Karlsruher Schriftenreihe
Fahrzeugsystemtechnik

Thorsten Dreher

**Energieeffizienz von Konstantdruck-
systemen mit sekundärgeregelten
Antrieben beim Einsatz in mobilen
Arbeitsmaschinen**

Thorsten Dreher

**Energieeffizienz von Konstantdrucksystemen
mit sekundärgeregelten Antrieben beim Einsatz
in mobilen Arbeitsmaschinen**

**Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik
Band 35**

Herausgeber

FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Prof. Dr.-Ing. Peter Gratzfeld

Prof. Dr.-Ing. Frank Henning

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

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

Energieeffizienz von Konstantdrucksystemen mit sekundärgeregelten Antrieben beim Einsatz in mobilen Arbeitsmaschinen

von
Thorsten Dreher

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

Impressum



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

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

www.ksp.kit.edu



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



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

Print on Demand 2015

ISSN 1869-6058

ISBN 978-3-7315-0377-4

DOI: 10.5445/KSP/1000047003

Vorwort des Herausgebers

Energieeffiziente Antriebe helfen, den Kraftstoffverbrauch in Fahrzeugen zu reduzieren und verringern damit gleichzeitig die Belastung der Umwelt. Heute sind vielfältige Forschungsaktivitäten in diesem Gebiet zu beobachten. Mobile Arbeitsmaschinen, wie Mähdrescher, Bagger oder Schneefräsen, besitzen aufgrund ihres hohen Leistungsbedarfs zur Erfüllung ihrer Aufgabe einen hohen Kraftstoffbedarf. Die Optimierung dieser Maschinen ist besonders wirtschaftlich, da die Kraftstoffeinsparungen Mehraufwände schnell amortisieren.

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

Das Thema Konstantdrucksysteme für die Arbeitsantriebe von Arbeitsmaschinen wird in Band 35 aufgegriffen. Diese Antriebe bieten in Zusammenhang mit sekundärverstellten Motoren die Möglichkeit, Prinzip bedingte Verluste zu eliminieren.

Herr Dreher stellt in dem vorliegenden Band eine Methodik zur Bewertung von Konstantdrucksystemen mit sekundärgeregelten Antrieben im Vergleich zu Load-Sensing Systemen vor. Durch die Erzeugung von Effizienzlandkarten kann er Betriebspunkte ermitteln, die für das jeweilige System vorteilhaft sind. Eine Abschätzung der Wirtschaftlichkeit eines Systems kann so in einem relativ frühen Entwicklungsstadium erfolgen.

Die von ihm entwickelte Methodik validiert Herr Dreher am Beispiel eines Düngerstreuers. Die Konstantmotoren werden dabei durch Stellmotoren ersetzt, da sie die höchste Leistungsanforderung im System besitzen.

Karlsruhe, im März 2015

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Energieeffizienz von Konstantdrucksystemen mit sekundärgeregelten Antrieben beim Einsatz in mobilen Arbeitsmaschinen

Zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor der Ingenieurwissenschaften
der Fakultät für Maschinenbau
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

genehmigte
Dissertation
von

Dipl.-Ing. Thorsten Dreher

Tag der mündlichen Prüfung: 16. März 2015

Hauptreferent: Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Karl T. Renius

Kurzfassung

Konstantdrucksysteme in Kombination mit verdrängergesteuerten Antrieben werden vorwiegend in der Stationärhydraulik bei besonderen Anforderungen hinsichtlich Zuverlässigkeit, Dynamik und Regelgenauigkeit realisiert. Dieses als Sekundärregelung bezeichnete Schaltungskonzept hat heute den Ruf einer kostenintensiven Lösung für Nischenanwendungen. In mobilen Arbeitsmaschinen kommt es bislang trotz der bekanntlich hohen Energieeffizienz nur vereinzelt zum Einsatz.

Im Rahmen dieser Arbeit wird untersucht, unter welchen Bedingungen Konstantdrucksysteme mit sekundärregerten Verstellantrieben eine energieeffiziente und wirtschaftlich attraktive Alternative zu bewährten mobilhydraulischen Schaltungskonzepten sein können.

Zu diesem Zweck wird eine Methodik vorgestellt, die dem Systementwickler eine Bewertung der Chancen und Risiken beim Einsatz dieser Technologie in mobilen Arbeitsmaschinen ermöglicht. In sechs Schritten werden für eine vom Anwender festzulegende Maschine systematisch alternative Antriebskonzepte erzeugt. Deren Energieeffizienz wird mittels Leistungsflussmodellierung bei maschinentypischen Einsatzsituationen quantifiziert.

Die Methodik wird am Beispiel eines Traktors mit Zweiseiben-Düngerstreuer angewendet. Beide sind im Ausgangszustand mit einem Load-Sensing-Hydrauliksystem ausgerüstet. Zur Schaffung einer Vergleichsbasis sowie zur Validierung von Simulationsmodellen werden Messungen mit dieser Maschinenkombination durchgeführt. Zur Bestätigung der Ergebnisse der Methodik wird ein Demonstrator mit drei sekundärregerten Verstellmotoren entwickelt und erprobt.

Abstract

Constant pressure systems in combination with displacement controlled drives are predominantly employed in stationary hydraulics at specific demands on technical reliability, dynamics and control accuracy. This circuit configuration, called secondary control, has nowadays the reputation of being a cost-intensive solution for niche products. In spite of its well-known high energy efficiency, it is only sporadically applied in mobile machinery.

Within this thesis it is investigated under which conditions constant pressure systems with secondary controlled variable displacement drives may be an energetic efficient and cost effective alternative to established mobile hydraulic circuit configurations.

For this purpose a methodology is introduced that enables a system developer to evaluate chances and risks at employment of this technology in mobile machines. In six steps, alternative drive concepts are systematically generated for a user-defined machine. The energy efficiency of these concepts is quantified by modelling the hydrostatic power flows at typical range of use.

The methodology is applied at the example of a tractor with a two-disk fertilizer spreader. At the initial state, both machines are equipped with a Load-Sensing hydraulic system. To create a comparator basis and additionally for the validation of simulation models, measurements are performed with this configuration. A demonstrator with three secondary controlled variable displacement drives is developed and tested to confirm the results of the methodology.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Mobile Arbeitsmaschinen des Instituts für Fahrzeugsystemtechnik am Karlsruher Institut für Technologie (KIT).

Mein besonderer Dank gilt Herrn Professor Dr.-Ing. Marcus Geimer, Leiter des Lehrstuhls für Mobile Arbeitsmaschinen, für die Übernahme des Hauptreferats, die wissenschaftliche Anleitung bei der Erstellung meiner Dissertation sowie seine beständige Unterstützung und sein Vertrauen während meiner Zeit am Lehrstuhl.

Herrn Professor Dr.-Ing. Dr. h.c. Karl T. Renius, Ordinarius des früheren Lehrstuhls für Landmaschinen der Technischen Universität München, danke ich für sein Interesse an meiner Arbeit, für seine Bereitschaft zur Übernahme des Korreferats und nicht zuletzt auch für seine wertvollen Anregungen.

Weiterhin danke ich Herrn Professor Dr.-Ing. Kai Furmans, Leiter des Instituts für Fördertechnik und Logistiksysteme am KIT, für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Bei meinen ehemaligen Kollegen, allen voran bei Peter Dengler, Michael Frey, Andreas Huber, Christian Schwab, Lars Völker und Roman Weidemann, möchte ich mich herzlich für die konstruktive, kollegiale und freundschaftliche Zusammenarbeit bedanken.

Großer Dank gebührt auch den Studierenden, den Damen des Sekretariats, der Institutswerkstatt und allen, die mich bei meinen Lehrstuhlaufgaben und Projekten unterstützt haben. Besonders hervorheben möchte ich hierbei das jahrelange vorbildliche Engagement von Jochen Fieß und Manuel Hofmeier.

An die abwechslungsreichen und spannenden Jahre am Lehrstuhl für Mobile Arbeitsmaschinen mit vielen unvergesslichen Ereignissen erinnere ich mich immer wieder gerne zurück. Besonders freue ich mich über die entstandenen Freundschaften, die meine Zeit am Mobima-Lehrstuhl überdauern.

Diese Arbeit widme ich meinen Eltern, die mich auf meinem bisherigen Lebensweg stets wie selbstverständlich gefördert und tatkräftig unterstützt haben.

Zu guter Letzt möchte ich mich noch von ganzem Herzen bei meiner lieben Ehefrau Andrea bedanken. Durch ihre unerschöpfliche Geduld und ihr großes Verständnis hat sie wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen.

Hügelsheim, im März 2015

Thorsten Dreher

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung	1
1.1 Problemstellung und Zielsetzung	3
1.2 Gliederung der Arbeit	5
2 Energieeffizienz in der Mobilhydraulik.....	7
2.1 Kenngrößen und Systemgrenzen.....	7
2.2 Energieeffizienz von Hydraulikkomponenten.....	11
2.3 Energieeffizienz ventilgesteuerter Antriebssysteme	20
2.4 Energieeffizienz von LS- und Bedarfsstromsystemen	24
2.5 Energieeffizienz verdrängergesteuerter Antriebssysteme	27
2.6 Verfahren zur Bewertung der Energieeffizienz.....	31
3 Systematischer Vergleich der Energieeffizienz.....	37
3.1 Systemvarianten mit zwei rotatorischen Verbrauchern.....	37
3.2 Modellierung der Varianten	39
3.3 Trends hinsichtlich Steigerung der Energieeffizienz.....	44
3.4 Sensitivitätsanalyse	50
4 Methodik zur Bewertung von Chancen und Risiken.....	55
4.1 Schritt 1: Relevante Antriebe	56
4.2 Schritt 2: Belastungen	59
4.3 Schritt 3: Leistungsflussanalyse	60
4.4 Schritt 4: Auswahl der zu modifizierenden Verbraucher	61
4.5 Schritt 5: Variantenrechnung	62
4.6 Schritt 6: Chancen und Risiken.....	68
5 Anwendungsbeispiel Traktor mit Düngerstreuer.....	71
5.1 Aufbau und Funktionsweise.....	71
5.2 Messdatenerfassung	74
5.3 Einsatzverhalten eines Düngerstreuers.....	75
5.4 Stationäre Streuversuche	77
5.5 Gegenüberstellung stationärer und realer Maschineneinsatz	78

6 Anwendung der Methodik	83
6.1 Schritt 1: Relevante Antriebe	83
6.2 Schritt 2: Belastungen	88
6.3 Schritt 3: Leistungsflussanalyse	91
6.4 Schritt 4: Auswahl der zu modifizierenden Verbraucher	96
6.5 Schritt 5: Variantenrechnung	98
6.6 Schritt 6: Chancen und Risiken	105
7 Realisierung und Erprobung eines Demonstrators	115
7.1 Darstellung der Antriebe	115
7.2 Regelungs- und Sicherheitskonzept	116
7.3 Aufbau des Demonstrators	118
7.4 Erprobung des Demonstrators	120
7.5 Erkenntnisse aus der Erprobung	125
8 Zusammenfassung und Ausblick	131
A Anhang	135
A.1 Wirkungsgradkennfelder hydrostatischer Einheiten	135
A.2 Prüfstand für Hydraulikmotoren	137
A.3 Lösen von algebraischen Schleifen bei der Modellierung	138
A.4 Verfahren zur Normierung von Wirkungsgradkennfeldern	139
A.5 Analytische Beschreibung der Effizienzlandkarte	140
A.6 Leistungsflussmodellierung: Kennlinien	142
A.7 Leistungsflussmodellierung: Geometrieparameter	143
A.8 Messstellen und Sensoren im Demonstrator	144
A.9 Chancen und Risiken alternativer Lösungskonzepte	145
A.10 Einzellastzyklen des Düngerstreuers mit Einstellparametern	146
A.11 Identifizierung von Gefährdungen	147
A.12 Identifizierung von Gefährdungssituationen	148
B Abbildungsverzeichnis	149
C Tabellenverzeichnis	151
D Literaturverzeichnis	153

Formelzeichen

Lateinische Zeichen

Zeichen	Größe, Bedeutung	Einheit
A	Fläche	mm ²
AGP	Düngeraufgabepunkt (Einstellparameter)	-
ASK	Ausgangssystemkosten einer Maschine	€
AZ	zulässige Amortisationszeit einer Maschine	a
BV	Betriebsverhalten eines Antriebs (Kriterium)	-
b_e	spezifischer Kraftstoffverbrauch	g/kWh
D	Außendurchmesser	m
DW	Dosierschieberwert (Einstellparameter)	-
d	Innendurchmesser	M
E	Energie	J
EU	Energieumsatz an einem Antrieb (Kriterium)	-
EZa	durchschnittliche Einsatzzeit pro Jahr	Betr.-h/a
e	Exzentrizität eines Ventilschiebers	m
e_∞	bleibende Regeldifferenz	1/min
F	Kraft	N
i	Übersetzungsverhältnis	-
h	Überschwingweite	1/min
K_{Diesel}	Kraftstoffkosten	€/l
KEh	spezifische Kosteneinsparung	€/Betr.-h
LV	Lastverhalten eines Antriebs (Kriterium)	-
l	Länge	m
M	Drehmoment	Nm
n	Drehzahl	1/min
P	Leistung	W
\bar{P}	Leistung, zeitlicher Mittelwert	W
PE	Rekuperierbare Energie (Kriterium)	-

PER	Potential zur Energierückgewinnung	-
PRV	Potential zur Reduzierung von Verlusten	-
PG	Gleichzeitigkeit von Antrieben (Kriterium)	-
p	Druck	bar
\bar{p}	Druck, zeitlicher Mittelwert	bar
Δp_{LS}	Load-Sensing-Regeldruckdifferenz	bar
Q	Volumenstrom	l/min
q_{VM}	spezifischer Kraftstoffverbrauch	l/Betr.-h
Δq_{VM}	spezifische Kraftstoffverbrauchsreduzierung	l/Betr.-h
RZS	relativ zulässige Systemzusatzkosten	-
Re	Reynoldszahl	-
T_S	Einschwingzeit	s
t	Zeit	s
V	Verdrängervolumen	cm ³
v	Geschwindigkeit	m/s

Griechische Zeichen

Zeichen	Größe, Bedeutung	Einheit
γ	Ausdehnungskoeffizient	1/°C
ζ	spezifischer Widerstandsbeiwert	-
η	Wirkungsgrad	-
$\Delta\eta$	relative Veränderung des Wirkungsgrades	-
η_{hm}	hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad	-
η_{vol}	volumetrischer Wirkungsgrad	-
$\eta_{50^\circ C}$	dynamische Viskosität des Fluids bei 50°C	Ns/m ²
$\bar{\eta}$	Nutzungsgrad	-
ϑ	Temperatur	°C
λ_R	charakteristische Widerstandszahl	-
$\nu_{50^\circ C}$	kinematische Viskosität des Fluids bei 50°C	mm ² /s
φ	Schwenkwinkel	°
φ_{rel}	relativer Schwenkwinkel	-
ρ	Dichte	kg/m ³

Indices

Zeichen	Bedeutung
<i>AQ</i>	Antriebsquelle
<i>AS</i>	Antriebssystem
<i>ab</i>	abgeführt bzw. ausgangsseitig
<i>BL</i>	Blende
<i>CP</i>	Konstantdruck (constant pressure)
<i>Diesel</i>	Dieselmotorkraftstoff
<i>Dr</i>	Drossel- (z. B. Drosselverlust)
<i>DW</i>	Druckwaage
<i>F</i>	Formstück (z. B. Druckverlust im Formstück)
<i>FA</i>	Fahrtrieb
<i>FE</i>	Filterelement
<i>FG</i>	Filtergehäuse
<i>Filter</i>	Filter
<i>ges</i>	gesamt (z. B. Gesamtwirkungsgrad)
<i>Grenz</i>	Grenz- (z. B. Grenzschenkelwinkel)
<i>GT</i>	generatorischer Teil eines Hydrauliksystems
<i>H</i>	Hydraulik
<i>HS</i>	Hydrospeicher
<i>hydr</i>	hydraulisch
<i>Init</i>	Initialwert
<i>KS</i>	Kolbenseite eines Hydrozylinders
<i>KT</i>	konduktiver Teil eines Hydrauliksystems
<i>Last</i>	Last- (z. B. Lastmoment)
<i>Leck</i>	Leckage
<i>Le</i>	externe Leckage
<i>Li</i>	interne Leckage
<i>LK</i>	Leitungen und Komponenten in Zu- und Rücklauf
<i>LS</i>	Load-Sensing
<i>links</i>	linker Wurfscheibenantrieb
<i>M</i>	Hydromotor
<i>MK</i>	Mechanik/Kinematik

<i>MP</i>	Maschine und Prozess
<i>MT</i>	motorischer Teil eines Hydrauliksystems
<i>max</i>	maximal (z. B. Maximalleistung)
<i>mech</i>	mechanisch
<i>min</i>	minimal (z. B. Minimalleistung)
<i>Nenn</i>	Nenn- (z. B. Nennleistung)
<i>NV</i>	Nebenverbraucher
<i>P</i>	Hydropumpe
<i>Pfad</i>	Hydraulikpfad
<i>Öl</i>	Druckmedium / Hydrauliköl
<i>Rohr</i>	Rohrleitung
<i>RS</i>	Ringseite eines Hydrozylinders
<i>Rück</i>	Rücklauf
<i>Rühr</i>	Rührwerkantrieb
<i>rechts</i>	rechter Wurfscheibenantrieb
<i>rechn.</i>	rechnerisch (z. B. rechnerischer Volumenstrom)
<i>SA</i>	sonstiger Antrieb
<i>St</i>	Steueröl
<i>Str</i>	Strömungs- (z. B. Strömungsverlust)
<i>Streuer</i>	Düngerstreuer
<i>Sys</i>	System- (z. B. Systemeffizienz)
<i>T</i>	Hydrotransformator
<i>Trak</i>	Traktor
<i>th</i>	theoretisch (z. B. theoretische Zylinderkraft)
<i>V</i>	Ventil
<i>Verbr</i>	Verbraucher
<i>Verl</i>	Verlust
<i>VG</i>	Verteilergetriebe
<i>VM</i>	Verbrennungsmotor
<i>VS</i>	Ventilschieber eines Proportional-Wegeventils
<i>vol</i>	volumetrisch
<i>Z</i>	Hydrozylinder
<i>zu</i>	zugeführt bzw. eingangsseitig
<i>Zul</i>	Zuleitung

Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
CC-LS	Closed-Center Load-Sensing
CP	Konstantdruck (Constant Pressure)
DBV	Druckbegrenzungsventil
DFR	Druck-Förderstromregler einer Verstellpumpe
DMV	Druckminderventil
DR	Druckregler einer Verstellpumpe
EMC	Electronic Mass Flow Control
EP	Elektroproportionale Verstellung
G	Getriebe
GS	Grenzstreuen
hm-LS	hydraulisch-mechanisches Load-Sensing
IDW	Individualdruckwaage
LL	Leerlauf
LS	Load-Sensing
NS	Normalstreuen
OC-LS	Open-Center Load-Sensing
PTO	Nebenantrieb (Power Take-Off)
RS	Randstreuen
VG	Verteilergetriebe
VM	Verbrennungsmotor

1 Einleitung

Die Entwicklung mobiler Arbeitsmaschinen mit hoher Energieeffizienz gewinnt angesichts des Trends zu steigenden Energiekosten sowie der Anforderung eines nachhaltigen Umgangs mit Ressourcen zunehmend an Bedeutung.

In mobilen Arbeitsmaschinen werden heute zahlreiche Arbeits-, Steuerungs- und Komfortfunktionen mit hydrostatischen Antrieben dargestellt, nicht zuletzt aufgrund ihrer hohen Robustheit, hohen Leistungsdichte und flexiblen Positionierbarkeit in der Maschine. Darüber hinaus werden hydrostatische Fahrtriebe oder hydraulisch-mechanische Leistungsverzweigungsgetriebe sehr häufig zur stufenlosen Entkopplung von Fahrgeschwindigkeit und Drehzahl des Verbrennungsmotors eingesetzt.

Der Anteil der hydraulisch übertragenen Leistung an der installierten Motorleistung ist bei mobilen Arbeitsmaschinen zumeist hoch. Sofern Lüfterrad, Wasserpumpe, Generator sowie die Kompressoren von Brems- und Klimaanlage als so genannte Nebenverbraucher des Verbrennungsmotors betrachtet werden, beträgt dieser Anteil bei vielen Anwendungen, z. B. Hydraulikbaggern, 100%.

Somit ist es nicht verwunderlich, dass die Steigerung der Energieeffizienz Thema und Zielsetzung zahlreicher wissenschaftlicher Arbeiten und Veröffentlichungen ist. So wurde in [Bac94] eine Systematik der möglichen Maßnahmen zur Energieeinsparung in der Hydraulik vorgestellt, **Bild 1.1**, die heute noch aktuell und auch auf die Mobilhydraulik übertragbar ist. In [Mat14] werden mit „Verlustarmen Komponenten“, „Drosselfreien Volumenströmen on demand“, „Rekuperation“ und „System-Simulation“ vier Handlungsfelder des Energiesparens durch Hydraulik definiert und durch reale Beispiele unterbaut. Ein Ansatz zur Steigerung der Energieeffizienz mobiler Arbeitsmaschinen stellt die Verbesserung der Wirkungsgrade der verwendeten Hydraulikkomponenten und die Verringerung der Verluste in den Leitungen dar. Mittels konstruktiver Maßnahmen wurden in den vergangenen Jahrzehnten bereits bedeutende Fortschritte erzielt. Der Aufwand für die Erschließung des verbleibenden Potentials durch wirkungsgradoptimierte Komponenten, z. B. durch Verringerung von Fertigungstoleranzen, ist jedoch hoch. [Bac94]

Maßnahmen		Ort		Generatorischer Teil	Konduktiver Teil	Motorischer Teil
Art	Methode					
Maßnahmen zur Verminderung des Energiebedarfs	konstruktive Maßnahmen			Wirkungsgradverbesserung von Pumpen	Verbesserung der Verluste in Leitungen und Ventilen	Wirkungsgradverbesserung von Motoren und Zylindern
	schaltungs-technische	konstante Verdränger		Mehr-Pumpen-Systeme	3-Wege-Stromregelung, pulsmodulierte Strom- und Drucksteuerung	
		veränderliche	geschl. Kreislauf	Servo-Pumpe, drehzahlgesteuerte Pumpe		
	offener Kreislauf		Druck- und Stromregelte Pumpe, LS, zentrale Druckversorgung			Drehzahl geregelter Motor (eingepprägter Druck)
Maßnahmen zur Energierückgewinnung	Maßnahmen	Verdränger	geschl. Kreislauf	Rückspeisung von kinetischer und potentieller Energie (Elektrisches Netz, Gyro)	Nutzung von Abwärme	
			offener Kreislauf		Nutzung von Abwärme	Rückspeisung von kinetischer und potentieller Energie (Hydraulik-Netz)

Bild 1.1: Systematik der Maßnahmen zur Energieeinsparung [Bac94]

Weitere Verbesserungen stellt der Einsatz energetisch günstiger Schaltungskonzepte in Aussicht. Hierzu wurden, ausgehend von Konstantstromsystemen, Konstantdrucksysteme und weiter Load-Sensing- (LS-) und Bedarfsstromsysteme entwickelt. Nachteilig an den genannten Systemen sind jedoch prinzipbedingte Verluste bei Mehrverbraucherbetrieb, insbesondere aufgrund der ventilsteuerten (= widerstandsgesteuerten) Leistungsdosierung. Bei Schaltungskonzepten mit verdrängergesteuerten Antrieben werden prinzipbedingte Drosselverluste vermieden. Diese werden heutzutage in Form hydrostatischer Getriebe als Fahr- oder Arbeitsantriebe eingesetzt. Hierbei wird in der Regel jeder Verbraucher über eine separate Pumpe gespeist.

Eine bekannte Lösung für den drosselfreien Parallelbetrieb mehrerer verdrängergesteuerter Antriebe stellt die Sekundärregelung mit Konstantdruckversorgung dar [Bac94], [Mur12b]. Trotz der Tatsache, dass sich sekundär geregelte rotorische Verstellantriebe in der Industriehydraulik bewährt haben [Kor96], werden diese jedoch in mobilen Arbeitsmaschinen bislang nur vereinzelt und in Sonderanwendungen (z. B. Schaufelradbagger [Gue86], [Kor96,], Schwerlastkran [Bos11b]) eingesetzt. Seit kurzer Zeit wird diese

Technologie auch erstmalig in einem großen Verkehrsflugzeug genutzt. Beim Airbus A380 werden die Landeklappen durch sekundäreregelte Verdrängereinheiten mit Konstantdruckversorgung angetrieben [Hau06]. Vorarbeiten für den Einsatz der Sekundärregelung als Antriebskonzept für Flugsteuersysteme, die besonders hohe Anforderungen hinsichtlich Leistungsdichte und Zuverlässigkeit aufweisen, werden u. a. in [Gee02] und [Bie05] vorgestellt.

Vor dem Hintergrund, dass für die Darstellung von Hydrozylindern mit stufenlos verstellbarem Verdrängervolumen bislang keine technische Lösung existiert, sind für den verdrängergesteuerten Parallelbetrieb von Hydrozylindern hydraulische Transformatoren erforderlich. Aufgrund des hohen Aufwandes wird diese Lösung in der Praxis jedoch heutzutage nicht realisiert.

Während hydrostatische Fahrtriebe heute bevorzugt als energetisch vorteilhafte verdrängergesteuerte Systeme ausgeführt werden, gibt es auch bei technisch hochwertigen mobilen Arbeitsmaschinen mit Parallelbetrieb mehrerer linearer und rotatorischer Arbeitsantriebe zumeist keine wirtschaftlich attraktive Alternative zu den bekannten Load-Sensing-Schaltungen. Bei Maschinen, bei denen der Betreiber zugunsten geringerer Anschaffungskosten energetische Nachteile und höhere Betriebskosten in Kauf nimmt, kommen nach wie vor auch Konstantstromsysteme zum Einsatz (vgl. **Unterkapitel 2.3**).

1.1 Problemstellung und Zielsetzung

Grundlegende Entscheidungen bei der Konzipierung eines Hydrauliksystems, beispielsweise die Festlegung des Schaltungskonzepts, müssen bereits in einer frühen Phase des Entwicklungsprozesses getroffen werden. Diese wirken sich jedoch am Ende nachhaltig auf die Energieeffizienz und somit auch auf die Wirtschaftlichkeit einer mobilen Arbeitsmaschine aus.

Zur strukturierten Vorgehensweise bei Entwicklungsprozessen werden in der Literatur einerseits allgemeine Vorgehensmodelle und Methodiken vorgestellt (z. B. VDI-Richtlinie 2221: „Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte“ [VDI93], SPALTEN-Methodik [Alb05]). Diese zeichnen sich durch eine große Flexibilität und eine universelle Anwendbarkeit für unterschiedlichste Entwicklungsaufgaben aus [Thi12]. Des Weiteren werden Methodiken und Auslegungsrichtlinien vorgeschlagen bzw. aktuell entwickelt, die auf die Lösung spezieller Aufgaben im Bereich der

Mobilhydraulik zugeschnitten sind (z. B. Modellbildung, Analyse und Auslegung hydrostatischer Antriebsstrangkonzeppte [Koh08], Antriebsstrang mit Energierückgewinnung: Entwicklungsmethodik und Betriebsstrategien für mobile Arbeitsmaschinen [Nag11], Methodik zur Entwicklung hybrider Antriebsstränge [Thi12], vgl. auch **Unterkapitel 2.6**).

Konkrete Maßnahmen zur Energieeinsparung bzw. zur Verbesserung der Energieeffizienz mobiler und stationärer Hydrauliksysteme werden zudem in zahlreichen Veröffentlichungen vorgestellt (z. B. [Nik84], [Bac94], [VDM12]).

Sekundärgeregelte Antriebe mit Konstantdruckversorgung sind Thema vieler wissenschaftlicher Veröffentlichungen und Dissertationen. Einen Überblick über die wichtigsten Arbeiten liefert [Bie05]. Das Lehrbuch „Hydrostatische Antriebe mit Sekundärregelung“ [Kor96] gibt eine vertiefte Einführung in die Antriebskonzeption und das Systemverhalten und führt Anwendungsbeispiele im Industrie- und Mobilsektor sowie in der Prüf- und Simulationstechnik auf.

Die in den hier angegebenen sowie in weiteren einschlägigen Veröffentlichungen bereitgestellten Informationen, Methodiken und Werkzeuge können bei der Entwicklung mobiler Arbeitsmaschinen mit sekundärgeregelten Antrieben in jedem Fall zur Lösung von Teilaspekten herangezogen werden.

Voraussetzung für einen weitverbreiteten Einsatz ist jedoch zusätzlich der Nachweis, dass es sich auch in der Praxis um ein energieeffizientes und wirtschaftliches Schaltungskonzept handelt. Einschlägige Veröffentlichungen mit Aussagen zur Energieeffizienz mobiler Arbeitsmaschinen mit sekundärgeregelten Antrieben sind vereinzelt verfügbar. Hierbei handelt es sich aber zumeist um sehr spezifische Anwendungen (z. B. Schaufelradbagger [Gue86], Oberwagendrehantrieb eines Hydraulikbaggers [Pet09]), so dass die Ableitung grundlegender Erkenntnisse bzw. Regeln als Basis für eine Effizienzbewertung weiterer potentieller Anwendungen nicht möglich ist. Insbesondere die für die Praxis relevanten Fragen nach Energieeffizienz und Wirtschaftlichkeit mobilhydraulischer Systeme mit mehreren parallelen sekundärgeregelten Antrieben wurde bislang nur unzureichend wissenschaftlich untersucht.

Die vorliegende Arbeit nimmt sich dieser Lücke an und soll die Fragestellung beleuchten, unter welchen Bedingungen Konstantdrucksysteme mit sekundär-

geregelten Antrieben eine attraktive Alternative zu den in der Mobilhydraulik bewährten Schaltungskonzepten, z. B. Load-Sensing-Systemen, sein können.

Entsprechend der Definition einer Methodik nach [Ehr09] soll eine „planmäßige Verfahrensweise zur Erreichung eines bestimmten Ziels nach einem Vorgehensplan unter Einschluss von Strategien“ für die Bewertung von Chancen und Risiken beim Einsatz dieser Technologie erarbeitet und an einem praktischen Beispiel demonstriert werden. Während die heute bekannten Verfahren (vgl. **Unterkapitel 2.6**) zumeist auf die Bewertung der energetischen Qualität bereits existierender Maschinen und/oder vorab entworfener Hydraulikschaltungen ausgerichtet sind, soll der Anwender dieser Methodik zusätzlich bei der systematischen Entwicklung alternativer energieeffizienter Lösungskonzepte, unter Berücksichtigung der spezifischen Eigenschaften sekundärgeregelter Antriebe, unterstützt werden. Neben der Quantifizierung der Potentiale zur Steigerung von Energieeffizienz und Wirtschaftlichkeit, soll die Methodik die Beurteilung sicherheitskritischer Aspekte sowie technischer Einsatzgrenzen der neu generierten Systemkonzepte umfassen.

Zur Untermauerung der Erkenntnisse soll ein Demonstrator mit parallelen sekundärgeregelten Verstellantrieben entwickelt und erprobt werden.

Vor dem Hintergrund, dass der Fokus der Arbeit in den Bereichen Energieeffizienz und Wirtschaftlichkeit liegt, werden regelungstechnische Aspekte nur am Rande betrachtet.

1.2 Gliederung der Arbeit

Eingangs werden die Grundlagen und Begriffe zur Bewertung der Energieeffizienz mobilhydraulischer Systeme erläutert. Des Weiteren werden die energetischen Eigenschaften wesentlicher Hydraulikkomponenten sowie der in der Mobilhydraulik relevanten Schaltungskonzepte betrachtet. **Kapitel 2** endet mit der Diskussion in der Literatur veröffentlichter Verfahren zur Effizienzbewertung mobilhydraulischer Systeme sowie vollständiger Maschinen.

In **Kapitel 3** wird am Beispiel einer applikationsneutralen Anwendung mit zwei rotatorischen Arbeitsantrieben die Energieeffizienz eines Konstantdrucksystems mit sekundärgeregelten Verbrauchern dem entsprechenden Load-Sensing-System gegenübergestellt. Mittels Simulation werden bei systematischer Variation von System- und Betriebsparametern Einsatzbereiche aufge-

zeigt, in denen das jeweilige Schaltungsprinzip energetisch vorteilhaft ist. Eine Methodik zur Bewertung der Chancen und Risiken beim Einsatz von Konstantdrucksystemen mit sekundäreregelten Antrieben wird in **Kapitel 4** vorgestellt. Am Beispiel des in **Kapitel 5** vorgestellten Traktors mit hydraulisch angetriebenem Zweiseiben-Düngerstreuer werden in **Kapitel 6** die sechs Schritte der Methodik ausführlich angewendet.

Zur Validierung der im Zuge der Methodik eingesetzten Simulationsmodelle werden die hydraulischen Leistungsflüsse dieser Musteranwendung bei typischen Einsatzsituationen messtechnisch erfasst und ausgewertet. In **Kapitel 7** werden die Realisierung eines Düngerstreuers mit drei sekundäreregelten Verstellmotoren vorgestellt sowie die Erkenntnisse der Erprobung diskutiert. Abschließend werden in **Kapitel 8** die Ergebnisse dieser Arbeit zusammengefasst. Im Ausblick werden Anregungen hinsichtlich weiterer Forschungsaufgaben gegeben.

2 Energieeffizienz in der Mobilhydraulik

Die Energieeffizienz hydraulischer Systeme wird bestimmt durch das Verlustverhalten der einzelnen Komponenten sowie die beim Zusammenwirken dieser Komponenten auftretenden schaltungsspezifischen Verlustmechanismen.

In diesem Kapitel werden eingangs wesentliche Kenngrößen und Systemgrenzen zur Bewertung der Energieeffizienz eingeführt. Im Anschluss wird das Verlustverhalten ausgewählter Hydraulikkomponenten vorgestellt. In den nachfolgenden Unterkapiteln werden die energetischen Eigenschaften typischer Schaltungen der Mobilhydraulik diskutiert. In Anlehnung an die Erweiterung der Systematik der hydraulischen Steuerungen von Backé, z. B. [Mur12a], durch Lang [Lan11], erfolgt dies hier in einer getrennten Betrachtung für ventilgesteuerte Systeme, Load-Sensing- und Bedarfsstromsysteme sowie verdrängergesteuerte Systeme.

2.1 Kenngrößen und Systemgrenzen

Für die Bewertung der Energieeffizienz ist es zweckdienlich, auf standardisierte Kenngrößen zurückzugreifen. In [VDI03] werden entsprechende Energiekenngrößen für den Vergleich und die Beurteilung der energetischen Qualität von Geräten, Anlagen und Systemen bereitgestellt. Bei der Betrachtung hydraulischer Antriebssysteme in mobilen Arbeitsmaschinen sind hierbei insbesondere der Wirkungsgrad, der Nutzungsgrad sowie der Energiebedarf bzw. Kraftstoffverbrauch von Relevanz.

Entsprechend der Definition nach [VDI03] handelt es sich beim **Wirkungsgrad** η um den Quotienten aus der nutzbaren abgegebenen Leistung und der zugeführten Leistung bei Voraussetzung eines stationären oder quasi-stationären Betriebszustandes:

$$\eta = \frac{P_{ab}}{P_{zu}} = \frac{M_{ab} \cdot \omega_{ab}}{M_{zu} \cdot \omega_{zu}} \quad (2.1)$$

In der Hydraulik ist es üblich, die Energieeffizienz bei der hydraulischen Leistungswandlung und -übertragung von Systemen und Teilsystemen sowie von Komponenten in vorgegebenen Betriebspunkten anhand des Wirkungsgrades zu quantifizieren [Fin06].

Als Kenngröße für die Effizienzbewertung bei einem instationären Betriebszustand wird in [VDI03] der **Nutzungsgrad** $\bar{\eta}$ vorgeschlagen. Dieser wird, in Unterscheidung zum leistungsbasierten Wirkungsgrad, als Quotient aus der in einem bestimmten Zeitraum nutzbar abgegebenen Energie und der gesamten zugeführten Energie bestimmt:

$$\bar{\eta} = \frac{E_{ab}}{E_{zu}} \quad (2.2)$$

Der Nutzungsgrad berücksichtigt dabei sämtliche Pausen-, Stillstands- und Leerlaufzeiten sowie Anfahr- und Abfahrzeiten innerhalb des betrachteten Zeitraums. Somit ist $\bar{\eta}$ insbesondere zur Quantifizierung der Energieeffizienz mobilhydraulischer Systeme bei maschinenspezifischen Einsatzzyklen begrenzter Dauer geeignet. Sofern sich der Betriebszustand des betrachteten Systems innerhalb des betrachteten Zeitintervalls nicht nennenswert ändert, kann der Wirkungsgrad η auch als Quotient aus den entsprechenden Energiemengen bestimmt werden. In diesem Fall sind Wirkungsgrad η und Nutzungsgrad $\bar{\eta}$ identisch. [VDI03]

Der **Energiebedarf** ist nach [VDI03] die aufgewendete Energiemenge zur Erfüllung einer bestimmten Energiedienstleistung unter Einsatz einer dafür geeigneten Technik. Bei mobilen Arbeitsmaschinen kann der Energiebedarf als Bewertungs- und Vergleichsgröße sowohl für die Gesamtmaschine als auch für das Hydrauliksystem herangezogen werden. Vor dem Hintergrund, dass mobile Arbeitsmaschinen überwiegend mit Verbrennungsmotoren angetrieben werden, kann es zweckdienlich sein, den Energiebedarf zur Erfüllung einer Arbeitsaufgabe direkt in Form der verbrauchten Kraftstoffmenge anzugeben.

Der **spezifische Energiebedarf** wird ermittelt, indem der Energiebedarf auf eine Bemessungsgröße bezogen wird. Im Transportwesen ist es üblich, den Energiebedarf auf die Gütertransportleistung (Einheit: $MJ/(t \cdot km)$) bzw. auf die Personentransportleistung (Einheit: $MJ/(Pers \cdot km)$) zu beziehen [VDI03]. Eine in der Praxis gebräuchliche Größe für den spezifischen Energiebedarf ist der **spezifische Kraftstoffverbrauch** b_e (Einheit: g/kWh). Dieser wird zumeist als Maß für die Bewertung der energetischen Qualität einer Verbrennungskraftmaschine herangezogen.

Als Kennzahl für die Effizienz einer mobilen Arbeitsmaschine bei einem Arbeitsprozess kann der Kraftstoffverbrauch zudem auf eine Prozessgröße bezogen werden. Typisch sind hierbei flächenbezogene Verbrauchsangaben (Einheit: l/ha) bei Traktoren [Sch06] und erntemengenbezogene Verbrauchsangaben (Einheit: l/t) bei selbstfahrenden Erntemaschinen wie Feldhäckslern. In [Dei09] wird vorgeschlagen, den Kraftstoffverbrauch einer mobilen Arbeitsmaschine auf die Erfüllung einer bestimmten Arbeitsaufgabe, z. B. das Aufnehmen, Bewegen und Ablegen einer bestimmten Menge Erdreich mit einem Radlader, zu beziehen.

Voraussetzung für die Bewertung der Energieeffizienz ist stets die Messung oder Simulation entweder der Leistungsflüsse, der Energieflüsse oder der Stoffströme über eine vorgegebene **Systemgrenze**. Typische Systemgrenzen bei der Effizienzbewertung mobilhydraulischer Antriebssysteme sind am Beispiel der auftretenden Leistungsflüsse in **Bild 2.1** dargestellt:

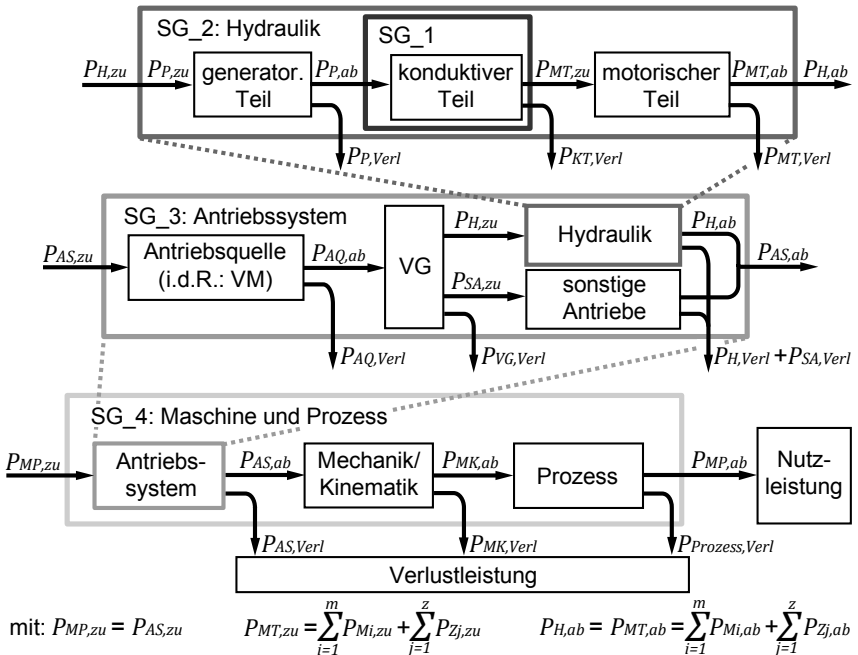


Bild 2.1: Systemgrenzen bei der Effizienzbewertung in der Mobilhydraulik

Bei der Gegenüberstellung der Energieeffizienz hydraulischer Schaltungskonzepte in der Literatur, z. B. [Gei14], entspricht die Systemgrenze häufig dem **konduktiven Systemteil** (vgl. **SG_1** in **Bild 2.1**). Bei der Visualisierung, in **Bild 2.2** exemplarisch für ein LS-System mit Verstellpumpe (CC-LS) beim Betrieb zweier Hydromotoren dargestellt, entspricht die Fläche im p-Q-Diagramm der Ausgangsleistung der Pumpe $P_{P,ab}$.

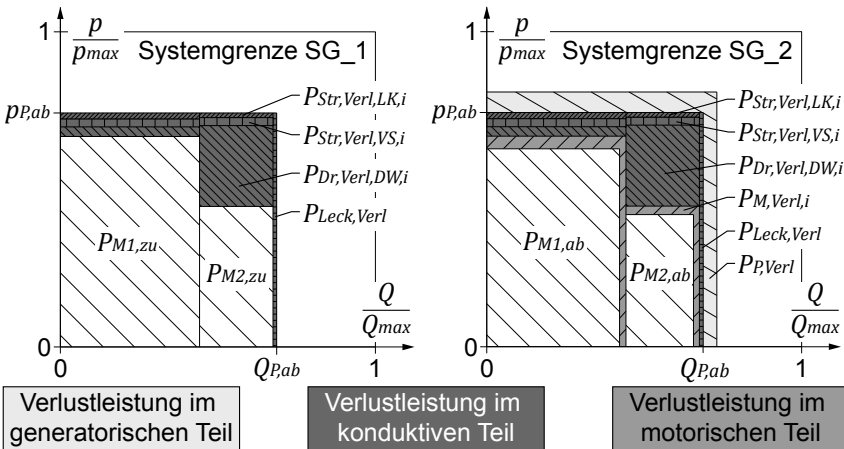


Bild 2.2: Systemgrenzen im p-Q-Diagramm am Beispiel CC-LS-System

Die Verlustleistung im konduktiven Teil $P_{KT,Verl}$ setzt sich stets aus Strömungsverlusten in Leitungen und Komponenten $P_{Str,Verl,LK,i}$, Strömungsverlusten über die Ventilschieber der Proportional-Wegeventile $P_{Str,Verl,VS,i}$, Drosselverlusten an den Individualdruckwaagen $P_{Dr,Verl,DW,i}$ sowie Leckageverlusten $P_{Leck,Verl}$ zusammen.

Für die Bewertung der Energieeffizienz eines **vollständigen Hydrauliksystems** entsprechend **SG_2**, werden zusätzlich das Wirkungsgradverhalten der Pumpen im generatorischen Teil sowie der Verbraucher im motorischen Teil berücksichtigt, **Bild 2.2**. Auch in diesem Fall ist die Darstellung der Nutz- und Verlustleistungen im p-Q-Diagramm möglich. Hierbei können die Verlustleistungen im generatorischen Teil $P_{P,Verl}$ in Form eines theoretischen Druck- und Volumenstromverlustes abgebildet werden [Dre12].

Bei Verwendung der Systemgrenze **SG_3** wird das Hydrauliksystem als Teil des gesamten **Antriebssystems** der mobilen Arbeitsmaschinen betrachtet.

Durch die Einbindung aller sonstigen von der Antriebsquelle versorgten Verbraucher (ggf. Fahrtrieb, PTO, Kompressor, Generator etc.) kann als Kenngröße der Leistungsbedarf der Gesamtmaschine, z. B. in Form des Kraftstoffverbrauchs, herangezogen werden.

SG_4 (Maschine und Prozess) berücksichtigt gegenüber SG_3 zusätzlich Mechanik und Kinematik der Arbeits- und Fahrfunktionen sowie die bei den individuellen Betriebssituationen auftretenden Interaktionen mit der Umwelt (z. B. Prozesskräfte, Fahrwiderstände etc.).

Die Systemgrenze kann individuell in Abhängigkeit von der Zielsetzung der Betrachtung sowie weiterer Faktoren, z. B. des Aufwandes, festgelegt werden.

2.2 Energieeffizienz von Hydraulikkomponenten

Hydraulikkomponenten können entsprechend ihrer Funktion in Energiewandler (Pumpen und Motoren), Geräte zur Energiesteuerung und -regelung (Ventile) sowie Elemente und Geräte zur Energieübertragung (Leitungen, Filter, Speicher etc.) eingeteilt werden [Mat14]. Beim Einsatz in Hydrauliksystemen sind Komponenten stets verlustbehaftet und beeinflussen somit die Energieeffizienz des Gesamtsystems.

Hydraulikkomponenten zur Umwandlung mechanischer in hydrostatische Energie - ebenso in der umgekehrten Richtung - werden als Energiewandler bezeichnet. Hierbei wird zwischen Maschinen für stetige Bewegungen (Hydropumpen und -motoren) und für unstetige Bewegungen (Hydrozylinder und Schwenkmotoren) unterschieden. [Mat14]

In der Mobilhydraulik werden **Hydropumpen und -motoren** mit konstantem sowie mit veränderlichem Verdrängungsvolumen eingesetzt. Das Verlustverhalten wird durch den volumetrischen und den hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad charakterisiert. Der volumetrische Wirkungsgrad η_{vol} berücksichtigt die über die Spalte von zueinander beweglichen Bauteilen auftretende Leckage $\sum Q_{Leck}$ sowie bei Pumpen zusätzlich die Kompressionsverluste [Mat14]. Die sogenannte innere Leckage $\sum Q_{Li}$ von Verdrängereinheiten tritt zwischen Räumen mit unterschiedlichem Druckniveau auf. Sofern im Gehäuse angesammeltes Lecköl bauartbedingt auf der Saugseite (Pumpen) bzw. Rücklaufseite (Motoren) dem Ölstrom nicht wieder zugeführt werden kann, wird dieses als externe Leckage $\sum Q_{Le}$ in den Tank geleitet.

Der volumetrische Wirkungsgrad einer Pumpe ist definiert als:

$$\eta_{P,vol} = \frac{Q_{P,ab}}{Q_{P,th}} = \frac{Q_{P,th} - \sum Q_{P,Li} - \sum Q_{P,Le}}{Q_{P,th}} = 1 - \frac{\sum Q_{P,Leck}}{n_P \cdot V_P} \quad (2.3)$$

Analog gilt für den volumetrischen Wirkungsgrad eines Motors:

$$\eta_{M,vol} = \frac{Q_{M,th}}{Q_{M,zu}} = \frac{Q_{M,th}}{Q_{M,th} + \sum Q_{M,Li} + \sum Q_{M,Le}} = \frac{1}{1 + \sum \frac{Q_{M,Leck}}{n_M \cdot V_M}} \quad (2.4)$$

Der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad η_{hm} beinhaltet jegliche Reibungsverluste innerhalb der Verdrängermaschine. Diese setzen sich aus Festkörper- und Flüssigkeitsreibung zusammen und können bei rotatorischen Einheiten als Verlustmoment $\sum M_{P,Verl}$ bzw. $\sum M_{M,Verl}$ betrachtet werden.

Bei einer Pumpe führen diese Reibungsverluste dazu, dass das tatsächliche Antriebsmoment $M_{P,zu}$ höher ist als der theoretisch berechnete Wert $M_{P,th}$. In Analogie dazu kann ein Motor ein geringeres Moment abgeben als dies theoretisch möglich wäre. [Mur11a]

Der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad einer Pumpe bzw. eines Motor ist definiert als:

$$\eta_{P,hm} = \frac{M_{P,th}}{M_{P,zu}} = \frac{M_{P,th}}{M_{P,th} + \sum M_{P,Verl}} = \frac{1}{1 + \sum \frac{M_{P,Verl}}{M_{P,th}}} \quad (2.5)$$

$$\eta_{M,hm} = \frac{M_{M,ab}}{M_{M,th}} = \frac{M_{M,th} - \sum M_{M,Verl}}{M_{M,th}} = 1 - \frac{\sum M_{M,Verl}}{M_{M,th}} \quad (2.6)$$

Der Gesamtwirkungsgrad wird bestimmt als Produkt von volumetrischem und hydraulisch-mechanischem Wirkungsgrad. Somit gilt für Pumpe bzw. Motor:

$$\eta_{P,ges} = \eta_{P,vol} \cdot \eta_{P,hm} = \frac{Q_{P,ab} \cdot (p_{P,ab} - p_{P,zu})}{M_{P,zu} \cdot 2\pi \cdot n_P} = \frac{P_{P,hydr,ab}}{P_{P,mech,zu}} \quad (2.7)$$

$$\eta_{M,ges} = \eta_{M,vol} \cdot \eta_{M,hm} = \frac{M_{M,ab} \cdot 2\pi \cdot n_M}{Q_{M,zu} \cdot (p_{M,zu} - p_{M,ab})} = \frac{P_{M,mech,ab}}{P_{M,hydr,zu}} \quad (2.8)$$

Die physikalischen Zusammenhänge hinsichtlich des Verlustverhaltens von Pumpen und Motoren sind in **Tabelle 2.1** zusammengefasst.

		Pumpe	Motor
Verdrängervolumen	konstant	$V_P = \text{const.}$ $\eta_{P,hm} = f(\Delta p_P, n_P, v_{\dot{0}l})$ $\eta_{P,vol} = f(\Delta p_P, n_P, v_{\dot{0}l})$	$V_M = \text{const.}$ $\eta_{M,hm} = f(\Delta p_M, n_M, v_{\dot{0}l})$ $\eta_{M,vol} = f(\Delta p_M, n_M, v_{\dot{0}l})$
	variabel	$V_P = V_{P,max} \cdot \varphi_{P,rel}$ $\eta_{P,hm} = f(\Delta p_P, n_P, V_P, v_{\dot{0}l})$ $\eta_{P,vol} = f(\Delta p_P, n_P, V_P, v_{\dot{0}l})$	$V_M = V_{M,max} \cdot \varphi_{M,rel}$ $\eta_{M,hm} = f(\Delta p_M, n_M, V_M, v_{\dot{0}l})$ $\eta_{M,hm} = f(\Delta p_M, n_M, V_M, v_{\dot{0}l})$
Physikalischer Zusammenhang	ideal	$Q_{P,th} = V_P \cdot n_P$ $M_{P,th} = \frac{(p_{P,ab} - p_{P,zu}) \cdot V_P}{2\pi}$	$Q_{M,th} = V_M \cdot n_M$ $M_{M,th} = \frac{(p_{M,zu} - p_{M,ab}) \cdot V_M}{2\pi}$
	real	$Q_{P,ab} = Q_{P,th} - Q_{P,Li} - Q_{P,Le}$ $\quad = Q_{P,th} \cdot \eta_{P,vol}$ $M_{P,zu} = M_{P,th} + M_{P,Verl}$ $\quad = \frac{M_{P,th}}{\eta_{P,hm}}$ $P_{P,ab} = Q_{P,ab} \cdot p_{P,ab}$ $P_{P,zu} = 2\pi \cdot M_{P,zu} \cdot n_P$ $\quad = \frac{P_{P,ab} - P_{Saug,zu}}{\eta_{P,ges}}$	$M_{M,ab} = M_{M,th} - M_{M,Verl}$ $\quad = M_{M,th} \cdot \eta_{M,hm}$ $Q_{M,zu} = Q_{M,th} + Q_{M,Li} + Q_{M,Le}$ $\quad = \frac{Q_{M,th}}{\eta_{M,vol}}$ $P_{M,zu} = Q_{M,zu} \cdot p_{M,zu}$ $P_{M,ab} = 2\pi \cdot M_{M,ab} \cdot n_M$ $\quad = (P_{M,zu} - P_{Rück,Verl}) \cdot \eta_{M,ges}$

Tabelle 2.1: Beschreibung hydrostatischer Verdrängereinheiten

Die Wirkungsgrade η_{vol} und η_{hm} sind dabei stets von der anliegenden Druckdifferenz Δp , der Drehzahl n , der Viskosität $\nu_{öl}$ sowie bei Verstellereinheiten zusätzlich vom Verdrängervolumen V abhängig. Die Viskosität von Hydraulikflüssigkeiten ist sowohl temperatur- als auch druckabhängig, diese erhöht sich mit sinkender Temperatur sowie bei steigendem Druck.

In **Bild 2.3** ist qualitativ der Verlauf der drei charakteristischen Wirkungsgrade am Beispiel einer Konstantpumpe und eines Konstantmotors in Abhängigkeit der Betriebsparameter Δp und n dargestellt. Das aufgezeigte Verhalten gilt tendenziell auch für Einheiten mit veränderlichem Verdrängervolumen:

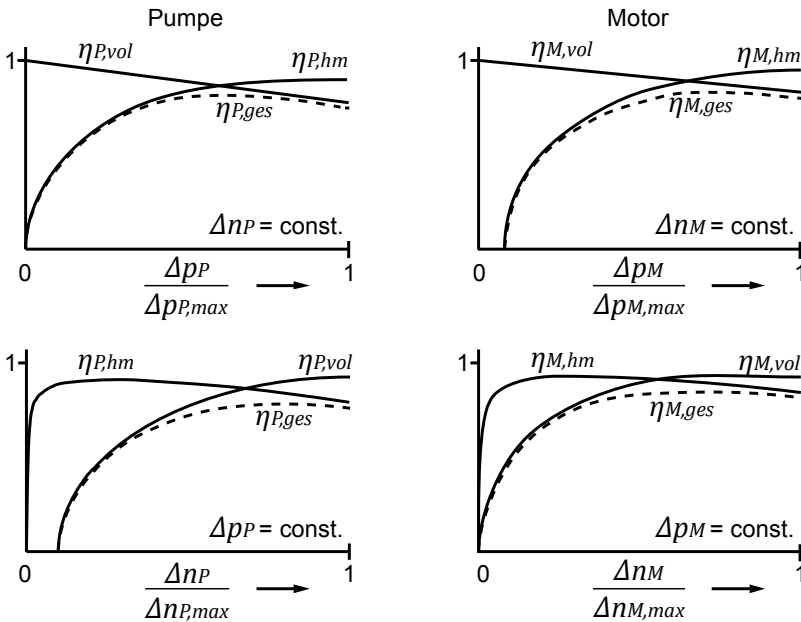


Bild 2.3: Wirkungsgradverläufe von Konstanteinheiten, nach [Mur12a]

Der Einfluss der Viskosität der Druckflüssigkeit auf das Wirkungsgradverhalten von Verdrängereinheiten ist vielschichtig. Die Verminderung der Viskosität, z. B. bei Temperaturerhöhung, führt einerseits zu einer Erhöhung der Leckage, was sich ungünstig auf η_{vol} auswirkt. Im Gegenzug vermindern sich speziell bei Pumpen die Füllungsverluste aufgrund verringerter Flüssigkeitsreibung in der Saugleitung. Eine verringerte Flüssigkeitsreibung führt bei

Pumpen und Motoren zudem zur Steigerung von η_{hm} . Bei Verstellereinheiten werden die höchsten volumetrischen und hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrade stets bei maximalem Schwenkwinkel erreicht. Die Schwenkwinkelverstellung erfolgt zumeist unter Zuhilfenahme einer Hilfsenergie in Form eines Steuerölstroms $Q_{P,St}$ bzw. $Q_{M,St}$. Dieser wird dem Ölstrom entnommen oder extern bereitgestellt. Vor dem Hintergrund, dass die Vermessung hydrostatischer Einheiten zumeist ohne Regeleinrichtung erfolgt, sind Steuerölströme in der Regel nicht in den Wirkungsgradkennfeldern berücksichtigt.

Generell gilt, dass der Wirkungsgrad rotatorischer Verdrängereinheiten stark vom individuellen Betriebspunkt abhängig ist. Von besonderer Bedeutung für die Gesamteffizienz mobilhydraulischer Systeme ist hierbei die energetische Qualität der eingesetzten Pumpen, da über diese permanent der gesamte Leistungsfluss erfolgt. Das Verlustverhalten hydrostatischer Pumpen und Motoren wird ausführlich in [Iva93] erläutert und ist zudem Gegenstand zahlreicher Veröffentlichungen, z. B. [Bav87], [Wie03], [Rah11].

Hydrozylinder werden in der Mobilhydraulik als Antriebe für translatorische Arbeitsbewegungen und als Stellglieder für Steuerungs- und Regelungsaufgaben eingesetzt. Das Verdrängervolumen eines Hydrozylinders wird durch die Kolben- bzw. Ringfläche und den Hub vorgegeben und ist zumeist konstant. Lösungskonzepte für Hydrozylinder mit gestuft veränderlichem Verdrängervolumen sind bekannt, z. B. [Bis09]. Diese sind jedoch technisch sehr aufwändig und werden nur selten eingesetzt.

Die energetische Qualität von Hydrozylindern lässt sich, in Analogie zu rotatorischen Einheiten, durch $\eta_{Z,vol}$ und $\eta_{Z,hm}$ charakterisieren. Der volumetrische Wirkungsgrad berücksichtigt dabei sämtliche über die Dichtspalte des Hydrozylinders fließenden Leckölströme $Q_{Z,Leck}$.

$$\eta_{Z,vol} = \frac{Q_{Z,th}}{Q_{Z,zu}} = \frac{Q_{Z,th}}{Q_{Z,th} + Q_{Z,Li} + Q_{Z,Le}} = \frac{1}{1 + \frac{Q_{Z,Leck}}{Q_{Z,th}}} \quad (2.9)$$

Als interne Leckage eines Zylinders $Q_{Z,Li}$ werden die von der Druckdifferenz der beiden Kolbenseiten hervorgerufenen Leckölströme über die Kolbendichtungen bezeichnet. Die externe Leckage $Q_{Z,Le}$ strömt über die Kolbenstangendichtungen und wird in der Regel in den Tank abgeführt. Der theo-

retische Volumenstrom des Zylinders $Q_{Z,th}$ wird dabei als Produkt von Kolbengeschwindigkeit und wirksamer Kolbenfläche berechnet.

Der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad $\eta_{Z,hm}$ beinhaltet die Reibungsverluste an den Dichtungen sowie die im Zylinder auftretende Flüssigkeitsreibung. Sämtliche Reibungsverluste können hierbei als Kraftverlust $F_{Z,Verl}$ zusammengefasst werden.

$$\eta_{Z,hm} = \frac{F_{Z,ab}}{F_{Z,th}} = 1 - \frac{F_{Z,Verl}}{F_{Z,th}} \quad (2.10)$$

Die theoretische Zylinderkraft $F_{Z,th}$ wird in Abhängigkeit der wirksamen Kolbenflächen und der Drücke in den beiden Zylinderkammern berechnet.

Die Reibungsverluste an den Dichtungen sind hierbei von der Bauart und dem Werkstoff des Dichtungssystems sowie von der Kolbengeschwindigkeit abhängig. Prinzipiell gilt, dass der Gesamtwirkungsgrad von Hydrozylindern $\eta_{Z,ges}$ mit dem Durchmesser steigt, da die Reibungskraft linear, die Druckkraft jedoch quadratisch anwächst. [Mat14]

Richtwerte für die energetische Qualität von Hydrozylindern sind in der Literatur verfügbar. Nach [Mat14] beträgt $\eta_{Z,vol}$ aufgrund der heutigen Dichtungstechnologie zumeist $> 99,99 \%$. Für einfach- und doppeltwirkende Arbeitszylinder mit Nutring-Dichtung beträgt $\eta_{Z,hm} = 0,86..0,94$, mit Gleitring-Dichtung wird $\eta_{Z,hm} = 0,96..0,98$ erreicht. Diese und weitere Richtwerte, z. B. für Teleskop- und Präzisionszylinder, werden in [Fin06] angegeben.

Ventile sind Bauelemente zur Beeinflussung der Strömungsrichtung, des Druckes und des Volumenstroms sowie Sperrorgane [Bac72]. Diese werden entsprechend ihrem Wirkprinzip in Wegeventile, Sperrventile, Druckventile und Stromventile eingeteilt [Mat14]. In mobilhydraulischen Systemen treten an Ventilen stets Verluste auf, die sich nachteilig auf die Systemeffizienz auswirken. Hier erfolgt eine Unterscheidung zwischen komponentenbedingten Verlusten, prinzipbedingten Drosselverlusten sowie Verlusten durch die Bereitstellung von Hilfsenergie, **Bild 2.4**.

Verluste an Ventilen, die aus der Steuerung und Regelung hydraulischer Energieflüsse resultieren, werden als prinzipbedingte Drosselverluste bezeichnet. Dies sind zum einen Druckverluste $\Delta p_{V,Dr}$ bei der Androsselung des Ver-

brauchervolumenstroms sowie Volumenströme $Q_{V,Dr}$, die in den Tank zurückgeleitet werden. prinzipbedingte Drosselverluste sind dabei stets abhängig vom Verschaltungskonzept und von der Betriebssituation.

Im Gegensatz dazu resultieren komponentenbedingte Verluste aus der konstruktiven Ausführung eines Ventils. Der Durchflusswiderstand eines Ventils wirkt sich in Form eines Druckverlustes $\Delta p_{V,Str}$ aus. In der Praxis wird dieser Druckabfall analytisch oder messtechnisch bestimmt und in Form einer ventilspezifischen Druckverlust-Volumenstromkennlinie in Abhängigkeit von Volumenstrom, Durchflussrichtung und Viskosität angegeben [Fin06].

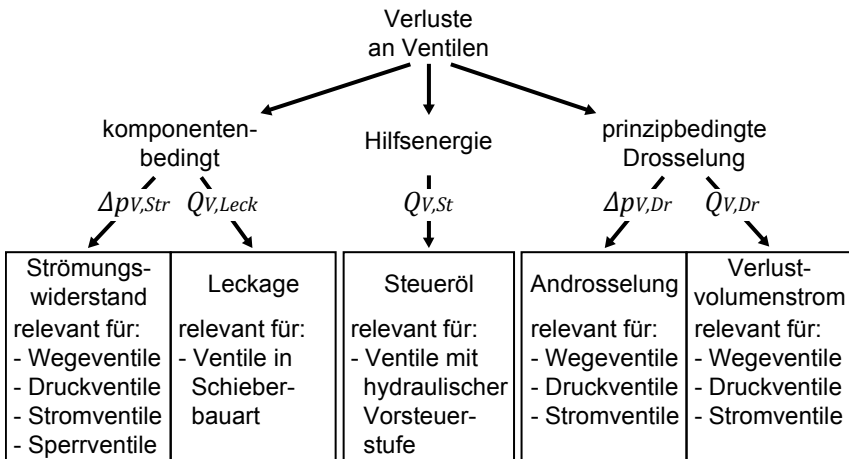


Bild 2.4: Gliederung der Verlustarten von Ventilen

Ventilinterne Leckagen $Q_{V,Leck} = f(\Delta p, v_{\delta l})$ treten insbesondere bei Ventilen in Schieberbauart in Form von Leckölströmen über den Ringspalt zwischen Ventilschieber und Gehäusebohrung auf. Diese Leckölströme treten permanent auf, also auch in der Sperr- bzw. Ruhestellung des Ventilschiebers.

Bei bekannter Ventilgeometrie und unter Voraussetzung einer laminaren Strömung kann der Volumenstrom über diesen exzentrischen Dichtspalt auf analytischem Weg bestimmt werden [Mur12a]:

$$Q_{Leck} = \frac{D \cdot \pi \cdot \Delta r^3}{12 \cdot \eta_{\delta l} \cdot l} \cdot \left[1 + 1,5 \cdot \left(\frac{e}{\Delta r} \right)^2 \right] \cdot \Delta p \quad (2.11)$$

Zur Vermeidung ventilinterner Leckage kommen Ventile in Sitzbauart, Schieberventile mit integrierten Sitzventilen sowie leckagefreie Schieberventile mit speziellen Dichtelementen zum Einsatz [Mat14].

Bei vorgesteuerten Ventilen mit ventilinterner Steuerölversorgung wird dem Ölstrom ein Steuerölstrom $Q_{V,St}$ als Hilfsenergie entnommen.

Der Druckverlust sowie der Volumenstromverlust können durch Addition der jeweiligen Verlustanteile berechnet werden:

$$\Delta p_{V,verl} = \Delta p_{V,Dr} + \Delta p_{V,Str} \quad (2.12)$$

$$Q_{V,verl} = Q_{V,Aus} + Q_{V,Leck} + Q_{V,St} \quad (2.13)$$

Für den Leistungsverlust über ein Ventil gilt somit:

$$P_{V,verl} = p_{V,zu} \cdot Q_{V,verl} + \Delta p_{V,verl} \cdot (Q_{V,zu} - Q_{V,verl}) \quad (2.14)$$

Für die Übertragung von Energie und Steuersignale werden in der Mobilhydraulik **Rohrleitungen**, **Schläuche** sowie **Hydraulikarmaturen** eingesetzt. In diesen Verbindungselementen treten stets Druckverluste auf, die sich letztlich auf den Systemwirkungsgrad auswirken.

Der Druckverlust in einem geraden Rohrabschnitt berechnet sich zu [Mur12a]:

$$\Delta p_R = \lambda_R \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \quad (2.15)$$

Die charakteristische Widerstandszahl λ_R wird dabei in Abhängigkeit von der Reynoldszahl Re ermittelt [Mur12a]:

$$\text{bei laminarer Strömung: } \lambda_R = \frac{64}{Re} \quad (2.16)$$

$$\text{bei turbulenter Strömung: } \lambda_R = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (2.17)$$

Der Druckverlust in Formstücken Δp_F wird unter Berücksichtigung des spezifischen Widerstandsbeiwertes ζ berechnet.

$$\Delta p_F = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \quad (2.18)$$

Widerstandsbeiwerte von Formstücken können der Literatur entnommen werden, z. B. [Fin06], [Mat14].

Die Strömungsverluste in einer Rohrleitung werden durch Addition der Einzelverluste von Rohrabschnitten und Formstücken bestimmt:

$$\Delta p_{Rohr} = \sum_{i=1}^r \Delta p_{R,i} + \sum_{j=1}^f \Delta p_{F,j} \quad (2.19)$$

Der Druckabfall beim Durchströmen eines **Wärmetauschers** kann in Analogie zu einer Rohrleitung als Summe der Einzelverluste in Rohrabschnitten und Formstücken bestimmt werden.

Filter werden in der Hydraulik zur Abscheidung von festen Verunreinigungen eingesetzt, die in der Druckflüssigkeit enthalten sind. Das Durchströmen der in der Mobilhydraulik verwendeten Filtersysteme, je nach Einbauposition als Saug-, Druck- oder Rücklaufilter bezeichnet, führt stets zu einem Druckabfall an Filtergehäuse und Filterelement:

$$\Delta p_{Filter} = \Delta p_{FG} + \Delta p_{FE} \quad (2.20)$$

Der Druckabfall am Filterelement Δp_{FE} steigt hierbei mit zunehmender Menge an eingelagertem Schmutz an [Mur12a]. Des Weiteren führen die Erhöhung des Ölstroms sowie der Viskosität zu einem Anstieg von Δp_{FG} und Δp_{FE} .

Hydrospeicher werden in mobilen Arbeitsmaschinen vorwiegend als Energiespeicher, als Dämpfer oder als hydropneumatische Federelemente verwendet [Rob10]. Prinzipiell treten an einem Hydrospeicher stets Strömungsverluste beim Ein- und Ausströmen der Druckflüssigkeit, Reibungsverluste am Trennelement zwischen Druckflüssigkeit und Gasblase sowie Energieverluste durch Wärmeaustauschvorgänge bei polytroper Zustandsänderung des Gasvolumens auf. Der Wirkungsgrad eines hydropneumatischen Speichers wird in [Rot93] als Verhältnis zwischen abgegebener und aufgenommener Arbeit während einer Periode seines Arbeitszyklus definiert. Hierbei wird zwischen dem gaseitigen und dem ölseitigen Wirkungsgrad unterschieden. Der ölseitige Wirkungsgrad beinhaltet zusätzlich die Verluste, die aus der Verformung bzw. der Verschiebung des Trennelementes resultieren [Rot93].

$$\eta_{gas} = \frac{W_{ab}}{W_{zu}} = \frac{\int_{V_2}^{V_1} p dV}{\int_{V_1}^{V_2} p dV} \quad (2.21)$$

In der Praxis wird als Kenngröße für die energetische Qualität eines Hydrospeichers der Energierückgewinnungswirkungsgrad η_{HS} verwendet [Rob10].

$$\eta_{HS} = \frac{E_{ab}}{E_{zu}} \quad (2.22)$$

Im Vergleich mit dem ölseitigen Wirkungsgrad nach der Definition in [Rot93] berücksichtigt der Energierückgewinnungswirkungsgrad zusätzlich die Strömungsverluste beim Ein- und Ausströmen der Druckflüssigkeit.

Anmerkung: Die hier vorgestellten Definitionen des gas- bzw. ölseitigen Wirkungsgrades sowie des Energierückgewinnungswirkungsgrades zur Beschreibung der energetischen Qualität von Hydrospeichern stehen nicht in Einklang mit der in dieser Arbeit verwendeten Wirkungsgraddefinition (vgl. **Unterkapitel 2.1**). Auf die Definition eines dieser Festlegung entsprechenden „Energierückgewinnungsnutzungsgrades“ für Hydrospeicher wird an dieser Stelle verzichtet. Stattdessen werden die gebräuchlichen Begriffe verwendet.

2.3 Energieeffizienz ventilgesteuerter Antriebssysteme

Bei ventilgesteuerten (bedeutungsgleich: widerstandsgesteuerten) Antriebssystemen erfolgt die Dosierung der hydraulischen Leistungsflüsse zu den Verbrauchern durch Steuerung bzw. Regelung der Drücke und/oder Volumenströme mit Hilfe von Ventilen. Charakteristisch für die Widerstandssteuerung sind prinzipbedingte Drosselverluste bei der Leistungsflusssteuerung, die, in Abhängigkeit von der Betriebssituation, maßgeblich für die Energieeffizienz sein können.

Ventilgesteuerte Antriebssysteme mit aufgeprägtem Volumenstrom werden in der Stationärhydraulik häufig auch als Konstantstromsystem bezeichnet. In der Mobilhydraulik ist der von einer Konstantpumpe erzeugte Volumenstrom aufgrund der zumeist schwankenden Drehzahl des Verbrennungsmotors nicht konstant. Aus diesem Grund ist an dieser Stelle der Begriff des „aufgeprägten“ (bedeutungsgleich: „eingepprägten“) Volumenstroms gebräuchlich.

Aufgrund ihres einfachen Aufbaus mit Konstantpumpe und ihrer Robustheit [Mur11] kommen diese Systeme in mobilen Arbeitsmaschinen vielfach zur Anwendung, insbesondere in Maschinen im unteren bis mittleren Leistungs- und Technologiestufenbereich. Die Verbrauchergeschwindigkeit wird durch Öffnungsquerschnitt und Steuerkantengeometrie der Wegeventile gesteuert.

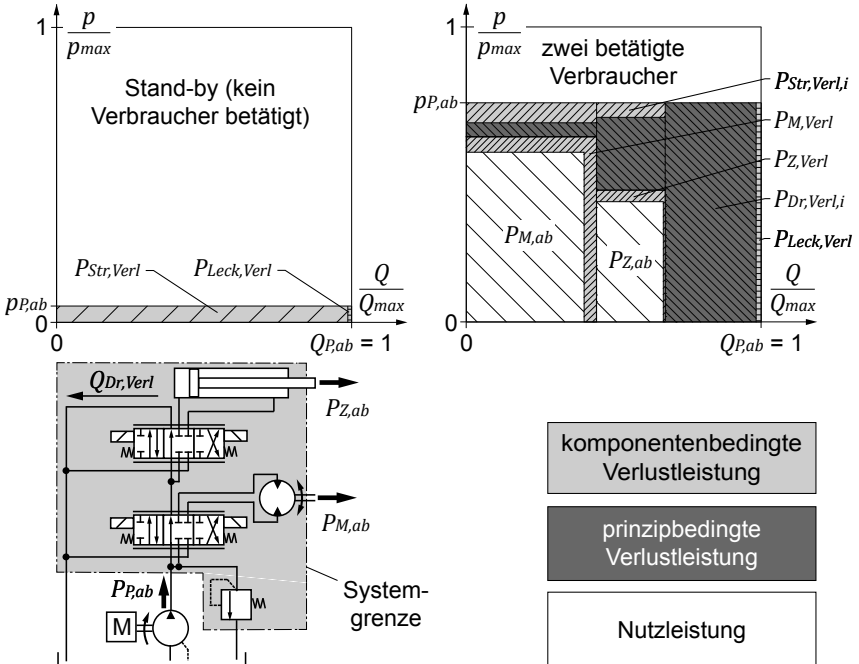


Bild 2.5: System mit aufgeprägtem Volumenstrom (OC-Schaltung)

Überschüssiger Pumpenvolumenstrom wird über die offene Mittelstellung der Wegeventile (Open-Center-Schaltung) zum Tank abgedrosselt. Der Systemdruck $p_{P,ab}$ ergibt sich als Summe von Lastdruck und Druckabfall an den Wegeventilen und im Leitungssystem. Die Maximaldruckabsicherung erfolgt mittels Druckbegrenzungsventil. Für einen Mehrverbraucherbetrieb stehen Parallel-, Reihen- und Tandemschaltungskonzepte zur Verfügung [Lan11]. Bei Unterversorgung werden die lastniederen Verbraucher bevorzugt versorgt, die Bewegung lasthöherer Verbraucher kann beeinträchtigt werden. In **Bild 2.5** sind die Nutz- und Verlustleistungsanteile eines typischen ventilgesteuerten

Hydrauliksystems mit aufgeprägtem Volumenstrom als Tandemschaltung bei Stand-by sowie bei zwei betätigten Verbrauchern dargestellt. Der Systemwirkungsgrad dieser Systeme ist zumeist ungünstig, insbesondere im Teillastbereich bei hohem Lastdruck und geringem Lastvolumenstrom. Im Stand-by-Betrieb führt die Umwälzung des gesamten Volumenstroms zu permanenten Strömungsverlusten. Zur Verbesserung der Energieeffizienz ventilgesteuerter Systeme mit aufgeprägtem Volumenstrom wurden **Positive Flow Control**- und **Negative Flow Control-Systeme** entwickelt [Mur11]. Bei beiden Konzepten wird mittels Verstellpumpe der Pumpenvolumenstrom an den Bedarf angepasst.

Ventilgesteuerte Antriebssysteme mit aufgeprägtem Druck werden als **Konstantdrucksysteme** bezeichnet. Zur Steuerung der Verbrauchervolumenströme werden Wegeventile in Closed-Center-Bauweise eingesetzt. Diese werden vorwiegend in Parallelschaltung angeordnet. Bei Speisung durch eine Konstantpumpe wird der überschüssige Pumpenvolumenstrom über ein Druckbegrenzungsventil zum Tank abgedrosselt. Diese kostengünstige Variante kommt im stationären Bereich häufig zur Anwendung, vorwiegend in Kombination mit Druckspeicher und intermittierendem Pumpenbetrieb [Lan11]. Zur Vermeidung des Volumenstromüberschusses können druckgeregelte Verstellpumpen verwendet werden. Hierbei wird der Pumpenvolumenstrom so an den Bedarf angepasst, dass ein annähernd konstantes Druckniveau erreicht wird [Mur11]. In der Vergangenheit wurden in den Traktoren bestimmter Hersteller Konstantdrucksysteme mit Verstellpumpen verwendet. Bei John Deere wurden ab 1960, beginnend mit den Typen 3010 und 4010, Traktoren mit Konstantdrucksystemen in großer Stückzahl produziert [Fle61], [Fle63]. Heutzutage kommen diese Systeme in mobilen Arbeitsmaschinen nur vereinzelt zum Einsatz, z. B. im Feldhäcksler [Bau08]. Die Nutz- und Verlustleistungen eines Konstantdrucksystems mit Verstellpumpe bei Stand-by sowie bei zwei betätigten Verbrauchern sind in **Bild 2.6** dargestellt. Bei Konstantdrucksystemen treten, insbesondere bei geringen Verbraucherlastdrücken und großen Volumenströmen, hohe Drosselverluste auf. Charakteristisch ist zudem eine vergleichbar hohe Leckage über systeminterne Spalte, z. B. an Wegeventilen in Schieberbauweise, aufgrund des permanent hohen Systemdrucks.

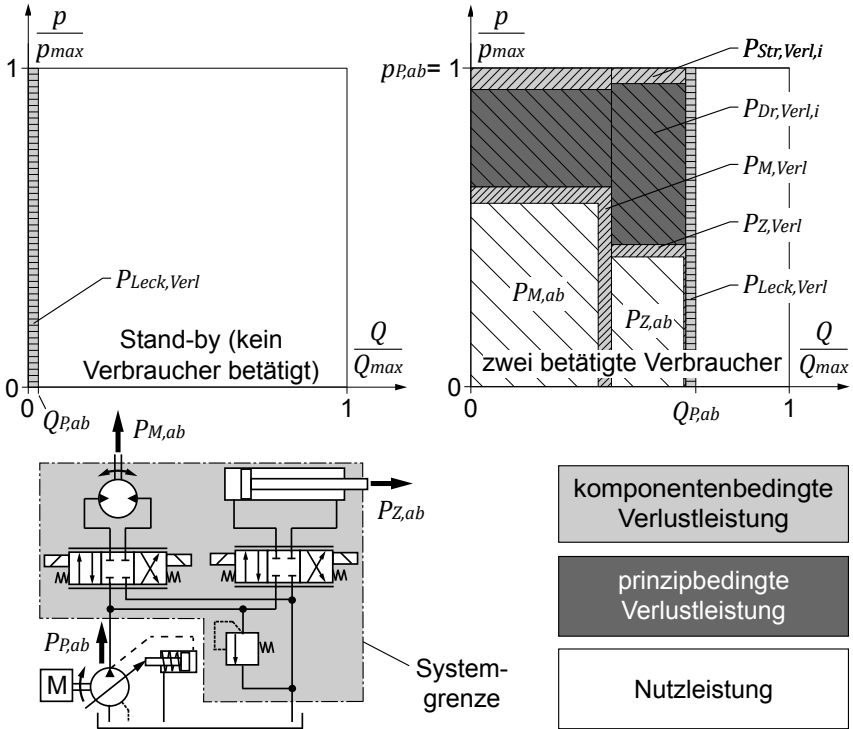


Bild 2.6: Konstantdrucksystem mit Verstellpumpe (CC-Schaltung)

Im Stand-by-Betrieb fördert die Verstellpumpe den zum Ausgleich der Leckage erforderlichen Volumenstrom. Zur Verringerung der Leckage bei Stand-by-Betrieb existieren Schaltungen zur temporären Absenkung des konstanten Systemdrucks. Bei Konstantdrucksystemen besteht prinzipiell die Möglichkeit zur Energierückspeisung.

In [Den12] wird ein ventilgesteuertes Konstantdrucksystem für die Arbeitshydraulik vorgestellt, welches zur Speicherung von Senkenergie über einen zusätzlichen sogenannten Zwischendruckkreis mit niedrigerem Druckniveau verfügt. Hierbei werden zusätzliche Druckpotentiale erzeugt, die bei der Versorgung der Verbraucher gezielt ausgewählt werden können. Mittels Steuerstrategie wird, in Abhängigkeit vom aktuellen Druck des Zwischendruckkreises sowie vom aktuellen Lastdruck, das hinsichtlich einer Minimierung der Drosselverluste günstigste Druckpotential verwendet.

2.4 Energieeffizienz von LS- und Bedarfsstromsystemen

Bei **LS- und Bedarfsstromsystemen** wird die hydraulische Leistungsabgabe der Pumpe(n) entsprechend dem aktuellen Bedarf der aktiven Verbraucher gesteuert bzw. geregelt.

Weit verbreitet in der Mobilhydraulik sind sogenannte **Load-Sensing- (LS-) Systeme**, bei denen sich der Pumpenausgangsdruck nach dem Lastdruck i. d. R. des aktuell höchstbelasteten Verbrauchers richtet. Prinzipiell wird zwischen **Open-Center-LS** mit Konstantpumpe und **Closed-Center-LS** mit Verstellpumpe unterschieden [Lan11]. Bei Verwendung einer Verstellpumpe wird zusätzlich das Fördervolumen dem Bedarf angepasst. Somit tritt, im Gegensatz zu OC-LS, bei CC-LS kein Volumenstromüberschuss auf.

Bei **hydraulisch-mechanischen LS-Systemen** (hm-LS) erfolgt die Meldung des höchsten Verbraucherlastdrucks über eine Wechselventilkette und eine hydraulische Signalleitung an eine Eingangsdruckwaage (OC-LS) bzw. an den Druck-Förderstromregler der Verstellpumpe (CC-LS). Zur Vermeidung einer gegenseitigen Beeinflussung der Verbraucherbewegungen werden bei hm-LS Individualdruckwaagen (IDW) eingesetzt. Diese führen zur Lastdruckunabhängigkeit der Verbrauchervolumenströme, indem sie über die Wegeventile eine konstante Druckdifferenz gewährleisten. Hierbei wird, unter Berücksichtigung der Einbauposition der IDW bezüglich des Wegeventils, zwischen vorgeschalteten IDW (Stromregelschaltung) und nachgeschalteten IDW (Stromteilerschaltung) unterschieden. Funktional unterscheiden sich die beiden Varianten bei Unterversorgung. Während bei Systemen mit vorgeschalteten IDW die höchstbelasteten Verbraucher langsamer werden bzw. zum Stillstand kommen können, wird bei Systemen mit nachgeschalteten Druckwaagen der zur Verfügung stehende Pumpenvolumenstrom auf alle Verbraucher verteilt. Dadurch werden alle Verbraucherbewegungen verlangsamt. Das vom Bediener vorgegebene Geschwindigkeitsverhältnis wird aufrechterhalten. Hierdurch wird der bei vielen Anwendungen unerwünschte Stillstand einzelner Verbraucher vermieden. Stromregelschaltungen werden vorwiegend im Bereich der Landtechnik, Stromteilerschaltungen vorwiegend im Bereich der Baumaschinentechnik eingesetzt [Dju07]. Einen Überblick über bekannte LS-Schaltungskonzepte geben [Zäh93], [Dju07] und [Mur11].

Das prinzipbedingte Verlustverhalten der oben vorgestellten LS-Varianten (Ausnahme: OC-LS) ist identisch. Dieses wird in **Bild 2.7** stellvertretend am Beispiel eines hm-LS-Systems mit nachgeschalteten IDW dargestellt.

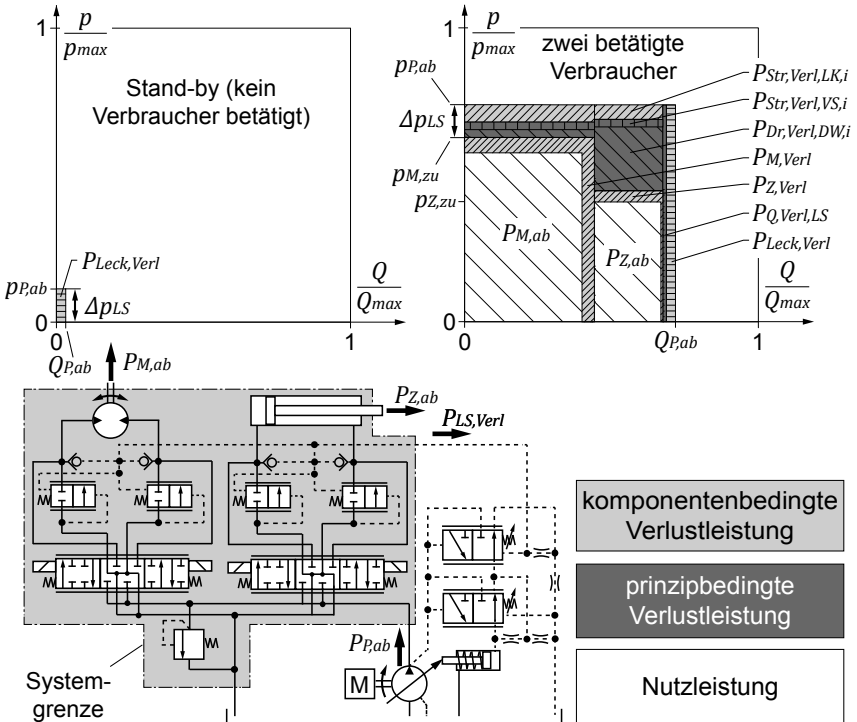


Bild 2.7: LS-System mit Verstellpumpe und nachgeschalteten IDW

Entsprechend dem Funktionsprinzip von LS-Systemen wird der Pumpenausgangsdruck $p_{P,ab}$ stets um die Regeldruckdifferenz Δp_{LS} höher eingeregelt als der höchste aktuelle Lastdruck (hier: $p_{M,zu}$). Diese Regeldruckdifferenz ist zum einen zur Überwindung der Strömungswiderstände in Leitungen und Ventilen erforderlich. Des Weiteren ist ein gewisser Mindestdruckabfall an den IDW Voraussetzung für deren stabiles Betriebsverhalten. Der in der Regel konstante Einstellwert Δp_{LS} stellt dabei stets einen Kompromiss für alle Betriebszustände einer Maschine dar und orientiert sich an den ungünstigsten Randbedingungen. Somit treten bei LS-Systemen stets Drosselverluste an den

IDW aller aktiven Verbraucher auf, die sich insbesondere bei niedrigem Systemdruck spürbar zu Ungunsten der Systemeffizienz auswirken.

LS-Systeme sind stets mit interner Leckage behaftet, die vom aktuellen Systemdruckniveau abhängig ist. Bei hm-LS tritt zusätzlich ein Verlustvolumenstrom über die Meldeleitung auf. Dieser kann im p-Q-Diagramm in Form der Verlustleistung $P_{LS,Verl}$ berücksichtigt werden.

Die Systemeffizienz ist bei CC-LS bei hohem Systemdruckniveau und ausgeglichenen Verbraucherlastdrücken vergleichsweise hoch. Werden die Verbraucher jedoch bei stark unterschiedlichen Lastdrücken betrieben, führt dies zu erheblichen Einbußen bei der Systemeffizienz. Ursache hierfür sind die hohen Drosselverluste an den IDW der geringer belasteten Verbraucher, **Bild 2.7**. Bei Stand-by-Betrieb ist die Verlustleistung bei CC-LS auf den Ausgleich der Leckage bei vergleichsweise niedrigem Stand-by-Druck begrenzt.

Ein Ansatz zur Optimierung von LS-Systemen stellt die Minimierung der Regeldruckdifferenz Δp_{LS} dar. Schaltungskonzepte zur Anpassung von Δp_{LS} im laufenden Betrieb werden z. B. in [Völ96] und [Grö09] vorgestellt.

Im Bereich der **elektrohydraulischen LS- und Bedarfsstromsysteme** gibt es heute vielfältige Schaltungskonzepte, bei denen der aktuelle Leistungsbedarf der aktiven Verbraucher aus Bedienervorgaben (z. B. Ferngeberauslenkung) und installierter Sensorik (z. B. Lastdrücke) abgeleitet wird. Die Signale für die Ansteuerung von Verstellpumpe(n) und ggf. Wegeventilen werden dabei mittels elektronischer Steuerungssysteme bestimmt, häufig unter Berücksichtigung in der Steuerung hinterlegter Kennfelder (z. B. Ventilcharakteristiken). Ein Überblick über existierende Schaltungen und die Entwicklungen der letzten Jahre wird in [Dju07], [Fed08] und [Fin11] gegeben.

Bei Mehrverbraucherbetrieb von LS- und Bedarfsstromsystemen treten stets Drosselverluste auf, insbesondere bei stark unterschiedlichen Verbraucherlastdrücken. Je nach Schaltungskonzept fallen diese an den IDW oder an den Steuerkanten der Wegeventile der niedrigbelasteten Verbraucher an. Zudem müssen bei der Leistungsbereitstellung Druck- und/oder Volumenstromreserven zur Störgrößenkompensation und zur Systemstabilisierung vorgehalten werden. Diese wirken sich stets nachteilig auf die Systemeffizienz aus.

2.5 Energieeffizienz verdrängergesteuerter Antriebssysteme

Bei verdrängergesteuerten Antriebssystemen erfolgt die Dosierung der hydraulischen Leistungsflüsse durch hydrostatische Pumpen und Motoren mit konstantem oder verstellbarem Verdrängervolumen. Es wird zwischen Verdrängersteuerungen mit aufgeprägtem Volumenstrom und mit aufgeprägtem Druck unterschieden.

Verdrängersteuerungen mit aufgeprägtem Volumenstrom, auch als **Volumenstromsteuerungen** bezeichnet, sind in mobilen Arbeitsmaschinen in Form hydrostatischer Getriebe weit verbreitet. Beispiele sind hydrostatische Fahrtriebe im geschlossenen oder offenen Kreis, hydrostatische Lüfterantriebe sowie die sogenannte Leistungshydraulik für rotatorische Arbeitsantriebe mit großem Leistungsbedarf (z. B. in Geräteträgern). Volumenstromgesteuerte Linearantriebe sind die Ausnahme. Untersuchungen zur Darstellung sämtlicher Fahr- und Arbeitsfunktionen eines Radladers und eines Baggers mittels Verdrängersteuerung werden in [Rah04] und [Wil08] vorgestellt.

Die Verbrauchergeschwindigkeit ist stets über das Verdrängervolumen des Verbrauchers mit dem aufgeprägten Volumenstrom verknüpft. Motoren mit verstellbarem Verdrängervolumen ermöglichen die Variation der Abtriebsdrehzahl. Mehrverbraucherbetrieb ist dabei durch Reihenschaltung möglich. Zur Realisierung eines Mehrverbraucherbetriebs ohne Volumenstromkopplung muss jeder aktive Verbraucher über eine eigene Pumpe gespeist werden.

Die Nutz- und Verlustleistungen eines volumenstromgesteuerten Systems mit zwei Verstellpumpen, die jeweils einen Verbraucher speisen, zeigt **Bild 2.8**.

Aufgrund der gewählten Systemgrenze sind in den p-Q-Diagrammen die an den Verstellpumpen anfallenden Leistungsverluste sowie der Leistungsbedarf der zugehörigen Stelleinrichtungen nicht abgebildet. Der Pumpenausgangsdruck (hier: $p_{P1,ab}$ bzw. $p_{P2,ab}$) stellt sich selbstständig auf Basis des Verbraucherlastdruckes und der auftretenden Strömungsverluste ein. prinzipbedingte Verlustleistungen durch Drosselung von Druck- und Volumenstromüberschüssen sind bei solchen Systemen nicht vorhanden. Interne Leckage kann bei Verwendung von schaltenden Wegeventilen auftreten. Diese sind zur Steuerung der Bewegungsrichtung erforderlich.

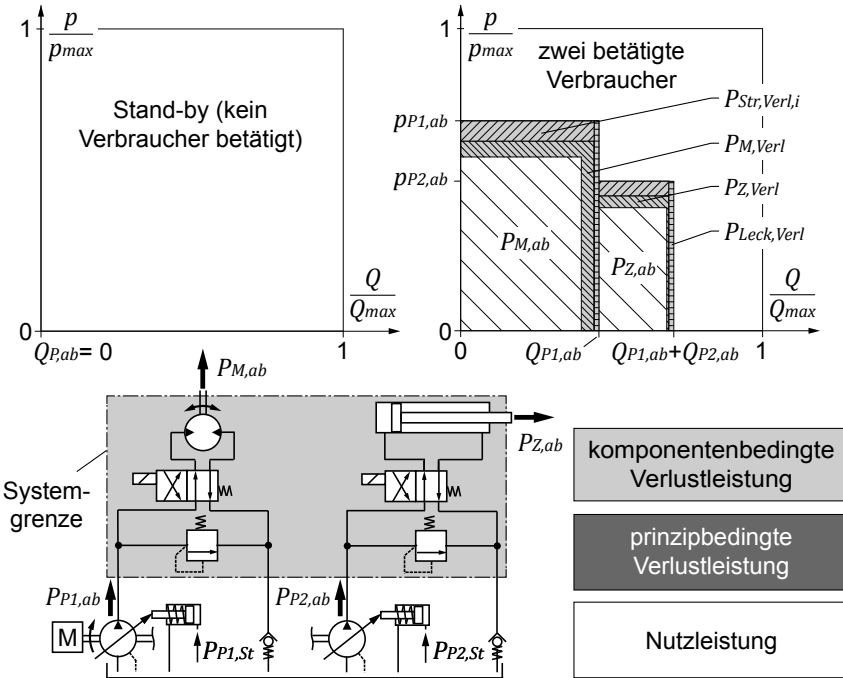


Bild 2.8: Verdrängersteuerung mit aufgeprägtem Volumenstrom

Der Systemwirkungsgrad wird maßgeblich vom Betriebspunkt abhängigen Wirkungsgrad der aktiven Verdrängereinheiten beeinflusst. Die Auslegung der Verdrängereinheiten orientiert sich stets an den maximal auftretenden Verbraucherlasten und -geschwindigkeiten. Der Wirkungsgrad volumenstromgesteuerter Systeme ist somit bei Volllast aller Verbraucher hervorragend. Im Gegensatz dazu kann der Teillastbetrieb der Verdrängereinheiten, der bei mobilen Arbeitsmaschinen zumeist mit großem Zeitanteil auftritt, zu einer ungünstigen Systemeffizienz führen. Beim Einsatz 4-quadrantenfähiger hydrostatischer Einheiten besteht bei volumenstromgesteuerten Systemen die Möglichkeit zur drosselfreien Rückspeisung von Senk- und Bremsenergie.

Bei **verdrängergesteuerten Antriebssystemen mit aufgeprägtem Druck**, wird die Leistungsdosierung verbraucherseitig durch Antriebe mit stufenlos verstellbarem Verdrängervolumen realisiert. Durch Anpassung des Schwenk-

winkels $\varphi_{M,rel}$ der Verdrängereinheit wird ein temporärer Gleichgewichtszustand zwischen dem aktuellen Verbraucherlastmoment M_{Last} und dem vorgegebenen konstanten Druckabfall $\Delta p_{M,ab}$ eingeregelt, Formel (2.23).

$$M_{Last} = M_{M,ab} = \frac{\Delta p_M \cdot V_{M,max} \cdot \varphi_{M,rel}}{2\pi} \cdot \eta_{M,hm} \quad (2.23)$$

Dieses Funktionsprinzip wird als **Sekundärregelung** bezeichnet. Je nach Anforderung werden die Verstelleinheiten im Drehzahl-, Drehwinkel- oder Drehmomentregelkreis betrieben. Der gleichzeitige Betrieb einer beliebigen Anzahl sekundäreregelter Verbraucher ohne gegenseitige Beeinflussung ist bis zum Erreichen der Sättigung der Druckversorgung möglich. Einen Überblick über Entwicklungen auf dem Gebiet der Sekundärregelung liefern [Kor96], [Bie05]. Für den verdrängergesteuerten Betrieb von linearen und rotatorischen Konstantmotoren am Netz mit aufgeprägtem Druck ist der Einsatz von Hydrotransformatoren erforderlich. Diese können in aufgelöster Bauweise in Form eines sekundäreregelten Motors mit mechanisch angekoppelter Pumpe oder als Kompakteinheit (vgl. [Ach99]) realisiert werden. Schaltungskonzepte für den Betrieb von Hydrozylindern am Drucknetz werden in [Dlu89] diskutiert.

Ein sekundäreregelter Antrieb nimmt aus dem Netz die hydraulische Leistung auf, die seiner aktuellen mechanischen Leistungsabgabe zuzüglich der im Triebwerk auftretenden Verlustleistung entspricht. Von der Speisung wird die Ölmenge nachgefördert, die zur Beibehaltung des Systemdruckniveaus erforderlich ist. Somit sind Konstantdrucksysteme mit sekundäreregelten Antrieben frei von Volumenstrom- und Drucküberschüssen die zu prinzipbedingten Drosselverlusten führen.

Die Nutz- und Verlustleistungen beim Betrieb eines sekundäreregelten Verstellmotors sowie bei der Bewegungssteuerung eines Zylinders mittels Hydrotransformator mit konstantem Versorgungsdruck sind in **Bild 2.9** dargestellt. Aufgrund der in Zu- und Rücklaufleitungen auftretenden Strömungsverluste $P_{Str,verl}$ fällt der effektiv nutzbare Druckabfall an den sekundäreregelten Antrieben stets geringer aus als das Systemdruckniveau. Die hydraulische Leistung für die fortlaufende Schwenkwinkelverstellung der sekundäreregelten Einheiten (hier: $P_{M,St}$ bzw. $P_{T,St}$) wird zumeist dem Hochdruck entnommen und stellt somit eine relevante Verlustquelle dar. Beim Betrieb von Hydro-

zylindern und Konstantmotoren treten zusätzliche Wandlungsverluste $P_{T,Verl}$ in den Hydrotransformatoren auf.

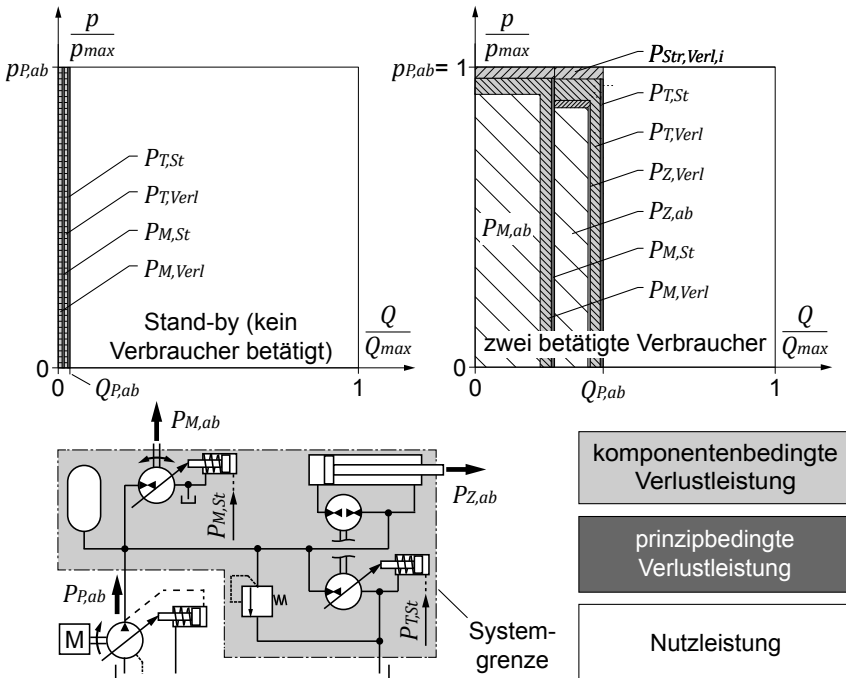


Bild 2.9: Sekundäreregelte Antriebe am Netz mit aufgeprägtem Druck

Der Systemwirkungsgrad wird stark beeinflusst von den betriebspunktabhängigen Wirkungsgraden der hydrostatischen Einheiten. Insbesondere im Teillastbetrieb mit kleinen Schwenkwinkeln ist der Wirkungsgrad der Verstell-einheiten und somit des gesamten Systems besonders ungünstig.

Bei Stand-by-Betrieb, d. h. bei aktivem Stillstand der Verbraucher, steht an den Triebwerken weiterhin Hochdruck an. Dadurch treten einerseits Leckagen über die stillstehenden Triebwerke auf. Des Weiteren besteht eine Leistungsaufnahme der Stelleinrichtungen zur Anpassung des Verdrängervolumens.

Zur Vermeidung dieser Leistungsverluste bei Stand-by kann dem Motor der in [Haa89] vorgeschlagene Steuerungs- und Sicherheitsblock vorangestellt werden. Dieser verfügt einerseits über ein hydraulisch angesteuertes 2/2-Wege-Sitzventil (Hauptstufe), welches in Grundstellung die Druckversorgung des

angeschlossen Verbrauchers bei anstehendem Steuerdruck unterbricht. Für das Öffnen der Hauptstufe wird die Steuerleitung mittels elektrisch angesteuertem Vorsteuerventil zum Rücklauf hin entlastet. Das Vorsteuerventil wird im stromlosen Zustand mittels Federkraft in Grundstellung rückgestellt. Die Drehzahl des Verstellmotors wird elektronisch überwacht. Bei Detektion einer Überdrehzahl sowie bei Ausfall der elektrischen Spannungsversorgung wird die Ansteuerung des Vorsteuerventils unterbrochen. Die Hauptstufe schließt. Der Steuerungs- und Sicherungsblock nach [Haa89] beinhaltet zusätzlich ein Rückschlagventil zwischen Zu- und Rücklaufseite des Verstellmotors. Durch die Möglichkeit zum Nachsaugen von Hydrauliköl von der Rücklaufseite wird beim Nachlaufen des Motors nach einer unvorhergesehenen schlagartigen Unterbrechung der Druckversorgung Kavitation vermieden.

Ansätze zur Optimierung der Energieeffizienz von Konstantdrucksystemen mit sekundärgeregelten Antrieben werden in [Ulm88], [Zäh93] und [Kög95] vorgestellt. Durch die Anpassung des konstanten Systemdrucks und der damit verbundenen Steigerung der Schwenkwinkel verschieben sich die Betriebspunkte der Verstellpumpe und aller Verstellmotoren, insbesondere im Teillastbereich, in Richtung eines günstigeren Wirkungsgrades.

2.6 Verfahren zur Bewertung der Energieeffizienz

Für eine aussagekräftige und praxisbezogene Bewertung der Energieeffizienz eines mobilhydraulischen Antriebssystems ist es zielführend, diese auf Basis maschinenrelevanter Betriebszustände oder von Einsatzyklen durchzuführen.

Für ausgewählte Maschinen stehen in der Literatur **standardisierte Einsatzyklen** zur Verfügung (z. B. Gabelstaplerzyklus [VDI02], DLG-PowerMix für Traktoren [Deg05]). Des Weiteren wurden Testzyklen von Herstellerfirmen entwickelt. Hierzu zählen der Gabelstapler-Leistungstest von Linde Material Handling sowie der sogenannte Liebherr-Normtest für Radlader. Eine Gegenüberstellung bekannter Testzyklen für mobile Arbeitsmaschinen gibt [Fle13].

In [Hol98] werden Arbeitszyklen eines Raupenbaggers mit Zwei-Pumpen-LS-Hydrauliksystem definiert und messtechnisch erfasst. Auf Basis der aufgezeichneten Bewegungs- und Lastverläufe sowie der zugehörigen Steuer- und Regelgrößen wird die Energieeffizienz eines Drei-Pumpen-Baggerhydrauliksystems durch Simulation mit dem Ausgangssystem verglichen.

Ein durch Messungen generiertes Einsatzprofil des Arbeitshydrauliksystems eines Mähreschers wird in [Fle11] für die simulative Untersuchung der Energieeffizienz zweier alternativer Antriebskonzepte verwendet.

In [Fin11] wird am Beispiel eines Raupenbaggers ein Verfahren zur Generierung synthetischer Arbeitszyklen durch Analyse von Videoaufzeichnungen vorgestellt. Das Bewegungsprofil wird dabei zunächst durch Auswertung von Einschaltdauer und Position für jeden Aktor der Arbeitsausrüstung individuell bestimmt. Der Lastverlauf an den Aktoren wird im zweiten Schritt mithilfe eines Mehrkörpermodells ermittelt.

Ein **Verfahren zur Standardisierung von Lastzyklen** durch Aufbereitung und stochastische Auswertung wiederholt durchgeführter Versuchsfahrten wird in [Dei09] am Beispiel des Y-Fahrzyklus eines Radladers vorgestellt. Anhand dieses Fahrzyklus werden in der Simulation die Energieeffizienz des Fahrentriebs des Radladers beim Einsatz eines hydrostatischen Mehrmotorengetriebes und eines hydraulisch-mechanisch leistungsverzweigten Getriebes gegenübergestellt. In [Ste08] werden Werkzeuge zur Effizienzbewertung und -steigerung von mobilen Arbeitsmaschinen und Nutzfahrzeugen vorgestellt. Zum einen wird eine Auswahlmethode für die optimale Antriebsstrangkonfiguration vorgeschlagen. Diese basiert auf der Korrelation von fahrzeugspezifischen Anforderungen und Eigenschaften bekannter Antriebsstrangkonzepte. Des Weiteren wird ein Verfahren zur Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs sowie der Emissionen eines Fahrzeugs durch Simulation des Antriebsstrangs bei Verwendung maschinentypischer Lastzyklen erläutert.

Verfahren zur Generierung von Last- und Fahrzyklen für die simulative Effizienzbewertung werden in [Dop11] beschrieben. In dieser Veröffentlichung werden eingangs eine auf Messungen basierende Zyklengenerierung sowie eine auf Erfahrungswerten basierende Zyklengenerierung gegenübergestellt. Des Weiteren werden so genannte ereignisbasierte Lastzyklen durch Verwendung eines Bedienermodells bei der Simulation mobiler Arbeitsmaschinen vorgestellt. Das Bedienermodell wird auf Basis gemessener Zyklen generiert. Eine vorgegebene Arbeitsaufgabe (hier: Beladen eines Anhängers mit einem Traktorfrontlader im Y-Zyklus) wird mittels eines so genannten

Bahnplaners in einzelne Bedienschritte, hier als Ereignisse bezeichnet, aufgelöst. Der so genannte Bahnregler setzt diese in Ansteuersignale (z. B. für Gas, Bremse, Lenkrad und Werkzeugbedienhebel) um. Die Bedienermodellierung im Zuge der Effizienzbestimmung durch ein Gesamtmodell (dieses besteht aus Bedienermodell, Fahrzeugmodell sowie Belastungsmodellen) ist Thema weiterer Veröffentlichungen, z. B. [Sta11], [Sta14].

Im Verbundforschungsprojekt „Entwicklung von Technologien für energiesparende Antriebe mobiler Arbeitsmaschinen“ (TEAM) wird in einem Zusammenschluss von Maschinenherstellern, Zulieferern und Hochschulen an Konzepten, Methoden und Lösungen zur Verbesserung der Effizienz mobiler Arbeitsmaschinen gearbeitet [TEA13]. Im zugehörigen Teilprojekt „Ermittlung der Energieeffizienz“ wird eine Methodik für die Erzeugung von Bewegungs- und Lastzyklen als Grundlage für die Effizienzbewertung mobiler Arbeitsmaschinen entwickelt [Sch14].

Eine **Methodik zur Bestimmung der Energieeffizienz** hydraulischer Antriebskonzepte für mobile Arbeitsmaschinen in einer frühen Entwicklungsphase wird in [Stu12] vorgestellt. In diesem Beitrag werden eingangs die existierenden Möglichkeiten für die realistische Abbildung des Maschineneinsatzes in der Simulation erläutert sowie eine Auswahlhilfe in Form einer Tabelle gegeben, **Tabelle 2.2**.

Die Methodik nach [Stu12] sieht zwei Schritte vor, um aus einer Reihe vorgegebener Antriebssystemkonzepte das für eine definierte Arbeitsaufgabe energieeffizienteste System herauszufinden. Im ersten Schritt erfolgt eine Effizienzbewertung der einzelnen Konzepte auf Basis gemessener oder simulierter Leistungsgrößen. Hierbei werden die Höhe und die Lage der individuellen Energieeinsparpotentiale bestimmt. Berücksichtigt werden Energieeinsparpotentiale durch Verringerung so genannter Primärverluste (Abdrosselungsverluste bei der Ansteuerung der Aktoren), sogenannter Sekundärverluste (vorhandenes Potential zur Energierückgewinnung wird nicht genutzt) sowie der Verluste bei der Bereitstellung der hydraulischen Leistung (z. B. ungünstiger Betriebspunkt der Pumpe). Das System ist im ersten Schritt auf das hydraulische Antriebssystem begrenzt.

Zu wählende Methode	Simulation repräsentativer Arbeitspunkte	Simulation vollständiger Arbeitszyklen	
		Vorgabe fester Referenzzyklen	Abbildung Fahrerverhalten
Anwendungsfall Dynamik Arbeitszyklus	niedrig	hoch	hoch
Fahrereinfluss auf Arbeitszyklus	niedrig	niedrig	hoch
Beispiel	Kran (Heben/Senken)	PKW (NEFZ), Traktor (DLG-PowerMix)	Bagger (Graben), Radlader (Y-Zyklus)

Tabelle 2.2: Methoden für die Abbildung des Maschineneinsatzes [Stu12]

Im zweiten Schritt erfolgt der Vergleich dieser Antriebssystemkonzepte im Kontext der Gesamtmaschine, indem die von der Maschine geleistete Nutzarbeit auf den Energieinhalt jeweils verbrauchten Kraftstoffs bezogen wird.

Ein **Verfahren zur Verlustanalyse und zur Effizienzbewertung** hydraulischer Antriebe in mobiler Arbeitsmaschinen wird in [Fle13] vorgestellt und am Beispiel eines Mähdreschers angewendet. In fünf Hauptschritten werden die Randbedingungen definiert, Einsatzprofile festgelegt, die Verlusteigenschaften des Antriebssystems modelliert sowie eine Verlustanalyse und eine Effizienzbewertung durchgeführt. Auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse werden Maßnahmen zur Optimierung des Antriebssystems abgeleitet. Zur Reduzierung des Arbeitsaufwandes erfolgt im zweiten Schritt des Verfahrens eine Identifizierung der für die Systemeffizienz relevanten Maschinenfunktionen und -einsatzprofile. Das Einsatzprofil des Mähdreschers wird durch fünfzehn als relevant eingestufte Betriebspunkte abgebildet. Eine zeitliche Gewichtung dieser Betriebspunkte erfolgt auf Basis mittels Telemetrie aufgezeichneter Daten mehrerer Mähdrescher über eine Erntesaison.

In [Ind13] wird der Ansatz verfolgt, dass eine Steigerung der Energieeffizienz einer mobilen Arbeitsmaschine durch Umsetzung einer bzw. durch Kombination mehrerer der nachfolgenden fünf Maßnahmen erreicht werden kann:

- Optimierung der eingesetzten Hydraulikkomponenten sowie der Steuerungs- bzw. Regelungsalgorithmen

- Ergänzung von Einrichtungen zur Energierückgewinnung
- Substitution einzelner Wegeventile oder Antriebe durch alternative Funktionsprinzipien
- Einsatz neuer Systemlösungen (z. B. hydraulischer Schaltungskonzepte oder durch Hybridisierung)
- Erfahrener Bediener

Unter Berücksichtigung dieser Maßnahmen (ausgenommen: der erfahrene Bediener) werden am Beispiel des Zwei-Pumpen-LS-Systems eines Hydraulikbaggers, 15 alternative Systemvarianten erzeugt. Mittels Simulation wird deren Energieeffizienz bei einem Grab-, einem Lade- und einem Fahrzyklus sowie im Leerlauf ermittelt. Hierbei zeigt sich, dass die nachfolgenden Systemkonzepte das größte Effizienzsteigerungspotential aufweisen:

- Verdrängersteuerung im geschlossenen Kreis mit Versorgung aller Antriebe über separate 4-quadrantenfähige Verstellpumpen
- Verdrängersteuerung im offenen Kreis für die Hydrozylinder von Baggerarm, Stiel und Schaufel sowie den Lüfterantrieb mit jeweils separater Verstellpumpe, Verdrängersteuerung im geschlossenen Kreis für die beiden Antriebe des Kettenfahrwerks und den Schwenkantrieb
- Verdrängersteuerung im geschlossenen Kreis mit separaten hydraulischen Transformatoren für alle Verbraucher

Im Zuge des Forschungsvorhabens „Antriebsstrang mit Energierückgewinnung: Entwicklungsmethodik und Betriebsstrategien für mobile Arbeitsmaschinen“ (vgl. [Nag11]) wird ein **Verfahren zur Bewertung des Potentials zur Energierekuperation** bei einem hydraulischen Mehrverbrauchersystem entwickelt (vgl. [Roo12]). Hierbei wird die zu jedem Zeitpunkt aufgrund von Brems- und Senkvorgängen einzelner Antriebe mögliche Leistungsrückführung mit dem gleichzeitigen Leistungsbedarf anderer Antriebe der Maschine mit dem Ziel einer direkten Nutzung gegenübergestellt. Es wird zusätzlich die Möglichkeit zur Energiezwischen-speicherung in Hydrospeichern berücksichtigt sofern die energetisch vorteilhafte direkte Nutzung aufgrund eines zum Zeitpunkt vorhandenen Leistungsüberschusses nicht möglich ist. Sofern die Rekuperation aufgrund eines unzureichenden Druckgefälles zwischen einer

Quelle und der zum Zeitpunkt zur Verfügung stehenden Senken nicht erfolgen kann, muss der Leistungsüberschuss als Verlustwärme abgeführt werden. Das Verfahren wird exemplarisch für den Ladezyklus eines Teleskopladlers angewendet. Nach [Roo12] hängt das tatsächliche Potential zur Reduzierung des Energiebedarfs einer für Rekuperation entsprechend ausgerüsteten mobilen Arbeitsmaschine im Wesentlichen davon ab, dass mittels einer geeigneten Betriebsstrategie eine Entscheidung getroffen wird, ob die zum Zeitpunkt rückgeführte Leistung direkt genutzt, gespeichert bzw. mittels Dissipation aus dem System abgeleitet wird.

3 Systematischer Vergleich der Energieeffizienz

Für eine Bewertung der Energieeffizienz eines Konstantdrucksystems mit sekundäreregelten Verstellantrieben ist es zweckdienlich, dieses in der Simulation mit einem etablierten System mit identischer Funktion und Leistungsfähigkeit zu vergleichen. Hier wird als Referenz ein Load-Sensing-System verwendet. Bei systematischer Variation von System- und Betriebsparametern wird untersucht, unter welchen Bedingungen das jeweilige Konzept energetisch vorteilhaft ist.

Zu diesem Zweck wird in **Unterkapitel 3.1** ein Referenz-Hydrauliksystem mit Verstellpumpe und zwei rotatorischen Verbrauchern definiert. Die Modellbildung für beide Schaltungskonzepte wird in **Unterkapitel 3.2** erläutert. Das betriebspunktabhängige Verlustverhalten realer Hydraulikkomponenten wird durch hinterlegte Kennfelder berücksichtigt. Durch die applikationsneutrale Herangehensweise besitzen die in **Unterkapitel 3.3** aufgezeigten Trends Gültigkeit für vielfältige Anwendungen. Abschließend werden mittels Sensibilitätsanalyse die Einflüsse von Komponentenwirkungsgraden, Strömungswiderständen und Leckagen auf das Modellierungsergebnis untersucht.

3.1 Systemvarianten mit zwei rotatorischen Verbrauchern

Die beiden zu vergleichenden Schaltungskonzepte werden stets mit einem einheitlichen Aufbau mit zwei Hydromotoren und der Speisung mittels Verstellpumpe im offenen Kreis modelliert. Zur Erzeugung von Systemvarianten werden die Verdrängervolumina von Pumpe und Motoren, die Pumpendrehzahl sowie die Verbraucherlasten verändert.

Das LS-System ist als Stromregelschaltung mit vorgeschalteten Individualdruckwaagen ausgeführt. Die beiden Hydromotoren verfügen über ein konstantes Verdrängervolumen, **Bild 3.1, links**. Das zweite Konzept beinhaltet ein Konstantdrucksystem mit druckgeregelter Verstellpumpe und zwei sekundäreregelten Verstelleinheiten, **Bild 3.1, rechts**. Des Weiteren verfügt dieses System über 2/2-Wegeventile in Sitzbauweise. Diese werden im realen System als Sicherheitseinrichtung zur Unterbrechung der hydraulischen Energiezufuhr der Verstellmotoren verwendet. Für beide Systemkonzepte wird der volumenstromabhängige Druckabfall in Ventilen, Leitungen, Formstücken und

im Rücklaufilter modelliert. Des Weiteren wird ein druckabhängiger Leckvolumenstrom berücksichtigt.

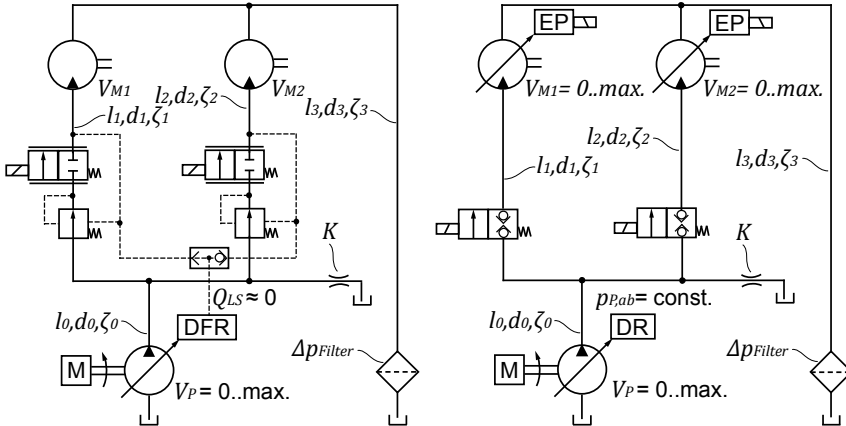


Bild 3.1: Systeme mit zwei rotatorischen Verbrauchern

Die in den Systemvarianten verwendeten System- und Betriebsparameter sind in **Tabelle 3.1** zusammengefasst:

Parameter		Werte	Einheit	
Verstell- pumpe	Verdrängervolumen	$V_{P,max}$	45; 63	cm^3
	Eingangsdrehzahl	n_P	2000; 2500; 3000	1/min
	Ausgangsdruck LS	$p_{P,ab}$	20.. 200	bar
	Regeldruckdifferenz	Δp_{LS}	20	bar
Motor M1	Verdrängervolumen	V_{M1}	7; 14; 28	cm^3
	Abtriebsdrehzahl	n_{M1}	500.. 2000	1/min
	Lastmoment	$M_{M1,ab}$	$0,2.. 0,9 \cdot M_{M1,max}$	Nm
Motor M2	Verdrängervolumen	V_{M2}	7; 14; 28	cm^3
	Abtriebsdrehzahl	n_{M2}	500.. 2000	1/min
	Lastmoment	$M_{M2,ab}$	$0,2.. 0,9 \cdot M_{M2,max}$	Nm

Tabelle 3.1: Variation von Systemparametern und Verbraucherlasten

Die Baugrößen der Verstellpumpe basieren auf der Stufung der Produktpalette eines Herstellers [Bos11a], die Baugrößen der Motoren sind frei gewählt.

Vor dem Hintergrund der Variation der Verdrängervolumina der Motoren werden die jeweiligen Lastmomente M_{Mi} auf das motorspezifische maximale Lastmoment $M_{Mi,max,th}$ (bei Annahme idealer Motoren mit $\eta_{M,hm} = 1$) beim maximalem Pumpenausgangsdruck $p_{P,ab,max} = 200$ bar bezogen:

$$M_{Mi,max,th} = \frac{V_{Mi,max} \cdot p_{P,ab,max}}{2\pi} \quad (3.1)$$

3.2 Modellierung der Varianten

Die Modellierung der Varianten erfolgt anhand eines Leistungsflussmodells in MATLAB/Simulink. Dieses wird über Eingabewerte parametrisiert. Innerhalb des Modells werden die Nutz- und Verlustleistungen des LS-Referenzsystems und des Konstantdrucksystems berechnet. Das Modell wird sequentiell mittels Routinen in MATLAB für jede Variante aufgerufen und gibt die relative Veränderung des Systemwirkungsgrades $\Delta\eta$ aus. Die Ein- und Ausgabewerte des Modells sind in **Bild 3.2** dargestellt:

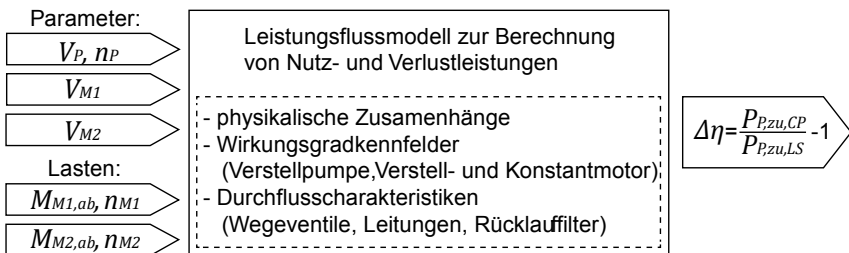


Bild 3.2: Ein- und Ausgabewerte Leistungsflussmodell

Die im Modell hinterlegten physikalischen Zusammenhänge zur Abbildung der Komponenten werden in den nachfolgenden Abschnitten erläutert.

Modellierung der Eigenschaften des Fluids

Bei der Modellierung wird eine homogene Betriebstemperatur im gesamten System von $\vartheta = 50^\circ\text{C}$ vorausgesetzt. Als Medium wird ein Hydrauliköl

HLDP 46 mit der Dichte $\rho_{15^\circ\text{C}} = 0,88 \text{ g/cm}^3$ und der kinematischen Viskosität $\nu_{0l,40^\circ\text{C}} = 46 \text{ mm}^2/\text{s}$ verwendet.

Die Druckabhängigkeit der Viskosität wird innerhalb des Modells nicht berücksichtigt.

Die Umrechnung der Dichte auf die Betriebstemperatur erfolgt anhand der Definition des Ausdehnungskoeffizienten γ [Mur12a].

$$\rho_1 = \frac{\rho_0}{1 + \gamma \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_0)} \quad (3.2)$$

mit $\gamma = 7 \cdot 10^{-4} \text{ 1/}^\circ\text{C}$ (für Mineralöl)

Bei der Modellierung wird die kinematische Viskosität $\nu_{0l,50^\circ\text{C}} = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$ sowie die Dichte $\rho_{50^\circ\text{C}} = 0,86 \text{ g/cm}^3$ verwendet.

Modellierung der Verstellpumpen

Die Verstellpumpe stellt den vom System angeforderten Volumenstrom $Q_{P,ab}$ mit Pumpenausgangsdruck $p_{P,ab}$ bei einer Eingangsdrehzahl n_P und beim Pumpenschwenkwinkel φ_P bereit. Die Pumpendrehzahl n_P wird im Modell, wie bei einer realen Maschine vom Verbrennungsmotor, von außen vorgegeben. Für die Modellierung des Konstantdrucksystems wird der Pumpenausgangsdruck auf $p_{P,ab,CP} = 200 \text{ bar}$ festgelegt. Beim LS-System wird der Pumpenausgangsdruck $p_{P,ab,LS}$ als Summe aus höchstem Verbraucherlastdruck und Regeldruckdifferenz Δp_{LS} berechnet. Hier gilt:

$$p_{P,ab,LS} = \max(p_{M1,zu}, p_{M2,zu}) + \Delta p_{LS} \quad (3.3)$$

In mobilen Arbeitsmaschinen mit hydraulisch-mechanischen Load-Sensing-Systemen beträgt die Regeldruckdifferenz üblicherweise 20..30 bar [Fin08, Mat14]. Hier wird die Regeldruckdifferenz zu $\Delta p_{LS} = 20 \text{ bar}$ festgelegt. Somit wird ein aus energetischer Sicht bestmögliches LS-System als Referenz herangezogen.

Der Betriebspunkt der Verstellpumpe wird auf Basis von Kennfeldern $\eta_{P,lm}(\Delta p_P, n_P, \varphi_{P,rel})$ und $\eta_{P,vol}(\Delta p_P, n_P, \varphi_{P,rel})$ ermittelt. Diese stammen aus der herstellereitigen Vermessung einer Axialkolbenpumpe in Schrägscheibenbauweise [Bos11a] mit $V_{P,max} = 45 \text{ cm}^3$, **Anhang A.1**.

Vor dem Hintergrund, dass die Kennfelder einer entsprechenden Verstellpumpe der Baugröße $V_{P,max} = 63 \text{ cm}^3$ nicht zur Verfügung stehen, werden die vorhandenen Kennfelder der Baugröße $V_{P,max} = 45 \text{ cm}^3$ verwendet. Dies ist innerhalb des Teilmodells möglich, da die Kennfelder dort in Abhängigkeit der Betriebsparameter Δp_P , n_P und $\varphi_{P,rel}$ hinterlegt sind. Eine rechnerische Anpassung der Kennfelder ist in diesem Fall nicht erforderlich. Diese Verfahrensweise erfolgt unter der Annahme, dass der auftretende Fehler vernachlässigt werden kann, da es sich um benachbarte Baugrößen derselben Pumpenbaureihe handelt.

Der Steuerölverbrauch des Pumpenreglers wird nicht abgebildet. Das Modell der Verstellpumpe ist für beide Systemkonzepte identisch, die Eingabe- und Ausgabegrößen sind in **Bild 3.3** dargestellt:

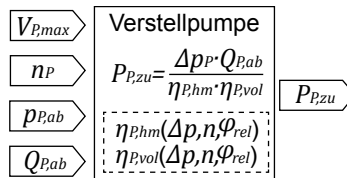


Bild 3.3: Modellierung einer Verstellpumpe

Bei der Modellierung der Verstellpumpe tritt eine algebraische Schleife auf, da der Pumpenschwenkwinkel $\varphi_{P,rel}$ zugleich Eingangs- und Ausgangsgröße bei der kennfeldbasierten Bestimmung des volumetrischen Wirkungsgrades $\eta_{P,vol}$ ist. In MATLAB/Simulink kann diese algebraische Schleife mit Hilfe des Solvers „Algebraic Constraint“ gelöst werden, **Anhang A.3**.

Modellierung der Konstantmotoren

Die Ein- und Ausgabegrößen bei der Modellierung eines Konstantmotors des LS-Systems sind in **Bild 3.4** dargestellt.

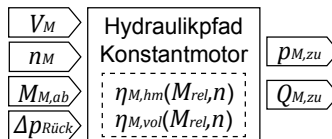


Bild 3.4: Modellierung des Hydraulikpfads eines Konstantmotors

Der Lastdruck $p_{M,zu}$ wird als Summe von Druckabfall am Motor und Druckverlust in der Rücklaufleitung ermittelt:

$$p_{M,zu} = \Delta p_M + \Delta p_{Rück} \quad (3.4)$$

Für den Druckabfall am Konstantmotor Δp_M gilt:

$$\Delta p_M = \frac{2\pi \cdot M_M}{V_M \cdot \eta_{M,hm}} \quad (3.5)$$

Die Volumenstromaufnahme $Q_{M,zu}$ des Konstantmotors berechnet sich zu:

$$Q_{M,zu} = \frac{V_M \cdot n_M}{\eta_{M,vol}} \quad (3.6)$$

Die betriebspunktabhängigen Wirkungsgrade der bei der Modellierung betrachteten fiktiven Baugrößen (7 cm³, 14 cm³ und 28 cm³) werden unter Verwendung von Daten aus der Vermessung eines Außenzahnradmotors [Buc03] mit Verdrängervolumen $V_M = 15 \text{ cm}^3$ berechnet, [Fie12], **Anhang A.1**. Hierzu werden innerhalb des Modells sogenannte normierte Wirkungsgradkennfelder $\eta_{M,hm}(M_{rel}, n)$ und $\eta_{M,vol}(M_{rel}, n)$ eingesetzt, **Anhang A.4**.

Die baugrößenübergreifende Nutzung der Wirkungsgradkennfelder erfolgt unter der Annahme, dass der auftretende Fehler vernachlässigt werden kann, da es sich um benachbarte Baugrößen derselben fiktiven Motorbaureihe handelt.

Modellierung der Verstellmotoren

Bei der Modellierung eines sekundärgeregelten Verstellmotors ist nur der zugeführte Volumenstrom $Q_{M,zu}$ als Ausgabegröße relevant, **Bild 3.5**.

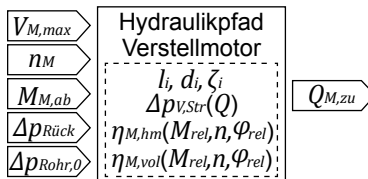


Bild 3.5: Modellierung des Hydraulikpfades eines Verstellmotors

Die Bestimmung der betriebspunktabhängigen Wirkungsgrade $\eta_{M,hm}$ und $\eta_{M,vol}$ für die fiktiven Baugrößen $V_{M,max} = 7 \text{ cm}^3$ und $V_{M,max} = 14 \text{ cm}^3$ sowie für die real verfügbare Baugröße $V_{M,max} = 28 \text{ cm}^3$ erfolgt auf Basis normierter

Kennfelder $\eta_{M,hm}(M_{rel}, n, \varphi_{rel})$ und $\eta_{M,vol}(M_{rel}, n, \varphi_{rel})$, **Anhang A.4**. Diese basieren auf der herstellerseitigen Vermessung eines Axialkolbenmotors in Schrägscheibenbauweise [Bos10] mit $V_{M,max} = 28 \text{ cm}^3$, **Anhang A.1**. Bei der Messung wurde der Motor ohne Schwenkwinkelaktor [Bos08] betrieben so dass dessen Steuerölverbrauch nicht in den Kennfeldern berücksichtigt ist. Die baugrößenübergreifende Nutzung der Wirkungsgradkennfelder erfolgt unter der Annahme, dass der auftretende Fehler vernachlässigt werden kann, da es sich um benachbarte Baugrößen einer fiktiven Motorbaureihe handelt.

In Analogie zur Verstellpumpe tritt bei der Ermittlung des Schwenkwinkels $\varphi_{M,rel}$ eines Verstellmotors eine algebraische Schleife auf, **Anhang A.3**.

Für den Druckabfall am Verstellmotor gilt folgender Zusammenhang:

$$\Delta p_{M,CP} = p_{P,ab,CP} - \Delta p_{Rohr,0} - \Delta p_{Rohr,i} - \Delta p_{V,Str} - \Delta p_{Rück} \quad (3.7)$$

Die Herleitung der Strömungsverluste in der Rohrleitung $\Delta p_{Rohr,i}$ erfolgt im nachfolgenden Abschnitt. Die Strömungsverluste im Sitzventil $\Delta p_{V,Str}$ werden auf Basis der Durchflusscharakteristik abgebildet, **Anhang A.6**.

Die Volumenstromaufnahme des Verstellmotors $Q_{M,zu}$ wird berechnet zu:

$$Q_{M,zu} = \frac{V_{M,max} \cdot \varphi_{M,rel} \cdot n_M}{\eta_{M,vol}} + Q_{M,St} \quad (3.8)$$

Der Steuerölverbrauch für die hydraulische Vorsteuerung der Schwenkwinkelverstellung wird mit $Q_{M,St} = 0,5 \text{ l/min}$ als konstant angenommen.

Modellierung der Rohrleitungen und des Rücklauffilters

Innerhalb des Modells werden Strömungsverluste in geraden Rohrabschnitten Δp_R (Formel(2.15)) und Formstücken Δp_F (Formel(2.18)) berücksichtigt.

Die Rohrinne Durchmesser d_i werden individuell an die maximalen Volumenströme der jeweils eingesetzten hydrostatischen Einheiten angepasst. Die Zuordnung erfolgt unter Berücksichtigung standardisierter Rohre und Verschraubungen der Reihen L bzw. S [DIN11a], [DIN12a] sowie der nach [Mur12a] anzustrebenden Strömungsgeschwindigkeiten.

Das Auswahldiagramm in **Anhang A.6** verdeutlicht die Zuordnung der Rohrlitungsdurchmesser.

Als Widerstandsbeiwert der Formstücke wird mit $\zeta_i = 0,14$ der in [Mur12a] angegebene Wert für 90°-Krümmer verwendet. Der Strömungsverlust in einer Rohrleitung wird durch Addition der Einzelverluste von Rohrabschnitten und Formstücken (Formel (2.19)) bestimmt.

Die Modellierung des Druckverlustes in der Rücklaufleitung $\Delta p_{Rück}$ erfolgt unter der Annahme, dass der Rücklauf der beiden Motoren über eine gemeinsame Leitung (l_3, d_3, ζ_3) und einen Rücklauffilter in den Tank erfolgt.

$$\Delta p_{Rück} = \Delta p_{Rohr,3} + \Delta p_{Filter} \quad (3.9)$$

Das Kennlinienfeld des betrachteten Rücklauffilters [Hyd11] ist in **Anhang A.6** dargestellt.

Modellierung der Leckage

Innerhalb des Modells wird die druckabhängige Leckage über den exzentrischen Ringspalt von Ventilen in Schieberbauart (Formel (2.11)) berücksichtigt. Hierdurch wird die Leckage im Hydrauliksystem einer realen mobilen Arbeitsmaschine abgebildet.

Die bei der Modellierung der Systemkonzepte verwendeten Rohrlängen, die Anzahl der Formstücke sowie Anzahl und Geometrie der Ringspalte sind in **Anhang A.7** aufgeführt.

3.3 Trends hinsichtlich Steigerung der Energieeffizienz

Die Visualisierung der Ergebnisse des Systemvergleichs erfolgt in Form von Höhenliniendiagrammen. Jeder Diagrammpunkt repräsentiert hierbei einen Betriebspunkt mit vorgegebenen Systemparametern entsprechend **Tabelle 3.1**. Die Bewertungsgröße $\Delta\eta$ beschreibt die relative Veränderung der Systemeffizienz eines Konstantdrucksystems mit sekundärgeregelten Antrieben gegenüber dem entsprechenden LS-System:

$$\Delta\eta = \frac{P_{P,zu,CP}}{P_{P,zu,LS}} - 1 \quad (3.10)$$

Unter der hier erfüllten Voraussetzung einer identischen Leistungsabgabe kann $\Delta\eta$ auch in Abhängigkeit der beiden Systemwirkungsgrade dargestellt werden:

$$\Delta\eta = \frac{\eta_{Sys,LS}}{\eta_{Sys,CP}} - 1 \quad (3.11)$$

Die Bewertungsgröße $\Delta\eta$ wird im Höhenliniendiagramm in Abhängigkeit des relativen Lastmoments $M_{M1,rel}$ bzw. $M_{M2,rel}$ der rotatorischen Verbraucher in Form von Isolinien dargestellt. Als Bezugsgröße für die Normierung wird das theoretische maximale Lastmoment $M_{Mi,max,th}$ (vgl. Formel (3.1) bei $p_{P,ab,max} = 200$ bar und Annahme idealer, d. h. verlustfreier, hydrostatischer Einheiten herangezogen:

$$M_{Mi,rel} = \frac{M_{Mi,ab}}{M_{Mi,max,th}} \quad (3.12)$$

Die Höhenliniendiagramme werden fortan als Effizienzlandkarten bezeichnet. In Anlehnung an [DIN09] wird das Verhältnis von maximaler theoretischer Leistungsabgabe im motorischen Systemteil zu Leistungsaufnahme im generatorischen Systemteil als „Theoretischer Pumpenauslastungsgrad“ (TPA) bezeichnet:

$$TPA = \frac{P_{ab,th}}{P_{zu,th}} = \frac{\sum_{i=1}^m (M_{Mi,max,th} \cdot n_{Mi}) + \sum_{j=1}^z (F_{Zj,th} \cdot v_{Zj})}{\sum_{k=1}^p (M_{Pk,th} \cdot n_{Pk})} \quad (3.13)$$

Unter Annahme verlustfreier hydrostatischer Einheiten wird TPA für ein Hydrauliksystem mit zwei rotatorischen Verbrauchern und einer Pumpe wie folgt berechnet:

$$TPA = \frac{V_{M1,max} \cdot n_{M1} + V_{M2,max} \cdot n_{M2}}{V_{P,max} \cdot n_P} \quad (3.14)$$

In den nachfolgenden Abschnitten werden anhand von Effizienzlandkarten Trends hinsichtlich der Steigerung der Energieeffizienz bei Variation der Systemparameter herausgearbeitet. Es wird untersucht, ob die Größe TPA als Indikator für das Potential zur Steigerung der Energieeffizienz beim Einsatz eines Konstantdrucksystems mit sekundärgeregelten Antrieben geeignet ist.

Referenzkonfiguration

Zur Schaffung einer Vergleichsbasis wird für beide Konzepte ein System mit zwei Hydraulikmotoren mit identischem Verdrängervolumen festgelegt. Die

beiden Motoren werden mit identischer Drehzahl betrieben. Die theoretische Pumpenauslastung TPA beträgt in diesem Fall ca. 83 %.

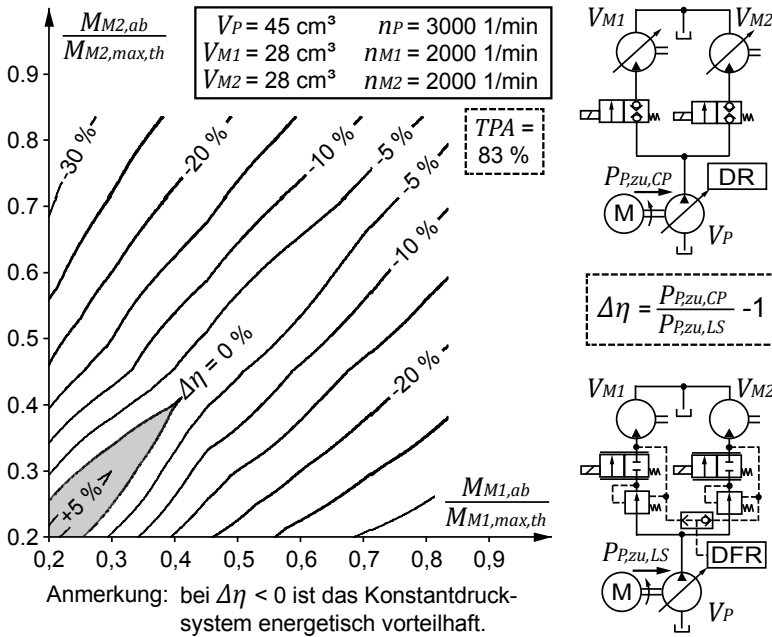


Bild 3.6: Effizienzlandkarte der Referenzkonfiguration

Die Effizienzlandkarte der Referenzkonfiguration weist einen Bereich gesteigerter Energieeffizienz $\Delta\eta < 0$ sowie einen Bereich verringerter Energieeffizienz $\Delta\eta > 0$ des Konstantdrucksystems auf, **Bild 3.6**. Letzterer wird zur Verbesserung der Sichtbarkeit fortan mit grauem Hintergrund dargestellt. Die Isolinie mit $\Delta\eta = 0$ wird fortan als Grenzlinie bezeichnet. Aufgrund identischer Baugröße sowie Drehzahl der beiden rotatorischen Verbraucher ist die Effizienzlandkarte der Referenzkonfiguration symmetrisch zur Winkelhalbierenden des ersten Quadranten. Bei der Referenzkonfiguration besitzt das LS-Konzept nur im Teillastbereich bei symmetrischer oder annähernd symmetrischer Verbraucherlast eine höhere Energieeffizienz. Das Konstantdrucksystem mit sekundärgeregelten Verstellantrieben ist insbesondere bei asymmetrischer Belastung der beiden Verbraucher besonders effizient. Am Verlauf der Isolinien ist ersichtlich, dass bei symmetrischer Belastung und mittlerer bis

höherer Verbraucherlast die Energieeffizienz der beiden Konzepte annähernd identisch ist. Für die Bewertung der Einflüsse der Systemparameter wird in den folgenden Abschnitten die Verlagerung der Grenzlinie $\Delta\eta = 0$ in der Effizienzlandkarte im Vergleich zur Referenzkonfiguration betrachtet.

Variation der Drehzahlen im motorischen Systemteil

Durch Variation der Verbraucher Drehzahlen wird die Leistungsabgabe der beiden Motoren verändert. Die Effizienzlandkarten in **Bild 3.7** sind auf die Grenzlinien $\Delta\eta = 0$ bei unterschiedlichen Systemparametern reduziert. Die Pfeile in den Effizienzlandkarten zeigen jeweils auf eine Grenzlinie $\Delta\eta = 0$ und geben die verwendeten Systemparameter sowie den zugehörigen „Theoretischen Pumpenauslastungsgrad“ (*TPA*) an. Hier wird zwischen einer symmetrischen Verteilung (**Bild 3.7, links**) und einer asymmetrischen Verteilung (**Bild 3.7, rechts**) der Verbraucher Drehzahlen unterschieden.

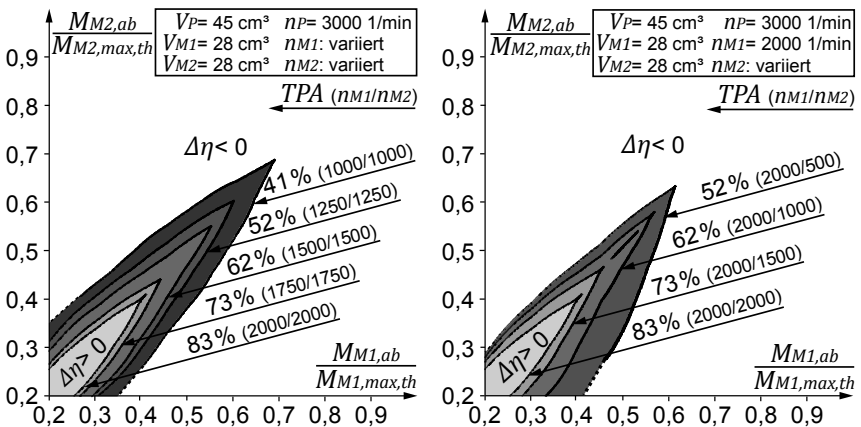


Bild 3.7: Grenzlinien bei Variation der Verbraucher Drehzahl

Mit fortschreitender Reduzierung der Leistungsabgabe an den beiden Motoren, gleichbedeutend der Verringerung von *TPA*, tritt eine Verschiebung der Grenzlinie $\Delta\eta = 0$ in der Effizienzlandkarte zu Ungunsten der Energieeffizienz des Konstantdruck-Konzeptes auf. Des Weiteren verlagert sich die Grenzlinie mit der Zunahme der Asymmetrie der Verbraucherlasten in Richtung der

Achse des höher belasteten Verbrauchers. Eine Symmetrie der Isolinien bezüglich der Winkelhalbierenden existiert in diesem Fall nicht.

Variation des Verdrängervolumens im motorischen Systemteil

Unter Beibehaltung der Parametrierung des generatorischen Systemteils sowie der Verbraucherdrehzahlen werden die Verdrängervolumina V_{M1} und V_{M2} der Motoren gegenüber der Referenzvariante schrittweise verringert, **Bild 3.8**.

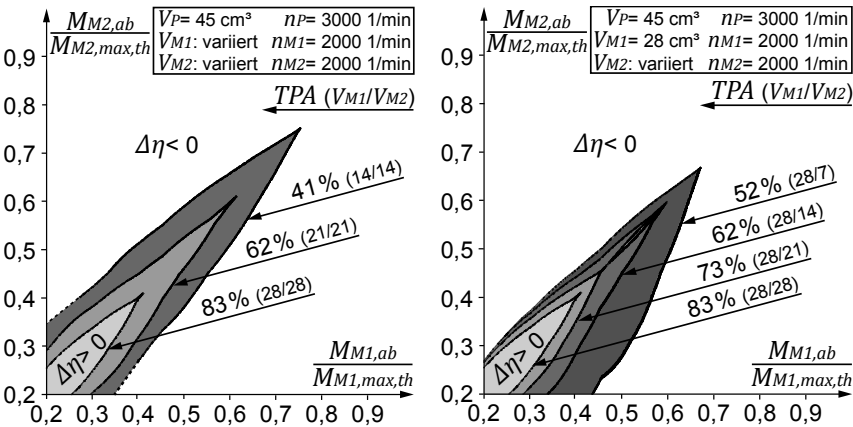


Bild 3.8: Grenzlinien bei Variation des Motorverdrängervolumens

Mit abnehmender Baugröße und somit einer Reduzierung von TPA aufgrund verringerter Leistungsabgabe im motorischen Systemteil verschiebt sich die Grenzlinie $\Delta\eta = 0$ zu Ungunsten des Konstantdrucksystems. Bei einseitiger Verkleinerung des Verdrängervolumens verlagert sich die Grenzkurve in Richtung der Achse des größeren Motors.

Variation der Drehzahl und des Verdrängervolumens im generatorischen Systemteil

Unter Beibehaltung der Parametrierung des motorischen Systemteils werden Drehzahl n_p und Verdrängervolumen V_p gegenüber der Referenzkonfiguration verändert. Hierbei werden n_p und V_p so kombiniert, dass die Verstellpumpe über den gesamten Betriebsbereich der Motoren nicht in Unterversorgung geraten kann. Beim Verdrängervolumen $V_p = 45 \text{ cm}^3$ gilt $n_{p,min} \cong 2700 \text{ 1/min}$,

Bild 3.9, links. Bei einer Vergrößerung von V_P sind auch geringere Pumpendrehzahlen möglich, **Bild 3.9, rechts.**

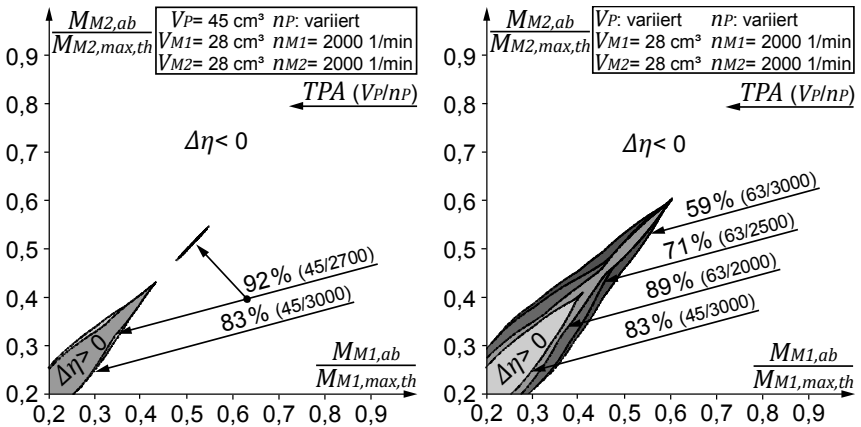


Bild 3.9: Grenzlinien bei Variation von Pumpendrehzahl und -größe

Durch eine Reduzierung der Pumpendrehzahl n_P unter Beibehaltung des Verdrängervolumens V_P verschiebt sich die Grenzlinie $\Delta\eta = 0$ zu Gunsten des Konstantdruck-Konzeptes. Dieser Effekt, der sich nicht auf das Betriebsverhalten der Verbraucher auswirkt solange keine Unterversorgung auftritt, basiert auf den unterschiedlichen Betriebspunkten der Verstellpumpe bei beiden Konzepten. Aufgrund des in der Regel höheren Systemdrucks arbeitet die Verstellpumpe des Konstantdrucksystems bei identischer Leistungsaufnahme bei kleinerem Pumpenschwenkwinkel und somit in einem energetisch ungünstigeren Betriebspunkt als beim entsprechenden LS-System. Das Potential zur Steigerung des Wirkungsgrades der Verstellpumpe bei Drehzahlreduzierung ist dementsprechend größer. Unter der Annahme, dass zwei Pumpen unterschiedlicher Baugröße eine vergleichbare energetische Qualität aufweisen, wirkt sich eine Reduzierung der Pumpengröße zu Gunsten des Konstantdruck-Konzeptes aus.

Variation mehrerer Systemparameter

Zur Untersuchung des Einflusses der Größe TPA auf die Effizienzlandkarte werden Varianten modelliert, die bei abweichenden Systemparametern über

den *TPA*-Wert der Referenzkonfiguration verfügen. Der Verlauf der Grenzlinien von Systemvarianten mit $TPA = 83\%$ ist in **Bild 3.10** dargestellt:

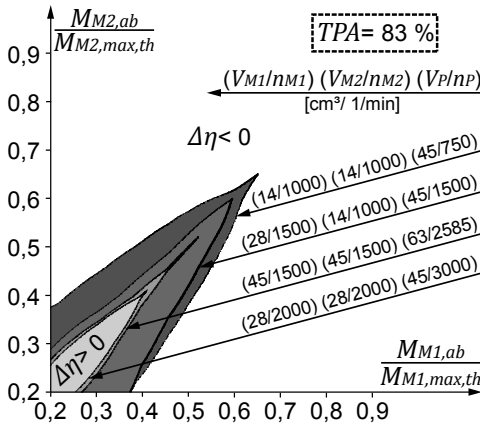


Bild 3.10: Grenzfunktionen bei Variation mehrerer Parameter

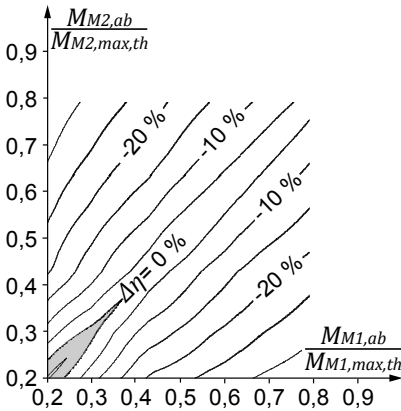
Anhand der in **Bild 3.10** dargestellten Grenzfunktionen ist ersichtlich, dass sich diese auch bei der Variation mehrerer Systemparameter stets innerhalb des Arbeitsbereichs der beiden Antriebe befinden. Für die hier modellierten Systemvarianten mit identischem theoretischem Pumpenauslastungsgrad *TPA* gibt es beim Einsatz eines Konstantdrucksystems mit sekundärgeregelten Antrieben jeweils einen individuellen Bereich gesteigerter Energieeffizienz.

Somit ist die Größe *TPA* für eine Prognose der Position der Grenzfunktion $\Delta\eta = 0$ in der Effizienzlandkarte nicht geeignet. Vor diesem Hintergrund ist es erforderlich, die Effizienzlandkarte für die Gegenüberstellung der Energieeffizienz der Konzepte stets individuell zu berechnen.

3.4 Sensitivitätsanalyse

Anhand einer Sensitivitätsanalyse wird der Einfluss der innerhalb der Modellierung verwendeten Komponenten auf das Ergebnis untersucht. Hierzu werden die in den Teilmodellen hinterlegten Wirkungsgradkennfelder und Durchflusscharakteristiken skaliert bzw. idealisiert. Die Auswirkungen auf die Effizienzlandkarte werden durch Gegenüberstellung mit der Referenzkonfiguration, **Bild 3.6**, aufgezeigt.

Skalierung der Wirkungsgrade der hydrostatischen Einheiten



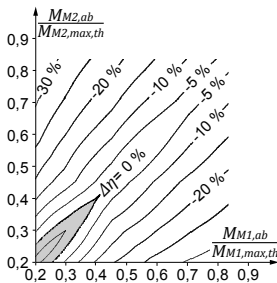
Reduzierung des Gesamtwirkungsgrades der hydrostatischen Einheiten um 9,75 %

$$\eta_{P,hm,reduziert} = 0,95 \cdot \eta_{P,hm}$$

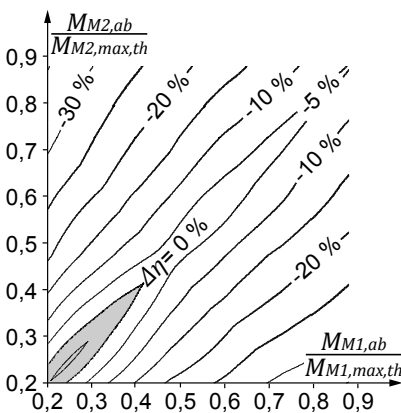
$$\eta_{P,vol,reduziert} = 0,95 \cdot \eta_{P,vol}$$

$$\eta_{Mi,hm,reduziert} = 0,95 \cdot \eta_{Mi,hm}$$

$$\eta_{Mi,vol,reduziert} = 0,95 \cdot \eta_{Mi,vol}$$



Referenzkonfiguration



Steigerung des Gesamtwirkungsgrades der hydrostatischen Einheiten um 10,25%

$$\eta_{P,hm,gesteigert} = 1,05 \cdot \eta_{P,hm}$$

$$\eta_{P,vol,gesteigert} = 1,05 \cdot \eta_{P,vol}$$

$$\eta_{Mi,hm,gesteigert} = 1,05 \cdot \eta_{Mi,hm}$$

$$\eta_{Mi,vol,gesteigert} = 1,05 \cdot \eta_{Mi,vol}$$

Tabelle 3.2: Einfluss der Wirkungsgrade der hydrostatischen Einheiten

Bei einer Reduzierung des Gesamtwirkungsgrads aller hydrostatischen Einheiten der beiden Konzepte um 9,75 % ist ersichtlich, **Tabelle 3.2, oben**, dass im Gegensatz zur Referenzkonfiguration die Betriebspunkte mit hohen Lastmomenten nicht mehr angefahren werden können. Beim LS-System kann dieser Effekt mit der Begrenzung des Systemdrucks auf $p_{max} = 200$ bar am Druckregler des DFR-Pumpenreglers begründet werden. Beim Konstantdruck-System wird aufgrund des ungünstigeren Wirkungsgrades das maximale Verdrängervolumen der Verstellmotoren schon bei geringerem Lastmoment erreicht. Im umgekehrten Fall können bei einer Steigerung der Wirkungsgrade um 10,25 % nun Betriebspunkte mit höherem Lastmoment angefahren werden, **Tabelle 3.2, unten**. Die direkte Gegenüberstellung dieser Effizienzlandkarten zeigt bei ansteigendem Wirkungsgrad der hydrostatischen Einheiten einen Trend zur geringfügigen Verschiebung der Isolinien zugunsten der Energieeffizienz des LS-Systems auf.

Idealisierung des Komponentenverhaltens

In **Tabelle 3.3** sind Effizienzlandkarten der Referenzkonfiguration mit idealisierten Komponenten dargestellt.

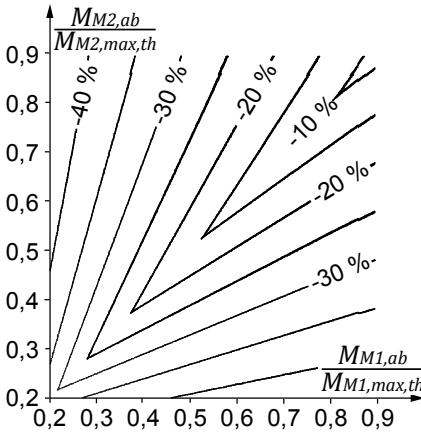
Im ersten Schritt erfolgt die Modellierung der beiden Konzepte unter Annahme eines idealen Wirkungsgradverhaltens aller hydrostatischen Einheiten im motorischen und generatorischen Systemteil, **Tabelle 3.3, oben**.

Im zweiten Schritt wird zusätzlich ein ideales Komponentenverhalten im konduktiven Systemteil ohne Strömungsverluste und interne Leckage betrachtet, **Tabelle 3.3, unten**.

Bei Annahme idealer hydrostatischer Einheiten ist das Konstantdruck-Konzept dem LS-Konzept hinsichtlich Energieeffizienz in allen Betriebspunkten deutlich überlegen. Wird zusätzlich ein ideales Komponentenverhalten im konduktiven Systemteil vorausgesetzt, erfolgt bei der gewählten Modellparametrierung eine geringfügige Verschiebung der Isolinien zugunsten des Konstantdruck-Konzeptes. Dieser Umstand ist der Tatsache geschuldet, dass bei einem Konstantdrucksystem zumeist geringere Volumenströme und somit geringere Strömungsverluste als beim entsprechenden LS-System auftreten.

Im Gegenzug fällt die druckabhängige interne Leckage bei Konstantdruck in der Regel größer aus. Aufgrund der gegenläufigen Effekte dieser Verlust-

mechanismen erfolgt stets eine teilweise Kompensation der Auswirkungen auf die Effizienzlandkarten.



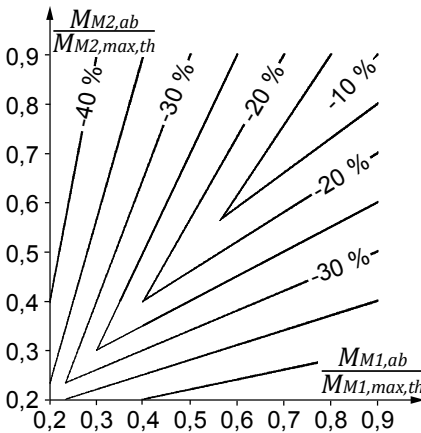
Hydrostatische Einheiten mit idealem Wirkungsgradverhalten:

$$\eta_{P,hm,ideal} = 1$$

$$\eta_{P,vol,ideal} = 1$$

$$\eta_{Mi,hm,ideal} = 1$$

$$\eta_{Mi,vol,ideal} = 1$$



Keine Strömungsverluste und internen Leckagen, hydrostatische Einheiten mit idealem Wirkungsgradverhalten:

$$d_i \gg 1 \quad \eta_{P,hm,ideal} = 1$$

$$\zeta_i = 0 \quad \eta_{P,vol,ideal} = 1$$

$$K = 0 \quad \eta_{Mi,hm,ideal} = 1$$

$$\Delta p_{Filter} = 0 \quad \eta_{Mi,vol,ideal} = 1$$

Tabelle 3.3: Einfluss idealisierter Komponenten

Anhand der Definition der Vergleichsgröße $\Delta\eta$, Formel (3.11), kann die Effizienzlandkarte für ein System mit zwei rotatorischen Verbrauchern und idealisiertem Komponenten analytisch bestimmt werden, **Anhang A.5**. Unter der Voraussetzung, dass beim LS-Konzept der höchste Verbraucherlastdruck am Motor M1 auftritt, gilt Formel (3.15):

$$\Delta\eta = \frac{p_{P,ab,max} \cdot (V_{M1} \cdot n_{M1} \cdot \frac{M_{M1,ab}}{M_{M1,max,th}} + V_{M2} \cdot n_{M2} \cdot \frac{M_{M2,ab}}{M_{M2,max,th}})}{(p_{P,ab,max} \cdot \frac{M_{M1,ab}}{M_{M1,max,th}} + \Delta p_{LS}) \cdot (V_{M1} \cdot n_{M1} + V_{M2} \cdot n_{M2})} - 1 \quad (3.15)$$

Unter Berücksichtigung der symmetrischen Festlegung der Verdrängervolumina und Drehzahlen der Verbraucher der Referenzkonfiguration vereinfacht sich Formel (3.15) zu:

$$\Delta\eta = \frac{p_{P,ab} \cdot (\frac{M_{M1,ab}}{M_{M1,max,th}} + \frac{M_{M2,ab}}{M_{M2,max,th}})}{2 \cdot (p_{P,ab} \cdot \frac{M_{M1,ab}}{M_{M1,max,th}} + \Delta p_{LS})} - 1 \quad (3.16)$$

Diese Funktion beschreibt exakt die durch Modellierung erzeugte Effizienzlandkarte, **Tabelle 3.3, unten**. Somit wird die Richtigkeit des verwendeten Gesamtmodells direkt bestätigt.

Der Verlauf der Isolinien in dieser Effizienzlandkarte ist anhand der Funktionsweise der beiden hier als idealisiert betrachteten Konzepte plausibel erklärbar. Während das Konstantdruck-Konzept in allen Betriebspunkten verlustfrei arbeitet, muss die LS-Regeldruckdifferenz (hier: $\Delta p_{LS} = 20$ bar) stets vollständig abgedrosselt werden. Somit ist das idealisierte Konstantdrucksystem hier grundsätzlich energieeffizienter. Insbesondere im Teillastbereich ist der Einfluss der systembedingten LS-Regeldruckdifferenz besonders groß. Bei asymmetrischer Last führt der systembedingte Druckabfall an der IDW des geringer belasteten Verbrauchers zu einer zusätzlichen Verschlechterung der Energiebilanz des LS-Systems.

4 Methodik zur Bewertung von Chancen und Risiken

In diesem Kapitel wird eine Methodik zur Bewertung von Chancen und Risiken beim Einsatz von Konstantdrucksystemen mit sekundäreregelten Verstellantrieben in mobilen Arbeitsmaschinen vorgestellt

Bei Anwendung in einer frühen Entwicklungsphase einer mobilen Arbeitsmaschine kann diese dazu beitragen, die beiden besonderen Fähigkeiten dieser Technologie, also die Vermeidung von Drosselverlusten bei der Leistungsdosierung bei Mehrverbraucherbetrieb sowie die Möglichkeit zur Energierückgewinnung, zu quantifizieren und die Energieeffizienz und die Wirtschaftlichkeit alternativer Lösungskonzepte gegenüberzustellen. Des Weiteren werden die Systemkonzepte hinsichtlich sicherheitskritischer Zustände sowie technischer Einsatzgrenzen beurteilt. Die strukturierte Vorgehensweise ist applikationsneutral und kann in Umfang und Detaillierungsgrad auf die Anforderungen des Anwenders zugeschnitten werden. Die Methodik besteht aus sechs Hauptschritten die sequentiell bearbeitet werden, **Bild 4.1**.

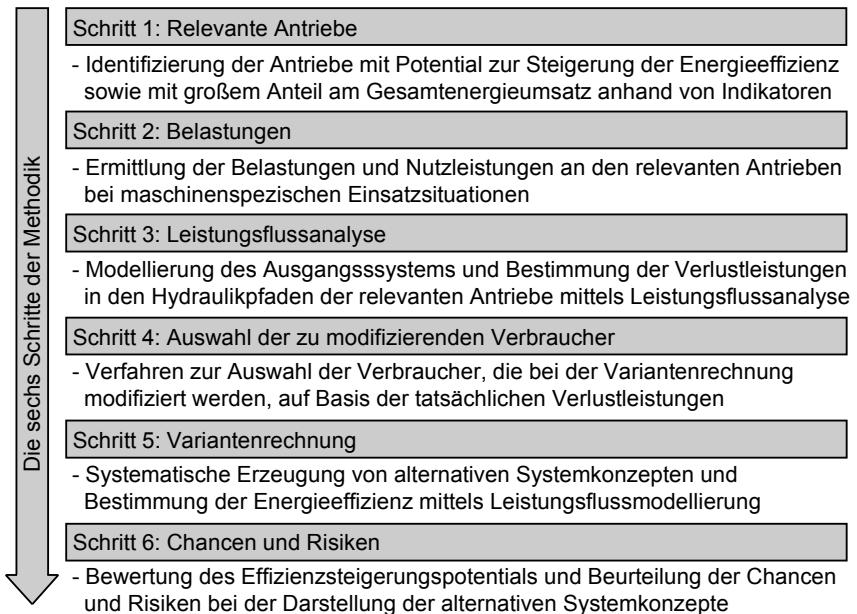


Bild 4.1: Die sechs Schritte der Methodik

4.1 Schritt 1: Relevante Antriebe

Zur Begrenzung des methodischen Aufwandes werden zunächst die für die Energieeffizienz maßgeblichen Antriebe identifiziert, **Bild 4.2**.

Teilschritt	Vorgehensweise
1a) Systemgrenze	Festlegung von Maschine und Systemgrenze
↓	
1b) Systemaufbau	Auflistung der Hydraulikkreise und der zugehörigen Antriebe
↓	
1c) Betriebsverhalten	Beschreibung des Betriebsverhaltens der Maschine und Ableitung maschinentypischer Einsatzsituationen
↓	
1d) Verbraucherleistungen	Abschätzung der Verbraucherleistung und -einsatzzeit bei allen Einsatzsituationen
↓	
1e) Antriebe mit Effizienzsteigerungspotential	Identifizierung der Antriebe mit Effizienzsteigerungspotential anhand vorgegebener Indikatoren bei allen Einsatzsituationen
↓	
1f) Vereinigungsmenge	Bilden der Vereinigungsmenge aus den Antrieben mit Effizienzsteigerungspotential und mit großem Anteil am Gesamtenergieumsatz für alle Einsatzsituationen

Bild 4.2: Teilschritte bei der Bestimmung der relevanten Antriebe

Im **Teilschritt 1a)** „Systemgrenze“ erfolgt die Festlegung auf eine konkrete Maschine durch den Anwender. Des Weiteren wird bereits zu diesem Zeitpunkt diskutiert, in welchem Umfang eine Modifikation des Antriebssystems sinnvoll ist. Neben der Betrachtung der hydraulischen Antriebe erlaubt die Methodik die Berücksichtigung von Funktionen, die bei der Ausgangsmaschine mechanisch bzw. elektrisch ausgeführt sind und im Zuge der Weiterentwicklung ebenfalls hydraulisch angetrieben werden sollen.

Im **Teilschritt 1b)** „Systemaufbau“ werden die Hydraulikkreise der Ausgangsmaschine identifiziert und diesen die jeweiligen linearen und rotatorischen Verbraucher zugeordnet. Hierzu werden in einem Formblatt neben einer eindeutigen Bezeichnung auch technische Daten dokumentiert, **Tabelle 6.1**.

Im **Teilschritt 1c)** „Betriebsverhalten“ erfolgt eine erfahrungsbasierte Beschreibung des Maschineneinsatzes durch den Anwender. Das Betriebs-

verhalten kann in Form von Einsatzsituationen charakterisiert werden. An dieser Stelle der Methodik ist es für die Identifizierung der relevanten Antriebe zumeist ausreichend, wenn drei bis fünf typische Fahr- und Arbeitssituationen mit wesentlichem Anteil an der Gesamteinsatzzeit Berücksichtigung finden.

Im **Teilschritt 1d)** „Verbraucherleistungen“ wird für die Einsatzszenarien auf Basis des bekannten zulässigen Systemdrucks sowie der Abschätzung der auftretenden maximalen Verbrauchervolumenströme die theoretische Maximalleistung aller hydraulischen Verbraucher berechnet. Unter Berücksichtigung der relativen Einsatzzeit wird für alle Verbraucher die „gemittelte Maximalleistung“ bestimmt. Diese fiktive Größe wird auf die Leistung der Antriebsquelle (i.d.R. Verbrennungsmotor) normiert und fortan als Bewertungskriterium für den Energieumsatz an einem Verbraucher herangezogen.

Ein Verfahren zur Identifikation des Effizienzsteigerungspotentials der hydraulischen Antriebe einer mobilen Arbeitsmaschine anhand von Indikatoren wird in [Dre10] vorgestellt, **Bild 4.3**. Dieses basiert auf der Systematik der Maßnahmen zur Energieeinsparung in der Hydraulik nach [Bac94].

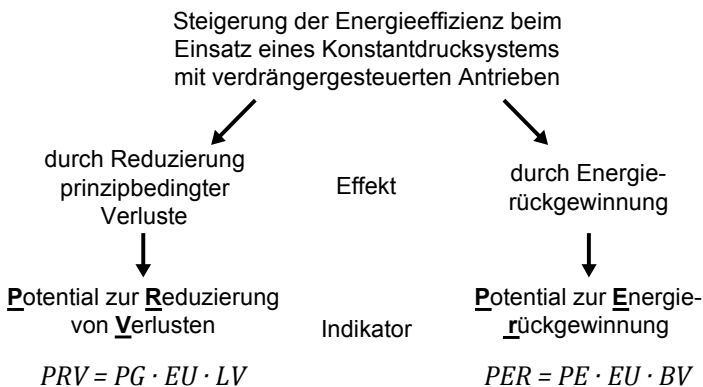


Bild 4.3: Indikatoren für das Effizienzsteigerungspotential, nach [Dre10]

Die energetischen Vorteile von Konstantdrucksystemen mit verdrängergesteuerten Antrieben gegenüber ventilgesteuerten Systemen resultieren zum einen aus dem Wegfall prinzipbedingter Drosselverluste im konduktiven Systemteil.

Zum anderen, eine geeignete Systemarchitektur vorausgesetzt, existiert die Fähigkeit zur Energierückgewinnung im motorischen Systemteil. Der gewählte Ansatz basiert darauf, dass ein vorhandenes „Potential zur Reduzierung von Verlusten“ (*PRV*) und/oder ein vorhandenes „Potential zur Energierückgewinnung“ (*PER*) notwendige Voraussetzung für die Steigerung der Energieeffizienz eines Hydrauliksystems sind. Die Indikatoren *PRV* und *PER* werden anhand der Kriterien *EU*, *LV*, *BV*, *PG* und *PE* berechnet. [Dre10]

Das Kriterium *EU* dient zur Charakterisierung des Energieumsatzes in einem Hydraulikpfad. Dieses ist für beide Indikatoren relevant, da ein hoher Energieumsatz notwendige Voraussetzung sowohl für ein großes Potential zur Reduzierung von Verlusten als auch für ein großes Potential zur Energierückgewinnung ist. Als Bewertungsgröße für den Energieumsatz eines Verbrauchers wird die „normierte mittlere Maximalleistung“ herangezogen.

Vor dem Hintergrund, dass mehrere parallele Verbraucher zumeist über eine gemeinsame Pumpe und somit mit identischem Versorgungsdruck gespeist werden, ist der Vorteil eines Systems mit verdrängergesteuerten Antrieben besonders groß. Dieser Effekt tritt insbesondere beim gleichzeitigen Betrieb mehrerer Verbraucher (\rightarrow Kriterium *PG*) mit stark unterschiedlichen Verbraucherlastdrücken (\rightarrow Kriterium *LV*) auf.

Die notwendige Voraussetzung zur Energierückgewinnung ist dann gegeben, wenn an einem Antrieb potentielle und/oder kinetische Energie vorhanden ist, die durch interne Widerstände (Drosselung) oder externe Widerstände (z. B. Bremseinrichtung) in Wärme umgewandelt wird. Das Kriterium *PE* wird diesem Umstand als Prämisse für das Vorhandensein rückgewinnbarer Energie gerecht. Während beim quasistatischen Betrieb (z. B. Lüfterantrieb mit konstanter Last und Drehzahl) kein Potential zur Energierückgewinnung besteht, ist bei einem zyklischen Betrieb das Potential besonders groß. Dies ist insbesondere bei Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgängen mit hoher Wiederholfrequenz der Fall. Das Betriebsverhalten eines Antriebs wird mit dem Kriterium *BV* charakterisiert. Die Kriterien *EU*, *LV* und *BV* werden anhand des vom Anwender festzulegenden Klassierungsschlüssels bewertet. Bei Verwendung der in **Tabelle 4.1** vorgeschlagenen Klassifizierungsstufen besteht ein hohes Effizienzsteigerungspotential in einem Verbraucherpfad, sobald $PRV \geq 6$ und/oder $PER \geq 6$ erfüllt ist.

Kriterium	Beschreibung	Klassierungsstufen
<i>EU</i>	<u>E</u> nergie <u>u</u> msatz an einem Antrieb	[0,1,2,3]
<i>LV</i>	<u>L</u> ast <u>d</u> ruck <u>v</u> erhalten eines Antriebs	[0,1,3]
<i>BV</i>	<u>B</u> etriebs <u>v</u> erhalten eines Antriebs	[0,1,3]
<i>PG</i>	<u>P</u> rä <u>u</u> missa „ <u>G</u> leichzeitiger Betrieb weiterer Antriebe“	[0,1]
<i>PE</i>	<u>P</u> rä <u>u</u> missa „ <u>r</u> ückgewinnbare kin. oder pot. <u>E</u> nergie im Verbraucherpfad des Antriebs vorhanden“	[0,1]

Tabelle 4.1: Kriterien für die Bewertung des Effizienzsteigerungspotentials

Die Antriebe mit großem Anteil am Energieumsatz werden anhand des Kriteriums *EU* identifiziert. Als Schwellenwert für eine hohe Bedeutung eines Verbrauchers am Energieumsatz wird $EU \geq 2$ angesetzt.

Die Vereinigungsmenge (**Teilschritt 1f**) aus den Antrieben mit großem Effizienzsteigerungspotential und den Antrieben mit großem Anteil am Energieumsatz wird fortan als „Relevante Antriebe“ bezeichnet.

4.2 Schritt 2: Belastungen

Im zweiten Schritt der Methodik werden bei der betrachteten Maschine die Belastungen an den relevanten Antrieben ermittelt, **Bild 4.4**.

Teilschritt	Vorgehensweise
2a) Einzellastzyklen	Beschreibung maschinentypischer Einzellastzyklen
↓	
2b) Gesamtzyklus	Erzeugung eines synthetischen Gesamtzyklus durch zeitliche Gewichtung der Einzellastzyklen
↓	
2c) Ermittlung der Belastungen	Ermittlung der tatsächlichen Belastungen sowie der Nutzleistungen an den relevanten Antrieben

Bild 4.4: Teilschritte zur Bestimmung der Belastungen

Im **Teilschritt 2a)** werden die Einzellastzyklen festgelegt. Als Einzellastzyklus wird innerhalb dieser Methodik ein vordefinierter, maschinenspezifischer Bewegungsablauf mit dem zugehörigen Lastverlauf aller relevanten Antriebe einer Maschine bezeichnet.

Sofern für die betrachtete Maschine verfügbar, kann hierbei auf standardisierte Zyklen (z. B. Radladerzyklus [Dei09], Gabelstaplerzyklus [VDI02]), in der

Literatur beschriebene Zyklen (z. B. Grabzyklus eines Hydraulikbaggers nach [Hol98]) sowie unternehmensinterne Daten zurückgegriffen werden. Diese vorliegenden Zyklen können häufig weiter in Teilschritte untergliedert werden, die direkt als Einzellastzyklen herangezogen werden können. In [Hol98] wird beispielsweise eine Unterteilung eines Grabzyklus in „Graben“, „Schwenken + Heben“, „Entleeren“ und „Rückschwenken + Senken“ vorgeschlagen.

In der Praxis ist es häufig nicht möglich, das Einsatzverhalten einer Maschine anhand existierender Zyklen repräsentativ zu beschreiben. Zur Ergänzung vorliegender Zyklen kann es zweckdienlich sein, auf Basis fundierter Kenntnisse über den Maschineneinsatz, synthetische Einzellastzyklen zu definieren.

Im **Teilschritt 2b)** werden diese Einzellastzyklen unter Berücksichtigung einer zeitlichen Gewichtung zu einem synthetischen Gesamtkollektiv kombiniert.

Bei gleichzeitigem Betrieb mehrerer hydraulischer Antriebe mit gemeinsamer Speisung wirkt sich das Verhältnis der Verbraucherlasten maßgeblich auf die Systemeffizienz aus. Vor diesem Hintergrund werden in **Teilschritt 2c)** die Belastungen an allen relevanten Antrieben bei den zuvor festgelegten Einzellastzyklen ermittelt. Hierfür können mehrere Verfahren angewendet werden. Zum einen können anhand vorliegender Daten (z. B. aus firmeninternen Messungen) die Verbraucherlasten abgeleitet werden. Stehen diese Daten nicht oder nicht in ausreichendem Umfang zur Verfügung, können diese durch gezielte Messungen bei der Maschine im Einsatz oder durch eine erfahrungsbasierte Abschätzung erzeugt werden. Auf Basis der nun bekannten Verbraucherlasten werden die von den Verbrauchern abgegebenen Nutzleistungen berechnet.

4.3 Schritt 3: Leistungsflussanalyse

Zur Bestimmung der Verlustleistungen in den Hydraulikpfaden der relevanten Antriebe des Ausgangssystems wird im dritten Schritt der Methodik eine Leistungsflussanalyse durchgeführt, **Bild 4.5**.

In **Teilschritt 3a)** wird ein Leistungsflussmodell des Ausgangssystems erstellt, welches die in **Schritt 1** identifizierten relevanten Antriebe umfasst. Die in Hydraulikschaltplänen, Stücklisten und Funktionsbeschreibungen verfügbaren

Informationen werden in einer geeigneten Simulationsumgebung als Modell abgebildet. Als Eingangsgrößen für das Modell werden die in **Teilschritt 2c)** generierten Verbraucherlasten herangezogen. Der Detaillierungsgrad des Modells obliegt der Erfahrung des Anwenders. In jedem Fall ist es zielführend, im Modell neben den physikalischen Zusammenhängen Wirkungsgradkennfelder und Durchflusscharakteristiken der für die Energieeffizienz maßgeblichen Komponenten zu berücksichtigen.

Teilschritt	Vorgehensweise
3a) Modellbildung ↓	Abbildung der relevanten Antriebe des Ausgangssystems als Leistungsflussmodell
3b) Validierung ↓	Validierung des Leistungsflussmodells, z. B. anhand von Messschrieben der Einzellastzyklen
3c) Leistungsflussmodellierung ↓	Bestimmung der Verlustleistungen in den Hydraulikpfaden der relevanten Antriebe anhand des Modells
3d) Mittelwertbildung ↓	Berechnung der arithmetischen Mittelwerte der Verlustleistungen der Einzellastzyklen und des Gesamtzyklus
3e) Visualisierung	Visualisierung der Leistungsflüsse zur Förderung des Verständnisses der Verlustmechanismen

Bild 4.5: Teilschritte der Leistungsflussanalyse

Zur Validierung des Leistungsflussmodells in **Teilschritt 3b)** können Messschriebe herangezogen werden. Die in den Hydraulikpfaden der relevanten Verbraucher auftretenden Verlustleistungen werden in **Teilschritt 3c)** für sämtliche Einzellastzyklen modelliert.

Im **Teilschritt 3d)** werden die als Zeitverläufe vorhandenen Daten für die spätere Interpretation zusammengefasst. Hierzu wird für alle Einzellastzyklen der jeweilige arithmetische Mittelwert der Verlustleistung berechnet, die in den Hydraulikpfaden der relevanten Verbraucher auftritt.

4.4 Schritt 4: Auswahl der zu modifizierenden Verbraucher

Verlustleistungen an den Antrieben des Ausgangssystems sind notwendige Voraussetzung für die Steigerung der Energieeffizienz (vgl. **Unterkapitel 4.1**). Vor diesem Hintergrund werden die in **Schritt 3** quantifizierten Verlust-

leistungen für die Bewertung der tatsächlichen Relevanz des jeweiligen Verbrauchers für das Effizienzsteigerungspotential der Gesamtmaschine herangezogen.

Die Auswahl der Verbraucher, die in der Variantenrechnung in **Schritt 5** modifiziert werden, erfolgt in zwei Teilschritten, **Bild 4.6**.

Teilschritt	Vorgehensweise
4a) Rankingverfahren ↓	Ordnen der Verbraucher nach dem Kriterium „Verlustleistung im Hydraulikpfad“
4b) Ausschlussverfahren	Klassierung der relevanten Verbraucher mittels ABC-Analyse, Ausschluss der C-Verbraucher

Bild 4.6: Teilschritte zur Auswahl der zu modifizierenden Verbraucher

In **Teilschritt 4a)** werden alle Verbraucher anhand des Kriteriums „Verlustleistung im Hydraulikpfad“ nach abnehmender Verlustleistung geordnet und mit Rankingpositionen versehen.

Das Ausschlussverfahren in **Teilschritt 4b)** erfolgt mittels ABC-Analyse. Diese wird in [VDI87] als Werkzeug zur Identifikation von Schwerpunkten durch Trennung des Wesentlichen vom Unwesentlichen vorgeschlagen. Eine Mengengröße (hier: die Verbraucher mit Effizienzsteigerungspotential) wird hierbei einer Wertgröße (hier: die Verlustleistung im Hydraulikpfad dieser Verbraucher) zugeordnet. Die Wertgrößen werden in der Reihenfolge der Rankingposition kumuliert. Im Anschluss erfolgt die Einteilung der Wertgrößen anhand der kumulierten Verlustleistung in wichtige A-Verbraucher, mittelwichtige B-Verbraucher und untergeordnete C-Verbraucher. Die Vorauswahl der relevanten Verbraucher in **Schritt 1** führt dazu, dass die Anzahl der C-Verbraucher in der Regel gering ausfällt. Alle C-Verbraucher werden aufgrund der geringen Relevanz für das Effizienzsteigerungspotential ausgeschlossen. Die nach dem Ausschlussverfahren verbleibenden Verbraucher der Klassen A oder B werden in der nachfolgenden Variantenrechnung modifiziert.

4.5 Schritt 5: Variantenrechnung

Im Schritt „Variantenrechnung“ erfolgt eine Gegenüberstellung der Energieeffizienz des Ausgangssystems mit alternativen Lösungskonzepten, **Bild 4.7**.

Teilschritt	Vorgehensweise
5a) Lösungsraum ↓	Festlegung der Randbedingungen bei der Variantenrechnung zur Abgrenzung des Lösungsraums
5b) Variantenerzeugung ↓	Systematische Erzeugung von alternativen Lösungskonzepten mittels morphologischer Analyse
5c) Leistungsflussmodellierung	Abbildung der Lösungskonzepte als Leistungsflussmodelle und Bestimmung des jeweiligen Leistungsbedarfs bei den Einzellastzyklen

Bild 4.7: Teilschritte der Variantenrechnung

Im **Teilschritt 5a)** legt der Anwender vorab die technischen Randbedingungen hinsichtlich Speisung, Systemdruckniveau, Systemarchitektur, Komponenteneinsatz und Energierückgewinnung bei der Erzeugung von Konzepten für die Variantenrechnung fest. Hierdurch wird der Lösungsraum abgegrenzt.

Die Erzeugung von alternativen Systemkonzepten erfolgt im **Teilschritt 5b)** unter Zuhilfenahme der morphologischen Analyse nach Zwicky [Zwi66]. Hierbei handelt es sich um „eine Kreativitätstechnik zur Generierung von Lösungskonzepten durch Kombination von Lösungsprinzipien der Teilfunktionen eines Systems“ [EHR09]. Ein analoger Ansatz zur Analyse und zur Generierung hybrider Antriebsstrangkonzepte wird in [Thi12] vorgestellt.

Bei der Bestimmung der Merkmale ist darauf zu achten, dass diese eine logische Unabhängigkeit sowie eine allgemeine Gültigkeit besitzen. Des Weiteren sollen diese relevant, d. h. zur Charakterisierung des Systems erforderlich sein. Die Merkmale werden untereinander in der ersten Spalte einer Matrix, dem so genannten morphologischen Kasten, aufgetragen. Die zulässigen Ausprägungen werden den Merkmalen in den jeweiligen Zeilen zugeordnet. Durch geeignete Zerlegung in Teilmatrizen kann eine Reduzierung der Komplexität erreicht werden. [Bac07]

Die Untergliederung von Hydrauliksystemen erfolgt in der Literatur häufig entsprechend der Funktion in einen generatorischen, konduktiven und motorischen Teil [Mur12a]. In Anlehnung an diese etablierte Systematik wird hier ein Hydrauliksystem in die Teilsysteme „Speisung“ und „Verbraucherpfade“ gegliedert, **Bild 4.8**.

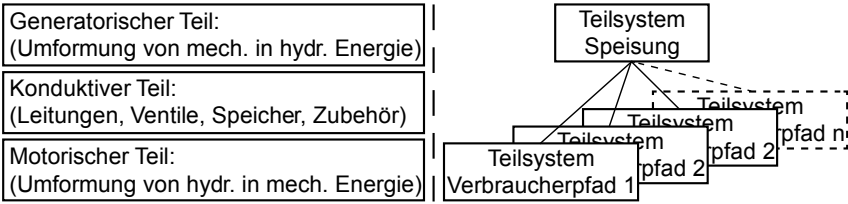


Bild 4.8: Gliederung von Hydrauliksystemen, links nach [Mur12a]

In der Teilmatrix „Speisung“ werden anhand von neun Klassifizierungsmerkmalen und den jeweiligen Ausprägungen die charakteristischen Merkmale von Verdrängereinheiten sowie systemspezifische Merkmale wie die Verschaltung (offener bzw. geschlossener Kreis) und die Befähigung zur Energierückgewinnung beschrieben, **Tabelle 4.2**.

Merkmale		Ausprägungen			
		A	B	C	D
Teilsystem Speisung	Verschaltung	offener Kreis	geschlossener Kreis		
	Betriebsart Verdrängereinheit	generatorisch eine Förderrichtung	generatorisch zwei Förderricht.	mot. und generat. zwei Förderricht.	
	Verdränger-drehzahl	konstant	verstellbar		
	Verdrängervolumen	konstant	verstellbar		
	Regelgröße Verstelleinheit	keine	Druck	Volumenstrom	
	System-druckniveau	stellt sich verbraucherabhängig ein	variabel-gesteuert / geregelt	konstant	
	Signalverarbeitung	keine	mechanisch	hydraulisch	elektronisch/digital
	Energiespeicherung	nein	ja		
	Energierück-gewinnung	keine	Regeneration	Rekuperation	

Tabelle 4.2: Morphologischer Kasten für das Teilsystem Speisung

Die Klassifizierungsmerkmale des konduktiven und motorischen Teils eines Hydrauliksystems werden in der Teilmatrix „Verbraucherpfad“ zusammengefasst, **Tabelle 4.3**. Die Charakterisierung von Verbraucherpfeiden erfolgt in dieser Arbeit anhand von sieben Merkmalen. Für die Beschreibung eines Hydraulikkreises werden eine Teilmatrix „Speisung“ und, entsprechend der Anzahl der Verbraucher, mehrere Teilmatrizen „Verbraucherpfad“ benötigt.

Zur Charakterisierung eines Hydrauliksystems werden für alle Merkmale die entsprechenden Ausprägungen mit einer Linie verbunden.

	Merkmale	Ausprägungen			
		a	b	c	d
Teilsystem Verbraucherpfad	Verbraucherbewegung	rotatorisch - stetig in einer Richtung	rotatorisch - stetig in zwei Richtungen	rotatorisch - absätzig in zwei Richtungen	translator. - absätzig in zwei Richtungen
	Betriebsart	motorisch	mot. und generat.		
	Verdrängervolumen	konstant	verstellbar		
	Regelgröße Verbraucher	keine	Drehzahl / Geschwindigkeit	Drehmoment / Kraft	Drehwinkel / Position
	Verbrauchersteuerung	Verdrängersteuerung	Ventilsteuerung		
	Energiewandlung (hydr.→mech.→hydr.)	keine	Transformation - stetig	Übersetzung - absätzig	
	Energiespeicherung	nein	ja		

Tabelle 4.3: Morphologischer Kasten für das Teilsystem Verbraucherpfad

Zur eindeutigen Bezeichnung von Pfaden in den morphologischen Kästen werden die Kurzzeichen der betreffenden Ausprägungen in der Reihenfolge der Merkmale aufgelistet (z. B. Speisung: „AAABCBCAA“, Verbrauchpfad: „aaabbaa“).

Zur Erzeugung alternativer Lösungskonzepte in **Teilschritt 5b)** wird zunächst das Ausgangssystem in die abstrakte Darstellungsform des morphologischen Kastens überführt, **Bild 4.9**. Die in **Teilschritt 5a)** definierten Randbedingungen finden Berücksichtigung im morphologischen Kasten, indem betreffende Ausprägungen gestrichen werden. Insgesamt führen die Randbedingungen zu einer Reduzierung der zulässigen Ausprägungen und somit zu einer transparenten und nachvollziehbaren Begrenzung des Lösungsraumes. Im Anschluss werden für das Teilsystem „Verbraucherpfad“ neue Lösungsvarianten erzeugt. Während dieses Prozesses soll nach [Bac07] keine Bewertung erfolgen, da dies dazu führen kann, dass vorteilhafte Varianten vorzeitig und ohne Dokumentation ausgeschlossen werden.

Die Teillösungen für die Verbraucherpfade werden, unter Berücksichtigung der in **Teilschritt 5a)** definierten Randbedingung und einem Abgleich der spezifischen Anforderung an die Speisung, zu Verbrauchergruppierungen kombiniert.

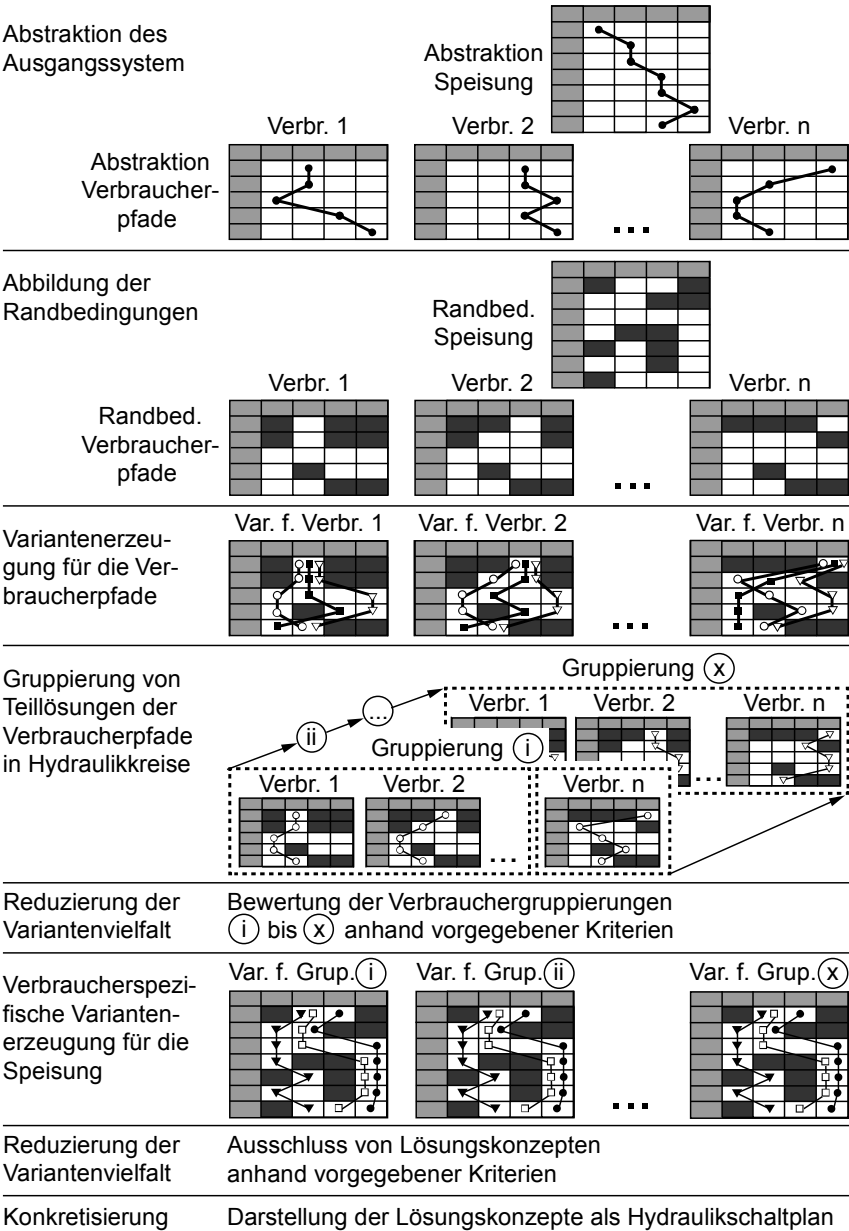


Bild 4.9: Vorgehensweise bei der Erzeugung von Lösungskonzepten

Vor dem Hintergrund einer großen Anzahl von Lösungskonzepten, ist eine detaillierte Modellierung aller Varianten in der Regel mit einem hohen Aufwand verbunden. Aus diesem Grund erfolgt entsprechend der Vorgehensweise der morphologischen Analyse eine Reduzierung der Variantenvielfalt.

In [Ehr09] werden Methoden für die einfache sowie für die intensive Bewertung von Lösungsvarianten vorgestellt. An dieser Stelle wird die einfache Bewertungsmethode der Auswahlliste verwendet, die bei dem hier vorliegenden geringen Kenntnisstand über die Eigenschaften eingesetzt werden kann. Diese besteht überwiegend aus allgemeingültigen, in [Pah07] erläuterten Kriterien. Bei Nichterfüllung der übergeordneten Kriterien A und B erfolgt der sofortige Ausschluss eines Lösungskonzeptes [Ehr09]. Die im Zuge dieser Arbeit verwendeten Kriterien der Auswahlliste sind in **Tabelle 4.4** dargestellt.

A	Randbedingungen werden erfüllt
B	grundsätzliche Realisierbarkeit ist gegeben
C	erwarteter Aufwand ist zulässig
D	Know-how ist vorhanden bzw. beschaffbar
E	Energieeffizienz: Überprüfung auf relevante Verlustmechanismen

Tabelle 4.4: Kriterien der Auswahlliste, nach [Pah07]

Insbesondere die Bewertung des zu erwartenden Aufwandes (Kriterium C) sowie die Energieeffizienz (Kriterium E) können zu diesem Zeitpunkt nur auf qualitative Weise erfolgen, z. B. indem der zu erwartende Komponentenbedarf bzw. die Verlustmechanismen betrachtet werden. Durch geeignete Dokumentation bleibt dieser Entscheidungsprozess nachvollziehbar und kann zu einem späteren Zeitpunkt bestätigt oder im Bedarfsfall korrigiert werden.

Für die verbleibenden Verbrauchergruppierungen werden systematisch Varianten zur Darstellung der Speisung generiert. Die aus technischer Sicht nicht sinnvollen Ausprägungen werden hierbei in der jeweiligen Teilmatrix „Speisung“ zur Eingrenzung des Lösungsraumes ebenfalls gestrichen.

Ein Lösungskonzept setzt sich somit aus der Kombination je einer Teillösung aller Verbraucherpfade und den auf die Gruppierungen der Verbraucherpfade zugeschnittenen Teillösungen der Speisung zusammen.

Durch die anschließende Übertragung in die hydraulische Schaltplandarstellung erfolgt eine Konkretisierung, welche die Eigenschaftsfrüherkennung und damit die Vergleichbarkeit der Lösungskonzepte unterstützt [Ehr09].

Im **Teilschritt 5c)** erfolgen die Auslegung der erforderlichen Hydraulikkomponenten bei den verbliebenen Systemkonzepten und die Modellierung der Leistungsflüsse für alle Einzellastzyklen. Für die Optimierung dieser Konzepte hinsichtlich der Energieeffizienz ist in der Regel eine iterative Vorgehensweise, unter Berücksichtigung der in **Teilschritt 5a)** festgelegten Randbedingungen, zielführend.

4.6 Schritt 6: Chancen und Risiken

Im finalen Schritt der Methodik erfolgt eine Beurteilung der Chancen und Risiken, die bei einer Realisierung der alternativen Systemkonzepte auftreten können.

Als **Chancen** werden alle Aspekte bezeichnet, die für Hersteller, Nutzer oder Umwelt zu einem Mehrwert gegenüber dem Ausgangszustand führen. Diese können energetischer, wirtschaftlicher und/oder funktionaler Natur sein. Beispiele für Chancen alternativer Lösungskonzepte sind in **Anhang A.9** aufgeführt. Die Bewertung des Effizienzsteigerungspotentials der alternativen Lösungskonzepte durch den Einsatz sekundärgeregelter Antriebe mit Konstantdruckversorgung erfolgt auf Basis der in **Teilschritt 5c)** quantifizierten Nutz- und Verlustleistungen. Es obliegt dem Anwender der Methodik, die Leistungsflussmodelle für die Bestimmung weiterer quantitativer Bewertungsgrößen (z. B. Kraftstoffverbrauch, Abgasemissionen) zu erweitern. Verfahren für die Beurteilung nicht-quantifizierbarer Aspekte (z. B. Imagegewinn, Bedienkomfort) stehen in der Literatur zur Verfügung, z. B. [Oph05], [Pah07], [Ehr09].

Als **Risiken** werden alle Aspekte der alternativen Lösungskonzepte betrachtet, die zu negativen Auswirkungen führen können. Beispiele für Risiken alternativer Lösungskonzepte sind in **Anhang A.9** aufgeführt. Im Rahmen der Risiko-beurteilung werden die Lösungskonzepte hinsichtlich sicherheitskritischer Zustände sowie technischer und wirtschaftlicher Einsatzgrenzen untersucht.

Für eine systematische Sicherheitsbetrachtung der Lösungskonzepte kann die in [DIN11b] vorgestellte Strategie zur Risikobeurteilung und Risikominimierung angewendet werden (vgl. **Unterkapitel 6.6**). Zur Bewertung der technischen Einsatzgrenzen ist es zielführend, die Lösungskonzepte hinsichtlich der Verfügbarkeit der erforderlichen Komponenten und des Know-hows sowie der Existenz weiterer Restriktionen zu überprüfen. Die Wirtschaftlichkeit eines Lösungskonzeptes kann mittels Amortisationsrechnung, Formel (6.8), unter Berücksichtigung der zu erwartenden Kraftstoffeinsparung sowie der zukünftigen Systemkosten, bestimmt werden.

5 Anwendungsbeispiel Traktor mit Düngerstreuer

Die Anwendung der in **Kapitel 4** vorgestellten Methodik erfolgt am Beispiel eines Traktors mit Zweischeiben-Düngerstreuer. In diesem Kapitel werden der Aufbau und die Funktionsweise dieser Maschinenkombination erläutert und der messtechnische Aufbau beschrieben. Des Weiteren werden deren Betriebsarten und das maschinenspezifische Einsatzverhalten erläutert.

5.1 Aufbau und Funktionsweise

Als Beispielanwendung wird die in **Bild 5.1** dargestellte Maschinenkombination aus Traktor und Zweischeiben-Düngerstreuer verwendet:



Traktor:

Hersteller: AGCO GmbH

Typ: Fendt 412 Vario

Leistung: 81 kW (ECE R24)

Düngerstreuer:

Hersteller: RAUCH Landmaschinen-
fabrik GmbH

Typ: AXERA H EMC

Bild 5.1: Traktor mit Düngerstreuer

Der Traktor ist mit einem hydraulisch-mechanischen Load-Sensing-System für die Arbeits- und Lenkungshydraulik ausgestattet. In diesem Fall handelt es sich um eine Stromregelschaltung mit vorgeschalteten Individualdruckwaagen. Diese wird, trotz der bekannten Nachteile bei Unterversorgung, in Landmaschinen häufig eingesetzt [Fin11]. Der Düngerstreuer verfügt zur Versorgung seiner hydraulischen Verbraucher über einen LS-Hydrauliksteuerblock der über die PowerBeyond-Schnittstelle [ISO05] des Traktors versorgt wird. Der Hydraulikschaltplan der Maschinenkombination ist in **Bild 5.2** dargestellt. Das Hydrauliksystem wird von einer Axialkolbenpumpe (1) mit Druck-Förderstromregler (DFR) gespeist. In Abweichung zur Serienausstattung A10VO40 [Bos11a] wurde eine auf dem Prüfstand vermessene Verstellpumpe Typ A10VNO45 [Bos12a] mit integriertem Schwenkwinkelsensor [Bos05] verbaut.

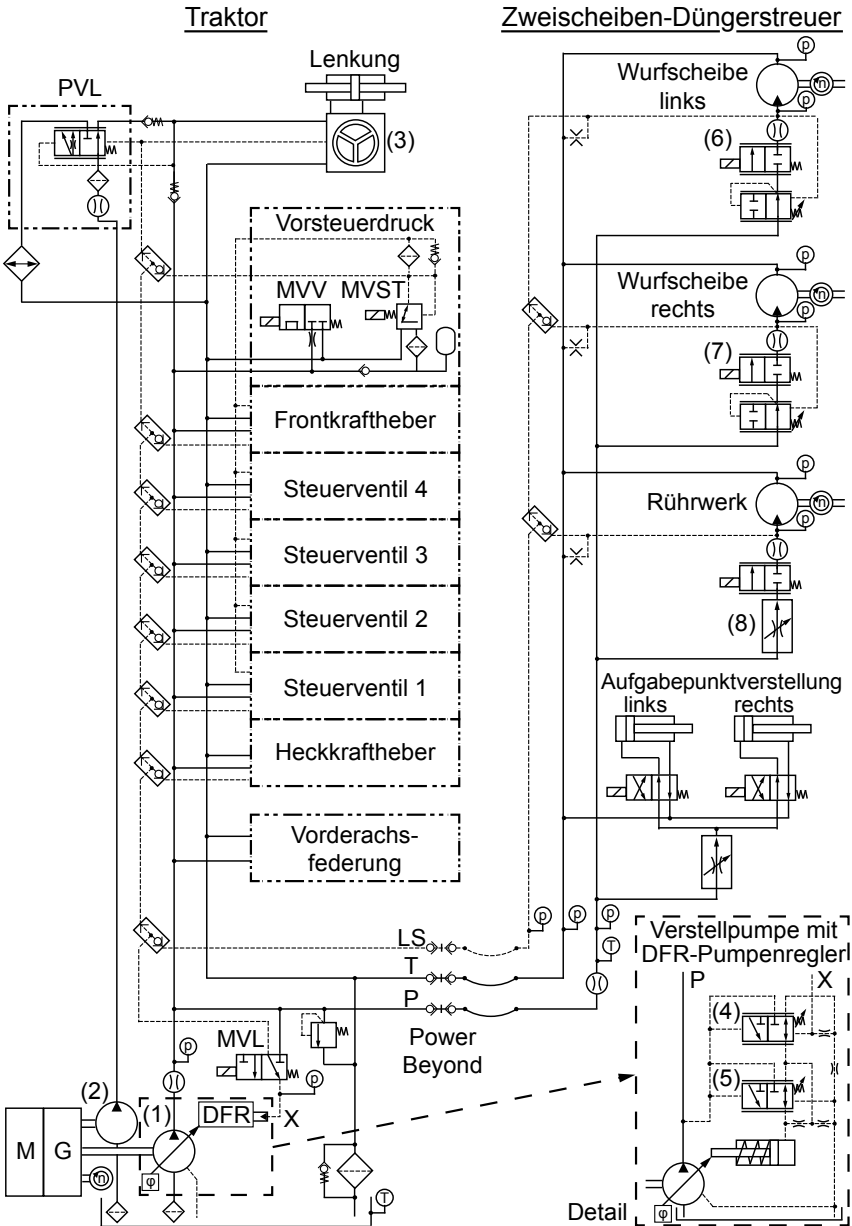


Bild 5.2: Hydraulikschaltplan mit Messstellen, nach [Agc09], [Rau09]

Eine zusätzliche Konstantpumpe (2) und ein Prioritätsventil (PVL) gewährleisten die Versorgung des Lenkorbitrols (3), sobald die Fördermenge der Verstellpumpe erschöpft ist. Überschüssiges Fördervolumen dieser so genannten Lenkhilfspumpe wird über einen Ölkühler zum Tank geleitet. Dem Funktionsprinzip des hm-LS entsprechend wird der höchste Verbraucherlastdruck durch logischen Vergleich in einer Wechselventilkette ermittelt und als hydraulisches Signal an den Steuerdruckanschluss des DFR-Pumpenreglers gemeldet. An der LS-Druckwaage (4) des DFR ist die LS-Regeldruckdifferenz $\Delta p_{LS} = 20$ bar eingestellt. Der maximale Pumpenausgangsdruck ist durch Voreinstellung am Druckregler (5) auf ca. 200 bar begrenzt. Bei drucklosem Steuerdruckanschluss stellt sich ein Nullhubdruck von ca. 22 bar ein. Zum Laden der Druckspeicher der Vorderachsfederung verfügt der Traktor über ein elektrisch angesteuertes Wegeventil (MVL), welches im aktivierten Zustand den Pumpenausgang mit dem Steuerdruckanschluss verbindet. Hierdurch wird die LS-Druckwaage (4) in der Durchflussstellung blockiert. Die Verstellpumpe arbeitet jetzt druckgeregelt und stellt den erforderlichen Volumenstrom mit dem am Druckregler (5) eingestellten Wert bis zum Erreichen des maximalen Schwenkwinkels bereit. Zur Vorwärmung des Hydrauliköls kann über ein Spülventil (MVV) und eine nachgeschaltete Blende ein Kurzschluss zwischen P- und T-Leitung hergestellt werden. Die elektrisch betätigten Wegeventile von Frontkraftheber und die vier Zusatzsteuerventile werden hydraulisch vorgesteuert. Der hierfür erforderliche Steuerdruck wird über ein elektrisch angesteuertes Druckminderventil (MVST) freigegeben und auf 22 bar eingeregelt. Bei Freigabe des Steuerdrucks durch Tastendruck in der Kabine werden gleichzeitig die Wegeventile entriegelt und der Steuerdruck über die Wechselventilkette an die Verstellpumpe gemeldet. Der Stand-by-Druck der Verstellpumpe erhöht sich hierbei auf 42 bar. Durch die permanente Aufrechterhaltung dieses Stand-by-Drucks nach der Freigabe wird das Ansprechverhalten der betreffenden Hydraulikfunktionen verbessert.

Dieses Freigabe-Konzept dient zum einen dazu, eine ungewollte Betätigung hydraulischer Funktionen, z. B. im Straßenbetrieb des Traktors, zu verhindern. Zum anderen führt die Absenkung des Druckniveaus auf 22 bar zu einer Reduzierung der Leistungsaufnahme der permanent angetriebenen Verstellpumpe, insbesondere aufgrund der Verringerung der Leckage an den Ventilschiebern.

Eine Absenkung des Systemdrucks unter ca. 20 bar ist nicht zulässig. Dieser Mindestdruck ist erforderlich, um das Abheben der Kolbengleitschuhe von der Schwenkscheibe der hier eingesetzten Axialkolbenpumpe in Schrägscheibenbauweise zuverlässig zu verhindern.

Der Düngerstreuer verfügt über zwei Wurfscheiben, die über Außenzahnradmotoren [Buc08] angetrieben werden. Die Drehzahl der beiden Wurfscheiben wird in einem geschlossenen Regelkreis aus Drehzahlsensor an der Wurfscheibe und elektrisch angesteuertem Proportionalventil (6, 7) sowie digitalem PID-Regler im Jobrechner auf den Sollwert eingeregelt. Die Drehzahl des langsam laufenden Orbitalmotors des Rührwerks wird über ein 2-Wege-Stromregelventil (8) lastunabhängig auf einem konstanten Wert gehalten. Als weitere Funktion verfügt der Düngerstreuer über eine elektronische Durchflussregelung für den Dünger-Massenstrom (EMC). Mittels Messung des Druckabfalls wird das auftretende Lastmoment an den Wurfscheibenmotoren ermittelt. Anhand von hinterlegten Kennlinien wird die Öffnungsweite der Dosierschieber geregelt. Diese werden beim Rauch AXERA H EMC über zwei elektrische Linearaktuatoren betätigt. Die EMC-Funktion kann deaktiviert werden. Eine Düngeraufgabepunktverstellung, d. h. eine variable Positionierung der Wurfscheiben unterhalb der Dosierschieberöffnung zur Beeinflussung der Flugbahn des Düngers, ist vorgesehen. Zwei Positionen für den Aufgabepunkt können vom Benutzer manuell voreingestellt werden. Der Wechsel zwischen den beiden Positionen erfolgt für die linke und rechte Seite getrennt durch zwei Differentialzylinder (9). Diese Funktion wird für das Umschalten zwischen Normalstreuen und Grenz- bzw. Randstreuen (vgl. **Unterkapitel 5.3**) benötigt. Als Bedienschnittstelle wird ein ISOBUS-Terminal eingesetzt.

5.2 Messdatenerfassung

Zur Erfassung der hydraulischen Leistungsflüsse sind bei den Versuchen Traktor und Düngerstreuer mit Messtechnik ausgestattet. Die Einbaupositionen der Messstellen sind im Hydraulikschaltplan in **Bild 5.2** dargestellt. Als Systemgrenze für die Bewertung der Energieeffizienz des Hydrauliksystems werden die mechanische Leistungsaufnahme der Verstellpumpe sowie die mechanische Nutzleistung der hydraulischen Verbraucher verwendet. Auf die Messung der Drehmomente an der Antriebswelle der Verstellpumpe sowie den

Abtriebswellen der Motoren wird verzichtet. Stattdessen werden diese auf Basis vorliegender Wirkungsgradkennfelder berechnet. Zur Bestimmung des Betriebspunktes der Verstellpumpe werden die Eingangsdrehzahl, der Pumpenschwenkwinkel sowie der Druck und der Volumenstrom am Pumpenausgang erfasst, **Bild 5.3**.

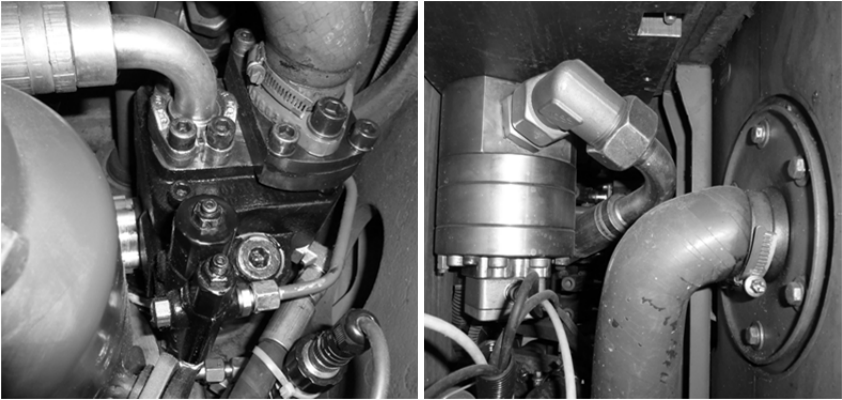


Bild 5.3: Einbausituation der Verstellpumpe und der zugehörigen Sensorik

Insgesamt sind elf Drucksensoren, fünf Volumenstromsensoren, vier Drehzahlsensoren, zwei Temperatursensoren sowie ein Drehwinkelsensor für den Pumpenschwenkwinkel eingebaut. Die Messstellen sowie die eingesetzte Sensorik sind in **Anhang A.8** aufgelistet. Zur Messdatenerfassung wird ein CompactDAQ-System von National Instruments verwendet.

5.3 Einsatzverhalten eines Düngerstreuers

Ein Zweiseiben-Düngerstreuer wird im Einsatz mit wechselnden Streugütern, Streubreiten und Ausbringmengen betrieben, die zu einer Spreizung von Drehzahlen und Lastmomenten an den drei rotatorischen Antrieben führen. Die Betriebsarten des im Zuge dieser Arbeit eingesetzten Düngerstreuers werden in **Tabelle 5.1** charakterisiert.

Beim Normalstreuen handelt es sich um eine Betriebsart, bei der durch identische Drehzahl und identische Ausbringmenge an beiden Wurfscheiben eine homogene Düngerverteilung in der Feldmitte erreicht wird. Die beiden Wurfscheibenantriebe werden hierbei symmetrisch belastet. Als Randstreuen wird

das ertragsorientierte Ausbringen von Mineraldünger am Feldrand bezeichnet. Für eine möglichst homogene Düngerverteilung bis zum Feldrand wird in Kauf genommen, dass Düngemittel über den Feldrand hinaus gelangt. Im Gegensatz dazu soll beim umweltorientierten Grenzstreuen kein Mineraldünger über das Feld hinaus verteilt werden. [DIN12b]

Betriebsart:	Charakterisierung:
Normalstreuen	$n_{links} = n_{rechts}; M_{links} \approx M_{rechts}; n_{Rühr} \neq 0$
Randstreuen	$n_{links} \neq n_{rechts}; M_{links} \neq M_{rechts}; n_{Rühr} \neq 0$
Grenzstreuen	$n_{links} \neq n_{rechts}; M_{links} \neq M_{rechts}; n_{Rühr} \neq 0$
Leerlauf	$n_{links} = n_{rechts}; M_{links} \approx M_{rechts} \approx 0; n_{Rühr} = 0$
Entleeren	$n_{links} = n_{rechts} = 0; M_{links} = M_{rechts} = 0; n_{Rühr} \neq 0$

Tabelle 5.1: Betriebsarten eines Zweischieben-Düngerstreuers

Beim Rand- und Grenzstreuen sind die Wurfscheibenantriebe asymmetrisch belastet. In der Regel wird zusätzlich der Düngeraufgabepunkt verstellt. Das Rührwerk im Behälter wird während der Düngerabgabe zur Verbesserung des Fließverhaltens des Düngers durch die Dosierschieberöffnung stets mit konstanter Drehzahl betrieben. Die Einstellwerte für Wurfscheibendrehzahl, Dosierschieberöffnung und Aufgabepunkt können maschinen- und düngerspezifischen Streutabellen entnommen werden.

Beim Wenden am Feldende wird kein Dünger ausgebracht. Die Wurfscheiben werden unbelastet mit der Normalstredrehzahl betrieben, das Rührwerk wird zur Schonung des Streugutes deaktiviert. Diese Betriebsart wird fortan als Leerlauf bezeichnet.

Als Sonderfall kann die Restentleerung der beiden Kammern des Behälters mit Rührwerkunterstützung betrachtet werden. Hierzu werden bei der betrachteten Maschine die Wurfscheiben demontiert und der Dosierschieber vollständig geöffnet, damit das Streugut zügig aus dem Behälter in einen Auffangbehälter abfließen kann.

Die Wurfscheibenantriebe werden im realen Maschineneinsatz mit Drehzahlen zwischen 450 1/min und 1200 1/min betrieben. Bei einem maximalen Ausgangsdruck der Verstellpumpe von 200 bar werden aufgrund der Motorwirkungsgrade sowie der Strömungsverluste in Komponenten in Zu- und Rück-

leitung Lastmomente bis ca. 40 Nm erreicht. Im Leerlauf, d. h. ohne Belastung durch die Abgabe von Streugut, treten aufgrund des Luftwiderstandes drehzahlabhängige Lastmomente bis ca. 3 Nm auf. Das Betriebsverhalten der Wurfscheiben kann im eingeschwungenen Zustand als annähernd stationär betrachtet werden. Die zyklische Anregung durch den abwechselnden Streugutabwurf der zweifach vorhandenen Wurfflügel führt aufgrund der Massenträgheit zu Schwankungen der Wurfscheibendrehzahlen. Bei aktiviertem Rührwerk beträgt die Drehzahl der Rührwerkswelle 24 1/min. Das Lastmoment am Rührwerkantrieb beträgt 12..18 Nm bei gefülltem Behälter. Bei leerem Behälter verbleiben 2..3 Nm aufgrund von Lagerreibung.

5.4 Stationäre Streuversuche

Die Leistungsflüsse im Hydrauliksystem von Traktor und Düngerstreuer werden in Streuversuchen bei stehendem Traktor und mit Streugut Feinkies gemessen. Zur Gewährleistung von Vergleichbarkeit und Wiederholbarkeit werden Versuchsrandbedingungen und -ablauf vorab festgelegt, **Tabelle 5.2**.

Parameter:	Wert:
Bezeichnung Streugut	Feinkies 2-4
Körnung (DIN EN 12620)	2..4 mm
Dichte	1,8 g/cm ³
Betriebsmodus	manueller Betrieb
Wurfscheibentyp	Rauch D4-H-VxR
Vorgabewerte für n , DW und AGP	vgl. Anhang A.10
Fahrgeschwindigkeit	0 km/h (Stillstand)
Drehzahl Dieselmotor	1200 1/min
$\vartheta_{\delta l}$ im Tank zu Versuchsbeginn	50°C \pm 2°C
Ausrichtung in Quer- und Längsrichtung	waagrecht
Füllgrad Behälter zu Versuchsbeginn	\geq 30%

Tabelle 5.2: Randbedingungen stationäre Streuversuche

Die Drehzahl des Dieselmotors ist so gewählt, dass das Load-Sensing-System nicht in Unterversorgung geraten kann.

Das Hydrauliksystem wird vor Versuchsbeginn auf Betriebstemperatur gebracht. Hierfür wird bei lastfrei laufenden Wurfscheibenantrieben ein Ölstrom über eine am Hecksteuerblock des Traktors angeschlossene Drossel geleitet, bis die Öltemperatur im Hydrauliktank den Ausgangswert erreicht.

Der Versuchsablauf besteht aus sechs Schritten **Tabelle 5.3**. Die Zeitschritte sind so gewählt, dass an den Wurfscheibenantrieben bei den auftretenden Einschwingvorgängen die Solldrehzahl nach Erreichen stets für ein Zeitintervall $\Delta t \geq 5$ s gehalten wird. Die stationären Streuversuche mit Feinkies werden mit dreimaliger Wiederholung durchgeführt.

Schritt	Zeit	Aktion
1	$t = 0$ s	Start Messdatenerfassung
2	$t = 5$ s	Start Wurfscheiben
3	$t = 20$ s	Öffnen Dosierschieber (Start Rührwerk)
4	$t = 35$ s	Schließen Dosierschieber (Stopp Rührwerk)
5	$t = 50$ s	Stopp Streuscheiben
6	$t = 60$ s	Stopp Messdatenerfassung

Tabelle 5.3: Versuchsablauf stationäre Streuversuche mit Feinkies

5.5 Gegenüberstellung stationärer und realer Maschineneinsatz

Der Bezug zum realen Maschineneinsatz wird hergestellt, indem Feldversuche bei fahrendem Traktor unter Verwendung von granuliertem Düngekalk durchgeführt werden. Die Einstellwerte des Düngerstreuers werden vom Einzellastzyklus RS2 übernommen, **Anhang A.10**. Die Versuchsrandbedingungen werden an die der stationären Streuversuche nach **Tabelle 5.2** angepasst. Abweichungen sind in **Tabelle 5.4** aufgeführt.

Bei dem eingesetzten Düngekalk Optiflor 80/10 handelt es sich um ein granuliertes Streugut, welches im Vergleich zu Feinkies 2-4 eine geringere Dichte sowie eine unterschiedliche Korngrößenverteilung besitzt. Die physikalischen Eigenschaften von Optiflor 80/10 sind in [Hau12] dokumentiert.

Parameter:	Wert:
Bezeichnung Streugut	Optiflor 80/10 [Hau12]
Vorgabewerte für n , DW und AGP	Analog RS2 (Anhang A.10)
Körnung / Dichte	2.5 mm / 1,1 g/cm ³
Fahrgeschwindigkeit	9 km/h
Streubreite	24 m
Schlaglänge	180 m
Ausbringmenge	2000 kg/ha

Tabelle 5.4: Randbedingungen Feldversuche mit Düngekalk

In **Bild 5.4** sind der Verlauf der Wurfscheibendrehzahl sowie der Druckabfall beim Ausbringen von Feinkies 2-4 und Düngekalk Optiflor 80/10 gegenübergestellt. Aufgrund der Betriebsart „Randstreuen“ werden der linke und der rechte Wurfscheibenantrieben mit unterschiedlicher Drehzahl betrieben.

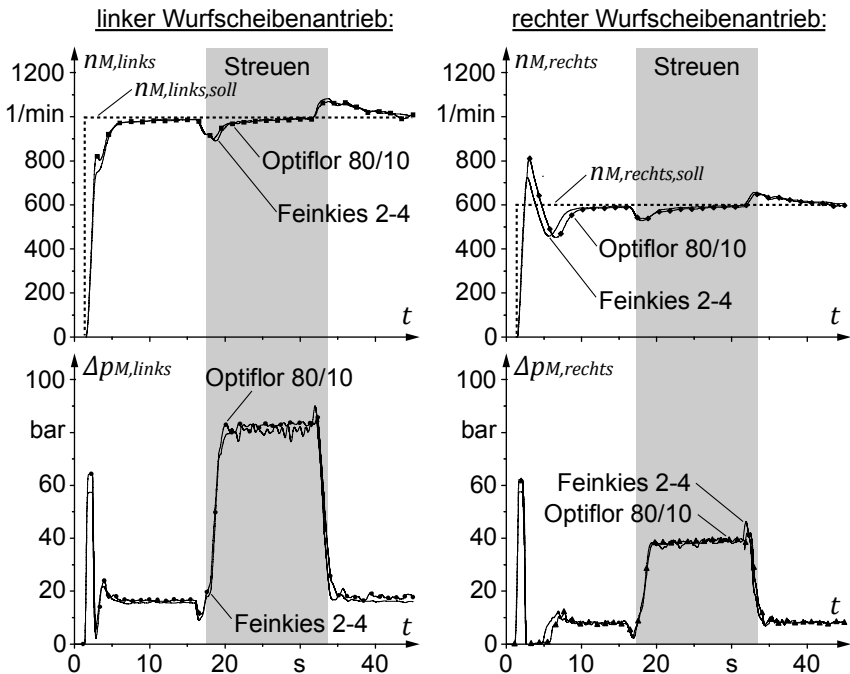


Bild 5.4: Variation des Streugutes beim Einzellastzyklus RS2

Anhand des näherungsweise deckungsgleichen Drehzahlverlaufs an beiden Wurfscheiben ist ersichtlich, dass sich die physikalischen Eigenschaften des Streugutes nur geringfügig auf das Einschwingverhalten sowie die Sollwertfolge der drehzahlgeregelten Motoren auswirken, **Bild 5.4**. In [Keu00] wird anhand einer theoretischen Betrachtung und von Messungen aufgezeigt, dass zwischen Druckabfall und dem Streugut-Massenstrom bei Berücksichtigung der Wirkungsgrade des Konstantmotors ein nahezu idealer linearer Zusammenhang besteht.

Aufgrund des besseren Fließverhaltens von Düngekalk gegenüber Feinkies ist der für die Druckdifferenz maßgebliche Massenstrom über den konstanten Querschnitt der Dosierschieberöffnung trotz der geringeren Dichte des Düngekalks geringfügig größer. Bei Gegenüberstellung der gemittelten Werte ergibt sich für Düngekalk am höherbelasteten linken Wurfscheibenantrieb eine um ca. 4 %, am rechten Antrieb eine um ca. 2 % größere Druckdifferenz.

Beim realen Maschineneinsatz auf dem Feld werden von der Verstellpumpe neben den Antrieben des Düngerstreuers weitere hydraulische Verbraucher im Traktor versorgt. Während eines typischen Streuzyklus sind dies insbesondere die Lenkung, die Lageregelung des Heckkrafthebers sowie die Aufladung der Druckspeicher der Vorderachsfederung.

In **Bild 5.5** werden das Lastdrucksignal $p_{Streuer,LS}$ und der dem Düngerstreuer zugeführte Volumenstrom $Q_{Streuer,zu}$ dem Ausgangsdruck $p_{P,ab}$ und dem Ausgangsvolumenstrom $Q_{P,ab}$ der Verstellpumpe gegenübergestellt. Anhand dieser bei einem Feldversuch gemessenen Größen wird der zusätzliche hydraulische Leistungsbedarf des Traktors, und somit die Abweichungen zu den stationären Streuversuchen, untersucht. Anhand des Druck- und Volumenstromverlaufs ist ersichtlich, dass in den Teilschritten (1), (2) und (4) der Pumpenvolumenstrom $Q_{P,ab}$ vollständig an den Düngerstreuer geleitet wird. Sobald die Lastdruckanforderung den Stand-by-Druck von 42 bar übersteigt, folgt der Pumpenausgangsdruck $p_{P,ab}$ dem Lastdrucksignal $p_{Streuer,LS}$ zuzüglich der LS-Regeldruckdifferenz ($\Delta p_{LS} = 20$ bar). Diese Beobachtung stimmt mit der Erwartung überein, dass während der Geradeausfahrt bei der Düngerabgabe in der Regel nur minimale Lenkbewegungen ausgeführt werden.

Die über den Teilschritt „Fahren/Streuen“ gemittelte Volumenstromdifferenz $\Delta \bar{Q} = \bar{Q}_{P,ab} - \bar{Q}_{Streuer,zu}$ stimmt beim Feldversuch und beim stationären Versuch RS2 mit ca. 1,5 l/min überein. Während des Wendevorgangs in Teilschritt (3) laufen die Wurfscheibenantriebe lastfrei im Leerlauf. Es ist ersichtlich, dass während der Lenkbewegungen beim Ein- und Ausfahren in die Streugassen die Lenkung den größten Verbraucherlastdruck anfordert. Während der Geradeausfahrt am Vorgewende stellen die lastfrei laufenden Wurfscheibenantriebe die einzigen Verbraucher dar. Der Pumpenausgangsdruck entspricht in diesem Fall dem Stand-by-Druck.

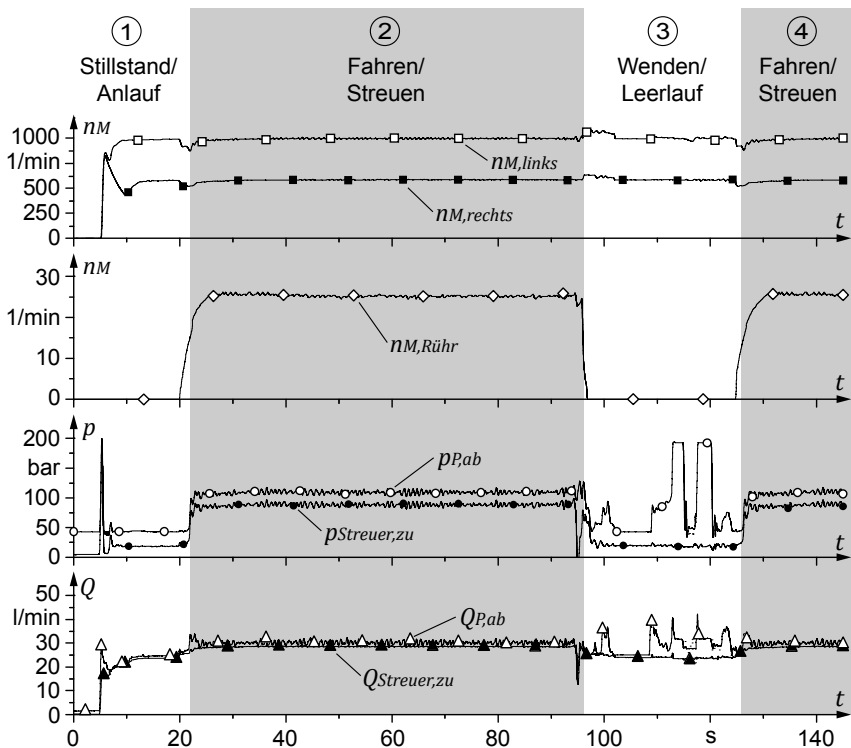


Bild 5.5: Feldversuch mit fahrendem Traktor für Einzellastzyklus RS2

Das Aufladen der Druckspeicher der Vorderachsfederung mit einer Erhöhung des Systemdrucks bis zur Druckbegrenzung des Pumpenreglers (vgl. **Unterkapitel 5.1**) konnte während der Feldversuche nicht beobachtet werden.

Die Druckverluste im LS-Hydrauliksystem von Traktor und Düngerstreuer für einen Umlauf sind in **Bild 5.6** für die Hydraulikpfade der Wurfscheiben und des Rührwerks dargestellt. Die Werte wurden durch Mittelwertbildung über ein Zeitintervall der Dauer $\Delta t = 60\text{s}$ mit quasistatischer Belastung der Antriebe anhand der aufgezeichneten Druckmessstellen (vgl. **Anhang A.8**) ermittelt.

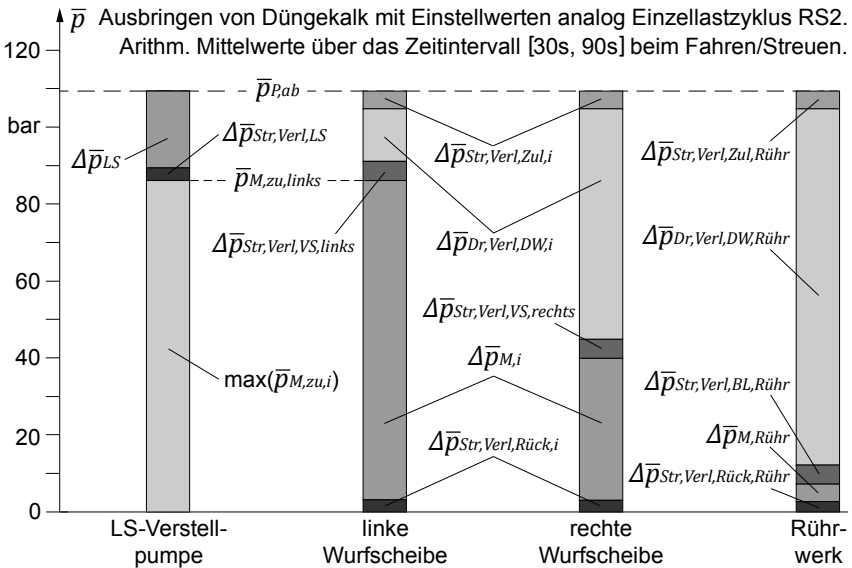


Bild 5.6: Druckverluste im LS-Hydrauliksystem für einen Umlauf

Der Druckabfall über die Ventilschieber der beiden Proportional-Wegeventile bzw. über die Blende des 2-Wege-Stromregelventils wird entsprechend der Herstellerangaben [Rau09] mit $\Delta p_{Str,Verl,VS,i} = \Delta p_{Str,Verl,BL,Ruehr} = 5\text{ bar}$ berücksichtigt.

Unter $\Delta p_{Str,Verl,LS}$ werden die Druckverluste in der LS- Meldeleitung zusammengefasst. Diese setzen sich aus den Strömungsverlusten in den Rohr- und Schlauchleitungen, in der Wechselventilkette sowie in der Schnellkupplung zusammen. $\Delta p_{Str,Verl,LS}$ wird hier berechnet als Differenz zwischen dem größten Verbraucherlastdruck $p_{M,links,zu}$, gemessen am Zulauf des linken Wurftriebanschlusses, und $p_{p,LS}$, gemessen am Steuereingang X des DFR-Pumpenreglers. In vorliegendem Fall beträgt $\Delta p_{Str,Verl,LS}$ ca. 3 bar.

6 Anwendung der Methodik

In diesem Kapitel wird die in **Kapitel 4** vorgestellte Methodik an einem Traktor mit hydraulischem Zweischeiben-Düngerstreuer angewendet. Zur Verdeutlichung der Vorgehensweise werden die sechs Schritte der Methodik ausführlich bearbeitet. Hierbei werden die zugehörigen Werkzeuge eingesetzt.

6.1 Schritt 1: Relevante Antriebe

Die sechs Teilschritte zur Bestimmung der „Relevanten Antriebe“ werden sequentiell bearbeitet.

Teilschritt 1a): Systemgrenze

Bei der zu untersuchenden Maschine handelt es sich um den Traktor Fendt 412 Vario mit angebautem hydraulischem Zweischeiben-Düngerstreuer RAUCH AXERA H EMC, **Bild 5.1**. Als Systemgrenze wird das Hydrauliksystem von Traktor und Düngerstreuer festgelegt, **Bild 5.2**. Diese entspricht der in **Unterkapitel 2.1** erläuterten Systemgrenze **SG_2**, **Bild 2.1**. Es werden die Leistungsflüsse über diese Systemgrenze betrachtet. Dem System wird über die Antriebswellen der beiden Pumpen mechanische Leistung vom Pumpenverteilergetriebe zugeführt. Das System gibt, je nach Betriebsverhalten, an den Arbeitsantrieben (Hydrozylinder von Front- und Heckkraftheber, Hydromotoren von Wurfscheiben- sowie Rührwerkantrieben) und den Aktoren von Komfort- und Stellfunktionen (Hydrozylinder von Lenkung, Vorderachsfederung und Aufgabepunktverstellung) mechanische Nutzleistung ab. Des Weiteren fließen über die Systemgrenze auftretende Verlustleistungen in Form von Wärme ab.

Teilschritt 1b): Systemaufbau

Auf Basis vorliegender Hydraulikschaltpläne [Agc09], [Rau09] wird das Hydrauliksystem der Maschinenkombination in **Unterkapitel 5.1** analysiert. Als Vorbereitung für die nachfolgenden Teilschritte werden die Hydraulikkreise und die zugehörigen hydraulischen Verbraucher in einem Formblatt aufgelistet, **Tabelle 6.1**. Neben den Arbeits-, Komfort- und Stellantrieben

werden auch sonstige Verbraucher, wie die hydraulische Vorsteuerung oder der Kühlkreislauf, aufgeführt. Die Geometriedaten der rotatorischen und linearen Antriebe werden im Formblatt ergänzt.

Teilschritt 1c): Betriebsverhalten

Ein landwirtschaftlicher Traktor wird als Universalmaschine für vielfältige Arbeitsaufgaben eingesetzt [Ren87]. Ein Überblick über die zeitlichen Anteile typischer Tätigkeiten in Abhängigkeit von der Motornennleistung von Standard-Traktoren wird in [Ren94] gegeben. In [Olf84] werden für einen Traktor beim Pflügen sowie bei der Futterbergung mit dem Ladewagen Werte für eine zeitliche Unterteilung der Gesamtarbeitszeit genannt. Die Gesamtarbeitszeit setzt sich so z. B. beim Pflügen aus der Hauptzeit, der Wendezeit, der Verlustzeit, der Rüstzeit sowie der Wegezeit zusammen.

Für einen Traktor mit Düngerstreuer werden vom Autor die nachfolgenden maschinentypischen Einsatzsituationen festgelegt:

- Ausbringen von Dünger auf dem Feld mit einsatzspezifischen Fahrgeschwindigkeiten und Streuparametern (hier: inklusive Wendevorgang am Feldende)
- Überführungsfahrten auf Straßen und Feldwegen
- Stillstand des Traktors mit Leerlaufdrehzahl (zum Befüllen von Düngerbehälter oder Dieseltank, Rüst- und Reinigungsarbeiten)

Eine zeitliche Gewichtung der aufgeführten Einsatzsituationen ist für die Charakterisierung des Betriebsverhaltens an dieser Stelle der Methodik nicht erforderlich. Das Betriebsverhalten der hydraulischen Antriebe ist exemplarisch für das Ausbringen von Mineraldünger in **Tabelle 6.1** beschrieben. Die Angaben basieren auf der Abschätzung des Autors für einen Streuzyklus aus Normalstreuen, Wenden und Grenzstreuen an der oberen Leistungsgrenze des Düngerstreuers. Hierbei wurden Erkenntnisse aus Feldversuchen mit dieser Maschine, **Unterkapitel 5.5**, berücksichtigt. Bei der Überführungsfahrt eines Traktors mit am Heckkraftheber angebautem Düngerstreuer werden die Lenkung, die hydropneumatische Vorderachsfederung und die Lageregelung des Heckkrafthebers von der Verstellpumpe versorgt.

Antriebs- quelle		Einsatz- situation	Auflistung der Hydraulikkreise und der zugehörigen Verbraucher		Abschätzung der Verbraucherleistung und der Einsatzzeit bei der vorgegebenen Einsatzsituation				
					Annahme Betriebsverhalten	theoret. Maximal- leistung	relative Einsatzzeit	gemittelte Maximal- leistung	
Fendt 412 Vario und RAUCH AXERA H EMC Dieselmotor: $P_{VM, Nenn} = 81 \text{ kW (ECE R24)}$ $n_{VM, Nenn} = 2100 \text{ 1/min}$ $i_{VG, P1} = 36/47$ $i_{VG, P2} = 44/60$ Pumpenverteilergetriebe:		- Streuzklus mit Normalstreuen, Wenden und Grenzstreuen - Lenkbewegungen beim Wenden am Felde - Grenzstreuen rechts am Felde	1. Kreis: Arbeits- und Lenkhydraulik (offener Kreis) LS- Vorpumpe $V_{P1, max} = 45 \text{ cm}^3$ $p_{max, 1, Kreis} = 200 \text{ bar}$ $n_{P1, Nenn} = 2742 \text{ 1/min}$ $Q_{max, 1, Kreis} = 117 \text{ l/min}$ (Annahme: $\eta_{P1, hm} = 0,95$) 2. Kreis: (offener Kreis) $V_{P2} = 11 \text{ cm}^3 = \text{const.}$ $n_{P2, Nenn} = 2864 \text{ 1/min}$ $Q_{max, 2, Kreis} = 30 \text{ l/min}$ (Annahme: $\eta_{P2, hm} = 0,95$)	Versorgung hydraulische Verbraucher des Traktors	Lenkzylinder $A_{RS1} = A_{RS2} = 2592 \text{ mm}^2$	112 Hub (= 175 mm) in 0,5 s $Q_{max} = 52 \text{ l/min}$ (kurzzeitig)	17,3 kW	3%	0,5 kW
				Steuerventile Nr. 1 - 4	Heckkraftheber Lagerregelung	Ausgleich von Leckage $Q_{max} = 0,1 \text{ l/min}$ (permanent)	< 0,1 kW	100%	0,1 kW
				Vorderachsfederung	Laden Druckspeicher $Q = 50 \text{ l/min}$ (kurzzeitig)	16,7 kW	< 1%	< 0,2 kW	
				DMV Vorsteuerdruck	Minderung $p_{P, ab}$ auf 22 bar $Q = 0,2 \text{ l/min}$ (permanent)	< 0,1 kW	100%	< 0,1 kW	
				kein Verbraucher	nicht aktiv				
				Wurfscheibe links $V/M = 15 \text{ cm}^3 = \text{const.}$	var. Last und Drehzahl $Q_{max} = 20 \text{ l/min}$	6,7 kW	100%	6,7 kW	
				Wurfscheibe rechts $V/M = 15 \text{ cm}^3 = \text{const.}$	var. Last und Drehzahl $Q_{max} = 20 \text{ l/min}$	6,7 kW	100%	6,7 kW	
				Rührwerk $V/M = 164 \text{ cm}^3 = \text{const.}$	nur bei Düngerabgabe $Q = 3 \text{ l/min}$	1 kW	90%	0,9 kW	
				Aufgabepunktverst. links	nicht aktiv				
				Aufgabepunktverst. re.	Umschalt. auf Grenzstreuen $Q = 9 \text{ l/min}$ (kurzzeitig)	3 kW	< 1%	< 0,1 kW	
				Redundante Versorgung der Lenkung	nicht aktiv				
				hydr. Anhängerbremse	nicht aktiv				
				Kühlkreislauf	Umlaufdruck: $p = 5 \text{ bar}$ $Q = 30 \text{ l/min}$ (permanent)	< 0,3 kW	100%	< 0,3 kW	

Tabelle 6.1: Formblatt „Relevante Antriebe (Teil 1)“ für einen Streuzklus

Die Konstantpumpe fördert zusätzlich einen drehzahlabhängigen Volumenstrom über den Ölkühler. Hiervon stellt die Lenkung den größten Verbraucher dar. Beim Stillstand des Traktors mit Leerlaufdrehzahl treten nach Einschätzung des Autors, mit Ausnahme des permanenten Volumenstroms über den Ölkühler, keine nennenswerten hydraulischen Leistungsflüsse auf.

Teilschritt 1d): Verbraucherleistungen

Für die einsatzspezifische Quantifizierung der an den einzelnen Verbrauchern auftretenden Leistungen wird als Bewertungsgröße die „theoretische hydraulische Maximalleistung“ auf Basis des in **Teilschritt 1c)** abgeschätzten Betriebsverhaltens berechnet:

$$P_{Verbr,max,theo} = p_{Verbr,zu,max} \cdot Q_{Verbr,zu,max} \quad (6.1)$$

für Linearantriebe gilt:

$$Q_{Z,zu,max} = A_{Z,max} \cdot v_{Z,max} \quad (6.2)$$

für rotatorische Antriebe gilt:

$$Q_{M,zu,max} = V_M \cdot n_{M,max} \quad (6.3)$$

Die relative Einsatzzeit der Verbraucher wurde vom Autor abgeschätzt. Die gemittelte Maximalleistung wird berechnet als Produkt aus theoretischer Maximalleistung eines Verbrauchers und der jeweiligen relativen Einsatzzeit. Anhand dieser Bewertungsgröße ist ersichtlich, dass bei einem Streuzyklus stets die beiden Wurfscheibenantriebe und der Rührwerktrieb den größten Energieumsatz aller hydraulischen Verbraucher aufweisen.

Teilschritt 1e): Antriebe mit Effizienzsteigerungspotential

Zunächst wird der Klassierungsschlüssel für die Bewertungsfaktoren *EU*, *LV* und *BV* festgelegt. Dieser wird im Tabellenkopf des Formblatts „Relevante Antriebe“ vermerkt, **Tabelle 6.2**. Der Klassierungsschlüssel wird auf alle identifizierten Einsatzsituationen angewendet. Sämtliche Verbraucher werden einzeln anhand der fünf Kriterien bewertet. Anschließend werden die Bewertungszahlen der Indikatoren berechnet.

Einsatzsituation	Übertrag aus Formblatt „Relevante Antriebe (Teil 1)“:		Bewertungskriterien:						Indikatoren:		
			EU	PG	LV	PE	BV	PRV	PER		
										Normierung	$p_{max-pmin}$
Fendt 412 Vario und RAUCH AXERA H EMC - Streuzklus mit Normalstreuen, Wenden und Grenzstreuen - Lenkbewegungen beim Wenden am Feldende - Grenzstreuen rechts am Feldrand	Verbraucher	gemittelte Maximalleistung	0% PVM: 1 >0,1% PVM: 2 >1..5% PVM: 3 >5% PVM: 3	nein: 0 ja: 1	0,5 bar: >5..50 bar: >50 bar: 3	nein: 0 ja: 1	stationär (0..1): wenige (2..30): viele (>30): 3	0 PRV=	0 PER=		
	Lenzylinder	0,5 kW	0,6%	1 ja	1 ja	>50 bar	3 nein	>30 Zyklen/h	3	3	0
	Heckkraftheber Lageregelung	0,1 kW	<0,2%	1 ja	1 ja	>50 bar	3 nein	>30 Zyklen/h	3	3	0
	Frontkraftheber										
	Vorderachsfederung	< 0,2 kW	<0,3%	1 ja	1 ja	0,5 bar	0 nein	>30 Zyklen/h	3	0	0
	DMV Vorsteuerdruck	< 0,1 kW	<0,2%	1 ja	1 ja	>50 bar	3 nein	stationär	0	3	0
	kein Verbraucher										
	Wurfscheibe links	6,7 kW	8,3%	3 ja	1 ja	>50 bar	3 ja	1 2..30 Zyklen/h	1	9	3
	Wurfscheibe rechts	6,7 kW	8,3%	3 ja	1 ja	>50 bar	3 ja	1 2..30 Zyklen/h	1	9	3
	Rührwerk	0,9 kW	1,1%	2 ja	1 ja	>50 bar	3 nein	0 2..30 Zyklen/h	1	6	0
	Aufgabepunkt看. links										
	Aufgabepunkt看. re.	< 0,1 kW	<0,2%	1 ja	1 ja	5..50 bar	1 nein	0 2..30 Zyklen/h	1	1	0
	Redundante Vers. der Lenkung										
	hydr. Anhängerbr.										
Kühlkreislauf	< 0,3 kW	<0,4%	1 ja	1 ja	0,5 bar	0 nein	stationär	0	0	0	

Tabelle 6.2: Formblatt „Relevante Antriebe (Teil 2)“ für einen Streuzyklus

Der Indikator *PRV* zeigt für die in dieser Arbeit ausführlich betrachtete Einsatzsituation „Streuzyklus“ mit der Bewertungszahl „9“ für die beiden Wurfscheibenantriebe ein hohes Potential zur Effizienzsteigerung durch Reduzierung von Verlusten auf. Auch für den Rührwerktrieb kann anhand der erreichten Bewertungszahl „6“ auf ein vorhandenes Effizienzsteigerungspotential geschlossen werden. Der Indikator *PER* zeigt für die Wurfscheibenantriebe ein geringes Effizienzsteigerungspotential durch Rückgewinnung kinetischer Energie beim Verzögern der Wurfscheiben an.

Bei den Einsatzsituationen „Überführungsfahrten“ und „Stillstand bei Leerlaufdrehzahl“ (beide Formblätter sind in dieser Arbeit nicht dargestellt) wird für keinen der hydraulischen Antriebe von Traktor und Düngerstreuer ein nennenswertes Effizienzsteigerungspotential aufgezeigt.

Teilschritt 1f): Vereinigungsmenge

Durch Bilden der Vereinigungsmenge aus den Antrieben mit großem Energieumsatz und den Antrieben mit großem Effizienzsteigerungspotential ergibt sich die Menge der „relevanten Antriebe“. Diese setzt sich für die Anwendung Traktor mit Düngerstreuer aus den beiden Wurfscheibenantrieben und dem Rührwerktrieb zusammen.

6.2 Schritt 2: Belastungen

Für die Beschreibung des Einsatzverhaltens eines Traktors mit Düngerstreuer kann nur sehr eingeschränkt auf Daten aus der Literatur zurückgegriffen werden. In [Ren94] wird das Ausbringen von Mineraldünger mit einem Standard-Traktor der Tätigkeitsgruppe „Düngen und sonstige verbleibende Aufgaben“ zugeordnet. Die enthaltene Information, dass der zeitliche Anteil dieser Tätigkeiten ca. 16% der gesamten Einsatzzeit eines 80 kW-Traktors beträgt, ist für die Beschreibung maschinentypischer Einzellastzyklen in **Teilschritt a)** nicht ausreichend. Auch der für die Kraftstoffverbrauchsmessung bei Traktoren häufig herangezogene „DLG-PowerMix“-Zyklus [Deg05] berücksichtigt das Düngerstreuen nicht. Mangels einer geeigneten Datengrundlage wird das Einsatzverhalten der betrachteten Anwendung (vgl. **Unterkapitel 5.3**) durch vom Autor definierte synthetische Einzellastzyklen abgebildet.

Teilschritt 2a): Einzellastzyklen

Die Gegenüberstellung von stationärem und realem Maschineneinsatz in **Unterkapitel 5.5** beweist, dass die stationären Streuversuche mit Feinkies die hydraulischen Leistungsflüsse im realen Maschineneinsatz gut abbilden können. Vor dem Hintergrund, dass Lenkbewegungen sowie Einschalt- und Ausschaltvorgänge nur einen geringen Zeitanteil eines Streuzyklus ausmachen, werden diese hier bei der Bewertung der Energieeffizienz nicht berücksichtigt.

Betriebsart:	Bezeichnungen:	Anmerkungen:
Normalstreuen	NS1; NS2; NS3; NS4	- größerer Index entspricht höherem Leistungsbedarf
Randstreuen	RS1; RS2; RS3; RS4	
Grenzstreuen	GS1; GS2; GS3; GS4	- Rand- und Grenzstreuen
Leerlauf	LL1; LL2	erfolgen stets an der rechten Wurfscheibe

Tabelle 6.3: Definition von Einzellastzyklen

Die im Zuge dieser Arbeit definierten synthetischen Einzellastzyklen sind in **Tabelle 6.3** aufgeführt. Die Einstellparameter für Wurfscheibendrehzahl, Dosierschieberwert und Düngeraufgabepunkt sind in **Anhang A.10** aufgelistet.

Teilschritt 2b): Gesamtzyklus

Die 14 Einzellastzyklen beim Einsatz eines Traktors mit Düngerstreuer werden unter Berücksichtigung einer vom Autor festgelegten zeitlichen Gewichtung zu einem Gesamtzyklus mit einer Dauer von $t = 3600$ s kombiniert, **Bild 6.1**. Unter den getroffenen Annahmen wird diese Maschine zu 60 % in der Betriebsart Normalstreuen, zu jeweils 10 % in den Betriebsarten Randstreuen und Grenzstreuen sowie zu 20 % im Leerlauf beim Wenden betrieben.

Teilschritt 2c): Ermittlung der Belastungen

Die in Streuversuchen (vgl. **Unterkapitel 5.4**) erzeugten Messdaten wurden für jeden Einzellastzyklus mit einer vorgegebenen Abtastrate (hier: $f = 1000$ Hz) aufgezeichnet.

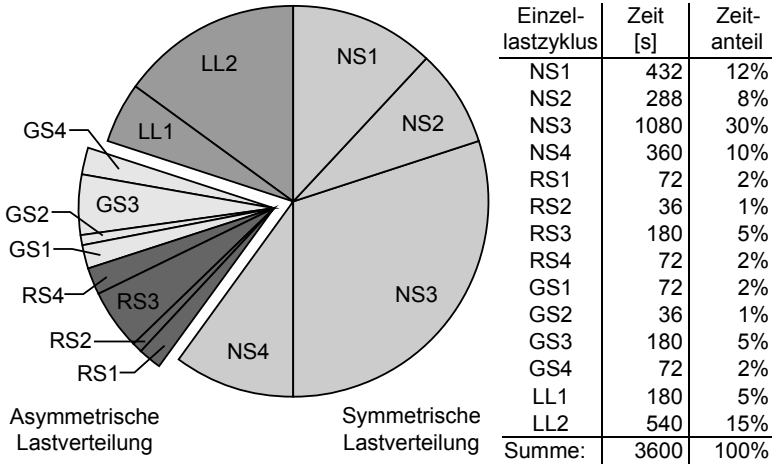


Bild 6.1: Synthetischer Gesamtzyklus für den Düngerstreuer

Auf die direkte Messung der Drehmomente an den Antriebswellen der Wurf-scheiben, des Rührwerks sowie der Verstellpumpe wird aufgrund des hohen Aufwandes zur Applikation der erforderlichen Drehmomentmessstellen ver-zichtet. Stattdessen werden diese Größen auf Basis gemessener hydraulischer Größen, Drehzahlen und des Pumpenschwenkwinkels mittels so genannter „inverser Verbrauchermodelle“ unter Berücksichtigung der betriebspunkt-abhängigen Wirkungsgrade berechnet, **Bild 6.2**.

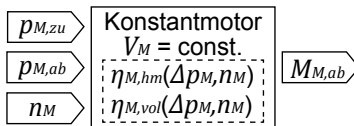


Bild 6.2: Inverses Verbrauchermodell am Beispiel eines Konstantmotors

Die Betriebspunkte der Wurfscheibenantriebe sowie des Rührwerkantriebs bei den 14 Einzellastzyklen sind in **Bild 6.3** dargestellt.

Die Lastmomente und Drehzahlen an den Wurfscheibenantrieben und am Rührwerkantrieb werden mit der zugehörigen Drehzahl des Dieselmotors zusammengeführt und für die spätere Verwendung als Eingangswerte der Leistungsflussmodelle als Zeitschrieb abgespeichert.

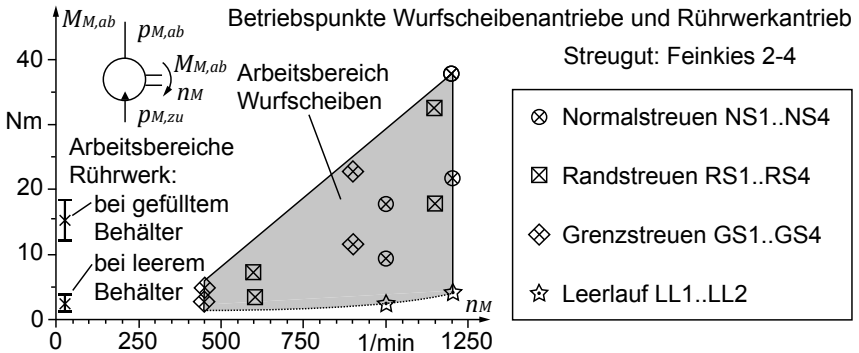


Bild 6.3: Betriebspunkte der Konstantmotoren bei den Einzellastzyklen

Die entsprechenden Betriebspunkte der Verstellpumpe zeigt **Bild 6.4**:

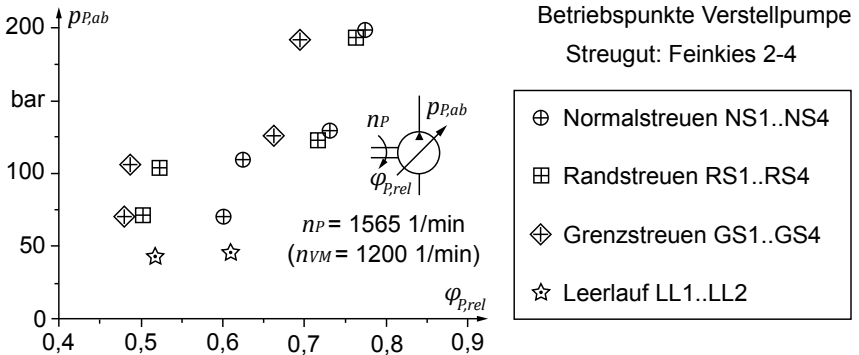


Bild 6.4: Betriebspunkte der Verstellpumpe bei den Einzellastzyklen

6.3 Schritt 3: Leistungsflussanalyse

In den nachfolgenden Teilschritten wird das Hydrauliksystem von Traktor und Düngerstreuer als Leistungsflussmodell in MATLAB/Simulink abgebildet. Nach der Validierung werden anhand des Modells die Verlustleistungen in den Hydraulikpfaden der relevanten Verbraucher quantifiziert.

Teilschritt 3a): Modellbildung

Bei der Modellierung des LS-Ausgangssystems werden die in **Schritt 1** identifizierten relevanten Antriebe des Düngerstreuers sowie die Verstell-

pumpe des Traktors berücksichtigt. Zur Verbesserung der Übersichtlichkeit sind in **Bild 6.5** die Hydraulikpfade der Wurfscheibenantriebe und des Rührwerkantriebs sowie der Verstellpumpe als Teilmodelle dargestellt.

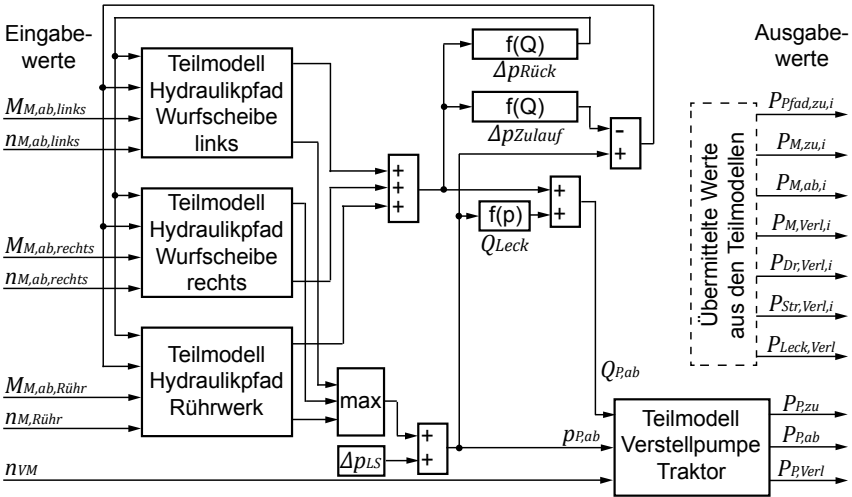


Bild 6.5: Leistungsflussmodell des Ausgangssystems

Die für Load-Sensing-Systeme charakteristischen Verlustmechanismen sowie innere Leckagen und Leitungsverluste werden im Modell durch physikalische Zusammenhänge abgebildet (vgl. **Unterkapitel 3.2**).

Teilschritt 3b): Validierung

Das Leistungsflussmodell wird anhand der Messergebnisse der Streuversuche mit der Load-Sensing-Ausgangsmaschine validiert.

In **Bild 6.6** werden exemplarisch der Ausgangsdruck und der Schwenkwinkel der Verstellpumpe für eine Gegenüberstellung von gemessenen und durch Modellierung erzeugten Werte herangezogen. Hierbei handelt es sich um Systemgrößen, die im Modell mittels Interpolation von Kennfeldern und durch mehrere Rechenschritte ermittelt wurden. Diese stellen somit ein aussagekräftiges Gütekriterium für das Gesamtmodell dar.

Die Abweichung des Leistungsflussmodells liegt bei den betrachteten Einzelastzyklen für den Ausgangsdruck der Verstellpumpe stets in einem Bereich

von -1,6% bis +0,6% um den Referenzwert. Beim Schwenkwinkel der Verstellpumpe beträgt die Abweichung -1,3% bis +1,9% des Referenzwertes.

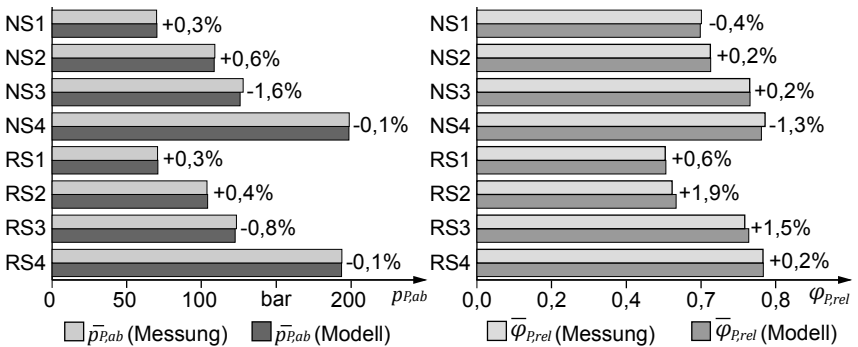


Bild 6.6: Validierung des Leistungsflussmodells

Teilschritt 3c) Leistungsflussmodellierung

Nach erfolgreicher Validierung des Leistungsflussmodells wird dieses zur Berechnung der Verlustleistungen bei den 14 Einzellastzyklen eingesetzt. Der Aufruf des Simulink-Modells erfolgt aus MATLAB mittels einer Routine sequentiell für alle Einzellastzyklen. Die im Modell berechneten Werte werden für die spätere Auswertung ausgegeben und abgespeichert.

Teilschritt 3d): Mittelwertbildung

Über die als Zeitschrieb vorliegenden Ausgabewerte der Leistungsflussmodellierung wird für die Einzellastzyklen NS1 bis LL2 der jeweilige arithmetische Mittelwert der Verlustleistung in den Hydraulikpfaden der Wurfscheibenantriebe und des Rührwerkantriebs berechnet:

$$\bar{P}_{Pfad,Verl,i} = \bar{P}_{Pfad,zu,i} - \bar{P}_{M,ab,i} \quad (6.4)$$

Teilschritt 3e): Visualisierung

Die Visualisierung der Berechnungsergebnisse fördert das Verständnis der Verlustmechanismen und verdeutlicht, an welchen Antrieben des Ausgangssystems das größte Potential zur Steigerung der Energieeffizienz steckt.

Die Leistungsflüsse gruppiert nach Verlustmechanismen zeigt **Bild 6.7**.

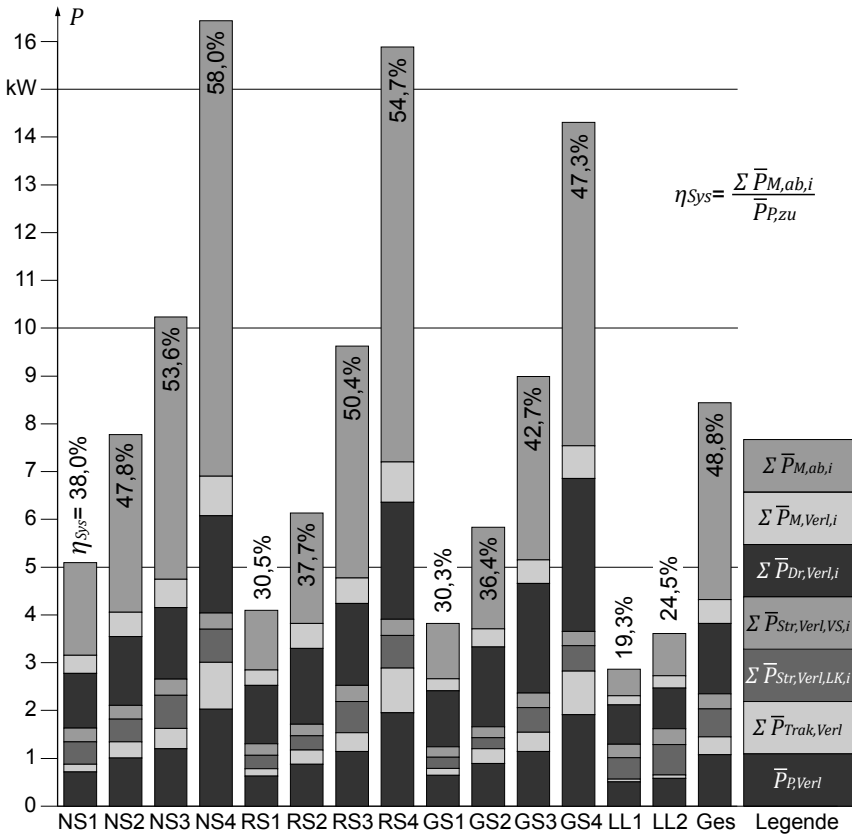


Bild 6.7: Nutz- und Verlustleistungen des LS-Ausgangssystems

In **Bild 6.7** ist ersichtlich, dass die beim LS-Ausgangssystem vorhandenen Drosselverluste $\sum \bar{P}_{Dr,Verl,i}$ stets den größten Verlustanteil darstellen. Diese Verluste resultieren aus dem Druckabfall an den IDW der Proportional-Wegeventile der beiden Wurfscheibenantriebe bzw. der Druckwaage im 2-Wege-Stromregelventil des Rührwerkantriebs. Diese Druckwaagen regeln jeweils einen konstanten Druckabfall (hier: 5 bar) über die Ventilschieber bzw. die Blende ein. Die überschüssige Differenz zum Eingangsdruck wird in Wärme umgewandelt. Die Drosselverluste an den Druckwaagen sind als Voraus-

setzung für die Lastdruckunabhängigkeit der Verbrauchervolumenströme bei LS- Systemen somit prinzipbedingt. Der Anteil der Drosselverluste ist insbesondere bei stark unterschiedlichen Verbraucherlastdrücken, z. B. bei asymmetrischer Belastung der beiden Wurfscheibenantriebe besonders groß. Die Strömungsverluste über die Ventilschieber der beiden Proportional-Wegeventile und über die Blende des Stromregelventils können vor diesem Hintergrund als konstant betrachtet werden. Diese sind als $\sum \bar{P}_{Str,Verl,VS,i}$ berücksichtigt. Die Druckverluste in Rohr- und Schlauchleitungen, Volumenstrommesseneinheiten und Schnellkupplungen von Zu- und Rücklauf sowie über den Rücklauffilter sind als Strömungsverluste $\sum \bar{P}_{Str,Verl,LK,i}$ zusammengefasst. Vor dem Hintergrund der Volumenstromabhängigkeit von Strömungsverlusten ist deren Anteil bei den Einzellastzyklen mit hoher Wurfscheibendrehzahl (vgl. NS3, NS4, RS3, RS4, LL2) besonders groß. Unter $\sum \bar{P}_{Trak,Verl}$ wird die durch zwei Volumenstrommesseneinheiten bestimmte Differenz zwischen Ausgangsvolumenstrom der Verstellpumpe und den über die P-Leitung der Power Beyond-Schnittstelle an den Düngerstreuer geleiteten Volumenstrom dargestellt. Diese Differenz stammt zum einen aus druckabhängiger innerer Leckage im Hydrauliksystem des Traktors. Leckagen treten u. a. permanent an den Ventilschiebern der Steuerventile auf. Zum anderen wird der P-Leitung ein vergleichbar geringer, im Zuge dieser Arbeit nicht ermittelter, Volumenstrom für Steueraufgaben entnommen.

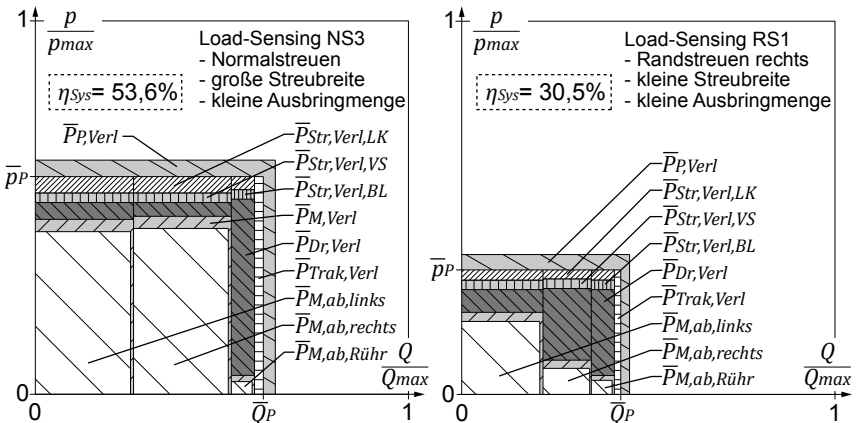


Bild 6.8: Nutz- und Verlustleistungen im p-Q-Diagramm

Für eine detaillierte Darstellung der Verlustanteile können zudem p-Q-Diagramme verwendet werden, **Bild 6.8**. Anhand der Flächenverhältnisse der p-Q-Diagramme ist ersichtlich, dass im Hydraulikpfad des Rührwerkantriebs trotz geringer erforderlicher Nutzleistung, Verlustleistungen in vergleichbarer Höhe der Verluste in den Hydraulikpfade der Wurfscheibenantriebe auftreten. Es wird deutlich, dass der niedrige Lastdruck des Rührwerkantriebs sich merklich zu Ungunsten der Energieeffizienz des Gesamtsystems auswirkt.

6.4 Schritt 4: Auswahl der zu modifizierenden Verbraucher

Die in **Schritt 1** identifizierten Verbraucher mit hohem Effizienzsteigerungspotential werden in einem zweistufigen Verfahren überprüft und bei geringer tatsächlicher Verlustleistung noch vor der Variantenrechnung ausgesondert.

Teilschritt 4a): Rankingverfahren

Die Verlustleistungen in den Verbraucherpfaden der Wurfscheibenantriebe und des Rührwerkantriebs werden für alle Einzellastzyklen in einer Tabelle zusammengefasst, **Tabelle 6.4**.

Bezeichnung	Zeitanteil	Wurfscheibe links			Wurfscheibe rechts			Rührwerk			
		$\frac{\dot{t}_{n,Betrieb}}{\dot{t}_{n,ges}}$	$\bar{P}_{Pfad,Verl}$	Rang	$\frac{\dot{t}_{n,Betrieb}}{\dot{t}_{n,ges}}$	$\bar{P}_{Pfad,Verl}$	Rang	$\frac{\dot{t}_{n,Betrieb}}{\dot{t}_{n,ges}}$	$\bar{P}_{Pfad,Verl}$	Rang	
Einzellastzyklen	NS	12%	100%	0,81 kW	1	100%	0,71 kW	2	100%	0,46 kW	3
	NS	8%	100%	0,91 kW	1	100%	0,77 kW	2	100%	0,72 kW	3
	NS	30%	100%	0,93 kW	1	100%	0,88 kW	2	100%	0,83 kW	3
	NS	10%	100%	1,08 kW	2	100%	0,99 kW	3	100%	1,34 kW	1
	RS	2%	100%	0,68 kW	2	100%	0,77 kW	1	100%	0,44 kW	3
	RS	1%	100%	0,75 kW	2	100%	1,03 kW	1	100%	0,68 kW	3
	RS	5%	100%	0,81 kW	2	100%	1,17 kW	1	100%	0,79 kW	3
	RS	2%	100%	0,93 kW	3	100%	1,61 kW	1	100%	1,30 kW	2
	GS	2%	100%	0,69 kW	1	100%	0,61 kW	2	100%	0,45 kW	3
	GS	1%	100%	0,77 kW	2	100%	0,90 kW	1	100%	0,70 kW	3
	GS	5%	100%	0,85 kW	2	100%	1,60 kW	1	100%	0,82 kW	3
	GS	2%	100%	0,97 kW	3	100%	2,11 kW	1	100%	1,29 kW	2
	LL	5%	100%	0,60 kW	1	100%	0,60 kW	2	0%	0	0
	LL	15%	100%	0,67 kW	2	100%	0,69 kW	1	0%	0	0
Gesamt	100%	100%	0,85 kW	2	100%	0,90 kW	1	80%	0,66 kW	3	

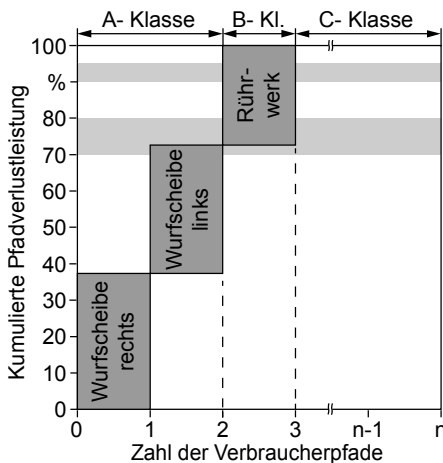
Tabelle 6.4: Rankingverfahren auf Basis der Pfadverlustleistung

Im Anschluss werden die drei Verbraucher individuell für jeden Einzellastzyklus nach dem Kriterium „größte Pfadverlustleistung“ mit

Rankingpositionen versehen. Die gemittelten Pfadverlustleistungen des Gesamtzyklus sowie die relative Betriebszeit aller Antriebe werden unter Berücksichtigung der zeitlichen Gewichtung bestimmt. Beim Betrieb des Rührwerkanktriebs treten trotz des geringen Leistungsbedarfs der Rührwerk-welle stets große Verlustleistungen im Hydraulikpfad des Konstantmotors auf. Beim Einzellastzyklus NS4 übersteigen diese sogar die Verlustleistungen in den Hydraulikpfaden der Wurfscheibenantriebe. Diese Verlustleistungen resultieren einerseits aus dem ungünstigen Betriebspunkt des mit 24 l/min sehr langsam laufenden Orbitalmotors. Zum anderen stammen diese aus der Drosselung des Systemdrucks am 2-Wege-Stromregelventil auf den geringen Lastdruck des Orbitalmotors. Insbesondere bei hohem Lastdruck an den Wurfscheibenantrieben ist dieser Verlustanteil besonders groß. Der Rührwerkanktrieb besitzt somit neben den Wurfscheibenantrieben ein hohes Optimierungspotential.

Teilschritt 4b): Ausschlussverfahren

Die Identifikation untergeordneter Verbraucher erfolgt mittels ABC-Analyse. Die Summenkurve zeigt, dass die beiden Wurfscheiben bei Verwendung gebräuchlicher Richtwerte den wichtigen A- Verbrauchern, der Rührwerkanktrieb den mittelwichtigen B- Verbrauchern zugeordnet werden können, **Bild 6.9**.



Richtwerte bei der ABC-Analyse:
(nach [VDI87], [Ehr09])

Klasse	Bedeutung	Bereich Wertgröße
A	wichtig	70..80 %
B	mittel-wichtig	15..20 %
C	unter-geordnet	5..10 %

Bild 6.9: Summenkurve und Richtwerte der ABC-Analyse

Vor dem Hintergrund, dass die Pfadverlustleistungen aller drei Antriebe in der gleichen Größenordnung liegen, existieren hier keine C- Verbraucher. Als C- Verbraucher können die bereits in **Schritt 1** ausgesonderten Antriebe angesehen werden.

6.5 Schritt 5: Variantenrechnung

Im Rahmen der Variantenrechnung werden durch systematische Modifikation der beiden Wurfscheibenantriebe und des Rührwerkantriebs alternative Lösungskonzepte erzeugt und im Anschluss modelliert.

Teilschritt 5a): Randbedingungen der Variantenerzeugung

Für die Betrachtung des Traktors mit Düngerstreuer werden die Randbedingungen bei der Variantenerzeugung vorab festgelegt, **Tabelle 6.5**.

Die Erzeugung alternativer Systemkonzepte findet unter der Voraussetzung statt, dass der Dieselmotor unverändert beibehalten wird. Die Veränderung des Übersetzungsverhältnisses im Pumpenverteilergetriebe und im Rührwerkgetriebe ist zulässig. Für den Betrieb sekundärgeregelter Verstellmotoren wird eine Versorgung mit eingepprägtem Druck vorausgesetzt.

Aspekt:	zulässige Ausführung(en):
Antriebsquelle	- unveränderte Beibehaltung des Dieselmotors
Schnittstellen	- Übersetzungsverhältnis von Getrieben wählbar
Speisung	- genau eine Verstellpumpe - Load-Sensing - eingepprägter Druck - eingepprägter Druck (druckvariabel)
Druckniveau	- Begrenzung des Druckniveaus ($p_{P,max} = 205 \text{ bar}$)
Verschaltung	- genau ein offener Hydraulikkreis
Energierückgew.	- keine

Tabelle 6.5: Randbedingungen bei der Variantenerzeugung

Innerhalb der Variantenrechnung sollen die energetischen Vorteile einer druckvariablen Speisung gegenüber einer Speisung mit konstantem Druck-

niveau sowie gegenüber alternativen LS-Konzepten untersucht werden. In Anlehnung an [DIN99] wird der Systemdruck auf 205 bar begrenzt. Wie bei der Ausgangsmaschine sollen sämtliche hydraulischen Antriebe von einer gemeinsamen Verstellpumpe im offenen Kreis versorgt werden. Die notwendige redundante Versorgung der Traktorlenkung, die hydraulische Anhängerbremse sowie der Kühlkreislauf bleiben hierbei unberücksichtigt. Vor dem Hintergrund des in **Schritt 1** identifizierten geringen Potentials wird der Aspekt der Energierückgewinnung nicht betrachtet.

Teilschritt 5b): Erzeugung von Varianten

Eingangs wird der Systemaufbau des LS-Ausgangssystems in die abstrakte Systemdarstellung des morphologischen Kastens überführt, **Bild 6.10**.

Hierbei werden nur die relevanten Verbraucher berücksichtigt. Das Load-Sensing-Ausgangssystem kann als „AAABCBCAA“- Pfad im morphologischen Kasten des Teilsystems „Speisung“ dargestellt werden, **Tabelle 4.2**.

Die abstrakte Darstellung der Wurfscheibenantriebe und des Rührwerktriebs ist in der Teilmatrix „Verbraucherpfad“ mit „aaabbaa“ identisch, **Tabelle 4.3**.

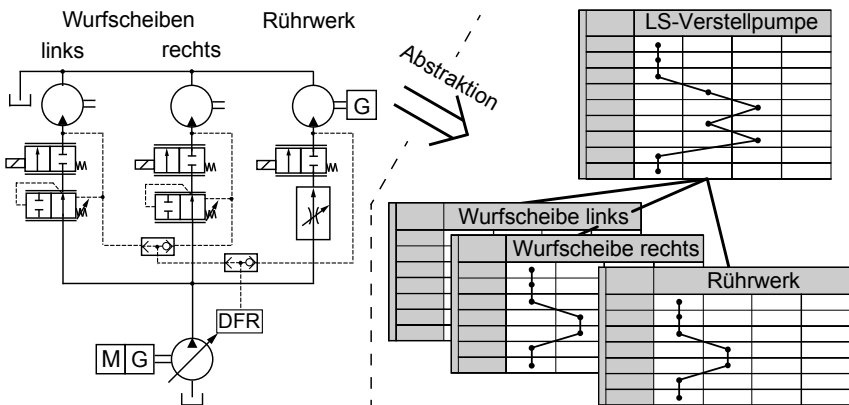


Bild 6.10: Abstraktion der relevanten Antriebe des Ausgangssystems

Im Anschluss wird durch Streichen von unzulässigen Ausprägungen der Lösungsraum begrenzt. Die Erzeugung alternativer Lösungspfade erfolgt durch Kombination der verbleibenden Ausprägungen, **Tabelle 6.6**.

Teilsystem Verbraucherpfad	Merkmale	Ausprägungen			
		a	b	c	d
Verbraucherbewegung	rotatorisch - stetig in einer Richtung	rotatorisch - stetig in zwei Richtungen	rotatorisch - absätzig in zwei Richtungen	translator. - absätzig in zwei Richtungen	
Betriebsart	motorisch	mot. und generat.			
Verdrängervolumen	konstant	verstellbar			
Regelgröße Verbraucher	keine	Drehzahl / Geschwindigkeit	Drehmoment / Kraft	Drehwinkel / Position	
Verbrauchersteuerung	Verdrängersteuerung	Ventilsteuerng			
Energiewandlung (hydr.→mech.→hydr.)	keine	Transformation - stetig	Übersetzung - absätzig		
Energiespeicherung	nein	ja			

Tabelle 6.6: Alternative Lösungen für das Teilsystem Verbraucherpfad

In **Tabelle 6.6** ist ersichtlich, dass im Teilsystem Verbraucherpfad der beiden Wurfscheibenantriebe und des Rührwerkkantriebs mit „aaabaa“, „aabbba“, „aabbbaa“ und „aabbbaa“ prinzipiell vier Lösungspfade existieren.

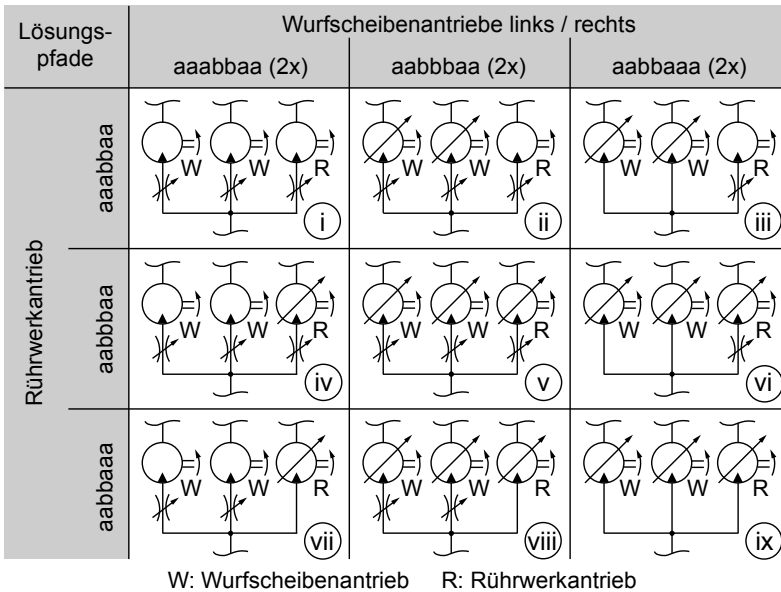


Tabelle 6.7: Gruppierung der zulässigen Lösungspfade in Hydraulikkreise

Der Lösungspfad „aaabaaa“ entspricht dabei einem verdrängergesteuerten Konstantmotor. Bei diesem Schaltungskonzept ist ein unabhängiger Betrieb mehrerer paralleler Verbraucher an einer gemeinsamen Verstellpumpe aus technischer Sicht nicht möglich. Vor dem Hintergrund, dass „aaabaaa“ eine Randbedingung verletzt, sind nur drei der vier Lösungspfade zulässig.

Bei identischer Ausführung von linkem und rechtem Wurfscheibenantrieb ergeben sich schließlich neun Kombinationsmöglichkeiten, **Tabelle 6.7**.

Für die Einschränkung der Variantenvielfalt wird hier als Werkzeug eine Auswahlliste mit vordefinierten Kriterien eingesetzt, **Tabelle 6.8**.

Kriterien	Gruppierungen der Verbraucherpfade								
	i	ii	iii	iv	v	vi	vii	viii	ix
A Randbedingungen erfüllt?		+	+	+	+	+	+	+	+
B Realisierbarkeit gegeben?		+	+	+	+	+	+	+	+
C Aufwand zulässig?		-	?	-	-	-	?	-	?
D Know-how vorhanden?		+	+	+	+	+	+	+	+
E Verlustmechanismen?		?	?	?	?	?	?	?	?
Entscheidung	-	-	+	-	-	-	+	-	+

Tabelle 6.8: Einschränkung der Variantenvielfalt

Vor dem Hintergrund, dass die Gruppierung i das Ausgangssystem abbildet, wird diese Variante nicht weiterverfolgt. Beim direkten Vergleich mit den übrigen Gruppierungen stellen die bei ii, iv, v, vi und viii auftretenden Kombinationen von Verstellmotor und vorgeschaltetem Drosselventil einen unzulässig hohen Aufwand dar. Somit kann die Menge der Verbrauchergruppierungen auf die Varianten iii, vii und ix reduziert werden.

Im Anschluss werden die Randbedingungen der Variantenrechnung sowie die spezifischen Anforderungen der drei verbleibenden Verbrauchergruppierungen im morphologischen Kasten des Teilsystems „Speisung“ abgebildet, indem unzulässige Ausprägungen gestrichen werden, **Tabelle 6.9**.

Die Erzeugung alternativer Lösungspfade für das Teilsystem „Speisung“ erfolgt durch Kombination der verbleibenden Ausprägungen.

Unter der Annahme, dass der Leistungsbedarf der „Signalverarbeitung“ vernachlässigt werden kann, ist es für die Modellierung der Systemkonzepte nicht erforderlich, die Ausprägung dieses Merkmals vorab festzulegen.

Merkmale	Ausprägungen			
	A	B	C	D
Verschaltung	offener Kreis	geschlossener Kreis		
Betriebsart	generatorisch	generatorisch	mot. und generat.	
Verdrängereinheit	eine Förderrichtung	zwei Förderricht.	zwei Förderricht.	
Verdrängerdrehzahl	konstant	verstellbar		
Verdrängervolumen	konstant	verstellbar		
Regelgröße	keine	Druck	Volumenstrom	
Versteleinheit				
Systemdruckniveau	stellt sich verbraucherabhängig ein	variabel-gesteuert/ geregelt	konstant	
Signalverarbeitung	keine	mechanisch	hydraulisch	elektronisch/digital
Energiespeicherung	nein	ja		
Energierückgewinnung	keine	Regeneration	Rekuperation	

Tabelle 6.9: Alternative Lösungspfade für das Teilsystem Speisung

Diese Annahme ermöglicht eine Reduzierung des Lösungsraums für die Speisung auf die Lösungspfade „AAABBB_AA“ und „AAABBC_AA“.

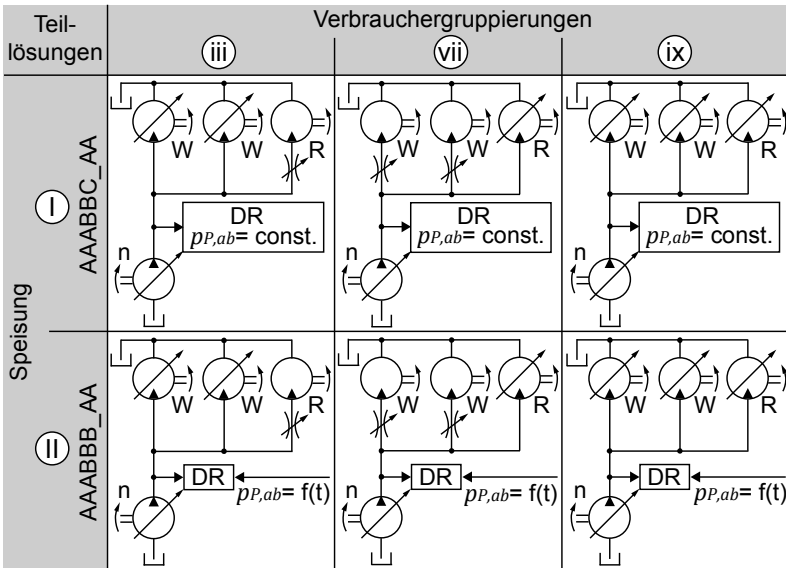


Tabelle 6.10: Visualisierung der Lösungskonzepte

Die Kombination der drei Verbrauchergruppierungen mit den zwei Lösungen für das Teilsystem Speisung führt zu sechs Lösungskonzepten, **Tabelle 6.10**.

Teilschritt 5c) Leistungsflussmodellierung

Die im vorherigen Teilschritt ermittelten sechs Lösungskonzepte werden als Leistungsflussmodelle in MATLAB/Simulink abgebildet, **Bild 6.11**.

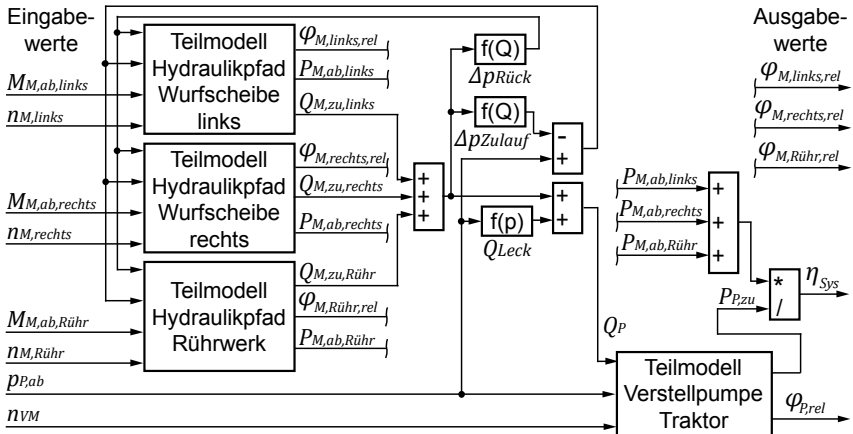


Bild 6.11: Modellierung der Lösungskonzepte

Hierzu werden in dem in Schritt 3 entwickelten Modell des Ausgangssystems die Teilmodelle der Verbraucherpfade von Wurfscheiben und Rührwerk angepasst. Die Außenzahnradmotoren der Wurfscheibenantriebe und der Orbitalmotor des Rührwerktriebes werden konzeptspezifisch durch Verstellmotoren substituiert. Die Übersetzung des Rührwerktriebes wird angepasst. Bei der Modellierung der Verstellmotoren wird das Wirkungsgradverhalten berücksichtigt, **Anhang A.1**. Das Teilmodell der Verstellpumpe, die Teilmodelle zur Abbildung der Druckverluste in Zu- und Rücklaufleitungen sowie der Leckage werden unverändert übernommen. Die Systemeffizienz wird aus der kumulierten Nutzleistung der drei Motoren und der Leistungsaufnahme der Verstellpumpe berechnet. In Unterscheidung zum LS-System wird das Systemdruckniveau mit der Drehzahl des Dieselmotors und den Belastungen als Eingangswert an das Modell übergeben. Für die Modellierung des Systems mit konstantem Versorgungsdruck (Teillösung „AAABBC_AA“) wird hier der

konstante Systemdruck zu 205 bar vorgegeben. Das Systemdruckniveau der Lösungskonzepte mit druckvariabler Speisung (Teillösung „AAABBB_AA“) wird hinsichtlich der Systemeffizienz iterativ bestimmt. Der angewendete Algorithmus ist in **Bild 6.12** dargestellt. Das jeweilige Leistungsflussmodell wird mittels einer Schleife aus MATLAB wiederholt aufgerufen. Bei jedem Durchlauf wird das Systemdruckniveau schrittweise um 1 bar reduziert bis mindestens ein Abbruchkriterium erfüllt ist. Als Abbruchkriterien werden die Überschreitung des maximalen Fördervolumens der Verstellpumpe (Kriterium: $\varphi_{P,rel} < 1$) und das Überschreiten eines vorgegebenen Grenzwinkelwinkels an den Verstellmotoren (Kriterium: $\varphi_{M,i,rel} < \varphi_{M,Grenz,rel}$) verwendet. Eine Schwenkwinkelreserve ist Voraussetzung dafür, dass die Verstellmotoren bei Abweichungen von der Soll Drehzahl über die Veränderung des Verdrängervolumens geregelt werden können.

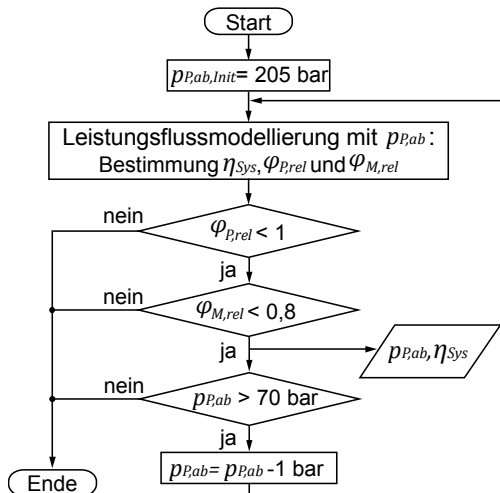


Bild 6.12: Algorithmus zur Optimierung der Energieeffizienz

In Anlehnung an [Kög95] wird hier $\varphi_{M,Grenz,rel} = 0,8$ verwendet. Vor dem Hintergrund, dass Stelleinrichtungen zumeist über eine hydraulische Vorsteuerung mit Steueröl aus dem Hochdruck verfügen, ist die Verstelldynamik der Verstellmotoren vom Systemdruckniveau abhängig. Im Zuge der Anpassung des Systemdruckniveaus zur Optimierung der Systemeffizienz wird hier eine Absenkung bis $p_{P,ab} = 70$ bar zugelassen.

6.6 Schritt 6: Chancen und Risiken

Im finalen Schritt der Methodik werden die Chancen und Risiken bei einer Realisierung der erarbeiteten sechs Lösungskonzepte betrachtet. Neben der Quantifizierung der Energieeffizienz und der darauf basierenden Wirtschaftlichkeit werden die Lösungskonzepte hinsichtlich potentieller Sicherheitsrisiken sowie technischer Einsatzgrenzen untersucht.

Energieeffizienz der Lösungskonzepte

Anhand einer Gegenüberstellung der Systemeffizienz bei den Einzellastzyklen und beim Gesamtzyklus wird verdeutlicht, welche Lösungskonzepte zu einer Steigerung der Energieeffizienz gegenüber dem Ausgangszustand führen.

In **Bild 6.13** ist die Systemeffizienz der Lösungskonzepte I/iii, I/vii und I/ix d. h. bei Speisung mit Systemdruck 205 bar, dargestellt.

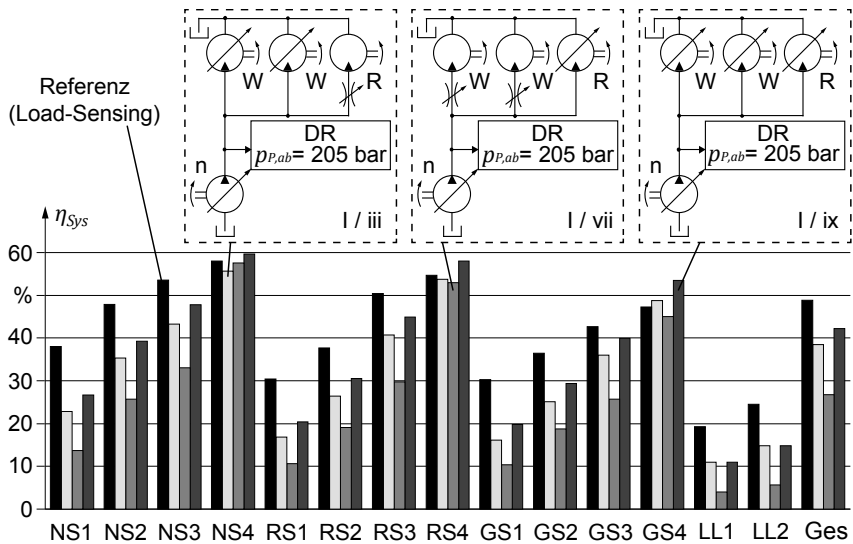


Bild 6.13: Systemeffizienz der Lösungskonzepte I/iii, I/vii und I/ix

Bei Betrachtung des Gesamtzyklus Ges ist ersichtlich, dass das Ausgangssystem mit einer Systemeffizienz von 48,8 % den Konstantdruck-Konzepten überlegen ist. Das System mit drei Verstellmotoren (I/ix) erreicht hier mit 42,2 % zwar eine etwas geringere Systemeffizienz, ist aber bei den Einzellast-

zyklen mit höherem Leistungsbedarf (NS4, RS4 und GS4) besser als das Ausgangssystem. Bei geringerem Leistungsbedarf wirken sich die im Teillastbereich ungünstigen Wirkungsgrade der Verstellmotoren spürbar auf die Systemeffizienz aus.

Durch Anpassung des Systemdrucks wird eine Steigerung der Energieeffizienz aller Lösungskonzepte im Vergleich zur Versorgung mit konstantem Druck erreicht, **Bild 6.14**. Beim Gesamtzyklus wird die größte Systemeffizienz von 55,4 % beim Konzept II/ix prognostiziert. Dieses Konzept verspricht bei allen 14 Einzellastzyklen eine deutliche Steigerung der Energieeffizienz gegenüber dem LS-Referenzsystem. Die Konzepte II/iii und II/vii weisen mit 51,4% bzw. 49,8% für den Gesamtzyklus ein geringeres Verbesserungspotential auf.

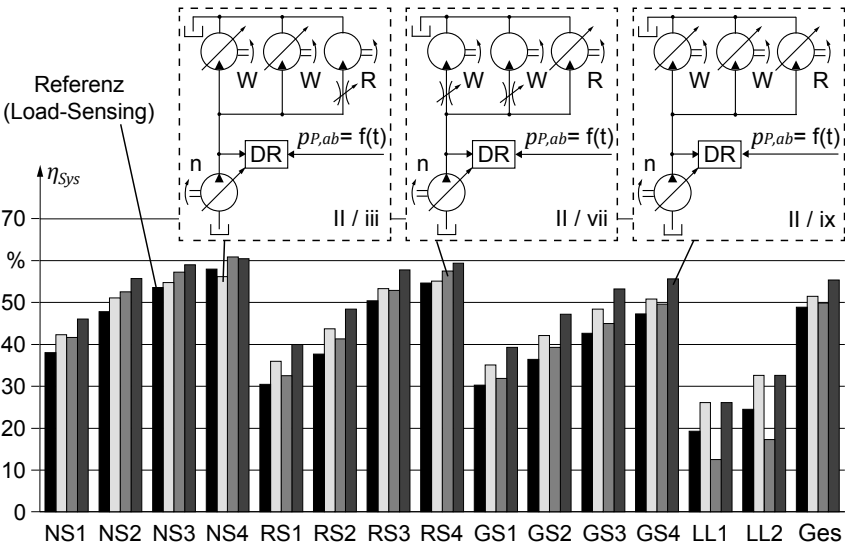


Bild 6.14: Systemeffizienz der Lösungskonzepte II/iii, II/vii und II/ix

Wirtschaftlichkeit der Lösungskonzepte

Wie zuvor aufgezeigt, verfügen einige der betrachteten Lösungskonzepte über das Potential, die Energieeffizienz zu steigern. Dies kann letztlich zu einem geringeren Kraftstoffverbrauch und zur Reduzierung der Betriebskosten führen. Im Gegenzug dazu tritt bei den alternativen Lösungskonzepten zumeist

ein Mehraufwand bei der Herstellung auf. Dieser muss vom Hersteller i.d.R. in Form eines höheren Verkaufspreises an den Nutzer weitergegeben werden.

Für die Bewertung der Wirtschaftlichkeit werden hier auf Basis der reduzierten Verbrauchskosten die relativ zulässigen Systemzusatzkosten (RZS) ermittelt. Zu diesem Zweck wird im ersten Schritt die potentielle Kraftstoffeinsparung quantifiziert. Die Berechnung des einsatzspezifischen Kraftstoffverbrauchs erfolgt in MATLAB/Simulink unter Berücksichtigung der Ergebnisse der Leistungsflussmodellierung und eines Verbrauchskennfeldes.

Das im Modell hinterlegte Verbrauchskennfeld wurde durch lineare Extrapolation der in [Neu08] veröffentlichten Werte eines Fendt 415 Vario mit baugleichem Dieselmotor generiert, **Bild 6.15**.

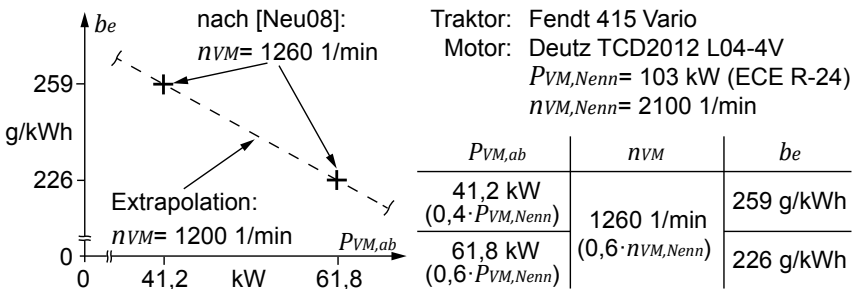


Bild 6.15: Verbrauchskennfeld des Dieselmotors, Werte nach [Neu08]

Der Traktordieselmotor stellt die von Fahrtrieb, Hydraulikpumpe und sonstigen Nebenverbrauchern benötigte Leistung bereit:

$$P_{VM,ab} = P_{FA,zu} + P_{P,zu} + P_{NV,zu} \quad (6.5)$$

Die Messungen mit der Ausgangsmaschine, vgl. **Unterkapitel 5.4**, wurden bei stehendem Traktor mit konstanter Motordrehzahl 1200 1/min durchgeführt. Für die Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs wird die Annahme getroffen, dass sich der Traktor mit 9 km/h über das Feld bewegt. Die kumulierte Leistungsaufnahme von Fahrtrieb und Nebenverbrauchern (ohne Hydraulikpumpe) wird mit 25 kW als konstant angenommen:

$$P_{VM,ab} = 25 \text{ kW} + P_{P,zu} \quad (6.6)$$

Die Leistungsaufnahme der Hydraulikpumpe wird anhand der Leistungsflussmodelle der Lösungskonzepte bestimmt. Der Kraftstoffverbrauch wird aus der Leistungsabgabe des Verbrennungsmotors, dem spezifischen Kraftstoffverbrauch und der Kraftstoffdichte berechnet:

$$q_{VM} = \frac{P_{VM,ab} \cdot b_e}{\rho_{Diesel}} \tag{6.7}$$

Der Kraftstoffverbrauch der Lösungskonzepte I/ix und II/ix wird in **Bild 6.16** dem LS-Referenzsystem gegenübergestellt. Bei Speisung mit einem konstanten Systemdruck von 205 bar entsprechend Lösungskonzept I/ix wird für den Gesamtzyklus ein Anstieg des Kraftstoffverbrauchs um 0,22 l/Betr.-h aufgezeigt. Bei Anpassung des Systemdrucks entsprechend Konzept II/ix kann der Kraftstoffverbrauch um 0,32 l/Betr.-h. verringert werden.

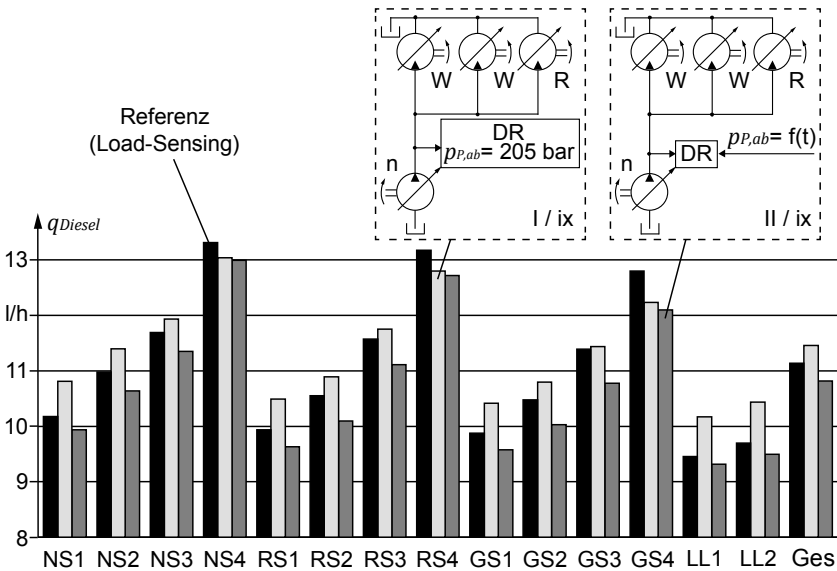


Bild 6.16: Kraftstoffverbrauch der Lösungskonzepte I/ix und II/ix

Die Berechnung der relativ zulässigen Systemzusatzkosten RZS erfolgt anhand der zulässigen Amortisationszeit AZ , der spezifischen Kosteneinsparung KEh , der durchschnittlichen jährlichen Einsatzzeit EZa und der Kosten des Aus-

gangssystems ASK . Abschreibungen, Betriebskosten und schwankende Kraftstoffkosten werden innerhalb dieses Ansatzes nicht berücksichtigt.

$$RZS = \frac{AZ \cdot KEh \cdot EZa}{ASK} \quad (6.8)$$

Die spezifische Kosteneinsparung KEh wird bestimmt als Produkt von Kraftstoffersparnis Δq_{VM} und Kraftstoffkosten K_{Diesel} :

$$KEh = -K_{Diesel} \cdot \Delta q_{VM} \quad (6.9)$$

Die relativ zulässigen Systemzusatzkosten RZS für die Lösungskonzepte I/ix und II/ix sind in **Bild 6.17** gegenübergestellt. Als Wert für die Ausgangssystemkosten ASK wird hier der Listenpreis der Basismaschine angesetzt.

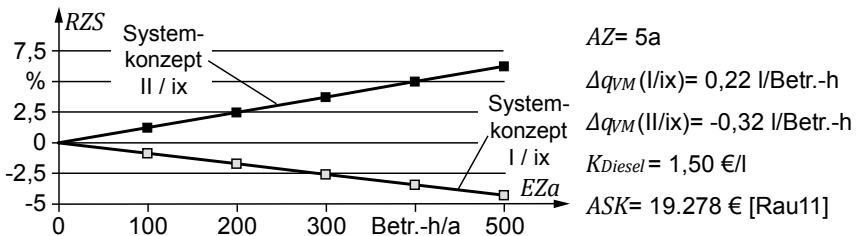


Bild 6.17: Relativ zulässige Systemzusatzkosten

Bei einer durchschnittlichen jährlichen Einsatzzeit von 400 Betr.-h und der Forderung nach Amortisation innerhalb von fünf Jahren sind Systemzusatzkosten für das Lösungskonzept II/ix von ca. 5 % zulässig.

Sicherheitsbetrachtung für die Lösungskonzepte

Im Rahmen der Sicherheitsbetrachtung werden potentielle Sicherheitsrisiken der erarbeiteten Lösungskonzepte identifiziert. Vor dem Hintergrund, dass die sechs Lösungskonzepte aus technischer Sicht sehr ähnlich sind, wird die in [DIN11b] vorgeschlagene Risikobeurteilung hier nur einmal durchgeführt.

Diese besteht aus den nachfolgenden vier Schritten:

1. Festlegung der Grenzen der Maschine, einschließlich deren bestimmungsgemäßer Verwendung und vernünftigerweise vorgesehener Fehlanwendung.

2. Identifizieren von Gefährdungen und zugehörigen Gefährdungssituationen.
3. Einschätzen des Risikos für jede identifizierte Gefährdung und Gefährdungssituation.
4. Bewertung des Risikos und Treffen von Entscheidungen über die Notwendigkeit der Risikominimierung.

Bei der betrachteten Maschine handelt es sich um einen modifizierten Zweischeiben-Düngerstreuer Typ Rauch AXERA H EMC. Die Funktionen und Betriebsarten stimmen, soweit hier nicht explizit angegeben, mit der Serienmaschine überein und sind in [Rau09] beschrieben. Abweichend zur Serienmaschine sind die rotatorischen Antriebe der beiden Wurfscheiben und/oder des Rührwerks als sekundärgeregelte Verstellmotoren mit Konstantdruckversorgung ausgeführt. Der Düngerstreuer wird in der Regel am Dreipunktkraftheber im Heckanbaubereich eines Traktors angebaut und über dessen PowerBeyond-Schnittstelle [ISO05] mit hydraulischer Energie versorgt. Unter Berücksichtigung der Vorgaben von [DIN99] beträgt der maximale Systemdruck 205 bar. Zweischeiben-Düngerstreuer stellen bauartbedingt keine inhärent sichere Konstruktion dar. Das fortgeschleuderte Streumittel führt unvermeidlich zu einer Gefährdung der in der Wurfzone befindlichen Personen. Entsprechend der Bedienungsanleitung des Herstellers [Rau09] muss der Benutzer beim Einschalten und Betrieb sicherstellen, dass sich keine Personen im Gefahrenbereich befinden.

Unter Berücksichtigung der Vorgaben in [DIN11b] werden Gefährdungen (**Anhang A.11**) und Gefährdungssituationen (**Anhang A.12**) ermittelt.

Im Vergleich zur Serienmaschine führen insbesondere

- das dauerhaft hohe Druckniveau
- der Einsatz drehzahl geregelter Verstellmotoren
- der Einsatz von Druckspeichern (optional)

zu zusätzlichen Gefährdungen und Gefährdungssituationen.

Im nächsten Schritt wird eine Risikoeinschätzung für die entsprechenden Gefährdungsereignisse durchgeführt, **Tabelle 6.11**. Das Risiko setzt sich zusammen aus dem Schadensausmaß und der Eintrittswahrscheinlichkeit des Schadens, [DIN11b].

Modifikation gegenüber der Serienmaschine	Gefährdungsereignis	Schadensausmaß	Eintrittswahrsch.-lichkeit
dauerhaft hohes Druckniveau	äußere Leckage bei vorzeitigem Komponentenversagen durch Dauerbeanspruchung	hoch	niedrig
drehzahl-geregelte Verstellmotoren	Zerstörung eines Verstellmotors und dessen Anbauteile durch Überdrehzahl bei - schlagartigem Lasteinbruch - Fehler im Drehzahlregelkreis	hoch hoch	mittel mittel
	unkontrollierte Bewegungen der Verstellmotoren bei - Fehler im Drehzahlregelkreis - Kabelbruch/ Kurzschluss - Unterbrechung der Spannungsversorgung	hoch hoch hoch	mittel mittel mittel
Druckspeicher	Bei ausgeschaltetem Dieselmotor: - unerwartete Bewegung von hydraulischen Antrieben	hoch	mittel
	- Austritt von Medium unter Druck, z. B. beim Öffnen von Leitungsverschraubungen	hoch	mittel

Tabelle 6.11: Risikoeinschätzung für den modifizierten Düngerstreuer

Im Zuge der Sicherheitsbetrachtung werden

- die Zerstörung der Verstellmotoren bei Überdrehzahl,
- das Vorhandensein gespeicherter hydraulischer Energie bei ausgeschaltetem Dieselmotor,
- das unerwartete Anlaufen bzw. Wiederanlaufen von Antrieben

als zusätzliche Gefährdungsereignisse identifiziert.

Vor dem Hintergrund, dass diese zusätzlichen Gefährdungsereignisse bei Bedienern und weiteren Personen zu schweren physischen Verletzungen führen können, muss der Hersteller im Zuge der Serienentwicklung geeignete Schutzeinrichtungen und Maßnahmen zur Risikominimierung festlegen.

Zwei Varianten zur hydromechanischen Volumenstrombegrenzung im Zulauf sekundärgeregelter Verstelleinheiten werden in [Bie05] zur Vermeidung von Überdrehzahlen diskutiert. Beim Einsatz einer blendenförmigen Drossel nach [Gee03] tritt im Nutzbetrieb ein vergleichsweise hoher Druckverlust auf. Des Weiteren kann ein Stromregelventil mit einem scharfen Ansprechverhalten bei Erreichen eines eingestellten Volumenstroms eingesetzt werden. Nach [Bie05] ist diese zweite Variante hinsichtlich des auftretenden Druckverlustes im Nutzbetrieb günstiger.

Ein weiteres Sicherheitskonzept wird in [Haa89] vorgestellt. Zur Trennung einer drehzahlgeregelten Verstelleinheit von der Druckversorgung wird ein Steuerungs- und Sicherheitsblock eingesetzt und die Drehzahl überwacht. Bei Detektierung einer unzulässigen Drehzahl, bei Ausfall der Spannungsversorgung oder Ausfall der Regelung unterbricht das Sitzventil die hydraulische Energieversorgung. Zur Verhinderung von Kavitation im Störfall ermöglicht ein Rückschlagventil das Nachsaugen von Öl aus der Tankleitung.

Technische Einsatzgrenzen der Lösungskonzepte

Zur Überprüfung der technischen Realisierbarkeit werden die Lösungskonzepte hinsichtlich der Komponentenverfügbarkeit, des erforderlichen Know-hows und der Bauraum bzw. Gewichtsrestriktionen diskutiert.

Zur Darstellung sekundärgeregelter Antriebe sind Verstelleinheiten mit stetig verstellbarem Hubvolumen erforderlich. Hierbei haben sich Axialkolbeneinheiten in Schrägscheibenbauweise bewährt. Diese sind aufgrund der im Vergleich zur Schrägachsenbauart geringeren zu verstellenden Masse hinsichtlich der Verstellodynamik vorteilhaft. [Kög95], [Kor96], [Bie05]

Hersteller bieten heute Axialkolbeneinheiten in Schrägscheibenbauweise für den 4-Quadrantenbetrieb mit Hubvolumina ab 40 cm³ an (z. B. Bosch Rexroth Baureihe A4VSO [Bos12b]). Werden Einheiten mit kleinerem Verdrängervolumen benötigt, muss derzeit auf Sonderlösungen zurückgegriffen werden.

Im Zuge des in **Kapitel 3** durchgeführten systematischen Vergleichs von LS-System und Konstantdrucksystem mit sekundärgeregelten Verstellantrieben wurde für die Modellierung der betriebspunktabhängigen Wirkungsgrade der sekundärgeregelten Verstellmotoren auf gemessene Kennfelder eines serienmäßigen Axialkolbenmotors in Schrägscheibenbauweise der Baureihe A10VM [Bos10] mit Baugröße 28 cm³ zurückgegriffen. Diese Maßnahme erfolgte unter der Annahme, dass das Wirkungsgradverhalten des für den Betrieb im ersten Quadranten konzipierten Triebwerks mit dem Verhalten einer rein motorisch betriebenen 4-Quadranteneinheit übereinstimmt.

Für die Darstellung der Drehzahlregelung der Wurfscheiben- und des Rührwerkantriebs mit Verstellmotoren ist ein robustes Regelungskonzept erforderlich. Beginnend mit [Mur83] werden in zahlreichen Arbeiten elektrische bzw. elektronische Drehzahlregelungen für Verstelleinheiten untersucht. In [Bie05] wird ein Überblick über diese Arbeiten in den Bereichen der Industriehydraulik und der Luftfahrttechnik gegeben.

Des Weiteren werden in [Zäh93] und [Kög95] Regelungskonzepte zur Steigerung der Effizienz von Konstantdrucksystemen mit sekundärgeregelten Antrieben durch Anpassung des Systemdrucks vorgestellt.

Der erfolgreiche Einsatz in der Industriehydraulik, hinzu kommt die vereinzelte Verwendung in der Mobilhydraulik (vgl. [Kor96], [Bos11b]) und nicht zuletzt im Airbus A380, [Hau06], lässt den Schluss zu, dass die Drehzahlregelung von Verstellmotoren beherrscht und die erforderliche Steuerungshardware in ausreichender Leistungsfähigkeit verfügbar ist.

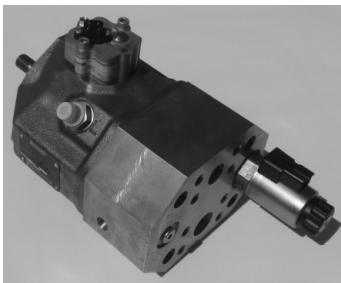
Die Integration von Verstellmotoren sowie von zusätzlichen Komponenten, z. B. Sicherheitsventile oder Druckspeicher, wird für die Anwendung Düngerstreuer sowohl unter Bauraum- als auch Gewichtsgesichtspunkten als unkritisch bewertet.

7 Realisierung und Erprobung eines Demonstrators

In diesem Kapitel werden die Realisierung und Erprobung des anhand der Methodik erarbeiteten Lösungskonzeptes I/ix am Beispiel des Fendt 412 Vario und Rauch AXERA H EMC vorgestellt. Hierzu werden zunächst die Wirkungsgrade der für diesen Zweck entwickelten Verstellmotoren auf einem Motorenprüfstand gemessen und eine Drehzahlregelung entworfen. Das hier vorgestellte Sicherheitskonzept berücksichtigt die Erkenntnisse der im Zuge der Methodik durchgeführten, in **Unterkapitel 6.6** vorgestellten, Sicherheitsbetrachtung. Des Weiteren werden der hydraulische Aufbau und das Steuerungskonzept erläutert sowie die Integration der Komponenten in den Düngerstreuer aufgezeigt. Abschließend werden die Ergebnisse der Erprobung des Demonstrators im Streueinsatz vorgestellt und diskutiert.

7.1 Darstellung der Antriebe

Die Verstellmotoren für die Realisierung der Wurfscheibenantriebe und des Rührwerkdrives basieren auf Gehäuse und Triebwerk einer Bosch Rexroth-Verstellpumpe der Baureihe A10, **Bild 7.1**. Die Anschlussplatten mit integriertem elektroproportionalem Stellaktor für die Schwenkwinkelverstellung wurden vom Hersteller konstruiert und in der Institutswerkstatt gefertigt.



Hersteller:	Bosch Rexroth / Institut
Bezeichnung:	A10VM-14EP1 DS/31R (2x) A10VM-14EP1 DS/31L (1x)
Hubvolumen:	18 cm ³ (begrenzt auf 14 cm ³)
zul. Drehzahl:	4200 1/min
Stellbereich:	ca. -1° bis ca. 13,8°
Stellaktor:	Stellpatrone Typ EP [Bos08]
Sensorik:	VT-SWA-1 [Bos05]

Bild 7.1: Technische Daten der Verstellmotoren

Für die Stillstandsregelung bei anstehendem Systemdruck kann die Schwenkweite geringfügig über Null in den zweiten Quadranten geschwenkt werden. Die Verstellung der Schwenkweite ist mechanisch begrenzt auf den Bereich

von ca. -1° bis ca. $13,8^\circ$. Die Verstellereinheiten weisen bei einem maximalen Verdrängervolumen von 14 cm^3 somit die Wirkungsgradcharakteristik von 18 cm^3 -Einheiten auf. Die Ist-Position der Schwenkwiege wird berührungslos über einen am Gehäuse angebrachten Drehwinkelsensor [Bos05] erfasst.

Insgesamt wurden drei Verstellmotoren (zwei Rechtsläufer und ein Linksläufer) hergestellt und deren Wirkungsgrade individuell auf einem Motorenprüfstand [Fie12] bestimmt. Bei den Messungen wurde festgestellt, dass insbesondere der volumetrische Wirkungsgrad deutlich unterhalb der in Serienantrieben üblichen Werte liegt. Als Ursache für die erhöhten inneren Leckagen wurde eine unzureichende Ebenheit von Steuerflächen der in Eigenfertigung hergestellten Anschlussplatten identifiziert.

7.2 Regelungs- und Sicherheitskonzept

Für den drehzahleregelten Betrieb der Verstellmotoren mit Konstantdruckversorgung wird ein einschleifiger Regelkreis verwendet, **Bild 7.2**.

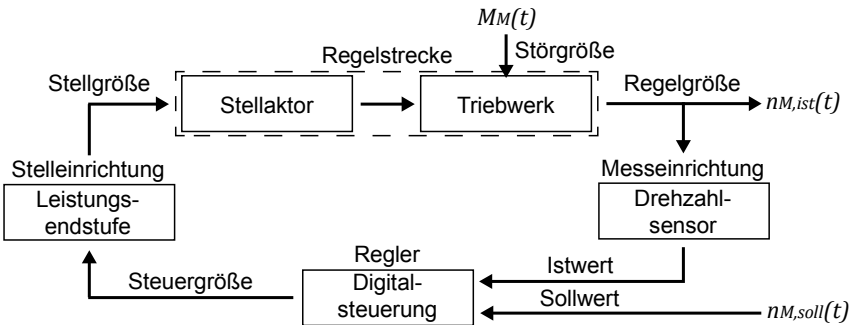


Bild 7.2: Einschleifiger Drehzahlregelkreis, nach [Hof12]

Der Regelkreis wird mit einem PI-Regler geschlossen. Dieser wird auf einer dSPACE AutoBox abgebildet. Die Ermittlung der Regelparameter erfolgt durch das experimentelle Verfahren von Ziegler-Nichols [Lun10] auf einem Motorenprüfstand, **Anhang A.2**.

In Anlehnung an den in [Haa89] vorgestellten Steuerungs- und Sicherheitsblock wird jedem Verstellmotor zur Unterbrechung der hydraulischen Energieversorgung ein im stromlosen Zustand geschlossenes Sitzventil vorgeschaltet. Die Ventilmagnete dieser Sitzventile werden über die Leistungsstufe

bestromt, solange der betreffende Verstellmotor in Betrieb ist. Die Anschlussleitungen der Ventilmagnete werden über die Relaiskontakte von Drehzahlwächtern geführt. Diese Relaiskontakte sind geschlossen, solange die gemessenen Motordrehzahlen geringer sind als die jeweils vorgegebene Grenzdrehzahl. Bei Detektierung einer Überdrehzahl an einem Verstellmotor wird das entsprechende Relais geöffnet. Dieses kann erst nach manuellem Rücksetzen des Drehzahlwächters wieder betätigt werden.

Die Spannungsversorgung des Demonstrators erfolgt über die 12V-Fahrzeuggatterie des Traktors. Der Strompfad zu den Leistungsendstufen ist mit einer Selbsthalteschaltung mit Not-Aus-Funktionalität ausgestattet. Bei Betätigung des Not-Aus-Tasters werden die Leistungsendstufen und alle angeschlossenen Ventilmagnete von der Spannungsversorgung getrennt. Beim Schließen der federrückgestellten Sitzventile wird die hydraulische Versorgung der Verstellmotoren unterbrochen. Durch die Selbsthalteschaltung wird ein ungewolltes Wiedereinschalten der Spannungsversorgung zuverlässig verhindert.

Zur Entlastung des durch den Druckspeicher vorgespannten Systems, z. B. zum Abkuppeln des Düngerstreuers, wird ein handbetätigtes Ventil zwischen Hochdruck und Rücklaufseite verwendet.

Die realisierten Maßnahmen werden für den sicheren Betrieb des Demonstrators durch eingewiesene Personen als ausreichend angesehen. Als zusätzliche Schutzmaßnahme muss der Bediener in Analogie zum Einsatz der Serienmaschine sicherstellen, dass sich keine Personen im Gefahrenbereich aufhalten.

Vor dem Hintergrund, dass an den drei Verstellmotoren sowohl die Ist-Schwenkwinkelposition als auch der tatsächliche Druckabfall am Triebwerk erfasst werden, kann unter Einbezug eines Wirkungsgradkennfeldes das tatsächliche Drehmoment dieser Antriebe berechnet werden. Diese Messwerte können zum einen in Kombination mit der ebenfalls gemessenen Drehzahl $n_{M,i}$ für die Bestimmung der mechanischen Leistungsabgabe herangezogen werden. Zum anderen sind an den Wurfscheibenantrieben die sensorischen Voraussetzungen für die Bestimmung des Dünger-Massenstroms vorhanden (vgl. [Keu00]). Die elektronische Durchflussregelung für die Düngermenge beim Einsatz von Verstellmotoren in Analogie zum EMC-System (vgl. **Unterkapitel 5.1**) wird im Zuge dieser Arbeit nicht angewendet.

7.3 Aufbau des Demonstrators

Als Voraussetzung für die Vergleichbarkeit der Energieeffizienz verfügt der modifizierte Düngestreuer über die Leistungsfähigkeit der Referenzmaschine. Der Hydraulikschaltplan des Demonstrators ist in **Bild 7.3** dargestellt. Der modifizierte Düngestreuer wird weiterhin über das Hydrauliksystem des Traktors gespeist. Bei betätigtem Ventil MVL stellt die Verstellpumpe (1) an der PowerBeyond-Schnittstelle Hydrauliköl mit konstantem Druck bereit. Eine am Hecksteuerblock des Traktors angeschlossene Verstelldrossel (2) kann zur Temperierung des Hydrauliköls optional zugeschaltet werden.

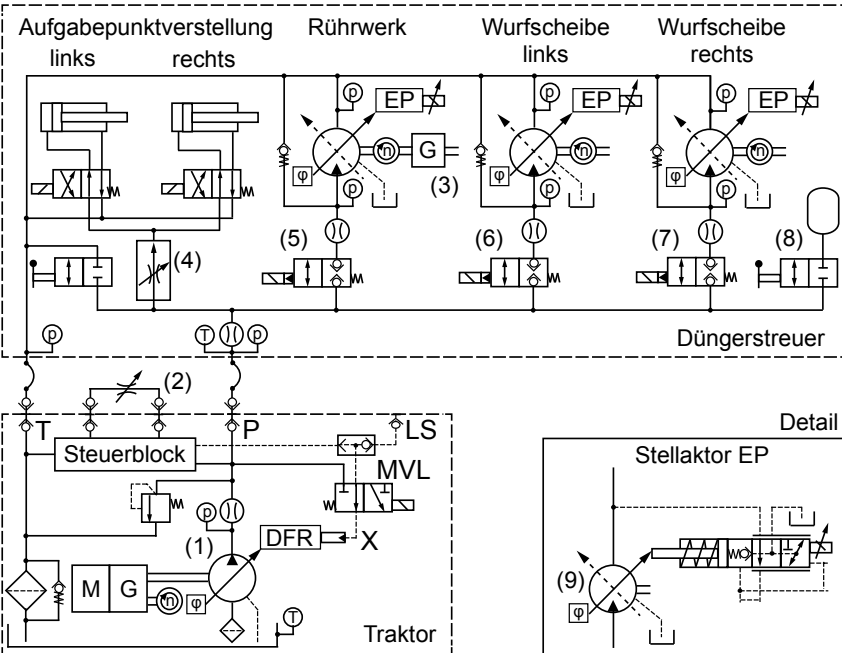


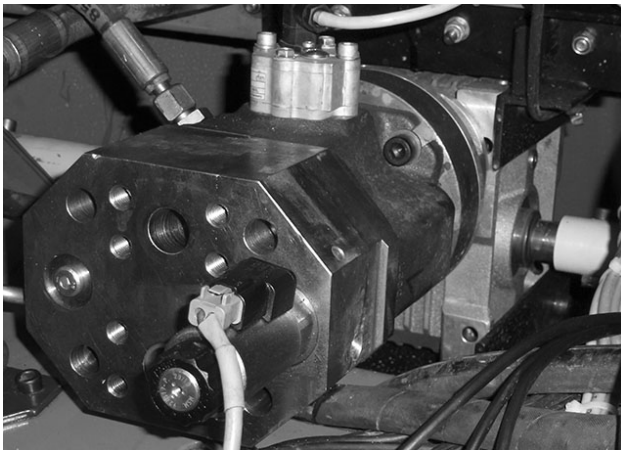
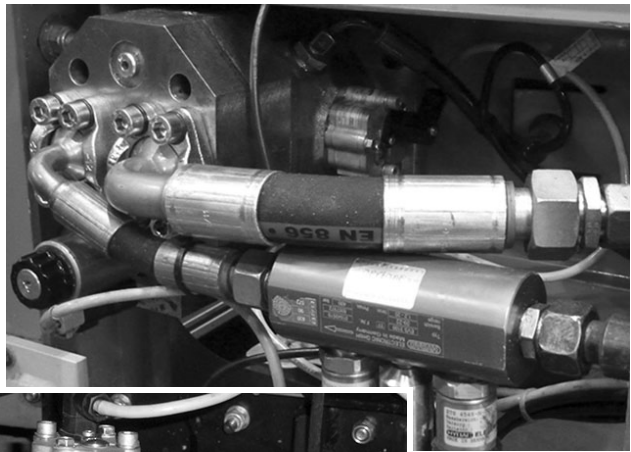
Bild 7.3: Hydraulikschaltplan und Steuerungskonzept des Demonstrators

Entsprechend dem Lösungskonzept I/x werden beide Wurfscheibenantriebe und der Rührwerktrieb durch Verstellmotoren dargestellt. Zur Realisierung der geringen Rührwerkdrehzahl wird ein Schneckengetriebe (3) eingesetzt. Die Einbausituationen der Hydraulikblöcke, des Dämpfungsspeichers und der Verstellmotoren im Demonstrator sind in **Bild 7.4** dargestellt.



Hydraulikblöcke
und Dämpfungs-
druckspeicher

Wurfscheiben-
antrieb



Rührwerktrieb
mit Getriebe

Bild 7.4: Einbausituation der Hydraulikkomponenten im Demonstrator

Von den Funktionen des Hydraulikblocks der Ausgangsmaschine werden der Stromregler (4) und die Wegeventile der hydraulischen Aufgabepunktverstellung weiterhin genutzt. Die den Verstellmotoren vorgeschalteten Sitzventile (5, 6, 7) werden in einen zusätzlichen Hydraulikblock integriert. Ein Druckspeicher (8) kann optional zugeschaltet werden. Die Ansteuerung der Schwenkwinkelaktoren (9) der Verstellmotoren sowie der 2/2-Wege-Sitzventile (5, 6, 7) erfolgt über die Leistungsendstufen einer dSPACE AutoBox. Sämtliche Funktionen des Demonstrators werden über ein ISOBUS- Terminal gesteuert. Das Messdatenerfassungssystem wird um die drei Drehwinkelsensoren der Verstellmotoren erweitert. Eine Übersicht der Messstellen und der verwendeten Sensoren befindet sich in **Anhang A.8**.

7.4 Erprobung des Demonstrators

Nach der Bestimmung geeigneter PI-Regelparameter für die Drehzahlregelung der drei Verstellmotoren in Vorversuchen [Hof12] wurden diese als Standard für alle Streuversuche übernommen. Entgegen der in **Tabelle 6.5** im Zuge der Variantenrechnung festgelegten Randbedingungen konnten bei der Erprobung aufgrund des unerwartet ungünstigen Wirkungsgrades der Prototyp-Verstellmotoren bei einem Pumpenausgangsdruck von 205 bar nicht alle Einzelastzyklen durchgeführt werden. Aus diesem Grund wurde der Ausgangsdruck der Verstellpumpe auf 210 bar erhöht. Bei der Wiederholung der Streuversuche wurden die Randbedingungen der Referenzmessungen analog der in **Unterkapitel 5.4** vorgestellten Vorgehensweise reproduziert.

Energieeffizienz des Demonstrators

In **Bild 7.5** werden die Erprobungsergebnisse der beiden Düngerstreuerkonzepte den Simulationsergebnissen gegenübergestellt. Das Säulendiagramm in zeigt die in Leistungsflussmessungen bzw. -simulationen ermittelten Systemwirkungsgrade der 14 Einzellastzyklen sowie des Gesamtzyklus. Die Leistungsflussmodellierung wurde mit den auf dem Prüfstand gemessenen Wirkungsgradkennfeldern der Prototyp-Verstellmotoren sowie mit Wirkungsgradkennfeldern von Serien-Verstellmotoren durchgeführt. Hierbei wurde das

in **Unterkapitel 6.5** vorgestellte Leistungsflussmodell des hier betrachteten Lösungskonzeptes I/ix verwendet.

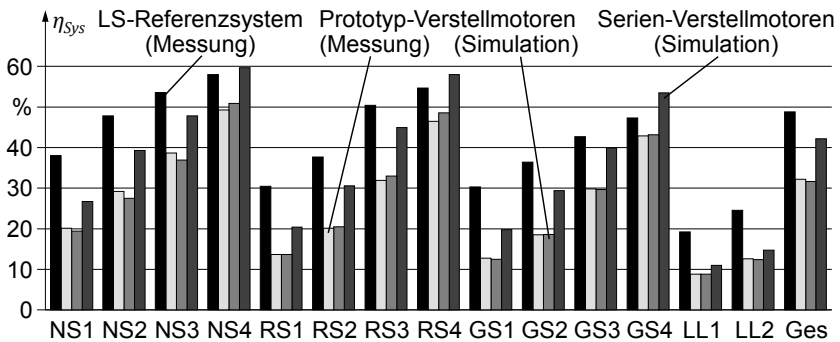


Bild 7.5: Energieeffizienz des Demonstrators beim Lösungskonzept I/ix

Der Systemwirkungsgrad des Konstantdruck-Demonstrators liegt bei sämtlichen Einzellastzyklen unterhalb des LS-Referenzsystems. Insbesondere im Teillastbetrieb der Streuscheibenantriebe (NS1..3, RS1..3, GS1..3, LL1 und LL2) sind die Abweichungen zwischen den beiden Konzepten besonders groß. Bei hoher Last (NS4, RS4 und GS4) wird die Effizienz des LS-Referenzsystems annähernd erreicht. Während dieses beim Gesamtzyklus über einen Systemwirkungsgrad von 48,8 % verfügt, konnten bei der Erprobung des Demonstrators lediglich 32,2 % nachgewiesen werden.

Bei Verwendung der auf dem Komponentenprüfstand ermittelten Kennfelder der Prototyp-Verstellmotoren im Leistungsflussmodell wird tendenziell eine gute Übereinstimmung mit den Ergebnissen aus der Erprobung erreicht. Die größten Abweichungen zwischen Mess- und Simulationsergebnis treten beim Einzellastzyklus NS2 auf. Während die Simulation einen Systemwirkungsgrad von 27,5 % aufzeigt, beträgt dieser bei der Messung 29,2 %.

Bei Verwendung der Kennfelder von serienmäßigen Axialkolbenmotoren zeigen die Simulationsergebnisse in **Bild 6.13** bei den Einzellastzyklen mit höheren Leistungsbedarf (NS4, RS4 und GS4) eine deutliche Steigerung des Systemwirkungsgrades auf. Aufgrund des ungünstigen Wirkungsgrades der Verstellmotoren im Teillastbereich wird hier jedoch auch beim Gesamtzyklus mit 42,2 % der Wirkungsgrad des LS-Referenzsystems nicht erreicht.

Regelgüte der PI-Drehzahlregelung

In diesem Abschnitt wird die Regelgüte der PI-Drehzahlregelung des Demonstrators mit Drehzahlregelung der Konstantmotoren des serienmäßigen LS-Düngerstreuers gegenübergestellt.

Zur Charakterisierung der Regelgüte werden anhand von Messschrieben die Überschwingweite, die Einschwingzeit sowie die stationäre Abweichung der Regelgröße ermittelt. Nach [Sti06] stellt die Überschwingweite h den Betrag der größten Regelabweichung nach dem ersten Erreichen des Sollwertes dar. Die nach einem Sollwert- oder Lastsprung erforderliche Zeit bis die Regelabweichung einen vorgegebenen Toleranzbereich betragsmäßig nicht mehr übersteigt, wird als Einschwingzeit T_S bezeichnet [Sti06]. Hier wird ein Toleranzbereich von $\pm 1\%$ um den Drehzahlsollwert festgelegt. Die stationäre Abweichung ist nach [Sti06] die bleibende Regeldifferenz e_∞ zwischen Regelgröße $n_{M,ist}(t)$ und Sollwert $n_{M,soll}(t)$ ohne auftretende Störungen.

In **Bild 7.6** ist der Anlauf des linken Wurfscheibenantriebs aus dem Stillstand beim Streuversuch NS4 dargestellt. Hierbei handelt es sich mit einem Drehzahlsprung von 0 auf 1200 1/min um den größtmöglichen Sollwertsprung im praktischen Einsatz dieses Düngerstreuers. Während des Anlaufvorgangs findet keine Düngerabgabe statt, so dass sich das Lastmoment aus dem Beschleunigungsmoment zur Überwindung der Massenträgheit von Triebwerk und Wurfscheibe der im Triebwerk auftretenden Reibung sowie dem Luftwiderstand der Wurfflügel zusammensetzt. Aufgrund der großen Regelabweichung zum Anlaufzeitpunkt schwenkt der Verstellmotor für eine maximale Beschleunigung kurzzeitig auf den maximalen Schwenkwinkel von $13,8^\circ$ aus. Nach dem Erreichen der Solldrehzahl pendelt sich der Motorschwenkwinkel auf einen geringeren, näherungsweise konstanten Wert ein. Die Reduzierung des Druckabfalls am Verstellmotor resultiert aus dem kurzzeitig hohen Volumenstrombedarf und der damit verbundenen Steigerung der Druckverluste in Zu- und Rücklauf. Neben dem hier dargestellten linken Wurfscheibenantrieb schwenkt zeitgleich der Verstellmotor des rechten Wurfscheibenantriebs mit vergleichbarem Verhalten aus.

Anhand des Drehzahlverlaufs in **Bild 7.6** ist ersichtlich, dass die Überschwingweite des Außenzahnradmotors im LS-Ausgangssystem und des Verstell-

motors im Demonstrator mit $h_{LS} \cong 270$ 1/min und $h_{CP} \cong 290$ 1/min annähernd identisch sind. Die Einschwingzeiten betragen $T_{S,LS} \cong 3,2$ s bzw. $T_{S,CP} \cong 2,7$ s. Die stationäre Abweichung ist mit $e_{\infty,LS} \cong -1$ 1/min und $e_{\infty,CP} \cong +2$ 1/min in beiden Fällen gering.

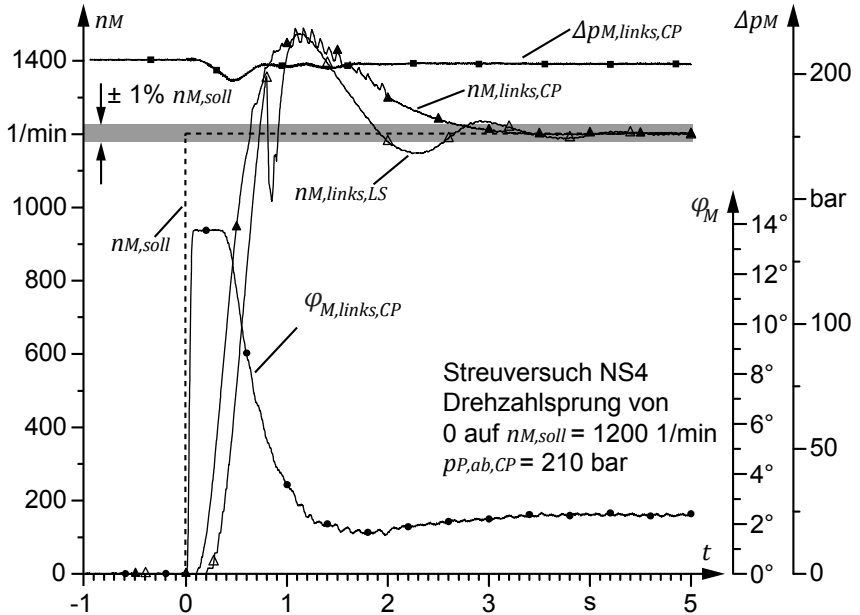


Bild 7.6: Anlauf eines Wurfscheibenantriebs beim Streuveruch NS4

In **Bild 7.7** und **Bild 7.8** sind am Beispiel der Streuveruche NS1 und NS4 das Verhalten der beiden Drehzahlregelungen beim Starten des Streuvorgangs, d. h. beim Öffnen des Dosierschiebers, gegenübergestellt.

Zum Zeitpunkt des Auftreffens des Düngers auf der Wurfscheibe entsteht ein Lastmoment. Dieses resultiert aus dem Beschleunigen des Düngers bis zum Abwurf. Das Öffnen des Dosierschiebers durch den elektrischen Linearaktuator erfolgt bei laufendem Wurfscheibenantrieb mit einer im Jobrechner des Düngerstreuers hinterlegten Rampenfunktion. Bis zum Erreichen des Einstellwerts DW_{soll} erhöht sich der Düngerfluss kontinuierlich, was letztlich zu einem nichtlinearen Anstieg des Lastmoments am Wurfscheibenantrieb führt.

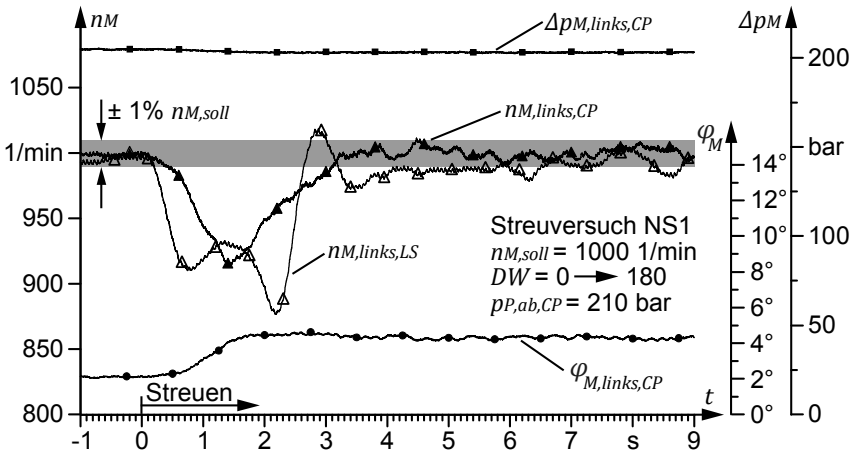


Bild 7.7: Öffnen des Dosierschiebers beim Streuversuch NS1

Das Lastmoment am Wurfscheibenantrieb ist während der Düngerabgabe, auch nach dem vollständigen Öffnen des Dosierschiebers, nicht konstant. Insbesondere der abwechselnde Düngerabwurf durch die beiden Wurfflügel führt zu zyklischen Lastschwankungen, so dass permanent Störgrößen ausregelt werden müssen. Aus diesem Grund wird während der Düngerabgabe anstelle der stationären Abweichung e_{∞} der Mittelwert der Regelabweichung \bar{e}_{∞} berechnet. Beim Streuversuch NS1 führt der Anstieg des Lastmoments zu einem Einbruch der Wurfscheibendrehzahl von $\Delta n_{LS} \cong 125$ 1/min bzw. $\Delta n_{CP} \cong 85$ 1/min, **Bild 7.7**. Die Einschwingzeit beträgt $T_{S,LS} \cong 4,7$ s bzw. $T_{S,CP} \cong 3,2$ s, die gemittelten Regelabweichungen bei Düngerabgabe $\bar{e}_{\infty,LS} \cong -10$ 1/min bzw. $\bar{e}_{\infty,CP} \cong 2$ 1/min. Der Anstieg des Lastmoments während der Düngerabgabe führt zu einer Erhöhung des Motorschwenkwinkels.

Der Streuversuch NS4 bildet mit dem Dosierschieberöffnungswert $DW = 580$ und der Wurfscheibendrehzahl 1200 1/min die obere Leistungsgrenze des serienmäßigen Düngerstreuers ab, **Bild 7.8**. Der Schwenkwinkel des Verstellmotors liegt bei der Düngerabgabe mit $13,5^{\circ}$ dicht an der Schwenkwinkelbegrenzung. Beim Öffnen des Dosierschiebers bricht die Wurfscheibendrehzahl beim LS-Düngerstreuer um ca. 120 1/min, beim Demonstrator um ca. 260 1/min ein. Für beide Systeme überschreitet die Amplitude der

Drehzahlschwankungen die vorgegebene Toleranz, so dass die Einschwingzeiten bei diesem Streuversuch nicht bestimmt werden können.

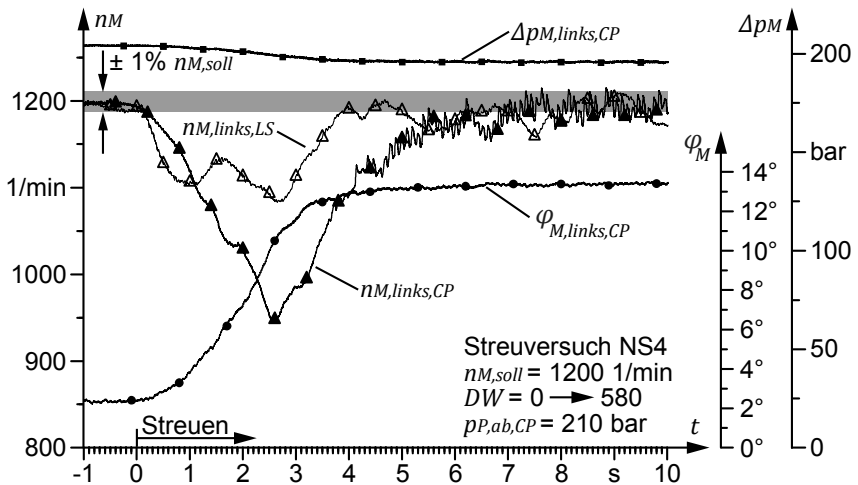


Bild 7.8: Öffnen des Dosierschiebers beim Streuversuch NS4

Die Drehzahlregelung des LS-Düngerstreuers sorgt dafür, dass die Wurfscheibendrehzahl nach dem Lastanstieg nach ca. 4 s erstmalig den Sollwert erreicht. Beim Konstantdruck-Demonstrator erfolgt dies nach ca. 7,5 s. Die gemittelte Regelabweichung liegt mit $\bar{e}_{\infty,LS} \cong -14$ l/min beim LS-Düngerstreuer außerhalb des Toleranzbereichs, bei $\bar{e}_{\infty,CP} \cong -11$ l/min wird dieser eingehalten. Der Druckabfall am Verstellmotor verringert sich aufgrund der volumenstromabhängigen Druckverluste in Zu- und Rücklauf von ca. 204 bar bei lastfrei laufenden Wurfscheiben auf ca. 196 bar während der Düngerabgabe.

7.5 Erkenntnisse aus der Erprobung

Die **Energieeffizienz** des Konstantdruck-Demonstrators liegt deutlich unterhalb der des LS-Referenzsystems. Auch der bei der Simulation der realisierten Variante I/ix unter Berücksichtigung serientypischer Komponentenwirkungsgrade prognostizierte Systemwirkungsgrad wird weit verfehlt. In **Bild 7.9** sind die Nutz- und Verlustleistungen dieser Simulation mit den Messergebnissen am Beispiel der Einzellastzyklen NS1, NS4, RS1 und RS4 gegenübergestellt.

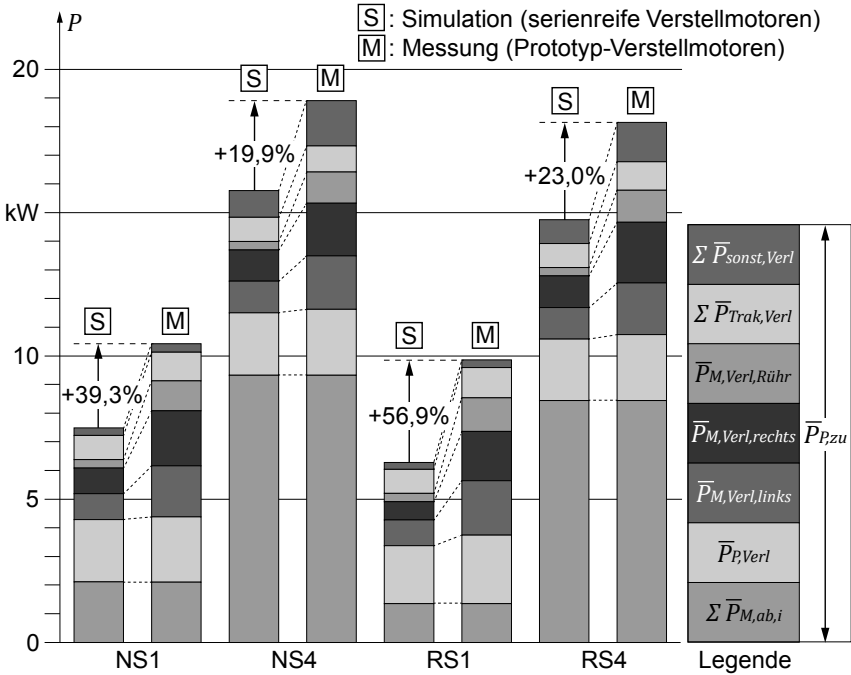


Bild 7.9: Gegenüberstellung von Simulation und Messung

Die Nutzleistung setzt sich als Summe von der an den beiden Wurfscheibenantrieben und der am Rührwerk antrieb abgegebenen Leistung $\Sigma \bar{P}_{M,ab,i}$ zusammen. Diese stimmt bei Simulation und Messung beim gleichen Einzelastzyklus überein. Des Weiteren sind in dem Stapeldiagramm jeweils die an der Verstellpumpe und an den drei Verstellmotoren auftretenden Verlustleistungen dargestellt. Die Verlustleistung aufgrund vom Leckage und Steuerölbedarf im Hydrauliksystem des Traktors $\Sigma \bar{P}_{Trak,Verl}$ wird anhand der Differenz von Pumpenvolumenstrom $Q_{P,ab}$ und dem vom Düngerstreuer aufgenommenen Volumenstrom $Q_{Streuer,zu}$ bestimmt. Alle sonstigen Verlustleistungen, z. B. Strömungsverluste in Leitungen und Ventilen, sind unter $\Sigma \bar{P}_{Sonst,Verl}$ zusammengefasst.

Beim Vergleich der gemessenen Leistungsflüsse mit den mittels Simulation generierten Werten können folgende Ursachen für die Abweichungen zwischen Simulations- und Messergebnis identifiziert bzw. bestätigt werden:

- Die Verstellmotoren der Baugröße 14 cm³ wurden durch 18 cm³-Triebwerke mit Schwenkwinkelbegrenzung dargestellt. Somit wurden diese stets im energetisch ungünstigeren Schwenkwinkelbereich $\varphi_{M,rel} \leq 0,78$ der 18 cm³-Triebwerke betrieben.
- Bei den eingesetzten drei Verstellmotoren handelte es sich um Prototypen, die hinsichtlich Wirkungsgrad nicht optimiert wurden. Insbesondere die unzureichende Ebenheit der Steuerflächen der in Eigenfertigung hergestellten Anschlussplatten führte zu unerwartet hohen volumetrischen Verlusten in den Triebwerken.
- Aufgrund der sehr geringen Drehzahl der Rührwerkswelle wurde der Rührwerktrieb zusätzlich mit einem Getriebe ausgestattet. Dies führte zu sehr geringen Lastmomenten an der Motorwelle und letztlich dazu, dass der Verstellmotor stets bei Schwenkwinkeln im Bereich $\varphi_{M,rel} \cong 0,2$ betrieben wurde.
- Die ungünstigen Wirkungsgrade der Verstellmotoren führen zu einer Steigerung der Verlustleistung an der Verstellpumpe. Während sich der Betriebspunkt der Verstellpumpe aufgrund des gestiegenen Volumenstrombedarfs in Richtung eines höheren Schwenkwinkels mit günstigerem Wirkungsgrad verlagert, führt die deutlich höhere Leistungsabgabe dennoch zu einer höheren Verlustleistung.
- Die Leckage im Hydrauliksystem des Traktors steigt mit zunehmendem Systemdruck überproportional an. Die in den Messungen bei $p_{P,ab} = 210$ bar nachgewiesenen Werte liegen deutlich höher als die bei der Simulation berücksichtigten Herstellerangaben für Leckage und Steuerölströme einer neuwertigen Serienmaschine. Dies ist nicht zuletzt der Tatsache geschuldet, dass es sich beim Traktor um eine Vor-Serienmaschine mit hoher Betriebsstundenzahl handelte.
- Die tatsächlichen Strömungsverluste an den drei Sicherheits-Sitzventilen der sekundärgeregelten Verstellmotoren übersteigen die bei der Simulation getroffenen Annahmen. Anhand der Messungen (hier nicht dargestellt) ist nachvollziehbar, dass diese im Bereich 1..2 % der Leistungsaufnahme der Verstellpumpe liegen.

Als positiver Aspekt von Konstantdrucksystemen konnte anhand der Messungen eine **Reduzierung von Strömungsverlusten** in Zu- und Rücklaufleitungen nachgewiesen werden. Bei identischer hydraulischer Leistungsübertragung führt eine Erhöhung des Systemdrucks zur Reduzierung der Volumenströme und letztlich zur Verringerung des Druckabfalls in Ventilen, Leitungen und Armaturen.

Beim parallelen Betrieb der drei Verstellmotoren wurde festgestellt, dass Lastwechsel an einem Streuscheibenantrieb trotz eingebautem **Dämpfungsdruckspeicher** zu Druckschwankungen im gesamten System führen können. Diese Druckspitzen bzw. -einbrüche wirken sich als Störgrößen auch auf die restlichen sekundärgeregelten Verstellmotoren in Form kurzzeitiger Drehzahlschwankungen aus. Beim Demonstrator war der Membranspeicher aufgrund seiner zentralen Position am Hydraulikblock von der Quelle der Störgröße, also den Verstellmotoren, durch relativ lange Hydraulikschlauchleitungen getrennt. Mittels Positionierung dezentraler Druckspeicher in räumlicher Nähe der Verstellmotoren kann das Dämpfungsverhalten voraussichtlich verbessert werden.

Bei der Betrachtung der **Regelgüte** ist ersichtlich, dass die sekundärgeregelten Verstellmotoren mit dem eingesetzten PI-Regler mit festen Regelparametern sowohl bei der Einregelzeit als auch bei der Sollwertfolge die Werte der LS-Serienmaschine erreichen bzw. diese teilweise auch übertreffen. Für beide Konzepte gilt, dass die Drehzahlregelungen auf Störgrößen, z. B. nach dem Öffnen eines Dosierschiebers oder dem Auftreten von Druckschwankungen, stabil, d. h. ohne Aufschwingen bzw. Drehzahlsprünge, reagieren. Dieses bei Regelungen generell angestrebte stabile Verhalten wirkt sich hier jedoch zu Ungunsten der Einregelzeit aus. Beim Praxiseinsatz des Düngerstreuers führt das verzögerte Erreichen der Sollzahl unweigerlich zu Beginn des Streuvorgangs zur Verringerung der Verteilgenauigkeit.

An den Streuscheibenantrieben und am Rührwerkantrieb kann mit dem verwendeten PI-Regler der **aktive Stillstand (=0 l/min)** eingeregelt werden. Beim Auftreten von Störgrößen, z. B. bei Druckschwankungen, kann es zum

kurzzeitigen Anlaufen eines Antriebs kommen, bis durch das Nachregeln der Motorschwenkwinkel wieder ein Gleichgewichtszustand erreicht wird. Dieses Verhalten bestätigt, dass zumindest beim Demonstrator der Einbau von Sitzventilen zur sicheren Unterbrechung der hydraulischen Energiezufuhr notwendig ist. Auch aus energetischen Gründen ist die Unterbrechung der hydraulischen Energiezufuhr sinnvoll. Anhand der Messungen wurde nachgewiesen, dass selbst bei Stillstand der Verstellmotoren Volumenströme von ca. 1..2 l/min je Antrieb auftreten können.

Beim Einsatz eines sekundärgeregelten Verstellmotors als Arbeits- oder Fahr-antrieb in einer mobilen Arbeitsmaschine ist im Zuge des **Reglerentwurfs** zu klären, welche Anforderungen an die Regelgüte bestehen. Die Literatur (z. B. [Lun10]) stellt hierzu Entwurfsverfahren für P-, PI- oder PID-Regler mit festen oder betriebspunktabhängigen (z. B. tabellierten) Regelparametern, adaptive (=„selbsteinstellende“) Regler oder Regelfunktionen auf Basis mathematischer Prozessmodelle bereit.

Zum Schutz der Bediener vor Verletzungen, aber auch des Demonstrators bei der Inbetriebnahme und Erprobung, sind **Sicherheitsmaßnahmen** realisiert. Zentrale Aufgabe ist die schnelle und sichere Unterbrechung der hydraulischen und elektrischen Energiezufuhr. Diese beinhaltet zudem die Ableitung der im System gespeicherten Energie sowie einen zuverlässigen Schutz vor ungewolltem Wiedereinschalten. Hierdurch wird auf die wichtigsten, in Schritt 6 der Methodik erkannten Gefährdungsereignisse reagiert und die technische Voraussetzung zur Verhinderungen von Schäden bzw. zur Verminderung des Schadensausmaßes geschaffen. Für den Serieneinsatz dieser Technologie ist insbesondere die zuverlässige Detektion von Gefährdungsereignissen von Bedeutung. Beim Demonstrator wird diese einerseits mittels Drehzahlwächtern zur Erkennung unzulässiger Überdrehzahlen an den sekundärgeregelten Verstellantrieben dargestellt. Zusätzlich erfolgt in diesem Fall während des Betriebs eine permanente Überwachung durch eingewiesene Bediener. Ein weiterer, beim Demonstrator nicht angewendeter, Ansatz zur Steigerung der Betriebssicherheit stellt eine Plausibilitätsprüfung der gemessenen Drehzahl-signale dar. Hierdurch können der Ausfall bzw. die Fehlfunktion von Sensoren

erkannt und Maßnahmen (z. B. Unterbrechung der Energiezufuhr oder Warnmeldungen) eingeleitet werden. Dies kann durch redundante Sensorik und einen Abgleich der Signale in der Steuerung erfolgen. Des Weiteren können über den Druckabfall an einer Messblende oder über die Auswertung der Schwenkwinkelsensoren Rückschlüsse auf die Korrektheit der gemessenen Drehzahlen gezogen werden.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Fragestellung, unter welchen Randbedingungen Konstantdrucksysteme mit sekundärgeregelten Antrieben eine energieeffiziente und wirtschaftlich attraktive Alternative zu bewährten mobilhydraulischen Schaltungskonzepten sein können. Die enthaltene Methodik unterstützt den Entwickler mobiler Arbeitsmaschinen darin, die beiden besonderen Fähigkeiten dieser Technologie, also die Vermeidung von Drosselverlusten bei der Leistungsdosierung bei Mehrverbraucherbetrieb sowie die Möglichkeit der Energierückgewinnung, zu quantifizieren und die Chancen und Risiken direkt mit anderen Schaltungskonzepten zu vergleichen.

Zur Einführung in die Thematik werden eingangs wesentliche Größen und Werkzeuge zur Bewertung und Visualisierung der Energieeffizienz mobilhydraulischer Systeme diskutiert. Zusätzlich werden die Eigenschaften der für die Mobilhydraulik relevanten Komponenten und Schaltungskonzepte erläutert. Der Fokus liegt dabei auf den komponenten- und schaltungsspezifischen Verlustmechanismen, deren Zusammenwirken letztlich ausschlaggebend ist für die Systemeffizienz.

Am Beispiel eines typischen Hydrauliksystems mit Verstellpumpe und zwei rotatorischen Verbrauchern wird die Energieeffizienz eines Konstantdrucksystems mit sekundärgeregelten Verstellmotoren mit einem entsprechenden Load-Sensing-System (LS-System) mit ventilsteuerten Konstantmotoren verglichen. Hierzu werden in einem Simulationsmodell die hydraulischen Leistungsflüsse der beiden Konzepte detailliert abgebildet und dabei wesentliche Systemparameter (Baugröße von Pumpe und Motoren) sowie Betriebsparameter (Pumpendrehzahl, Drehzahl und Lastmoment der Motoren) systematisch variiert. Der Aufbau der Simulationsmodelle, insbesondere die Abbildung des Wirkungsgradverhaltens hydrostatischer Pumpen und Motoren, wird ausführlich erläutert. Mittels so genannter Effizienzlandkarten werden, in Abhängigkeit von System- und Betriebsparametern, Bereiche aufgezeigt, in denen das jeweilige Konzept aus energetischer Sicht vorteilhaft ist. Die gewählte Herangehensweise fördert einerseits das Verständnis des Lesers für die Verlustmechanismen und liefert andererseits den Nachweis, dass Konstant-

drucksysteme mit sekundärgeregelten Verstellmotoren in weiten Betriebsbereichen eine höhere Systemeffizienz aufweisen können als entsprechende LS-Systeme. Das Konstantdruckkonzept ist insbesondere bei hoher Pumpenauslastung und bei asymmetrischer Lastverteilung auf die beiden rotatorischen Verbraucher vorteilhaft. Im Teillastbereich, der beim Konstantdrucksystem einhergeht mit kleinen Schwenkwinkeln an den sekundärgeregelten Verstellmotoren und an der Verstellpumpe, haben die ungünstigen Verdrängerwirkungsgrade die Überlegenheit des LS-Konzeptes zur Folge.

Unter Berücksichtigung dieser Erkenntnisse wird eine applikationsneutrale Methodik zur Bewertung der Chancen und Risiken beim Einsatz von Konstantdrucksystemen mit verdrängergesteuerten Antrieben in mobilen Arbeitsmaschinen entwickelt. In sechs Schritten werden für eine vom Anwender festzulegende Maschine systematisch alternative Antriebskonzepte erzeugt und deren Energieeffizienz bei maschinentypischen Einsatzsituationen durch Leistungsflussmodellierung bestimmt. Hierzu werden eingangs sämtliche Antriebe der Fahr-, Arbeits- und Komfortfunktionen hinsichtlich ihres Potentials zur Steigerung der Systemeffizienz bewertet. Nur Antriebe, die sowohl aufgrund ihres Betriebsverhaltens als auch eines für die Gesamtmaschine relevanten Energieumsatzes vielversprechend sind, werden bei der anschließenden Variantenrechnung modifiziert. Neben der Quantifizierung der Energieeffizienz und der darauf basierenden Wirtschaftlichkeit erfolgt im letzten Schritt eine Bewertung der Lösungskonzepte hinsichtlich potentieller Sicherheitsrisiken sowie technischer Einsatzgrenzen.

Die Methodik wird am Beispiel eines Traktors mit hydraulischem Zweischeiben-Düngerstreuer angewendet. Dabei werden die sechs Schritte vollständig bearbeitet und die Werkzeuge der Methodik eingesetzt. Zur Schaffung einer Referenz werden Traktor und Düngersteuer, die im Serienzustand mit einer LS-Arbeitshydraulik ausgestattet sind, mit Messtechnik ausgerüstet. Des Weiteren wird ein Versuchsprogramm mit typischen Einsatzsituationen definiert. Die Leistungsflüsse im Hydrauliksystem werden in stationären Streuversuchen mit Feinkies sowie bei Feldversuchen bestimmt.

Anhand der Methodik werden sechs Lösungskonzepte mit Konstantdruckversorgung und sekundärgeregelten Verstellmotoren entwickelt. Die Energieeffizienz dieser Konzepte im Vergleich zum LS-Referenzsystem wird durch

Modellierung der Leistungsflüsse ermittelt. Des Weiteren werden potentielle Sicherheitsrisiken der sechs Lösungskonzepte aufgezeigt und die technischen Einsatzgrenzen diskutiert.

Zur Bestätigung der Ergebnisse der Methodik werden Traktor und Düngerstreuer, entsprechend einem der Lösungskonzepte, zu einem Demonstrator mit 210 bar-Konstantdruckversorgung und drei sekundärgeregelten Verstellmotoren umgerüstet. Als Wurfscheiben- und Rührwerkantriebe werden Prototyp-Axialkolbenmotoren in Schrägscheibenbauweise mit elektroproportionaler Schwenkwinkelverstellung eingesetzt. Bei der Erprobung des Demonstrators zeigt sich, dass der in der Simulation prognostizierte Systemwirkungsgrad bei Abbildung serientypischer Wirkungsgrade nicht erreicht wird. Als Hauptursache werden die aus der Eigenfertigung der Anschlussplatten resultierenden ungünstigen Wirkungsgrade der Prototyp-Verstellmotoren identifiziert. Bei Berücksichtigung der auf dem Komponentenprüfstand gemessenen Wirkungsgradkennfelder der Prototyp-Verstellmotoren im Leistungsflussmodell wird eine gute Übereinstimmung mit den Messergebnissen aufgezeigt. Mit Hilfe der Methodik wird verdeutlicht, dass es aus energetischen Gründen voraussichtlich nicht sinnvoll ist, die Serienentwicklung eines Zweischeiben-Düngerstreuers mit sekundärgeregelten Verstellmotoren und 210 bar-Konstantdruckversorgung voranzutreiben. Während die Fähigkeit zur Rückgewinnung kinetischer oder potentieller Energie die Attraktivität dieser Technologie bei Maschinen mit geeignetem Einsatzverhalten zusätzlich verstärken kann, ist speziell bei dieser Anwendung nur ein geringes Potential zu erwarten.

Im Gegensatz dazu sind für den Düngerstreuer die Lösungskonzepte mit Anpassung des Druckniveaus des Konstantdrucksystems auch ohne die Möglichkeit zur Energierückgewinnung vielversprechend. Das Absenken des Systemdrucks führt zur Vergrößerung der Schwenkwinkel aller Verstellmotoren und somit zu Betriebspunkten mit besserem Wirkungsgrad. Zusätzlich verlagert sich der Betriebspunkt der Verstellpumpe aufgrund der gesteigerten Volumenströme bei geringerem Systemdruck in Richtung eines höheren Wirkungsgrades. Das Schema eines möglichen Regelkreises zur Optimierung der Betriebspunkte der hydrostatischen Verstelleinheiten ist in **Bild 8.1** dargestellt. Hierbei wird ein in [Zae93] und [Koe95] diskutierter Ansatz aufgegriffen, der bislang in der Mobilhydraulik nicht umgesetzt wurde.

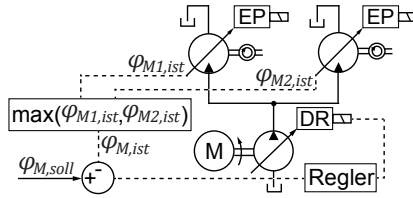


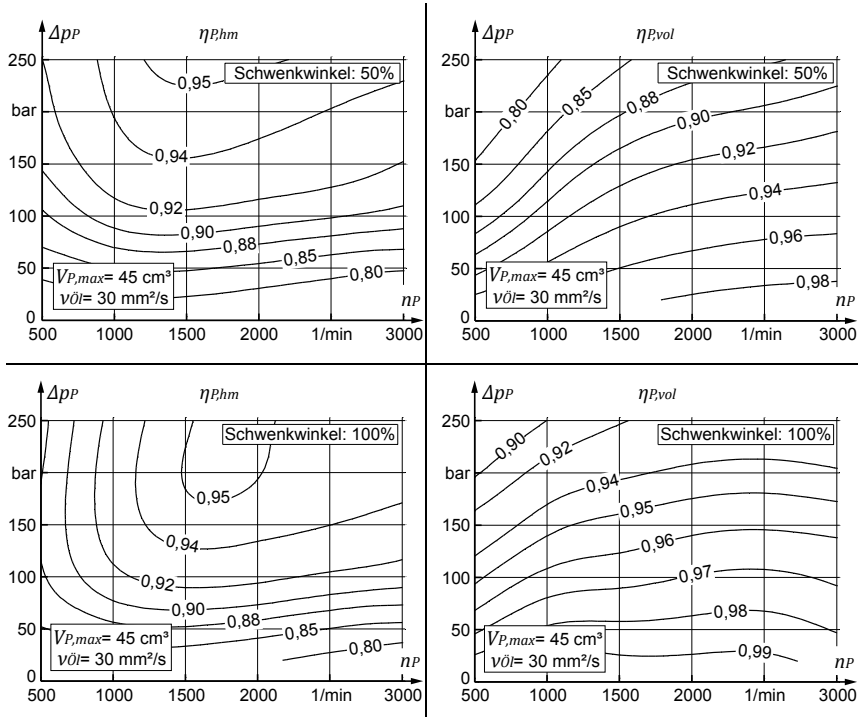
Bild 8.1: Regelkreis zur Optimierung der Betriebspunkte

Auch im Hinblick auf die Steigerung des Systemwirkungsgrades durch ein so genanntes Gesamtmaschinenmanagement ist ein Konstantdrucksystem mit anpassbarem Systemdruckniveau vorteilhaft. Der zusätzliche Freiheitsgrad „Systemdruckniveau“ ermöglicht die Verschiebung des Betriebspunktes des Verbrennungsmotors hin zu einem geringeren Kraftstoffverbrauch.

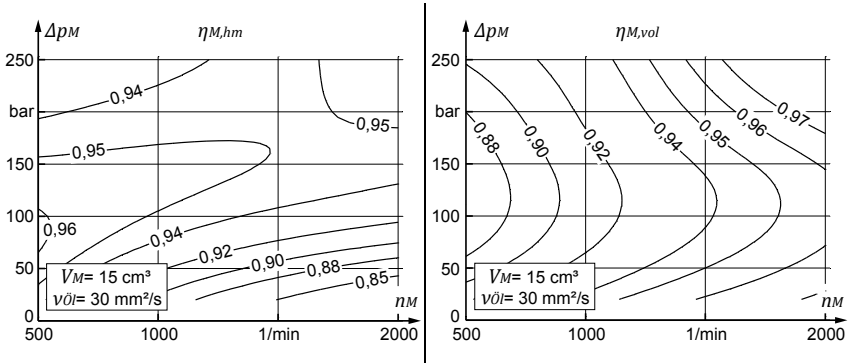
Dem verbreiteten Einsatz von Konstantdrucksystemen mit sekundäreregelten Antrieben stehen heute die unzureichende Verfügbarkeit hydrostatischer Verstelleinheiten insbesondere in Baugrößen unterhalb von 40 cm³ sowie die hohen Komponentenkosten entgegen. Hier sind nach Ansicht des Autors die Komponentenhersteller gefragt in Vorleistung zu treten und dem Markt einen geeigneten Baukasten anzubieten.

A Anhang

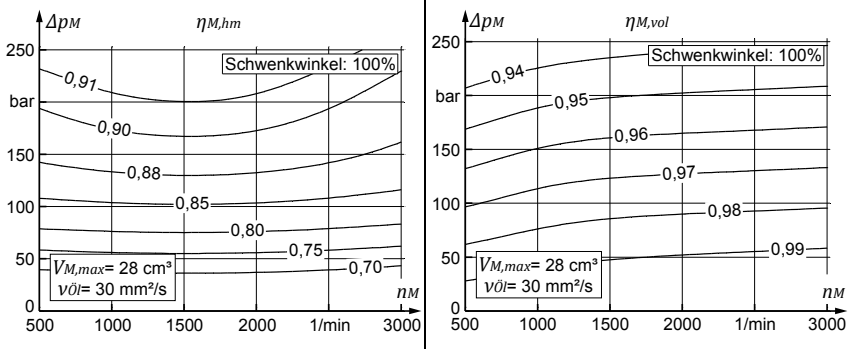
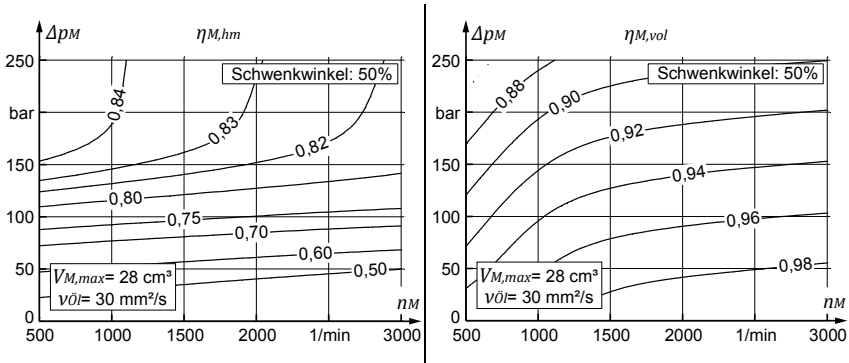
A.1 Wirkungsgradkennfelder hydrostatischer Einheiten



**Wirkungsgradkennfelder einer Axialkolbenpumpe in Schrägscheibenbauweise
(Quelle: Bosch Rexroth)**



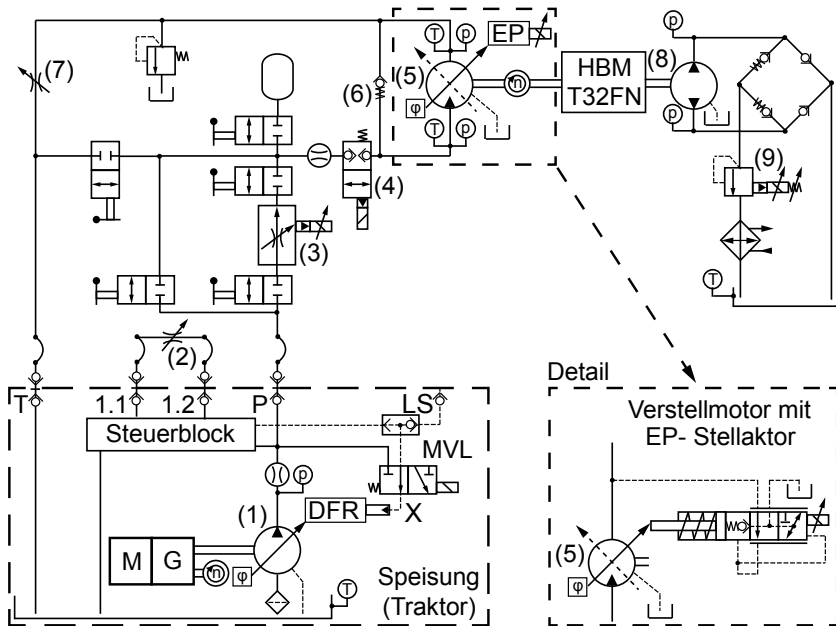
Wirkungsgradkennfelder eines Außenzahnradmotors, nach [Fie12]



Wirkungsgradkennfelder eines Axialkolbenmotors in Schrägscheibenbauweise (Quelle: Bosch Rexroth)

A.2 Prüfstand für Hydraulikmotoren

Der Prüfstand wurde für die Vermessung von hydraulischen Konstant- und Verstellmotoren unter Berücksichtigung der Vorgaben der ISO 4409:2007 konzipiert. Zusätzlich zur Generierung der für diese Arbeit erforderlichen Wirkungsgradkennfelder wurde dieser für den Reglerentwurf der sekundär-geregelten Verstellmotoren genutzt.

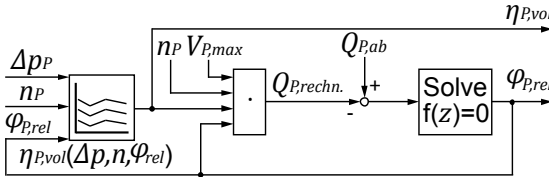


Prüfstand für Hydraulikmotoren (schematisch), nach [Fie12]

Der Prüfstand wurde über die PowerBeyond-Schnittstelle [ISO05] des Traktors gespeist. Hierdurch wurde gewährleistet, dass sowohl die Bestimmung der Wirkungsgradkennfelder als auch der Entwurf der Drehzahlregelung unter denselben Betriebsbedingungen erfolgten wie der Einsatz der Motoren im LS-Düngerstreuer bzw. im Konstantdruck-Demonstrator.

A.3 Lösen von algebraischen Schleifen bei der Modellierung

Im Teilmodell einer **Verstellpumpe** tritt eine algebraische Schleife auf, da der Pumpenschwenkwinkel $\varphi_{P,rel}$ zugleich Eingangs- und Ausgangsgröße bei der kennfeldbasierten Bestimmung des volumetrischen Wirkungsgrades $\eta_{P,vol}$ ist. In MATLAB/Simulink kann diese algebraische Schleife mit Hilfe des Solvers „Algebraic Constraint“ gelöst werden:



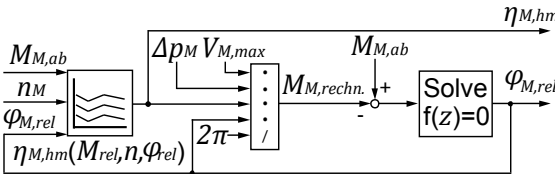
Lösen der algebraischen Schleife bei einer Verstellpumpe

Zu diesem Zweck wird die Hilfsgröße $Q_{P,rechn.}$ eingeführt:

$$Q_{P,rechn.} = n_P \cdot V_{P,max} \cdot \varphi_{P,rel} \cdot \eta_{P,vol}$$

Die Differenz von tatsächlichem Pumpenvolumenstrom $Q_{P,ab}$ und der Hilfsgröße $Q_{P,rechn.}$ wird mit Hilfe des Solvers iterativ minimiert.

In Analogie zur Verstellpumpe tritt auch bei der Bestimmung des Schwenkwinkels $\varphi_{M,rel}$ eines **Verstellmotors** eine algebraische Schleife auf:



Lösen der algebraischen Schleife bei einem Verstellmotor

Zum Lösen der algebraischen Schleife mittels des Solvers „Algebraic Constraint“ wird $M_{M,rechn.}$ als Hilfsgröße definiert:

$$M_{M,rechn.} = \frac{\Delta p_M \cdot V_{M,max} \cdot \varphi_{M,rel} \cdot \eta_{M,hm}}{2\pi}$$

Durch die Wahl geeigneter Initialwerte (hier: $\varphi_{P,Init} = \varphi_{M,Init} = 0,5$) kann der Solver hinsichtlich Anzahl der Iterationen optimiert werden [Mat11].

A.4 Verfahren zur Normierung von Wirkungsgradkennfeldern

Für eine baugrößenübergreifende Verwendung vorliegender Wirkungsgradkennfelder von Konstant- und Verstellmotoren in dieser Arbeit werden diese auf das maximale theoretische Lastmoment des jeweiligen Motors normiert.

n_M [1/min]	$M_{M,ab}$ [Nm]	$Q_{M,zu}$ [l/min]	Δp_M [bar]	$\eta_{M,hm}$ [-]	$\eta_{M,vol}$ [-]
...
...
...
...

↓ Normierung

$$M_{M,ab,rel} = \frac{M_{M,ab}}{M_{M,max,th}}$$

n_M [1/min]	$M_{M,ab,rel}$ [-]	$Q_{M,zu}$ [l/min]	Δp_M [bar]	$\eta_{M,hm}$ [-]	$\eta_{M,vol}$ [-]
...
...
...
...
...

Anmerkungen:

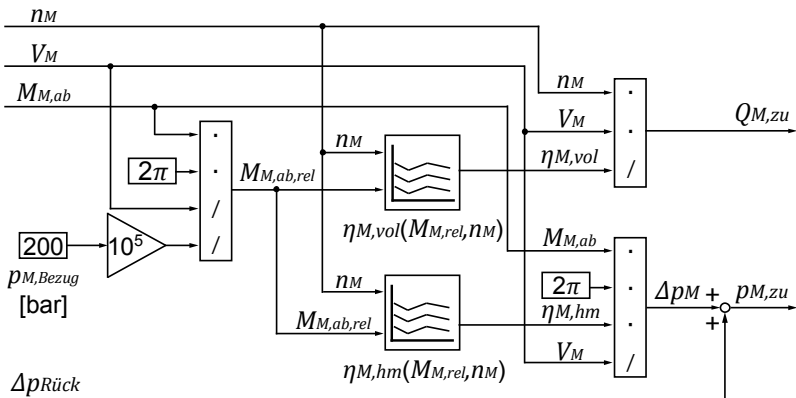
- Datenbasis: auf einem Prüfstand gemessenes Wirkungsgradkennfeld (hier: Konstantmotor mit $V_M = 15 \text{ cm}^3$)
- Die Normierung des Lastmomentes erfolgt auf das maximale theoretische Lastmoment $M_{M,max,th}$ bei Annahme eines idealen Motors (Formel (3.1)):

$$M_{M,max,th} = \frac{V_M \cdot p_{M,Bezug}}{2\pi}$$

mit: $p_{M,Bezug} = p_{p,ab,max} = 200 \text{ bar}$

- Die Normierung des Kennfeldes eines Verstellmotors erfolgt analog

Schritt 1: Erzeugung normierter Wirkungsgradkennfelder (hier: am Beispiel eines Konstantmotors)



Schritt 2: Verwendung normierter Wirkungsgradkennfelder (hier: am Beispiel der Modellierung eines Konstantmotors)

A.5 Analytische Beschreibung der Effizienzlandkarte

Die Effizienzlandkarte der Referenzkonfiguration (vgl. **Bild 3.6**) kann in analytischer Form beschrieben werden.

Ausgehend von der Definition der Bewertungsgröße $\Delta\eta$ (Formel (3.10)) gilt:

$$\Delta\eta = \frac{P_{P,zu,CP}}{P_{P,zu,LS}} - 1 = \frac{M_{P,CP} \cdot n_{P,CP}}{M_{P,zu,LS} \cdot n_{P,LS}} - 1 \quad (1)$$

Unter Berücksichtigung der Zusammenhänge in **Tabelle 2.1** wird aus (1):

$$\Delta\eta = \frac{p_{P,ab,CP} \cdot V_{P,ist,CP} \cdot n_{P,CP} \cdot \eta_{P,hm,LS}}{p_{P,ab,LS} \cdot V_{P,ist,LS} \cdot n_{P,LS} \cdot \eta_{P,hm,CP}} - 1 \quad (2)$$

Unter der Annahme, dass $M_{M1,ab,LS} \geq M_{M2,ab,LS}$, gilt:

$$p_{P,ab,LS} = \Delta p_{M1,LS} + \Delta p_{M1,Rück,LS} + \Delta p_{LS} \quad (3)$$

$$\Delta p_{M1,LS} = \frac{2\pi \cdot M_{M1,ab,LS}}{V_{M1} \cdot \eta_{M1,hm,LS}} \quad (4)$$

$$V_{P,ist,CP} = \frac{Q_{P,ab,CP}}{n_{P,CP} \cdot \eta_{P,vol,CP}} \quad (5)$$

$$V_{P,ist,LS} = \frac{Q_{P,ab,LS}}{n_{P,LS} \cdot \eta_{P,vol,LS}} \quad (6)$$

$$Q_{P,ab,CP} = Q_{M1,zu,CP} + Q_{M2,zu,CP} + Q_{Leck,CP} \quad (7)$$

$$Q_{P,ab,LS} = Q_{M1,zu,LS} + Q_{M2,zu,LS} + Q_{Leck,LS} \quad (8)$$

$$Q_{Mi,zu,CP} = \frac{2\pi \cdot M_{Mi,ab,CP} \cdot n_{Mi,CP}}{\eta_{Mi,vol,CP} \cdot \eta_{Mi,hm,CP} \cdot \Delta p_{Mi,CP}} \quad (9)$$

$$\Delta p_{Mi,CP} = p_{P,ab,CP} - \Delta p_{Mi,Zulauf,CP} - \Delta p_{Mi,Rück,CP} \quad (10)$$

$$Q_{Mi,zu,LS} = \frac{V_{Mi,LS} \cdot n_{Mi,LS}}{\eta_{Mi,vol,LS} \cdot \eta_{Mi,hm,LS}} \quad (11)$$

Aufgrund der Randbedingungen des Systemaufbaus gilt zudem:

$$n_{P,CP} = n_{P,LS} = n_P ; V_{P,max,CP} = V_{P,max,LS} = V_{P,max} \quad (12)$$

$$n_{M1,CP} = \eta_{M1,LS} = \eta_{M1} ; n_{M2,CP} = \eta_{M2,LS} = \eta_{M2} \quad (13)$$

$$V_{M1,max,CP} = V_{M1,LS} = V_{M1} ; V_{M2,max,CP} = V_{M2,LS} = V_{M2} \quad (14)$$

$$M_{M1,ab,CP} = M_{M1,ab,LS} = M_{M1,ab} ; M_{M2,ab,CP} = M_{M2,ab,LS} = M_{M2,ab} \quad (15)$$

Unter Annahme eines idealen Wirkungsgradverhaltens aller hydrostatischen Einheiten sowie aller Komponenten im konduktiven Systemteil (d. h. keine Strömungsverluste, keine Leckagen) gelten die folgenden Vereinfachungen:

$$\eta_{P,hm,CP} = \eta_{P,hm,LS} = \eta_{P,vol,CP} = \eta_{P,vol,LS} = 1 \quad (16)$$

$$\eta_{Mi,hm,CP} = \eta_{Mi,hm,LS} = \eta_{Mi,vol,CP} = \eta_{Mi,vol,LS} = 1 \quad (17)$$

$$Q_{Leck,CP} = Q_{Leck,LS} = 0 \quad (18)$$

$$\Delta p_{M1,LS,Rücklauf} = \Delta p_{Mi,Zulauf,CP} = \Delta p_{Mi,Rück,CP} = 0 \quad (19)$$

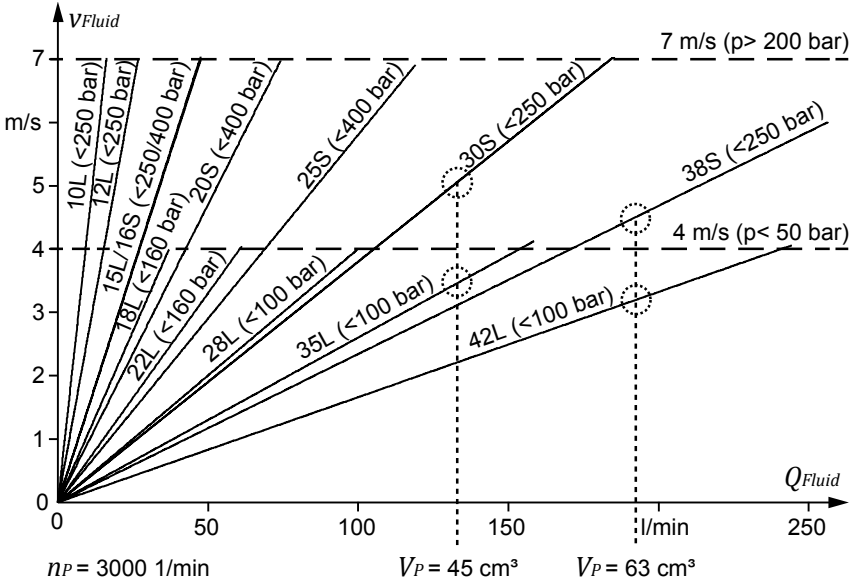
Werden **(3)** bis **(19)** in **(2)** eingesetzt, dann gilt nach Vereinfachung:

$$\Delta\eta = \frac{2\pi \cdot (M_{M1,ab} \cdot n_{M1} + M_{M2,ab} \cdot n_{M2})}{\left(\frac{2\pi \cdot M_{M1,ab}}{V_{M1}} + \Delta p_{LS}\right) \cdot (V_{M1} \cdot n_{M1} + V_{M2} \cdot n_{M2})} - 1 \quad (20)$$

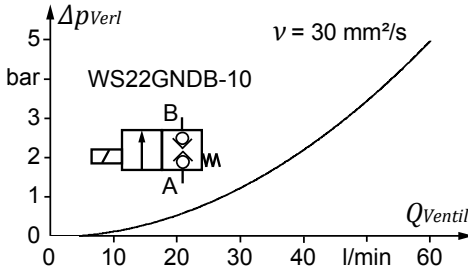
Unter Berücksichtigung von (Formel (3.1)) kann **(20)** umgeformt werden zu:

$$\Delta\eta = \frac{p_{P,ab,max} \cdot (V_{M1} \cdot n_{M1} \cdot \frac{M_{M1,ab}}{M_{M1,max,th}} + V_{M2} \cdot n_{M2} \cdot \frac{M_{M2,ab}}{M_{M2,max,th}})}{(p_{P,ab,max} \cdot \frac{M_{M1,ab}}{M_{M1,max,th}} + \Delta p_{LS}) \cdot (V_{M1} \cdot n_{M1} + V_{M2} \cdot n_{M2})} - 1 \quad (21)$$

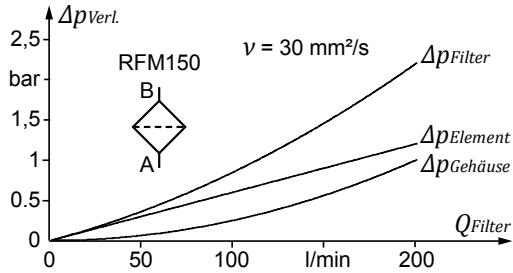
A.6 Leistungsflussmodellierung: Kennlinien



Auswahldiagramm für Rohrleitungsquerschnitte,
 nach [Mur12], [DIN11a], [DIN12a]



Durchflusscharakteristik der 2/2Wege-Sitzventile, nach [Buc09]



Durchflusscharakteristik des Rücklaufilters, nach [Hyd11]

A.7 Leistungsflussmodellierung: Geometrieparameter

Komponente	Parameter	Zeichen	Einheit	Wert
Rohrleitung	Länge	l_0	[m]	3
		l_1	[m]	3
		l_2	[m]	5
		l_3	[m]	5
	Innendurchmesser (gemäß DIN 2353)	d_0	[mm]	19; 24; 30
		d_1	[mm]	9; 12; 15
		d_2	[mm]	9; 12; 15
	d_3	[mm]	23; 29; 36	
Rohrkrümmer (90°-Bogen)	Widerstandsbeiwert	ζ	[-]	0,14
	Anzahl	z_0	[-]	5
		z_1	[-]	3
		z_2	[-]	3
		z_3	[-]	5
Schieberventil (exzentrischer Dichtspalt)	Durchmesser	D	[mm]	14
	Radiusdifferenz	Δr	[mm]	0,015
	Exzentrizität	e	[mm]	0,01
	Spalllänge	l	[mm]	10
	Anzahl Spalte	z	[mm]	10

A.8 Messstellen und Sensoren im Demonstrator

Messstelle		Zeichen	Mess-Bereich	Sensor
Druck	P-Anschluss Verstellpumpe	$p_{P,ab}$	0..250 [bar]	HYDAC HDA 4748- H-0250-000
	LS-Anschluss Verstellpumpe	$p_{P,LS}$		
	P-Leitung Düngerstreuer	$p_{Streuer,zu}$		
	LS-Leitung Düngerstreuer	$p_{Streuer,LS}$		
	Zulauf li. Wurfscheibenmotor	$p_{M,links,zu}$		
	Zulauf re. Wurfscheibenmotor	$p_{M,rechts,zu}$		
	Zulauf Rührwerkmotor	$p_{M,Rühr,zu}$		
	Rüchl.-Leitung Düngerstreuer	$p_{Streuer,ab}$	0..16 [bar]	HYDAC HDA 4748- H-0016-000
	Rüchl. li. Wurfscheibenmotor	$p_{M,links,ab}$		
	Rüchl. re. Wurfscheibenmotor	$p_{M,rechts,ab}$		
	Rücklauf Rührwerkmotor	$p_{M,Rühr,ab}$		
Volumenstrom	P-Anschluss Verstellpumpe	$Q_{P,ab}$	0,1..120 [l/min]	VSE VS2
	P-Leitung Düngerstreuer	$Q_{Streuer,zu}$	6..60 [l/min]	HYDAC EVS 3108- H-0060-000
	Zulauf li. Wurfscheibenmotor	$Q_{M,links,zu}$	1,2..20 [l/min]	HYDAC EVS 3108- H-0020-000
	Zulauf re. Wurfscheibenmotor	$Q_{M,rechts,zu}$		
	Zulauf Rührwerkmotor	$Q_{M,Rühr,zu}$		
Drehzahl	Heckzapfwelle (PTO)	n_{PTO}	0..800 [Hz]	IFM IFT203
	Linke Wurfscheibe	$n_{M,links}$		
	Rechte Wurfscheibe	$n_{M,rechts}$		
	Rührwerk Motorwelle	$n_{M,Rühr}$	0..6000 [1/min]	Haidenhain ERN420
Temperatur	Hydrauliktank Traktor	ϑ_{Tank}	-25..+100 [°C]	HYDAC ETS 4548- H-000
	Zulauf Düngerstreuer	$\vartheta_{Streuer,zu}$		
Schwenkwinkel	Verstellpumpe Traktor	φ_P	-18..+18 [°]	Bosch Rexroth VT-SWA-1
	Verstellmotor li. Wurfscheibe	$\varphi_{M,links}$		
	Verstellmotor re. Wurfscheibe	$\varphi_{M,rechts}$		
	Verstellmotor Rührwerk	$\varphi_{M,Rühr}$		

A.9 Chancen und Risiken alternativer Lösungskonzepte

Chance:	Mehrwert:
Effizienzsteigerung	Kraftstoffersparnis, Imagegewinn, Reduzierung von Abgasemissionen
zusätzliche Funktionalitäten	Produktivitätssteigerung, Imagegewinn, Bedienkomfort
Technologieführerschaft	Imagegewinn

Chancen alternativer Lösungskonzepte, nach [Thi12]

Risiko:	Bemerkung:
sicherheitskritische Zustände	DIN EN ISO 12100 [DIN11b] beschreibt eine Strategie zur Risikobeurteilung und Risikominimierung
technische Einsatzgrenzen	Beispiele: - Komponenten nicht verfügbar - Know-how nicht verfügbar - Bauraumrestriktionen - Gewichtsrestriktionen - ...
wirtschaftliche Einsatzgrenzen	Beispiele: - unzureichende Amortisationszeit - fehlende Marktakzeptanz - ...

Risiken alternativer Lösungskonzepte

A.10 Einzellastzyklen des Düngerstreuers mit Einstellparametern

Einzellast- zyklus		Streu- breite	Ausbring- menge	linke Wurfscheibe			rechte Wurfscheibe		
				<i>n</i>	<i>DW</i>	<i>AGP</i>	<i>n</i>	<i>DW</i>	<i>AGP</i>
Normal- streuen	NS1	klein	klein	1000	180	5	1000	180	5
	NS2		groß	1000	340	5	1000	340	5
	NS3	groß	klein	1200	330	9	1200	180	9
	NS4		groß	1200	580	9	1200	340	9
Rand- streuen	RS1	klein	klein	1000	180	5	600	153	F
	RS2		groß	1000	340	5	600	289	F
	RS3	groß	klein	1200	330	9	1150	281	H
	RS4		groß	1200	580	9	1150	493	H
Grenz- streuen	GS1	klein	klein	1000	180	5	450	153	D
	GS2		groß	1000	340	5	450	289	D
	GS3	groß	klein	1200	330	9	900	281	H
	GS4		groß	1200	580	9	900	493	H
Leerlauf	LL1	keine Düngerabgabe		1000	-	-	1000	-	-
	LL2	Rührwerk inaktiv		1200	-	-	1200	-	-

A.11 Identifizierung von Gefährdungen

Art der Gefährdung	Ursprung		mögliche Folgen
1. Mechanische Gefährdungen	äußere Leckage im Hochdruck	Defekt an Schläuchen/ Leitungen	Eindringen von unter Druck stehenden Medien; Schneiden; Abschneiden;
		Defekt an Armaturen/ Ventilen	Abschneiden;
		Defekt an Antrieben	Durchstich; Einstich
	sich bewegende Teile	Zylinder/ Mechanik der Aufgabepunktverstellung	Quetschen; Schneiden, Scheren; Einziehen; Fangen; Erfassen; Reiben; Abschürfen; Stoß
		Dosierschieber	
		Dreipunktkraftheber	
	rotierende Teile	hydraulischer Oberlenker	
		Wurfscheiben/ Rührwerkswelle	
	wegfliegende Teile	Streugut	Stoß; Durchstich; Einstich
		Ablösen Wurfscheibe	
Zerstörung Antriebe			
Schwerkraft	Senken Heckkraftheber	Quetschen; Stoß; Scheren	
gespeicherte Energie	Rückstellfeder der Aufgabepunktverstellung	Quetschen; Stoß; Scheren	
	Druckspeicher (optional)	Quetschen; Scheren; Eindringen von unter Druck stehenden Medien	
2. Elektrische Gefährdungen	Kurzschluss	Teile können im Fehlerfall spannungsführend werden	Kabelbrand; Verbrennung; elektrischer Schlag
3. Thermische Gefährdungen	Objekte mit hoher Temperatur	heißes Druckmedium bei äußerer Leckage	Verbrennung; Verbrühung
		heiße Oberflächen	Verbrennung
4. Gefährdungen durch Lärm	Betriebsgeräusch	Verbrennungsmotor	Unbehagen; Stress; Schädigung d. Gehörs
		hydraulische Antriebe	
7. Gefährdungen d. Materialien und Substanzen	Flüssigkeit	Kontakt mit austretendem Druckmedium	Vergiftung; Infektion
	Staub	Streugut/ Umgebung	Atembeschwerden; Vergiftung
	Substanz	Kontakt mit Streugut	Vergiftung; Verätzung

Gefährdungen am Beispiel des modifizierten Düngerstreuers, nach [DIN11b]

A.12 Identifizierung von Gefährdungssituationen

Phasen der Lebensdauer der Maschine	Aufgabe	Gefährdungsereignis	mögliche Folgen
Transport (Personen im Gefahrenbereich)	Überföhrungs-fahrt	unbeabsichtigte Bewegung der hydraulischen Antriebe	Quetschen; Schneiden; Scheren; Einziehen; Stoß; Fangen; Abschürfen; Erfassen, Reiben
Montage und Installation (Aufenthalt im Gefahrenbereich erforderlich)	Erstinbetrieb-nahme	unbeabsichtigte Bewegung der hydraulischen Antriebe	Quetschen; Schneiden; Scheren; Einziehen; Stoß; Fangen; Abschürfen; Erfassen, Reiben
		Austritt von Medium (äußere Leckage)	Eindringen von unter Druck stehenden Medien; Durchstich; Einstich
	Anbau/ Abbau/ Voreinstellung des Dünger-streuers	Trennen von unter Druck stehenden Leitungen	Eindringen von unter Druck stehenden Medien; Verbrennung
		unbeabsichtigte Bewegung der hydraulischen Antriebe	Quetschen; Schneiden; Scheren; Einziehen; Stoß; Fangen; Abschürfen; Erfassen, Reiben
Betrieb	Befüllen des Streugut-behälters	unbeabsichtigte Bewegung der hydraulischen Antriebe	Quetschen; Schneiden; Scheren; Einziehen; Stoß; Fangen; Abschürfen; Erfassen, Reiben
	Streubetrieb	Person befindet sich im Gefahrenbereich	Erfassen, Reiben
Reinigung (Aufenthalt im Gefahrenbereich erforderlich)	Restentleerung und Reinigung	unbeabsichtigte Bewegung der hydraulischen Antriebe	Quetschen; Schneiden; Scheren; Einziehen; Stoß; Fangen; Abschürfen; Erfassen, Reiben
		Röhrwerkwellen dreht	Erfassen, Reiben
Fehlersuche und Beseitigung (Aufenthalt im Gefahrenbereich erforderlich)	Fehlersuche	unbeabsichtigter Wiederanlauf eines Antriebs nach Störung	Quetschen; Schneiden; Scheren; Einziehen; Stoß; Fangen; Abschürfen; Erfassen, Reiben
		Austritt von Medium (äußere Leckage)	Eindringen von unter Druck stehenden Medien; Durchstich; Einstich

Gefährdungssituationen am Beispiel des modifizierten Düngersreuers, nach [DIN11b]

B Abbildungsverzeichnis

Bild 1.1: Systematik der Maßnahmen zur Energieeinsparung [Bac94]	2
Bild 2.1: Systemgrenzen bei der Effizienzbewertung in der Mobilhydraulik	9
Bild 2.2: Systemgrenzen im p-Q-Diagramm am Beispiel CC-LS-System	10
Bild 2.3: Wirkungsgradverläufe von Konstanteinheiten, nach [Mur12a]	14
Bild 2.4: Gliederung der Verlustarten von Ventilen	17
Bild 2.5: System mit aufgeprägtem Volumenstrom (OC-Schaltung)	21
Bild 2.6: Konstantdrucksystem mit Verstellpumpe (CC-Schaltung)	23
Bild 2.7: LS-System mit Verstellpumpe und nachgeschalteten IDW	25
Bild 2.8: Verdrängersteuerung mit aufgeprägtem Volumenstrom	28
Bild 2.9: Sekundärgeregelte Antriebe am Netz mit aufgeprägtem Druck	30
Bild 3.1: Systeme mit zwei rotatorischen Verbrauchern	38
Bild 3.2: Ein- und Ausgabewerte Leistungsflussmodell	39
Bild 3.3: Modellierung einer Verstellpumpe	41
Bild 3.4: Modellierung des Hydraulikpfads eines Konstantmotors	41
Bild 3.5: Modellierung des Hydraulikpfads eines Verstellmotors	42
Bild 3.6: Effizienzlandkarte der Referenzkonfiguration	46
Bild 3.7: Grenzlinien bei Variation der Verbraucherzahl	47
Bild 3.8: Grenzlinien bei Variation des Motorverdrängervolumens	48
Bild 3.9: Grenzlinien bei Variation von Pumpendrehzahl und -größe	49
Bild 3.10: Grenzlinien bei Variation mehrerer Parameter	50
Bild 4.1: Die sechs Schritte der Methodik	55
Bild 4.2: Teilschritte bei der Bestimmung der relevanten Antriebe	56
Bild 4.3: Indikatoren für das Effizienzsteigerungspotential, nach [Dre10]	57
Bild 4.4: Teilschritte zur Bestimmung der Belastungen	59
Bild 4.5: Teilschritte der Leistungsflussanalyse	61
Bild 4.6: Teilschritte zur Auswahl der zu modifizierenden Verbraucher	62
Bild 4.7: Teilschritte der Variantenrechnung	63
Bild 4.8: Gliederung von Hydrauliksystemen, links nach [Mur12a]	64
Bild 4.9: Vorgehensweise bei der Erzeugung von Lösungskonzepten	66
Bild 5.1: Traktor mit Düngerstreuer	71
Bild 5.2: Hydraulikschaltplan mit Messstellen, nach [Agc09], [Rau09]	72

Bild 5.3: Einbausituation der Verstellpumpe und der zugehörigen Sensorik	75
Bild 5.4: Variation des Streugutes beim Einzellastzyklus RS2	79
Bild 5.5: Feldversuch mit fahrendem Traktor für Einzellastzyklus RS2	81
Bild 5.6: Druckverluste im LS-Hydrauliksystem für einen Umlauf	82
Bild 6.1: Synthetischer Gesamtzyklus für den Düngerstreuer	90
Bild 6.2: Inverses Verbrauchermodell am Beispiel eines Konstantmotors	90
Bild 6.3: Betriebspunkte der Konstantmotoren bei den Einzellastzyklen	91
Bild 6.4: Betriebspunkte der Verstellpumpe bei den Einzellastzyklen	91
Bild 6.5: Leistungsflussmodell des Ausgangssystems	92
Bild 6.6: Validierung des Leistungsflussmodells	93
Bild 6.7: Nutz- und Verlustleistungen des LS-Ausgangssystems	94
Bild 6.8: Nutz- und Verlustleistungen im p-Q-Diagramm	95
Bild 6.9: Summenkurve und Richtwerte der ABC-Analyse	97
Bild 6.10: Abstraktion der relevanten Antriebe des Ausgangssystems	99
Bild 6.11: Modellierung der Lösungskonzepte	103
Bild 6.12: Algorithmus zur Optimierung der Energieeffizienz	104
Bild 6.13: Systemeffizienz der Lösungskonzepte I/iii, I/vii und I/ix	105
Bild 6.14: Systemeffizienz der Lösungskonzepte II/iii, II/vii und II/ix	106
Bild 6.15: Verbrauchskennfeld des Dieselmotors, Werte nach [Neu08]	107
Bild 6.16: Kraftstoffverbrauch der Lösungskonzepte I/ix und II/ix	108
Bild 6.17: Relativ zulässige Systemzusatzkosten	109
Bild 7.1: Technische Daten der Verstellmotoren	115
Bild 7.2: Einschleifiger Drehzahlregelkreis, nach [Hof12]	116
Bild 7.3: Hydraulikschaltplan und Steuerungskonzept des Demonstrators	118
Bild 7.4: Einbausituation der Hydraulikkomponenten im Demonstrator	119
Bild 7.5: Energieeffizienz des Demonstrators beim Lösungskonzept I/ix	121
Bild 7.6: Anlauf eines Wurf Scheibenantriebs beim Streuversuch NS4	123
Bild 7.7: Öffnen des Dosierschiebers beim Streuversuch NS1	124
Bild 7.8: Öffnen des Dosierschiebers beim Streuversuch NS4	125
Bild 7.9: Gegenüberstellung von Simulation und Messung	126
Bild 8.1: Regelkreis zur Optimierung der Betriebspunkte	134

C Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1: Beschreibung hydrostatischer Verdrängereinheiten	13
Tabelle 2.2: Methoden für die Abbildung des Maschineneinsatzes [Stu12]	34
Tabelle 3.1: Variation von Systemparametern und Verbraucherlasten	38
Tabelle 3.2: Einfluss der Wirkungsgrade der hydrostatischen Einheiten	51
Tabelle 3.3: Einfluss idealisierter Komponenten	53
Tabelle 4.1: Kriterien für die Bewertung des Effizienzsteigerungspotentials	59
Tabelle 4.2: Morphologischer Kasten für das Teilsystem Speisung	64
Tabelle 4.3: Morphologischer Kasten für das Teilsystem Verbraucherpfad	65
Tabelle 4.4: Kriterien der Auswahlliste, nach [Pah07]	67
Tabelle 5.1: Betriebsarten eines Zweiseiben-Düngerstreuers	76
Tabelle 5.2: Randbedingungen stationäre Streuversuche	77
Tabelle 5.3: Versuchsablauf stationäre Streuversuche mit Feinkies	78
Tabelle 5.4: Randbedingungen Feldversuche mit Düngekalk	79
Tabelle 6.1: Formblatt „Relevante Antriebe (Teil 1)“ für einen Streuzyklus	85
Tabelle 6.2: Formblatt „Relevante Antriebe (Teil 2)“ für einen Streuzyklus	87
Tabelle 6.3: Definition von Einzellastzyklen	89
Tabelle 6.4: Rankingverfahren auf Basis der Pfadverlustleistung	96
Tabelle 6.5: Randbedingungen bei der Variantenerzeugung	98
Tabelle 6.6: Alternative Lösungen für das Teilsystem Verbraucherpfad	100
Tabelle 6.7: Gruppierung der zulässigen Lösungspfade in Hydraulikkreise	100
Tabelle 6.8: Einschränkung der Variantenvielfalt	101
Tabelle 6.9: Alternative Lösungspfade für das Teilsystem Speisung	102
Tabelle 6.10: Visualisierung der Lösungskonzepte	102
Tabelle 6.11: Risikoeinschätzung für den modifizierten Düngerstreuer	111

D Literaturverzeichnis

- [Ach99] ACHTEN, P; PALMBERG, J.O.: What a difference a hole makes – the commercial value of the Innas Hydraulic Transformer, 6th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Tampere, 1999, Tagungsband S. 873-886.
- [Agc09] AGCO GmbH: Werkstatthandbuch FENDT 400 Vario - COM III, Ausgabe 03/2009, Marktobendorf, 2009.
- [Alb05] ALBERS, A.; BURKHARDT, N.; MEBOLDT, M.; SAAK, M.: SPALTEN- problem solving methodology in the product development, International Conference on Engineering Design ICED 05, Melbourne, 2005.
- [Bac07] BACKERA, H.; MALORNY, C.;SCHWARZ, W.: Kreativitätswerkzeuge – Kreative Prozesse anstoßen – Innovationen fördern, 3. Auflage, Carl Hanser Verlag, München, 2007.
- [Bac72] BACKE, W.: Grundlagen der Ölhydraulik, Umdruck zur Vorlesung an der RWTH Aachen, 1972.
- [Bac94] BACKE, W.: Möglichkeiten zur Energieeinsparung in der Hydraulik, 11. Aachener Fluidtechnisches Kolloquium, Aachen, 1994, Tagungsband Nr. 1, S. 201-235.
- [Bau08] BAUER, S.: Konstantdruckhydraulik in selbstfahrenden Erntemaschinen, Mobile Maschinen 1 (2008), Heft 4, S. 22-24.
- [Bav87] BAVENDIEK, R.: Verlustkennwertbestimmung am Beispiel von hydrostatischen Maschinen in Schrägachsenbauweise, Dissertation, Universität der Bundeswehr, Hamburg, 1987. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 7, Nr. 122, VDI Verlag, Düsseldorf, 1987.
- [Bie05] BIEDERMANN, O.: Digitale robuste Regelung von verstellbaren gedrosselten Hydromotoren in Flugsteuerungsantrieben, Dissertation, TU Hamburg-Harburg, 2005. Schriftenreihe Flugzeug-Systemtechnik Nr. 2005-2, Shaker Verlag, Aachen, 2005.

- [Bis09] BISHOP, E. D.: Digital hydraulic transformer – approaching theoretical perfection in hydraulic drive efficiency, 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping, 2009, Tagungsband vom 2.06.2009, S. 54-55.
- [Bos05] BOSCH REXROTH AG: Drehwinkel- Sensor Typ VT-SWA-1, Technisches Datenblatt RD30268/07.05, Lohr a. M., 2005.
- [Bos08] BOSCH REXROTH AG: Elektroproportionale Schwenkwinkel-Regelung, Technisches Datenblatt RD92708/03.08, Horb a. N., 2008.
- [Bos10] BOSCH REXROTH AG: Axialkolben-Verstellmotor A10VM, Technisches Datenblatt RD91703/03.10, Horb a. N., 2010.
- [Bos11a] BOSCH REXROTH AG: Axialkolben-Verstellpumpe A10VO, Technisches Datenblatt RD92703/08.11, Horb a. N., 2011.
- [Bos11b] BOSCH REXROTH AG: Big Benny im Ring, Magazin drive&control, Ausgabe 03/2011, Lohr a. M., 2011, S. 30-31.
- [Bos12a] BOSCH REXROTH AG: Axialkolben-Verstellpumpe A10VNO, Technisches Datenblatt RD92735/03.12, Horb a. N., 2012.
- [Bos12b] BOSCH REXROTH AG: Secondary control with A4VSO axial piston units, Technisches Datenblatt RD92057/12.12, Lohr a. M., 2012.
- [Buc08] BUCHER HYDRAULICS: Gear Motors, Technisches Datenblatt 200-P-991225-E-01/05.08, Reggio Emilia, 2008.
- [Buc09] BUCHER HYDRAULICS: 2/2 Wege- Magnetventilpatrone NG 10, Typenreihe WS22GND..., WS22OND..., Technisches Datenblatt 400-P-131101-D-01/06.2009, Frutigen, 2009.
- [Deg05] DEGRELL, O.; FEUERSTEIN, T.: DLG- PowerMix – Ein praxisorientierter Traktorentest – Testzyklen, 63. Tagung Landtechnik, Hannover, 2005, Tagungsband S. 65-76.

- [Dei09] DEITERS, H.: Standardisierung von Lastzyklen zur Beurteilung der Effizienz mobiler Arbeitsmaschinen, Dissertation, TU Braunschweig, 2009. Forschungsberichte des Instituts für Landmaschinen und Fluidtechnik, Shaker Verlag, Aachen, 2009.
- [Den12] DENGLER, P.; GEIMER, M.: Efficiency Improvement of a Constant Pressure System using an Intermediate Pressure Line, 8th International Fluid Power Conference, Dresden, 2012, Tagungsband Nr. 1, S. 567-578.
- [DIN09] DIN 69901-5:2009-01: Projektmanagement – Projektmanagementsysteme – Teil 5: Begriffe, Deutsches Institut für Normung e.V., Berlin, 2009.
- [DIN11a] DIN EN 10305-4:2011-04: Präzisionsstahlrohre – Technische Lieferbedingungen - Teil 4: Nahtlose kaltgezogene Rohre für Hydraulik- und Pneumatik-Druckleitungen, Deutsches Institut für Normung e.V., Berlin, 2011.
- [DIN11b] DIN EN ISO 12100:2011-03: Sicherheit von Maschinen – Allgemeine Gestaltungsleitsätze – Risikobeurteilung und Risikominderung (ISO 12100:2010), Deutsches Institut für Normung e.V., Berlin, 2011.
- [DIN12a] DIN 2353:2012-09: Lötlose Rohrverschraubungen mit Schneidring-Vollständige Verschraubung und Übersicht, Deutsches Institut für Normung e.V., Berlin, 2012.
- [DIN12b] DIN EN 13739-1:2012-05: Landmaschinen – Ausleger- und Wurf-Mineraldüngerstreuer – Umweltschutz – Teil1: Anforderungen, Deutsches Institut für Normung e.V., Berlin, 2012.
- [DIN97] DIN ISO 730-1:1997-05: Landmaschinen und Traktoren – Heck-Dreipunktbau, Teil1: Kategorien 1,2,4 und 4 (ISO 730-1: 1994), Deutsches Institut für Normung e.V., Berlin, 1997.
- [DIN99] DIN ISO 10448:1999-01: Landwirtschaftliche Traktoren – Hydraulische Leistungsübertragung für Geräte (ISO 10448: 1994), Deutsches Institut für Normung e.V., Berlin, 1999.

- [Dju07] DJUROVIC, M.: Energiesparende Antriebssysteme für die Arbeitshydraulik mobiler Arbeitsmaschinen „Elektrohydraulisches Flow Matching“, Dissertation, TU Dresden, 2007. Berichte aus dem Maschinenbau, Shaker Verlag, Aachen, 2007.
- [Dlu89] DLUZIK, K.: Entwicklung und Untersuchung energiesparender Schaltungskonzepte für Zylinderantriebe am Drucknetz, Dissertation, RWTH Aachen, 1989.
- [Dop11] DOPICHAY, T.; STAMM VON BAUMGARTEN, T.; HARMS, H.; LANG, T.: Methoden zur Generierung von Last- und Fahrzyklen für mobile Arbeitsmaschinen und schwere Nutzfahrzeuge, Fachtagung Mobile Machines, Karlsruhe, 2011, Tagungsunterlagen vom 29. und 30.03.2011.
- [Dre10] DREHER, T.: The Capability of Hydraulic Constant Pressure Systems with a focus on Mobile Machines, 6th FPNI-PhD Symposium, West Lafayette, 2010, Tagungsband S. 579-588.
- [Dre12] DREHER, T.; GEIMER, M.: Entwicklung und Optimierung eines Konstantdrucksystems mit parallelen sekundäreregelten Antrieben am Beispiel eines Mineräldüngerstreuers, 7. Kolloquium Mobilhydraulik, Karlsruhe, 2012, Tagungsband S. 125-143.
- [Ehr09] EHRENSPIEL, K.: Integrierte Produktentwicklung: Denkabläufe, Methodeneinsatz, Zusammenarbeit. 4. Auflage, Hanser Verlag, München, 2009.
- [Fed08] FEDDE, T.: Elektrohydraulische Bedarfsstromsysteme am Beispiel eines Traktors, Dissertation, TU Braunschweig, 2007. Forschungsberichte des Instituts für Landmaschinen und Fluidtechnik, Shaker Verlag, Aachen, 2008.
- [Fie12] FIESS, J.: Wirkungsgradermittlung bei hydrostatischen Konstant- und Verstellmotoren, unveröffentlichte Studienarbeit am Lehrstuhl für Mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie, 2012.
- [Fin06] FINDEISEN, D.: Ölhydraulik – Handbuch für die hydrostatische Leistungsübertragung in der Fluidtechnik, 5. Auflage, Springer Verlag, Berlin, 2006.

- [Fin08] FINZEL, R.; HELDUSER, S.: Energy-Efficient Electro-Hydraulic Control Systems for Mobile Machinery / Flow Matching, 6th International Fluid Power Conference, Dresden, 2008, Tagungsband S. 89-102.
- [Fin11] FINZEL, R.: Elektrohydraulische Steuerungssysteme für mobile Arbeitsmaschinen, Dissertation, TU Dresden, 2010. Berichte aus dem Maschinenbau, Shaker Verlag, Aachen, 2011.
- [Fle11] FLECZORECK, T.; HARMS, H.; LANG, T.: Voraussetzungen zur Effizienzbewertung von Antrieben mobiler Maschinen, Landtechnik 66 (2011), Heft 6, S. 426-429.
- [Fle13] FLECZORECK, T.: Effizienzbewertung von Antrieben mobiler Arbeitsmaschinen am Beispiel eines Mähreschers, Dissertation, TU Braunschweig, 2013. Forschungsberichte aus dem Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge, Shaker Verlag, Aachen, 2013.
- [Fle61] FLETCHER, E.H.: Closed Circuit System Powers Tractor's Hydraulics, Hydraulics + Pneumatics 14 (1961) Heft 10, S. 97-102.
- [Fle63] FLETCHER, E.H.: Developing Closed-Center System for Tractors, Agricultural Engineering 6 (1963) Heft 1, S. 18-21.
- [Gee03] GEERLING, G.: Entwicklung und Untersuchung neuer Konzepte elektrohydraulischer Antriebe von Flugzeug-Landeklappensystemen, Dissertation, TU Hamburg-Harburg, 2002. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, Nr. 538, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2003.
- [Gei14] GEIMER, M.; POHLANDT, C.: Grundlagen mobiler Arbeitsmaschinen, Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik Band Nr. 22, KIT Scientific Publishing, Karlsruhe, 2014.
- [Grö09] GRÖSBRINK, B.; HARMS, H.-H.: A new approach to an energy saving hydraulic system for mobile machines, 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping, 2009, Tagungsband vom 2.06.2009, S.16-17.

- [Gue86] GUENTER, F.J.: Anwendung der Sekundärregelung bei einem hydraulischen Schaufelradbagger, 7. Aachener Fluidtechnisches Kolloquium, Aachen, 1986, Tagungsband 2, S. 399-420.
- [Haa89] HAAS, H.-J.: Sekundärgeregelte hydrostatische Antriebe im Drehzahl- und Drehwinkelregelkreis, Dissertation, RWTH Aachen, 1989.
- [Hau06] HAUBER, B.: Variable Displacement Hydraulic Motors used for High Lift Systems of Commercial Aircrafts (on the example of the Airbus A380 Flap System), 5th International Fluid Power Conference, Aachen, 2006, Tagungsband S. 395-406.
- [Hau12] HAURI KG Mineralstoffwerke: Produktdatenblatt Optiflor 80/10 Granulat, Stand: 7.12.2012, Bötzingen, 2012.
- [Hof12] HOFMEIER, M.: Reglerentwurf für den Betrieb von drehzahl-geregelten Verstellmotoren am Konstantdrucknetz, unveröffent-lichte Diplomarbeit am Lehrstuhl für Mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie, 2012.
- [Hol98] HOLLÄNDER, C.: Untersuchungen zur Beurteilung und Optimier-ung von Baggerhydrauliksystemen, Dissertation, TU Braun-schweig, 1998. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 1, Nr. 307, Düsseldorf, 1998.
- [Hyd11] HYDAC Filtertechnik GmbH: Rücklauffilter RFM, Technisches Datenblatt D7.106.1.0/04.11, Sulzbach/Saar, 2011.
- [Ind13] INDERELST, M.: Efficiency Improvements in Mobile Hydraulic Systems, Dissertation, RWTH Aachen, 2013. Reihe Fluidtechnik Band Nr. 70, Shaker Verlag, Aachen, 2013.
- [ISO05] ISO 17567:2005(E): Agricultural and forestry tractors and implements – Hydraulic power beyond, International Standard, ISO copyright office, Genf, 2005.
- [Iva93] IVANTYSYN, J; IVANTYSYNOVA, M.: Hydrostatische Pumpen und Motoren, Konstruktion und Berechnung, 1. Auflage, Vogel Buchverlag, Würzburg, 1993.

- [Keu00] KEUPER, G.: Beiträge der Hydraulik zur kontrollierten Ausbringung von Düngemitteln – Zusatznutzen hydraulischer Antriebstechnik bei geringem Mehraufwand, VDI-MEG-Tagung Landtechnik, Münster, 2000, Tagungsband S. 295-300.
- [Kög95] KÖGL, C.: Verstellbare hydrostatische Verdrängereinheiten im Drehzahl- und Drehmomentregelkreis am Netz mit angepasstem Versorgungsdruck, Dissertation, RWTH Aachen, 1995.
- [Koh08] KOHMÄSCHER, T.: Modellbildung, Analyse und Auslegung hydrostatischer Antriebsstrangkonzepte, Dissertation, RWTH Aachen, 2008. Reihe Fluidtechnik Band Nr. 51, Shaker Verlag, Aachen, 2008.
- [Kor96] KORDAC, R.: Hydrostatische Antriebe mit Sekundärregelung, Buchreihe „Der Hydraulik Trainer“ der Bosch Rexroth AG, Band 6, 2. Auflage, Lohr a. M., 1996.
- [Lan11] LANG, T.: Hydraulische Antriebstechnik in mobilen Arbeitsmaschinen, Habilitationsschrift, TU Braunschweig, 2009. Forschungsberichte des Instituts für Landmaschinen und Fluidtechnik, Shaker Verlag, Aachen, 2011.
- [Lun10] LUNZE, J.: Regelungstechnik 1 - Systemtheoretische Grundlagen, Analyse und Entwurf einschleifiger Regelungen, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, 2010.
- [Mat11] THE MATH WORKS: MATLAB/Simulink Product Documentation R2011a, 2011.
- [Mat14] MATTHIES, H. J.; RENIUS, K. T.: Einführung in die Ölhydraulik, 8. Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden, 2014.
- [Mur11] MURRENHOFF, H.: Fluidtechnik für mobile Anwendungen, Umdruck zur Vorlesung am Institut für fluidische Antriebe und Steuerungen, 5. Auflage, Reihe Fluidtechnik, Shaker Verlag, Aachen, 2011.

- [Mur12a] MURRENHOFF, H.: Grundlagen der Fluidtechnik - Teil1: Hydraulik, Umdruck zur Vorlesung am Institut für fluidische Antriebe und Steuerungen, 7. Auflage, Reihe Fluidtechnik, Shaker Verlag, Aachen, 2012.
- [Mur12b] MURRENHOFF, H.: Zukunft der Mobilhydraulik, ATZ 114 (2012) Sonderausgabe „ATZ offhighway April 2012“, S.88.
- [Mur83] MURRENHOFF, H.: Regelung von verstellbaren Verdrängereinheiten am Konstant-Drucknetz, Dissertation, RWTH Aachen, 1983.
- [Nag11] NAGEL, P.; ROOS, P.; GEIMER, M.; LANG, T.: Antriebsstrang mit Energierückgewinnung: Entwicklungsmethodik und Betriebsstrategien für mobile Arbeitsmaschinen, Projektbericht auf der Informationsveranstaltung der Forschungsfonds Fluidtechnik am 30.06.2011, Frankfurt a. M., 2011.
- [Neu08] NEUNABER, M., WILMER, H.: Schleppertest Fendt 415 Vario: Kompakt und sparsam, Profi 20 (2008), Heft 9, S. 12-17.
- [Nik84] NIKOLAUS, H.: Maßnahmen zur Energieeinsparung bei hydrostatischen Antrieben, 6. Aachener Fluidtechnisches Kolloquium, Aachen, 1984, Tagungsband 1, S. 179-214.
- [Olf84] OLFE, G.; SCHÖN, H.: Einsatzzeiten von Schleppern bei unterschiedlichen betrieblichen Verhältnissen, Grundlagen der Landtechnik 34 (1984), Heft 6, S. 236-243.
- [Oph05] OPHEY, L.: Entwicklungsmanagement: Methoden der Produktentwicklung, 8. Auflage, Springer Verlag, Berlin, 2005.
- [Pah07] PAHL, G.; BEITZ, W.: Konstruktionslehre: Grundlagen erfolgreicher Produktentwicklung. Methoden und Anwendung, 7. Auflage, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, 2007.
- [Pet09] PETTERSON, K.; TIKKANEN, S.: Secondary control in construction machinery – Design and evaluation of an excavator swing drive, 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping, 2009, Tagungsband vom 2.06.2009, S. 56-65.

- [Rah04] RAHMFELD, R.; IVANTYSYNOVA, M.: Displacement Controlled Wheel Loader – a simple and clever Solution, 4th International Fluid Power Conference, Dresden, 2004, Tagungsband S. 183-196.
- [Rah11] RAHMFELD, R.; SKIRDE E.: Wirkungsgradmessung und Modellierung, O+P 55 (2011), Heft 5, S. 196-201.
- [Rau09] RAUCH Landmaschinenfabrik GmbH: Betriebsanleitung AXERA H EMC, Version 09/02, Sinzheim, 2009.
- [Rau11] RAUCH Landmaschinenfabrik GmbH: Preisliste 119 Düngetechnik, Stand September 2011, Sinzheim, 2011.
- [Ren87] RENUUS, K. T.: Traktoren. Technik und ihre Anwendung. 2. Auflage, BLV Buchverlag, München, 1987.
- [Ren94] RENUUS, K. T.: Trends in Tractor Design with Particular Reference to Europe, Journal of Agricultural Engineering Research 57 (1994), Heft 1, S. 3-22.
- [Rob10] ROBENS, N.: Auswahl und Betrieb von Hydrospeichern, O+P Konstruktionsjahrbuch 2010/2011, S. 64-73.
- [Roo12] ROOS, L.; LANG, T.; NAGEL, P., GEIMER, M.: Untersuchung des Rekuperationspotentials eines Mehrverbrauchersystems anhand des Einsatzprofils eines Teleskopladers, 7. Kolloquium Mobilhydraulik, Karlsruhe, 2012, Tagungsband S. 91-108.
- [Rot93] ROTTHÄUSER, S.: Verfahren zur Berechnung und Untersuchung hydropneumatischer Speicher, Dissertation, RWTH Aachen, 1993.
- [Sch06] SCHREIBER, M.: Kraftstoffverbrauch beim Einsatz von Acker-schleppern im besonderen Hinblick auf CO₂-Emissionen, Dissertation, Universität Hohenheim, 2006. Forschungsbericht Agrartechnik (VDI-MEG) Band 442, Shaker Verlag, Aachen, 2006.
- [Sch14] SCHERER, P.; GEIMER, M.: A methodology for the derivation of movement and load spectra for energy efficiency test cycles of heavy equipment vehicles, SAE 2014 Commercial Vehicle Engineering Congress, Rosemont, 2014. SAE Technical Paper 2014-01-2357, 2014, doi:10.4271/2014-01-2357.

- [Sta11] STAMM VON BAUMGARTEN, T.; HARMS, H.; LANG, T.: Bedienerbezogene Bewertung mobiler Arbeitsmaschinen, Landtechnik 66 (2011), Heft 6, S. 414-417.
- [Sta14] STAMM VON BAUMGARTEN, T.: Zur statistischen Bedienermodellierung mobiler Arbeitsmaschinen, Dissertation, TU Braunschweig, 2014. Forschungsberichte aus dem Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge, Shaker Verlag, Aachen, 2014.
- [Ste08] STEINDORFF, K.; DEITERS, H.; LANG, T.; HARMS, H.-H.: Methods for benchmarking the efficiency of mobile working machines and heavy duty vehicles, 6th International Fluid Power Conference, Dresden, 2008, Tagungsband S. 197-207.
- [Sti06] STILLER, C.: Grundlagen der Mess- und Regelungstechnik, Umdruck zur Vorlesung am Institut für Mess- und Regelungstechnik der Universität Karlsruhe (TH), Erste Ausgabe, Stand Februar 2006, Karlsruhe, 2006.
- [Stu12] STURM, C.; GEIMER, M.: Methodik zur Bewertung der Energieeffizienz hydraulischer Antriebssysteme für mobile Arbeitsmaschinen, 5. Fachtagung Baumaschinentechnik, Technische Universität Dresden, 2012, Tagungsband S. 363-380.
- [TEA13] TEAM: Verbundforschungsprojekt TEAM: Entwicklung von Technologien für energiesparende Antriebe mobiler Arbeitsmaschinen, gefördert vom Bundesministerium für Forschung und Bildung, Infobroschüre 2013.
- [Thi12] THIEBES, P.: Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, Dissertation, KIT Karlsruhe, 2011. Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik Band Nr. 10, KIT Scientific Publishing, Karlsruhe, 2012.
- [Ulm88] ULM, M.: Energieoptimierte Sekundärregelung an einem Hydrauliknetz mit geregelt veränderlichem Druck, 8. Aachener Fluidtechnisches Kolloquium, Aachen, 1988, Tagungsband Nr. 2, S. 163-186.
- [VDI02] VDI-Richtlinie 2198:2002-08: Typenblätter für Flurförderfahrzeuge 1983, VDI Verlag, Düsseldorf, 2002.

- [VDI03] VDI-Richtlinie 4661:2003-09: Energiekenngrößen: Definitionen – Begriffe – Methodik, VDI Verlag, Düsseldorf, 2003.
- [VDI87] VDI-Richtlinie 2235:1987-10: Wirtschaftliche Entscheidungen beim Konstruieren, VDI Verlag, Düsseldorf, 1987.
- [VDI93] VDI-Richtlinie 2221:1993-05: Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte, VDI Verlag, Düsseldorf, 1993.
- [VDM12] VDMA-Einheitsblatt 24580:2012-10: Fluidtechnik – Anwendungshinweise zur Optimierung der Energieeffizienz von Hydraulikanlagen, Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau e.V. (VDMA), Frankfurt a. M., 2012.
- [Völ96] VÖLKER, B.: Verlustarme Leistungsentnahme aus einem Hydrauliknetz, O+P 40 (1996), Heft 11-12, S. 783-787.
- [Wie03] WIECZOREK, U.: Ein Simulationsmodell zur Beschreibung der Spaltströmung in Axialkolbenmaschinen der Schrägscheibenbauart Dissertation, Universität Duisburg, 2002. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 7, Nr. 443, VDI Verlag, Düsseldorf, 2003.
- [Wil08] WILLIAMSON, C.; ZIMMERMAN, J.; IVANTYSYNOVA, M.: Efficiency Study of an Excavator Hydraulic System Based on Displacement-Controlled Actuators, Workshop on Fluid Power and Motion Control, Bath, 2008, Tagungsband S. 291-307.
- [Zäh93] ZÄHE, B.: Energiesparende Schaltungen hydraulischer Antriebe mit veränderlichem Versorgungsdruck und ihre Regelung, Dissertation, RWTH Aachen, 1993.
- [Zwi66] ZWICKY, F.: Entdecken, Erfinden, Forschen im morphologischen Weltbild, Droemer Knauer Verlag, München, Zürich, 1966.

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

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

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

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

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

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

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

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

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

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 32** Martin Scherer
**Beitrag zur Effizienzsteigerung mobiler Arbeitsmaschinen.
Entwicklung einer elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung
mit aufgeprägtem Volumenstrom.** 2015
ISBN 978-3-7315-0339-2
- Band 33** Rinaldo Arnold
**Automatische Abstimmung der Sekundärseite eines dreiphasigen
Systems zur berührungslosen induktiven Energieübertragung.** 2015
ISBN 978-3-7315-0355-2
- Band 34** Johannes Gültlinger
Kraftübertragung und Fahrbahnverschleiß durch Spikereifen. 2015
ISBN 978-3-7315-0358-3
- Band 35** Thorsten Dreher
**Energieeffizienz von Konstantdrucksystemen mit sekundärgeregelten
Antrieben beim Einsatz in mobilen Arbeitsmaschinen.** 2015
ISBN 978-3-7315-0377-4

Konstantdrucksysteme in Kombination mit verdrängergesteuerten Antrieben werden vorwiegend in der Stationärhydraulik bei besonderen Anforderungen hinsichtlich Zuverlässigkeit, Dynamik und Regelgenauigkeit realisiert. Dieses als Sekundärregelung bezeichnete Schaltungskonzept hat heute den Ruf einer kostenintensiven Lösung für Nischenanwendungen. In mobilen Arbeitsmaschinen kommt es bislang, trotz der bekanntlich hohen Energieeffizienz, nur vereinzelt zum Einsatz.

Im Rahmen dieser Arbeit wird untersucht, unter welchen Bedingungen Konstantdrucksysteme mit sekundärgeregelten Verstellantrieben eine energieeffiziente und wirtschaftlich attraktive Alternative zu bewährten mobilhydraulischen Schaltungskonzepten sein können.

Zu diesem Zweck wird eine Methodik vorgestellt, die dem Systementwickler eine Bewertung der Chancen und Risiken beim Einsatz dieser Technologie in mobilen Arbeitsmaschinen ermöglicht.

Die Methodik wird am Beispiel eines Traktors mit Zweiseiben-Düngerstreuer angewendet. Beide sind im Ausgangszustand mit einem Load-Sensing-Hydrauliksystem ausgerüstet. Zur Bestätigung der Ergebnisse der Methodik wird ein Demonstrator mit drei sekundärgeregelten Verstellmotoren entwickelt und erprobt.