

Antriebsmodul zur Rekuperation bei hydraulischen Linearaktoren an Kunststoffspritzgießmaschinen

Von der Fakultät für Ingenieurwissenschaften, Abteilung Maschinenbau und Verfahrenstechnik der

Universität Duisburg-Essen

zur Erlangung des akademischen Grades

eines

Doktors der Ingenieurwissenschaften

Dr.-Ing.

genehmigte Dissertation

von

Marco Lenzen

aus

Duisburg

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Johannes Wortberg

Prof. Dr.-Ing. Georg Steinbichler

Tag der mündlichen Prüfung: 29.11.2013

Vorwort / Dankadresse

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Konstruktion und Kunststoffmaschinen an der Universität Duisburg-Essen von 2009 bis 2013. Mein höchster Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. J. Wortberg, der mich in fachlicher Hinsicht jederzeit hervorragend unterstützt und gefördert hat. Einen ganz besonderen Dank möchte ich dahingehend aussprechen, dass er mir trotz der mit dem Thema verbundenen Schwierigkeiten bzgl. der Rahmenbedingungen die Möglichkeit eingeräumt hat, das in dieser Arbeit behandelte Thema hier am Lehrstuhl bearbeiten zu dürfen. Gleichmaßen bedanke ich mich für das damit verbundene Vertrauen, das er mir entgegengebracht hat. Mir ist bewusst, dass diese Möglichkeit alles andere als selbstverständlich gewesen ist. Weiterer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. G. Steinbichler für die Übernahme des Koreferats.

Bei Herrn Dr. Reinhardt Schiffers von der KraussMaffei Technologies GmbH möchte ich mich für die gute Zusammenarbeit und für seine Unterstützung gerade auch in der Endphase meines Promotionsvorhabens bedanken. Gleichmaßen bedanke ich mich bei Herrn Thorsten von den Driesch, Herrn Dr. Roland Bublitz, Herrn Daniel Bunge und Herrn Bernd Killing von der Firma Parker Hannifin, die mir zum einen durch das Sponsoring von benötigten Prüfstandskomponenten, aber auch durch ihre fachliche Unterstützung bei der Auswahl dieser sehr weitergeholfen haben.

Ein besonderer Dank geht an alle Studenten die mit ihren Abschlussarbeiten und sonstigen Leistungen einen entscheidenden Beitrag zu dieser Arbeit geleistet haben. Besonders hervorheben möchte ich dabei Timo Haase, ohne dessen Unterstützung es nicht möglich gewesen wäre die durchgeführten Arbeiten in der gegebenen Zeit fertig zu stellen. Weiterhin hervorheben möchte ich Andreas Unger, Tim Heumann, Sascha Riecke und Kevin Hacker, die mit Ihren Anregungen und Ideen mein Promotionsvorhaben maßgeblich beeinflusst haben.

Außerdem möchte ich auch den Studenten danken, die mich mit ihren Abschlussarbeiten bei meinen sonstigen Aufgaben und parallelen Projekten unterstützt haben. Insbesondere möchte ich an dieser Stelle Herrn Georg Lenze danken, der mir mit seiner Arbeit den Rücken für mein Promotionsthema freigehalten und einen wesentlichen Beitrag zum erfolgreichen Gelingen meiner sonstigen Aufgaben geleistet hat.

Großer Dank gilt meinen Kollegen, die mir stets eine sehr gute fachliche Stütze waren und die einen großen Beitrag dazu geleistet haben, dass meine Zeit am Lehrstuhl immer mit sehr positiven Erinnerungen verbunden sein wird. Insbesondere möchte ich an dieser Stelle meinen langjährigen Bürokollegen Herrn Dr. Jens Dörner und Felix Heinzler danken, die für meine Ideen immer ein offenes Ohr hatten und meine Gedanken durch ihre Kommentare und Anregungen oftmals in die richtige Richtung gelenkt haben.

Abschließend danke ich Herrn Dr. Jens Dörner, Herrn Dr. Kenny Saul, Herrn Marius Janas und meinem Schwager Arthur Czarny für deren jeweilige Korrekturanteile an meiner Arbeit. Mir ist durchaus bewusst, dass dies insbesondere bei Jens und Arthur mit einem größeren zeitlichen Aufwand verbunden gewesen ist. Vielen Dank dafür!

Inhaltsverzeichnis

1	Zusammenfassung	1
2	Summary	2
3	Einleitung, Motivation und Zielsetzung	4
3.1	Motivation	4
3.2	Zielsetzung	6
4	Stand der Forschung und Technik	6
4.1	Hydraulische Antriebstechnik	6
4.1.1	Allgemeine Grundlagen der Stationärhydraulik.....	7
4.1.2	Rekuperation bei hydraulischen Systemen.....	12
4.2	Antriebstechnik von Kunststoffspritzgießmaschinen.....	13
4.2.1	Elektrisch-mechanisch angetriebene Spritzgießmaschinen.....	14
4.2.2	Hydraulisch angetriebene Spritzgießmaschinen.....	16
4.2.3	Hybrid angetriebene Spritzgießmaschinen.....	17
4.3	Schließeinheiten von Kunststoffspritzgießmaschinen.....	17
4.4	Energieverbrauch von Kunststoffspritzgießmaschinen	19
4.5	Zwischenfazit	20
5	Vorarbeiten	21
5.1	Experimentelle Untersuchung unterschiedlich angetriebener Spritzgießmaschinen.....	21
5.1.1	Vollhydraulisch angetriebene Spitzgießmaschine mit Hydrospeicher	21
5.1.2	Servo-hydraulisch angetriebene Spritzgießmaschine	25
5.1.3	Elektrisch-mechanisch angetriebene Spritzgießmaschine.....	30
5.1.4	Ergebnisdiskussion.....	32
5.2	Effizienzsteigerung durch einen für eine Einzelfunktion adaptierten Hydrospeicher	33
5.2.1	Experimentelle Untersuchungen	35
5.2.2	Konzept zur konstruktiven Umsetzung	38
5.2.3	Ergebnisdiskussion.....	39
5.3	Potenzial zur Rekuperation.....	40
5.4	Zwischenfazit	42
6	Konzeptfindung	42
6.1	Anforderungen und Randbedingungen.....	42
6.2	Ansätze zur Rekuperation an hydraulischen Achsen	44
6.2.1	Rekuperation der Federenergie.....	44
6.2.2	Rekuperation der kinetischen Energie.....	48
6.3	Modul zur Rekuperation an einer Zweiplatten-Schließeinheit (2PS-Reku-Modul)	50
6.4	Zwischenfazit	54

7	Modellbildung, Simulation und Validierung.....	- 55 -
7.1	Modellbildung	- 55 -
7.1.1	Parametrierung der Ventilmodelle.....	- 57 -
7.1.2	Modellierung mechanischer Reibung.....	- 59 -
7.1.3	Parametrierung der Speichermodelle.....	- 59 -
7.1.4	Ventilsteuerung	- 60 -
7.1.5	Aufladen der Speicher	- 63 -
7.2	Validierung und modellbasierte Untersuchungen der Arbeitsfunktion	- 64 -
7.2.1	Validierung der Arbeitsfunktion.....	- 64 -
7.2.2	Modellbasierte Untersuchungen.....	- 67 -
7.3	Validierung der Bewegungsfunktion.....	- 72 -
7.4	Zwischenfazit	- 76 -
8	Optimierung, Parameterstudie und modellbasierte Potenzialermittlung	- 77 -
8.1	Modellbasierte Konzeptoptimierung	- 77 -
8.1.1	Referenzkonfiguration.....	- 77 -
8.1.2	Optimierung durch Integration einer Differenzialschaltung.....	- 80 -
8.1.3	Optimierung durch eine bedarfsgerechte Schließkraftführung.....	- 87 -
8.1.4	Optimierung durch angepassten Druckdifferenzverlauf beim Schließkraftaufbau	- 88 -
8.1.5	Vergleichende Darstellung der Konzeptvarianten.....	- 90 -
8.2	Parameterstudie	- 91 -
8.3	Modellgestützte Untersuchung für den realen Anwendungsfall	- 102 -
8.3.1	Vergleichende Darstellung zu den Voruntersuchungen	- 103 -
8.3.2	Potenzialabschätzung an exemplarisch gewählten Serienmaschinen.....	- 105 -
8.4	Zwischenfazit	- 106 -
9	Umsetzung, Risikobewertung und Rentabilität	- 108 -
9.1	Konzept zur Umsetzung auf Basis der modellbasierten Untersuchungen.....	- 108 -
9.2	Rentabilität und Risikobewertung an einem Fallbeispiel	- 109 -
9.3	Zwischenfazit	- 111 -
10	Fazit und Ausblick.....	- 111 -
10.1	Fazit.....	- 111 -
10.2	Ausblick.....	- 114 -
11	Literaturverzeichnis	- 116 -
12	Anhang.....	- 126 -

Abbildungsverzeichnis

- Abb. 3-1: Auszug einer Befragung von 15 Spritzgießmaschinenherstellern bzgl. Entwicklungen in der Antriebstechnik auf der K-Messe 2010
- Abb. 4-1: Konstruktiver Aufbau eines Blasenspeichers (links), Einordnung gängiger Energiespeicher und Energiewandler in Energiedichte und Leistungsdichte (rechts)
- Abb. 4-2: Schematischer Aufbau eines hydraulischen Systems
- Abb. 4-3: Schematische Darstellung einer vollelektrisch angetriebenen Spritzgießmaschine mit einer 5-Punkt Doppel-Kniehebel-Schließereinheit
- Abb. 4-4: Schematischer Aufbau eines Frequenzumrichters mit Zwischenkreis
- Abb. 4-5: Schematische Darstellung einer vollhydraulisch angetriebenen Spritzgießmaschine mit einer 3-Platten Schließereinheit
- Abb. 4-6: Schematischer Aufbau einer Zweiplatten Schließereinheit im geöffneten Zustand (links), schematische Darstellung der Kräfte und Dehnungen bei aufgebaute Schließkraft und beim Zuhalten (rechts)
- Abb. 5-1: Zeitlicher Verlauf der Wirkleistung und des Speicherdrucks an der hydraulisch angetriebenen Vollspeichermaschine
- Abb. 5-2: Energiefluss der hydraulisch angetriebenen Vollspeichermaschine mit einer maximalen Schließkraft von 1.100 kN
- Abb. 5-3: Darstellung „direkter“ und „indirekter“ Energieverbrauch, für zwei verschiedene Achsbewegungen
- Abb. 5-4: Zeitlicher Verlauf der Wirkleistung und der hydraulischen Leistung am Pumpenausgang an der servo-hydraulisch angetriebenen Maschine
- Abb. 5-5: Leistungsfluss und Druckverteilung der servo-hydraulisch angetriebenen Maschine beim Öffnen der Schließereinheit und einer konstanten Fahrgeschwindigkeit (1.000 mm/s)
- Abb. 5-6: Energiefluss der servo-hydraulisch angetriebenen Spritzgießmaschine
- Abb. 5-7: Zeitlicher Verlauf der abgerufenen elektrischen Antriebsleistung (Wirkleistung) der vollständig elektrisch-mechanisch angetriebenen Maschine
- Abb. 5-8: Energiefluss der elektrisch-mechanisch angetriebenen Spritzgießmaschine
- Abb. 5-9: Hydraulischer Schaltplan (links) und Demonstrator (Mitte) des integrierten S-A-Moduls für den Anwendungsfall Kraftaktoren einer Zwei-Platten-Schließereinheit (rechts)
- Abb. 5-10: Energieverbrauch des integrierten S-A-Moduls in Abhängigkeit der Zykluszeit und der Motordrehzahl bei einer Schließkraft von 600 kN
- Abb. 5-11: Vergleich der Leistungsaufnahme zwischen dem integrierten S-A-Modul (rechts) und einer konventionell hydraulisch angetriebenen Schließereinheit (links)
- Abb. 5-12: Konzept zur konstruktiven Umsetzung und Integration des S-A-Modul an einer Zwei-Platten-Schließereinheit
- Abb. 5-13: Federenergie und Bewegungsenergie einer Schließereinheit in Abhängigkeit der bewegten Masse, der Geschwindigkeit, der Schließkraft und des Deformationshubs der Schließereinheit

- Abb. 6-1: Konzeptvarianten zur Rekuperation der Federenergie auf Basis des S-A-Moduls
- Abb. 6-2: Energetische Bewertung, Flächenverhältnisse zwischen zu- und abgeführter Energie (links: ohne Rekuperation , Mitte: Rekuperation Konzept 2 , rechts: Energie Aktor)
- Abb. 6-3: Konzept zur Rekuperation der Federenergie durch Druckerhöhung auf der Saugseite der Pumpe
- Abb. 6-4: Prinzip eines mechanischen Oszillators
- Abb. 6-5: Konzept und simulierter energetischer Nutzen zur Rekuperation der Fahrbewegung
- Abb. 6-6: Schematische Darstellung des 2PS-Reku-Moduls in der Referenzkonfiguration
- Abb. 6-7: Umsetzung des 2PS-Reku-Moduls in einem hydraulischen Schaltplan
- Abb. 7-1: Schematischer Überblick über das Simulationsmodell des 2PS-Reku-Moduls
- Abb. 7-2: Strukturelle Darstellung des Modells zur Ventilparameter-Identifikation
- Abb. 7-3: Abbildung der Ventilkennlinien in der Simulation mit Hilfe von Optimierungsalgorithmen
- Abb. 7-4: Vorgehensweise zur Ermittlung des optimalen Bremsweges bei variierenden Speicherdrücken und Speichervolumen am Beispiel der Schließbewegung
- Abb. 7-5: Bestimmung des Bremsweges mit Hilfe eines iterativen Ansatzes (links Bremszeitpunkt optimal, rechts verspäteter Bremszeitpunkt)
- Abb. 7-6: Modellbildung und Validierung der Arbeitsfunktion des 2PS-Reku-Moduls am integrierten S-A-Modul
- Abb. 7-7: Vergleich gemessener (rot dargestellt) und simulierter (schwarz dargestellt) Zustandsgrößen des S-A-Moduls in der Ausgangskonfiguration
- Abb. 7-8: Vergleich gemessener (rot dargestellt) und simulierter (schwarz dargestellt) Zustandsgrößen des S-A-Moduls nach der Validierung
- Abb. 7-9: Energiefluss im S-A-Modul mit und ohne Fließwiderstand im Systemrücklauf
- Abb. 7-10: Energetische Betrachtung der Zustandsänderungen beim Kraftaufbau
- Abb. 7-11: Energieverbrauch des S-A-Moduls bei variierender Zykluszeit bei konstantem Betriebspunkt und drucklosem Umlauf
- Abb. 7-12: Schematische Darstellung der Einflussgrößen auf die Volumenänderungsarbeit beim Ladevorgang eines Hydrospeichers
- Abb. 7-13: Schaltbild des Demonstrators zur Validierung der Bewegungsfunktion
- Abb. 7-14: Schematische Darstellung des Demonstrators zur Validierung der Bewegungsfunktion
- Abb. 7-15: Gegenüberstellung der gemessenen und simulierten zeitlichen Verläufe der Systemgrößen am Demonstrator der Bewegungsachse bei Speicherdrücken von 40 bar und 30 bar
- Abb. 7-16: Gegenüberstellung der gemessenen und simulierten zeitlichen Verläufe der Systemgrößen am Demonstrator der Bewegungsachse bei Speicherdrücken von 70 bar und 50 bar
- Abb. 8-1: Simuliertes Verhalten der wichtigsten Zustandsgrößen im Labormaßstab

- Abb. 8-2: Simuliertes Antriebsmoment und Energieverbrauch über den Spritzgießzyklus mit Rekuperation der Federenergie durch Umsetzung einer Druckerhöhung auf der Saugseite der Pumpe
- Abb. 8-3: Zyklusablauf des modifizierten 2PS-Reku-Moduls mit integrierter Differenzialschaltung
- Abb. 8-4: Schema zur analytischen Auslegung des 2PS-Reku-Moduls mit integrierter Differenzialschaltung
- Abb. 8-5: Simuliertes Verhalten der wichtigsten Zustandsgrößen des um eine Differenzialschaltung erweiterten Modells im Labormaßstab
- Abb. 8-6: Simuliertes Antriebsmoment und Energieverbrauch über den Spritzgießzyklus mit Rekuperation der Federenergie durch eine Druckerhöhung auf der Saugseite der Pumpe bei integrierter Differenzialschaltung
- Abb. 8-7: Energiefluss des 2PS-Reku-Moduls mit integrierter Differenzialschaltung
- Abb. 8-8: Vergleichende Darstellung der simulierten Energieverbräuche bei bedarfsgerechter und konventioneller Schließkraftführung für einen exemplarisch gewählten Prozess
- Abb. 8-9: Schematische Darstellung des Energiespeichers zur dissipationsminimierten Druckführung beim Kraftaufbau (links), Darstellung der simulierten Kraftverläufe (rechts)
- Abb. 8-10: Vergleich der charakteristischen Kenngrößen zwei verschiedener Konzeptvarianten
- Abb. 8-11: Schematische Darstellung des Workflows zur modellbasierten Untersuchung
- Abb. 8-12: Geschwindigkeitsverlauf der Fahrbewegung bei unterschiedlichen Speicherdrücken, exemplarisch dargestellt für die Schließbewegung
- Abb. 8-13: Einfluss der Fahrkraft auf die Volumenänderungsarbeit im Speicher 1 sowie die Volumenänderungsarbeit im Speicher 2
- Abb. 8-15: Darstellung der Drosselverluste in Abhängigkeit der Ventilgröße
- Abb. 8-17: Einfluss des Förderstroms der Pumpeneinheit auf die erforderliche Zeit zur Rekuperation der Federenergie
- Abb. 8-18: Erforderliche Bremswege der beiden Fahrbewegungen in Abhängigkeit des Öffnungshubes und des Deformationshubes beim Schließkraftaufbau
- Abb. 8-19: Einfluss der bewegten Masse auf das Verhalten der Bewegungsachse am Beispiel der Schließbewegung
- Abb. 8-20: Vergleich der wichtigsten Eigenschaften des 2PS-Reku-Moduls mit den Eigenschaften einer servo-hydraulisch angetriebenen Schließeinheit mit einer maximalen Schließkraft von 6.500 kN
- Abb. 8-21: Vergleich der wichtigsten Eigenschaften des 2PS-Reku-Moduls mit den Eigenschaften einer elektrisch-mechanisch angetriebenen Kniehebel-Schließeinheit mit einer maximalen Schließkraft von 1.800 kN
- Abb. 8-22: Vergleich der bei der Simulation ermittelten Energieanteile zu den theoretisch möglichen Beträgen rekuperierbarer Energie
- Abb. 9-1: Auf Basis der modellgestützten Untersuchungen optimierter und für eine weitere Betrachtung empfohlener Entwurf des 2PS-Reku-Moduls

Tabellenverzeichnis

Tabelle 5-1: Überblick über die untersuchten Maschinen

Tabelle 5-2: Theoretisch rekuperierbarer Energiegehalt zweier exemplarisch gewählter Schließeinheiten für modellhafte Produktionsszenarien

Tabelle 9-1: Abschätzung des wirtschaftlichen Nutzens des 2PS-Reku-Moduls für einen exemplarisch betrachteten Anwendungsfall

Begriffsdefinitionen

Druckkissen	Aktorik zur Realisierung des Schließkraftaufbaus bei einer 2-Platten-Schließeinheit
Energieverbrauch	Umwandlung einer nutzbaren Energieform in Wärme auf einem Temperaturniveau nah an der Umgebungstemperatur (Dissipation)
Fahrzylinder	Aktorik zur Realisierung der Fahrbewegung bei einer 2-Platten-Schließeinheit
Matlab/Simulink	Simulationsumgebung zur Modellbildung und Simulation physikalischer Systeme
Rekuperation	Umwandlung einer in einem Prozess vorhandenen und im Rahmen der Prozessführung abzubauenen Energie in eine weiterhin nutzbare Form an Stelle von Dissipation
Rekuperationsgrad	Verhältnis zwischen der in ein System eingebrachten Energie und der bei der Rekuperation wieder zurückgewonnenen Energie
Signalbuilder	Modellblock innerhalb der Simulink Umgebung zur Erzeugung definierter zeitveränderlicher Signale
Skript	Ausführbarer Quelltext innerhalb der Matlab Umgebung
Solver	Solver sind Algorithmen zur numerischen Lösung von Gleichungssystemen
Workflow	Automatisierter Algorithmus zur Abarbeitung einer Simulationsaufgabe mit variierenden Parametern

Abkürzungen

2PS-Reku-Modul	Zweiplatten-Schließeinheit Rekuperationsmodul. Konzept zur Energierückgewinnung an zyklisch hydraulisch angetriebenen Linearachsen und Kernthema dieser Arbeit
dIU	Druckloser Umlauf
FEM	Finite-Elemente-Methode
PP	Polypropylen
S-A-Modul	Speicher-Aktor-Modul. Dezentrales hydraulisches Antriebsmodul zur Verstetigung der Leistungsaufnahme an zyklisch hydraulisch angetriebenen Linearachsen
SPS	Speicher-Programmierbare-Steuerung
VDMA	Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau e.V. – Industrieller Fachverband mit ca. 3.100 Mitgliedsunternehmen (Stand 2013) für den Maschinen- und Anlagenbau

Formelzeichen

A	$[m^2]$	Fläche
A_R	$[m^2]$	Ringfläche
A_K	$[m^2]$	Kolbenfläche
A_{KS}	$[m^2]$	Kolbenstangenfläche
C	$[N/m]$	Steifigkeit bzw. Federkonstante
C_{Schl}	$[N/m]$	Steifigkeit der Schließeinheit
C_{Wkz}	$[N/m]$	Steifigkeit des Spritzgießwerkzeugs
d	$[m]$	Durchmesser
E	$[N/m^2]$	Kompressionsmodul
E_{kin}	$[J]$	Kinetische Energie
F	$[N]$	Kraft
F_A	$[N]$	Auftreibkraft
F_D	$[N]$	Dichtkraft
F_R	$[N]$	Reibkraft
$F_{S-A-Modul}$	$[N]$	Mit dem S-A-Modul aufbrachte Kraft
F_{Schl}	$[N]$	Schließkraft
F_Z	$[N]$	Zuhaltekraft
f	$[m/m]$	Dehnung bzw. Stauchung
f_{Schl}	$[m/m]$	Dehnung bzw. Stauchung bei aufgebauter Schließkraft
f_Z	$[m/m]$	Dehnung bzw. Stauchung bei aufgebauter Zuhaltekraft
i	$[-]$	Skalierungsfaktor
m	$[kg]$	Masse
n	$[-]$	Polytropenexponent
η	$[\%]$	Wirkungsgrad
P	$[W]$	Leistung
P_{wirk}	$[W]$	Wirkleistung
p	$[Pa]$	Druck
p_{mittel}	$[Pa]$	Mittlerer Druck eines zeitlichen Druckverlaufs
Δp	$[Pa]$	Druckdifferenz
Δp_{St}	$[Pa]$	Druckabfall an einer Steuerkante
Q	$[m^3/s]$	Volumenstrom
s	$[m]$	Weg
s_K	$[m]$	Kolbenweg, Kolbenhub
s_{br}	$[m]$	Bremsweg beim Öffnen/Schließen der Schließeinheit

s_{Hub}	[m]	Öffnungshub der Schließeinheit
t	[s]	Zeit
$t_{\text{Zykl.}}$	[s]	Zykluszeit
t_{Ab}	[s]	Zeit für den Abbau der Schließkraft
V	[m ³]	Volumen
ΔV	[m ³]	Volumendifferenz
W	[J]	Arbeit/Energie

Indizes

0	Vorgeladener Betriebszustand eines Hydrospeichers
1	Entladener Betriebszustand eines Hydrospeichers
2	Geladener Betriebszustand eines Hydrospeichers
1,2	Speicher 1, Betriebszustand 2 (exemplarisch dargestellt)
el.	Elektrische Größe
Fahr	Auf die Fahrbewegung bezogene Größe
Fl	Fluid
FZ	Fahrzylinder
hydr.	Hydraulische Größe
KA	Kraftaktoren
Ö	Öffnen
P	Pumpe
Schli	Schließen
St	Steuerkante
Verl	Verlust
x	Variierender Betriebszustand eines Hydrospeichers

1 Zusammenfassung

Zum Antreiben der einzelnen Achsen einer Spritzgießmaschine haben sich sowohl hydraulische als auch elektrisch-mechanische Konzepte sowie Hybridvarianten dieser beiden Technologien fest am Markt etabliert. Dabei gelten die elektrisch-mechanisch angetriebenen Spritzgießmaschinen als besonders energieeffizient. Hydraulisch angetriebene Spritzgießmaschinen zeichnen sich insbesondere durch niedrige Investitionskosten und eine hohe Leistungsdichte bzw. eine hohe Kraftdichte aus. So werden elektrisch-mechanisch angetriebene Spritzgießmaschinen von den meisten Herstellern bis zu einer maximalen Schließkraft von 10.000 kN angeboten. An hydraulisch angetriebenen Schließeinheiten werden Schließkräfte bis zu 55.000 kN erreicht. Ziel dieser Arbeit ist es grundlegende Maßnahmen zur Steigerung der Energieeffizienz an Schließeinheiten zu erarbeiten und zu untersuchen, wobei insbesondere Schließeinheiten mit maximalen Schließkräften größer 10.000 kN fokussiert werden sollen, bei denen elektrisch-mechanische Antriebskonzepte aufgrund der geringeren Kraftdichte nur bedingt geeignet sind. Im Fokus steht dabei die Entwicklung eines Konzeptes, mit dessen Hilfe auch bei hydraulischer Antriebstechnik Energie beim Abbremsen der Schließeinheit bzw. beim Abbau der Schließkraft zurückgewonnen werden kann.

Im Rahmen der Vorarbeiten wurde zunächst an unterschiedlichen Spritzgießmaschinen untersucht, wo genau die Ursachen für energetische Verluste zu finden sind. Dabei wurden zwei hydraulisch angetriebene Spritzgießmaschinen und eine elektrisch-mechanisch angetriebene Spritzgießmaschine betrachtet. Insbesondere bei den hydraulisch angetriebenen Spritzgießmaschinen war es möglich, durch das Messen der hydraulischen Drücke und Volumenströme an unterschiedlichen Stellen innerhalb der Maschine, den Energiefluss in der Maschine darzustellen und Ursachen für energetische Verluste zu lokalisieren. Im nächsten Schritt wurden Maßnahmen erarbeitet und in einem Konzept umgesetzt, welches bereits einige der dargestellten Ursachen für energetische Verluste behebt bzw. deren Auswirkung auf ein Minimum reduziert. Bei dem Konzept handelt es sich um einen dezentralen Antrieb für eine einzelne Funktion (exemplarisch für den Anwendungsfall Schließkraftaufbau entwickelt). Dieser kann wie es bei elektrisch-mechanisch angetriebenen Spritzgießmaschinen Stand der Technik ist exakt für diese Funktion angepasst werden. Durch den Einsatz eines für eine Einzelfunktion adaptierten Hydrospeichers ist es möglich den Komponentenwirkungsgrad der Antriebseinheit zu steigern, die installierte Antriebsleistung zu verringern und elektrische Lastspitzen im Stromversorgungsnetz zu vermeiden.

Zur Erprobung dieses Konzeptes wurde ein Demonstrator im Labormaßstab für eine Schließkraft von 600 kN konstruiert und aufgebaut. Bei diesem Demonstrator bringt ein Differenzialzylinder eine Kraft auf ein mechanisches Ersatzsystem auf, welches das elastische Deformationsverhalten der Schließeinheit und des Spritzgießwerkzeugs abbildet. Die Steifigkeit des Systems ist variabel, so dass unterschiedliche Spritzgießwerkzeuge bzw. Schließeinheiten experimentell abgebildet werden können. Für eine Versuchsreihe wurde die Steifigkeit so angepasst, dass am Demonstrator die gleiche mechanische Arbeit verrichtet wird wie bei einer exemplarisch gewählten Referenzmaschine mit einem entsprechenden Referenzwerkzeug. Dabei wurde der Energieverbrauch der Antriebseinheit der Referenzmaschine für den Schließkraftaufbau ermittelt und mit dem Energieverbrauch des Demonstrators verglichen. Basierend auf den Ergebnissen wurden Maßnahmen zur Optimierung erarbeitet und modellbasiert untersucht.

Im nächsten Schritt wurden Konzepte erarbeitet, in Simulationsmodellen abgebildet und untersucht, um zum einen die kinetische Energie der bewegten Masse beim Abbremsen der Schließeinheit und zum anderen die in der elastischen Deformation der Schließeinheit und des Spritzgießwerkzeugs enthaltene Federenergie zu rekuperieren. Dazu wurden zunächst die Kraftachse und die Bewegungsachse getrennt voneinander betrachtet. Für die beiden Funktionen wurden die erarbeiteten Konzepte auf Basis der Simulationsergebnisse bewertet und jeweils das Konzept welches das größte Potenzial vermuten lässt für eine weitere Betrachtung ausgewählt. Anschließend konnte basierend auf den beiden Konzepten für die einzelnen Funktionen ein Konzept erarbeitet werden, das sowohl die Werkzeugbewegung als auch den Schließkraftaufbau abdeckt. Der Fokus lag dabei auf einer möglichst flexiblen Systemstruktur, um eine Untersuchung verschiedener Konzeptvarianten zu erlauben ohne dass dazu eine grundlegende Systemveränderung erforderlich ist.

Zur Untersuchung des Systems wurde ein Simulationsmodell in der Umgebung Matlab/Simulink aufgebaut. Zur Parametrierung des Modells konnten Methoden erarbeitet werden, die es erlauben die vom Hersteller publizierten Kenndaten bzw. Kennlinien einzelner Komponenten auf das Modell zu übertragen. Weiterhin wurden Experimentalsysteme im Labormaßstab konstruiert und aufgebaut, mit denen die Simulationsergebnisse experimentell validiert wurden. Dabei konnte für die Validierung der Arbeitsfunktion (Schließkraftaufbau) der bereits für die Voruntersuchungen herangezogene Demonstrator verwendet werden. Auf Basis der dabei gewonnenen Erkenntnisse wurden unbekannte Modellparameter für den realen Anwendungsfall abgeschätzt und auf das Modell übertragen.

An dem validierten Modell wurden im nächsten Schritt unterschiedliche Konzeptvarianten mit dem Ziel untersucht, den energetischen Nutzen zu steigern und die Systemkomplexität zu verringern. Dabei wurden Varianten mit und ohne Differenzialschaltung zum Durchführen der Werkzeugbewegung untersucht, eine angepasste Prozessführung zur bedarfsgerechten Schließkraftführung betrachtet und eine Konzepterweiterung zur Steigerung des Nutzungsgrades der gespeicherten Energie erarbeitet. Im Rahmen einer Parameterstudie konnte der Einfluss unterschiedlicher Auslegungs- und Konstruktionsparameter auf das Systemverhalten untersucht werden. Auf Basis der dabei gewonnenen Erkenntnisse wurden Kennwerte definiert und Gleichungen erarbeitet, welche die Auslegung des Systems für einen definierten Anwendungsfall unterstützen sollen. Anschließend wurde das System für einige definierte Anwendungsfälle ausgelegt und in dem Simulationsmodell abgebildet. Die simulierten Eigenschaften wurden den gemessenen Eigenschaften der untersuchten Maschinen aus den Voruntersuchungen gegenübergestellt, um Aussagen über das Potenzial dieser neuartigen Antriebstechnik treffen zu können. Weiterhin wurde das System für zwei Maschinen mit einer maximalen Schließkraft von 13.000 kN und einer maximalen Schließkraft 40.000 kN ausgelegt. Die jeweiligen Maschinen wurden mit dem entwickelten Antriebsmodul in der Simulation abgebildet und deren Funktionsweise bewertet. Abschließend konnte ein finaler Entwurf erarbeitet und dessen wirtschaftlicher Nutzen für einen definierten Anwendungsfall anhand einer Investitionskostenrechnung beurteilt werden.

2 Summary

During the cyclic injection molding process, the energy consumption becomes more and more significant. Several reasons to achieve a better energy efficiency are given by politics and limited natural resources. Depending on the drive technology, a high ratio of the total energy consumption during the injection molding process is caused by the drives. There are various concepts to drive an injection molding machine. The concepts range from full hydraulic, hybrid to full electrical driven machines. The full electrical ones are known for their high energy efficiency. In contrast to these machines, the energy recovery during the breaking process of the single axis, for a full hydraulic injection molding machine is not state of the art. Due to the huge power density of hydraulic drive systems, these machines are commonly used for applications that need clamping forces bigger than 10.000 kN. Particularly in these cases, there is the biggest capability for energy recuperation. This capability is caused by the big mass movement and the high value of spring energy (the stored energy in a spring), that is contained into the elastic deformed mold and clamping unit during the clamping force application. For full hydraulically driven machines, clamping forces up to 55.000 kN are possible. The topic of this thesis is the development of a novel hydraulic drive module for the energy efficiency improvement of clamping units which are designed for clamping forces bigger than 10.000 kN. For these ones full electrically drives are not adequate. In this context, the energy recovery (kinetic energy as well as spring energy) has been focused.

Within the preliminary studies, some investigations are done with different injection molding machines. Here the focus of interest is set on the detection of different sources for energy losses. During these studies, two different full hydraulic driven machines and one entirely electrical one were analyzed. Especially for the full hydraulically driven machines, it was possible to visualize the energy flow. Sources for energy losses were discovered, by measuring the hydraulic pressures and the hydraulic flow rates at different locations. The next set of the preliminary studies was the development of a new hydraulic drive concept, which already improves

the energy efficiency by avoiding some of the detected causations for losses. The presented solution is a decentral drive module for the power supply of a single function. In this case, the module is developed exemplarily for the clamping force application. With this drive module the dimensions of the drive unit can be adjusted exactly to the requirements of the considered function. This is already best practice for full electrically driven axis. By using a hydraulic single function designed accumulator, it is possible to increase the degree of efficiency of the drive unit and to decrease the required nominal drive power. In addition, it is possible to avoid power peaks within the power supply network. For testing this drive module a prototype was built in a laboratory scale for a clamping force about 600 kN.

A hydraulic differential cylinder is used for the force application to a mechanical system with an adjustable stiffness. This mechanical system is representing the elastically behavior of the mold. For the experimental investigations, the stiffness of the system was adjusted to a reference machine with a reference mold. Therefore, it is possible to compare the energy consumption of both systems to each other. Based on the results, further improvements are developed for an increasing of the energy efficiency of this system. During the concept determination, new drive concepts were developed with the aim, to recover the kinetic energy which is stored within the movable mass of the clamping unit as well as the spring energy which is stored within the elastically deformation of the mold and the clamping unit. For the first investigations, the movement and the force application were considered as divided functions. Each concept is simulated using the simulation environment of matlab/simulink. Based on the simulation results, the drive concepts with the best capability were taken into account, for a new drive module. This new device contains both functions. The new module was designed to achieve a high system flexibility to analyze different concept variations with one and the same simulation model. Therefore, it is possible to avoid inaccuracies during the comparison of the single variations caused by the model building process.

For this drive module, which is called the 2PC-Recu-Module (2-Plates-Clamping-Unit-Recuperation-Module), a new simulation model was developed using matlab/simulink. To calibrate the model parameters, characteristic curves of the hydraulic components (that are published by the manufacturers) are matched with the simulation model. Furthermore a laboratory scaled experimental system was built for the validation of the simulation results, which are related to the recuperation of the kinetic energy. For the validation of the force application function, the experimental system using during the preliminary studies was taken. Based on the comparison between the simulation and measurement results, unknown parameters were estimated and mapped within the simulation model. For a further increasing of the energy efficiency and a decreasing of the system complexity, the simulation model was used for some investigations, which are concerned with different system variations. For this purpose, variations with and without a differential setup were considered. Also a modified process conduct with a clamping force devolution was taken into account that is fitted to the actually requirements of the process. In addition, an improving of the efficiency during the clamping force application was done.

Within a parameter study, the influence of different system parameters was examined. Based on these results, characteristic values were developed, which can be used to support the system design process. Thereafter, the driving module was designed for different application cases using the simulation results relating to the preliminary studies. The simulated system behavior of the clamping unit, using the 2PC-Recu-Module, was compared to the measured system behavior of the injection molding machines that was measured during the. In addition, the system was adjusted for two different clamping units. The first machine has got a maximum clamping force of about 13.000 kN, the second one has a maximum clamping force of about 40.000 kN. With the aid of the simulation model, the degree of recuperation for the new drive module was assessed. Finally, a recommendation for a system design is presented and the economic benefit is estimated by a life-cycle-cost analysis.

3 Einleitung, Motivation und Zielsetzung

Durch die zunehmende Verknappung der fossilen Energieträger wie Öl, Gas oder Kohle gewinnt die Reduzierung des Energiebedarfs in der Industrie in den letzten Jahren zunehmend an Bedeutung. Zum einen steigt durch den zunehmenden Strompreis der Anteil der Energiekosten an den Gesamtproduktionskosten, zum anderen werden Maßnahmen zur Energieverbrauchsreduzierung auch politisch motiviert. Das Thema Energiepolitik ist dabei stark mit dem Thema Klimaschutzpolitik verknüpft. Motiviert durch den fortschreitenden Klimawandel wurden in den letzten Jahren sowohl auf europäischer als auch auf Bundesebene Gesetze erlassen, die einerseits den schnellen Ausbau erneuerbarer Energiequellen und andererseits eine Steigerung der Energieeffizienz vorsehen. Die Steigerung der Energieeffizienz gilt dabei als wirksamste und kostengünstigste Maßnahme, um eine sichere und klimaverträgliche Energieversorgung in der Zukunft zu gewährleisten. Seit September 2002 veröffentlicht der Verband der Industriellen Energie- und Kraftwirtschaft den Strompreisindex für Mittelspannungskunden in Industrie und Gewerbe. Abgesehen von den starken Energiepreisschwankungen während der Weltwirtschaftskrise 2008 und 2009 ist nach diesem Index der Industriestrompreis bis Mai 2011 kontinuierlich gestiegen und betrug zu diesem Zeitpunkt ca. 180 % von dem Ausgangspreis im Jahre 2002. Obgleich der Strompreisindex in den letzten Jahren auf 140 % gesunken ist, ist aufgrund der wachsenden Weltbevölkerung und dem damit verbundenen wachsenden Primärenergiebedarf bei weiterhin knapper werdenden Ressourcen langfristig ein weiteres Steigen der Energiepreise zu erwarten [BL02, BU10, BW08, BW10, BW12, EK11, EU11, FI02, KG07, LZ02, MW07, UB09, URL13a].

3.1 Motivation

In der Kunststoffindustrie wird bei der Aufbereitung und Verarbeitung von Thermoplasten ein hohes Maß an Wärme- und Antriebsenergie während der Produktion benötigt. Nach einer Studie, die 2011 im Auftrag des VDMA durchgeführt wurde und den Umgang mit Energie in der kunststoffverarbeitenden Industrie thematisiert, wird im Schnitt ein Drittel der maschinenseitig verbrauchten Energie physikalisch für das Aufschmelzen der zu verarbeitenden Polymere benötigt [Ur11]. Demzufolge bieten zwei Drittel des maschinenseitigen Gesamtenergieverbrauchs Potenzial zur Optimierung. Bei Spritzgießmaschinen haben insbesondere die Antriebe einen großen Anteil am Gesamtenergieverbrauch [Ur11]. Im Rahmen dieser Arbeit wurde auf der K-Messe 2010 bei 15 vorwiegend europäischen Herstellern von Spritzgießmaschinen eine Umfrage durchgeführt, bei der deren Aktivitäten zur Senkung des Energieverbrauchs der von ihnen hergestellten Maschinen ermittelt werden sollte. Ein Auszug aus den Ergebnissen dieser Erhebung ist in Abb. 3-1 dargestellt.

Die Abbildung veranschaulicht die Aussagen der Gesprächspartner bei den befragten Maschinenherstellern. Dabei standen bei einigen Herstellern Gesprächspartner zur Verfügung, welche direkt für die Maschinenentwicklung verantwortlich sind. Bei anderen Herstellern standen Gesprächspartner zur Verfügung, welche für den Vertrieb von Spritzgießmaschinen verantwortlich sind und aufgrund ihrer Tätigkeit einen guten Überblick über das aktuelle Produktportfolio, den Funktionsumfang der einzelnen Anlagen aber auch insbesondere einen Überblick über die Anforderungen seitens der verarbeitenden Industrie haben. Bei dieser Umfrage wurde von allen Herstellern bestätigt, dass die Entwicklung energieeffizienter Antriebslösungen für Spritzgießmaschinen Gegenstand aktueller Arbeiten ist. Zwar liegt die primäre Kundenanforderung nach wie vor bei einer niedrigen Ausschussrate durch eine hohe Reproduzierbarkeit, kurzen Zykluszeiten und niedrigen Investitionskosten, getrieben von der Energiekostenentwicklung und den politischen Rahmenbedingungen ist nach Angaben aller Hersteller allerdings ein stark gestiegenes Interesse an energieeffizienten Maschinen bei den Kunden zu verzeichnen. Der Kunde, repräsentiert durch die kunststoffverarbeitende Industrie, stellt somit auch die treibende Kraft bei der Weiterentwicklung effizienter Antriebskonzepte dar. Die Ergebnisse dieser Befragung decken sich mit den Ergebnissen der bereits erwähnten vom VDMA beauftragten Studie. Demnach hat sich der spezifische Energieverbrauch von Spritzgießmaschinen u. a. durch die Weiterentwicklung der Antriebskonzepte in den letzten 20 Jahren bei doppelter Produktionsleistung um etwa 40 % verringert. Die Entwicklung regelbarer Elektromotoren hat seit 1982 dazu geführt, dass elektrisch-mechanisch angetriebene Spritzgießmaschinen

bzgl. der Energieeffizienz und Präzision mit den hydromechanisch angetriebenen Maschinen nicht nur konkurrieren, sondern diesen sogar überlegen sind [Du02, Eb00, Hu99, Ja94, Ka01, MP+93, Ra00, WK02, WK+02a, WK+02b, WK03a, WK03b, WK+03a, WK+03b]. Dennoch liegt der Marktanteil elektrisch-mechanisch angetriebener Maschinen in Europa im Jahr 2011 gerade einmal bei ca. 30 %. Bis zum Jahr 2020 wird ein stetig steigender Marktanteil prognostiziert, der dann bei ca. 42,5 % liegen wird [Ur11]. Somit wird aus der Studie ersichtlich das davon auszugehen ist, dass hydraulische Maschinen auch auf mittlere bis lange Sicht ihre Berechtigung am Markt haben werden. Gerade im Bereich sehr großer Schließkräfte (größer 10.000 kN) werden vollhydraulisch angetriebene Spritzgießmaschinen weiterhin den Markt dominieren.

Auch nach Angaben der befragten Hersteller auf der K-Messe 2010 ist die Weiterentwicklung vollhydraulisch bzw. hybrid angetriebener Spritzgießmaschinen noch lange nicht abgeschlossen. Mit Ausnahme eines einzigen Herstellers welcher seinen Ursprung im klassischen Werkzeugmaschinenbau hat und sich im Bereich der Kunststofftechnik auf den Bau elektrisch-mechanisch angetriebener Spritzgießmaschinen spezialisiert hat, werden alle Hersteller weiterhin vollhydraulisch angetriebene Spritzgießmaschinen anbieten. Zur Steigerung der Energieeffizienz vollhydraulisch angetriebener Spritzgießmaschinen haben sich der Einsatz von drehzahlvariablen Pumpenantrieben sowie der Einsatz von Regelpumpen bereits fest am Markt etabliert. Aktuelle Trends zeichnen sich durch den Einsatz von servohydraulischen Antrieben ab, die während längerer Stillstandszeiten (z. B. längere Kühlzeit) abgeschaltet werden können und näherungsweise keine elektrische Grundlast aufweisen. So präsentierten sich 73 % der befragten Hersteller mit vollhydraulisch angetriebenen Maschinen mit einem zentralen Servopumpenantrieb auf dem Sektor der kleinen Schließkräfte. Aus Pressemitteilungen ist auch eine Maschine mit einer Schließkraft von 55.000 kN mit einem Servopumpenantrieb bekannt [URL12a]. Eine Vielzahl wissenschaftlicher Veröffentlichungen befasst sich mit der Untersuchung und der Steigerung der Energieeffizienz von Kunststoffmaschinen (viele davon auch mit dem Fokus auf der Antriebstechnik [BH+07, Br08, Br09, BS+09, BT+07, DG+11, EK11, Ge11, He03, He07, HM+10, HP09, HR+10, Ka05, Ka06, KM06, Ko09, MM+09a, MM+09b, MR+08, NG11, N011a, No11b, No11c, Po11, PW+10, Re06, RH+05, RH+10, RL+07, Sc08, Sc11, Sc12, URL09, Ur11, WB08, VM10, WH06, WK02, WK+02a, WK+02b, WK03a, WK03b, WK+03a, WK+03b, WP+09, ZP+10]).

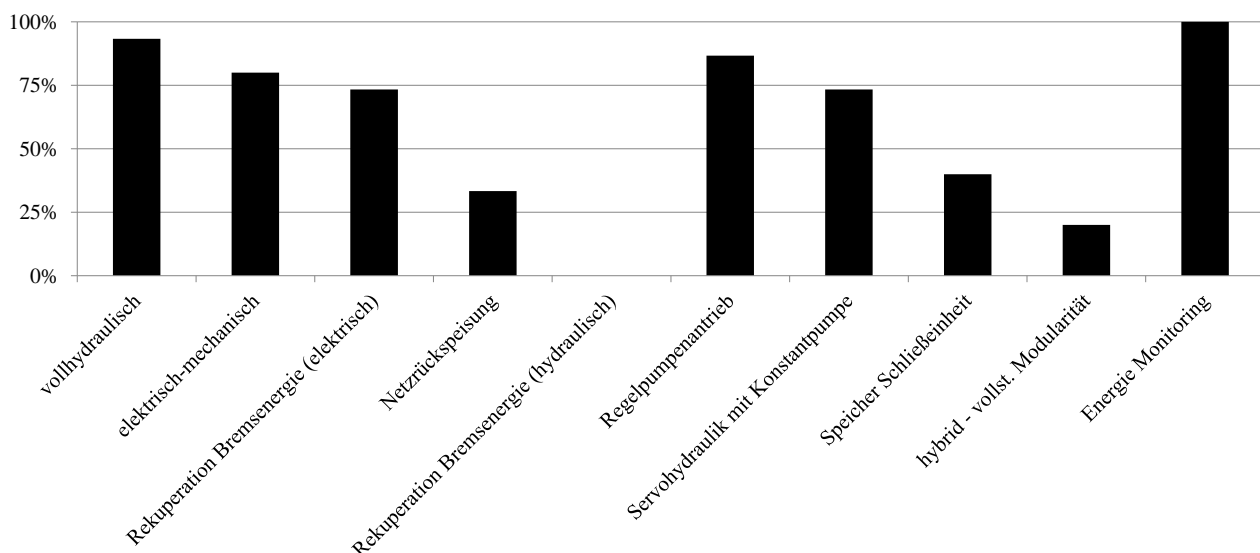


Abb. 3-1: Auszug einer Befragung von 15 Spritzgießmaschinenherstellern bzgl. Entwicklungen in der Antriebstechnik auf der K-Messe 2010

Der aktuelle Stellenwert der Energieeffizienz wird neben den Trends und den wissenschaftlichen Aktivitäten bzgl. der Maschinenentwicklung auch durch die Tatsache bekräftigt, dass alle auf der K-Messe befragten Hersteller Lösungen zum „Energie Monitoring“ anbieten. Rekuperation von Bremsenergie ist im Bereich der vollständig elektrisch-mechanisch angetriebenen Spritzgießmaschinen ebenfalls bereits Stand der Technik. Dabei sind einige Maschinen in der Lage elektrischen Strom wieder zurück ins Netz zu speisen. Der Nutzen

dieser Maßnahme der seitens der Hersteller öffentlich propagiert wird [EA08], ist allerdings nach wie vor Gegenstand kontroverser Diskussionen [DG+11]. Bei hydraulisch angetriebenen Spritzgießmaschinen ist Rekuperation bei den befragten Herstellern weder Stand der Technik noch Gegenstand aktueller Forschungsarbeiten. Weitere Recherchen offenbarten bislang keine marktreifen Lösungsansätze, um Bremsenergie an hydraulisch angetriebenen Achsen einer Spritzgießmaschine zu rekuperieren, obgleich Ansätze auf wissenschaftlicher Ebene vorhanden sind [Bu12]. Dieser Umstand war Anlass sich im Rahmen dieser wissenschaftlichen Arbeit mit der Entwicklung eines Konzeptes zur Rekuperation an hydraulisch angetriebenen Achsen einer Spritzgießmaschine auseinanderzusetzen. Fokussiert wurde dabei der Anwendungsfall Schließeinheit, Schließkraft größer 10.000 kN, da sich gerade im Bereich der großen Maschinen aufgrund der hohen Kräfte und der großen bewegten Massen Potenzial zur Rekuperation bietet.

3.2 Zielsetzung

Zielsetzung dieser Arbeit ist die Erarbeitung von Grundlagen zur Rekuperation an zyklisch betriebenen hydraulischen Achsen, am Beispiel von Kunststoffspritzgießmaschinen. Die Schließeinheit einer Spritzgießmaschine bietet dabei das größte Potenzial zur Rekuperation. Im Rahmen der Konzeptfindung sollen unterschiedliche Antriebskonzepte entworfen und auf Modellbasis für die Bewegungsachse der Schließeinheit sowie für den Schließkraftaufbau untersucht werden. In Abhängigkeit der Simulationsergebnisse sollen Varianten erarbeitet und modellbasiert optimiert werden (Energieverbrauch, Zeit zum Öffnen/Schließen, Systemkomplexität bzw. Aufwand zur Umsetzung). Ein wesentlicher Punkt dieser Arbeit ist die Validierung des Simulationsmodells für das Konzept, das in der Konzeptfindungsphase das größte Potenzial zur Umsetzung zeigt.

Dabei sollen im ersten Schritt Methoden erarbeitet und umgesetzt werden, um unbekannte Modellparameter zu identifizieren und diese so in das Modell zu implementieren, dass das Verhalten realer Komponenten mit der maximal möglichen Genauigkeit abgebildet werden kann. Weiterhin soll das simulierte Verhalten einzelner Funktionsgruppen experimentell abgesichert werden. Dazu sollen die wesentlichen Wirkmechanismen des potenzialreichsten Konzeptes an zuvor konstruierten und aufgebauten Demonstratoren validiert werden. Ein weiteres Ziel ist es dabei den grundsätzlichen experimentellen Funktionsnachweis dieser Mechanismen zu erbringen. Weiterhin soll durch den Abgleich von Messergebnissen mit den Simulationsergebnissen vermieden werden, dass physikalische Effekte die einen entscheidenden Einfluss auf das Systemverhalten haben durch das Modell nicht abgebildet werden. Das validierte Modell stellt die Grundlage zur Untersuchung verschiedener Einflussgrößen auf das Systemverhalten dar. Auf Basis verschiedener Simulationsreihen sollen Zusammenhänge untersucht und daraus Hinweise zur Umsetzung erarbeitet werden. Abschließend soll das Gesamtsystem für den Einsatz an exemplarisch gewählten Kunststoffspritzgießmaschinen bewertet und Hinweise für die Gestaltung und Dimensionierung definiert werden.

4 Stand der Forschung und Technik

Da sich diese Arbeit mit der Entwicklung eines hydraulischen Antriebskonzeptes für den Einsatz in einer Kunststoffspritzgießmaschine befasst, werden hier zunächst einige Grundlagen der hydraulischen Antriebstechnik beleuchtet, soweit diese für das vollständige Verständnis dieser Arbeit relevant sind. Darüber hinaus ist der Stand der Technik bzgl. der Antriebstechnik von Spritzgießmaschinen in Kurzform dargestellt.

4.1 Hydraulische Antriebstechnik

Die moderne Hydraulik gliedert sich im Wesentlichen in drei Bereiche, welche jeweils spezifische Anforderungen an die Komponenten, die Auslegung dieser sowie an die Systemgestaltung mit sich bringen [Ba11, Gr10]. Dabei wird zwischen Stationärhydraulik, Mobilhydraulik und Flughydraulik unterschieden. Die Stationärhydraulik (Werkzeugmaschinen, Spritzgießmaschinen, Pressen, ...) stellt dabei einen wichtigen Anwendungsbereich dar [Gr10, MR12, Mu11]. Hydraulische Antriebe zeichnen sich durch

ihre hohe Leistungsdichte, insbesondere aber auch durch ihre hohe Kraftdichte aus. Dies wird z. B. aus dem Vergleich einer Axialkolbenmaschine mit einer Asynchronmaschine deutlich. Mit Bezug auf die heute üblichen Maximaldrücke einer Axialkolbenmaschine, liegt die Kraftdichte um eine Zehnerpotenz höher als bei einer Asynchronmaschine [Mu11].

Allen elektrischen Antrieben ist gemein, dass das Drehmoment durch die magnetische Lorenzkraft aus einem stromdurchflossenen Leiter hervorgerufen wird. Die physikalische Begründung für den Unterschied in der Kraftdichte liegt in der magnetischen Sättigung der flussführenden weichmagnetischen Werkstoffe sowie in den notwendigen Luftspalten [Mu11]. Weitere Vorteile hydraulischer Antriebe stellen sich durch die einfache Möglichkeit der Leistungsverzweigung, der einfachen Möglichkeit zur Abführung der Verlustwärme sowie der einfachen Absicherung gegen Überlast dar. Nachteilig stellt sich die im direkten Vergleich zu alternativen Antriebstechniken tendenziell schlechte Energieeffizienz dar. Verluste treten durch Flüssigkeitsreibung und Leckage auf, wobei die Leckagen in Abhängigkeit der Druckgradienten und der Fertigungstoleranzen auch innerhalb der Bauteile auftreten. Weiterhin nachteilig stellt sich der Wartungsaufwand sowie die Geräuschemission hydraulischer Anlagen dar [WH05]. Bei der Wartung müssen sowohl druckführende Elemente wie Schlauchleitungen als auch das Arbeitsmedium, sowie Peripheriegeräte betrachtet werden, da diese mit zunehmender Gebrauchsdauer kontaminiert werden.

4.1.1 Allgemeine Grundlagen der Stationärhydraulik

Druckflüssigkeiten

Zur Übertragung von Kräften und zur Realisierung von Bewegungen werden bei ölhydraulischen Systemen in der Regel Mineralöle eingesetzt. Diese sollen neben der Kraftübertragung den Verschleiß zwischen aufeinander gleitenden Teilen mindern (Schmierung), vor Korrosion schützen und Wärme abführen. Je nach Anforderungen für den vorliegenden Einsatzzweck werden in einigen Fällen auch schwer entflammbar bzw. besonders umweltverträgliche Druckflüssigkeiten eingesetzt. Oftmals werden den eingesetzten Druckflüssigkeiten Additive zugegeben, um deren Alterungsbeständigkeit und Viskositäts-Temperaturverhalten zu verbessern, deren Schmierwirkung zu erhöhen oder um Oxydation und Korrosion zu verhindern. Ein wichtiges Auswahlkriterium für eine Druckflüssigkeit ist die Viskosität. Bei einer zu hohen Viskosität können Kavitationserscheinungen in der Pumpe auftreten. Darüber hinaus steigen mit zunehmender Viskosität auch die Strömungsverluste. Eine zu geringe Viskosität kann zu einem unzulässigen Verschleiß der einzelnen Komponenten sowie zu hohen Leckagen führen. Bei der Auswahl der Druckflüssigkeit ist weiterhin zu beachten, dass die Viskosität in hohem Maße temperaturabhängig ist. Somit wird durch eine Änderung der Betriebstemperatur auch eine Änderung der Leckageverluste, der Reibungsverluste sowie der Volumenströme hervorgerufen. Ein Ausregeln dieser Effekte ist jedoch möglich [Ba11, Gr10, MR12, Mu11].

Grundlagen der Hydrodynamik

Für die strömungstechnische Modellierung ölhydraulischer Systeme haben die Kontinuitätsgleichung (Erhaltung der Masse längs eines Stromfadens), die Bernoulli-Gleichung (Erhaltung der Energie längs eines Stromfadens), die Druckverluste beim Fluidumlauf (Reibungsverluste), sowie der Impulssatz (Kraftwirkung strömender Flüssigkeiten) eine hohe Relevanz [Be99]. Dabei stehen in der Praxis die Zusammenhänge zwischen den Volumenströmen und den Druckverlusten häufig im Fokus [Mu11]. Dieser reibungsbedingte Effekt resultiert aus Schubspannungen, welche wiederum aus Geschwindigkeitsgradienten quer zur Strömungsrichtung entstehen. Davon ist sowohl die Reibung innerhalb der Flüssigkeit, als auch die Reibung zwischen der Flüssigkeit und der Wand (Grenzschicht) betroffen. Diese Reibungsverluste sind im Wesentlichen von der Viskosität der Flüssigkeit und den Geschwindigkeitsverhältnissen abhängig. Es wird zwischen laminarer und turbulenter Strömung unterschieden. Bei der laminaren Strömung bewegen sich die Flüssigkeitsteilchen in geordneten, voneinander getrennten Schichten. Bei turbulenter Strömung überlagern sich Längs- und Querströmungen. Der Umschlag von laminarer zur turbulenter Strömung erfolgt beim Überschreiten der s. g. Reynoldszahl über einen kritischen Wertebereich. Die Reynoldszahl ist ein dimensionsloser Kennwert zur Beschreibung des Strömungszustandes und ist wiederum abhängig von der

Strömungsgeschwindigkeit, der kinematischen Viskosität des Fluides und der Geometrie der strömungsführenden Teile [Ba11, MR12]. Bei der Auslegung ölhydraulischer Systeme gilt es das Ausbilden turbulenter Strömungen zu vermeiden, da bei turbulenter Strömung der Druckverlust mit dem Quadrat des Volumenstroms steigt. Bei einer laminaren Strömungsform ist der Druckverlust proportional zum Volumenstrom, wobei der Proportionalitätsfaktor auch hydraulischer Widerstand (analog zum Ohm'schen Gesetz der Elektrotechnik) genannt wird. Generell resultieren aus Druckverlusten bzw. Druckdifferenzen immer Verlustleistungen, welche sich anteilig als Wärme im Arbeitsmedium wiederfindet und ggf. durch eine aktive Kühlung abgeführt werden muss. Hydraulische Leistung wird dabei durch das Produkt aus Druckdifferenz und Volumenstrom dargestellt.

$$P = Q \Delta p$$

Gl. 4-1

Der hydraulische Widerstand ist stark geometrieabhängig und lässt sich für einige definierte Geometrielemente analytisch berechnen. Neben den Druckverlusten wird das Verhalten hydraulischer Anlagen noch durch die hydraulische Kapazität und die hydraulische Induktivität der einzelnen Komponenten beeinflusst. Die hydraulische Kapazität beschreibt dabei das elastische Verhalten des hydraulischen Systems. Durch das elastische Verhalten des Fluides und der fluidführenden Elemente kann ein vollständig gefülltes Gefäß bei einer Druckerhöhung noch ein definiertes Volumen aufnehmen. Die hydraulische Kapazität stellt dabei den Zusammenhang zwischen einer Druckänderung und der aus der Elastizität resultierenden Volumenänderung dar. Die hydraulische Induktivität beschreibt das Trägheitsverhalten beschleunigter Massen im System. Dies umfasst sowohl die Masse beschleunigter Komponenten als auch die beschleunigte Fluidmasse selbst [Ba11, He77, Ho81, Mu11, Sa85].

Hydropumpen und Motoren

Hydrostatische Pumpen, nach DIN ISO 1219 Hydropumpen genannt, wandeln die durch einen Antriebsmotor bereitgestellte mechanische Energie in hydraulische Energie um. Hydrostatische Pumpen werden in verschiedenen Bauarten hergestellt und arbeiten nach dem Verdrängerprinzip. Aufgrund der Betriebsbedingungen, insbesondere den hohen Drücken sind hydrodynamische Pumpen (Kreiselpumpen) ungeeignet für den Einsatz in ölhydraulischen Systemen. Bei einer Pumpe wird zwischen volumetrischen Verlusten und Reibungsverlusten unterschieden. Volumetrische Verluste resultieren aus ungewollten internen Leckageströmen z. B. zwischen Kolben und Zylinderbohrung bei Axial- und Radialkolbenpumpen. Die Reibungsverluste setzen sich aus der mechanischen Reibung und der Fluidreibung zusammen. Der Gesamtwirkungsgrad berücksichtigt die Summe dieser Verluste. Eine weitere wichtige Kenngröße einer Pumpe ist der Ungleichförmigkeitsgrad. Dieser beschreibt die Förderstromschwankungen (Pulsation) des Förderstroms, welcher durch die Anzahl und der Geometrie der Verdrängerräume definiert wird. Regelpumpen sind in der Lage das Verdrängungsvolumen im laufenden Betrieb anzupassen. Somit besteht die Möglichkeit den geförderten Volumenstrom bei konstanter Drehzahl zu verändern. Zur Verstellung des Fördervolumens werden sowohl hydraulische Aktoren als auch elektrisch-mechanische Aktoren eingesetzt. Elektrisch-mechanische Aktoren haben den Vorteil, dass das Fördervolumen unabhängig von den Systemdrücken eingestellt werden kann. Durch die Anpassung des Fördervolumens kann die durch den Antrieb bereitgestellte hydraulische Leistung an den tatsächlichen Leistungsbedarf angepasst werden, wodurch die Energieeffizienz der hydraulischen Anlage gesteigert wird. Schlüsselfaktor ist dabei die Regelung der Antriebseinheit, wobei auch die Drehzahl der Pumpe als Stellgröße genutzt werden kann [Be88, De83, He07, Jo04, Mu02, Ne02, Pa08]. Regelpumpen bzw. Motoren werden weiterhin eingesetzt, um hydrostatische Getriebe mit einem variablen Übersetzungsverhältnis zu realisieren, wodurch der Betriebspunkt der primären Antriebseinheit angepasst werden kann um deren Effizienz zu steigern [Ko08]. Grundsätzlich kann eine Hydropumpe auch als rotatorischer Hydromotor genutzt werden, insofern sie für den so genannten 4-Quadranten-Betrieb geeignet ist. Gemeint ist damit die Fähigkeit der Pumpe, Saug- und Druckseite zu vertauschen sowie die Fähigkeit in beiden Drehrichtungen betrieben werden zu können. Dabei sind die verfügbaren Pumpen, die in der Lage sind Saug- und Druckseite zu vertauschen in der Regel auch in der Lage die Drehrichtung zu tauschen [Ba11, Gr10, Mu11, MR12].

Ventile

Zur Steuerung der Energieflüsse in der Ölhydraulik werden Ventile eingesetzt. Mit diesen lassen sich die Strömungsrichtung, die Drücke sowie der Betrag des Volumenstroms beeinflussen. Je nach Funktion werden Ventile in vier Kategorien unterteilt.

- Sperrventil (Durchfluss nur in eine Richtung)
- Wegeventile (Verbindung und Drosselung mehrerer Strompfade)
- Druckventile (Druckregelung, oftmals auch zur Absicherung gegen Überlast)
- Stromventile (Regulierung eines Volumenstroms)

Diese wiederum unterscheiden sich in ihrer Bauart und bei Wegeventilen in ihrer Verstellung sowie der Art der Betätigung. Bezüglich der Bauart wird zwischen Schieberventilen (Längsschieberventile und Drehschieberventile) und Sitzventilen unterschieden. Längsschieberventile werden häufig für Steuerungsaufgaben eingesetzt. Sie zeichnen sich durch einen einfachen konstruktiven Aufbau, niedrige Betätigungskräfte sowie hohe Schaltleistungen aus. Nachteilig sind die prinzipbedingten Leckageströme. Das Verhalten von Längsschieberventilen wird durch die Geometrie der Steuerkanten sowie durch die Art der Überdeckung dieser beeinflusst. Drehschieberventile werden aufgrund der hohen erforderlichen Betätigungskräfte nur für Sonderanwendungen eingesetzt. Im Gegensatz zu Schieberventilen werden bei Sitzventilen Kegel, Kugeln oder Teller zur leckagefreien Absperrung des Volumenstroms eingesetzt. Einstufige Sitzventile sind dabei nur für kleine Volumenströme geeignet.

Zur Schaltung größerer Volumenströme werden vorgesteuerte Einbauventile eingesetzt. Bezüglich der Verstellung unterscheiden sich Wegeventile in Schaltventile und Stetigventile. Während Schaltventile ein diskretes Verhalten aufweisen (geöffnet oder geschlossen) sind Stetigventile in der Lage, neben der Schaltfunktion den Volumenstrom stufenlos zu drosseln. Bezüglich der Art der Betätigung wird zwischen mechanisch, elektrisch (Magnet) und hydraulisch betätigten Ventilen unterschieden. Eine maßgebliche Kenngröße eines jeden Ventils ist der Druckabfall über dem Ventil in Abhängigkeit des Volumenstroms. Die entsprechenden Durchflusskennlinien werden vom jeweiligen Hersteller in den Datenblättern veröffentlicht. Je nach Verwendungszweck und Bauart spielen weiterhin u. a. die erforderlichen Schaltzeiten, die Schaltleistungsgrenzen, der Frequenzgang sowie die zulässigen Betriebsgrenzen eine entscheidende Rolle bei der Ventilauswahl [Ba11, Gr10, Mu11, MR12].

Hydrospeicher

Hydrospeicher sind Druckbehälter, welche in der Lage sind ein definiertes Nutzvolumen an Druckflüssigkeit aufzunehmen, zu speichern und wieder abzugeben, ohne das dazu Hilfsenergie erforderlich ist. Zur Energiespeicherung werden Gase eingesetzt, die über ein Trennelement (Kolben oder Elastomerbauteile) von der Druckflüssigkeit getrennt werden. Die gespeicherte Energie kann dabei in sehr kurzer Zeit wieder freigesetzt werden. Hydrospeicher existieren in verschiedenen Bauformen, welche gemäß den jeweiligen Anforderungen ausgewählt werden. Im Vergleich zu anderen Energiespeichern weisen Hydrospeicher eine hohe Leistungsdichte, aber eine geringe Energiedichte auf (Abb. 4-1). Sie werden sowohl zum kurzfristigen Abdecken hoher Leistungsspitzen als auch zur Dämpfung von Druckstößen und zur Kompensation von Leckagen eingesetzt [Ro83b, Ru88, SM07, Mu11]. Es sind auch Ansätze bekannt, bei denen Hydrospeicher zur Steigerung der Energieeffizienz in hydraulischen Antriebssystemen eingesetzt werden [Da00]. In der Ölhydraulik ist der Blasenspeicher am weitesten verbreitet. Es wird zwischen verschiedenen Betriebszuständen des Speichers unterschieden. Im Zustand 0 hat das Gasvolumen seinen Maximalwert bei dem s. g. Vorladedruck erreicht (V_0, p_0). Während des Betriebes variiert der Speicherzustand zwischen den Zuständen 1 (V_1, p_1) und 2 (V_2, p_2). Dabei ist Zustand 1 der entladene und Zustand 2 der geladene Betriebszustand. Der Vorladedruck wird abhängig von p_1 und vom Anwendungsgebiet gewählt.

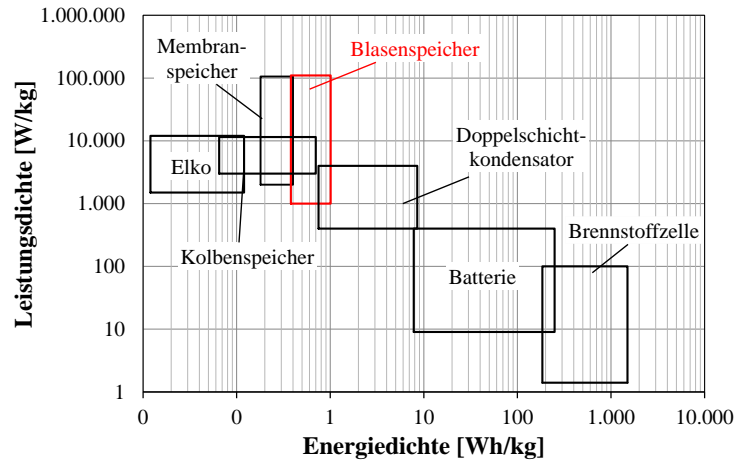
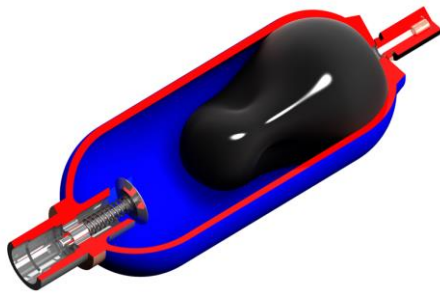


Abb. 4-1: Konstruktiver Aufbau eines Blasenspeichers (links), Einordnung gängiger Energiespeicher und Energiewandler in Energiedichte und Leistungsdichte (rechts)

Das Lade- und Entladeverhalten des Speichers wird durch die Zustandsänderung des darin enthaltenen Gases bestimmt, welches sich in guter Näherung durch die Gleichung polytroper Zustandsänderungen idealer Gase beschreiben lässt [SM07, Mu11].

$$p_0 V_0^n = p_x V_x^n = konst. \tag{Gl. 4-2}$$

Der Druck im Speicher ist somit abhängig vom Ladevolumen und dem Gasvolumen sowie der Gastemperatur und sinkt während der volumetrischen Entladung. Je kleiner das Speichervolumen V_0 gewählt wird, desto progressiver verhält sich der Druckanstieg während des Ladevorgangs bei einem gegebenen Ladevolumen. Infolgedessen ist das Volumen V_0 sowie der Druck p_0 des Speichers der Aufgabe so anzupassen, dass p_1 dem verfahrenstechnisch bedingten Minimaldruck entspricht. Die Art der Zustandsänderung hängt von der Lade- bzw. Entladegeschwindigkeit ab. Bei einer schnellen, adiabaten Expansion ($n = 1,4$ bei idealen Gasen) fällt der Druck und die Temperatur weiter ab als bei einer langsamen isothermen Expansion $n = 1$. Die Zustandsänderung eines realen Blasenspeichers läuft polytrop ab, zwischen den beiden idealisierten Grenzfällen. Weiterhin ist der Wert des Isentropenexponenten n , welcher zur Beschreibung einer adiabaten Zustandsänderung herangezogen wird (in diesem Fall Adiabatenexponent genannt) bei realen Gasen nicht konstant, sondern ist abhängig vom Gasdruck und der Gastemperatur [URL13b]. In der Praxis ist der Polytropenexponent somit experimentell zu ermitteln [Mu11]. Hydrospeicher werden bei hydraulisch angetriebenen Spritzgießmaschinen insbesondere dann eingesetzt, wenn es um die Realisierung hoher Bewegungsgeschwindigkeiten geht [Jo04], z. B. zum Realisieren großer Einspritzgeschwindigkeiten. Bei manchen Herstellern werden sie aber auch als Standardantrieb eingesetzt. Die Volumenänderungsarbeit des Gases in den Speichern lässt sich durch das Volumenintegral über der Druckänderung beschreiben:

$$W_{1,2} = \int_{V_1}^{V_2} p(V) dV \tag{Gl. 4-3}$$

Die analytische Lösung dieses integralen Ausdrucks wurde u. a. in [Mu11] und [SM07] hergeleitet.

$$W_{1,2} = \frac{p_1 V_1}{n - 1} \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \tag{Gl. 4-4}$$

Der Ausdruck beschreibt die Volumenänderungsarbeit in Abhängigkeit der aus der Volumenänderung resultierenden Druckänderung und stellt eine wichtige Kenngröße zur energetischen Bilanzierung speichergetriebener hydraulischer Systeme dar.

Hydraulik in stationären Maschinen

Der grundsätzliche Aufbau eines stationär hydraulischen Systems ist in Abb. 4-2 dargestellt. Eine Antriebsmaschine führt einer Pumpe (Primärteil) mechanische Leistung zu, welche diese dann in hydraulische Leistung wandelt. Die hydraulische Leistung wird über Ventile dem Hydromotor (Sekundärteil) zugeführt, welcher diese wieder in mechanische Leistung umwandelt, die zum Antrieb der Nutzlast dient. Zum Betrieb einer ölhydraulischen Anlage sind darüber hinaus weitere Peripheriegeräte wie Filter, Leitungen, Ölbehälter und Kühler etc. erforderlich.

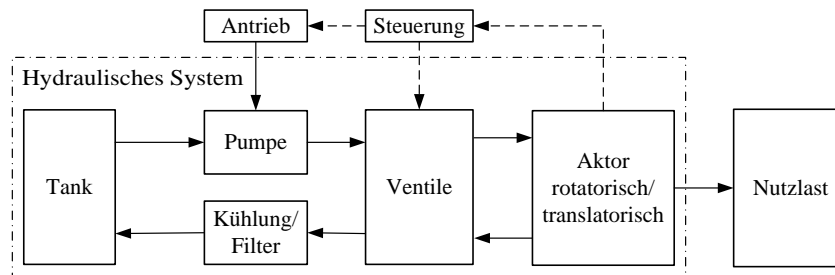


Abb. 4-2: Schematischer Aufbau eines hydraulischen Systems

Bei der Steuerung stationär hydraulischer Anlagen stehen grundsätzlich zwei Möglichkeiten zur Auswahl. Es wird zwischen einer Widerstandssteuerung und einer Verdrängersteuerung unterschieden. Bei einer Widerstandssteuerung werden hydraulische Größen am Verbraucher mit Hilfe von verstellbaren Drosseln (häufig Stetigventile) verändert. Diese Vorgehensweise erlaubt eine schnelle und genaue Verstellung von Volumenströmen und Druckdifferenzen bei geringer Systemkomplexibilität, wodurch eine hohe Dynamik an der angetriebenen Achse erreicht wird, was beispielsweise bei Schmiedeanlagen von großer Bedeutung ist [Mu11, Re09]. Dem gegenüber steht eine hohe Verlustleistung. Bei einer Verdrängersteuerung werden hydraulische Größen durch die Anpassung des Betriebspunktes der Antriebseinheit erreicht. Dabei wird von der Pumpe nur so viel Leistung bereitgestellt, wie für den Prozess bzw. die jeweilige Funktion erforderlich ist. Verluste entstehen ausschließlich durch die Wirkungsgradverluste der Bauelemente und die erforderliche Energie zum Verstellen der Stellelemente. Als Stellgröße werden das Fördervolumen der Pumpe, das Schluckvolumen von Hydraulikmotoren sowie die Pumpendrehzahl herangezogen. Die Weiterentwicklung von hydraulischen Systemen mit Verdrängersteuerung ist seit vielen Jahren Gegenstand der Forschung, wobei häufig die Regelung dieser Systeme im Fokus steht [Be88, Bo95, De83, He07, Lo94, Lo95, Mu02, Ne02, Ro83a, WW06, Za93]. Bei Systemen mit vorhandenem Drucknetz besteht die Möglichkeit durch eine sekundärseitige Regelung den Lastdruck anzupassen, um die Notwendigkeit einer Drosselsteuerung zu vermeiden und Drosselverluste zu minimieren [Dl89, Pe11].

Sowohl bei der Widerstandssteuerung, als auch bei der Verdrängersteuerung können die Aktorfunktionen volumenstromgeregelt (aufgeprägter Volumenstrom) und druckgeregelt (aufgeprägter Druck) erfolgen. In beiden Fällen ist der sich an der Drossel einstellende Volumenstrom und somit die Fahrgeschwindigkeit des angesteuerten hydraulischen Verbrauchers abhängig vom Lastdruck. Eine Möglichkeit um eine konstante Geschwindigkeit des Verbrauchers, unabhängig vom Lastdruck zu realisieren sind s. g. Load-Sensing-Systeme, bei denen der Differenzdruck über einer Drossel konstant gehalten wird. Load-Sensing-Systeme können hydraulisch mit einer Konstantpumpe und einer Druckwaage umgesetzt werden. Alternativ existieren elektronische Ansätze Load-Sensing zu realisieren. Bei diesen Systemen werden die Drücke mit Sensoren gemessen und einer Steuerungseinheit zur Verfügung gestellt. In Abhängigkeit der Sollwertvorgabe wird ein Stetigventil so angesteuert, dass sich der gewünschte Volumenstrom einstellt. Verdrängersteuerungen lassen sich ebenfalls mit Load-Sensing-Funktion realisieren. Dies kann in einer elektronischen Variante z. B. dadurch erfolgen, dass der Pumpendruck um eine definierte Differenz zu dem Lastdruck höher geregelt wird und sich der geforderte Volumenstrom einstellt oder hydraulisch mit einer Verstellpumpe mit kombinierter Druck-Förderstromregelung [Ba11, Gr10, Mu11, MR12]. Bei hydraulisch angetriebenen Achsen wird generell zwischen Bewegungsfunktionen und Arbeitsfunktionen unterschieden. Eine Bewegungsfunktion zeichnet sich durch einen großen Fluidbedarf pro Zeiteinheit bei geringen Drücken aus. Für eine

Arbeitsfunktion sind hohe Drücke aber nur geringe Volumenströme erforderlich. Aus diesen beiden grundsätzlich unterschiedlichen Funktionen ergeben sich auch grundsätzlich unterschiedliche Anforderungen an den Primärteil der Anlage. Der maximal mögliche Volumenstrom wird durch die maximal mögliche Drehzahl und das Fördervolumen der Pumpe bzw. durch das maximale Fördervolumen bei Regelpumpen definiert. Konventionell verfügbare Antriebsmotoren haben eine Nenndrehzahl von 1.500 1/min bzw. 3.000 1/min. Bei Asynchronmaschinen kommt es aufgrund des Drehzahlschlupfes zu einer geringfügigen Abweichung zu diesen Werten. Der maximal mögliche Volumenstrom definiert sich somit durch das Fördervolumen der Pumpe. Der maximal erzeugbare Druck definiert sich aus dem maximalen Drehmoment der Antriebsmaschine und dem Fördervolumen. Bei gegebener Druckdifferenz über der Pumpe erfordern große Fördervolumen große Drehmomente. Aus diesem Sachverhalt ergibt sich ein Zielkonflikt, wenn innerhalb eines Prozesses sowohl Arbeitsfunktionen als auch Bewegungsfunktionen mit einer Pumpe abgedeckt werden sollen. Zur energetischen Optimierung einer reinen Arbeitsfunktion ist es zweckmäßig eine Pumpe mit einem möglichst kleinen Fördervolumen einzusetzen, um das erforderliche Drehmoment für den gegebenen Druckbedarf möglichst gering zu halten. Sollen sowohl Arbeitsfunktionen als auch Bewegungsfunktionen mit der gleichen Pumpe abgedeckt werden führt das dazu, dass die Nennleistung bzw. das Nennmoment der Antriebsmaschine groß genug sein muss, um den Druckbedarf der Arbeitsfunktionen mit dem für die Bewegungsfunktionen angepassten Fördervolumen abzudecken. Während der Bewegungsfunktionen ist die Antriebsmaschine dabei zwangsläufig nur geringfügig ausgelastet, wodurch der Wirkungsgrad sinkt.

Zur Umformung von hydraulischer Leistung in mechanische Leistung kommen bei translatorischen Bewegungsfunktionen hydraulische Linearmotoren (auch Hydraulikzylinder genannt) zum Einsatz. In einem hydraulischen Kreislauf stellen Hydraulikzylinder i. d. R. den Verbraucher dar. Im Wesentlichen wird zwischen einfachwirkenden Zylindern (Plungerzylinder), doppelwirkenden Zylindern (Differenzialzylinder) und Gleichgangzylindern unterschieden. Zur Realisierung translatorischer Bewegungen an Spritzgießmaschinen kommen häufig Differenzialzylinder zum Einsatz. Diese Zylinder lassen sich in beide Bewegungsrichtungen hydraulisch betätigen und sind über eine einseitige Kolbenstange mechanisch mit der Last verbunden. Durch diesen Aufbau haben Differenzialzylinder je nach Bewegungsrichtung eine andere Wirkfläche, da beim Ausfahren die gesamte Kolbenfläche mit Druck beaufschlagt wird und beim Einfahren der angelegte Druck aufgrund der Kolbenstange lediglich auf die resultierende Ringfläche wirkt. Dies führt bei konstantem zugeführten Volumenstrom dazu, dass die Geschwindigkeit beim Ausfahren um das Flächenverhältnis kleiner ist als beim Einfahren. Gleichermaßen ergeben sich unterschiedliche Zylinderkräfte bei gleichem Druck. Es existieren allerdings schaltungstechnische Lösungen, welche die Flächendifferenz bei variierender Bewegungsrichtung kompensieren. Zum Abbremsen einer Fahrbewegung muss über den Kolben eine gegen die Fahrrichtung gerichtete Bremskraft erzeugt werden, was üblicherweise durch Drosselung der Volumenströme erreicht wird. Dabei kann es vorteilhaft sein den ablaufenden Volumenstrom zu drosseln, um Problemen durch Kavitation vorzubeugen [Ba11, Gr10, Mu11, MR12].

4.1.2 Rekuperation bei hydraulischen Systemen

Im Bereich mobiler Arbeitsmaschinen hat die Energieeffizienz und die Entwicklung effizienter hydraulischer Antriebssysteme einen hohen Stellenwert, was aus verschiedenen Forschungsaktivitäten ersichtlich wird [FH08, FH+09, FJ+09, Ge10, GT07, IL+11a, IL+11b, IS+11]. In diesem Bereich ist die Rekuperation von Bremsenergie bereits Stand der Technik bzw. Gegenstand einiger Forschungs- und Entwicklungsprojekte. Als Beispiel dafür kann das „Hydrostatisch Regenerative Bremssystem“ genannt werden [BE+09]. Das System wurde für Nutzfahrzeuge entwickelt, befindet sich bereits im Serien-Einsatz und konnte den Kraftstoffverbrauch bei den betrachteten Fahrzeugen deutlich reduzieren [Br09]. Über ein Getriebe wird eine hydraulische Axialkolbeneinheit an den mechanischen Antriebsstrang angekoppelt, um beim Bremsen kinetische in hydraulische Energie umzuwandeln. Die Axialkolbeneinheit wirkt hierbei als Pumpe und vollzieht die Energieumwandlung. Die Energie wird mit Hilfe eines Blasenspeichers gespeichert und steht dem Antriebsstrang für den nächsten Beschleunigungsvorgang zur Verfügung. Der Druck im Blasenspeicher und das daraus resultierende Drehmoment an der Pumpe führt zum Verzögern des Fahrzeugs. Auf diese

Weise wird die kinetische Energie des Fahrzeugs in potenzielle Energie umgewandelt, an Stelle der konventionellen Dissipation durch Reibbeläge. Diesen Vorgang regelt ein elektronisches Steuergerät in Verbindung mit einem hydraulischen Ventilsteuerblock. Analog dazu wurde ein Konzept für den Anwendungsfall eines Gegengewichtstaplers, eine thermohydraulische Freikolbenmaschine als Primäraggregat für mobilhydraulische Antriebe entwickelt und erprobt [KW+09]. Dieses Modul erlaubt sowohl die Rekuperation der kinetischen Energie beim Bremsen des Staplers, als auch die Rückgewinnung der Lageenergie am Hubantrieb beim Senken von Lasten. Die Energierückgewinnung erfolgt dabei ähnlich wie bei dem vorgestellten „Hydrostatisch Regenerativen Bremssystem“ durch das Laden von Hydrospeichern. Erste Ansätze die noch ein durch die Hydropumpe im Motorbetrieb realisiertes generatorisches Abbremsen und Senken der Lasten eines Staplers und die Speicherung der dabei erzeugten elektrischen Energie vorsehen wurden bereits in [GT07, KS+08] und [KS09] dargestellt. Ein kurzer Überblick über Aktivitäten bzgl. energieeffizienter Antriebe in der Mobilhydraulik, welche in vielen Fällen Maßnahmen zur hydraulischen Rekuperation beinhalten wird in [Ge10] gegeben.

Im Bereich stationärer Anlagen existieren ebenfalls Ansätze die potenzielle Lageenergie von Massen wieder zurückzugewinnen. Dabei wird beim Senken von Lasten potenzielle Lageenergie in hydraulische Energie umgewandelt und gespeichert. Beim Heben der Lasten wird diese Energie wieder genutzt. Als Beispiel sei dabei ein Konzept zur Rekuperation an hydraulischen Vertikalpressen genannt [Si00]. Dabei wird das Material, welches sich auf einer Heizplatte befindet, mit einer Ein- oder Mehretagenpresse mit Hilfe einer Mehrzahl von hydraulischen Arbeitszylindern von unten angehoben und verdichtet. Beim Öffnen der Presse wird die Heizplatte abgesenkt und das Fluid durch die Masse bzw. durch die Gewichtskraft des Presstisches aus den Zylindern verdrängt. Der Fluidstrom weicht in einen s.g. Pendelspeicher aus, welcher durch einen mit Stickstoff vorgespannten Gastank dargestellt wird. Dessen Arbeitsdruckniveau liegt in etwa bei 9 bar und somit unter dem Arbeitsdruck des Niederdruckspeicher (40 bar). Wird nun der Presstisch bewegt, muss nur ein Teil der Zylinder mit dem Fluid aus dem Niederdruckspeicher versorgt werden. Die Bewegungsenergie für die restlichen Zylinder wird dem Pendelspeicher entzogen. Durch dieses Konzept kann nahezu die Hälfte der Energie, die sonst in konservativen Anlagen für das Verfahren der Platten verbraucht wird, eingespart werden. Die erforderlichen Presskräfte werden durch das Zuschalten weiterer Hochdruckspeicher aufgebracht.

In [Bu12] wird erstmalig der Gedanke aufgegriffen, Rekuperation an einer zyklisch-hydraulisch angetriebenen Linearachse zu realisieren. Dabei wurde ein Antriebssystem für die Schließeinheit einer Druckgussmaschine entwickelt und im Labormaßstab erprobt. Zur Umsetzung wurde ein hybrider Ansatz gewählt, bei dem eine hydraulische Antriebseinheit über einen entsprechenden hydraulischen Kreislauf die Fahrbewegungen mit einer konstanten Geschwindigkeit realisiert. Dieser Kreislauf muss theoretisch gerade so viel Leistung liefern, dass die auftretenden Reibungsverluste ausgeglichen werden können. Zur Beschleunigung und Verzögerung der Linearachse wird ein zweiter, parallel geschalteter Zylinder, angetrieben durch einen zweiten Kreislauf genutzt. Zum Antrieb und zum Bremsen wird bei diesem Kreislauf ein hydraulischer Blasenspeicher verwendet. Zur Verzögerung der Achse wird dabei der Gegendruck im Blasenspeicher genutzt, welcher beim Abbremsen durch die bewegte Masse geladen wird. Durch das Entladen dieses Speichers bei dem nächsten Zyklus wird somit der primäre Antrieb entlastet, was energetische Vorteile mit sich bringt. Weitere Ansätze zur hydraulischen Rekuperation werden in [Da08, Kr98] beschrieben.

4.2 Antriebstechnik von Kunststoffspritzgießmaschinen

Für den Antrieb einer Spritzgießmaschine stehen heute zahlreiche Antriebsvarianten zur Verfügung. Dabei reichen die Varianten von vollhydraulisch angetriebenen Spritzgießmaschinen, über vollständig elektrisch-mechanisch angetriebene Spritzgießmaschinen bis hin zu hybriden Lösungen. Der Aufbau sowie einige Eigenschaften dieser Antriebsvarianten werden im Folgenden kurz dargestellt.

4.2.1 Elektrisch-mechanisch angetriebene Spritzgießmaschinen

Elektrisch-mechanisch angetriebene Spritzgießmaschinen (auch vollelektrisch genannt) unterscheiden sich in ihrem Aufbau und ihren Eigenschaften von den konventionell hydraulisch angetriebenen Spritzgießmaschinen. Sie sind durch dezentrale Antriebsstrategien gekennzeichnet. Dabei verfügt jede Achse über einen eigenen Motor und ein eigenes Getriebe. Durch die somit gegebene Möglichkeit der parallelen Arbeitsweise der einzelnen Antriebsachsen sind abhängig von den Prozessparametern und den Formteileigenschaften z. T. erhebliche Zykluszeiteinsparungen realisierbar [WK02]. Ein schematischer Überblick über den Aufbau einer vollelektrisch angetriebenen Spritzgießmaschine wird in Abb. 4-3 gegeben. Für den Antrieb der Schließeinheit werden Kniehebelsysteme eingesetzt. Diese kommen mit ihrer Kinematik der Forderung nach einer hohen Wegübersetzung zu Beginn der Schließbewegung und einer hohen Kraftübersetzung zum Ende der Schließbewegung in hohem Maße entgegen.

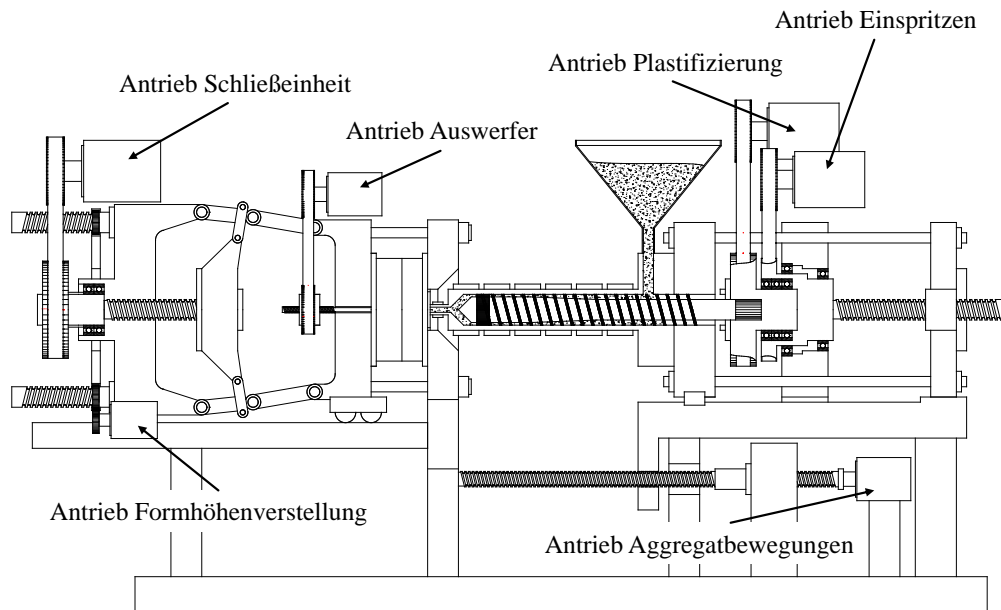


Abb. 4-3: Schematische Darstellung einer vollelektrisch angetriebenen Spritzgießmaschine mit einer 5-Punkt Doppel-Kniehebel-Schließeinheit

Vollelektrisch angetriebene Spritzgießmaschinen werden derzeit im Regelfall bis zu einer Schließkraft von 10.000 kN angeboten, auch wenn die Drehmomente der verfügbaren Antriebsmaschinen in Kombination mit den entsprechenden Getriebeleistungen theoretisch größere Schließkräfte zulassen würden [Jo04]. Eine Ausnahme von dieser Regel stellt z. B. eine Sonderlösung von einem italienischen Spritzgießmaschinenhersteller dar. Mit Hilfe einer zweiten beweglichen Platte wird dabei über einen zusätzlichen Hebel eine Schließkraft von bis zu 17.000 kN erreicht. Nachteilig an dieser Lösung ist die erhöhte Systemkomplexität. Eine weitere Ausnahme von dieser Regel wird in [URL13c] dargestellt, wo eine elektrisch-mechanisch angetriebene Schließeinheit für eine maximale Schließkraft von 25.000 kN gebaut wurde. Nachteilig stellt sich dabei der hohe Materialeinsatz und Platzbedarf dar. Als Antriebsmotoren werden bei diesen Maschinen häufig servogeregelt Synchronmotoren mit zusätzlichem Getriebe zur Drehzahl- und Drehmomentanpassung verwendet. Bei den s. g. Direktantrieben kommen häufig servogeregelt Torque-Motoren zum Einsatz. Diese erhöhen insbesondere bei Verwendung als Antrieb der Plastifizierachse durch den Wegfall des Getriebes den Antriebswirkungsgrad.

Zur Umwandlung der Rotation der Antriebsmotoren bei den entsprechend hohen Synchrodrehzahlen von 3.000 1/min bzw. 1.500 1/min in eine translatorische Bewegung mit einer angemessenen Geschwindigkeit (für alle Achsen mit Ausnahme der Plastifizierachse) sind Kugelgewindetriebe mit vorgeschalteter Zahnriemenuntersetzung Stand der Technik. Diese Art des Gewindetriebes hat durch die Kombination seiner günstigen Eigenschaften bezüglich Positioniergenauigkeit, Wirkungsgrad und Steifigkeit andere Lösungen wie beispielsweise Gleitschraubtriebe generell an Spritzgießmaschinen zurückgedrängt [Fo10]. Rekuperation der Bremsenergie der einzelnen Achsen ist bei diesen Maschinen Stand der Technik. Die technische

Umsetzung ist aufgrund des Aufbaus eines elektrisch-mechanischen Antriebsstranges verhältnismäßig einfach. Da elektrisch-mechanisch angetriebene Achsen drehzahlvariable Antriebe erfordern, werden die Antriebsmotoren mit Hilfe eines Frequenzumrichters mit elektrischer Leistung versorgt. Der Aufbau eines Frequenzumrichters mit Zwischenkreis ist schematisch in Abb. 4-4 dargestellt. Der Gleichrichter wandelt die Wechselspannung aus dem Stromnetz in eine pulsierende Gleichspannung um. Der Zwischenkreis stabilisiert und glättet die Gleichspannung und führt sie dem Wechselrichter der entsprechenden Maschinenachse zu. Der Wechselrichter erzeugt die für die gewünschte Drehzahl erforderliche Motorfrequenz und Spannung. Im Falle der elektrischen Rekuperation wird der Antriebsmotor zeitweise als Generator genutzt, wobei die rekuperierte Energie in den Zwischenkreis eingespeist wird, wo sie theoretisch mit Hilfe von Kondensatoren gespeichert werden kann. Die gespeicherte Energie wird dann über die entsprechenden Wechselrichter anderen Achsen bei Bedarf zur Verfügung gestellt.

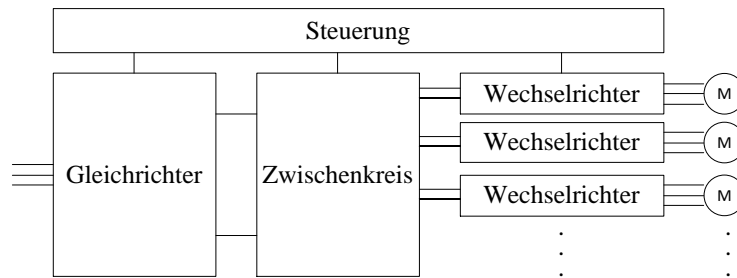


Abb. 4-4: Schematischer Aufbau eines Frequenzumrichters mit Zwischenkreis

Ebenfalls möglich ist bei einigen aufwändigeren Frequenzumrichtern eine Rückspeisung ins Stromnetz der aufgenommenen generatorischen Bremsleistung. Um ein Überladen der Kondensatoren zu verhindern kann die beim Bremsen im Zwischenkreis auftretende überschüssige Energie über Bremswiderstände in Wärme umgewandelt werden. Zur Regelung von Frequenz und Spannung ist eine entsprechende Steuerungselektronik erforderlich. Das Speichern der elektrischen Energie im Zwischenkreis stellt bis dato eine Herausforderung dar, da die eingesetzten Kondensatoren i.d.R. keine ausreichende Speicherkapazität aufweisen bzw. Kondensatoren mit einer ausreichenden Speicherkapazität unter wirtschaftlichen Aspekten nicht in Frage kommen. Generell ist das Speichern elektrischer Energie keine triviale Aufgabe. Die Verwendung von elektrischen Batterien oder Akkumulatoren kommt auch nur bedingt in Frage, da die auftretenden Lastspitzen durch diese Energiespeicher nicht aufgefangen werden können. Die Rückspeisung der rekuperierten Energie ins Stromnetz wird u. a. aufgrund der damit verbundenen Problematik bzgl. auftretender Oberschwingungen kontrovers diskutiert [DG+11]. In [No11b] wird ein Ansatz präsentiert, um die Problematik der Energiespeicherung der elektrisch zurückgewonnenen Bremsenergie zu lösen. Dabei ist vorgesehen einen zusätzlichen Antrieb durch den Zwischenkreis zu versorgen, der wiederum eine Pumpe antreibt welche einen Hydrospeicher lädt. Bei Bedarf wird die hydraulisch gespeicherte Energie wieder über die Pumpe umgewandelt und in Form von elektrischer Energie in den Zwischenkreis zurückgeführt, welche dann von den Antrieben der Spritzgießmaschine genutzt werden kann. Alternativ existieren Ansätze, die elektrisch zurückgewonnene Energie mechanisch in Schwungradspeichern zu speichern [Wi10]. Energetisch sind elektrisch-mechanisch angetriebene Maschinen tendenziell günstiger als vollhydraulische Maschinen, bedingen allerdings höhere Investitionskosten. Weitere Vorteile zeichnen sich durch eine geringere Geräuschemission und eine höhere Präzision und Reproduzierbarkeit der einzelnen Achsbewegungen ab. Nachteilig stellt sich die bereits beschriebene geringe Leistungsdichte elektrischer Antriebe dar. Durch die dezentrale Bauweise kann bei elektrisch-mechanisch angetriebenen Spritzgießmaschinen die installierte Antriebsleistung besser an die geforderte Antriebsleistung der einzelnen Achsen angepasst werden, als es bei vollhydraulisch angetriebenen Maschinen der Fall ist. Allerdings bedingt die dezentrale Bauweise für die ganze Maschine gesehen gleichermaßen einen großen Bedarf an installierter Antriebsleistung, was mit ein Grund für die erhöhten Investitionskosten ist [Br08, HM+10, HR+10, Jo04, Ka05, Ka06, MM+09a, MM+09b, Ne00, KM06, WB08, URL09, SK04, UR11, WK02, WK+02a, WK+02b, WK03a, WK03b, WK+03a, WK+03b].

4.2.2 Hydraulisch angetriebene Spritzgießmaschinen

Vollhydraulisch angetriebene Spritzgießmaschinen verfügen in der Regel über eine zentrale Antriebseinheit. Diese muss so dimensioniert sein, dass alle im Zyklus auftretenden Lastspitzen abgedeckt werden können. Die Nennleistung der Antriebseinheit richtet sich nach dem maximal abzudeckenden Leistungsbedarfspeak. Dabei waren in Deutschland bis 1970 Konstantpumpenantriebe mit einer Widerstandssteuerung noch Stand der Technik. Dieses System wird auch in anderen industriehydraulischen Anwendungen oft eingesetzt, da es sich als zuverlässig und investitionskostengünstig erwiesen hat [Jo04, Pe12]. Die Leistungsverzweigung und Steuerung erfolgt bei derartigen Systemen über Proportionaldruck- und Proportionaldrosselventile. Überdruckventile sorgen dafür, dass der maximal zulässige Systemdruck nicht überschritten wird. Die überschüssig bereitgestellte Antriebsleistung in Zyklusabschnitten deren Leistungsbedarf kleiner als die Nennleistung der Antriebseinheit ist wird an den Drosseln dissipiert. Seit Mitte der neunziger Jahre sind die Konstantpumpenantriebe aufgrund des sehr schlechten Wirkungsgrades fast vollständig vom Markt verschwunden [Ur11]. Moderne hydraulisch angetriebene Spritzgießmaschinen verfügen in der Regel über einen Pumpenantrieb mit einer konstanten Drehzahl und einem variablen Fördervolumen (Regelpumpen). Diese Maßnahme dient der Minimierung der Differenz zwischen bereitgestellter und geforderter Leistung. Für derartig angetriebene Spritzgießmaschinen stehen Flügelzellenpumpen, Radialkolbenpumpen und Axialkolbenpumpen zur Verfügung. Am häufigsten werden allerdings Axial- und Radialpumpen in Kombination mit einer Synchronmaschine verwendet [Jo04]. Der Mechanismus zum Verstellen des Fördervolumens der Pumpe wird über ein Proportionalventil angesteuert, welches selbst hydraulisch oder elektrisch angesteuert werden kann. Varianten mit variabler Pumpendrehzahl sind ebenfalls verfügbar. Bei Maschinen bei denen die Drehzahl variabel ist werden sowohl Konstantpumpen als auch Regelpumpen eingesetzt. Für die Konstantpumpenantriebe mit variabler Drehzahl werden neben den bereits genannten Pumpentypen auch Sperrschieberpumpen sowie Zahnradpumpen eingesetzt.

Häufig besteht die zentralhydraulische Antriebseinheit aus einem elektrischen Antrieb mit mehreren Pumpen. Durch diese Maßnahme gelingt es besser die bereitgestellte Leistung dem tatsächlichen Leistungsbedarf anzupassen als es bei einer einzelnen Pumpe der Fall ist, da die separaten Pumpen je nach Bedarf zugeschaltet werden können. Die jeweiligen Pumpen sind dabei häufig einzelnen Funktionen zugeordnet (Bewegungsfunktionen und Arbeitsfunktionen). Zu den Bewegungsfunktionen gehören alle Fahrbewegungen der Schließeinheit und der Plastifiziereinheit sowie das Plastifizieren selbst. Das Nachdrücken und der Schließkraftaufbau gehören zu den Arbeitsfunktionen. Der Einspritzvorgang erfordert meistens beides. Somit wird bei den Maschinen häufig eine Pumpe die verantwortlich für die Aufrechterhaltung des Systemdrucks ist und eine weitere die immer dann zugeschaltet wird, wenn ein hoher Volumenstrombedarf vorliegt eingesetzt [Jo04]. Neben diesen beiden Grundfunktionen einer Spritzgießmaschine existieren aber auch noch weitere Nebenfunktionen wie die Fluidkühlung, die in einigen Fällen ebenfalls durch eine separate Pumpe realisiert wird. Diese wälzt das Arbeitsmedium in einem eigenen Kühlkreislauf um. Durch den Einsatz moderner Servoantriebe kann das Antriebsaggregat bei einigen Maschinen seit wenigen Jahren während den Leerlaufphasen z. B. bei langen Kühlzeiten abgeschaltet werden. Somit können Verluste während Zyklusschritten bei denen kein Leistungsbedarf besteht weitgehend vermieden werden [DG+11]. Diese Variante findet zunehmend Zugang zu großen Maschinen. So präsentiert sich ein Maschinenhersteller 2012 erstmals mit einer durch Servopumpen angetriebenen Spritzgießmaschine zur Herstellung von Müllcontainern mit einer maximalen Schließkraft von 55.000 kN [URL13b]. Ein durch den Zentralantrieb bei hydraulisch angetriebenen Spritzgießmaschinen häufig bedingter Nachteil ist die sequenzielle Arbeitsweise der einzelnen Achsen, was je nach Prozessbedingungen abhängig von den Formteileigenschaften z. T. eine erhebliche Verlängerung der Zykluszeit zur Folge haben kann [WK02]. Es existieren allerdings Aktivitäten auf wissenschaftlicher Ebene deren Ziel es ist mit hydraulischen Antrieben kürzere Zykluszeiten zu erzielen [RR+11]. Vorteilhaft sind die (je nach Ausstattung) geringen Investitionskosten. Durch den Einsatz hydraulischer Energiespeicher auf der Antriebsachse wird eine hohe Dynamik erreicht. Aus diesem Grund werden Hydrospeicher häufig zum Antrieb der Einspritzachse eingesetzt, um hohe Einspritzgeschwindigkeiten wie sie z. B. bei sehr dünnwandigen Formteilen erforderlich sind zu erreichen. Alternativ werden auch Maschinen angeboten, bei denen der Leistungsbedarf aller Achsen von dem Hydrospeicher abgedeckt wird. Dieses Konzept erlaubt einen konstanten Leistungsbezug des

Antriebes, wodurch Lastspitzen im Stromnetz reduziert werden können. Aufgrund der hohen Kraftdichte hydraulischer Antriebe sind sehr große Schließkräfte bis zu 55.000 kN realisierbar. Im Gegensatz zu elektrisch-mechanisch angetriebenen Achsen ist die Rekuperation der Brems- und Federenergie bei hydraulisch angetriebenen Achsen bei Kunststoffspritzgießmaschinen nicht Stand der Technik. Eine schematische Übersicht über den Aufbau einer vollhydraulisch angetriebenen Spritzgießmaschine wird in Abb. 4-5 gegeben.

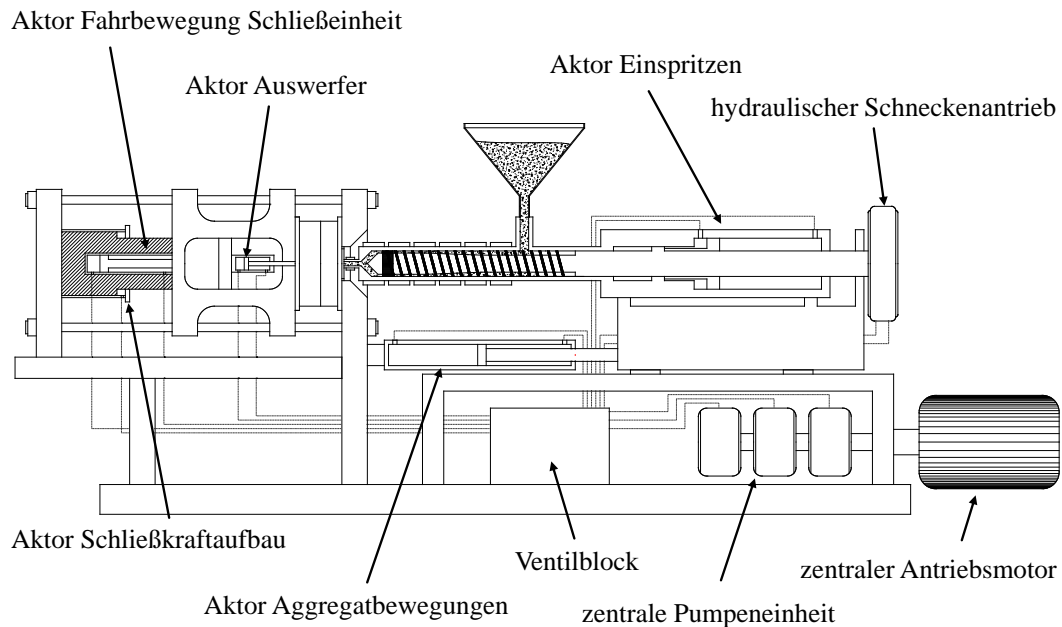


Abb. 4-5: Schematische Darstellung einer vollhydraulisch angetriebenen Spritzgießmaschine mit einer 3-Platten Schließeinheit

4.2.3 Hybrid angetriebene Spritzgießmaschinen

Ein Ansatz die Vorteile beider Antriebsvarianten in einer Maschine zu kombinieren sind hybrid angetriebene Spritzgießmaschinen. Bei den hybriden Lösungen sind oft zentral-hydraulisch angetriebene Maschinen mit einem elektrischen Schneckenantrieb vorzufinden. Durch dieses Antriebskonzept sind je nach Formteileigenschaften Verkürzungen der Zykluszeit möglich, da die Plastifizierung parallel zu den Aggregat- und Werkzeugbewegungen stattfinden kann. Darüber hinaus ist eine Vielzahl unterschiedlicher Varianten dieser Antriebstechnik am Markt verfügbar. Es werden seitens der Hersteller Maschinen angeboten, die eine vollständig elektrisch-mechanisch angetriebene Schließeinheit haben bei einer vollhydraulisch angetriebenen Plastifiziereinheit und anders herum. Einige Hersteller bieten auch eine vollständig modulare Bauweise an, bei der der Kunde für jede Antriebsachse den Antrieb selbst auswählen kann. Die Auswahl der richtigen Antriebslösung ist dabei stark von dem Prozess und den Formteileigenschaften abhängig. Nicht zuletzt werden derartige Entscheidungen auch von wirtschaftlichen Aspekten geprägt.

4.3 Schließeinheiten von Kunststoffspritzgießmaschinen

Die Schließeinheit einer Spritzgießmaschine nimmt das Spritzgießwerkzeug auf. Sie führt die zum Schließen, Zuhalten und Öffnen notwendigen Bewegungen aus und erzeugt die zum Zuhalten und Öffnen erforderlichen Kräfte. Die Hauptbestandteile sind Säulen, Werkzeug-Aufspannplatten und Einrichtungen zum Öffnen, Schließen und Zuhalten (DIN 24450). Moderne Schließeinheiten werden je nach Anforderung an den Leistungsbedarf und die Bauraumgröße durch unterschiedliche Konzepte und deren Dimensionierung realisiert. Die Anzahl der einzelnen Funktionsplatten variiert von 5 Platten bei einer Maschine bis zum Minimum von 2 Platten [Jo04]. Bei dieser Bauart werden bei der Schließeinheit lediglich eine feste und eine bewegliche Werkzeugaufspannplatte eingesetzt [PW+96]. Die Anzahl an Säulen zur Werkzeugführung und Aufnahme der auftretenden Kräfte reicht von acht Säulen, über vier Säulen (Standardlösung), in einigen

Spezialmaschinen drei Säulen, für kleine Schließkräfte zwei Säulen bis hin zu Ausführungen die ganz ohne Säulen auskommen. Es wird zwischen der Schließkraft und der Zuhaltkraft unterschieden (Abb. 4-6, rechts). Die Schließkraft F_{Schl} entspricht der Summe aller Kräfte die von den kraftführenden Elementen der Schließereinheit nach vollzogenem Schließvorgang aufgenommen werden. Entsprechend der Steifigkeit der Schließereinheit C_{Schl} und der Steifigkeit des Werkzeugs C_{Wkz} geht dies mit einer Dehnung der Schließereinheit und einer Stauchung des Werkzeugs einher (gekennzeichnet durch f_{Schl}). Die Zuhaltkraft F_Z entspricht der Summe dieser Kräfte während des Einspritzvorgangs. Die durch das Einspritzen der Schmelze verursachte Auftreibkraft F_A führt bei geschlossener Schließereinheit zu einer weiteren Dehnung der Schließereinheit sowie zu einer Entspannung des Spritzgießwerkzeuges (f_Z). Die verbleibende auf das Werkzeug wirkende Kraft muss dabei groß genug bleiben um die beiden Werkzeughälften gegeneinander abzudichten und das Austreten der Schmelze bzw. das Überspritzen des Werkzeugs zu vermeiden. Die resultierende Dichtkraft ist dabei abhängig von der eingestellten Schließkraft und dem Werkzeuginnendruckverlauf in Kombination mit der projizierten Wirkfläche der Kavität. Der zeitliche Verlauf der Zuhaltkraft ist mitbestimmend für die Formteilqualität. Dabei kommt es weniger auf den absoluten Betrag sondern auf dessen Reproduzierbarkeit von Zyklus zu Zyklus an. Dieser Sachverhalt wird im weiteren Verlauf der Arbeit noch von Bedeutung sein (Abschnitt 8.1.3). Grundsätzlich lassen sich Schließereinheiten in der Art der Aufbringung der Zuhaltkraft unterscheiden.

- Formschlüssige Verriegelung durch Kniehebel (können sowohl hydraulisch als auch elektrisch-mechanisch angetrieben sein)
- Kraftschlüssige Verriegelung durch Hydrozylinder

Die formschlüssig verriegelten Schließereinheiten weisen durch den hohen E-Modul von Stahl eine höhere Steifigkeit auf als die direkthydraulisch verriegelten Schließereinheiten. Bei Maschinen in der gehobenen Schließkraftklasse ($>10.000 \text{ kN}$) werden vorwiegend hydraulisch angetriebene Zweiplatten Schließereinheiten eingesetzt. Der schematische Aufbau einer Zweiplatten Schließereinheit ist in Abb. 4-6, links dargestellt.

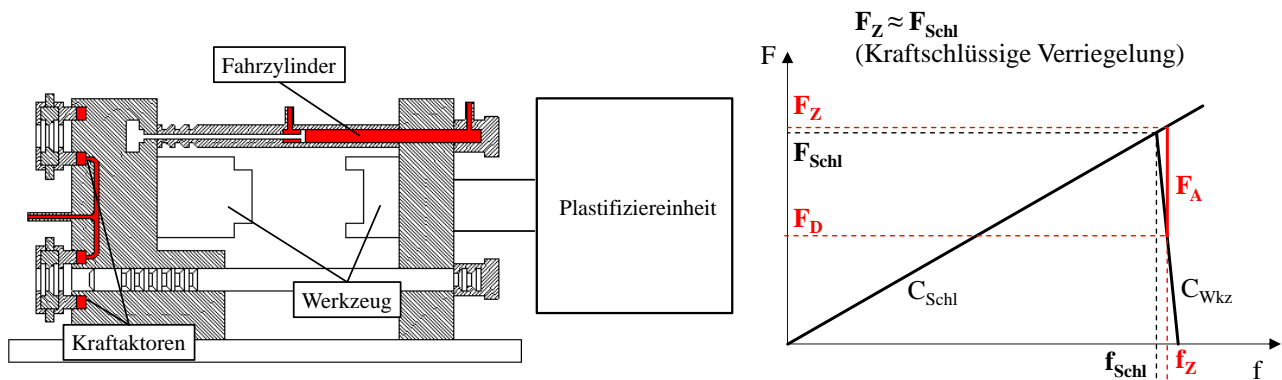


Abb. 4-6: Schematischer Aufbau einer Zweiplatten Schließereinheit im geöffneten Zustand (links), schematische Darstellung der Kräfte und Dehnungen bei aufgebaute Schließkraft und beim Zuhalten (rechts)

Zweiplatten Schließereinheiten weisen in der Regel separate Aktoren (Hydrozylinder) zum Aufbau der Schließkraft und zum Bewegen der beweglichen Platte der Schließereinheit auf. Um auf die erforderlichen Fahrgeschwindigkeiten zu kommen, werden Aktoren mit einem kleinen Kolbendurchmesser als Fahrzylinder eingesetzt. Auf der anderen Seite werden Druckkissen mit einem großen Durchmesser zum Aufbauen der Schließkraft eingesetzt, um mit moderaten Drücken die geforderten Schließkräfte zu erreichen. Für den Schließkraftaufbau wird die bewegliche Platte nach dem Schließen der Form mit Hilfe von radial beweglichen profilierten Schiebern in axialer Richtung arretiert [Jo04, SK04].

4.4 Energieverbrauch von Kunststoffspritzgießmaschinen

Aus Studien ist bekannt, dass beim Spritzgießen ein Großteil des Energieverbrauchs von den Antrieben verursacht wird [DG+11, RH+10, WK+03a]. Der Anteil am Gesamtenergiebedarf ist allerdings stark abhängig von dem Prozess und der Maschinenteknik. Der Antriebsleistungsbedarf einer Spritzgießmaschine während eines Zyklus ist variant. Die Einspritzbewegung, die Werkzeugbewegungen sowie der Schließkraftaufbau sind häufig mit hohen Leistungsbedarfspeaks verbunden, welche je nach Material- und Formteileigenschaften (bei Einspritzbewegung insbesondere Verhältnis Fließweg/Wanddicke), den eingestellten Geschwindigkeiten und Kräften mehr oder weniger stark ausgeprägt sein können. Während der Kühlphase besteht in der Regel mit Ausnahme der Plastifizierphase ein geringer bzw. gar kein Antriebsleistungsbedarf. Dies kann je nach Antriebskonzept zu energetischen Verlusten führen. Gerade bei konventionellen vollhydraulischen Maschinen ohne Servoantrieb ist es nicht möglich, den Antrieb während der Restkühlzeit vollständig abzuschalten, so dass trotz nicht vorhandenem Leistungsbedarf elektrische Energie von dem Antrieb umgesetzt wird.

Die dabei bereitgestellte hydraulische Leistung muss dissipiert werden, was zusätzlich zu einer Erwärmung des Arbeitsmediums und zu einem erhöhten Kühlleistungsbedarf führt. Die anschließenden Werkzeugbewegungen sowie der Schließkraftaufbau hingegen sind bei vielen Anwendungen mit großen Leistungsbedarfspeaks verbunden. Ein Vergleich des Energieverbrauchs unterschiedlich angetriebener Spritzgießmaschinen bei variierenden Formteileigenschaften war in der Vergangenheit bereits Gegenstand zahlreicher Studien und sind hinreichend publiziert [HM+10, HR+10, Ka05, Ka06, Ko09, MM+09a, MM+09b, RH+10, Ur11, WK02, WK+02a, WK+02b, WK03a, WK03b, WK+03a, WK+03b]. Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass die in diesen Studien dargestellten energetischen Nachteile der hydraulisch angetriebenen Maschinen gegenüber den vollelektrisch angetriebenen Maschinen gerade dann zum Tragen kommen, wenn die Maschinen bei dem herzustellenden Produkt nur teilweise ausgelastet sind. Beispielsweise die Untersuchungen aus [JW03] zeigen, dass gerade bei dickwandigen Formteilen mit einer langen Kühlzeit zentral-hydraulische Maschinen ohne Servoantrieb energetische Nachteile aufweisen. Je näher die Maschinen an der maximalen Auslastung betrieben werden, umso weniger kommen die dargestellten Nachteile zum Tragen, auch wenn sie tendenziell immer noch vorhanden sind. Oftmals lassen sich die energetischen Vorteile der vollelektrischen Maschinen in diesen Fällen bei den höheren Investitionskosten nicht rechtfertigen.

Generell bleibt es aufgrund der vielen verschiedenen Einflussfaktoren schwierig eine allgemeingültige Aussage darüber zu treffen, ab wann sich die Investition in eine elektrisch-mechanisch angetriebene Spritzgießmaschine in einer angemessenen Zeit amortisiert bzw. ob sich die Investition über die Gebrauchsdauer rentiert. Mit der Euromap60 wurde zwar eine Norm zur Bestimmung des Energieverbrauchs einer Spritzgießmaschine definiert. Diese wird seitens der Kunststoffindustrie aber nur zurückhaltend angenommen. Gründe dafür sind unter anderem die nach Meinung verschiedener Hersteller zu großen Freiheitsgrade bei der Wahl einiger Parameter innerhalb dieser Norm [WD11]. Dies führt dazu, dass Euromap60 Kennzahlen nur von den wenigsten Herstellern zu Werbezwecken veröffentlicht werden. Weiterhin ist bei der Auswertung von nach Norm ermittelten Energieverbrauchsdaten kritisch anzumerken, dass indirekte Energieverbräuche z. T. nicht berücksichtigt werden. Dazu gehören die bereits angesprochenen Energieverbräuche konventioneller vollhydraulisch angetriebenen Spritzgießmaschinen während der Kühlzeit, da aufgrund der Tatsache, dass im Rahmen der Messungen keine Formteile hergestellt werden, keine Kühlzeiten anfallen. In einer überarbeiteten Fassung dieser Norm, welche 2013 publiziert worden ist, soll es nun möglich sein den spezifischen Energieverbrauch unterschiedlicher Spritzgießmaschinen unter modifizierten Bedingungen objektiv miteinander zu vergleichen. Inwiefern dieser Entwurf von der kunststoffverarbeitenden Industrie und den Maschinenherstellern angenommen wird bleibt abzuwarten.

4.5 Zwischenfazit

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass die Energieeffizienz einen immer größeren Stellenwert bei der Kunststoffverarbeitung bekommt, was u.a. aus der Anzahl an Publikationen zu diesem Thema ersichtlich wird. Da insbesondere beim Spritzgießen ein großer Anteil des Gesamtenergieverbrauchs auf die Antriebe zurückzuführen ist, ist die Entwicklung effizienter Antriebslösungen Gegenstand der Entwicklungsarbeiten bei den Herstellern von Spritzgießmaschinen. Auch an wissenschaftlichen Instituten ist die Entwicklung energieeffizienter Antriebslösungen Gegenstand der Forschung. Bei den unterschiedlichen am Markt verfügbaren Antriebslösungen gelten elektrisch-mechanisch angetriebene Spritzgießmaschinen als besonders energieeffizient, was durch zahlreiche Untersuchungen belegt werden kann. Bei diesen Maschinen ist die Rückgewinnung von Bremsenergie Stand der Technik. Dabei bestehen allerdings noch offene Fragen bzgl. des Nutzens der rückgewonnenen Energie, da das Zwischenspeichern elektrischer Energie keine triviale Aufgabe ist. An einigen Maschinen werden Frequenzumrichter eingesetzt, welche in der Lage sind die rekuperierte Energie zurück ins Netz zu speisen. Insbesondere die Schließeinheit bietet großes Potenzial zur Rekuperation.

Bzgl. der Energieeffizienz hydraulisch angetriebener Spritzgießmaschinen hat in den letzten Jahren eine deutliche Weiterentwicklung stattgefunden. Ausgehend von Konstantpumpen welche mit einer ebenfalls konstanten Drehzahl angetrieben werden, haben sich in den letzten Jahren Hydraulikantriebe mit Regelpumpen und drehzahlvariablen Antrieben zur Steigerung der Energieeffizienz etabliert. An Maschinen neuester Generation werden Servomotoren als Pumpenantriebe eingesetzt, welche eine bedarfsgerechte Leistungsversorgung ermöglichen sollen und von den Herstellern als besonders energieeffizient propagiert werden. Trotz der durch verschiedene Studien nachgewiesenen energetischen Vorteile elektrisch-mechanisch angetriebener Spritzgießmaschinen, dominieren die hydraulischen Maschinen nach wie vor den Markt. Dies ist insbesondere auf die im direkten Vergleich günstigeren Anschaffungskosten zurückzuführen. Insbesondere bei Spritzgießmaschinen bei denen Schließkräfte größer 10.000 kN gefordert werden, werden hydraulisch angetriebene Spritzgießmaschinen aufgrund ihrer hohen Leistungsdichte mittelfristig weiter den Markt dominieren. Bzgl. der Rückgewinnung von Bremsenergie an hydraulischen Spritzgießmaschinen sind bis dato keine Lösungen am Markt vorhanden, obgleich insbesondere an sehr großen Maschinen aufgrund der großen bewegten Masse und den großen Kräften das größte Potenzial zur Rekuperation besteht. Da Maschinen mit Schließkräften größer 10.000 kN mit wenigen Ausnahmen ausschließlich hydraulisch angetrieben werden, erscheint die Erarbeitung von Konzepten zur hydraulischen Rekuperation lohnenswert.

In anderen Branchen ist die Rekuperation hydraulischer Energie bereits etabliert. Dabei existieren sowohl in der Mobilhydraulik als auch in der Stationärhydraulik Ansätze zur Energierückgewinnung, welche zum Teil bereits umgesetzt wurden und am Markt verfügbar sind. Bei diesen Ansätzen geht es insbesondere um die Rückgewinnung von kinetischer Energie bewegter Massen sowie um deren Lageenergie. Insbesondere ein publiziertes aber noch nicht am Markt verfügbares Konzept zur Rekuperation der kinetischen Energie an der Schließeinheit einer Druckgussmaschine weist dabei eine hohe Analogie zu der Thematik dieser Arbeit auf. Im Rahmen dieser Arbeit gilt es zu prüfen, inwiefern sich die bereits etablierten Konzepte zur hydraulischen Rekuperation aus anderen Branchen bzgl. der Wirkmechanismen auf einen Antrieb für die Schließeinheit einer Spritzgießmaschine übertragen lassen. Dabei fällt bei der Betrachtung der beschriebenen Konzepte auf, dass bei den meisten Anwendungen zur Durchführung einer kontrollierten Bewegung eine Kraft entgegen der Bewegungsrichtung mit Hilfe des Gegendrucks eines Hydrospeichers aufgebracht wird. Der Mechanismus zur Rekuperation besteht darin, dass der Hydrospeicher bei der Bewegung mit dem dabei verdrängtem Fluid geladen wird, wodurch dieser die Bewegungsenergie aufnimmt und speichert.

5 Vorarbeiten

Vor der eigentlichen Entwicklung eines Konzeptes zur Rekuperation an hydraulischen Achsen wurden im Rahmen dieser Arbeit einige Vorarbeiten geleistet, um die Eigenschaften der Antriebstechnik aktueller Spritzgießmaschinen im Detail zu erfassen. Dabei lag der Fokus auf der Darstellung der Energieeffizienz der jeweiligen Maschine und der Identifikation von Ursachen für Verluste. Dazu wurden Versuche an drei unterschiedlichen, verfügbaren Spritzgießmaschinen durchgeführt, bei denen leistungsbestimmende Maschinendaten (hydraulische Drücke, Volumenströme, Geschwindigkeiten, Kräfte und Antriebsleistung) gemessen und dokumentiert wurden. Die hier untersuchten Maschinen wurden in den Jahren 2011 und 2012 hergestellt und entsprechen somit dem aktuellen Produktportfolio der Hersteller. Ferner wurde der Einfluss variierender Maschineneinstellgrößen auf den Energieverbrauch untersucht. Aus den gewonnenen Erkenntnissen sollen Maßnahmen für die Entwicklung eines hocheffizienten Antriebsmoduls abgeleitet werden. Im zweiten Teil der Vorarbeiten wird auf Basis der zuvor dargestellten Ergebnisse ein erster Ansatz zur Steigerung der Energieeffizienz zyklisch hydraulisch angetriebener Linearachsen mit Hilfe eines für eine Einzelfunktion adaptierten Hydrospeichers untersucht.

5.1 Experimentelle Untersuchung unterschiedlich angetriebener Spritzgießmaschinen

Ein Überblick über die in diesem Abschnitt betrachteten Maschinen wird in Tabelle 5-1 gegeben. Bei den drei untersuchten Maschinen handelt es sich um zwei vollhydraulisch und eine elektrisch-mechanisch angetriebene Spritzgießmaschine. Eine der beiden vollhydraulisch angetriebenen Maschinen verfügt dabei über einen Servopumpenantrieb, bei der anderen Maschine wird der Leistungsbedarf aller Antriebsachsen durch einen Hydrospeicher abgedeckt.

Maschine Nr.:	1	2	3
Antrieb:	Hydraulisch-Hydrospeicher	Hydraulisch-Servoantrieb	Elektrisch-mechanisch
Schließkraft:	1.100 kN	6.500 kN	1.800 kN

Tabelle 5-1: Überblick über die untersuchten Maschinen

Aufgrund variierender Maschinengrößen und variierender Formteileigenschaften können die Energieverbräuche der einzelnen Maschinen nicht miteinander verglichen werden. Durch die Auswertung der Energie- und Leistungsflüsse kann jedoch die Energieeffizienz der einzelnen Maschinen dargestellt werden. Aus den Ergebnissen dieser Untersuchung sollen u. a. Anregungen zur Energieeffizienzsteigerung der untersuchten Serienmaschinen abgeleitet werden. Da sich diese Arbeit ausschließlich mit der Entwicklung einer hydraulischen Antriebseinheit befasst, wurden die Energieverbräuche der elektrischen Zylinderheizungen sowie der Nebenaggregate nicht betrachtet.

5.1.1 Vollhydraulisch angetriebene Spritzgießmaschine mit Hydrospeicher

Bei der ersten Maschine die untersucht wurde handelt es sich um eine vollhydraulisch angetriebene Spritzgießmaschine mit einer maximalen Schließkraft von 1.100 kN. Alle Achsbewegungen dieser Maschine werden mit Hilfe eines Hydrospeichers versorgt, wodurch eine hohe Maschinendynamik und Parallelbewegungen der Achsen möglich werden. Im Folgenden wird diese Maschine als hydraulische Vollspeichermaschine bezeichnet. Die Maschine verfügt über einen zentralen Hydraulikantrieb, bestehend aus einer Asynchronmaschine mit einer Nennleistung von 22 kW und drei Pumpen auf der Antriebswelle. Bei dieser Maschine ist jede der drei Pumpen einer spezifischen Funktion zugeordnet. Eine Konstantpumpe läuft während der gesamten Betriebszeit und wälzt das Arbeitsfluid in einem separaten Kühlkreislauf um. Bei den beiden anderen Pumpen handelt es sich um Regelpumpen. Eine Regelpumpe ist für das Laden des Hydrospeichers vorgesehen, die andere für den Aufbau bzw. das Aufrechterhalten der Schließkraft. Die Maschine verfügt im Auslieferungszustand über Drucksensoren in den Aktoren der einzelnen Achsen, nach deren Signalen auch die einzelnen Achsbewegungen geregelt werden. Weiterhin verfügt die Maschine über eine integrierte Einheit zur Energieverbrauchserfassung (elektrisch) inklusive fest installierter Stromwandler

(Strommesszangen vor dem Frequenzumrichter). Zur Auswertung der Versuche wurden die Signale der vorhandenen Sensoren abgegriffen und mit Hilfe externer Datenerfassungsmodule dokumentiert. Bei den Versuchen mit dieser Maschine wurden quaderförmige Probekörper (60 mm x 40 mm x 4 mm) aus Polypropylen (PP) hergestellt. Ausgehend von einem zentralen Versuchspunkt (Siehe Anhang A1) wurden Einstellparameter die einen Einfluss auf den Energieverbrauch vermuten lassen (Wege der Achsbewegungen, Kräfte, Geschwindigkeiten) variiert. Der zentrale Betriebspunkt wurde so gewählt, dass eine Variation sämtlicher Einstellparameter in beide Richtungen möglich war, ohne dabei sichtliche Störungen im Prozess oder Fehler an den optischen Merkmalen des Bauteils zu erzeugen. Auf eine vollständige Darstellung aller Messdaten wird im Rahmen dieser Arbeit verzichtet. Im Folgenden werden nur die wesentlichen Eckdaten der Auswertung sowie die bei der Auswertung gewonnenen Erkenntnisse dargestellt. Der zeitliche Verlauf der Wirkleistungsaufnahme der Antriebseinheit sowie der Speicherdruck sind in Abb. 5-1 dargestellt. Um diese Größen besser dem Spritzgießzyklus zuordnen zu können sind weiterhin die Verläufe der Schneckenposition sowie der Werkzeugposition dargestellt. Aus dem Verlauf der dargestellten Größen lässt sich das Betriebsverhalten der Antriebseinheit inklusive der Ladestrategie des Speichers ablesen. Grundsätzlich lassen sich drei verschiedene Zustände der Antriebseinheit erkennen. Der erste Zustand ist die Grundlast. In diesem Zustand wird die Wirkleistungsaufnahme von dem Leistungsbedarf der Umwälzpumpe sowie den Leerlaufverlusten der beiden Regelpumpen definiert. Dieser Zustand liegt vorrangig während den Werkzeugbewegungen vor und die Wirkleistung liegt dabei bei ca. 3 kW. Bei aufgebauter Schließkraft addiert sich dazu die Leistungsaufnahme der ersten Regelpumpe mit ca. 1,5 kW, da die Schließkraft bei dieser Maschine durch die Pumpe aufrecht gehalten wird.

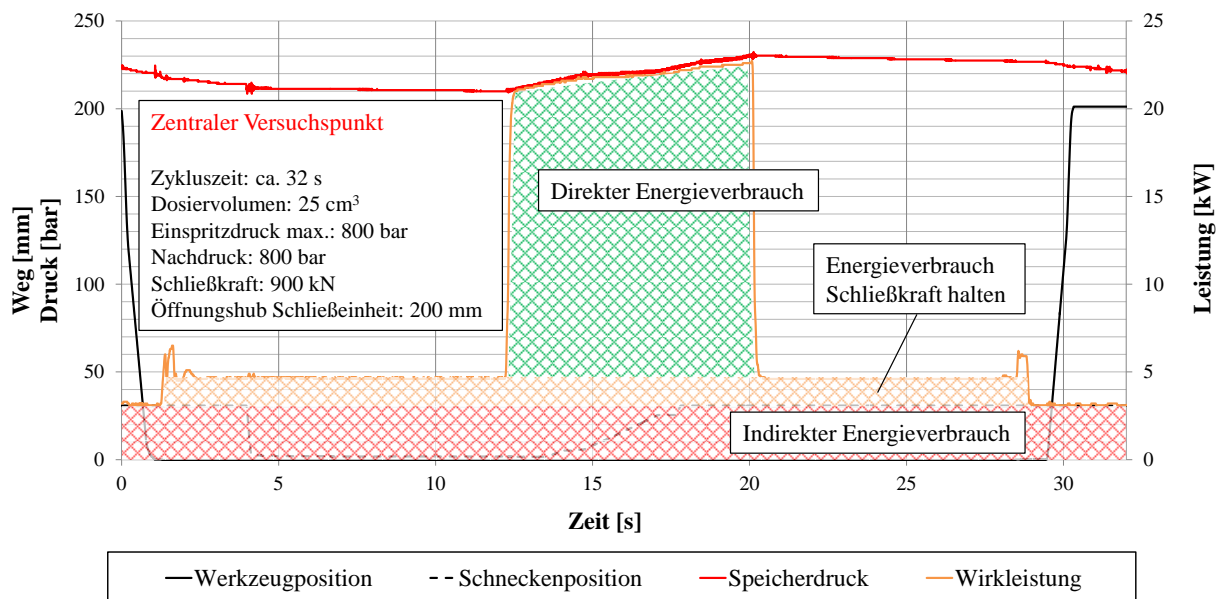


Abb. 5-1: Zeitlicher Verlauf der Wirkleistung und des Speicherdrucks an der hydraulisch angetriebenen Vollspeichermaschine

Der Maschinenantrieb befindet sich über die gesamte Zykluszeit mit Ausnahme der Werkzeugbewegungen und der Zeit in der der Speicher geladen wird in diesem Zustand. Während des Ladevorgangs des Speichers variiert die Wirkleistung abhängig vom Speicherdruck zwischen 20,7 kW und 22,6 kW. Anhand des zeitlichen Verlaufs des Speicherdrucks wird die Ladestrategie der Maschine deutlich. Bei der betrachteten Maschine wird eine Druckregelung mit einem Zweipunktregler umgesetzt. Beim Erreichen des unteren Grenzwertes von 210 bar beginnt die Antriebseinheit den Speicher zu laden. Beim Erreichen des oberen Grenzwertes von 230 bar beendet die Antriebseinheit den Ladevorgang. Somit lassen sich an der Maschine drei verschiedene Energieverbräuche unterscheiden. Erstens den durch die Grundlast bedingten indirekten Energieverbrauch, zweitens den durch das Aufrechterhalten der Schließkraft bedingten Energieverbrauch und drittens den direkt an den einzelnen Achsen abgerufenen Energieverbrauch.

Diese Energie wird beim Entladen des Speichers abgerufen und muss somit im Umkehrschluss beim Laden auch wieder aufgewendet werden. Bereits aus der Betrachtung der Messdaten für den dargestellten Betriebspunkt wird eine erste Ursache für Energieverluste bei der betrachteten Maschine deutlich. Da alle Achsen mit Ausnahme der Kraftachse der Schließeinheit aus dem gleichen zentralen Speicher versorgt werden, befindet sich die gespeicherte Energie bei den gegebenen Wirkflächen für einige Funktionen prinzipbedingt auf einem zu hohen Niveau. Als Extrembeispiel ist hier der Auswerfer zu nennen, dessen Druckbedarf bei der durchgeführten Versuchsreihe bei ca. 40 bar gelegen hat. Um den geforderten Druck am Auswerfer bereitzustellen wird bei der betrachteten Maschine der Fluidvolumenstrom bei der Bewegung des Auswerfers entsprechend gedrosselt. Ein analoges Verhalten zeigen alle anderen Achsen. Dabei hat die Betrachtung unterschiedlicher Betriebspunkte gezeigt, dass der Speicherdruck ungeachtet der Einstellparameter im Prozess immer auf dem gleichen Niveau bleibt. So zeigt auch eine Veränderung der Einstellparameter der größeren Energieverbraucher bzw. der Verbraucher mit einem höheren Druckbedarf im Zyklus (z. B. Schließkraftaufbau, Einspritzgeschwindigkeit) keinerlei Einfluss auf das Speicherdruckniveau. Bei der Analyse der verschiedenen Betriebspunkte zeigte sich weiterhin, dass es bei diesem Antriebskonzept im Wesentlichen nur zwei Einflussfaktoren auf den Energieverbrauch gibt. Der Haupteinflussfaktor auf den Energieverbrauch ist aufgrund der hohen Wirkleistungsaufnahme während dem Grundlastbetrieb bzw. während der Zyklusphasen mit aufgebauter Schließkraft die Zeit. Weiterhin zeigte sich bei längeren Kühlzeiten aufgrund thermischer und leakagebedingter Verluste eine Abnahme des Speicherdrucks, welcher sich über den dargestellten Sachverhalt hinaus ebenfalls negativ auf den Energieverbrauch auswirkt. Der zweite Einflussfaktor sind die Fahrwege der einzelnen Achsen, da diese die Volumenänderung und somit die Druckänderung im Speicher definieren. Variierende Geschwindigkeiten und Kräfte bzw. Drücke zeigten aufgrund des immer gleichen Speicherdruckniveaus nur einen sehr gering ausgeprägten Einfluss auf den Energieverbrauch. Geschwindigkeiten und Kräfte werden dabei ausschließlich durch Drosselung eingestellt.

Durch eine Veränderung der Einstellparameter wird ausschließlich eine Veränderung zwischen dem Verhältnis von „an der Achse genutzter“ Energie und bereits vor der Achse dissipierter Energie hervorgerufen. Aufgrund der Entkopplung zwischen der Antriebseinheit und den einzelnen Achsen ist eine Zuordnung der direkt verbrauchten Energie zu den einzelnen Zyklusschritten nur indirekt möglich. Um eine Aussage über den Energieverbrauch der einzelnen Zyklusschritte machen zu können, wurde eine zusätzliche Messung durchgeführt, bei der der Hydrospeicher bis zum Vorladedruck von 130 bar vollständig entleert und anschließend wieder geladen wurde. Über den Ladevorgang des Speichers wurde dabei die Wirkleistung der Antriebsmaschine gemessen. Durch diese Messung lässt sich eine Korrelation zwischen Speicherdruck und umgesetzter Wirkleistung bzw. zwischen Änderungen des Speicherdrucks und der zum wieder Aufladen benötigten elektrischen Energie, also der direkt verbrauchten elektrischen Energie herstellen. Zur Analyse der Energieverbräuche der einzelnen Antriebsachsen wurden die Druckänderungen im Speicher während der einzelnen Fahrbewegungen analysiert und anschließend über den beschriebenen Zusammenhang in die zum Laden erforderliche elektrische Energie umgerechnet. Dazu addiert sich der indirekte Energieverbrauch, welcher ausschließlich abhängig von der Zeit des einzelnen Zyklusschrittes ist. Eine Darstellung des Energieflusses innerhalb der Maschine für den zentralen Betriebspunkt ist in Abb. 5-2 dargestellt.

Auffällig ist, dass der Energieverbrauch der Schließeinheit einen relativ großen Anteil des Gesamtenergieverbrauchs ausmacht, obwohl die Schließeinheit nur indirekt zur Wertschöpfung bei der Herstellung von Formteilen beiträgt. Physikalisch gesehen ist für den Prozess nur Energie zum Plastifizieren und Einspritzen des Materials erforderlich. Da sich die Schließeinheit nach einem vollzogenen Spritzgießzyklus idealtypisch betrachtet wieder in dem gleichen energetischen Zustand befindet wie vor dem Zyklus, ist die gesamte eingebrachte Energie dissipiert worden. Bei dieser Überlegung ist allerdings zu beachten, dass in Abhängigkeit der eingesetzten Maschinenteknik der Anteil der einzelnen Funktionsgruppen am Gesamtenergiebedarf stark abhängig ist von deren Auslastung. So wird der Anteil der von der Schließeinheit verbrauchten Energie größer ausfallen, wenn die Auslastung der Spritzeinheit bzw. deren Energiebedarf klein ist. Aufgrund des umgesetzten Antriebskonzeptes der betrachteten Maschine ist diese Abhängigkeit in diesem Fall nur sehr gering ausgeprägt. Weiterhin auffällig ist der verhältnismäßig große Anteil der Restkühlzeit am Gesamtenergieverbrauch. Dabei ist zu beachten, dass in der Abbildung ausschließlich der Energieverbrauch der Antriebseinheit betrachtet wird und während der Restkühlzeit

keinerlei Antriebsleistung an den Achsen erforderlich ist. Dieser Sachverhalt ist auf den indirekten Energieverbrauch der Antriebseinheit sowie auf die erforderliche Energie zum Aufrechterhalten der Schließkraft zurückzuführen. Dabei kann allgemein festgehalten werden, dass der Energieverbrauch der einzelnen Antriebskomponenten im Leerlauf mit zunehmender Nennleistung steigt. Die dargestellten Leerlaufverluste werden also bei einer derartigen Antriebsstrategie umso größer, je größer die Nennleistung der Antriebseinheit ist.

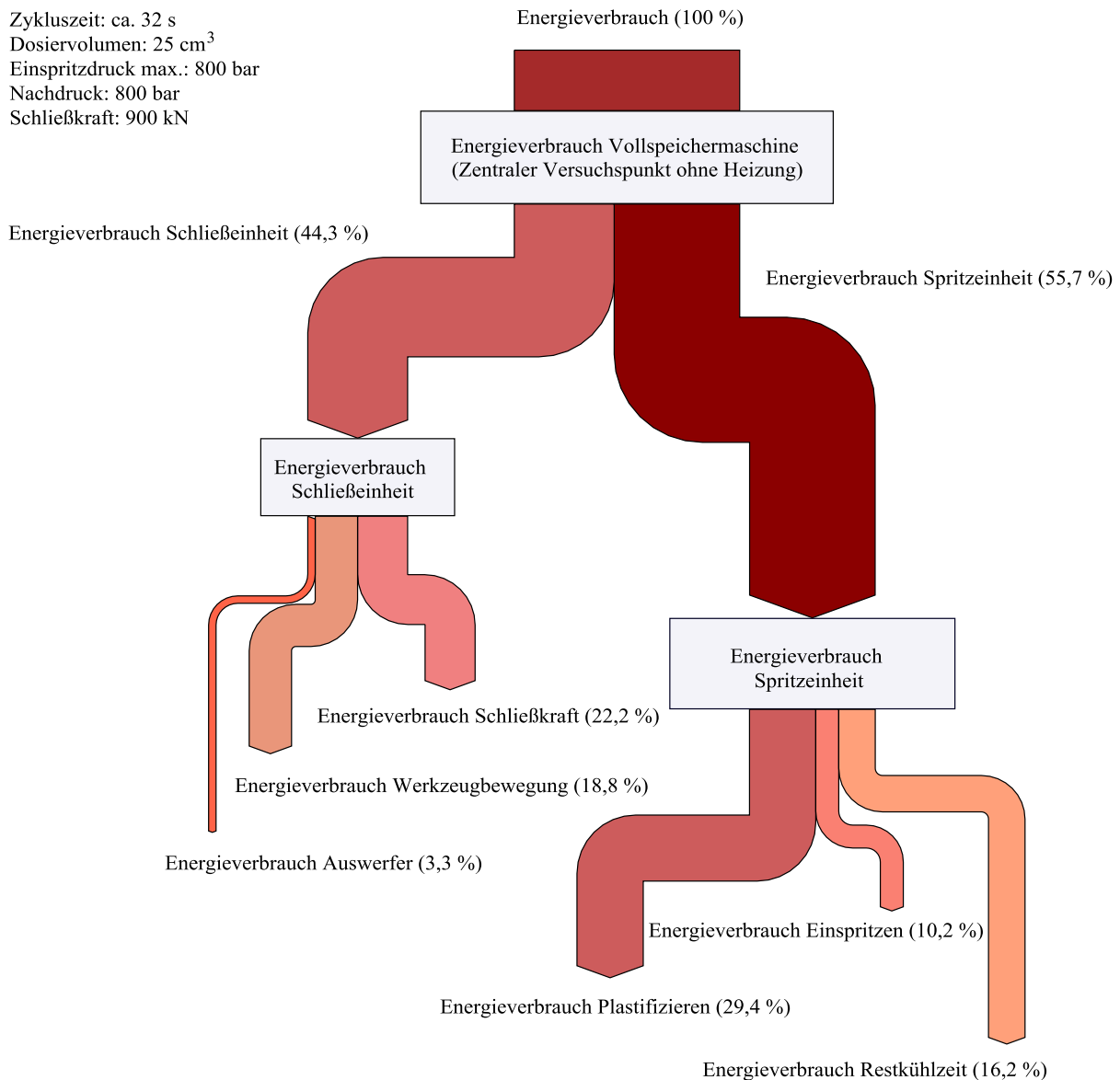


Abb. 5-2: Energiefluss der hydraulisch angetriebenen Vollspeichermaschine mit einer maximalen Schließkraft von 1.100 kN

Je nach angetriebener Achse wird bei der betrachteten Maschine ein Großteil der Energie indirekt verbraucht. In Abb. 5-3 wird der Energieverbrauch des Plastifizierprozesses sowie der Energieverbrauch für eine Werkzeugbewegung, aufgeschlüsselt in direkt und indirekt verbrauchter Energie gegenübergestellt. Aufgrund des kleinen Plastifiziervolumens und der zum Plastifizieren benötigten Zeit (ca. 4 s) bei den Einstellungen im zentralen Versuchspunkt ist der Anteil indirekt verbrauchter Energie verhältnismäßig hoch. Bei der Werkzeugbewegung hingegen hat die indirekt verbrauchte Energie nur einen geringen Anteil, da diese in ca. 0,6 s vollzogen ist und dabei aus dem Speicher näherungsweise das gleiche Fluidvolumen abgerufen wird.

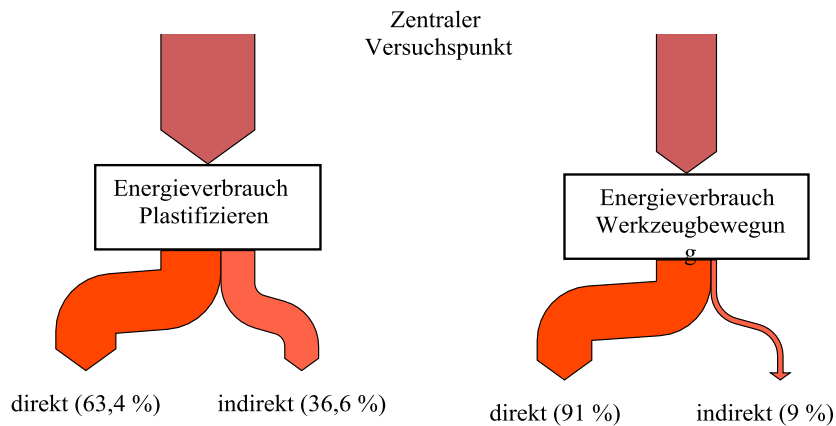


Abb. 5-3: Darstellung „direkter“ und „indirekter“ Energieverbrauch, für zwei verschiedene Achsbewegungen

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass es abgesehen von den Wirkungsgradverlusten der einzelnen Komponenten bei der betrachteten Maschine drei wesentliche Ursachen für energetische Verluste gibt.

1. Es existiert eine Diskrepanz zwischen dem Druckniveau auf dem die Energie gespeichert ist und dem Druckniveau auf dem die Energie benötigt wird. Eine Angleichung dieser Druckniveaus wird durch Drosselung der Fluidvolumenströme und der damit einhergehenden Dissipation von Energie realisiert.
2. Die Antriebseinheit hat auch im „Leerlauf“, also in Zeiten in denen keine hydraulische Leistung an der Antriebseinheit abgefragt wird einen verhältnismäßig hohen elektrischen Leistungsumsatz von ca. 13,6 % der Nennleistung während den Werkzeugbewegungen und ca. 20,9 % der Nennleistung während allen Zyklusphasen, in denen die Schließkraft aufgebaut ist.
3. Die in den Komponenten enthaltene Energie in den einzelnen Zyklusabschnitten (kinetische Energie, Federenergie) wird nicht genutzt.

Daraus lässt sich ableiten, dass das vorliegende Antriebskonzept aus energetischer Sicht gut geeignet ist für Produkte bei denen zum einen die Leistungsgrenzen der Maschine abgefragt werden und zum anderen nur kurze Restkühlzeiten erforderlich sind. Bei Abweichungen von der maximalen Auslastung stellt sich das Konzept aus den genannten Gründen energetisch nachteilig dar. Über die Variation der Einstellparameter an der Maschine hat der Anwender so gut wie keinen Einfluss auf den Energieverbrauch. Lediglich die Optimierung der Fahrwege sowie der Zykluszeit bieten aus Sicht des Endverbrauchers Potenzial zur Energieverbrauchssenkung. Aus Sicht des Herstellers besteht hingegen das Potenzial die Effizienz der Maschine durch eine Änderung der Speicherdruckregelung zu steigern. Dabei müsste der Steuerung die erforderliche Intelligenz implementiert werden, während der laufenden Produktion den maximalen Druckbedarf der einzelnen Achsen zu bewerten und die Grenzwerte für die Speicherdruckregelung entsprechend anzupassen. Da der Vorladedruck der Hydrospeicher bei 130 bar liegt, wäre eine Absenkung des Speicherdruckes in Abhängigkeit des realen zyklusbedingten Druckbedarfs bis auf 150 bar mit den vom Hersteller des Speichers publizierten empfohlenen Betriebsbedingungen in Einklang zu bringen.

5.1.2 Servo-hydraulisch angetriebene Spritzgießmaschine

Bei der zweiten Maschine die im Rahmen dieser Arbeit untersucht wurde handelt es sich um eine vollhydraulisch angetriebene Maschine mit einer maximalen Schließkraft von 6.500 kN, deren zentrale Pumpeneinheit durch einen Servomotor angetrieben wird. Die Maschine verfügt insgesamt über zwei entkoppelte Antriebseinheiten und ein separates Aggregat für den Kühlkreislauf. Die zentrale Pumpeneinheit versorgt mit einer Nennleistung des zugehörigen Servomotors von 107 kW alle Antriebsachsen mit Ausnahme des Auswerfers. Dieser wird von der zweiten Antriebseinheit mit einer Nennleistung von 22 kW angetrieben, um eine Auswerferbewegung parallel zur Werkzeugbewegung zu ermöglichen. Im Rahmen der

Versuche an der beschriebenen Maschine wurden Wäschekörbe aus PP hergestellt. Zur Durchführung der Versuche wurden analog zu den Versuchen an der ersten Maschine die Signale der maschineninternen Sensoren extern aufgezeichnet und dokumentiert. Dabei wurden alle für die Darstellung des aus der Antriebsleistung resultierenden Energieflusses relevanten Systemgrößen wie Drücke, Geschwindigkeiten, Volumenströme und Wirkleistung (vor dem Frequenzumrichter) gemessen. Die Maschine wird seitens des Herstellers als besonders energieeffizient propagiert und spiegelt bei diesem Hersteller den aktuellen Stand der Technik bzgl. energieeffizienter hydraulischer Spritzgießmaschinen wieder (im Jahr 2012). In Abb. 5-4 sind der zeitliche Verlauf der Wirkleistung zusammen mit dem zeitlichen Verlauf der hydraulischen Leistung am Ausgang der zentralen Pumpeneinheit sowie die Werkzeug- und Schneckenposition für einen Zyklus im zentralen Versuchspunkt (Anhang A2) dargestellt.

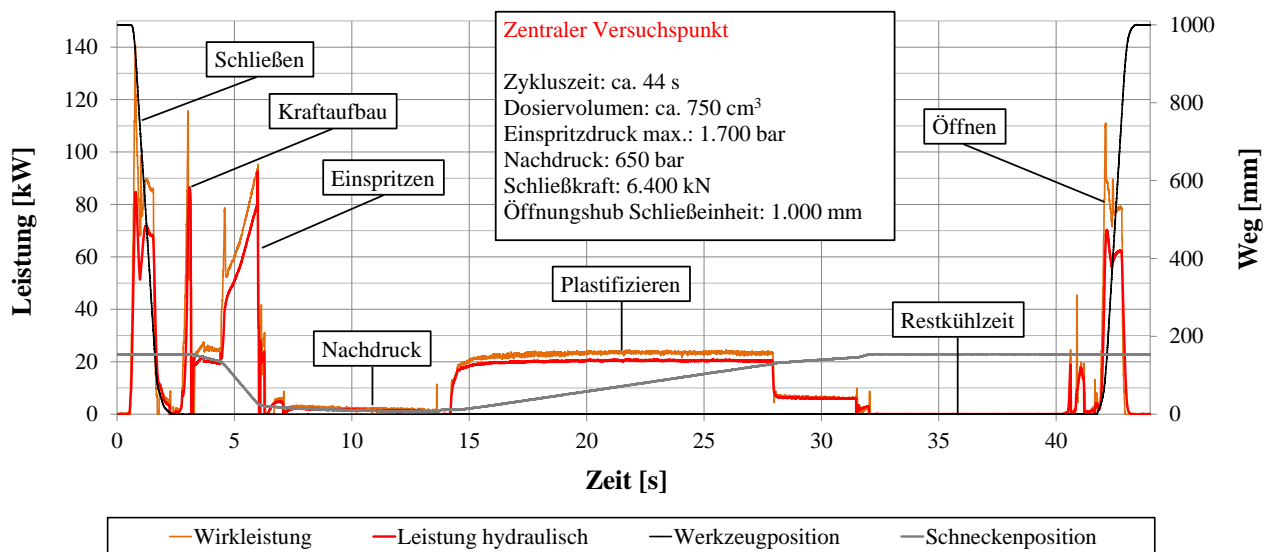


Abb. 5-4: Zeitlicher Verlauf der Wirkleistung und der hydraulischen Leistung am Pumpenausgang an der servo-hydraulisch angetriebenen Maschine

An den Bewegungen des Werkzeugs und der Schnecke lassen sich die einzelnen Zyklusabschnitte ablesen. Bei der Produktion der beschriebenen Formteile war ein Öffnungshub von einem Meter erforderlich, weil die Teile vollautomatisch durch einen Roboter entnommen wurden, welcher einen entsprechenden Platzbedarf hat. Anders als bei der hydraulischen Vollspeichermaschine lassen sich bei dieser Maschine die Leistungsbezüge direkt den einzelnen Zyklusschritten zuordnen. Die größten Leistungsspitzen treten bei den Werkzeugbewegungen, gefolgt von dem Schließkraftaufbau und dem Einspritzen auf und betragen dabei bis zu 120 kW. Leistungsspitzen im elektrischen Stromnetz haben zweierlei Nachteile. Zum einen müssen diese durch die elektrische Infrastruktur des jeweiligen Unternehmens abgedeckt werden, was insbesondere dann nachteilig sein kann, wenn innerhalb eines Unternehmens mehrere Anlagen gleichzeitig Lastspitzen beziehen. Zum anderen haben elektrische Lastspitzen einen negativen Einfluss auf die Kosten für die abgerufene Energie beim Energieversorger, da der Arbeitspreis abhängig vom Betrag der maximalen Lastspitzen gemittelt über einen definierten Zeitraum ist.

Aus der Abbildung wird weiterhin ersichtlich, dass die Wirkleistung und somit gleichzeitig auch der Energieverbrauch der zentralen Antriebseinheit während der Restkühlzeit nahezu gleich Null ist. Lediglich vor der Öffnungsbewegung der Schließeinheit sind kurze Ausschläge in der abgerufenen Leistung zu erkennen, welche auf das Anfahren der Antriebseinheit für die bevorstehende Werkzeugbewegung zurückzuführen sind. Auch während der Nachdruckzeit ist der Wirkleistungsbezug sehr gering, gemessen an den Lastspitzen im Zyklus. Eine detaillierte Betrachtung der Leistungsdaten der Antriebseinheit hat gezeigt, dass diese über den gesamten Betriebsbereich einen hohen Wirkungsgrad hat, welcher je nach Betriebspunkt zwischen ca. 75 % und ca. 95 % variiert. Der Leistungsbezug der zweiten Antriebseinheit ist in dieser Darstellung nicht abgebildet, dieser ist aber über den gesamten Zyklus mit Ausnahme der

Auswerferbewegung nahezu gleich Null. Eine Auswertung der Druckdifferenzen zwischen der Pumpe und den einzelnen Verbrauchern hat ergeben, dass die meisten Bewegungen mit Hilfe einer Verdrängersteuerung realisiert werden, also nur geringe Druckdifferenzen zwischen dem Antrieb und den einzelnen Verbrauchern auftreten. Vor der Beschleunigung der Schnecke bei der Einspritzbewegung wird bei dieser Maschine für einen kurzen Moment der Pumpendruck über eine Drossel gesteigert, um beim Einspritzen eine große Beschleunigung trotz des Widerstandes der Schmelze zu erreichen. Lediglich bei den Werkzeugbewegungen treten größere Drosselverluste auf, worauf im Folgenden eingegangen wird. Der Leistungsfluss und die Druckverteilung der servo-hydraulisch angetriebenen Spritzgießmaschine beim Öffnen der Schließeinheit ist in Abb. 5-5 dargestellt. Die Abbildung zeigt eine Momentaufnahme, bei der sich die Schließeinheit mit einer konstanten Geschwindigkeit von 1 m/s bewegt. Die hydraulischen Leistungen konnten aus den gemessenen Momentendrücken und den zugehörigen Volumenströmen ermittelt werden.

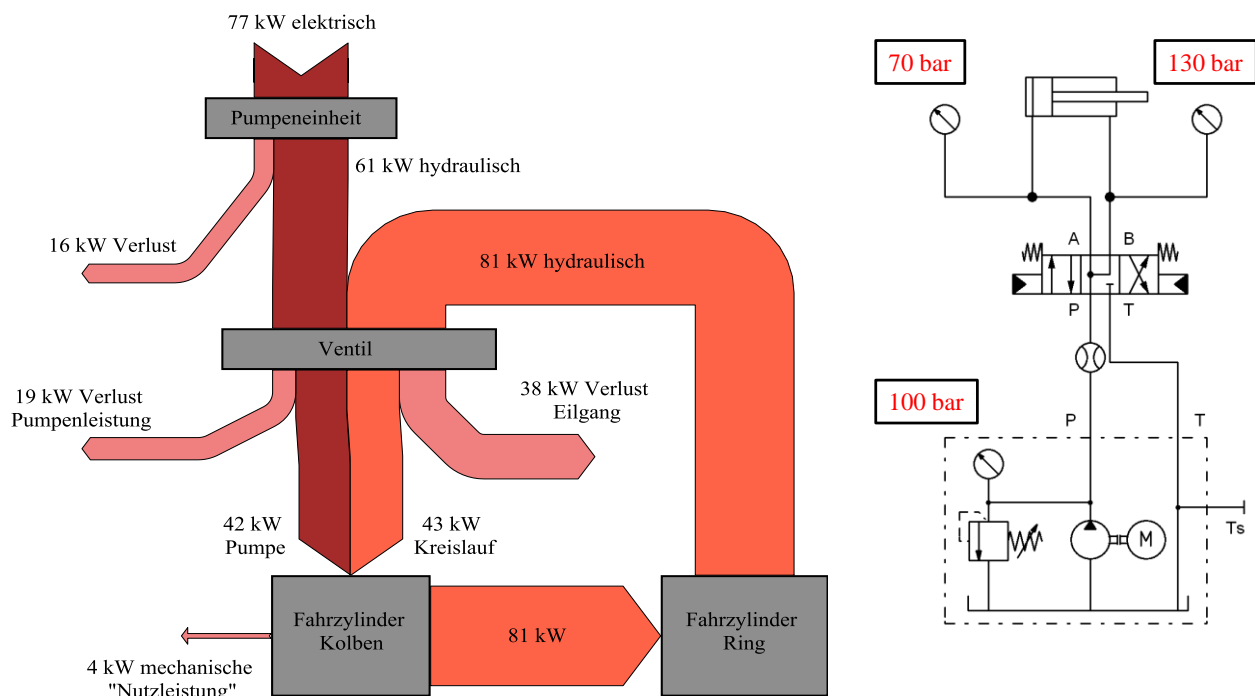


Abb. 5-5: Leistungsfluss und Druckverteilung der servo-hydraulisch angetriebenen Maschine beim Öffnen der Schließeinheit und einer konstanten Fahrgeschwindigkeit (1.000 mm/s)

Als mechanische „Nutzleistung“ wurde bei dieser Betrachtung das Produkt aus Zylinderkraft und Kolbengeschwindigkeit betrachtet, auch wenn der somit definierte Nutzen der Antriebsleistung zur Überwindung mechanischer Reibungskräfte benötigt wird, also letzten Endes ebenfalls vollständig dissipiert wird. Die mechanische Fahrkraft wurde bei dieser Betrachtung über die gemessenen Drücke in den beiden Zylinderkammern und den zugehörigen Wirkflächen ermittelt. Interessant an dieser Darstellung ist vor allem die große Diskrepanz zwischen der gerade definierten Nutzleistung und der elektrisch aufgewendeten Leistung. Die geringe erforderliche Fahrkraft bzw. die daraus resultierende geringe mechanische Leistung ist auf besonders reibungsarme Linearführungen zurückzuführen, auf denen die bewegliche Platte der Schließeinheit gelagert ist und ist eine Besonderheit dieser Maschine, welche von dem Hersteller entsprechend propagiert wird. Umso interessanter ist der hohe Verlust auf der Hydraulikseite während der Fahrbewegung.

Der zentrale Antrieb für sich betrachtet arbeitet mit einem Wirkungsgrad von ca. 80 % immer noch verhältnismäßig effektiv. Dahingegen entstehen an dem Wegeventil zur Steuerung der Fahrbewegung sehr große Drosselverluste, trotz des quasistationären Zustandes dieser Momentaufnahme. Wie der Abbildung zu entnehmen ist, wird bei der untersuchten Maschine die Öffnungsbewegung in einer Differenzialschaltung realisiert. Auf der Kolbenseite fließen dabei die Volumenströme der Ringseite und der Pumpe zusammen und addieren sich auf ca. 760 l/min. Während dieser Bewegung konnte ein Druckverlust von ca. 30 bar pro

Steuerkante gemessen werden. Da der ringkammerseitig verdrängte Volumenstrom insgesamt über zwei Steuerkanten fließt, liegt an dieser Stelle ein Druckverlust von 60 bar vor, wodurch die verhältnismäßig große Verlustleistung zustande kommt. Da der Volumenstrom an diesem Ventil durch die geforderte Geschwindigkeit der Schließeinheit sowie den Wirkflächen der Fahrzylinder definiert wird, bietet sich durch eine Anpassung der Nenngröße des Ventils sowie der Kolbendurchmesser der Fahrzylinder die Möglichkeit die Energieeffizienz der Fahrbewegung zu optimieren und die zugehörige elektrische Leistungsspitze zu verringern. Dabei sind die Kolbendurchmesser der Fahrzylinder nur bedingt für eine Optimierung geeignet, da insbesondere bei der Dimensionierung der Kolbenstange in Abhängigkeit der Fahrkräfte aus mechanischen Festigkeitsgründen gewisse Mindestwerte nicht unterschritten werden dürfen.

Größere Freiheitsgrade hingegen bieten sich bei der Auswahl des für die Steuerung der Fahrbewegung verantwortlichen Ventils. In der vorliegenden Maschinenkonfiguration beziffert sich der Pumpendruck auf ca. 100 bar. Durch eine Reduzierung der Drosselverluste an dem besagten Ventil mit Hilfe größerer Ventilquerschnitte wäre es denkbar, die gleichen geforderten Fahrkräfte auch während der Beschleunigungsphase bei einem kleineren Pumpendruck zu erreichen. Dabei hat die Reduzierung der Drosselverluste pro Steuerkante einen zweifach positiven Effekt auf die Fahrkraft, da zum einen der Druck in der Kolbenkammer größer und zum anderen der Gegendruck in der Ringkammer kleiner wird. Dabei gilt es zu beachten, dass die Entscheidung bei der Auswahl einzelner Ventile nicht nur von energetischen sondern auch von wirtschaftlichen Aspekten geprägt wird. Der trivialste Weg den effektiven Ventilquerschnitt zu vergrößern ist das vorhandene Ventil durch ein anderes, größerer Bauart zu ersetzen. Diese Maßnahme kann sich allerdings auch nachteilig bzgl. des Regelverhaltens und der erforderlichen Schaltzeiten auswirken. Alternativ besteht die Möglichkeit, ein großes Ventil durch zwei kleinere Ventile zu ersetzen. Weiterhin interessant ist die Tatsache, dass auf der Kolbenseite während der Fahrbewegung mehr Leistung umgesetzt wird, als durch den Antrieb elektrisch dem System zugeführt wird. Dieser zunächst etwas irritierende Sachverhalt ist auf den Zusammenfluss der beiden Leistungsströme, bestehend aus dem Pumpenstrom und dem verdrängten Volumenstrom der Ringkammer zu erklären. Insgesamt wird der Schließeinheit exakt die Energie zugeführt, die über den verschiedenen Verlustquellen dissipiert wird. Eine Betrachtung des Energieflusses innerhalb der Maschine für den zentralen Betriebspunkt gibt weiteren Aufschluss über die Eigenschaften der eingesetzten Antriebstechnik. Der Energieverbrauch der zentralen Antriebseinheit bei den einzelnen Zyklusabschnitten ist dazu in Abb. 5-6 dargestellt. Mit 27,1 % des Gesamtenergieverbrauchs fällt der anteilige Energieverbrauch der Schließeinheit deutlich geringer aus als bei der hydraulischen Vollspeichermaschine. Der Großteil des Energieverbrauchs wird mit 72,9 % für die Plastifiziereinheit, insbesondere für die Plastifizierung und das Einspritzen aufgewendet.

Zur Interpretation dieser Größen ist allerdings kritisch anzumerken, dass die verschiedenen Energieanteile abhängig von der Auslastung der einzelnen Funktionsgruppen sind. Bei einem Prozess bei dem ein hoher Energiebedarf für das Plastifizieren und Einspritzen besteht, fällt der Anteil der Schließeinheit am Gesamtenergieverbrauch demnach kleiner aus, als bei einem Prozess mit einem niedrigen Energiebedarf auf der Plastifizierseite. Dennoch wird auch bei dem dargestellten Versuchspunkt deutlich, dass eine Optimierung der bereits dargestellten Drosselverluste bei den Fahrbewegungen der Schließeinheit nicht nur zur Reduzierung der Lastspitzen sondern auch zur energetischen Optimierung der betrachteten Maschine hinreichend Potenzial bietet. Das Aufrechterhalten der Schließkraft verursacht bei dieser Maschine keinen weiteren Energieverbrauch, da dies mit Hilfe eines Ventils realisiert wird. Dabei zeigte sich im Rahmen der Versuche zwar, dass der Schließdruck über die Zeit in der die Schließkraft aufgebaut ist stetig abnimmt (Anhang A4), allerdings geschah dies im Rahmen der Versuche sehr reproduzierbar, weshalb die Produktqualität trotz des nicht konstanten Schließdrucks nicht negativ beeinflusst wird. Inwiefern Streuungen im Schließdruckverlauf bei Störungen im Prozess bzw. bei schwankenden Umgebungsbedingungen auftreten wurde nicht untersucht.

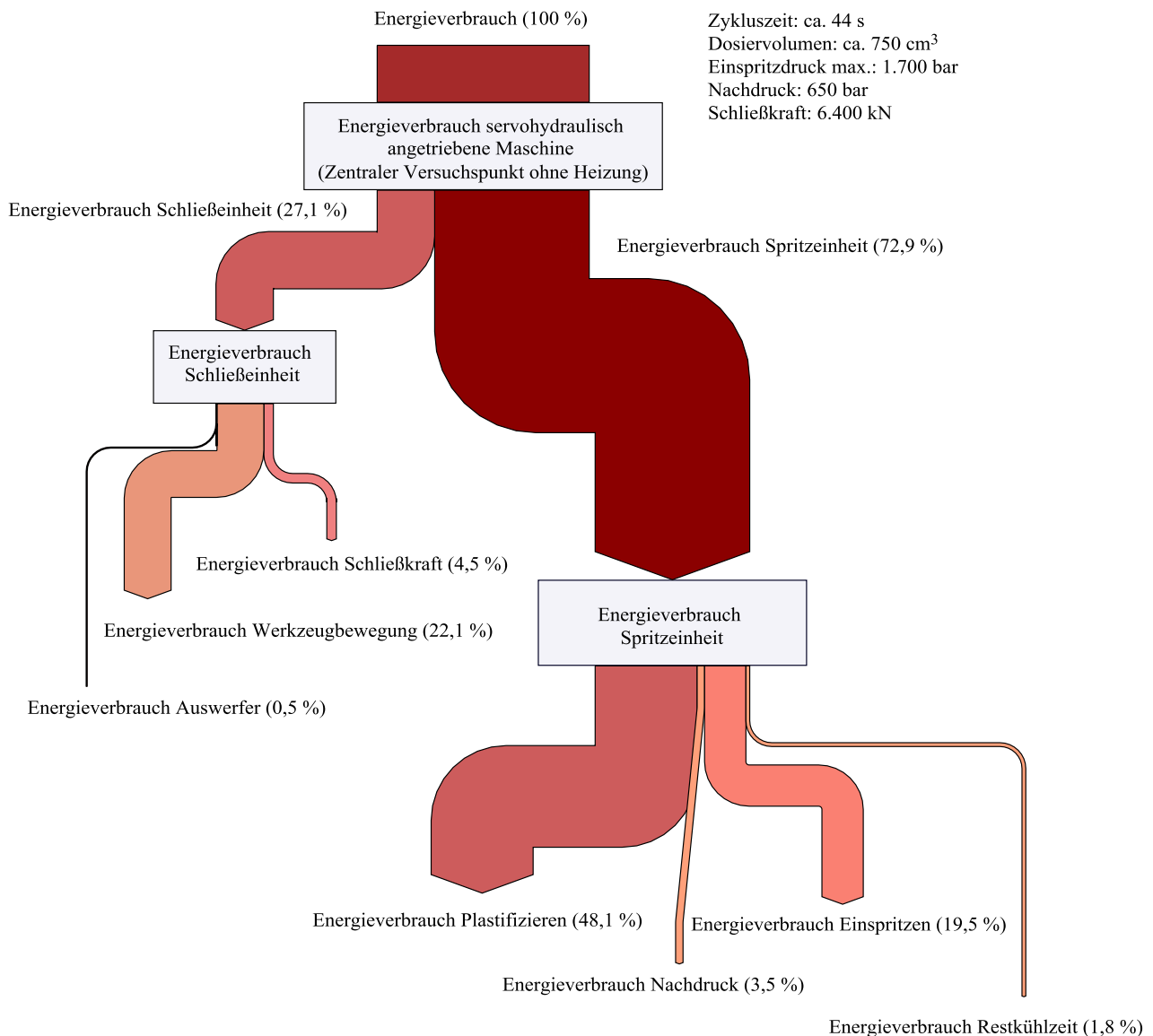


Abb. 5-6: *Energiefluss der servo-hydraulisch angetriebenen Spritzgießmaschine*

Der anteilige Energieverbrauch in der Restkühlzeit fällt durch das Abschalten der Servopumpen sehr gering aus. Dabei ist anzumerken, dass der gesamte dargestellte Energieverbrauch der Restkühlzeit während der Anlaufphase vor der Öffnungsbewegung umgesetzt wird. Auch der Energieverbrauch des Auswerfers fällt sehr gering aus, was noch einmal die sehr gute Abstimmung der bereitgestellten Leistung an den tatsächlichen Leistungsbedarf verdeutlicht. Auch beim Halten von Drücken zeigen die Servopumpenantriebe gute energetische Eigenschaften. So beträgt der Anteil der Nachdruckphase am Gesamtenergieverbrauch gerade einmal 3,5 %, wobei die Nachdruckphase bei dem dargestellten Betriebspunkt 15,5 % der Zykluszeit ausmacht. Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass bei der untersuchten Maschine bereits einige Maßnahmen umgesetzt wurden, welche die Energieeffizienz positiv beeinflussen.

1. Durch den Servopumpenantrieb wird die Antriebsleistung sehr gut an den tatsächlichen Leistungsbedarf angepasst. Durch das Abschalten der Pumpeneinheit in der Kühlphase treten nahezu keine Leerlaufverluste auf.
2. Der Komponentenwirkungsgrad der Antriebseinheit ist über einen sehr breiten Betriebsbereich verhältnismäßig hoch (> 75 %), obgleich dieser je nach Betriebspunkt von dem maximal möglichen Wirkungsgrad der Antriebseinheit abweicht.

Dennoch bietet auch diese Maschine auf der Seite der Schließeinheit Potenzial zur weiteren Steigerung der Energieeffizienz. Dabei sind insbesondere bei der Fahrbewegung der Schließeinheit Ursachen für energetische Verluste vorhanden.

1. Aufgrund der Dimensionierung der Ventile die zur Steuerung der Fahrbewegung eingesetzt werden treten bei diesen verhältnismäßig hohe Drosselverluste auf.
2. Durch den Einsatz eines Servopumpenantriebs kann zwar die bereitgestellte Leistung sehr gut an die tatsächlich erforderliche Leistung angepasst werden, die zugehörige Regelstrategie der Antriebseinheit verursacht allerdings auch verhältnismäßig große Lastspitzen im elektrischen Stromnetz.
3. Die in den Komponenten enthaltene Energie in den einzelnen Zyklusabschnitten (kinetische Energie, Federenergie) wird nicht genutzt.

5.1.3 Elektrisch-mechanisch angetriebene Spritzgießmaschine

Bei der dritten Maschine die im Rahmen dieser Arbeit untersucht worden ist handelt es sich um eine vollständig elektrisch-mechanisch angetriebene Spritzgießmaschine. Zielsetzung dieser Arbeit ist zwar die Entwicklung eines energieeffizienten hydraulischen Antriebes für die Schließeinheit einer Kunststoffspritzgießmaschine, da aber die vollständig elektrisch-mechanisch angetriebenen Spritzgießmaschinen bekannt sind für ihre besonders hohe Energieeffizienz, sollen die in diesem Abschnitt dargestellten Untersuchungen u. a. als Referenz für die Beurteilung des entwickelten Antriebsmoduls herangezogen werden (Abschnitt 8.3.1). Die untersuchte Maschine kann dabei eine Schließkraft von maximal 1.800 kN aufbringen. An dieser Maschine wurden ähnlich wie bei den beiden Maschinen zuvor dargestellt eine Versuchsreihe durchgeführt, bei der ausgehend von einem zentralen Versuchspunkt verschiedene Einstellparameter variiert wurden, die einen Einfluss auf den Energieverbrauch der Maschine vermuten lassen. Auf eine vollständige Darstellung der dabei ermittelten Messdaten wird an dieser Stelle verzichtet, es wird lediglich auf die Charakteristik dieser Maschinentechologie eingegangen. Bei den Versuchen wurde die elektrische Wirkleistung vor dem Frequenzumrichter gemessen und dokumentiert. Während der Versuche wurden ähnlich wie bei der Versuchsreihe an der ersten Maschine quaderförmige Probekörper (60 mm x 60 mm x 2 mm) aus PP hergestellt. Der zeitliche Verlauf der Antriebsleistung über den Spritzgießzyklus dieser Maschine für den exemplarisch gewählten zentralen Versuchspunkt (Anhang A3) ist in Abb. 5-7 dargestellt.

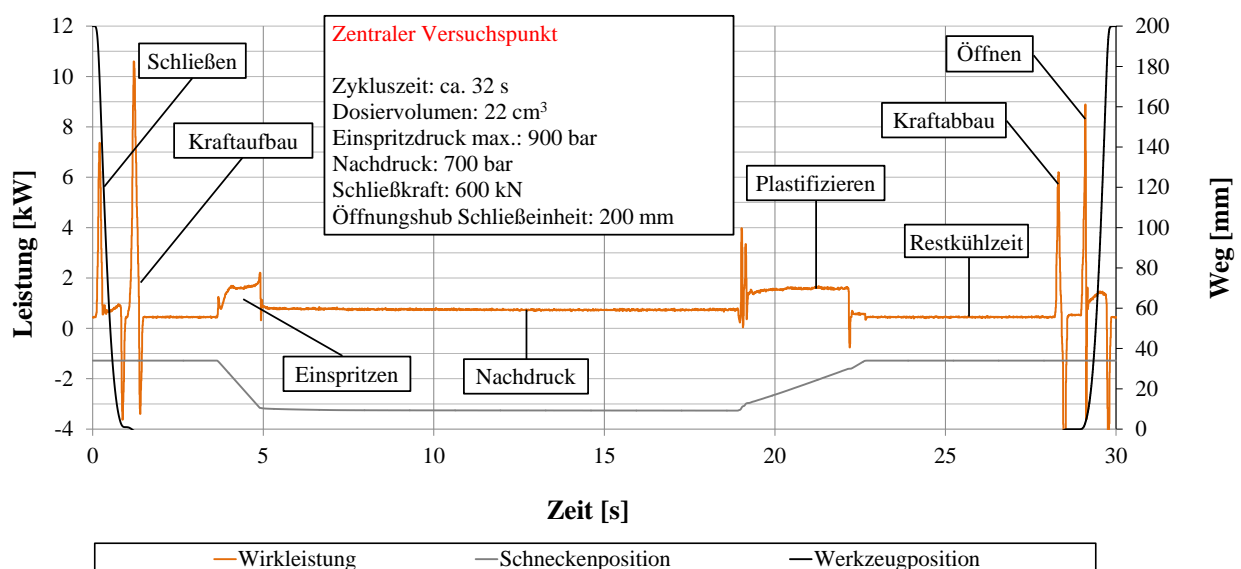


Abb. 5-7: Zeitlicher Verlauf der abgerufenen elektrischen Antriebsleistung (Wirkleistung) der vollständig elektrisch-mechanisch angetriebenen Maschine

Wie die servo-hydraulisch angetriebene Maschine verursacht die vollständig elektrisch-mechanisch angetriebene Maschine elektrische Lastspitzen. Interessant bei dieser Maschine ist, dass sowohl positive als auch negative Lastspitzen über den Zyklus auftreten. Da die Wirkleistung an der Hauptzuleitung zu den

Antrieben der Maschine, also vor dem Frequenzumrichter gemessen wurde, wird aus dieser Darstellung die Betriebsweise des Frequenzumrichters deutlich. Da die beim Bremsen der Schließeinheit zurückgewonnene Energie aufgrund der eingeschränkten Speicherkapazität nicht im Zwischenkreis des Umrichters gespeichert werden kann, wird diese zurück ins Netz gespeist. Gleiches gilt beim Kraftabbau. Die Leerlaufleistung während der Restkühlzeit beträgt ca. 400 W, was vorrangig auf den Energiebedarf der Steuerung zurückzuführen ist. Somit ist der durch die Antriebe verursachte Energieverbrauch während der Restkühlzeit wie bei der servo-hydraulisch angetriebenen Maschine näherungsweise gleich Null. Ferner zeigte sich bei den Untersuchungen, dass insbesondere bei einer vollständig elektrisch-mechanisch angetriebenen Spritzgießmaschine der Energieverbrauch stark abhängig von den Einstellparametern ist. Somit hat der Anwender die Möglichkeit über eine Optimierung der Einstellparameter den Energieverbrauch zu reduzieren. Davon näherungsweise ausgenommen sind die Einstellparameter der Schließeinheit da sich im Rahmen der Untersuchungen gezeigt hat, dass sich z. B. bei erhöhten Fahrgeschwindigkeiten auch der Anteil rekuperierter Energie erhöht. Je mehr Energie der Schließeinheit zugeführt wird desto mehr Energie wird rekuperiert, wodurch der Einfluss der Einstellparameter auf den Energieverbrauch sinkt. Bei Betrachtung des aus den Messdaten ermittelten Energieflusses in Abb. 5-8, fällt der sehr niedrige Anteil der Schließeinheit am Energieverbrauch der Anlage auf.

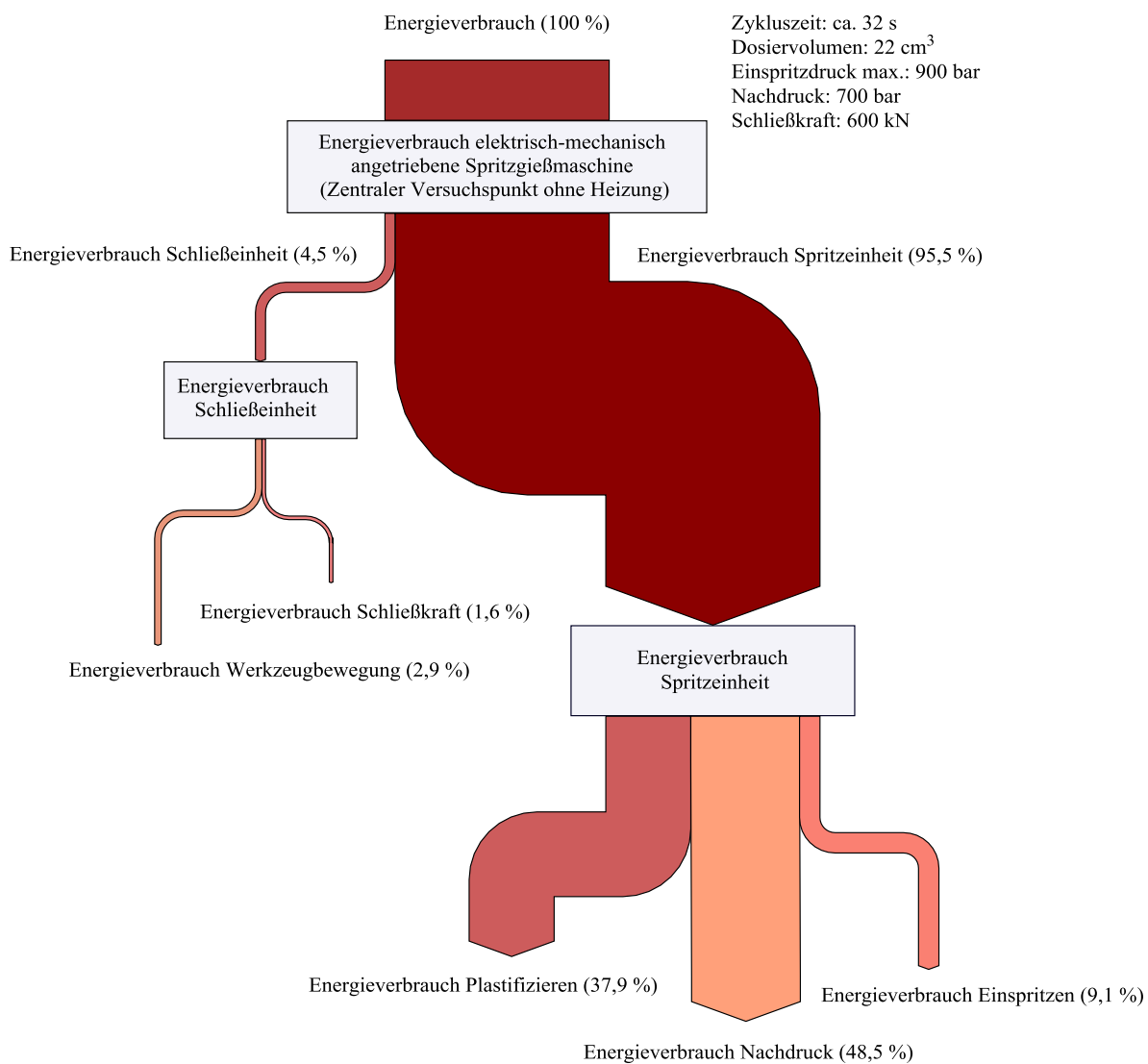


Abb. 5-8: Energiefluss der elektrisch-mechanisch angetriebenen Spritzgießmaschine

Interessant ist diese Beobachtung insbesondere deshalb, weil die Spritzeinheit bei dem dargestellten Versuchspunkt nur geringfügig ausgelastet ist. Aus dem zeitlichen Verlauf der abgerufenen Leistung wird ersichtlich, dass der maximale Leistungspeak beim Einspritzen bei ca. 2 kW liegt. Auf der Einspritzachse

sind bei der untersuchten Maschine zwei dezentrale Servomotoren mit einer Nennleistung von jeweils 22,5 kW verbaut. Tendenziell fällt also der anteilige Energieverbrauch der Schließereinheit am Gesamtenergieverbrauch größer aus, als es bei maximaler Auslastung der Spritzeinheit der Fall ist. Aus diesen beiden Darstellungen lässt sich also die hohe Energieeffizienz der Schließereinheit der betrachteten Maschine erahnen.

Diese ist zum einen darauf zurückzuführen, dass bei einer vollständig elektrisch-mechanisch angetriebenen Schließereinheit der bei den anderen beiden Maschinen dargestellte relativ große Anteil der Fluidreibung entfällt. Zum anderen kommt die Rekuperation der kinetischen Energie und der Federenergie zum Tragen, die in der Darstellung bereits enthalten ist. Dabei muss kritisch angemerkt werden, dass elektrisch-mechanisch angetriebene Maschinen zwar in der Regel in der Lage sind Energie zu rekuperieren, der Nutzen dieser Maßnahme allerdings aufgrund der nicht trivialen Aufgabe elektrische Energie zu speichern vielfältige, zum Teil noch ungeklärte Fragen mit sich bringt. Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass sich die elektrisch-mechanisch angetriebene Maschine insbesondere was den Betrieb der Schließereinheit darstellt als sehr energieeffizient darstellt. Insbesondere die Rückgewinnung der kinetischen Energie der bewegten Masse sowie der Federenergie der deformierten Bauteile der Schließereinheit führen dazu, dass die Schließereinheit trotz der geringen Auslastung der Spritzeinheit nur einen sehr geringen Anteil am Gesamtenergieverbrauch hat. Physikalische Ursachen für Verluste lassen sich bei dieser Maschinenteknik ausschließlich auf Wirkungsgradverluste bei Energiewandlungsschritten innerhalb der einzelnen Komponenten sowie mechanischer Reibung zurückführen.

5.1.4 Ergebnisdiskussion

Im Rahmen der Untersuchungen wurden drei unterschiedlich angetriebene Spritzgießmaschinen mit dem Ziel betrachtet, die Energieeffizienz dieser mit Hilfe geeigneter Indikatoren darzustellen. Bei der hydraulischen Vollspeichermaschine stellt sich ein verhältnismäßig großes Potenzial zur Optimierung der Energieeffizienz seitens des Herstellers dar. Insbesondere die schlechte Abstimmung zwischen der bereitgestellten und der erforderlichen Leistung aufgrund der Regelungsstrategie beim Laden des zentralen Hydrospeichers hat einen negativen Einfluss auf die Energieeffizienz der Maschine. Eine Anpassung des Speicherdruckniveaus in Abhängigkeit der Prozessanforderungen wurde bei dieser Maschine nicht umgesetzt. Durch die Variation von Einstellparametern verschiebt sich lediglich das Verhältnis zwischen der bereits vor dem Verbraucher dissipierten Leistung und der an der Achse umgesetzten Leistung. Somit hat der Anwender kaum die Möglichkeit durch eine optimierte Maschineneinstellung den Energieverbrauch der Maschine zu beeinflussen. Die einzigen Stellhebel die dem Anwender bei dieser Maschinenteknik bleiben, sind (neben der korrekten Dimensionierung bei der Anschaffung) die Minimierung der Fahrwege, um das aus dem Speicher abgerufene Volumen zu reduzieren und die Minimierung der Zykluszeit. Aus energetischer Sicht stellen sich der Energiebedarf der Pumpe zum Aufrechterhalten der Schließkraft sowie die verhältnismäßig hohe Leerlaufleistung nachteilig dar. Positiv bei dieser Maschinenteknik ist der einfache Aufbau. Die dargestellten Nachteile dieses Antriebskonzeptes kommen insbesondere dann zum Tragen, wenn die Maschine im Teillastbereich betrieben wird.

Bei der zweiten Maschine die im Rahmen der dargestellten Studie untersucht wurde ist das Potenzial für weitere Optimierungsschritte seitens des Herstellers deutlich kleiner. Bei dieser Maschine wird die durch die Pumpe bereitgestellte Leistung durch den Servoantrieb gut an die geforderte Leistung an den Antriebsachsen angepasst. Während der Kühlphase wird der Antrieb vollständig abgeschaltet und verbraucht somit keine Energie. Potenziale zur energetischen Optimierung stellen sich dabei lediglich durch die Minimierung von Drosselverlusten dar, welche insbesondere bei der Fahrbewegung der Schließereinheit auftreten. Dieses Antriebskonzept weist auch im Teillastbereich einen hohen Wirkungsgrad auf. Bei dieser Art der Maschinenteknik kann der Anwender einen weit größeren Einfluss auf den Energieverbrauch der Maschine nehmen, da sich eingestellte Kräfte und Geschwindigkeiten im Energieverbrauch widerspiegeln.

Was den Betrieb der Schließereinheit betrifft, zeigte die hier untersuchte vollständig elektrisch-mechanisch angetriebene Spritzgießmaschine die günstigsten energetischen Eigenschaften. Dies wird insbesondere an

dem sehr niedrigen Anteil der Schließeinheit am Gesamtenergiebedarf der Anlage deutlich (trotz der niedrigen Auslastung der Spritzeinheit). Ursache der hohen Effizienz ist die sehr geringe Grundlast der Maschine, die Energierückgewinnung beim Abbremsen der Schließeinheit sowie beim Kraftabbau und die geringen Reibungsverluste bei den einzelnen Bewegungen, da die Fluidreibung vollständig entfällt. Dabei sei an dieser Stelle aber deutlich darauf hingewiesen, dass die Rekuperation elektrischer Energie noch mit ungeklärten Fragen einhergeht. Diese Fragen betreffen insbesondere den Umgang mit der rückgewonnenen Energie, da diese nur schwer gespeichert werden kann. Zwar sind die heutigen Frequenzumrichter in der Lage Energie wieder zurück ins Stromnetz zu speisen, allerdings ist bis dato nicht eindeutig geklärt welchen Qualitätsanforderungen diese rückgespeiste Energie genügt. Insbesondere bei der elektrisch-mechanisch angetriebenen Maschine hat sich gezeigt, dass der Anwender über die Auswahl der Einstellparameter einen sehr großen Einfluss auf den Energieverbrauch der Maschine nehmen kann.

Insgesamt zeigt sich, dass energetische Nachteile bei vollhydraulisch angetriebenen Maschinen im Wesentlichen durch vier Faktoren geprägt werden.

1. Drosselverluste in den Leistungsverzweigungssystemen.
2. Differenzen zwischen der vom Antrieb bereitgestellten Leistung und der von den einzelnen Achsen geforderten Leistung.
3. Betriebspunktabhängige Wirkungsgradverluste.
4. Ungenutzte in den bewegten und deformierten Maschinenkomponenten enthaltene Energie.

Der erste Faktor sind die auftretenden Drosselverluste beim hydraulischen Leistungstransport. Diese sind abhängig von den konstruktiven Merkmalen der fluidführenden Teile (Leitungs- und Ventilquerschnitte). Dabei werden seitens der Hersteller der betrachteten Maschinen z. T. Druckdifferenzen über die einzelnen Steuerkanten an den Ventilen bis zu 30 bar toleriert. Die dargestellten Untersuchungen haben aufgezeigt, dass diese Verluste bei den auftretenden Volumenströmen zum Teil zu erheblichen Verlustleistungen führen, welche in keinem Verhältnis zu der vorliegenden Aufgabe stehen. Der zweite Punkt dem mindestens genau so viel Gewicht beizumessen ist, ist die Diskrepanz zwischen der von den Achsen abgefragten Leistung und der von der Antriebseinheit bereitgestellten Leistung. Insbesondere bei der hydraulisch angetriebenen Maschine ohne Servopumpenantrieb war dieser Effekt stark ausgeprägt. Die beschriebene Diskrepanz kommt insbesondere während der Restkühlzeit zum Tragen, da der Leistungsbedarf der Antriebsachsen in diesem Fall nahezu Null ist. Zur Optimierung der dritten Ursache für Verluste sind zwei Ansätze denkbar. Zum einen können Komponenten gewählt werden, die über einen breiten Betriebsbereich einen hohen Wirkungsgrad aufweisen, zum anderen ist es denkbar den Betriebspunkt der Antriebseinheit durch den Einsatz von Energiespeichern zu verstetigen. Die vierte identifizierte Ursache für Verluste stellt das Kernthema dieser Arbeit dar und wird in den nachfolgenden Kapiteln behandelt.

5.2 Effizienzsteigerung durch einen für eine Einzelfunktion adaptierten Hydrospeicher

Aufbauend auf den Ergebnissen der Untersuchungen an den exemplarisch betrachteten Spritzgießmaschinen wurde ein dezentrales Antriebskonzept entwickelt, welches das wesentliche Ziel verfolgt die ersten drei der in Abschnitt 5.1 dargestellten Ursachen für Verluste auf ein Minimum zu reduzieren. Mit diesem Konzept sollen die folgenden Anforderungen erfüllt werden:

1. Exakte Abstimmung zwischen der durch den Antrieb bereitgestellten und der für den Prozess erforderlichen Antriebsleistung.
2. Reduzierung von Drosselverlusten auf ein Minimum.
3. Steigerung der Komponentenwirkungsgrade durch Verstetigung des Betriebspunktes der Antriebseinheit.

Weiterhin soll das Konzept dazu beitragen elektrische Lastspitzen im Stromnetz zu vermeiden. Dazu wurden entsprechende Maßnahmen erarbeitet, in einem Demonstrator umgesetzt und experimentell erprobt, welche

einen energieeffizienten Betrieb einer zyklisch betriebenen hydraulischen Antriebsachse ermöglichen sollen. Das dabei entstandene s. g. S-A-Modul (Speicher-Aktor-Modul) wurde exemplarisch für den Anwendungsfall „Schließkraftaufbau bei einer Zwei-Platten-Schließereinheit“ ausgelegt. Der Gedanke hinter diesem Konzept ist die Überführung des stark diskontinuierlichen Leistungsbedarfs in eine kontinuierliche Energieaufnahme über die Zykluszeit auf einem niedrigen Leistungsniveau. Hierbei darf die Größe der aufgebrauchten Schließkraft und deren Haltedauer nicht beeinflusst werden. Der geplante Anwendungsfall sind Schließereinheiten für Schließkräfte größer 10.000 kN, da bei diesen Schließkräften elektrisch-mechanische Lösungen nur bedingt geeignet sind und gerade hier durch den hohen Leistungsbedarf ein großes Einsparpotenzial besteht.

Zum besseren Verständnis ist in Abb. 5-9 auf der linken Seite das hydraulische Schaltbild des integrierten S-A-Moduls dargestellt. Dabei sind die wichtigsten Elemente nummeriert. Eine drehzahlvariable Pumpen-Motoreinheit (1) fördert über den Zyklus kontinuierlich in einen Hydrospeicher (2). Die Antriebseinheit und der Hydrospeicher sind dabei für den Nennbetriebspunkt so dimensioniert, dass der Speicher exakt zum Ende der Zykluszeit geladen ist, um Leerlaufzeiten zu vermeiden. Zum Zeitpunkt des Schließkraftaufbaus wird ein Wegeventil (3) geschaltet und stellt die gespeicherte Energie den Kraftaktoren der Schließereinheit (4) zur Verfügung. Dabei ist der Speicher so ausgelegt, dass der Druck im entladenen Zustand genau dem Druck entspricht, welcher zum Erreichen der gewünschten Schließkraft bei gegebener Wirkfläche an den Kraftaktoren erforderlich ist. Voraussetzung dafür ist, dass die Steifigkeit des Werkzeugs und der Schließereinheit bekannt sind. Mit dieser Information soll der Betriebspunkt der Antriebseinheit gerade so eingestellt werden, dass über die Zykluszeit exakt das Fluidvolumen zur Realisierung des deformationsbedingten Kolbenhubs der Kraftaktoren in den Speicher gefördert wird, so dass nach dem Entladen (ohne eine aktive Drosselung oder andere Mechanismen zur Druckregulierung) wieder der zum Kraftaufbau erforderliche Druck vorhanden ist. Ist die voreingestellte Schließkraft erreicht, schaltet die Steuerung das Wegeventil (3) wieder in die Ausgangslage, um zu verhindern das die Schließereinheit während des Formfüllvorgangs weiter von der Antriebseinheit „aufgeladen“ wird (Zustand in Abb. 5-9). Vor dem Öffnen des Werkzeugs schaltet ein weiteres Wegeventil (5). Der Druck in der Schließereinheit wird abgebaut, das Werkzeug wird geöffnet und der Zyklus kann erneut beginnen.

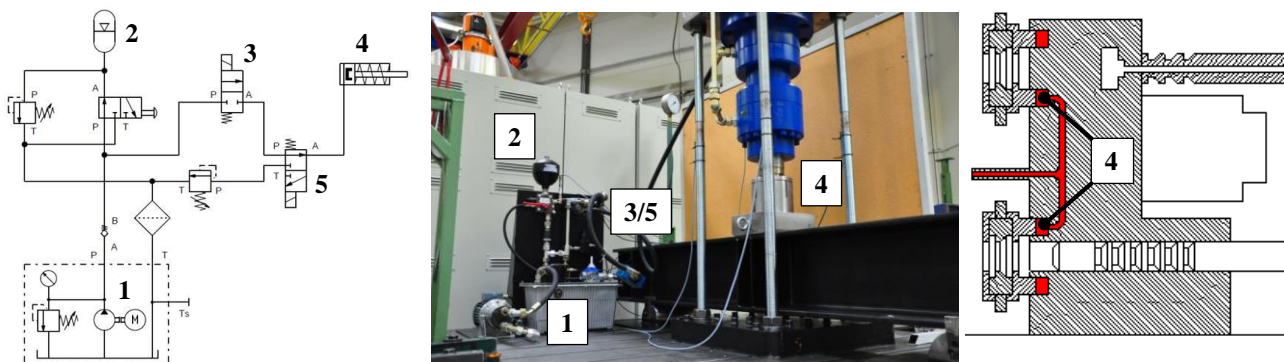


Abb. 5-9: Hydraulischer Schaltplan (links) und Demonstrator (Mitte) des integrierten S-A-Moduls für den Anwendungsfall Kraftaktoren einer Zwei-Platten-Schließereinheit (rechts)

Durch das vorgestellte Antriebskonzept bieten sich verschiedene Einsparpotenziale. Zum einen muss der zyklische Leistungsbedarf durch den Prozess nicht durch den Antrieb selbst abgedeckt werden, da der Antrieb und die Kraftaktoren durch den Energiespeicher voneinander entkoppelt sind. Somit kann der Antrieb kontinuierlich nahe an seinem Nennbetriebspunkt mit dem optimalen Wirkungsgrad arbeiten. Ein weiterer energetischer Vorteil wird dabei u. a. durch die erforderliche installierte Antriebsleistung erzielt. Anders als bei konventionellen Antriebskonzepten muss der Antrieb nicht für den maximalen Leistungsbedarf dimensioniert werden. Grundlage zur Dimensionierung ist vielmehr der maximale Energiebedarf und die kürzeste Zykluszeit. Da der Antrieb zu keinem Zeitpunkt zum Aufrechterhalten des Systemdruckes genutzt wird und das durch die Pumpe geförderte Volumen im Idealfall vollständig an der Antriebsachse genutzt wird, werden leistungsintensive Leerlaufphasen und für den Antrieb ungünstige Betriebspunkte (niedriger Wirkungsgrad) vermieden. Das S-A-Modul stellt eine autarke Einheit dar, welche

dezentral direkt an der Antriebsachse installiert werden kann. Somit kann (gerade bei großen Maschinen) auf die Installation langer, verlustbehafteter Schlauch- und Rohrleitungen verzichtet werden. Im Gegensatz zu den am Markt üblichen Antrieben mit Speichertechniken (siehe Abschnitt 5.1.1) stellt das S-A-Modul eine angepasste Lösung für eine einzelne Funktion dar und kann bzgl. des Volumens und des Speicherdrucks für diese optimiert werden. Zur experimentellen Erprobung des Systems wurde ein Demonstrator konstruiert und aufgebaut (Abb. 5-9, Mitte). Bei dem Demonstrator wird durch einen hydraulischen Differenzialzylinder zyklisch eine Kraft auf ein mechanisches Ersatzsystem aufgebracht, welches das elastische Verhalten des Spritzgießwerkzeugs und der kraftführenden Elemente der Schließeinheit simuliert. Die Steifigkeit des Systems ist dabei über die Auflagerpunkte des Stahlträgers einstellbar. Der Demonstrator wurde im Labormaßstab für eine Schließkraft von 600 kN bei einer Zykluszeit von 10 s konstruiert. Durch einen Frequenzumrichter lässt sich die Drehzahl der Antriebseinheit bestehend aus einem Asynchronmotor und einer Radialkolbenpumpe an variierende Zykluszeiten anpassen. Somit lässt sich der energetische Nutzen des Systems für unterschiedliche Zykluszeiten untersuchen. Der Systemdruck wurde dabei auf 235 bar festgelegt, was eine in der Praxis gängige Größenordnung für den Schließdruck darstellt. Als Referenz dienten dabei u. a. die in Abschnitt 5.1 untersuchten Maschinen. Zur Analyse des Systemverhaltens werden die aufgeprägte Kraft, sowie der Speicherdruck und der Kolbenhub über entsprechende Sensoren bzw. Dehnungsmessstreifen erfasst. Um konstante Zyklusbedingungen zu realisieren, werden die beiden magnetbetätigten Wegeventile über eine Speicherprogrammierbare Steuerung (SPS) angesteuert. Um Messfehler auszuschließen wurden alle Signale mit einfachen Mitteln validiert. Dabei wurde das Wegmesssystem zur Bestimmung des Kolbenhubs an einer Messuhr abgeglichen, das Drucksignal wurde an einem Manometer validiert.

Zur Beurteilung der Effizienz des Antriebsmoduls wurden an einer hybrid angetriebenen Spritzgießmaschine Versuche gefahren, bei der ebenfalls eine Schließkraft von 600 kN aufgebaut wurde. Diese Maschine verfügt über eine zentral-hydraulische Antriebseinheit, welche alle Achsen mit Ausnahme der Schneckenrotation mit Leistung versorgt und wird im Folgenden als Referenzmaschine bezeichnet. Die Leistungsversorgung der Schneckenrotation erfolgt über einen dezentralen elektrischen Antrieb. Die maximale Schließkraft der Referenzmaschine beträgt 1.000 kN. Bei der Betrachtung der nachfolgend dargestellten Versuchsergebnisse muss somit berücksichtigt werden, dass die Maschine nicht maximal ausgelastet ist, was sich tendenziell negativ auf die Energieeffizienz auswirkt. Die Maschine verfügt über eine drehzahlvariable Antriebsmaschine und über eine Regelpumpeneinheit. Die exakte Strategie bei der Leistungsanpassung bzgl. des Zusammenspiels dieser beiden Anpassungsmechanismen ist bei der betrachteten Maschine nicht bekannt.

5.2.1 Experimentelle Untersuchungen

Ziel der experimentellen Untersuchungen war es eine Grundlage zur energetischen Bewertung des integrierten S-A-Moduls zu schaffen. Dazu wurden Versuche gefahren, bei denen die Zykluszeit sowie die Frequenz am Ausgang des Frequenzumrichters und somit die Motor/Pumpendrehzahl bei einer konstanten Schließkraft von 600 kN variiert wurden. Es wurde die gemessene Wirkleistung über die Zykluszeit integriert, um den Energieverbrauch für einen Zyklus zu bestimmen. Für einen energetischen Vergleich des integrierten S-A-Moduls mit einer konventionellen Spritzgießmaschine wurde die Steifigkeit des Systems gerade so eingestellt, dass sie mit der Steifigkeit der Schließeinheit und des eingebauten Werkzeugs der beschriebenen Referenzmaschine identisch ist. Auf diese Weise wird gewährleistet, dass von beiden Systemen die gleiche mechanische Arbeit verrichtet wird. Das Ergebnis dieser Untersuchung ist in Abb. 5-10 dargestellt. In dieser Abbildung wird der Energieverbrauch des S-A-Moduls durch die farbige Fläche gekennzeichnet. Der Energieverbrauch der Referenzmaschine für einen Schließkraftaufbau von 600 kN ist durch den schwarzen Rahmen gekennzeichnet. Den Ergebnissen ist zu entnehmen, dass sich das S-A-Modul über einen bestimmten Betriebsbereich energieeffizienter als die Referenzmaschine darstellt. Im Nennbetriebspunkt beträgt der Energieverbrauch für einen Schließkraftaufbau 44 % des Energieverbrauchs, den die Referenzmaschine für einen Kraftaufbau von 600 kN aufweist. Eine Zykluszeit von 10 s (Nennbetriebspunkt) lässt sich an dem Demonstrator realisieren, wenn der Motor mit der maximal möglichen

Ausgangsfrequenz des Frequenzumrichters von 45 Hz angesteuert wird. Bei dem gegebenen Fördervolumen der Pumpe ($0,4 \text{ cm}^3$) und der sich bei einer Frequenz von 45 Hz einstellenden Drehzahl (1350 1/min) wird somit theoretisch ein Volumenstrom von $0,54 \text{ l/min}$ gefördert. Der reale Förderstrom wird aufgrund interner Leckagen in der Pumpe und des Drehzahlschlupfes der Asynchronmaschine etwas niedriger ausfallen.

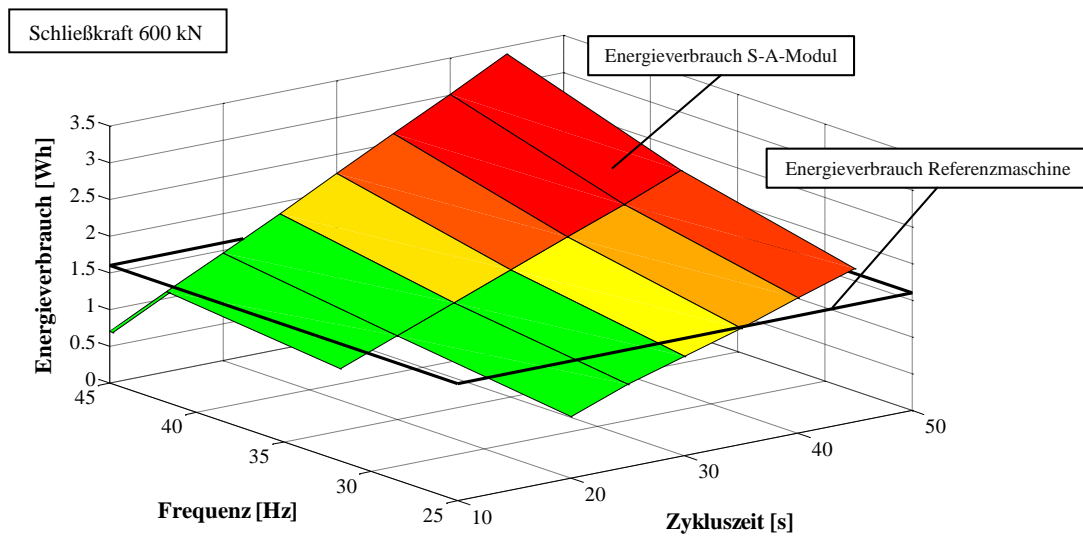


Abb. 5-10: Energieverbrauch des integrierten S-A-Moduls in Abhängigkeit der Zykluszeit und der Motordrehzahl bei einer Schließkraft von 600 kN

Unter Vernachlässigung dieser Effekte wird dem Speicher somit theoretisch innerhalb der 10 s ein Fluidvolumen von $0,09 \text{ l}$ zugeführt. Bei einem Kraftaufbau von 600 kN führt der Aktor bei der für die Versuche eingestellten Steifigkeit einen Kolbenhub von $1,6 \text{ mm}$ aus. Mit dem Kolbendurchmesser von 180 mm ergibt sich dabei ein Hubvolumen des Aktors von $0,04 \text{ l}$. Auch unter Berücksichtigung realer Verluste ist davon auszugehen, dass bei dem Demonstrator die Volumenänderung im Speicher deutlich größer ist als die Volumenänderung im Aktor. Diese Diskrepanz ist mit großer Wahrscheinlichkeit auf das elastische Verhalten der Schlauchverbindungen sowie auf die Kompressibilität des Arbeitsmediums zurückzuführen. Diese Aussage lässt sich durch eine einfache Überlegung untermauern, wenn die theoretisch erforderliche Leistung zum Laden des Speichers betrachtet wird. Dabei sind sowohl der erforderliche Druck bei aufgebauter Schließkraft, als auch das erforderliche Volumen zur Realisierung des deformationsbedingten Kolbenhubs durch die Wirkfläche des Aktorkolbens und die Steifigkeit des Systems gegeben. Durch die minimale Zykluszeit wird mit der Kenntnis des Kolbenhubs der Volumenstrom definiert, welcher zur Aufladung des Speichers innerhalb der Zykluszeit erforderlich ist. Somit ergibt sich die theoretisch erforderliche hydraulische Leistung zum Laden des Speichers zu:

$$P_{hydr.} = \frac{\pi d^2 s_K}{4 t_{zykl.}} p_{mittel} \quad Gl. 5-1$$

Für die maximale Schließkraft von 600 kN, bei den gegebenen Aktorparametern sowie einem daraus resultierenden gemessenen mittleren Druck über den Zyklus p_{mittel} von 242 bar, mit einer Zykluszeit von 10 s führt das zu einer theoretisch benötigten hydraulischen Leistung $P_{hydr.}$ von 98,5 W. Die gemessene Wirkleistung während dieser Untersuchungen liegt allerdings bei ca. 250 W. Auch bei nicht genau bekannten Wirkungsgraden der Komponenten der Antriebseinheit ist davon auszugehen, dass die tatsächlich am Ausgang der Pumpe vorhandene hydraulische Leistung wesentlich größer ist als die theoretisch erforderliche. Da der Druck gemessen wurde und somit bekannt ist, lässt sich schlussfolgern, dass der reale Volumenstrom größer als der theoretisch erforderliche ist und dem Speicher somit ein größeres Volumen zugeführt wird als dem Aktor beim Kraftaufbau. Beim Kraftabbau werden das Fluidvolumen und die Schlauchleitungen beim Rückfluss in den Tank entspannt und die darin enthaltene Energie dissipiert. Weiterhin ist der Abbildung zu entnehmen, dass der Speicher bei geringeren Ausgangsfrequenzen nicht

innerhalb der Zykluszeit geladen werden kann. Analog dazu ist zur Realisierung einer Zykluszeit von 15 s mindestens eine Ausgangsfrequenz von 35 Hz erforderlich. Bei längeren Zykluszeiten konnte die Ausgangsfrequenz in einem Bereich von 25 Hz bis 45 Hz variiert werden. Es wird ersichtlich, dass der Energieverbrauch in hohem Maße von dem Betriebspunkt der Antriebseinheit des S-A-Moduls abhängig ist. Bei Zykluszeiten über 30 s stellt sich das S-A-Modul trotz Reduzierung der Motordrehzahl zunächst als weniger energieeffizient dar als die Referenzmaschine. Demzufolge ist die ursprüngliche dieser Untersuchung zu Grunde liegende Überlegung des konstanten Betriebspunktes und der Anpassung dessen an die Zykluszeit durch die Anpassung der Motordrehzahl zu überdenken. Es zeigt sich, dass der Energieverbrauch bei einer konstanten Motordrehzahl direkt linear von der Zykluszeit abhängt. Alternativ zur zeitlichen Integration lässt sich demzufolge der Energieverbrauch auch in guter Näherung durch das Produkt aus mittlerer Wirkleistung und der Zykluszeit bestimmen.

$$W_{el.} = \overline{P_{wirk}} t_{Zykl.} \quad \text{Gl. 5-2}$$

Da die Zykluszeit durch den Prozess definiert wird, steht als einzige Optimierungsgröße die mittlere Wirkleistung zur Verfügung. Diese wiederum lässt sich durch die Druckdifferenz über der Pumpe sowie der Motordrehzahl beeinflussen und ist näherungsweise linear von diesen beiden Größen abhängig, da das erforderliche Antriebsmoment proportional zum Druckgradienten, die mechanische Leistung proportional zum Antriebsmoment und die elektrisch umgesetzte Leistung über einen weiten Bereich bei einem konstanten Wirkungsgrad wiederum proportional zum Moment ist. Gleiches lässt sich über die Drehzahl sagen. Zusammengefasst ist der Energieverbrauch des S-A-Moduls bei konstanter Motordrehzahl proportional zu dem Produkt aus mittlerem Druckgradienten über der Pumpe und der Zykluszeit.

$$W_{el.} \sim \overline{p_{mittel}} t_{Zykl.} \quad \text{Gl. 5-3}$$

Bei der praktizierten Betriebsweise des S-A-Moduls lässt sich der mittlere Druck über den Zyklus bei langen Zykluszeiten ausschließlich durch die Ausgangsfrequenz des Frequenzumrichters beeinflussen. Bei einer hohen Frequenz ist der maximale Systemdruck, welcher durch ein Überdruckventil abgesichert wird, zu früh erreicht. Von diesem Zeitpunkt an arbeitet die Pumpe gegen den maximalen Systemdruck, wodurch auch der mittlere Druck angehoben wird. Allerdings zeigen die dargestellten Messungen, dass auch die Reduzierung der Pumpendrehzahl trotz der beiden beschriebenen positiven Effekte auf den Energieverbrauch bei langen Zykluszeiten keine zufriedenstellenden Ergebnisse liefern. Dem gegenüber stellt sich die Betrachtung der Charakteristik des Leistungsumsatzes im direkten Vergleich zwischen dem integrierten S-A-Modul und der Referenzmaschine als sehr positiv dar (Abb. 5-11).

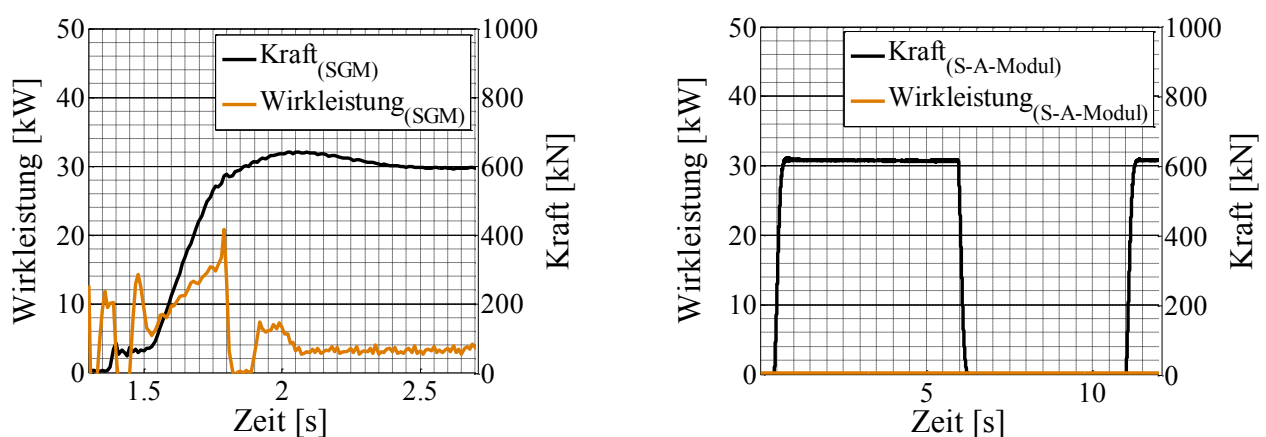


Abb. 5-11: Vergleich der Leistungsaufnahme zwischen dem integrierten S-A-Modul (rechts) und einer konventionell hydraulisch angetriebenen Schließeinheit (links)

Es wird ersichtlich, dass die Referenzmaschine für einen Schließkraftaufbau einen elektrischen Leistungspeak von ca. 22 kW verursacht. Dem gegenüber hat das S-A-Modul einen konstanten Leistungsbezug von ca. 250 W. Die Ursache liegt darin begründet, dass der konventionelle Antrieb die gesamte zum Kraftaufbau erforderliche Energie innerhalb 0,5 s bereitstellen muss.

Die Antriebseinheit des S-A-Moduls muss zwar die gleiche Energie bereitstellen, diese allerdings verteilt über den gesamten Zyklus. Die Leistung für den schnellen Kraftaufbau wird anschließend dem Speicher entnommen. Aufgrund des hydraulischen Energiespeichers kommt das S-A-Modul mit einer Nennleistung der Asynchronmaschine von 0,37 kW aus. Demgegenüber ist an der konventionell angetriebenen Spritzgießmaschine eine Asynchronmaschine mit einer Nennleistung von 30 kW installiert. Für den größten Teil der Zykluszeit (abhängig von den Prozessbedingungen) ist dieser Antrieb stark überdimensioniert, wodurch er zwangsläufig bei niedriger Auslastung und somit bei schlechten Wirkungsgraden betrieben wird. Gerade im Druckhaltebetrieb kommen die Nachteile der 30 kW Antriebseinheit zum Tragen. Auch wenn sich durch die Drehzahlreduzierung und die Schwenkwinkelverstellung die bereitgestellte Leistung stark reduzieren lässt, weist die Referenzmaschine während der Kühlzeit immer noch einen elektrischen Leistungsbezug von ca. 1,7 kW auf. Aufgrund der Baugröße der 30 kW Antriebseinheit und den damit verbundenen bewegten Massen sind die Verluste durch Reibung prinzipbedingt wesentlich höher als bei der 0,37 kW Einheit.

Verbunden mit den dargestellten positiven Eigenschaften des S-A-Moduls sind einige Einschränkungen bzgl. der Systemflexibilität. So ist die maximale Schließkraft durch den Maximaldruck der Pumpe sowie des Energiespeichers begrenzt. Anders als bei konventionellen Maschinen ist bei diesem System auch die minimale Schließkraft durch den Vorspanndruck des Gases im Energiespeicher begrenzt. Theoretisch wäre es zwar möglich den Vorladedruck des Speichers an die gewünschte Schließkraft anzupassen, derartige Maßnahmen werden in der Praxis allerdings kaum Akzeptanz finden. Zur Variation der Zykluszeit wurde bei den experimentellen Untersuchungen die Drehzahl der Antriebseinheit angepasst. Dabei ist die minimal mögliche Zykluszeit durch den maximalen Volumenstrom der Pumpe bei der maximalen Drehzahl limitiert. Den Versuchsergebnissen ist allerdings zu entnehmen, dass diese Strategie bei langen Zykluszeiten energetisch nicht sinnvoll ist. Zur weiteren Steigerung der Energieeffizienz des Gesamtsystems wäre es z. B. denkbar, den Speicher unabhängig von der Zykluszeit mit dem maximal möglichen Volumenstrom zu laden. Sobald der maximale Speicherdruck erreicht ist, wäre es denkbar den Antrieb auf einen drucklosen Umlauf umzustellen, um die Leerlaufleistung weiter zu reduzieren. Dabei gilt es zu prüfen, inwiefern der Einsatz eines Frequenzumrichters zur Reduzierung des Volumenstroms überhaupt erforderlich ist. Durch die vergleichsweise geringe Nennleistung der Antriebseinheit ist davon auszugehen, dass auch die Wirkleistung der Antriebseinheit im Leerlauf verhältnismäßig gering ausfallen wird. Alternativ ist es möglich, wie bei der in Abschnitt 5.1.2 dargestellten Maschine einen Servopumpenantrieb bei dem S-A-Modul einzusetzen, wodurch dieser nach dem Ladevorgang abgeschaltet werden kann und der Energieverbrauch näherungsweise unabhängig von der Zykluszeit ist. Dabei gilt es zu beachten, dass Hydrospeicher abhängig von der Speichergröße thermische Verluste aufweisen. Um auch diese Verluste auf ein Minimum zu reduzieren, sollte der Ladevorgang bei langen Zykluszeiten unter Berücksichtigung der zum Laden erforderlichen Zeit erst gegen Ende des Zyklus beginnen.

5.2.2 Konzept zur konstruktiven Umsetzung

Das S-A-Modul wurde als hochintegrierte Einheit in einer Baugruppe für den dezentralen Einsatz an einer Schließeinheit konzipiert. Über standardisierte Schnittstellen zu den Kraftaktoren der Schließeinheit bzw. zur Maschinensteuerung kann das Modul in eine bestehende Konstruktion implementiert werden. Durch die Auslegung der Komponenten für einen bestimmten Prozess wird ein Parameterbereich definiert, welcher durch das Antriebsmodul bedient werden kann. In Abb. 5-12 ist ein schematischer Überblick über einen Entwurf zur konstruktiven Umsetzung des S-A-Moduls dargestellt, welcher für eine exemplarisch gewählte Spritzgießmaschine mit einer Zwei-Platten-Schließeinheit und einer Schließkraft von maximal 10.000 kN ausgelegt worden ist. Bei der gewählten Maschine wird die Schließkraft über vier Druckkissen aufgebracht, die sich an den jeweiligen Ecken der beweglichen Platte der Schließeinheit befinden. Dabei sieht der Entwurf vor, die bestehende hydraulische Unterverteilung zu den einzelnen Druckkissen zu nutzen und an Stelle der Hauptzuleitung, kommend von der bestehenden zentralen Antriebseinheit, in das System implementiert zu werden. Das Gehäuse der integrierten Einheit ist von den Abmessungen her so gestaltet, dass es sich in das Maschinenbett direkt unter der beweglichen Platte der Schließeinheit integrieren lässt. Die

erforderlichen Hydrospeicher finden bei der ausgewählten Maschine ebenfalls ortsnah an der Schließeinheit Platz.

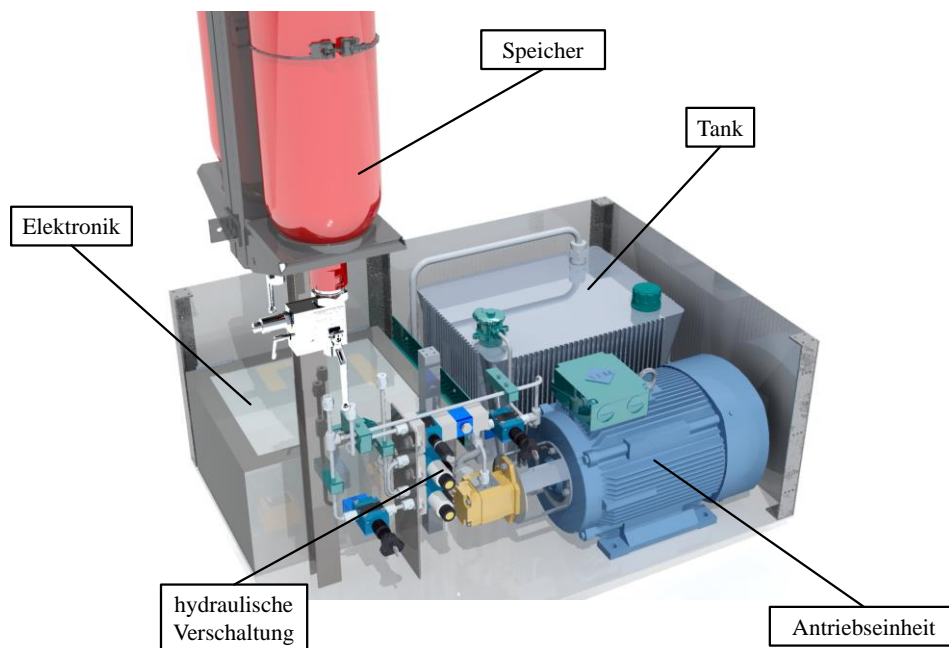


Abb. 5-12: Konzept zur konstruktiven Umsetzung und Integration des S-A-Modul an einer Zwei-Platten-Schließeinheit

Dieses hier dargestellte Fallbeispiel soll zeigen, dass es denkbar ist das dargestellte Antriebsmodul mit dezentralen, für eine einzelne Funktion adaptierten Hydrospeichern mit einem vertretbaren Aufwand in die bestehende Konstruktion einer Schließeinheit zu integrieren.

5.2.3 Ergebnisdiskussion

Die Untersuchungen zeigen, dass das integrierte S-A-Modul in der Lage ist, den Schließkraftaufbau bei einer kontinuierlichen Leistungsaufnahme auf einem niedrigen Leistungsniveau zu realisieren. Dabei werden elektrische Lastspitzen im Versorgungsnetz vollständig vermieden. Weiterhin konnte das energetische Einsparpotenzial gezeigt werden, sowie die bestehende Möglichkeit das S-A-Modul mit einem vertretbaren konstruktiven Aufwand an einer Zwei-Platten-Schließeinheit umzusetzen. Dabei ist es durchaus denkbar, dass das System über geeignete Schnittstellen die maschinenseitig vorhandene hydraulische Unterverteilung zu den einzelnen Druckkissen nutzt. Aus den Untersuchungen wurde ersichtlich, dass die im Vorfeld angedachte Betriebsstrategie zum Realisieren unterschiedlicher Zykluszeiten durch das Anpassen der Motordrehzahl keine zufriedenstellenden Ergebnisse zeigt. Dieses Problem lässt sich dabei allerdings einfach durch den Einsatz eines Servomotors lösen. Mit Hilfe des dargestellten Antriebsmoduls konnten allerdings einige zuvor dargestellte Ursachen für energetische Verluste reduziert werden, wodurch sich das Einsparpotenzial im Nennbetriebspunkt erklären lässt.

1. Durch die Betriebsweise des S-A-Moduls konnte gezeigt werden, dass bei einer geeigneten Abstimmung der Parameter das überschüssige Bereitstellen von Leistung vollständig vermieden werden kann. Um diese Eigenschaft auch bei langen Zykluszeiten zu gewährleisten, ist es denkbar einen servo-hydraulischen Antrieb einzusetzen.
2. Weiterhin konnte gezeigt werden, dass es möglich ist durch eine geeignete Abstimmung der Speicherdruckniveaus bei bekannter Steifigkeit der Schließachse, definierte Schließkräfte auch ohne ventilgesteuerte Druckregelungen einzustellen. Somit können auch die damit einhergehenden Drosselverluste reduziert bzw. vermieden werden.
3. Da der Antrieb des S-A-Moduls bei der dargestellten Betriebsweise näherungsweise in einem konstanten Betriebspunkt arbeitet, können auch die Verluste durch die betriebspunktabhängigen

Komponentenwirkungsgrade reduziert werden. Die einzige Betriebspunktvariation die der Antrieb des S-A-Moduls über den Ladezyklus erfährt, resultiert aus dem steigenden Gegendruck im Hydrospeicher.

Weiteres Einsparpotenzial bietet die durch das System bedingte Möglichkeit, den Hauptantrieb hydraulischer Maschinen theoretisch kleiner dimensionieren zu können, da dieser nicht mehr die durch den Schließkraftaufbau bedingte Leistungsspitze abdecken können muss. In industriellen Betrieben ist nicht nur der Energiebedarf der Anlagen für hohe Stromkosten verantwortlich, sondern auch die benötigte Leistungsbereitstellung. Als Berechnungsgrundlage für die benötigte Leistungsbereitstellung wird der „Viertelstundenwert“ von den Stromanbietern herangezogen. Dieser Wert wird aus dem arithmetischen Mittelwert des Leistungsbedarfs über 15 min bestimmt. Der Preisberechnung für die Lastbereitstellung liegt der Monatshöchstwert zugrunde. Spitzen in der Bezugslast treten durch den parallelen Betrieb von mehreren Verbrauchern mit hohem Leistungsbedarf auf. Beziehen mehrere Anlagen gleichzeitig im Produktionszyklus hohe Leistungsanteile, so muss hierfür eine hohe Grundleistung vom Stromanbieter bereitgestellt und im Weiteren vorgehalten werden. Das vorgestellte Antriebskonzept kann dazu beitragen, eine ausgeprägte Lastspitze im Spritzgießzyklus zu vermeiden und somit die erforderliche Leistungsbereitstellung zu reduzieren. Dabei gilt es zu überdenken, ob ein derartiges System auch für andere Achsbewegungen geeignet ist, welche ebenfalls eine Leistungsspitze im Stromnetz hervorrufen, wie die Fahrbewegung der Schließeinheit. Die Betriebsparameter des Systems können innerhalb der durch die Dimensionierung bedingten Betriebsgrenzen variiert werden. Bisher sind alle praktischen Untersuchungen ausschließlich an dem vorgestellten Demonstrator durchgeführt worden. Dieser wurde für das Aufbringen einer Schließkraft von 600 kN konzipiert. Die Flexibilität und Energieeffizienz des Systems in einem Schließkraftbereich von größer 10.000 kN bietet Potenzial für weitere Untersuchungen. Durch das Entwickeln geeigneter Konzepte mit dezentralen, für eine einzelne Funktion adaptierten Hydrospeichern zur Verstetigung der Leistungsaufnahme der übrigen Antriebsachsen bzw. einer gesamten Spritzgießmaschine bzw. einer gesamten Produktionskette ist es denkbar, den Energieumsatz in der Produktion und die damit verbundenen Kosten zu senken.

5.3 Potenzial zur Rekuperation

Eine in Abschnitt 5.1 dargestellte Ursache für energetische Verluste wurde bei den dargestellten Vorarbeiten zum S-A-Modul bislang nicht berücksichtigt. Dabei handelt es sich um die in den Maschinenkomponenten enthaltene ungenutzte Energie (kinetische Energie der bewegten Masse und die in den unter der Schließkraft deformierten Elementen gespeicherte Federenergie). Ziel dieses Abschnittes ist es abzuschätzen und darzustellen, welches Potenzial in einer Maßnahme zur Rekuperation enthalten ist, wobei die bewegte Masse, die Fahrgeschwindigkeit, die Schließkraft und die Steifigkeit das Potenzial zur Rekuperation pro Zyklus bestimmen. Dabei gehen in der Praxis die Größen Schließkraft und Steifigkeit miteinander einher, da Schließeinheiten die eine große Schließkraft aufbringen können bzw. Spritzgießwerkzeuge deren Formteile eine große Schließkraft erfordern aufgrund der konstruktiven Umsetzung in der Regel auch eine größere Steifigkeit aufweisen. Somit ist es für eine Potenzialbetrachtung sinnvoller die Federenergie nicht in Abhängigkeit der Kraft und der Steifigkeit anzugeben, sondern in Abhängigkeit der Kraft und des durch die Steifigkeit bedingten Deformationshub, da sonst Kombinationen aus Steifigkeiten und Kraft mit in die Betrachtung einfließen, die so in der Praxis nicht vorzufinden sind. In Abb. 3-1 ist auf der linken Seite die Federenergie sowie auf der rechten Seite die kinetische Energie der Schließeinheit in Abhängigkeit der genannten Größen dargestellt. Die abgebildeten Wertebereiche decken dabei einen Bereich ab, der nach eigenen Messungen und Herstellerangaben für Spritzgießmaschinen typisch ist. Da bei einem Spritzgießzyklus die Schließeinheit zweimal gefahren wird (Öffnen und Schließen), lässt sich dementsprechend auch zweimal Energie beim Abbremsen rekuperieren. Die Abbildung stellt dabei bereits das Potenzial aus der Summe beider Fahrbewegungen dar. Aus der Abbildung wird ersichtlich, dass sowohl die Federenergie pro Zyklus als auch die kinetische Energie pro Zyklus in den Extremkonfigurationen einen Wert von über 25 Wh annehmen können.

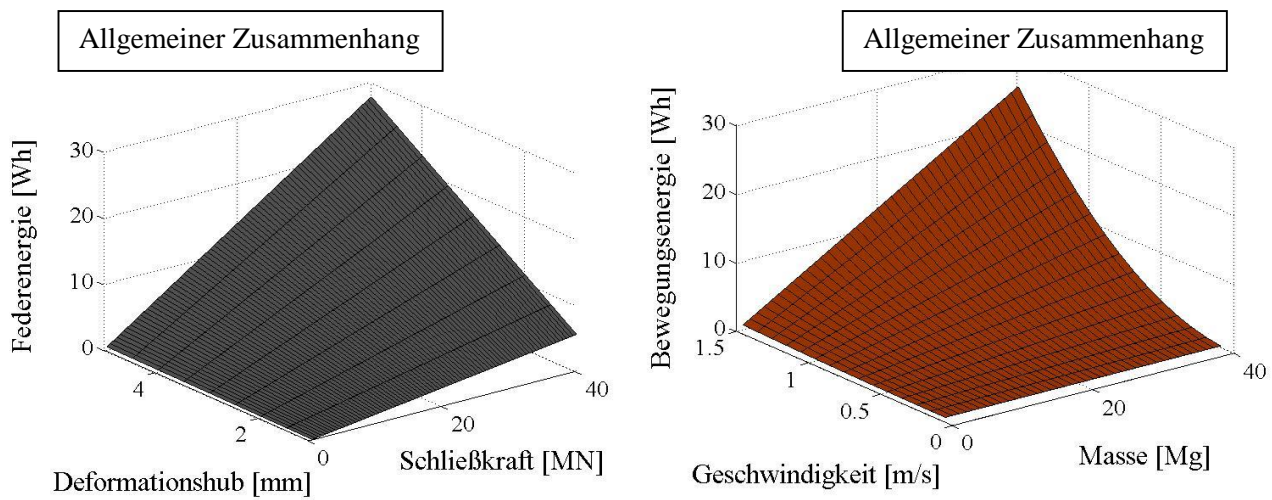


Abb. 5-13: Federenergie und Bewegungsenergie einer Schließeinheit in Abhängigkeit der bewegten Masse, der Geschwindigkeit, der Schließkraft und des Deformationshubs der Schließeinheit

Wie sich das Potenzial in der realen Produktion darstellt, soll im Folgenden abgeschätzt werden. Neben den beschriebenen Maschinenkenngrößen, haben auch einige Prozesskenngrößen wie z. B. die Zykluszeit einen Einfluss auf das Potenzial zur Rekuperation. In Tabelle 5-2 ist der bislang ungenutzte Energiegehalt der Schließeinheit für zwei exemplarisch gewählte Produktionsszenarien an zwei unterschiedlichen Schließeinheiten abgebildet. Die dazu angenommenen Werte wurden in Zusammenarbeit mit einem Maschinenhersteller erarbeitet. Bei der Spritzgießmaschine mit einer Schließkraft von 40.000 kN führt die große bewegte Masse dazu, dass die maximale Fahrgeschwindigkeit sinkt. Dadurch steigt wiederum die kinetische Energie trotz der höheren Masse nur unwesentlich, da die Fahrgeschwindigkeit quadratisch in diese eingeht. In diesem Zusammenhang ist anzumerken, dass es auch bei großen Maschinen grundsätzlich wünschenswert ist, eine hohe Maschinendynamik und kurze Fahrzeiten zu erreichen. Dementsprechend lässt sich aus dieser Beobachtung die Forderung formulieren, dass das im Rahmen dieser Arbeit zu entwickelnde Antriebsmodul gleichzeitig dazu beitragen soll, die Maschinendynamik zu erhöhen.

Energieform/ Betriebs- parameter	Parameter	Maschine 1		Maschine 2	
		Wert	Energie	Wert	Energie
Federenergie	Schließkraft	13.000 kN	7,2 Wh	40.000 kN	27,78 Wh
	Elastische Deformation Schließeinheit/Werkzeug	4 mm		5 mm	
Kinetische Energie	Geschwindigkeit Schließeinheit	1000 mm/s	8,3 Wh	600 mm/s	9,3 Wh
	Bewegte Masse	30.000 kg		93.000 kg	
Betriebs- parameter	Zykluszeit	10 s	44.800 kWh/a	45 s	23.750 kWh/a
	Betriebsstunden pro Jahr	8.000 h/a		8.000 h/a	

Tabelle 5-2: Theoretisch rekuperierbarer Energiegehalt zweier exemplarisch gewählter Schließeinheiten für modellhafte Produktionsszenarien

Wenn es dabei gelingt ein hinreichend gut funktionierendes Konzept zur Rekuperation zu entwickeln, wäre es denkbar, dass die zusätzlich zur Steigerung der Dynamik in das System eingebrachte Energie im besten Fall keinen Einfluss auf den realen Energieverbrauch hat, da diese beim Abbremsen wieder nutzbar gemacht

wird (ähnlich wie bei der vorgestellten vollständig elektrisch-mechanisch angetriebenen Spritzgießmaschine). Die hier dargestellten Kennwerte stellen demnach lediglich einen Anhaltspunkt dar, aber in keinem Fall eine limitierende Größe.

5.4 Zwischenfazit

Im Rahmen der Voruntersuchungen wurden drei unterschiedlich angetriebene Spritzgießmaschinen untersucht. Dabei lag der Fokus bei jeder Maschine darauf, durch die Darstellung des Energieflusses innerhalb der Maschine die Energieeffizienz zu beurteilen und Ursachen für energetische Verluste zu identifizieren. Es wurden vier wesentliche Ursachen für energetische Verluste gefunden. Durch eine schlechte Abstimmung zwischen der durch den Antrieb bereitgestellten Leistung und der an den Achsen erforderlichen Leistung, besteht die Notwendigkeit einen Teil der bereitgestellten Leistung zu dissipieren. Weiterhin treten bei hydraulisch angetriebenen Maschinen Drosselverluste durch die Fluidreibung auf, was je nach Dimensionierung der einzelnen fluidführenden Elemente mit erheblichen Verlustleistungen einhergehen kann. Weiterhin werden Verluste durch die Wirkungsgrade der einzelnen Komponenten sowie durch das nicht nutzen vorhandener Energie verursacht.

In einem ersten Ansatz zur energetischen Optimierung wurde ein Konzept erarbeitet und in einem Experimentalsystem im Labormaßstab umgesetzt, um am Beispiel einer exemplarisch gewählten Antriebsachse (Schließkraftaufbau) zu zeigen, welcher energetischer Nutzen durch eine Reduzierung einzelner Verlustquellen erzielt werden kann. Dabei konnte der Energieverbrauch für den Schließkraftaufbau auf bis zu 44 % der beim Schließkraftaufbau umgesetzten Energie einer Referenzmaschine reduziert werden. Weiterhin wurde das Potenzial zur Rekuperation an hydraulischen Schließenheiten allgemein und für zwei exemplarisch definierte Szenarien (Maschine und Prozess) dargestellt. Dabei hat sich gezeigt, dass durch das theoretische Sparpotenzial Forschungsaktivitäten auf diesem Gebiet gerechtfertigt werden können.

6 Konzeptfindung

Aufbauend auf dem dargestellten Konzept des integrierten S-A-Moduls soll nun ein Konzept für den Antrieb einer Zwei-Platten-Schließenheit erarbeitet werden, welches die Rückgewinnung von Antriebsenergie aus dem Prozess ermöglicht und somit die vierte im Rahmen der Voruntersuchungen identifizierte Ursache für Verluste minimiert. Dabei sollen die dargestellten positiven Eigenschaften des S-A-Moduls beibehalten werden.

6.1 Anforderungen und Randbedingungen

Zu Beginn dieses Abschnittes werden zunächst einige Randbedingungen für die Konzeptfindungsphase definiert. Dazu wird zunächst die Zwei-Platten-Schließenheit einer am Markt verfügbaren Spritzgießmaschine als exemplarisch gewählter Anwendungsfall festgelegt, um die hohe Anzahl an denkbaren Parametern welche sich auf die Konzeptfindung auswirken können zu minimieren. Die Parameter dieser Spritzgießmaschine definieren sowohl die Randbedingungen während der Konzeptfindungsphase, als auch die Randbedingungen für die in den nachfolgenden Kapiteln dargestellten Untersuchungen. Bei der Auswahl dieser Spritzgießmaschine standen dabei sowohl die Forderung nach der Verfügbarkeit aller relevanten Informationen, als auch das hinreichende Vorhandensein an Potenzial zur Rekuperation im Fokus. Eine Maschine die diesen beiden Anforderungen gerecht wird, ist die in Abschnitt 5.3 dargestellte Maschine mit einer maximalen Schließkraft von 13.000 kN. Da das System bzw. die relevanten physikalischen Mechanismen des Systems im Rahmen dieser Arbeit auch experimentell untersucht werden sollen, ist es allerdings erforderlich die Systemparameter der Serienmaschine auf einen Labormaßstab herunter zu skalieren. Aufgrund der bereits dargestellten Vorarbeiten ist es naheliegend, die bereits vorhandenen Experimentalaufbauten zur Untersuchung des S-A-Moduls mit einzubeziehen. Der Skalierungsmaßstab bildet sich somit aus dem Verhältnis der Schließkraft der gewählten Maschine und der Schließkraft des vorhandenen Demonstrators des S-A-Moduls.

$$i = \frac{F_{Schl}}{F_{S-A-Modul}} = 21,67 \quad \text{Gl. 6-1}$$

Die Druckniveaus bleiben dabei unverändert. Alle weiteren relevanten Maschinenparameter wie z. B. die bewegte Masse an der Fahrachse werden für die später beschriebenen Untersuchungen mit diesem Faktor linear herunterskaliert. Das Ziel dieser Arbeit ist es ein Antriebsmodul zu entwickeln, welches die Energieeffizienz von hydraulisch angetriebenen Schließeinheiten mit maximalen Schließkräften größer 10.000 kN steigert, bei denen elektrisch-mechanische Antriebe aufgrund der zu geringen Kraftdichte nicht mehr zum Einsatz kommen. Die Rückgewinnung der in den Maschinenteilen enthaltenen Energie ist eine Maßnahme, um dieses Ziel zu erreichen. Ein Überblick über alle Maßnahmen, Zielgrößen und Randbedingungen, welche u. a. aus den Vorarbeiten abgeleitet wurden und bei der Konzeptfindung berücksichtigt werden sollen wird im Folgenden dargestellt.

- Leistungsverorgung einer Zwei-Platten-Schließeinheit (Fahrbewegung und Kraftaufbau).
- Rekuperation der kinetischen Energie und der Federenergie mit einem möglichst hohen Rekuperationsgrad.
- Exakte Anpassung der bereitgestellten Leistung an den tatsächlichen Leistungsbedarf.
- Konstanter Leistungsumsatz, Vermeidung von Lastspitzen, Minimierung der Nennleistung.
- Minimierung von Drosselverlusten.
- Hohe Maschinendynamik, kurze Fahrzeiten.

Wie die Voruntersuchungen gezeigt haben, ist es bei der Verwendung einer konventionellen Asynchronmaschine zur Reduzierung des Energieverbrauchs zielführend, die Nennleistung der Antriebsmaschine so klein wie möglich zu gestalten, um die Leerlaufleistung bei langen Zyklen zu reduzieren. Um dieser Forderung nachzukommen muss bei gegebener Pumpengröße die maximale über den Zyklus auftretende Druckdifferenz über der Pumpe so klein wie möglich gehalten werden, da diese bestimmend ist für das erforderliche Drehmoment der Antriebsmaschine und somit auch für die Nennleistung. Weiterhin ist es anzustreben, den minimalen Zeitraum zum Aufladen der Speicher so groß zu wählen, wie es der kürzeste zu realisierende Prozess erlaubt. Diese Maßnahme trägt dazu bei, den maximalen Förderstrom der Antriebseinheit und somit auch das zugehörige Fördervolumen zu reduzieren, welches wiederum Einfluss hat auf das erforderliche Drehmoment der Antriebseinheit bei gegebener Druckdifferenz über der Pumpe. Zur Optimierung dieser Größen ist es erforderlich Randbedingungen für den Prozess zu definieren. Die einzelnen Arbeitsschritte während des Betriebs einer Schließeinheit laufen weitgehend sequentiell ab.

Schließen – Verriegeln - Kraftaufbau und Halten – Kraftabbau – Entriegeln - Aufreißen (zum Überwinden der Adhäsionskräfte mit Hilfe der Kraftaktoren) - Öffnen - Auswerfen

Da die Verriegelung erst stattfinden kann, wenn das Werkzeug verschlossen ist, der Kraftaufbau erst stattfinden kann wenn das Werkzeug verriegelt ist usw., gibt es kaum Potenzial für Parallelbewegungen. Eine Ausnahme stellt dabei das Auswerfen des Formteils dar, da diese Bewegung parallel zum Öffnen des Werkzeugs stattfinden kann. Aus dieser Tatsache heraus ergibt sich zur Umsetzung von Maßnahmen zur Rekuperation die Notwendigkeit der Energiespeicherung, da es aufgrund der sequentiellen Arbeitsweise der einzelnen Funktionen nicht dazu kommen wird, das gleichzeitig bei einer Bewegung Energie zurückgewonnen wird und an einer anderen Achse innerhalb der Schließeinheit Bedarf besteht. Da weiterhin Lastspitzen analog zum S-A-Modul im Stromnetz vermieden werden sollen, bieten sich auch aus dieser Perspektive Hydrospeicher an, um der Forderung nachzukommen. Die maximal erforderliche Antriebsleistung ist daher bei einer kurzen Zykluszeit, dem maximalen Öffnungshub und einer hohen Schließkraft zu erwarten, da diese Größen bestimmen wie viel Energie in welcher Zeit in die Speicher eingebracht werden muss. Für die Auslegung des Konzeptes in der Konzeptfindungsphase wurden aufgrund der in diesem Abschnitt beschriebenen Gründe folgende Randbedingungen für den Anwendungsfall definiert.

- Die minimale Zykluszeit beträgt 10 s.
- Die maximale Schließkraft beträgt 13.000 kN.
- Der maximale Fahrweg beträgt 2.350 mm.

Die minimal zu erwartende Zykluszeit wurde dabei in Abstimmung mit dem Hersteller der exemplarisch gewählten Maschine festgelegt. Die maximale Schließkraft sowie der maximale Fahrweg konnten der Maschinendokumentation der exemplarisch gewählten Maschine entnommen werden. Mit diesen Randbedingungen und dem gerade dargestellten Skalierungsfaktor wird nun für alle weiteren Untersuchungen folgender *Beispielprozess im Labormaßstab* definiert:

Schließkraft 600 kN, Deformationshub 1,6 mm, Öffnungshub der Schließeinheit 500 mm.

Zykluszeit 10 s.

6.2 Ansätze zur Rekuperation an hydraulischen Achsen

Grundsätzlich bieten die Fahrbewegungen der Schließeinheit (Schließen und Öffnen) sowie der Kraftabbau Potenzial zur Rekuperation. Die dabei gewonnene Energie könnte z. B. zur Abdeckung des Leistungsbedarfes der anderen dargestellten Arbeitsschritte verwendet werden. Ziel der Konzeptfindung muss es sein ein Konzept zu erarbeiten, das in der Lage ist ausreichend Energie zu rekuperieren, um eine oder mehrere der genannten Funktionen zu versorgen. Allgemein ist der erzielbare Rekuperationsgrad dabei stark abhängig von dem entwickelten Konzept und den Parametern der einzelnen Komponenten. Aufgrund dieser Tatsache ergibt sich die Notwendigkeit die erarbeiteten Konzepte auf Modellebene abzubilden und geeignete Parametersätze zu erarbeiten, um eine Aussage darüber zu treffen, ob sich der Leistungsbedarf einer oder mehrerer der genannten Arbeitsschritte mit der rekuperierten Energie abdecken lässt. Um die Vielfalt an denkbaren Varianten zu limitieren, lassen sich einige Einschränkungen definieren. Zur Energiespeicherung existieren zahlreiche Möglichkeiten. Um die Anzahl an Energiewandlungsschritten auf ein Minimum zu reduzieren, wurden andere Möglichkeiten zur Energiespeicherung als Hydrospeicher kategorisch ausgeschlossen. Weiterhin wurden zur Konzeptfindung zunächst die beiden Funktionen Fahrbewegung und Kraftaufbau getrennt voneinander betrachtet. Die unterschiedlichen Ansätze, deren Bewertung und die Überführung in ein ganzheitliches Konzept zur Realisierung beider Funktionen werden im Folgenden kurz zusammengefasst.

6.2.1 Rekuperation der Federenergie

Ausgangspunkt für ein Konzept zur Rekuperation der Federenergie ist das vorgestellte S-A-Modul. Ein entscheidender Faktor bei der Konzeptfindung ist dabei das Betriebsverhalten des S-A-Moduls. Der zur Aufbringung der Schließkraft erforderliche Druck beträgt bei der exemplarisch gewählten Zwei-Platten-Schließeinheit ca. 230 bar. Während des Kraftabbaus nimmt der Druck in den Kraftaktoren aufgrund des elastischen Verhaltens der deformierten Komponenten näherungsweise linear ab. Ein erster Ansatz zur Rekuperation der in der Schließeinheit enthaltenen Federenergie besteht darin diese zu nutzen, um mit dem über den Kraftaufbau aus den Kraftaktoren verdrängten Fluidvolumen einen Hydrospeicher aufzuladen. Dabei lässt sich der Speicher allerdings nur so weit aufladen, bis der Druckausgleich zwischen Speicher und Schließkraftaktoren vollzogen ist. Aufgrund der Arbeitsweise des S-A-Moduls stellt der Druck bei aufgebauter Schließkraft den niedrigsten Systemdruck während des Zyklus dar, wodurch ohne eine Druckübersetzung zum Zeitpunkt der Entspannung das Laden des Hydrospeichers des S-A-Moduls durch die Rekuperation der Federenergie nicht möglich wäre. Zur Druckübersetzung stehen in der Hydraulik Standardkomponenten zur Verfügung. Nachteilig bei den häufig verwendeten translatorisch arbeitenden Komponenten zur Druckübersetzung ist, dass durch eine entsprechende Verschaltung eine Rückstellung dieser realisiert werden muss, wozu wieder Energie erforderlich ist. Eine denkbare Lösung ist dabei die Verwendung von zwei translatorischen Druckübersetzern, welche im Gegentakt arbeiten und sich somit abwechselnd gegenseitig zurückstellen. Vorteilhaft bei translatorischen Druckübersetzern ist deren einfacher Aufbau. Alternativ sind auch Lösungen mit rotatorisch arbeitenden Komponenten denkbar. Zwei Konzepte

zur Rekuperation der Federenergie auf Basis des S-A-Moduls sind in Abb. 6-1 dargestellt. Bei der ersten Variante wird der bislang ungenutzte Volumenstrom beim Abbau der Schließkraft genutzt, um einen Hydromotor anzutreiben. Bei dieser Lösung bieten sich verschiedene Möglichkeiten die rekuperierte Energie wieder in das System einzubringen. Mit der gewonnenen mechanischen Energie kann z. B. eine Pumpe angetrieben werden (ähnlich dem Turbolader-Prinzip im Kfz Bereich), welche parallel zur primären Pumpe den Speicher auf einem geeigneten Druckniveau lädt (Abb. 6-1 linke Seite). Das Übersetzungsverhältnis eines solchen rotatorischen Druckübersetzers wird durch das Verhältnis zwischen Schluck- und Fördervolumen der beiden Einheiten definiert. Bei dem zweiten Konzept (rechte Seite) wird ein sekundärer Hydrospeicher zur Rekuperation der Federenergie genutzt. Dieser Speicher arbeitet auf einem Druckniveau unterhalb des minimalen Arbeitsdrucks des S-A-Moduls, so dass dieser durch die gespannte Schließeinheit geladen werden kann. Nach dem der Druckausgleich zwischen den Kraftaktoren und dem Speicher vollzogen ist, wird der Restdruck in den Tank entlassen. Die rekuperierte und im Sekundärspeicher zwischengespeicherte Energie kann z. B. dazu genutzt werden, einen Teil der Schließkraft für den nächsten Zyklus aufzubauen.

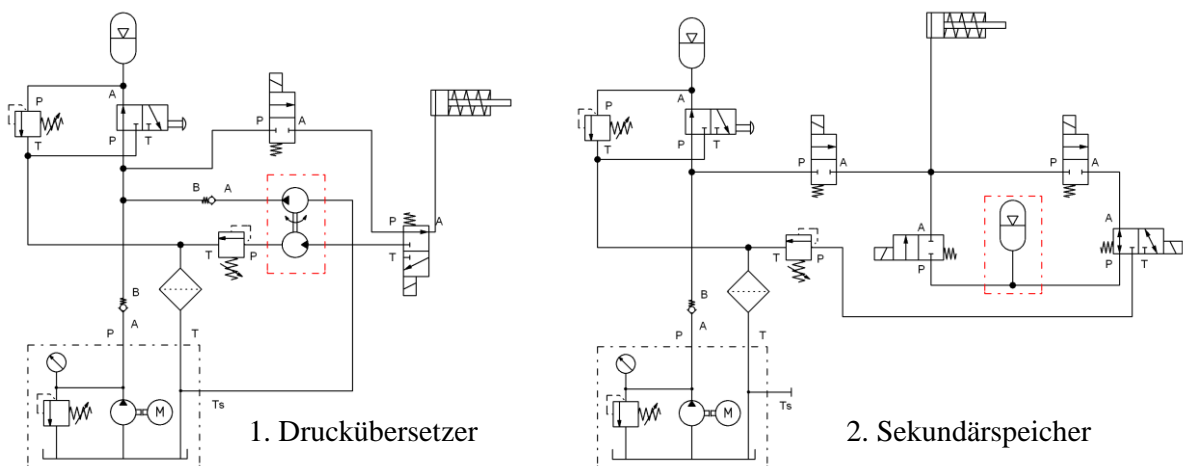


Abb. 6-1: Konzeptvarianten zur Rekuperation der Federenergie auf Basis des S-A-Moduls

Zur Beurteilung der beiden Konzepte wurden im Rahmen der Konzeptfindung Simulationsmodelle auf der Plattform Matlab/Simulink erstellt. Auf eine Darstellung der Modellbildung wird an dieser Stelle verzichtet. Eine ausführliche Beschreibung dieser und der Mechanismen zur Validierung der erstellten Modelle wird in Abschnitt 7 dargestellt.

Da davon auszugehen ist, dass die mögliche Energieausbeute von den Dimensionen der einzelnen Komponenten abhängig ist, wurden für jede Variante Simulationsreihen mit unterschiedlichen Parametersätzen durchgeführt. Für das erste Konzept wurde im Wesentlichen das Übersetzungsverhältnis des Druckübersetzers variiert. Dazu wurden sowohl das Schluckvolumen des Hydromotors, als auch das Fördervolumen der sekundären Pumpe variiert. Bei den durchgeführten Simulationsreihen zu dem ersten Konzept zeigte sich, dass der Einsatz des Druckübersetzers einen negativen Einfluss auf die Zeit für den Kraftabbau hat. Aufgrund der Massenträgheit des rotatorischen Druckübersetzers (Kombination Hydromotor mit Pumpe) und der daraus resultierenden Drehzahl fällt der Druck in dem Kraftaktor nur verzögert ab. Der Wert dieser Verzögerungen hängt von den gewählten Parametern des Druckübersetzers ab. Der geringste Einfluss auf die Zeit für den Kraftabbau stellte sich aufgrund des resultierenden Übersetzungsverhältnisses bei kleinen Fördervolumen der sekundären Pumpe und großen Schluckvolumen des Hydromotors ein. Der energetische Nutzen ist allerdings gering. Weiterhin nachteilig waren die hohen zeitlichen Druckgradienten während des Kraftabbaus. Aufgrund des beschriebenen simulierten Betriebsverhaltens wurde diese Lösung als ungeeignet deklariert. Das zweite Konzept zeigt sowohl aus energetischer Sicht als auch mit Blick auf die technische Umsetzbarkeit zunächst einmal mehr Potenzial als das erste. Nachteilig ist allerdings, dass sowohl der Schließkraftaufbau als auch der Schließkraftabbau sequentiell erfolgen muss. So sieht das Konzept vor, zunächst einen Teil der Schließkraft durch den Sekundärspeicher aufzubauen. Ist der Sekundärspeicher soweit entladen, dass sich ein Druckgleichgewicht zwischen dem Speicher und der Schließeinheit eingestellt

hat, wird dieser durch ein Ventil vom Kraftaktor getrennt und der restliche Betrag der Schließkraft durch den primären Speicher aufgebaut. Das Druckniveau bei dem sich ein Gleichgewicht zwischen dem Kraftaktor und dem sekundären Speicher einstellt ist abhängig von der Steifigkeit der Schließeinheit, dem Betrag der Schließkraft sowie von der Steifigkeit des eingebauten Werkzeugs. Weiterhin hat das Volumen des sekundären Speichers sowie der Vorfülldruck einen Einfluss auf den Gleichgewichtspunkt. Im Rahmen einiger Simulationsreihen wurde der Einfluss variierender Speicherparameter bei konstanten Eigenschaften der Schließeinheit und des Werkzeugs auf den Gleichgewichtspunkt und somit auf die energetische Ausbeute bei der Rekuperation untersucht. Das Ergebnis dieser Untersuchung lässt sich derart zusammenfassen, dass es keinen eindeutigen Trend gibt im Sinne von „je größer der Vorfülldruck desto größer stellt sich die Energieausbeute dar“. Vielmehr lässt sich sagen, dass die Dimensionierung des sekundären Speichers ein Optimierungsproblem darstellt, welches das Ziel hat die Volumenänderungsarbeit während der Rekuperation zu maximieren. Dieses Optimierungsproblem muss bei variierender Schließkraft und variierenden Steifigkeiten stets neu gelöst werden. Zur praktischen Umsetzung des Systems besteht somit die Notwendigkeit entsprechende Kennfelder zu ermitteln und in einer Steuerung zu hinterlegen.

Ein Nachteil des Systems ist die prinzipbedingte, durch den segmentierten Kraftauf- und Kraftabbau verursachte zeitliche Verzögerung. Der Betrag dieser Verzögerung ist abhängig von dem dynamischen Verhalten des Speichers und von den Ventilschaltzeiten. Bei den vorliegenden moderaten Volumenströmen (Labormaßstab) ist der Einsatz magnetbetätigter direktgesteuerter Wegeventile möglich. Gängige Schaltzeiten für derartige Ventile liegen bei 60 ms - 70 ms (Einschalten) bzw. 20 ms - 30 ms (Ausschalten). Das simulierte Entladen eines Speichers ist in ca. 100 ms vollzogen. Ein weiterer Nachteil dieses Konzeptes ist, dass es prinzipbedingt nicht möglich ist die Federenergie vollständig zurückzugewinnen. Der Sekundärspeicher kann durch die gespannte Schließeinheit stets nur so weit aufgeladen werden bis sich ein Druckgleichgewicht zwischen dem Kraftaktor und dem Sekundärspeicher eingestellt hat. Die restliche Energie muss konventionell dissipiert werden. Dabei haben die Kompressibilität des Arbeitsmediums sowie die Steifigkeit der druckführenden Leitungen einen großen Einfluss auf die energetischen Kenngrößen des Systems. In Abb. 6-2 sind die Volumenänderungsarbeit des primären Speichers ohne Rekuperation (analog zum S-A-Modul), die Volumenänderungsarbeit des primären und des sekundären Speichers beim segmentierten Kraftaufbau sowie die Volumenänderungsarbeit des Kraftaktors für drei verschiedene Simulationskonfigurationen abgebildet.

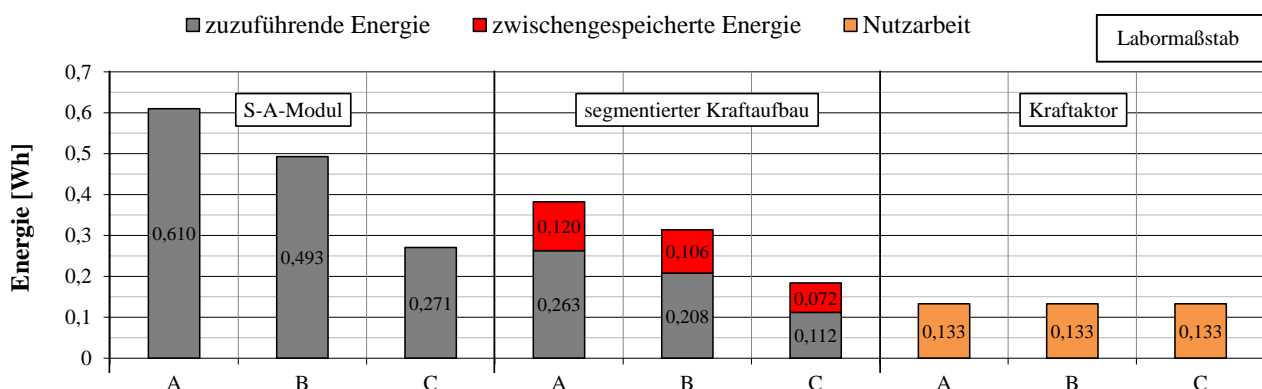


Abb. 6-2: Energetische Bewertung, Flächenverhältnisse zwischen zu- und abgeführter Energie (links: ohne Rekuperation, Mitte: Rekuperation Konzept 2, rechts: Energie Aktor)

In rot ist dabei der Anteil an rekuperierter Energie dargestellt, welcher im sekundären Speicher zwischengespeichert werden kann. In Konfiguration A wird sowohl die Kompressibilität des Arbeitsmediums als auch die Steifigkeit der Schlauchleitungen simuliert. Die Parameter zur Beschreibung der Schlauchsteifigkeit wurden an dem Demonstrator des S-A-Moduls experimentell validiert. Konfiguration B umfasst die Kompressibilität des Arbeitsmediums, geht aber von unendlich steifen Schlauchleitungen aus. Konfiguration C stellt den idealen Zustand, repräsentiert durch ein inkompressibles Arbeitsmedium in Kombination mit unendlich steifen Rohrleitungen dar. Bei Betrachtung der

Zustandsänderung des primären Speichers (ohne Rekuperation) für die verschiedenen Modellkonfigurationen fällt auf, dass ein Großteil der Energie für die Fluidkompression bzw. für die Volumenänderungsarbeit an den Schlauchleitungen aufgewendet wird. Diese Beobachtung bekräftigt in diesem Kontext auch den in Abschnitt 5.2.1 dargestellten Erklärungsansatz für die Diskrepanz zwischen der theoretisch erforderlichen Leistung zum Laden des Speichers und der experimentell ermittelten Leistung. Wird die Volumenänderungsarbeit des primären Speichers für die Konfiguration A ins Verhältnis gesetzt mit der Volumenänderungsarbeit des Kraftaktors, so ergibt sich lediglich ein Wirkungsgrad von 21,8 %. Wird weiterhin der Anteil der rekuperierten Energie bei der Darstellung des segmentierten Kraftaufbaus betrachtet, so wird deutlich, dass nicht nur die Federenergie der Schließeinheit und des Werkzeugs, sondern auch die Federenergie der elastisch deformierten Rohrleitung bzw. des komprimierten Arbeitsmediums zum Teil wieder zurückgewonnen werden kann. Dennoch überwiegt der Aufwand dem Nutzen. So zeigt sich ebenfalls, dass auch bei dem segmentierten Kraftaufbau der Gesamtenergiebedarf mit sinkender Systemsteifigkeit steigt. Die Ursache für die große Diskrepanz zwischen dem realen Energiebedarf des am Demonstrator validierten Modells zu der theoretisch erforderlichen Energie bei dem stark idealisierten Modell findet sich in der konstruktiven Umsetzung des Demonstrators. Insbesondere durch die langen Schlauchleitungen ergibt sich ein System mit einer verhältnismäßig geringen Steifigkeit und mit einem großen Fluidvolumen. Energetisch günstiger würde sich an dieser Stelle eine Umsetzung der hydraulischen Verschaltung in einer Blockbauweise darstellen, welche sowohl das Fluidvolumen verringert als auch die Steifigkeit der fluidführenden Elemente erhöht. Weiterhin sollten die Schlauchleitungen weitgehend durch Rohrleitungen ersetzt werden. Es ist bekannt, dass deren Steifigkeit um ein Vielfaches höher ist als bei Schlauchleitungen. Interessant stellt sich auch die Betrachtung des Gesamtenergiebedarfs beim segmentierten Kraftaufbau im Vergleich zum Energiebedarf des S-A-Moduls dar. Bei einem segmentierten Kraftaufbau ist der Gesamtenergiebedarf deutlich geringer. Dies lässt sich auf die bessere Ausnutzung der gespeicherten Energie zurückführen. Bei einem segmentierten Kraftaufbau wird die lineare Feder der Schließeinheit zunächst durch den sekundären Speicher vorgespannt. Beim Aufbau des restlichen Betrages der Schließkraft mit dem primären Speicher wird die darin gespeicherte Energie besser genutzt, da der Speicher von Beginn an auf einem höheren Druckniveau Arbeit verrichtet. Eine detaillierte Betrachtung der Energiewandlung beim speicherbasierten Kraftaufbau wird noch in Abschnitt 7.2.2 dargestellt werden.

Eine weitere Variante zur Rekuperation der Federenergie sieht vor die Federenergie zu nutzen, um den Druck auf der Saugseite der primären Pumpe zu erhöhen, somit die Druckdifferenz über die Pumpe zu reduzieren (oder je nach den vorhandenen Druckverhältnissen sogar umzukehren) und den Motor zu entlasten bzw. anzutreiben. Dazu werden die Kraftaktoren während des Schließkraftabbaus über ein Ventil mit der Saugseite der Pumpe verbunden. Diese Konzeptvariante erfordert allerdings je nach Druckverhältnissen eine kostenintensive für den 4-Quadranten-Betrieb geeignete Antriebseinheit, benötigt allerdings keine Komponenten zur Druckübersetzung. In Abb. 6-3 ist auf der linken Seite das Konzept zur Rekuperation der Federenergie durch den Kurzschluss des Kraftaktors mit der Saugseite der Pumpe dargestellt. Auf der rechten Seite sind die simulierten Verläufe der umgesetzten Wirkleistung sowie des Energieverbrauchs über den Referenzzyklus dargestellt. Der Verlauf der Wirkleistung zeigt zunächst den bereits beim S-A-Modul dargestellten gegendruckabhängigen Verlauf über den Ladezyklus. Da die Wirkleistungsaufnahme nur in einem kleinen Bereich variiert, nimmt der Energieverbrauch mit der Zeit näherungsweise linear zu. Zum Zeitpunkt des Schließkraftabbaus bricht die Wirkleistungsaufnahme des Antriebs aufgrund der Druckerhöhung auf der Saugseite zusammen und geht näherungsweise gegen Null, da die Wirkleistungsaufnahme bei konstantem Fördervolumen proportional zum Drehmoment und somit proportional zu der Druckdifferenz über der Pumpe ist. Am Verlauf des Speicherdrucks wird ersichtlich, dass der Speicher unabhängig von dem Druckverlauf auf der Saugseite weiter geladen wird. Die Gegenüberstellung des dargestellten Energieverbrauchs ohne Rekuperation und des simulierten Energieverbrauchs mit Rekuperation zeigt das theoretisch mögliche energetische Potenzial bei dieser Versuchskonfiguration. Gegenüber dem theoretischen Verlauf des Energieverbrauchs ohne Rekuperation werden durch die Druckerhöhung auf der Saugseite 0,16 Wh pro Schließkraftaufbau eingespart. Das entspricht ca. 24 % des theoretischen Energieverbrauchs ohne Rekuperation. Der Wirkungsgrad definiert als

Verhältnis der mechanisch verrichteten Arbeit an dem Kraftfaktor zu der elektrisch umgesetzten Arbeit am Asynchronmotor beträgt in diesem Fall 26,8 %.

Ein Nachteil des Systems ist der stark verzögerte zeitliche Kraftabbau. Dieser spiegelt sich in Abb. 6-3 in dem zeitlichen Verlauf des hydraulischen Druckes auf der Saugseite der Pumpe wieder. Die Ursache für dieses Verhalten liegt in dem Verhältnis aus dem Hubvolumen des Kraftaktors und dem Fördervolumen bzw. Schluckvolumen der 4-Quadranten-Pumpe. In der dargestellten Konfiguration wurde die Pumpe für den Anwendungsfall S-A-Modul ausgelegt. Das Fördervolumen entspricht dabei $0,4 \text{ cm}^3$. Das Hubvolumen des Kraftaktors entspricht bei einem Kolbenhub von $1,6 \text{ mm}$ hingegen ca. 40 cm^3 . Das bedeutet das ca. 100 Umdrehungen der Pumpe erforderlich sind, um die Schließeinheit vollständig zu entspannen. Bei einer Nennzahl der Asynchronmaschine von 1.450 1/min sind somit ca. $4,1 \text{ s}$ erforderlich um die Schließkraft vollständig abzubauen. Möglichkeiten diesen Effekt zu kompensieren werden im weiteren Verlauf der Arbeit noch untersucht.

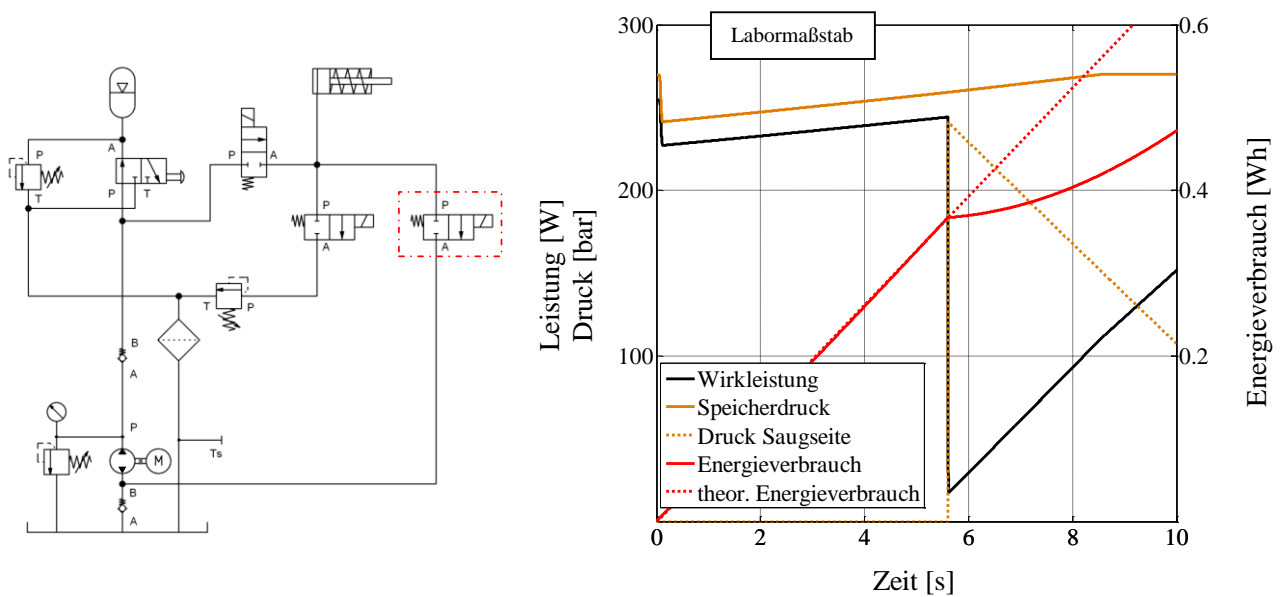


Abb. 6-3: Konzept zur Rekuperation der Federenergie durch Druckerhöhung auf der Saugseite der Pumpe

6.2.2 Rekuperation der kinetischen Energie

Zur Rekuperation bei Fahrbewegungen der Schließeinheit ist es das Ziel die kinetische Energie der bewegten Teile in potenzielle Energie umzuwandeln. Stark abstrahiert stellt die bewegliche Seite einer Schließeinheit eine Masse dar, deren Position während des laufenden Betriebs periodisch wiederholt die gleichen Werte annimmt. Dabei werden in den Endlagen gewisse Totzeiten eingehalten. Ein aus der Physik bekanntes System welches ein ähnliches Verhalten aufweist ist der mechanische Oszillator. Bei einem mechanischen Oszillator wird bei einem schwingungsfähigen System (z. B. eine zwischen zwei Federn eingespannte bewegliche Masse) in den Endlagen die kinetische Energie in potenzielle Energie und anschließend wieder in kinetische Energie umgewandelt. Um diesen Vorgang aufrechtzuerhalten, muss dem System dabei gerade so viel Energie zugeführt werden, wie durch Reibung dissipiert wird.

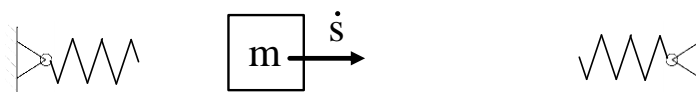


Abb. 6-4: Prinzip eines mechanischen Oszillators

In der Hydraulik bieten sich zur Abbildung der Federn in den Endlagen die bereits dargestellten Hydrospeicher an. Bei der Fahrbewegung der Schließeinheit wird eine Seite des Kolbens des entsprechenden Differenzialzylinder mit Druck beaufschlagt. Das sich auf der anderen Seite befindende Arbeitsmedium wird durch den Kolben verdrängt. Zur Rückgewinnung der kinetischen Energie soll das verdrängte

Arbeitsmedium während des Bremsvorgangs über eine geeignete Schaltung in den Hydrospeicher geleitet werden. Mit dem Gegendruck im Speicher soll dabei die zum Bremsen erforderliche Kraft erzeugt werden. Aufgrund der Massenträgheit der bewegten Masse wird in Abhängigkeit der Bremskraft ein entsprechender Bremsweg zurückgelegt werden. Während des Bremsvorgangs wird das sich auf der nicht angetriebenen Seite des Differenzialzylinders befindliche Arbeitsmedium in den zum Bremsen eingesetzten Hydrospeicher verdrängt, wodurch dieser mit der kinetischen Energie der bewegten Masse geladen wird. Eine denkbare Lösung zur hydraulischen Verschaltung ist in Abb. 6-5 auf der linken Seite dargestellt. Der Differenzialzylinder symbolisiert dabei die Fahrzylinder einer Zwei-Platten-Schließereinheit. Um bei diesem Konzept den Gedanken des S-A-Moduls auf die Fahrbewegung zu übertragen und diesen um die Rückgewinnung der kinetischen Energie zu erweitern, sind bei dieser Lösung drei Blasenspeicher vorgesehen. Zum Laden der Blasenspeicher können diese über die gelb dargestellten Wegeventile mit der Antriebseinheit verbunden werden. Blasenspeicher 1 hat die Aufgabe die Schließbewegung der beweglichen Platte zu realisieren. Dazu werden das linke, grau dargestellte 2/2-Wegeventil sowie das ebenfalls grau dargestellte 4/3-Wegeventil entsprechend geschaltet. Das farblos dargestellte 2/2-Wegeventil im Rücklauf zum Tank muss während einer Fahrbewegung ebenfalls geöffnet sein, damit das verdrängte Arbeitsmedium in den Tank geleitet werden kann.

Der zweite Blasenspeicher übernimmt die Leistungsversorgung der Fahrzylinder während der Werkzeugöffnung. Diese Bewegung kann über das rechte grau dargestellte 2/2-Wegeventil in Kombination mit dem 4/3-Wegeventil gesteuert werden. Darüber hinaus kann der zweite Blasenspeicher zum Abbremsen der Schließereinheit eingesetzt werden. Zu diesem Zweck muss das farblos dargestellte Wegeventil im Rücklauf geschlossen und das linke orange dargestellte Wegeventil geöffnet werden. Durch diese Schaltung wird das verdrängte Arbeitsmedium während der Schließbewegung in den zweiten Blasenspeicher geleitet, dieser dabei geladen und die bewegliche Platte der Schließereinheit aufgrund des Gegendrucks abgebremst. Dabei sind die Schaltvorgänge der Wegeventile unter Berücksichtigung der gegebenen Schaltzeiten so aufeinander abzustimmen, dass Ventilüberschneidungen weitgehend vermieden werden. Der dritte Blasenspeicher dient ausschließlich dem Abbremsen der Werkzeugöffnungsbewegung. Dies geschieht analog zu dem Abbremsen der Schließbewegung durch die Kombination der Schaltung des farblos dargestellten Wegeventils im Rücklauf und dem rechten orange dargestellten Wegeventil.

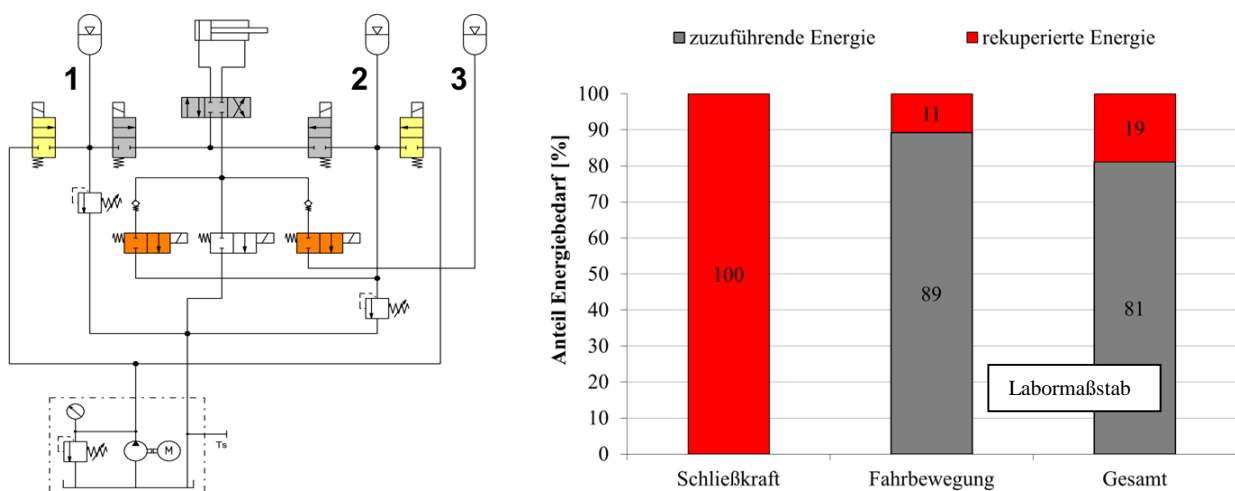


Abb. 6-5: Konzept und simulierter energetischer Nutzen zur Rekuperation der Fahrbewegung

Zur Abschätzung des Potenzials dieser Lösung wurde das dargestellte Konzept ebenfalls in Matlab/Simulink abgebildet. Zur Parametrierung des Modells wurden die Parameter der Fahrzylinder sowie die bewegte Masse einer realen Zwei-Platten-Schließereinheit und eines Referenzwerkzeugs auf den bereits dargestellten Labormaßstab herunterskaliert. Die Parameter des dritten Blasenspeichers sind identisch mit den Parametern des Speichers des S-A-Moduls. Der Speicher kann somit bei einer weiteren Betrachtung genutzt werden, um

den Schließkraftaufbau zu realisieren. Die Parameter der ersten beiden Blasenspeicher wurden im Rahmen einer Versuchsreihe variiert. Einen entscheidenden Einfluss auf den erzielbaren Rekuperationsgrad sowie die realisierbaren Zykluszeiten hat der Bremszeitpunkt. Dieser wurde im Rahmen dieser ersten Simulationsreihe empirisch ermittelt und erst bei den weiterführenden Simulationen durch eine geeignete Strategie optimiert. Die mit dem hier beschriebenen Modell erzielten Simulationsergebnisse stellen somit zunächst eine vorläufige grobe Abschätzung des Potenzials dar. Die Ergebnisse dieser Simulationsreihe sind in Abb. 6-5 auf der rechten Seite dargestellt. Der Darstellung ist zu entnehmen, welcher Anteil des Energiebedarfs durch die Antriebseinheit bereitgestellt werden muss und welcher Anteil durch die Rekuperation der kinetischen Energie erzielt werden kann. Als Beurteilungskriterium wurde die erforderliche Volumenänderungsarbeit der einzelnen Blasenspeicher herangezogen. Der linke Balken stellt die erforderliche Volumenänderungsarbeit des dritten Blasenspeichers, der mittlere Balken die Summe der erforderlichen Volumenänderungsarbeiten aus Blasenspeicher 1 und Blasenspeicher 2 (also den Gesamtenergiebedarf der Fahrbewegung) und der rechte Balken die Summe der erforderlichen Volumenänderungsarbeiten aller drei Speicher dar.

Bei der beschriebenen Konfiguration zeigen die Ergebnisse der Simulation, dass es zunächst auf Modellebene möglich erscheint den Gesamtenergiebedarf zum Schließkraftaufbau durch die reine Rekuperation der Werkzeugöffnungsbewegung zu realisieren. Dieses Ergebnis hat einen entscheidenden Einfluss auf die weitere Systemausarbeitung. Zum Schließkraftaufbau ist tendenziell ein höherer Druck erforderlich als für die Fahrbewegung. Wenn es nun durch eine geeignete Abstimmung der Systemparameter gelingt, den Energiebedarf für den Aufbau der Schließkraft durch die Rekuperation der kinetischen Energie abzudecken, bietet sich die Möglichkeit das System in einen Hochdruckkreis für den Kraftaufbau und einen Niederdruckkreis für die Fahrbewegung zu unterteilen. Der Pumpenantrieb müsste dabei lediglich die Niederdruckspeicher für die Fahrbewegung laden. Diese Auftrennung würde eine erhebliche Reduzierung der Nennleistung und somit bei der Verwendung einer konventionellen Asynchronmaschine eine Reduzierung der Leerlaufleistung ermöglichen. Dieser Sachverhalt wird in den nachfolgenden Kapiteln noch ausgiebig untersucht und dargestellt. Des Weiteren ist der Simulation zu entnehmen, dass 11 % des Energiebedarfs der Fahrbewegung durch die Rekuperation bei der Schließbewegung abgedeckt werden können. Da die Fahrbewegung bei der beschriebenen Konfiguration einen höheren Energieverbrauch hat als der Schließkraftaufbau, stellt sich dabei ein Gesamteinsparpotenzial von 19 % ein.

6.3 Modul zur Rekuperation an einer Zweiplatten-Schließeinheit (2PS-Reku-Modul)

Im Rahmen der Konzeptfindungsphase wurden drei verschiedene Mechanismen zur Rekuperation der Federenergie und ein Mechanismus zur Rekuperation der kinetischen Energie erarbeitet und untersucht. Die Untersuchungen haben gezeigt, dass die Rekuperation der Federenergie durch die Druckerhöhung auf der Saugseite der Pumpe bei den hier untersuchten Systemkonfigurationen energetisch das größte Potenzial aufweist. Diese Maßnahme setzt scheinbar voraus, dass das Verhältnis zwischen dem Hubvolumen der Kraftaktoren und dem Fördervolumen bzw. Schluckvolumen der Pumpe einen bestimmten Grenzwert nicht überschreitet. Wird nun die Forderung gestellt, dass der Schließkraftabbau in maximal einer Sekunde vollzogen sein muss, so hat dies die Konsequenz, dass das Hubvolumen der Kraftaktoren bei einer Pumpendrehzahl von 1.450 1/min maximal das 24-fache des Fördervolumens bzw. des Schluckvolumens der 4-Quadranten-Pumpe betragen darf. Diese Bedingung ist bei der vorgestellten Konfiguration nicht gegeben. Ein Ansatz zur Lösung dieses Problems wird in Abschnitt 8.1.3 vorgestellt und untersucht. Aus energetischer Sicht ebenfalls positiv stellt sich das Konzept zur Rekuperation der Federenergie durch den Einsatz eines sekundären Hydrospeichers dar. Nachteilig dabei sind die durch den sequentiellen Kraftaufbau und Kraftabbau bedingten Verzögerungszeiten, welche u. a. von den Ventilschaltzeiten beeinflusst werden. Anders als bei dem Konzept zur Rückgewinnung der Federenergie durch die Druckerhöhung auf der Saugseite, besteht bei diesem Konzept allerdings nicht die Möglichkeit die beschriebene Verzögerung durch die Anpassung ausgewählter Parameter zu vermeiden. Das dritte vorgestellte Konzept zeigte im Rahmen der Untersuchungen insgesamt das unvorteilhafteste Verhalten. Es kann festgehalten werden, dass das Konzept mit der Druckerhöhung auf der Saugseite der Pumpe im Rahmen der Konzeptfindungsphase die günstigsten Eigenschaften aufweist. Das erarbeitete Konzept zur Rekuperation der kinetischen Energie zeigt im Rahmen der Konzeptfindungsphase und den damit verbundenen ersten Simulationen aus energetischer Sicht gute

Eigenschaften. So scheint es grundsätzlich möglich zu sein, durch die Rekuperation der kinetischen Energie der bewegten Masse den Energiebedarf für den Schließkraftaufbau vollständig abzudecken.

Dieses Ergebnis wirft bzgl. der Systemgestaltung völlig neue Möglichkeiten auf, da es sich bei dem Schließkraftaufbau aus hydraulischer Sicht um eine Arbeitsfunktion handelt, die einen wesentlich höheren Druckbedarf hat als die Bewegungsfunktion der Schließeinheit. Somit bietet sich die Möglichkeit das System in einen Hochdruck- und einen Niederdruckkreislauf zu unterteilen. Während des laufenden Betriebs wäre es dabei denkbar, dass die Antriebseinheit ausschließlich zum Laden des Niederdruckkreislaufes eingesetzt wird, wodurch diese wiederum kleiner dimensioniert werden kann. Für instationäre Prozesszustände (Störungen, Anfahren, Parameterwechsel) würde dies allerdings ggf. dazu führen, dass ein zusätzlicher Mechanismus zur Einstellung des Initialdruckes im Hochdruckspeicher erforderlich ist. Auf Basis der Ergebnisse der dargestellten Untersuchungen aus der Konzeptfindungsphase wird nun ein Konzept vorgestellt, welches die Leistungsversorgung der Kraftachse und der Bewegungsachse realisiert und den Energiefluss dieser beiden Achsen miteinander vernetzt. Die Struktur des Konzeptes ist so aufgebaut, dass eine Vielzahl an Varianten untersucht werden kann ohne das Modell das in dieser Arbeit erstellt worden ist und in den folgenden Abschnitten vorgestellt wird strukturell zu verändern. Somit ist gewährleistet, dass auch die im Rahmen weiterführender Arbeiten mit diesem Modell generierten Ergebnisse bei der Untersuchung weiterer Konzeptvarianten mit den Ergebnissen der Untersuchungen dieser Arbeit verglichen werden können. Der strukturelle Aufbau des s. g. 2PS-Reku-Moduls ist in Abb. 6-6 dargestellt.

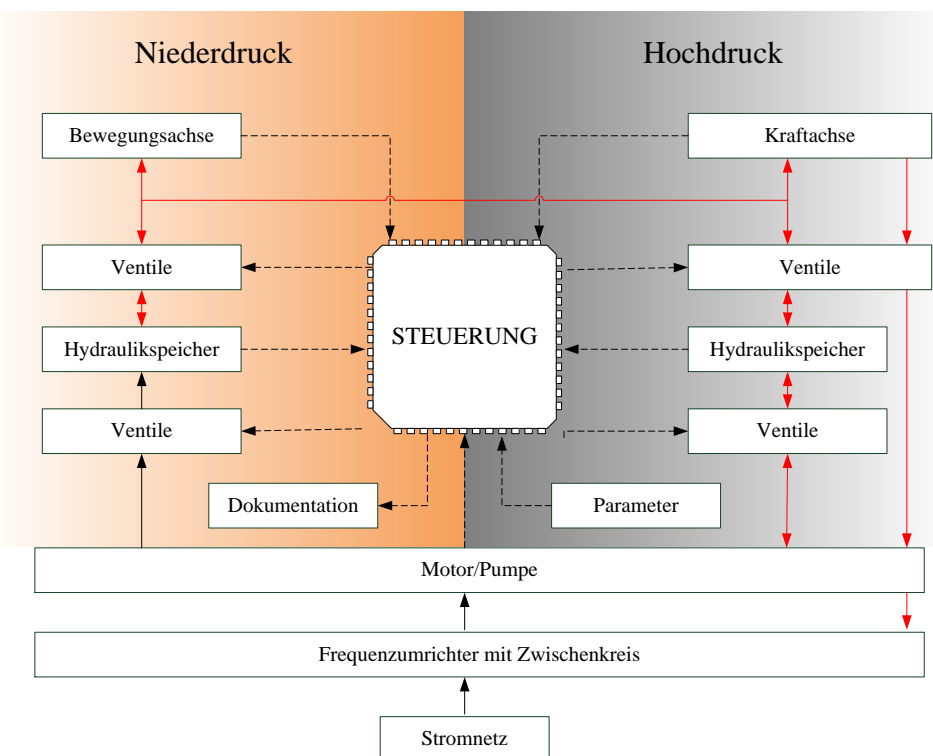


Abb. 6-6: Schematische Darstellung des 2PS-Reku-Moduls in der Referenzkonfiguration

Dabei zeigen die gestrichelten Linien Signalflüsse und die durchgezogenen Linien Leistungsflüsse. Die Leistungspfade die zur Energierückgewinnung genutzt werden können sind rot dargestellt. Um die Möglichkeit zu eröffnen mit dem Konzept und dem zugehörigen Simulationsmodell verschiedene Varianten untersuchen zu können, wurden insgesamt vier Hydrospeicher für das 2PS-Reku-Modul vorgesehen. Bei der dargestellten Systemstruktur ist es theoretisch möglich, sowohl an den Fahrzylindern als auch an den Kraftaktoren beide Zylinderkammern mit jeden der vier Speicher zu verbinden. Somit besteht theoretisch die Möglichkeit (insbesondere bei der Fahrbewegung) die Speicherdrücke zum Erzeugen der Beschleunigungskräfte in beiden Fahrtrichtungen, als auch die Speicherdrücke zum Erzeugen der Bremskräfte in beiden Fahrtrichtungen unabhängig voneinander durch das Verschalten mit einem der vier

Speicher einzustellen. Dabei hat die Konzeptfindungsphase bereits gezeigt, dass es bei einer geeigneten Abstimmung der Speicherdrücke möglich ist, den Energiebedarf für den Schließkraftaufbau ausschließlich mit der Rekuperation der kinetischen Energie der bewegten Masse abzudecken. Das Abdecken des Energiebedarfs der Kraftachse durch die kinetische Energie der bewegten Masse stellt dabei eine sinnvolle Variante dar, da somit die Möglichkeit besteht die rekuperierte Energie direkt in den Prozess zu integrieren. Um den anfangs formulierten Optimierungszielen nachzukommen (Minimierung der Nennleistung der Antriebsmaschine) ist es daher zweckmäßig, das Antriebsmodul in einen Hochdruck- und einen Niederdruckkreislauf aufzuteilen. Der Niederdruckkreislauf beinhaltet dabei zwei Hydrospeicher. Ein Speicher stellt die Leistung zur Realisierung der Öffnungsbewegung bereit, der zweite Speicher versorgt die Schließbewegung. Das Druckniveau im Niederdruckkreislauf stellt für die Dimensionierung des Systems eine Optimierungsgröße dar, da der Niederdruckkreislauf durch die Pumpe geladen wird und somit für den Bedarf an extern zuzuführender Energie verantwortlich ist. Der Hochdruckkreislauf stellt die für den Kraftaufbau erforderliche Leistung bereit. Das Druckniveau in diesem Kreislauf ist durch die angestrebte Schließkraft und die Wirkfläche der Kraftaktoren gegeben. Die Umsetzung der dargestellten Struktur in einem vereinfachten hydraulischen Schaltplan ist in Abb. 6-7 dargestellt. Der orange Rahmen umfasst dabei den Niederdruckkreislauf, der grau dargestellte Rahmen den Hochdruckkreislauf. Dabei ist anzumerken, dass der Schaltplan zunächst nur die wesentlichen Komponenten des 2PS-Reku-Moduls abbildet. Zur technischen Umsetzung ist dieser noch um einige sicherheitsrelevante Komponenten zu ergänzen. Weiterhin werden die zur Systemanalyse und Steuerung erforderlichen Sensoren nicht abgebildet.

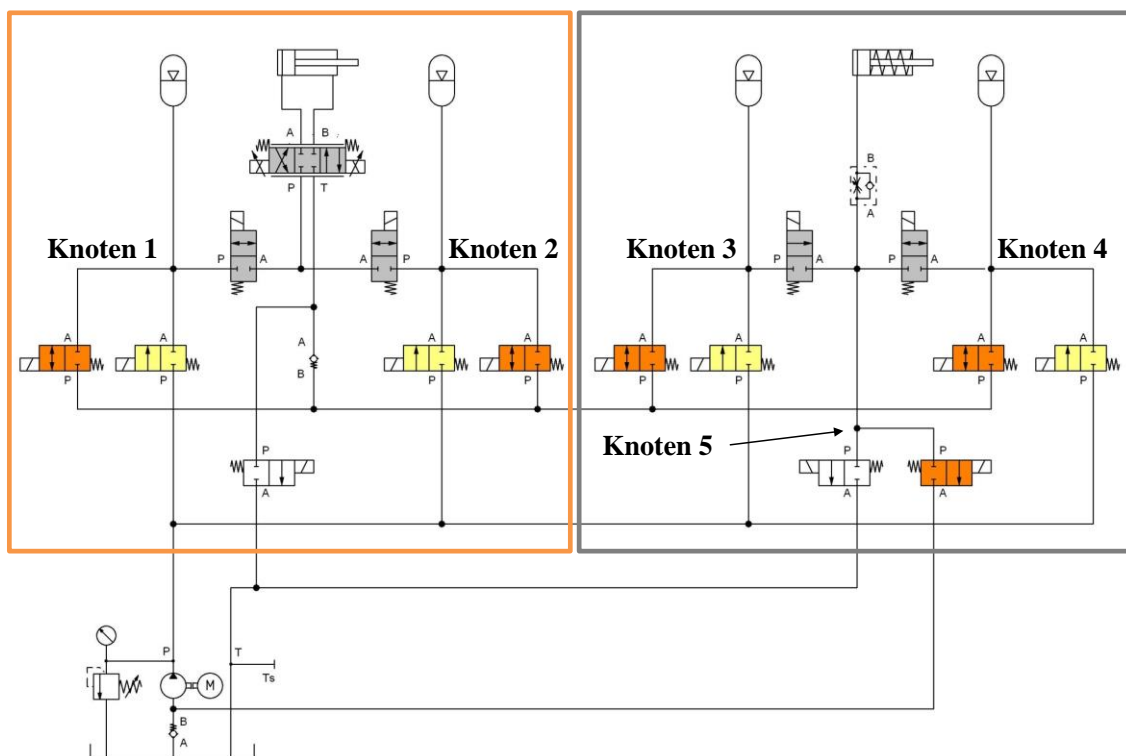


Abb. 6-7: Umsetzung des 2PS-Reku-Moduls in einem hydraulischen Schaltplan

Die Fahrzylinder der Zwei-Platten-Schließeinheit sind auf der linken Seite schematisch durch einen doppelt wirkenden Zylinder dargestellt, die Druckkissen sind auf der rechten Seite schematisch durch einen einfach wirkenden federrückgestellten Zylinder dargestellt. Die Feder symbolisiert dabei das elastische Verhalten des Werkzeugs und der Säulen der Schließeinheit. Das System lässt sich über vier Knotenpunkte in einzelne Sektionen unterteilen. In jedem Knotenpunkt laufen wiederum vier Leitungen zusammen. Dabei handelt es sich jeweils um die Zuleitung zu einem Hydrospeicher, einem Wegeventil zur Ansteuerung der jeweiligen Aktorfunktion (grau dargestellt und im Folgenden Aktionsventil genannt), einem Wegeventil zum Aufladen des Hydrospeichers mit der vom Antrieb bereitgestellte Energie (gelb dargestellt und im Folgenden Ladeventil genannt) und einem Wegeventil zur Steuerung der Rekuperationsfunktion (orange dargestellt und

im Folgenden Rekuperationsventil genannt). Zur Steuerung des Fahrzylinders ist noch ein weiteres 4/3-Wegeventil erforderlich (ebenfalls grau dargestellt und im Folgenden Zentralventil genannt). Ergänzt werden diese Bezeichnungen mit der jeweiligen Knotennummer. Die beiden weiß dargestellten Wegeventile werden als Rücklaufventil links und Rücklaufventil rechts bezeichnet. Eine Ausnahme von dieser Struktur stellt der Knotenpunkt fünf dar. Dieser dient der Realisierung der Rekuperation der Federenergie durch eine Druckerhöhung auf der Saugseite. Zum besseren Verständnis wird im Folgenden ein denkbarer Zyklusablauf beschrieben. Dieser exemplarisch dargestellte Ablauf stellt für alle weiteren Untersuchungen die Referenzkonfiguration dar. Ausgehend von der Referenzkonfiguration werden weitere Varianten untersucht. Als Zyklusbeginn wird der Zeitpunkt nach der Formteilentnahme vor dem Schließen der Schließeinheit definiert. Alle Ventilstellungen wie in Abb. 6-7 dargestellt, werden im Folgenden als Position 1 bezeichnet. Die andere Schaltstellung wird als Position 2 bezeichnet. Das Zentralventil verfügt über drei mögliche Schaltstellungen. Position 1 bezeichnet dabei die zum Ausfahren (Schließen) erforderliche Schaltstellung, Position 0 die Schaltstellung zum Position halten, Position 2 bezeichnet die Schaltstellung zum Einfahren (Öffnen).

Zyklusablauf in der Referenzkonfiguration

1. Schließen:

Zum Schließen schalten das Aktionsventil 1, das Zentralventil sowie das Rücklaufventil links jeweils in Position 1. Der Hydrospeicher 1 entlädt sich, der Fahrzylinder fährt aus. Das sich auf der rechten Seite des Fahrzylinders befindliche Arbeitsmedium wird durch die Fahrbewegung des Fahrzylinders über das geöffnete Rücklaufventil links in den Tank verdrängt. Zum Abbremsen der Schließeinheit wird das Rücklaufventil links in Position 0 geschaltet. Das verdrängte Arbeitsmedium kann nun nicht mehr zurück in den Tank fließen, sondern wird in die Rekuperationsleitung gedrückt, welche mit den Rekuperationsventilen verbunden ist. Über die Rekuperationsventile kann das verdrängte Arbeitsmedium nun wahlweise in einen der Hydrospeicher geleitet werden, je nachdem welches Rekuperationsventil geschaltet wird. Durch den Gegendruck im Speicher wird die bewegliche Platte der Schließeinheit abgebremst. Gleichzeitig wird dabei der gewählte Hydrospeicher durch das verdrängte Arbeitsmedium geladen. Die Schaltzeitpunkte der Ventile spielen dabei eine entscheidende Rolle. Sie müssen so gewählt werden, dass die Geschwindigkeit der beweglichen Platte der Schließeinheit kurz vor dem Kontakt der beiden Werkzeughälften auf ein angebrachtes Maß reduziert ist. Nach dem Formschluss schalten das Aktionsventil 1 und das Zentralventil zurück in Schaltstellung 0. Anschließend wird die Schließeinheit vor dem Kraftaufbau verriegelt.

2. Verriegeln

Die Verriegelung wird bei dem dargestellten System nicht betrachtet und muss über einen externen Mechanismus realisiert werden.

3. Kraftaufbau und Halten

Beim Aufbauen der Schließkraft schaltet das Aktionsventil 3 in Schaltstellung 1. Der Hydrospeicher 3 entlädt sich bis sich ein Druckausgleich zwischen dem Hydrospeicher und den Druckkissen eingestellt hat. Die resultierende Schließkraft ist dabei abhängig von der Wirkfläche der Druckkissen und der Dimensionierung des Hydrospeichers und kann über den Ladezustand (in der Praxis z. B. durch Änderung des Initialvolumens) des Hydrospeichers variiert werden. Nachdem die Schließkraft aufgebaut wurde, schaltet das Aktionsventil 3 in Schaltstellung 0, um die Kraft zu halten. Nachdem die Schließkraft aufgebaut wurde, erfolgt die eigentliche Formteilherstellung. Die plastifizierte Formmasse wird in das Formnest eingespritzt. Nach vollendeter Formfüllung erfolgt die Nachdruckphase, um Schwindung und Verzug auszugleichen. Anschließend wird durch die Schneckenrotation eine definierte Menge Schmelze für den nächsten Zyklus bereitgestellt. Je nach Formteil- und Materialeigenschaften verweilt das Formteil während der Restkühlzeit in der Kavität bis die Entformungstemperatur erreicht ist. Alle erforderlichen zugehörigen Achsbewegungen (Aggregatbewegung, Einspritzbewegung und Schneckenrotation) werden durch externe Antriebe realisiert.

4. Kraftabbau

Nachdem das Formteil die Entformungstemperatur erreicht hat, wird zunächst die Schließkraft abgebaut. Um die in der elastisch deformierten Schließeinheit bzw. in dem elastisch deformierten Spritzgießwerkzeug enthaltene Energie nutzbar zu machen, sieht das 2PS-Reku-Modul in der Referenzkonfiguration vor, die Druckkissen mit der Saugseite der Pumpe zu verbinden, um dort den Druck zu erhöhen. Dazu wird beim Abbau der Schließkraft das orange dargestellte Rekuperationsventil am Knotenpunkt 5 geschaltet. Durch diese Maßnahme wird die Druckdifferenz über der Pumpe erniedrigt, wodurch sich die erforderliche mechanische Antriebsleistung und somit auch die elektrisch vom Antrieb umgesetzte Leistung verringern.

5. Entriegeln und Aufreißen

Die Entriegelung und das Aufreißen zum Überwinden der Adhäsionskräfte werden bei dem dargestellten System nicht betrachtet und müssen über einen externen Mechanismus realisiert werden.

6. Öffnen

Das Öffnen der Schließeinheit sowie die Rekuperation der kinetischen Energie laufen analog zum Schließen ab, mit dem Unterschied, dass das Aktionsventil am Knotenpunkt 2 geschaltet wird. Das Zentralventil schaltet bei der Öffnungsbewegung in Position 2.

7. Auswerfen

Das Auswerfen wird bei dem dargestellten System für eine erste Abschätzung nicht betrachtet.

6.4 Zwischenfazit

Im Rahmen der Konzeptfindungsphase konnte ein Konzept für den dezentralen hydraulischen Antrieb einer Zwei-Platten-Schließeinheit erarbeitet werden welches es erlaubt, sowohl die kinetische Energie der bewegten Masse bei einer Werkzeugbewegung, als auch die Federenergie in der durch den Schließkraftaufbau bedingten elastischen Deformation der Schließeinheit und des Spritzgießwerkzeugs anteilig zurückzugewinnen. Dazu wurden in der Konzeptfindungsphase zunächst die beiden Funktionen Schließkraftaufbau und Werkzeugbewegung getrennt voneinander betrachtet. Für jede dieser beiden Funktionen wurden Konzepte erarbeitet und in der Simulation abgebildet. Aufbauend auf den Simulationsergebnissen wurde eine Auswahl getroffen und in ein gemeinsames Konzept integriert.

Das dabei entstandene 2PS-Reku-Modul und der sich dahinter verbergende Verfahrensablauf (gemeint ist der Ablauf im hydraulischen System, nicht der Ablauf des Spritzgießverfahrens) wurden dahingehend optimiert, möglichst viele Varianten auf Modellebene untersuchen zu können. Dabei wurden wirtschaftliche Aspekte zur Umsetzung zunächst nicht betrachtet. Ziel ist es mit diesem zunächst einmal komplexen Modul, mit Hilfe verschiedener Untersuchungen, die Variante mit den günstigsten Eigenschaften zu identifizieren. Im nächsten Schritt soll das Modul zur Umsetzung wirtschaftlich optimiert werden, wobei gleichermaßen die Systemkomplexibilität reduziert werden soll.

Bereits in der Konzeptfindungsphase haben erste Simulationen gezeigt, dass es grundsätzlich möglich ist, die erforderliche Energie für den Schließkraftaufbau ausschließlich durch die Rekuperation der kinetischen Energie der bewegten Masse abzudecken. Das dabei verwendete Modell wurde allerdings noch nicht validiert. Unter der Voraussetzung, dass es möglich ist die für den Schließkraft erforderliche Energie durch die Rekuperation der kinetischen Energie abzudecken, besteht allerdings die Möglichkeit den hydraulischen Kreislauf des 2PS-Reku-Moduls in zwei Druckniveaus aufzuteilen. Somit kann die Antriebseinheit für die Versorgung von dem Kreislauf mit dem niedrigeren Druck optimiert werden. Die Erkenntnisse aus den Voruntersuchungen werden bei dem 2PS-Reku-Modul konsequent aufgegriffen und umgesetzt, da durch diese Maßnahme die durch den Antrieb bereitgestellte Energie gut an den tatsächlichen Energiebedarf angepasst werden kann.

7 Modellbildung, Simulation und Validierung

Zur Untersuchung und Beurteilung des 2PS-Reku-Moduls wurde das Konzept vollständig auf der Simulationsplattform Matlab/Simulink abgebildet. Die relevanten Randbedingungen bei der Modellbildung sowie die Ergebnisse der nachgeschalteten Untersuchung des Systems werden in den folgenden Abschnitten dargestellt. Dabei wurden unterschiedliche Konzeptvarianten mit dem Ziel untersucht, ein System und einen Verfahrensablauf zu erarbeiten, welches die größtmögliche Energieeffizienz bei der kleinstmöglichen Systemkomplexibilität aufweist. Das kalibrierte und optimierte Modell bildet die Grundlage zur Untersuchung des 2PS-Reku-Moduls für modellhafte Produktionsszenarien, welche abschließend untersucht werden.

7.1 Modellbildung

Innerhalb der Simulink-Umgebung lassen sich Modelle von physikalischen Systemen mit Hilfe von Blockschaltbildern aufbauen. Jeder einzelne Block repräsentiert dabei das mathematische Modell einer Einzelkomponente, welches über definierte Eingangs- und Ausgangsgrößen Informationen an andere Blöcke weitergeben bzw. von diesen erhalten kann. Zur Modellierung des 2PS-Reku-Moduls wurde innerhalb der Simulink-Umgebung eine Toolbox verwendet, welche Modelle einzelner hydraulischer Komponenten beinhaltet. Innerhalb dieser Toolbox stehen die verwendeten Aktoren (Differenzialzylinder für die Fahrbewegung, einfach wirkender Zylinder für den Kraftaufbau), die verwendeten Wege- und Proportionalventile, die eingesetzte Hydropumpe sowie zahlreiche Sensoren zur Erfassung des Systemzustandes als Modell zur Verfügung. Diese können über verschiedene für das jeweilige Modell spezifische Parameter (Kenndaten der Komponenten) an die gegebenen Anforderungen angepasst werden. Somit besteht die Modellbildungsaufgabe nach der Verschaltung der einzelnen Funktionsblöcke im Wesentlichen darin, geeignete Parameter zur Beschreibung des Verhaltens der einzelnen Komponenten in Abhängigkeit der relevanten Einflussgrößen zu definieren.

Ein Überblick über das Modell des 2PS-Reku-Moduls wird in Abb. 7-1 gegeben. Die Modelle der hydraulischen Komponenten (Ventile, Aktoren, Speicher und Antrieb) sind in dieser Abbildung orange dargestellt. Die Parametrierung dieser Komponenten kann direkt im Simulink Modell an den entsprechenden Funktionsblöcken erfolgen oder optional über ein entsprechendes Skript realisiert werden. Die magnetischen Aktoren zur Betätigung der einzelnen Ventile wurden in Subsystem-Funktionsblöcken zusammengefasst abgebildet, welche in der Abbildung lila dargestellt werden. Mit diesen Modellen lässt sich sowohl das zeitliche Schaltverhalten der Ventile simulieren, als auch die erforderlichen Magnetkräfte. Die Ansteuerung dieser Magnete wird durch eine virtuelle Steuerungseinheit abgebildet, welche in dem grün dargestellten Subsystem-Funktionsblock zusammengefasst wurde. Um ein definiertes Systemverhalten zu erreichen sind auf der Matlab/Simulink Ebene verschiedene Ansätze denkbar. Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein frei programmierbarer Funktionsblock verwendet, welcher ausschließlich simulierte Sensorsignale als Eingang erhält. In Abhängigkeit der Eingangsgrößen werden Steuerungssignale über die Ausgangskanäle an die einzelnen Ventilbetätigungsmagneten übergeben. Dieser Block stellt somit auf Simulationsebene eine in sich geschlossene Steuerungseinheit dar, welche auf physikalischer Ebene durch ein reales programmierbares Steuergerät abgebildet werden kann.

Die Signalübertragung zwischen den einzelnen Funktionsblöcken wurde mit Hilfe der grün dargestellten Verlinkungen umgesetzt. Mit Hilfe von virtuellen Druck- und Volumenstromsensoren wird der hydraulische Systemzustand im Modell überwacht. Dabei werden insbesondere die Volumenänderungen und Drücke der einzelnen Hydrospeicher, die Drücke und die Volumenströme in den beiden Aktoren sowie die Leistungsdaten der Antriebseinheit fokussiert. Um das Modell übersichtlicher dazustellen wurden die virtuellen Sensoren in einem Subsystem zusammengefasst (blau dargestellte Funktionsblöcke). In jedem dieser Subsysteme werden neben den Größen Druck und Volumenstrom auch die aus diesen Größen resultierenden energetischen Kenngrößen (Leistung und Energie) ausgewertet und dokumentiert. Der Zyklus wird über einen grafischen „Signalbuilder“ Block definiert, welcher ein frei definierbares zeitliches Signal generiert, das der Steuerungseinheit übergeben wird. Der Signalbuilder ist ebenfalls in dem Steuerungs-Subsystem-Funktionsblock integriert. Das Signal variiert dabei von minus eins bis plus eins. Das Vorzeichen

gibt die Richtung der Bewegungsachse an. Da bei dem 2PS-Reku-Modul Drosselverluste weitgehend vermieden werden sollen, ist eine Regelung der Geschwindigkeit nicht vorgesehen. Alleine die Speicherdrücke erlauben es Einfluss auf die Geschwindigkeit zu nehmen, um die Bewegungen an der Schließeinheit in einer Verdrängersteuerung zu realisieren.

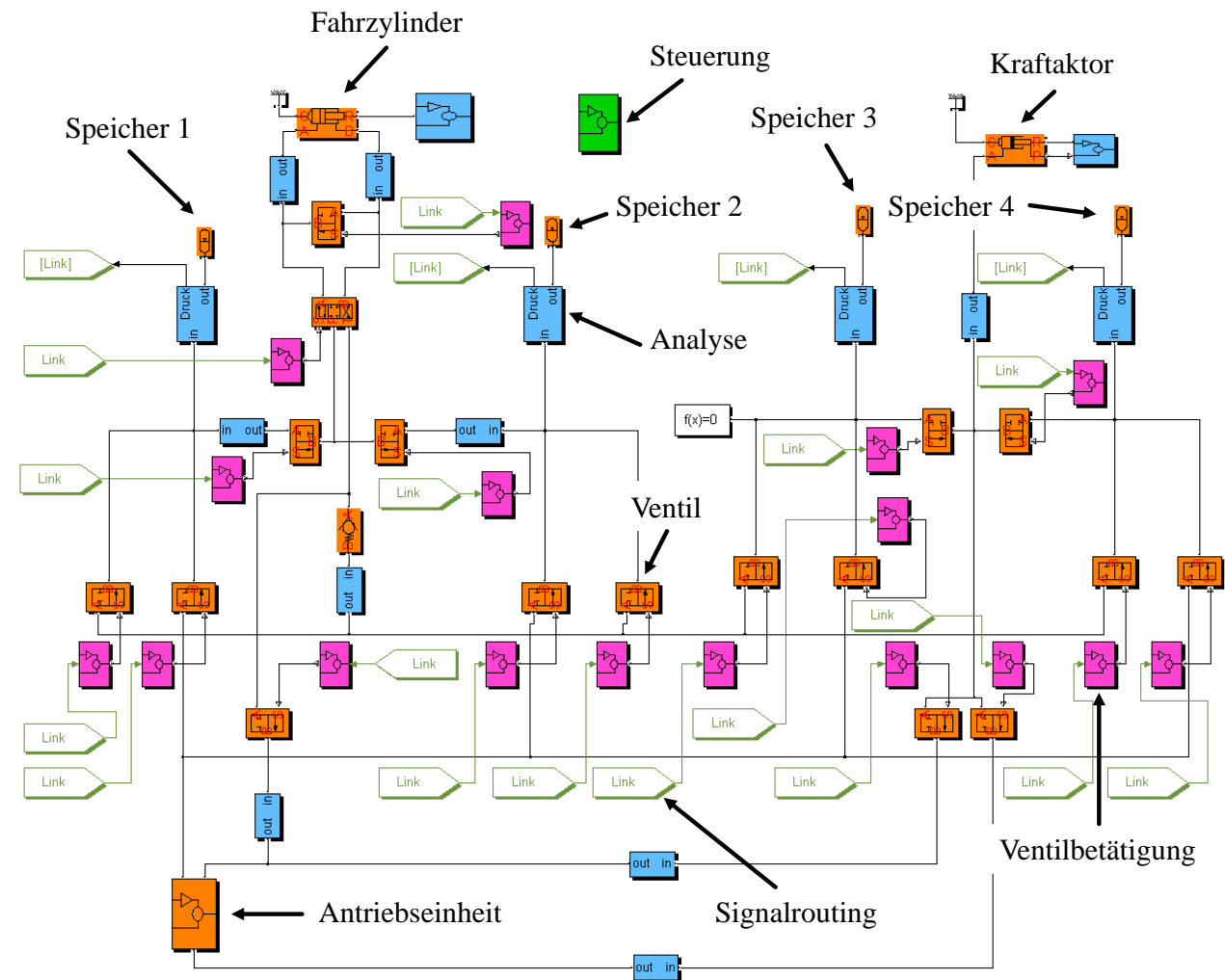


Abb. 7-1: Schematischer Überblick über das Simulationsmodell des 2PS-Reku-Moduls

Beim Simulationsstart ist die Schließeinheit geöffnet. Das Abbremsen der Schließeinheit erfolgt wegabhängig. Nach dem Schließen wird die Schließkraft an den Kraftaktoren aufgebaut und so lange aufrecht gehalten, bis das Steuerungssignal einen positiven Wert annimmt. Der Betrag der Schließkraft wird über einen separaten Parameter vorgegeben bzw. über den Druck im entsprechenden Speicher angepasst. Bei einer positiven Signalvorgabe erfolgt die Öffnungsbewegung analog zum Schließen bis zu einem vordefinierten Öffnungsweg. Die Vorgehensweise zur Auffindung eines geeigneten Bremsweges wird in den nachfolgenden Abschnitten noch ausführlich dargestellt werden.

Die simulierte Leistungsversorgung des Systems erfolgt in der Referenzkonfiguration durch das Modell einer Pumpe mit einem konstanten Fördervolumen, welche durch eine ideale Drehzahlquelle (Drehzahl unabhängig von der Last) angetrieben wird. Da die Antriebseinheit bei dem vorgestellten System in einem näherungsweise konstanten Betriebspunkt arbeitet und lediglich die Last beim Laden der Speicher in einem moderaten Bereich variiert, lassen sich mit entsprechenden Kennfeldern auch unter den beschriebenen Vereinfachungen auf Basis der Simulationsergebnisse Aussagen über den elektrischen Energieverbrauch treffen. Lastabhängige pumpeninterne Leckagen werden durch das Modell der Pumpe erfasst. Der lastabhängige Schlupf einer Asynchronmaschine lässt sich in diesem Modell abbilden, in dem die Drehzahl

der idealen Drehzahlquelle in Abhängigkeit von dem simulierten Drehmoment der Antriebseinheit vorgegeben wird. Über einen eigenen Funktionsblock lassen sich die Eigenschaften des Arbeitsmediums definieren. Dabei bietet die Software bereits eine Auswahl an Modellen, welche die Eigenschaften gängiger Arbeitsmedien in Abhängigkeit der Temperatur abbilden. Ebenfalls besteht die Möglichkeit Fluidvolumina in der Simulation abzubilden, wodurch Trägheitseffekte durch die Induktivität des Systems sowie dessen elastische Eigenschaften (sowohl die Kompressibilität des Arbeitsmediums als auch die elastischen Eigenschaften der druckführenden Leitungen) mit abgebildet werden können. Die Aktorik einer Zwei-Platten-Schließeinheit wird durch zwei voneinander unabhängige Hydraulikzylindermodelle abgebildet. Die Summe der vier realen Druckkissen wird dabei durch das Modell eines einfach wirkenden Zylinders mit angepassten Parametern abgebildet, der gegen eine linear-elastische Feder arbeitet. Diese Feder repräsentiert das elastische Verhalten der Schließeinheit und des Werkzeugs. Die Bewegungsachse wird durch das Modell eines Differenzialzylinders dargestellt, welcher reibungsbehaftet gegen eine definierte Massenträgheit arbeitet.

Über die Wirkflächen der Aktoren und die bewegte Masse lässt sich das Modell an unterschiedliche Schließeinheiten anpassen. Durch die Vorgabe der Federsteifigkeit, der Zykluszeit und des Öffnungshubs lassen sich unterschiedliche Prozesse und Werkzeuge definieren. Dabei ist zu beachten, dass die Masse des Werkzeugs durch den gleichen Block erfasst wird wie die Masse der bewegten Platte der Schließeinheit. Zuletzt müssen noch die Solver Parameter definiert werden. Bei dem aus der Modellbildung des 2PS-Reku-Moduls resultierenden Differenzialgleichungssystem handelt es sich um ein s. g. steifes Gleichungssystem, also einem System bei dem eine kleine Änderung der Eingangsgrößen eine große Änderung der Ausgangsgrößen zur Folge hat. Simulink bietet verschiedene Verfahren zur numerischen Lösung der durch die Modellbildung definierten Differenzialgleichungssysteme an, wobei einige speziell für das Lösen sehr steifer Systeme geeignet sind. Diese lassen sich dann über zulässige Abweichungen von der analytischen Lösung sowie die zeitliche Auflösung parametrieren.

7.1.1 Parametrierung der Ventilmodelle

Die häufigsten Wiederholelemente im 2PS-Reku-Modul sind die Ventile. Je nach Anforderungen an das Ventil können verschiedene Kennwerte zur Ventilauswahl herangezogen werden. Da das 2PS-Reku-Modul den energieeffizienten Betrieb einer Schließeinheit ermöglichen soll, ist eine wesentliche Anforderung an die einzelnen Ventile die Drosselverluste zu minimieren. Die Auswahl der Ventile erfolgt somit im Wesentlichen mit Hilfe von Durchflusskennlinien, welche vom Hersteller publiziert werden und den Zusammenhang zwischen der Druckdifferenz über dem Ventil und dem Volumenstrom abbilden. Dabei werden die Nenngrößen der Ventile zur Minimierung von Drosselverlusten im Rahmen dieser Arbeit so ausgewählt, dass die maximale Druckdifferenz bei den auftretenden Volumenströmen kleiner als 5 bar ist. Die auftretenden Volumenströme müssen dabei individuell für jede Maschine abgeschätzt werden, die durch das Modell abgebildet werden soll. Diese werden definiert durch die Wirkflächen der einzelnen Zylinder und die zugehörigen Fahrgeschwindigkeiten. Zur Parametrierung bzw. Kalibrierung der Ventilmodelle wurde ein eigenes Modell bzw. ein eigener Workflow in Simulink aufgebaut. In diesem Modell werden die Herstellerkennlinien der zuvor ausgewählten Ventile tabellarisch hinterlegt. Das Kalibriermodell (Abb. 7-2) umfasst eine Motor/Pumpeneinheit, bei der die Pumpendrehzahl und somit der geförderte Volumenstrom kontinuierlich über den Simulationszeitraum erhöht wird.

Mit diesem Volumenstrom wird ein Ventilmodell durchströmt, welches über den gesamten Simulationszeitraum vollständig geöffnet ist. Während der Simulation wird die Druckdifferenz in Abhängigkeit des Volumenstroms erfasst. Ein übergeordneter, in das Modell implementierter Optimierungsalgorithmus bewertet die Differenz zwischen der simulierten und der tabellarisch hinterlegten Ventilkennlinie. Der Fehler wird durch die Methode der „nichtlinearen kleinsten Fehlerquadrate“ abgeschätzt und durch den Optimierungsalgorithmus minimiert. Optimierungsgröße ist in diesem Fall die Durchflussfläche des durchströmten Ventilmodells. Diese wird durch den Optimierer so lange variiert, bis der Fehler zwischen der hinterlegten und der simulierten Kennlinie minimal ist.

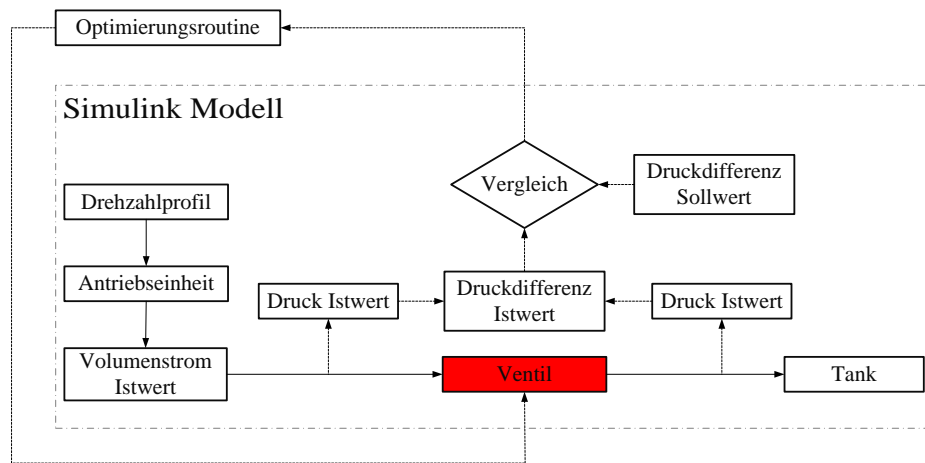


Abb. 7-2: Strukturelle Darstellung des Modells zur Ventilparameter-Identifikation

In Abb. 7-3 ist das Ergebnis einer solchen Optimierung exemplarisch dargestellt. Auf der linken Seite ist eine Gegenüberstellung der Herstellerkennlinie aus dem Ventildatenblatt mit der simulierten Kennlinie für ein bereits optimiertes Ventilmodell dargestellt. Auf der rechten Seite ist die Variation der Durchflussfläche des Ventils über den Iterationsschritten der Optimierung dargestellt. Es ist zu erkennen wie sich der Betrag der durchströmten Fläche dem Optimum bei 170 mm^2 (für das exemplarisch gewählte Beispiel) annähert. Weiterhin wird ersichtlich, dass dieses Ergebnis schon nach einer sehr geringen Anzahl an Iterationen erreicht wird, wodurch sich die Untersuchung verschiedener Optimierungsalgorithmen für das vorliegende Problem erübrigt.

Mit der dargestellten Methodik lässt sich die Charakteristik von Schaltventilen für beliebige Nenngrößen abbilden. Ein Ansatz zur Steigerung der Effizienz liegt beim 2PS-Reku-Modul in der Vermeidung von Drosselverlusten, weshalb eine aktive Drosselung zur Regelung der Fahrgeschwindigkeiten der einzelnen Aktoren kategorisch ausgeschlossen wird. Aus diesem Grund ist es nicht erforderlich eine Vorgehensweise zum Abbilden der Eigenschaften von Stetigventilen zu erarbeiten. Dennoch sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass für die reale Umsetzung des Systems sehr wohl die Möglichkeit zur Drosselung vorhanden sein muss, um Positionen exakt anzufahren bzw. langsame Bewegungen zur Werkzeugsicherung zu realisieren. Da dieser Punkt aber ein Problem darstellt, für das Standardlösungen verfügbar sind und er keinen Beitrag zu den Untersuchungen leistet die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführt werden, wird er in den folgenden Abschnitten nicht weiter betrachtet.

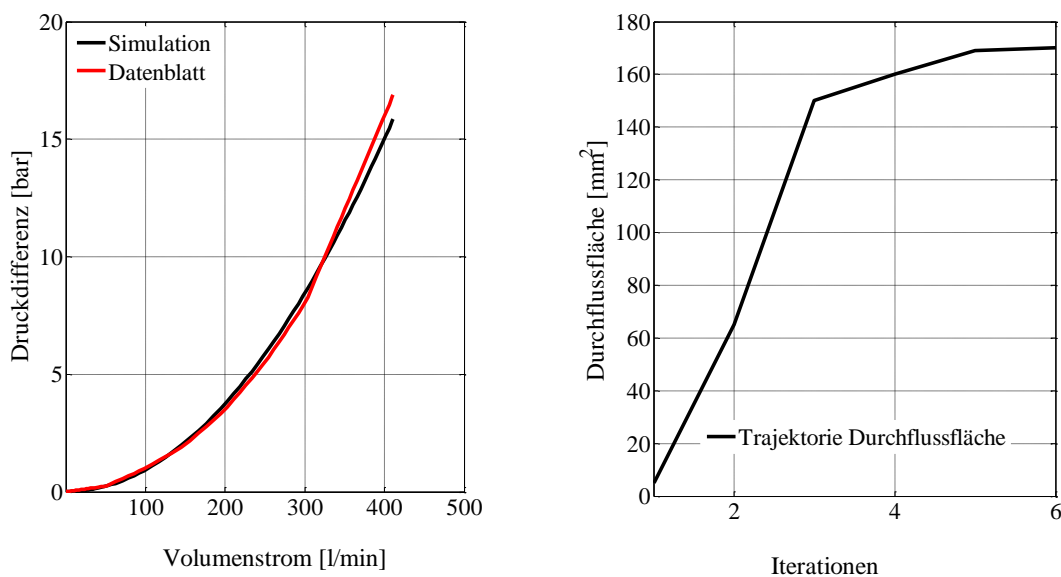


Abb. 7-3: Abbildung der Ventilkennlinien in der Simulation mit Hilfe von Optimierungsalgorithmen

7.1.2 Modellierung mechanischer Reibung

Die mechanische Reibung an der Schließeinheit einer Spritzgießmaschine ist von der konstruktiven Ausführung der Lagerung der beweglichen Platten geprägt und unterscheidet sich somit von Maschine zu Maschine. Für eine bestehende Schließeinheit lässt sich die Reibkraft mit Hilfe des Impulserhaltungssatzes bestimmen. Wird dieser für die bewegliche Platte einer Schließeinheit formuliert, so zeigt sich, dass die Massenträgheitskraft zu jedem Zeitpunkt im Gleichgewicht mit der aus dem hydraulischen Antrieb resultierenden Fahrkraft und der Summe aller im System vorhandenen mechanischen Reibkräften steht.

$$m \ddot{s} = F_{hydr.} + \sum F_R \quad \text{Gl. 7-1}$$

Die hydraulische Fahrkraft sowie die resultierende Beschleunigung der beweglichen Aufspannplatte lassen sich experimentell ermitteln. Die bewegte Masse muss durch den Hersteller bekannt sein oder über Modelle abgeschätzt werden. Alternativ bietet sich an, Fahrbewegungen mit konstanten Geschwindigkeiten auszuführen wodurch die Massenträgheitskraft gegen Null geht. Als einzige Unbekannte verbleibt die Summe der im System wirkenden Reibkräfte. Diese setzt sich bei geschmierten Lagern nach Stribeck aus der reinen Festkörperreibung (Coulomb'sche Reibung) und der durch das Schmiermittel definierten Flüssigkeitsreibung zusammen, welche abhängig von der Geschwindigkeit gegenläufige Tendenzen aufweisen und superpositioniert werden können. Dabei sinkt die aus der Festkörperreibung resultierende Kraft beim Übergang von Haftreibung auf Gleitreibung und die Flüssigkeitsreibung im Schmierfilm nimmt mit der Geschwindigkeit zu. Durch das Messen der Fahrkraft bei unterschiedlichen aber im jeweiligen Versuchspunkt konstanten Geschwindigkeiten lässt sich somit die Stribeck-Kurve für eine vorhandene Schließeinheit experimentell bestimmen. Diese kann dann über einen entsprechenden Funktionsblock in das Simulink Modell des 2PS-Reku-Moduls implementiert werden.

7.1.3 Parametrierung der Speichermodelle

Da bei dem 2PS-Reku-Modul zur Steigerung der Energieeffizienz auf eine aktive Regelung der Fahrgeschwindigkeit durch Drosselung der Volumenströme verzichtet werden soll, stellt der Speicherdruck den Haupteinflussfaktor auf die an den Aktoren anliegenden Kräfte und somit auch auf die Fahrgeschwindigkeit der Bewegungsachse dar. Dabei gilt es einen guten Kompromiss zwischen der Limitierung der maximalen Fahrgeschwindigkeit und den erforderlichen Fahrzeiten zu finden. Zu große Fahrgeschwindigkeiten stellen sich dabei durch die damit verbundenen großen Volumenströme nachteilig bzgl. der Auswahl von Ventilen und Leitungen dar. Durch den Speicherdruck des dritten Speichers im entladenen Zustand (Zustand 1, siehe Abschnitt 4.1.1) wird die Schließkraft generiert.

Dieser Druck stellt somit abhängig vom Prozess eine fixe Größe dar. Der Vorladedruck sollte so gewählt werden, dass die Schließkraft über einen für die jeweilige Maschine sinnvollen Bereich variiert werden kann. Bei der Definition der Speichergröße muss ein sinnvoller Kompromiss zwischen Bauraum, Investitionskosten und erforderlicher Volumenänderungsarbeit gefunden werden. Generell steigen die Kosten und der Bauraum mit steigender Speichergröße. Die Volumenänderungsarbeit nimmt bei einer definierten Volumenänderung mit zunehmender Speichergröße ab. Bei dem dritten Speicher ist das nicht zwangsläufig ein Zielkonflikt, da dieser in der Referenzkonfiguration durch das Abbremsen der Schließeinheit geladen werden soll und durch die zunehmende Druckprogression und gleichermaßen zunehmenden Volumenänderungsarbeit bei abnehmender Speichergröße theoretisch auch ein kürzerer Bremsweg realisiert werden kann. Restriktionen bzgl. der minimalen Speichergröße werden dabei durch die zulässigen Speicherdrücke und die maximal vertretbaren Bremskräfte gesetzt, welche den Kenndaten der jeweiligen Komponenten zu entnehmen sind.

Bei den beiden Speichern die in der Referenzkonfiguration zur Leistungsversorgung der Fahrbewegung vorgesehen sind, erscheint es hingegen wünschenswert das Ladevolumen des Speichers mit einer möglichst geringen Volumenänderungsarbeit ändern zu können, da diese durch die Pumpe geladen werden. Dementsprechend besteht bei diesen Speichern der bereits angedeutete Zielkonflikt. Weiterhin unbekannt ist der Isentropenexponent zur Beschreibung der Zustandsänderung des in den Speichern enthaltenen Gases. Da

dieser wie bereits im Stand der Technik erläutert wurde von verschiedenen durch den Prozess definierten Faktoren abhängt, wird dieser als Kalibrierfaktor betrachtet worauf in den nachfolgenden Abschnitten noch detailliert eingegangen wird.

7.1.4 Ventilsteuerung

Eine besondere Herausforderung bei der Ansteuerung der einzelnen Ventile besteht darin den Bremsweg der Schließeinheit sinnvoll zu definieren. Dabei gilt es den Zeitpunkt zum Abbremsen der Schließeinheit in Abhängigkeit des aktuellen Systemzustandes (Geschwindigkeit, Drücke) so zu bestimmen, dass die Geschwindigkeit unmittelbar vor dem Kontakt der Formhälften bzw. vor dem Erreichen der gewünschten Position auf ein vertretbares Maß reduziert ist. Dies ist genau dann der Fall, wenn die kinetische Energie der Schließeinheit gegen Null geht. Verbleibende Abweichungen zwischen der realen Werkzeugposition und dem Kontakt der beiden Formhälften müssen über einen dann entsprechend durch eine Drosselsteuerung zu realisierenden Hub kompensiert werden.

Für diesen Vorgang existieren Standardlösungen, weshalb dieser im Rahmen dieser Arbeit nicht betrachtet wird. Ziel muss es allerdings sein, den verbleibenden Hub zu minimieren. Die Optimierung des Zeitpunktes für das Einleiten des Bremsintervalls bzw. die Optimierung des Bremsweges stellt somit ein Kernthema bzgl. der Ventilsteuerung dar. Eine Möglichkeit besteht darin den Bremsweg über die Energieerhaltung zu bestimmen. Dies soll an einem kurzen Gedankenexperiment veranschaulicht werden. Unter Vernachlässigung von Reibungsverlusten wird beim vollständigen Abbremsen der Schließeinheit mit einem Speicher die in der bewegten Masse enthaltene kinetische Energie von dem Hydrospeicher aufgenommen. Dies soll am Beispiel der Schließbewegung dargestellt werden. Dabei wird die Kolbenseite des Fahrzylinders durch Speicher 1 angetrieben. Zum Bremsen wird Speicher 3 genutzt. Es gilt allerdings zu beachten, dass der Fahrzylinder auch während des Abbremsens weiterhin von Speicher 1 angetrieben wird. Faktisch wird Speicher 3 also nicht nur durch die kinetische Energie der bewegten Masse geladen, sondern auch durch die Volumenänderungsarbeit, die Speicher 1 während des Bremsvorgangs am Fahrzylinder verrichtet. Es findet sich bei verlustfreier Betrachtung nach dem Abbremsen in Speicher 3 also die Summe aus der kinetischen Energie und der Volumenänderungsarbeit von Speicher 1 über das Hubvolumen des Kolbens während des Bremsvorgangs wieder. Weiterhin gilt es zu beachten, dass sich das System durch das Schalten der entsprechenden Wegeventile vor dem Abbremsen während einer Fahrbewegung verändert. Während der Beschleunigungsphase wird die potenzielle Energie von Speicher 1 in kinetische Energie umgewandelt. Dabei entspricht die Volumenänderungsarbeit von Speicher 1 der am Fahrzylinder verrichteten Arbeit, welche sich in der kinetischen Energie (verlustfreie Betrachtung) der Schließeinheit wiederfindet:

$$W_{1(1,2)} = E_{kin} = W_{FZ(1,2)} \quad \text{Gl. 7-2}$$

Dabei entspricht $W_{1(1,2)}$ der Volumenänderungsarbeit von Speicher 1 während der Schließbewegung, E_{kin} der kinetischen Energie der beweglichen Platte der Schließeinheit und $W_{Z(1,2)}$ der am Fahrzylinder verrichteten mechanischen Arbeit. Während des Bremsvorgangs wirkt sowohl der Druck des antreibenden Speichers 1 als auch der Gegendruck des zum Bremsen genutzten Speichers 3 auf den Fahrzylinder. Der Energieerhaltungssatz für den Bremsvorgang lässt sich wie folgt formulieren:

$$E_{kin} + W_{1(2,3)} = W_{3(1,2)} = W_{FZ(2,3)} \quad \text{Gl. 7-3}$$

Dabei stellt $W_{1(2,3)}$ die Volumenänderungsarbeit des im Speicher 1 enthaltenen Gases während des Bremsvorgangs, $W_{3(1,2)}$ die Volumenänderungsarbeit des im Speicher 3 enthaltenen Gases und $W_{Z(2,3)}$ die am Zylinder verrichtete Arbeit über den Abbremsvorgang dar. Die aktuelle Position sowie die aktuelle Geschwindigkeit des Fahrzylinders sind sowohl in der Simulation als auch an einer realen Schließeinheit zu jedem Zeitpunkt bekannt. Zusammen mit der Kenntnis der bewegten Masse und den geometrischen Abmaßen des Fahrzylinders lässt sich somit zu jedem Zeitpunkt die kinetische Energie sowie die

Volumenänderungsarbeit berechnen, die an dem zum Bremsen ausgewählten Speicher verrichtet werden würde, wenn das gesamte durch den Kolben verdrängte Fluidvolumen in diesen Speicher gedrückt wird. Der Verdrängungsvorgang findet exakt so lange statt, bis die gesamte kinetische Energie der bewegten Teile unter Berücksichtigung der Volumenänderungsarbeit von Speicher 1 abgebaut ist. Ziel ist es nun den Bremszeitpunkt so zu wählen, dass die kinetische Energie der bewegten Teile genau beim Kontakt der beiden Werkzeughälften abgebaut ist bzw. die Volumenänderungsarbeit am zum Bremsen genutzten Blasenspeicher durch das verdrängte Fluidvolumen exakt der Summe aus der abzubauenen kinetischen Energie und der Volumenänderungsarbeit von Speicher 1 über den Bremsweg entspricht. Unter Vernachlässigung von Reibungsverlusten gilt also mit Gl. 7-2 und Gl. 7-3:

$$\underbrace{\frac{1}{2} m \dot{s}^2}_{E_{kin}} + \underbrace{\frac{p_{1,1} V_{1,1}}{n-1} \left(\left(\frac{p(V_{1,x})}{p_{1,1}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)}_{W_{1(2,3)}} - \underbrace{\frac{p_{3,1} V_{3,1}}{n-1} \left(\left(\frac{p(V_{3,x})}{p_{3,1}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)}_{W_{3(1,2)}} = 0 \quad \text{Gl. 7-4}$$

Über $V_{1,x}$ und $V_{3,x}$ lässt sich theoretisch mit Hilfe der Kolbenfläche bzw. der Ringfläche der Bremsweg berechnen, bei dem die Energieerhaltungsbedingung erfüllt ist. Die praktische Umsetzung dieser Bedingung in ein funktionsfähiges Simulationsmodell ist allerdings mit einigen Schwierigkeiten verbunden. Aufgrund der komplexen Struktur dieser Gleichung konnte zur Berechnung des optimalen Bremsweges zum einen keine analytische Lösung gefunden werden, zum anderen führt die numerische Lösung dieser Gleichung während der Simulation mit Matlab/Simulink zu erheblichen Problemen bzgl. der Robustheit des Modells. Aus diesem Grund wurde zur Integration des Energieerhaltungssatzes zur Bestimmung des optimalen Bremszeitpunktes für das 2PS-Reku-Modul ein weniger komplexer, iterativer Ansatz gewählt. Wie sich Gl. 7-4 entnehmen lässt und bereits ausführlich beschrieben wurde, ist der optimale Bremsweg, also der Bremsweg bei dem der Schließeinheit die darin enthaltene kinetische Energie vollständig entzogen wird, abhängig von den Drücken in den an der Fahrbewegung beteiligten Speichern und dem Betrag der kinetischen Energie zum Zeitpunkt des Bremsens. Dabei sind die Speicherdrücke wiederum abhängig von dem Vorladedruck und der Speichergröße. Um die genannten Schwierigkeiten bei der Implementierung der Energieerhaltung in das Simulationsmodell zu umgehen, wurde der optimale Bremsweg in Abhängigkeit der genannten Einflussgrößen für die ersten Untersuchungen über Kennfelder in das Modell implementiert. Um diese Kennfelder zu generieren wurde eine Methode erarbeitet und in einem Matlab-Skript umgesetzt, welches die relevanten Einflussparameter in definierten Grenzen und Schrittweiten variiert und das Simulationsmodell entsprechend parametrisiert.

Für jede Konfiguration startet dieses Skript eine Optimierungsroutine, welche den optimalen Bremsweg iterativ ermittelt. Diese Methodik ist exemplarisch für das Beispiel der Schließbewegung in Abb. 7-4 dargestellt. Die Optimierungsroutine variiert für die jeweilige Konfiguration den Bremsweg innerhalb definierter Grenzen mit einer vorgegebenen Schrittweite, startet die Simulation und bewertet auf Basis der Simulationsergebnisse das vorgestellte Energieerhaltungskriterium. Ist dieses erfüllt, wird der zugehörige Bremsweg in einem Kennfeld hinterlegt und das übergeordnete Skript parametrisiert das Simulationsmodell in der nächsten Konfiguration. Dieser Vorgang wird so lange wiederholt, bis für alle zuvor definierten Konfigurationen der optimale Bremsweg gefunden und entsprechend in dem Kennfeld hinterlegt worden ist. Mit dieser Methodik lässt sich der optimale Bremsweg theoretisch in Abhängigkeit beliebig vieler Parameter in einem n-dimensionalen Kennfeld abbilden, wobei stets darauf geachtet werden sollte, dass die Datenmenge einen angemessenen Rahmen nicht überschreitet. Dies wird z. B. erforderlich, wenn die Schließkraft variiert werden soll, da der Druck im Speicher 3 mitbestimmend für den Bremsweg der Schließbewegung ist.

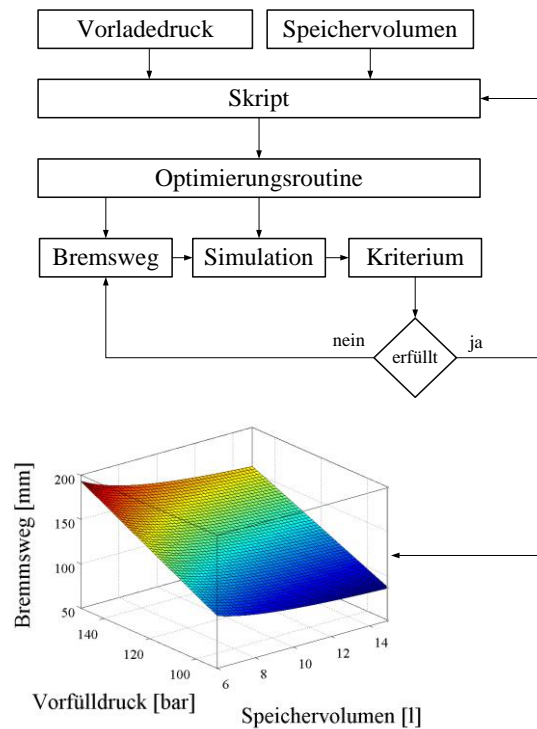


Abb. 7-4: Vorgehensweise zur Ermittlung des optimalen Bremsweges bei variierenden Speicherdrücken und Speichervolumen am Beispiel der Schließbewegung

In Abb. 7-5 ist das in der Optimierungsroutine implementierte Kriterium dargestellt, welches die Energieerhaltung auf Basis der simulierten Hubarbeit des Fahrzylinders beurteilt, da sich die dargestellten Volumenänderungsarbeiten bereits unter Berücksichtigung von Fluidreibungsverlusten in dieser widerspiegelt (Gl. 7-2 bis Gl. 7-4). Auf der linken Seite ist die Kraft am Fahrzylinder über den Kolbenhub für einen bereits optimierten Bremsweg dargestellt. Auf der rechten Seite ist dieser Verlauf für einen zu kurz gewählten Bremsweg dargestellt. So lange die resultierende Kraft am Fahrzylinder positiv ist, wird Energie für die Fahrbewegung aufgewendet (Entladen Speicher 1). Sobald die resultierende Kraft negativ wird, wird Energie aus der Fahrbewegung zurückgewonnen (Rekuperation Speicher 3). Die aufgewendete Kolbenarbeit ist dabei durch die schwarz schraffierte Fläche dargestellt, die rekuperierte Energie ist durch die orange schraffierte Fläche dargestellt. Da das Simulationsmodell Reibungsverluste berücksichtigt, kann die Forderung nach der vollständigen Rekuperation der aufgewendeten Kolbenhubarbeit niemals vollständig erfüllt werden. So liegt die Aufgabe der Optimierungsroutine darin, die Differenz zwischen der aufgewendeten und der rückgewonnenen Arbeit zu minimieren. Die Unterscheidung zwischen der rückgewonnenen Kolbenarbeit und der beim Kontakt dissipierten Arbeit erfolgt wegabhängig, da davon ausgegangen werden kann, dass keine Energie mehr rekuperiert wird sobald der Kolbenweg größer oder gleich Null ist.

Aus der Darstellung wird ersichtlich, dass die resultierende Kraft bei optimal eingestelltem Bremszeitpunkt kurz vor dem Kontakt der beiden Formhälften gegen Null geht. Dies ist bei dem zu spät eingestellten Bremszeitpunkt nicht der Fall, da die bewegliche Platte der Schließeinheit bei dem Kontakt der Formhälften noch einen hohen Energiegehalt hat. Diese muss durch die Deformation der Formplatten absorbiert werden (rot schraffierte Fläche). Der Betrag der dabei auftretenden Lastspitzen ist von der Steifigkeit dieser abhängig und belastet alle kraftführenden Bauteile. Diese Vorgehensweise wurde für die Untersuchungen des Modells in der Referenzkonfiguration erarbeitet. Für eine reale Anwendung ist es erstrebenswert eine analytische Vorgehensweise zur Definition des optimalen Bremsweges zu erarbeiten und umzusetzen, worauf in den nachfolgenden Kapiteln noch eingegangen wird. Weiterhin ist anzumerken, dass der hier dargestellte Ablauf keinen Mechanismus zur Werkzeugsicherung enthält. Vor einer praxistauglichen Umsetzung an einer Schließeinheit ist es erforderlich eine Strategie zur Werkzeugsicherung in das Konzept zu integrieren (wird im Rahmen dieser Arbeit nicht behandelt). Ein denkbarer Ansatz besteht darin (über

einen definierten Kolbenhub vor dem Kontakt der beiden Werkzeughälften) eine entsprechende Druckabsicherung zu implementieren.

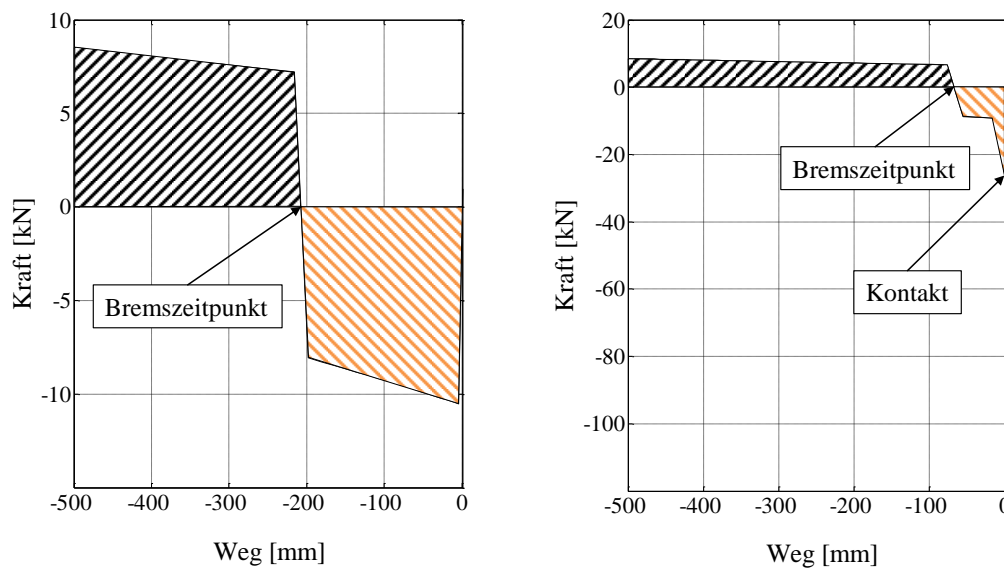


Abb. 7-5: Bestimmung des Bremsweges mit Hilfe eines iterativen Ansatzes (links Bremszeitpunkt optimal, rechts verspäteter Bremszeitpunkt)

7.1.5 Aufladen der Speicher

Das Aufladen der Speicher hat eine zentrale Bedeutung für das 2PS-Reku-Modul, da hierbei elektrische Energie verbraucht wird. Letzten Endes dienen alle Maßnahmen dem einzigen Zweck, den elektrischen Energieverbrauch des 2PS-Reku-Moduls bei Beachtung vorgegebener prozessspezifischer Randbedingungen auf ein Minimum zu reduzieren. Es gibt drei Einflussfaktoren auf den Energieverbrauch einer elektro-mechanisch angetriebenen Pumpe.

- Der Wirkungsgrad der verwendeten Komponenten in dem jeweiligen Betriebspunkt.
- Der Förderstrom bzw. bei gegebener Drehzahl Fördervolumen der Pumpe.
- Der Druckgradient über der Pumpe.

Die Dimensionierung der Antriebseinheit richtet sich bei dem 2PS-Reku-Modul wie beim S-A-Modul nach der kürzesten Zykluszeit und dem maximalen Energiebedarf der zugeordneten Achsfunktionen. Dabei konnte am S-A-Modul gezeigt werden, dass es nicht zwingenderweise sinnvoll ist variierende Zykluszeiten über eine Variation der Antriebsdrehzahl zu realisieren. Alternative Ansätze werden noch in den nachfolgenden Kapiteln untersucht werden. Grundsätzlich bietet es sich allerdings an, die Speicher im Nennbetriebspunkt zu laden und die Pumpe anschließend in einem drucklosen Umlauf zu betreiben. Durch diese Maßnahme würden prinzipiell zwei der drei Einflussfaktoren positiv beeinflusst. Somit arbeitet die Antriebseinheit während des Ladens in einem nahezu konstanten Betriebspunkt nah am Nennbetriebspunkt wodurch der Wirkungsgrad hoch ist. Während des drucklosen Umlaufes arbeitet die Antriebseinheit zwar in einem Betriebspunkt mit einem schlechten Wirkungsgrad, aufgrund der sehr niedrigen abgegebenen Leistung ist dabei der Energieverbrauch dennoch gering. Für den jeweiligen Anwendungsfall gilt es zu prüfen, inwiefern sich die Antriebseinheit über den Zeitraum in dem kein Speicher geladen wird abschalten lässt. Dies ist u. a. abhängig von der Nennleistung der Antriebsmaschine. Grundsätzlich stehen die Einspritz- und Nachdruckphase sowie die Restkühlzeit zum Laden der Speicher zur Verfügung. Somit muss zur Dimensionierung der Antriebseinheit ein Prozess mit den maximal zu realisierenden Anforderungen definiert werden, nach dem sich die Auslegung richtet. Diese erfolgt dann analog zu der im Anhang A7 dargestellten Auslegung der Antriebseinheit des integrierten S-A-Moduls.

7.2 Validierung und modellbasierte Untersuchungen der Arbeitsfunktion

Neben der Parametrierung der einzelnen Systemkomponenten, wurden im Rahmen dieser Arbeit die einzelnen Funktionsgruppen des 2PS-Reku-Moduls validiert, um die Aussagekraft der Simulationen weiter zu steigern. Dabei lässt sich eine Schließeinheit im Allgemeinen in zwei Funktionsgruppen einteilen. Zum einen realisiert eine Schließeinheit eine Bewegungsfunktion beim Öffnen und beim Schließen, zum anderen wird während des Schließkraftaufbaus eine Arbeitsfunktion ausgeführt. Im Folgenden wird dargestellt, wie die Arbeitsfunktion des 2PS-Reku-Moduls an dem Demonstrator des S-A-Moduls experimentell validiert und das validierte Modell zur Analyse der Arbeitsfunktion genutzt wurde.

7.2.1 Validierung der Arbeitsfunktion

Zur Validierung der Arbeitsfunktion wurde ein Modell zur Simulation des integrierten S-A-Moduls aufgebaut und an den Versuchen am Demonstrator abgeglichen. Dabei wurden alle Größen miteinander verglichen, die im Rahmen der experimentellen Untersuchungen gemessen werden konnten (Druckverlauf, Schließkraftverlauf, Kolbenhub, Energieverbrauch). Durch diesen Abgleich sollten Parameter zur Modellbildung des integrierten S-A-Moduls ermittelt werden, durch die sich die Arbeitsfunktion in der Simulation korrekt abbilden lässt. Diese Parameter lassen sich auf das Modell des 2PS-Reku-Moduls übertragen, da die Arbeitsfunktion dieses Moduls und der Kraftaufbau am S-A-Modul identisch sind. Eine strukturelle Darstellung des Simulationsmodells des integrierten S-A-Moduls sowie ein Überblick über die Vorgehensweise bei der Validierung werden in Abb. 7-6 gegeben.

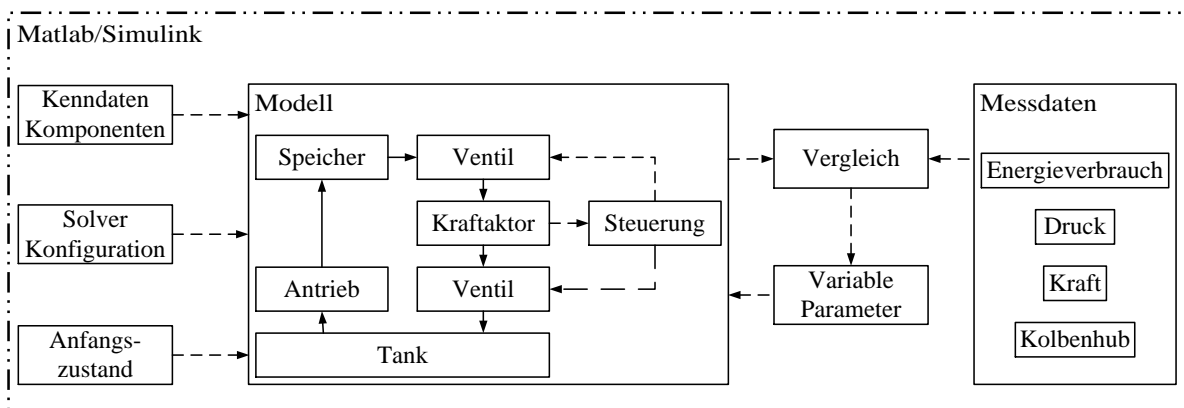


Abb. 7-6: Modellbildung und Validierung der Arbeitsfunktion des 2PS-Reku-Moduls am integrierten S-A-Modul

Vor der Simulation werden dem Modell die Kenndaten der einzelnen Komponenten sowie die Parameter zur Solver Konfiguration und der Anfangszustand übergeben. Dabei können die Kenndaten der einzelnen Komponenten bzw. deren charakteristischen Eigenschaften über die bereits dargestellten Methoden auf das Modell übertragen werden. In Abhängigkeit dieser Größen wird das zeitliche Systemverhalten simuliert und alle simulierten Größen in einer Datei dokumentiert. Im nächsten Schritt werden diese Daten in eine dazu erarbeitete Auswerterroutine geladen und mit den Daten der experimentellen Untersuchungen verglichen. Abweichungen zwischen den Messdaten und den Simulationsergebnissen lassen sich durch einige verbleibende nicht bekannte Modellparameter der einzelnen Komponenten angleichen. Beispielsweise ist die Art der Zustandsänderung des Gases innerhalb des Hydospeichers unbekannt, welche in der Realität stets zwischen den beiden Extremfällen isotherme und adiabate Expansion abläuft. Von dem Modell wird auch der Einfluss der Kompressibilität des Arbeitsmediums sowie die druckbedingte Dehnung aller elastisch deformierbaren und am Druckaufbau beteiligten Komponenten (im Wesentlichen Schlauchleitungen) berücksichtigt. Der Betrag dieser Dehnungen ist für den Demonstrator des integrierten S-A-Moduls unbekannt und abhängig von vielen einzelnen Faktoren die in Summe das elastische Gesamtverhalten des Systems definieren. Dabei spielen insbesondere die konstruktiven Merkmale des Demonstrators eine entscheidende Rolle, da diese u. a. dafür verantwortlich sind welche Fluidvolumina sich in dem System

befinden. Es ist zu erwarten, dass die absolute Kompressibilität des Arbeitsfluides sowie die resultierende Gesamtelastizität der druckführenden Leitungen einen Einfluss auf den Druckabfall im Speicher haben, da dieser durch die Volumenänderung im Speicher definiert wird. Alle konstruktiv bedingten Eigenschaften und die diese beschreibenden Parameter, welche im Rahmen dieser Untersuchung ermittelt werden, haben also ausschließlich Gültigkeit bei dem dargestellten Demonstrator des integrierten S-A-Moduls. Aufgrund dieser Tatsache sind alle von der konstruktiven Umsetzung abhängigen experimentell gewonnenen Parameter lediglich ein Anhaltspunkt für eine Größenordnung, die für das Modell des 2PS-Reku-Modul eine Ausgangssituation darstellen. Eine weitere Stellgröße für die Validierung des Modells ist das Realgasverhalten des Gases im Speicher. Da bei den vorliegenden Drücken nicht mehr von einem idealen Gas ausgegangen werden kann, ist somit auch der Adiabatenexponent welcher die vollständig adiabate Zustandsänderung beschreibt unbekannt. Weitere unbekannte Größen sind die Kompressibilität des Arbeitsfluides im Sinne einer Stoffeigenschaft, welche von dem Anteil des darin gelösten Gases abhängt sowie die Summe der internen und externen Leckagen des Systems. Die genannten Effekte können alle in der Simulation abgebildet werden, wobei sich die zugehörigen Parameter bei der im Demonstrator eingesetzten Messtechnik nur schwer bestimmen lassen. Die somit unbekannt Parameter wurden im Rahmen dieser Arbeit als Simulationsvariablen betrachtet, um das simulierte Systemverhalten an die Messdaten anzugleichen. Bei derartigen Maßnahmen gilt es allerdings stets die physikalische Sinnhaftigkeit bei der Variation der Variablen zu beachten.

In Abb. 7-7 sind die simulierten und gemessenen Verläufe für die genannten Systemvariablen für das S-A-Modul in einem definierten Betriebspunkt gegenübergestellt. Dabei sind in dem oberen Fenster die Kraftverläufe, in dem mittleren Fenster die Druckverläufe und in dem unteren Fenster der Verlauf der elektrischen Leistung der Antriebseinheit dargestellt. Betrachtet wird dabei der 10 s Zyklus aus der Versuchsmatrix, bei dem das S-A-Modul die günstigsten energetischen Eigenschaften aufweist. Die Simulation wurde dabei zunächst mit den vorkonfigurierten Kalibrierparametern durchgeführt. Dabei wurde der Isentropenexponent mit einem Wert von 1,4 konfiguriert, was einer adiabaten Zustandsänderung eines idealen Gases entspricht. Die druckführenden Leitungen wurden dabei als unendlich steif angenommen und die Kompressibilität des Arbeitsmediums wurde nicht berücksichtigt.

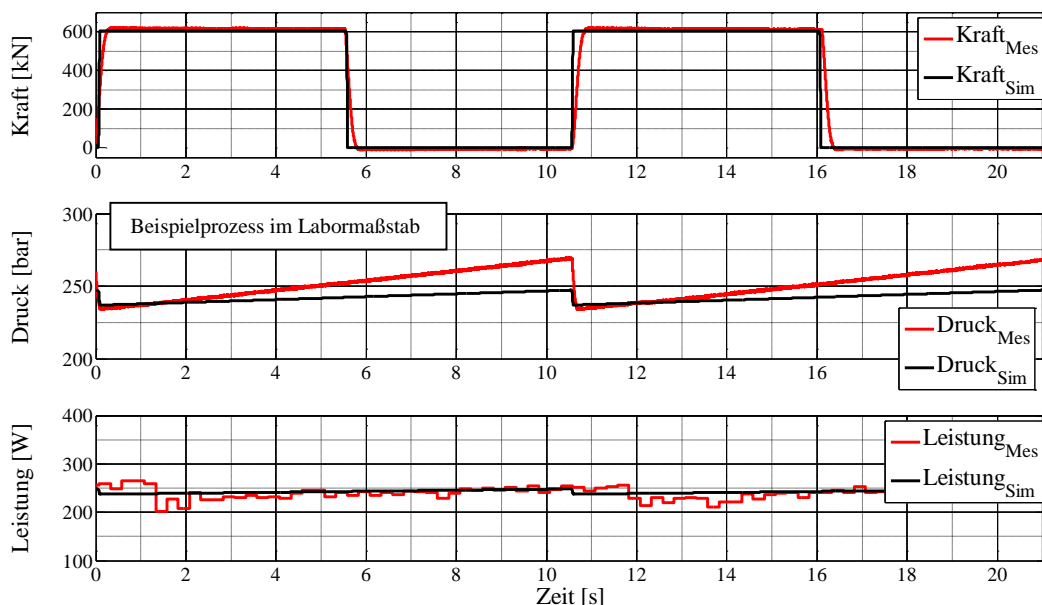


Abb. 7-7: Vergleich gemessener (rot dargestellt) und simulierter (schwarz dargestellt) Zustandsgrößen des S-A-Moduls in der Ausgangskonfiguration

Wie aus der Abbildung ersichtlich wird, wird der Betrag der aufgebrachten Schließkraft bei dieser Konfiguration trotzdem mit hoher Genauigkeit abgebildet. Dies ist immer dann der Fall, wenn der simulierte Speicherdruck im entladenen Zustand in guter Näherung mit der Messung übereinstimmt. Für den Fall des

integrierten S-A-Moduls wird der Speicherdruck im entladenen Zustand vorgegeben, da er eine Dimensionierungsgröße ist. Somit wird die gute Übereinstimmung der simulierten Kraft mit der gemessenen Kraft was den absoluten Betrag angeht gewissermaßen erzwungen. In der Abbildung ist eine große Abweichung zwischen dem zeitlichen Verlauf des simulierten und des gemessenen Speicherdrucks erkennbar. Dabei fällt auf, dass der simulierte Druckabfall im Speicher beim Kraftaufbau wesentlich geringer ist als der gemessene. Für dieses Verhalten gibt es zwei mögliche Ursachen. Zum einen kann die reale Speicherkennlinie einen steileren Verlauf aufweisen als die des Speichermodells. Zum anderen kann die Volumenänderung im Speicher in der Realität größer sein als in der Simulation. Eine steilere Speicherkennlinie ist z. B. dann zu erwarten, wenn von einem Realgasverhalten ausgegangen wird. Dabei ist bekannt, dass sich Stickstoff bei Drücken oberhalb von 200 bar nicht mehr wie ein ideales Gas verhält, wodurch eine Modifikation des Adiabatenexponenten zu rechtfertigen und physikalisch sinnvoll ist.

Abweichungen die durch eine fehlerhaft abgebildete Volumenänderung im Speicher hervorgerufen werden, sind bereits aus dieser Darstellung bzw. der hinter der Darstellung stehenden Modellmodifikationen ersichtlich. Um den idealisierten Modelleigenschaften gerecht zu werden, musste die Pumpendrehzahl in der Simulation herabgesetzt werden, da im Modell für den Kraftaufbau scheinbar ein geringeres Fluidvolumen aus dem Speicher entnommen werden muss als in der Realität. Durch diese Maßnahme wird der Druck im geladenen Zustand wie am Demonstrator erst gegen Ende der Zykluszeit erreicht. Es sei dabei ausdrücklich darauf hingewiesen, dass die Pumpendrehzahl kein Kalibrierparameter ist, da diese aus den experimentellen Untersuchungen näherungsweise bekannt ist. Die Pumpendrehzahl wurde an dieser Stelle nur angepasst, um einen durch die Kompressibilität und Elastizität bedingten Effekt zu veranschaulichen. Zur Identifikation der Modellparameter, welche die Kompressibilität des Arbeitsmediums und die Elastizität der druckführenden Leitungen beschreibt, wurde das im Experiment durch die Pumpeneinheit über den Zyklus geförderte Volumen mit der simulierten Volumenänderung im Speicher verglichen. Dabei wurden der Drehzahlschlupf und die pumpeninternen Leckagen mit Hilfe von Herstellerangaben bzw. Literaturwerten berücksichtigt. Die Differenz zwischen dem simulierten Volumen und dem tatsächlich benötigten Volumen findet sich in den beschriebenen Kompressibilitäts- und Elastizitätseffekten sowie in der Leckage wieder. Der Betrag dieser Differenz kann zur Parametrierung der entsprechenden Modellblöcke herangezogen werden.

Die Simulation des elektrischen Energieverbrauchs konnte bereits in der Ausgangskonfiguration durch die Vorgabe eines abgeschätzten Wirkungsgrades der Antriebseinheit mit hoher Genauigkeit abgebildet werden. Dabei ist anzumerken, dass aufgrund des sinusförmigen Verlaufes der Wirkleistung hier nicht der zeitliche Verlauf des Momentanwertes, sondern jeweils der Mittelwert über ein zeitlich definiertes Intervall dargestellt ist, woraus sich der stufenförmige Verlauf der gemessenen Wirkleistung ergibt. Weitere Abweichungen sind bei der zeitlichen Übereinstimmung zwischen der Simulation und der Messung beim Kraftauf- und Kraftabbau erkennbar. Dieser Effekt lässt sich auf eine unzureichend genaue Abbildung der vorhandenen Fließwiderstände bedingt durch die Rohr- und Schlauchleitungen zurückführen. Zur Abbildung der für die Abweichungen verantwortlichen Effekte in dem Simulationsmodell, wurde die Steifigkeit der druckführenden Leitungen im Modell so angepasst, dass das aus dem Speicher abgerufene Volumen beim Kraftaufbau dem wie gerade beschriebenen abgeschätzten im Experiment geförderten Volumen entspricht. Im nächsten Schritt wurde der Isentropenexponent angepasst, um die verbleibenden Abweichungen zu minimieren. Des Weiteren wurde neben den bereits dargestellten kalibrierten Ventilmodellen ein Fließwiderstand in das Modell integriert, welcher den Fließwiderstand der verwendeten Rohrleitungen, Rohrkrümmer und Anschlussstücke abbildet. An dieser Stelle sei ausdrücklich darauf hingewiesen, dass die konstruktive Gestaltung des Demonstrators nicht in dem Maße energetisch optimiert wurde, wie es für den industriellen Einsatz zu empfehlen wäre. Da es sich hier um ein Experimentalsystem handelt, bei dem die Verschaltung der einzelnen Ventile im Laufe der Zeit optimiert wurde, wurde der gesamte Aufbau über Rohr- und Schlauchverbindungen realisiert. Darüber hinaus wurden bei der Verbindung der einzelnen Ventile konventionelle 90° Rohrkrümmer verwendet, welche ebenfalls größere Fließwiderstände mit sich bringen als konstruktiv ausgereifte Ventilblöcke. Für eine industrielle Anwendung wäre eine kompakte Ventilblockbauweise zu empfehlen, welche zum einen das systeminterne Fluidvolumen reduziert und zum anderen eine höhere Steifigkeit in der druckführenden Struktur aufweist. Eine derartige konstruktive Umsetzung am Demonstrator hätte dazu geführt, dass sich die hydraulische Verschaltung im Nachhinein

nicht mehr verändern lässt. Eine Gegenüberstellung der Messdaten aus den experimentellen Untersuchungen mit dem simulierten und wie gerade beschriebenen validierten Systemverhalten ist exemplarisch für den gleichen Betriebspunkt wie bei dem nicht kalibrierten Modell in Abb. 7-8 dargestellt.

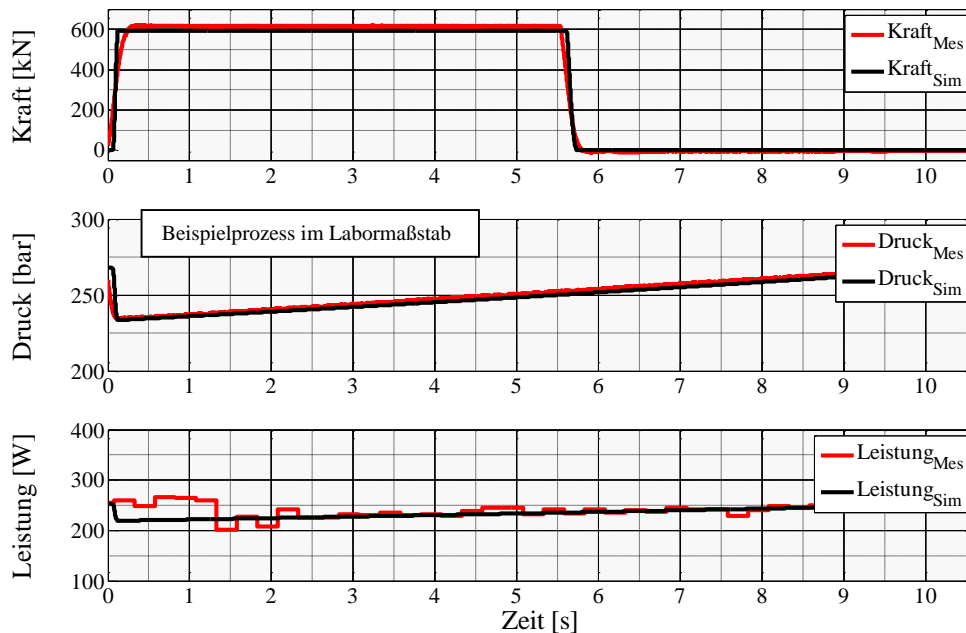


Abb. 7-8: Vergleich gemessener (rot dargestellt) und simulierter (schwarz dargestellt) Zustandsgrößen des S-A-Moduls nach der Validierung

Dabei sind in dem oberen Fenster analog zu Abb. 7-7 die Kraftverläufe, in dem mittleren Fenster die Druckverläufe und in dem unteren Fenster der Verlauf der elektrischen Leistung der Antriebseinheit dargestellt. Die Simulationen zeigen in allen verfügbaren Größen eine sehr gute Übereinstimmung mit den Ergebnissen aus den experimentellen Untersuchungen. Geringe Abweichungen zeigen sich trotz der modifizierten Fließwiderstände in der benötigten Zeit für den Kraftaufbau sowie für den Kraftabbau. Zur weiteren Validierung wurden alle im Experiment betrachteten Betriebspunkte simuliert. Dabei zeigten sich in allen Betriebspunkten Übereinstimmungen zwischen Experiment und Simulation in der Qualität wie sie in Abb. 7-8 dargestellt ist. Auch die Betrachtung der integralen Kenngrößen wie z. B. der elektrische Energieverbrauch des Antriebsmotors zeigt eine sehr gute Übereinstimmung mit den experimentell gewonnenen Daten.

7.2.2 Modellbasierte Untersuchungen

Im Folgenden soll nun das validierte Simulationsmodell dazu genutzt werden, die einzelnen Energiewandlungsschritte beim Kraftaufbau tiefergehend zu analysieren. Dazu wurden simulierte Zustandsgrößen ausgewertet, die im Rahmen der experimentellen Untersuchungen nicht erfasst werden konnten (Volumenströme und Drücke sowie die daraus resultierend hydraulische Leistungen und Energien). Es wurden dabei nach allen relevanten Energiewandlungsschritten an definierten Bilanzpunkten die umgesetzten Leistungen in den jeweiligen Formen bilanziert. Der erste Bilanzpunkt befindet sich vor der Asynchronmaschine und bilanziert den elektrischen Energieverbrauch, welcher bereits aus den Messdaten bekannt ist. Im nächsten Schritt wird die hydraulische Energie am Ausgang der Pumpe bilanziert. Bis zu diesem Bilanzpunkt sind der Energieverbrauch bzw. die betrachteten energetischen Größen ausschließlich abhängig von den Eigenschaften der Antriebseinheit in dem jeweiligen Betriebspunkt und können bei der Auslegung und der Auswahl dieser modifiziert werden. Ein weiterer Bilanzpunkt befindet sich hinter dem Hydrospeicher. Im nächsten Schritt wird die mechanische Arbeit des Schließkraftaktors bilanziert. Dieser Energiewandlungsschritt ist bei dem S-A-Modul mit prinzipbedingten Verlusten behaftet, welche noch betrachtet werden. Als letzten Bilanzpunkt wird die hydraulisch verrichtete Arbeit im Rücklauf zum Tank

betrachtet, welche durch die Verdrängung des Mediums aus dem Aktor bei der Entspannung der elastisch deformierten Bauteile geleistet wird. Der simulierte Energiefluss aus zwei verschiedenen Simulationen ist in Abb. 7-9 dargestellt.

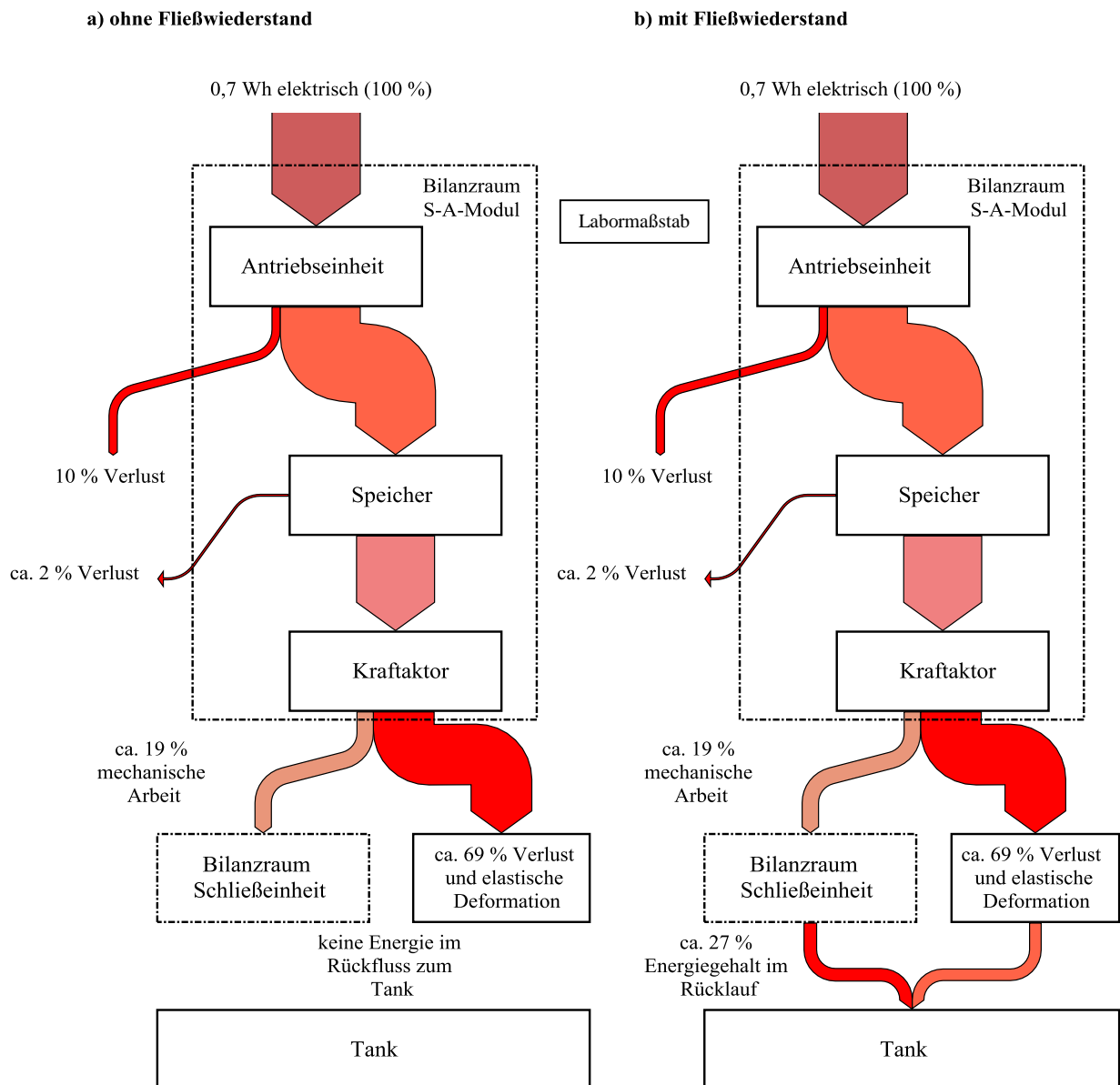


Abb. 7-9: Energiefluss im S-A-Modul mit und ohne Fließwiderstand im Systemrücklauf

Die beiden Simulationen unterscheiden sich in einem Fließwiderstand im Rücklauf zum Tank. Bei der auf der linken Seite dargestellten Energiebilanz wurde der Rücklauf zum Tank im Modell reibungsfrei gestaltet, bei der auf der rechten Seite dargestellten Energiebilanz wurde ein Fließwiderstand im Rücklauf zum Tank simuliert, wie er auch in der Realität vorhanden sein wird. Betrachtet werden nun zunächst die Simulationsergebnisse mit dem Fließwiderstand. Aus der Abbildung wird deutlich, dass die wirkungsgradbedingten Verluste der einzelnen Komponenten wie der Antriebseinheit und des Speichers nur einen kleinen Teil der Gesamtverluste ausmachen. Der größte Energieverlust tritt bei dem System bei der Umwandlung der hydraulischen Energie aus dem Speicher in die Federenergie der Schließeinheit beim Kraftaufbau auf. Dieser Effekt ist im Wesentlichen auf zwei Ursachen zurückzuführen.

1. Ein Teil der Energie wird für die Kompression des Arbeitsmediums aufgewendet.
2. Ein Teil der Energie wird für das Dehnen der Schlauchleitungen aufgewendet.

3. Ein Großteil der Energie wird prinzipbedingt durch die große Differenz der Druckniveaus zwischen dem Speicher und dem Aktor (vor dem Schließkraftaufbau) während des Schließkraftaufbaus dissipiert.

Bei Betrachtung der im Arbeitsmedium im Rücklauf enthaltenen Energie bei der rechts dargestellten Energiebilanz kann festgestellt werden, dass diese größer ist als die in der Schließeinheit gespeicherte Federenergie. Dieser Effekt ist darauf zurückzuführen, dass auch in den elastisch deformierten Schlauchleitungen und dem komprimierten Arbeitsmedium Energie gespeichert ist, welche beim Kraftabbau im Arbeitsmedium messbar bzw. in den simulierten energetischen Kennwerten (Druck, Volumen) enthalten ist.

Um die dritte Ursache für den hohen Energieverbrauch bei der Umwandlung der hydraulischen Energie in mechanische Energie genauer zu analysieren und zu erklären, wird die Energiebilanz an der Schließeinheit bei dem reibungsfrei angenommenen Rücklauf betrachtet. Aufgrund der fehlenden Reibung kommt es durch den Kraftabbau zu keiner Druckerhöhung im Rücklauf. Die gespannte Feder der Schließeinheit entspannt sich widerstandsfrei. Das abfließende Fluid überträgt aufgrund des sehr niedrigen Druckniveaus (bei vollständiger Reibungsfreiheit ist das Druckniveau gleich Null) keine Leistung und verrichtet somit auch keine Arbeit. Die gesamte Federenergie muss somit also vollständig am hydraulischen Anschluss des Aktors dissipiert werden, da das Produkt aus einer Druckdifferenz und einem Volumenstrom mit einer Verlustleistung gleichzusetzen ist. Aufgrund des Fließwiderstandes bei den Simulationen deren Energiebilanz in Abb. 7-9 auf der rechten Seite dargestellt wird, kommt es zu einem Druckanstieg im Rücklauf, wodurch die Druckdifferenz zwischen der Kolbenkammer im Aktor und der Leitung kleiner wird. Das Arbeitsmedium überträgt also in diesem Falle zunächst einmal Leistung, da weniger Energie am Auslass des Aktors dissipiert wird. Bei dem betrachteten System führt dies allerdings zu einer Verlustleistung an dem Fließwiderstand im Rücklauf zum Tank, da das Arbeitsmedium an dieser Stelle auf Umgebungsdruck entspannt wird. Es verlagert sich also nur der Ort an dem die Energie dissipiert wird.

Verluste beim Kraftaufbau

Ein ähnlicher Effekt tritt bei dem Schließkraftaufbau mit der in dem Speicher enthaltenen Energie auf. Zum Zeitpunkt vor dem Schließkraftaufbau kann der geladene Speicher als eine vorgespannte Feder betrachtet werden. Auf der anderen Seite verhält sich die Schließeinheit bei geschlossenem Werkzeug im verriegelten Zustand aber noch drucklosen Kraftaktoren wie eine ungespannte Feder. Wird nun die Schließkraft mit Hilfe der gespeicherten Energie aufgebaut, entlädt sich die gespannte Feder zunächst gegen die ungespannte Feder. Ähnlich wie bei dem Beispiel mit dem drucklosen Kraftabbau wird dem Speicher dabei Energie auf einem hohen energetischen Niveau entnommen und an der Feder aufgrund des geringen Kraftniveaus wenig Arbeit verrichtet. Wie bei dem Beispiel mit dem reibungsfreien Rücklauf liegt die Ursache der Verluste in der Druckdifferenz zwischen dem geladenen Speicher und der druckfreien Zylinderkammer des Aktors. Diese Druckdifferenz geht über den Schließkraftaufbau und dem dabei aufgewendeten Volumenstrom mit einer entsprechenden Verlustleistung einher. Dieser Zusammenhang wird weiter in Abb. 7-10 veranschaulicht. Dabei ist durch die schwarze durchgehende Linie die Speicherkennlinie bei einer adiabaten Zustandsänderung eines idealen Gases dargestellt. Der Speicher hat im geladenen Zustand vor dem Aufbau der Schließkraft den Druck p_2 . Der Kraftaktor ist zu diesem Zeitpunkt noch druckfrei. Wird nun der Speicher über ein Ventil mit dem Kraftaktor verbunden, entlädt sich der Speicher so lange, bis ein Druckgleichgewicht zwischen dem Speicher und dem Kraftaktor herrscht. Dabei stellt sich der Druck p_1 im gesamten System ein. Die dabei vom Speicher abgegebene Volumenänderungsarbeit entspricht der Fläche unter der Kurve der Zustandsänderung zwischen den beiden Druckniveaus (in Abb. 7-10 durch die schwarz schraffierte Fläche dargestellt). Das dabei dem Speicher entnommene Volumen fließt bei dieser modellhaften (theoretisch verlustfreien) Betrachtung vollständig in den Kraftaktor. Aufgrund des elastischen Verhaltens der Schließeinheit steigt der Druck im Kraftaktor abhängig von der Federsteifigkeit proportional zu diesem Volumen an. Die Volumenänderungsarbeit die dabei am Kraftaktor verrichtet wird lässt sich ebenfalls durch die Fläche unter der Kennlinie der Zustandsänderung darstellen (orange schraffiert). Werden nun die beiden Zustandsänderungen entlang der Abszisse verschoben (soweit das die Flächen übereinander liegen) wird ersichtlich, dass die Änderung der potenziellen Energie am Speicher wesentlich größer ist als am Aktor. Die

Verschiebung dient dabei nur der Visualisierung und hat keinerlei physikalische Relevanz. Die Differenz der Energieänderungen beider Teilsysteme ist durch die rot schraffierte Fläche dargestellt. Interessant wird diese Beobachtung dadurch, dass diese Darstellungen stark idealisierte Modellvorstellungen repräsentieren, bei denen die Zustandsänderungen sowohl adiabatisch als auch reibungsfrei erfolgen. Wird die Zustandsänderung am Speicher als Aufwand betrachtet (muss bei jedem Zyklus durch die Pumpe wieder aufgeladen werden) und die Zustandsänderung am Kraftaktor als Nutzen (die Aufgabe des Systems ist das Aufbringen der Schließkraft), liegt der erzielbare Wirkungsgrad dieses Systems prinzipbedingt stets unter 50 %. Bei einem realen technischen System sinkt dieser Wirkungsgrad aufgrund vorhandener Verluste ggf. weiter. Interessant an dieser Überlegung ist der Sachverhalt, dass sich die dargestellten Verluste nicht durch die Änderung von Konstruktionsparametern verringern lassen.

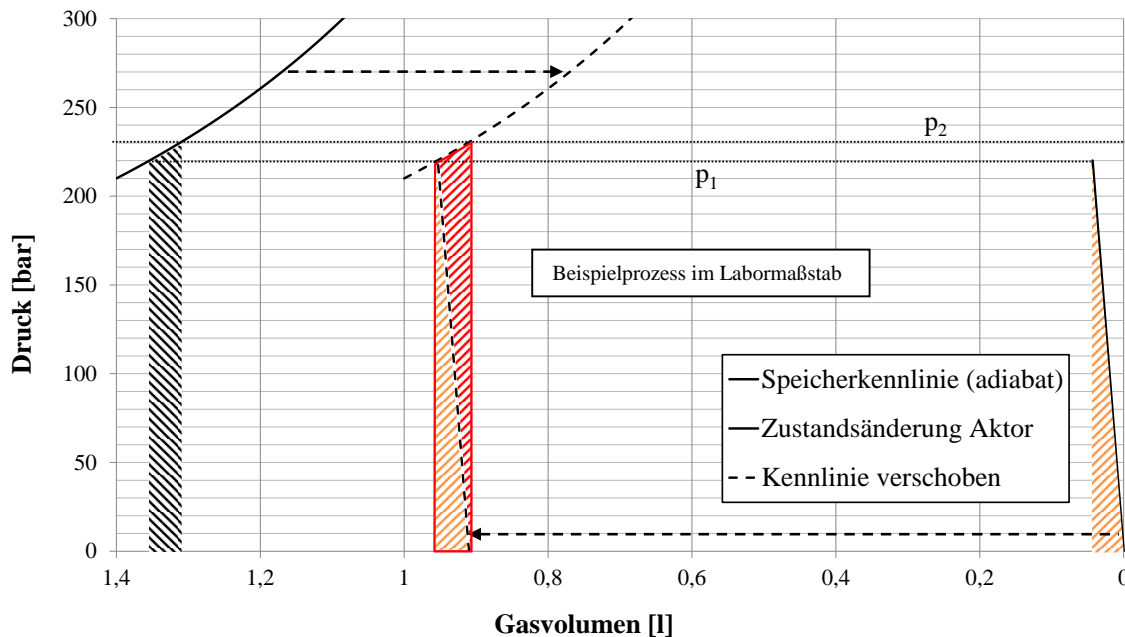


Abb. 7-10: Energetische Betrachtung der Zustandsänderungen beim Kraftaufbau

Eine geeignete Maßnahme zur Reduzierung von Drosselverlusten besteht allgemein in der Reduzierung von Fließwiderständen, beispielsweise durch eine entsprechende Auslegung der Ventile. Eine derartige Maßnahme führt bei dem betrachteten System allerdings nicht zu einer Abnahme der energetischen Verluste, sondern nur zu einer Änderung der Geschwindigkeit mit der der Kraftaufbau stattfindet (gemäß dem „Ohm’schen Gesetz der Hydraulik“), da die Fließwiderstände im System bei dem hier betrachteten Anwendungsfall nicht für die Druckdifferenz verantwortlich sind. Anders formuliert liegt die Ursache des schlechten Wirkungsgrades darin, dass die vom Speicher abgegebene Arbeit nicht ausreichend genutzt wird. Aufgrund des hohen Druckniveaus im Speicher vor dem Kraftaufbau, wäre es ohne weiteres möglich, einen wesentlich größeren Widerstand zu überwinden, als den durch das elastische Verhalten des Werkzeugs und der Schließeinheit bedingte Widerstand. Auf diesen Gedanken wird in Abschnitt 8.1.4 noch weiter eingegangen.

Druckloser Umlauf bei variierenden Zykluszeiten

Die bisher beschriebenen modellbasierten Untersuchungen befassen sich im Wesentlichen mit der energetischen Analyse des S-A-Moduls im Nennbetriebspunkt. Die experimentellen Untersuchungen die bereits im Abschnitt 5.2.1 dargestellt wurden haben allerdings gezeigt, dass der Energieverbrauch dieser Einheit bei der vorgeschlagenen Betriebsweise hochgradig von der Zykluszeit abhängig ist. Eine einfach zu realisierende Möglichkeit den Energieverbrauch auch bei längeren Zykluszeiten zu reduzieren besteht in einer alternativen Betriebsweise des S-A-Moduls. Wie bereits gezeigt wurde, liegt das durchschnittliche Wirkleistungsniveau bei ca. 250 W. In diesem Leistungsbereich ist es stark zu hinterfragen, ob hier im Falle variierender Leistung von Lastspitzen gesprochen werden kann. Wird nun (abweichend von der ursprünglich

vorgesehenen Betriebsweise) ein variierender Leistungsumsatz als zulässig betrachtet, so bietet sich die Möglichkeit, bei langen Zykluszeiten mit Hilfe eines zusätzlichen Wegeventils über einen Bypass einen drucklosen Umlauf (dIU) zu realisieren. Diese Maßnahme würde den Einsatz eines Frequenzumrichters überflüssig machen. Zur Abschätzung des Potenzials dieser Maßnahme wurde das Modell des S-A-Moduls um einen entsprechenden Bypass erweitert, welcher sich mit einem Wegeventil öffnen und schließen lässt. Aufgrund des sehr niedrigen Volumenstroms der Antriebseinheit in der vorliegenden Konfiguration von 0,54 l/min ist gemäß den Datenblättern der Hersteller der dazu erforderlichen Ventile von einem Druckaufbau durch ein Wegeventil der Nenngröße 6 von unter 2 bar zu erwarten. Da das exakte Kennfeld der Antriebskomponenten unbekannt ist, aber davon auszugehen ist, dass die Antriebseinheit bei sinkender Auslastung einen stark sinkenden Wirkungsgrad aufweisen wird, wurde ein Druckverbraucher in dem Bypass installiert, welcher zu einem Druckaufbau von 20 bar führt. Diese stark überzogene Annahme soll alle Unsicherheiten bzgl. des unbekanntes Wirkungsgrades und der sonstigen nicht berücksichtigten Verluste in einer Art „worst case“ Szenario kompensieren. Die Ergebnisse der mit diesem Modell durchgeführten Simulationen sind in Abb. 7-11 dargestellt.

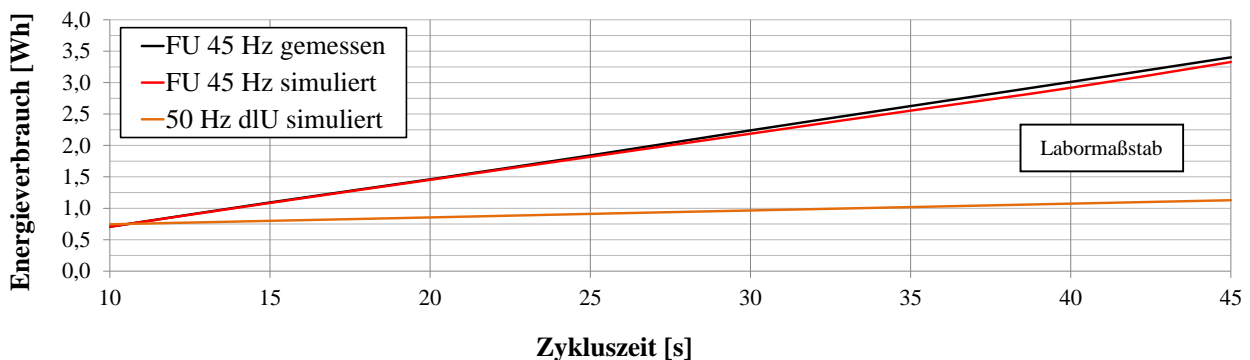


Abb. 7-11: Energieverbrauch des S-A-Moduls bei variierender Zykluszeit bei konstantem Betriebspunkt und drucklosem Umlauf

Abgebildet ist dabei der Energieverbrauch des S-A-Moduls bei variierender Zykluszeit. Die schwarze Kurve zeigt den gemessenen Energieverbrauch bei einer konstanten Frequenz am Ausgang des Frequenzumrichters von 45 Hz. Dem gegenüber steht durch die rot dargestellte Kurve der simulierte Energieverbrauch bei der gleichen Systemkonfiguration. Die größte aufgetretene Abweichung zwischen Simulation und Messung beträgt hierbei 3,1 %. Durch die orange dargestellte Linie in Abb. 7-11 ist nun der simulierte Energieverbrauch des S-A-Moduls bei der Netzfrequenz (Verzicht auf Frequenzumrichter) und einem drucklosen Umlauf bei den beschriebenen Annahmen dargestellt. Aufgrund der sehr niedrigen Wirkleistung der Asynchronmaschine (ca. 30 W) bei dem niedrigen Druckgradienten über der Pumpe zeigt sich erhebliches Einsparpotenzial. Der simulierte Energieverbrauch bei einer Zykluszeit von 45 s beträgt hierbei 1,1 Wh und liegt damit deutlich unter dem Energieverbrauch der Referenzmaschine für einen Schließkraftaufbau. Dabei ist deutlich anzumerken, dass hier lediglich der Energieverbrauch für den Kraftaufbau miteinander verglichen wird. Bei einem 45 s Zyklus wird der Antrieb der Referenzmaschine über einen großen Teil der Zykluszeit im Leerlauf betrieben, da lange Zykluszeiten in der Regel durch lange Nachdruck- und Kühlzeiten verursacht werden (je nach Formteil auch durch eine lange Plastifizierung), bei denen nur wenig bis gar keine Antriebsleistung erforderlich ist. Aufgrund der großen Nennleistung und der damit verbundenen Baugröße ist auch die dabei vorliegende Leerlaufleistung entsprechend groß.

Einflussgrößen auf den Energieverbrauch

Wie die vorangegangenen Untersuchungen zum integrierten S-A-Modul gezeigt haben, ist der Energieverbrauch dieses Moduls in hohem Maße von der Volumenänderungsarbeit beim Laden des Speichers und von der Zykluszeit abhängig. Weiterhin konnte in den dargestellten Untersuchungen gezeigt werden, dass es z. B. durch die Realisierung eines drucklosen Umlaufs möglich ist, den Einfluss der Zeit deutlich zu reduzieren. Die Volumenänderungsarbeit wiederum ist abhängig vom Hubvolumen der

Kraftfaktoren, von der Kompressibilität des Arbeitsfluides, den Leckagen im System, der Steifigkeit der fluidführenden Leitungen und der Größe des eingesetzten Hydrospeichers. Dabei führen die meisten der genannten Einflussgrößen dazu, dass dem Speicher ein größeres Fluidvolumen zugeführt werden muss, als es theoretisch erforderlich wäre, um die Arbeitsfunktion im Anschluss zu realisieren. Die Auswahl von kleineren Speichern führt zu einer steileren Speichercharakteristik, wodurch ebenfalls die erforderliche Volumenänderungsarbeit steigt. Die beschriebenen Zusammenhänge sind in Abb. 7-12 schematisch dargestellt.

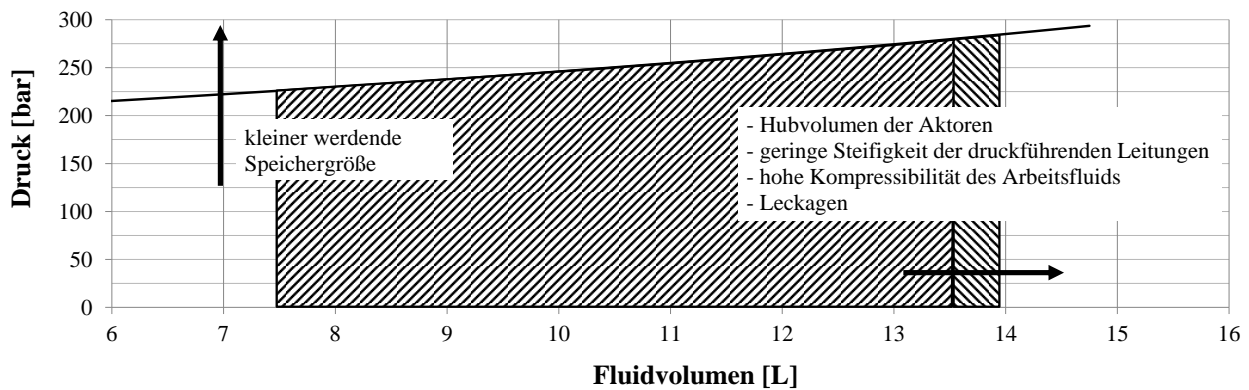


Abb. 7-12: Schematische Darstellung der Einflussgrößen auf die Volumenänderungsarbeit beim Ladevorgang eines Hydrospeichers

Im Grunde genommen kann der Energieverbrauch des integrierten S-A-Moduls für jede beliebige Anwendung über die Volumenänderungsarbeit und dem Wirkungsgrad der Antriebseinheit in seinem Nennbetriebspunkt prognostiziert werden.

7.3 Validierung der Bewegungsfunktion

Analog zu der Validierung der Arbeitsfunktion wurde die Bewegungsfunktion an einem dafür gebauten Demonstrator validiert und experimentell untersucht. Ziel war es dabei alle Informationen experimentell zu ermitteln die erforderlich sind, um die Funktionsweise des dem 2PS-Reku-Moduls zugrunde liegenden Prinzips nachzuweisen. Darüber hinaus bestand das Ziel darin alle Parameter zu bestimmen, die zu einer realitätsnahen Abbildung der Bewegungsfunktion und des Abbremsmechanismus in dem bereits dargestellten Modell erforderlich sind. Der hydraulische Schaltplan des Demonstrators der Bewegungsachse ist in Abb. 7-13 dargestellt. Wie bei dem 2PS-Reku-Modul verfügt der Demonstrator der Bewegungsachse über ein hydraulisches Antriebsaggregat, dessen einzige Aufgabe es ist, die beiden Hydrospeicher des Systems auf zuvor definierte Druckniveaus zu laden. Bei den beiden Speichern handelt es sich um Blasenspeicher. Der in der Abbildung links dargestellte Blasenspeicher hat die Aufgabe den Fahrzylinder zu beschleunigen bzw. diesen nach einer Fahrbewegung wieder zurückzustellen. Zum Abbremsen der Fahrbewegung dient der zweite Blasenspeicher.

Dabei wird ein Ventil so geschaltet, dass das durch den Kolben verdrängte Fluidvolumen über den Bremsweg in den zweiten Blasenspeicher gedrückt wird. Dieser Vorgang ist sehr nah an einer denkbaren industriellen Umsetzung des 2PS-Reku-Moduls, so dass durch den Demonstrator evtl. auftretende Problematiken bei diesem Umschaltvorgang identifiziert werden können. Eine Besonderheit bei der Konstruktion und Umsetzung dieses Demonstrators (insbesondere bei der Auswahl der Ventile) besteht in der Realisierung von sehr kleinen Druckverlusten bei der Fahrbewegung. Für industrielle Anwendungen werden Druckverluste von 30 bar pro Steuerkante toleriert und gelten bei einigen Herstellern als Standard, wie bereits in den Voruntersuchungen dargestellt worden ist. Wie in den Voruntersuchungen ebenfalls dargestellt wurde, können diese Verluste gerade bei Bewegungsfunktionen durch die großen Volumenströme mit z. T. unverhältnismäßig großen Verlustleistungsanteilen einhergehen. Um derartige Verluste an dem Demonstrator der Fahrachse zu minimieren wurden Ventile gewählt, bei denen der Druckabfall bei den gegebenen Volumenströmen der Bewegungsfunktion unter 5 bar pro Steuerkante liegt. Problematisch bei der

Umsetzung stellte sich die Auswahl der Anschlussstechnik für die Ventile dar. Zwar lassen sich die Ventilblöcke inklusive der Anschlüsse für die einzelnen Ventile frei definieren, dies gilt allerdings nicht für die Anschlüsse am Fahrzylinder. Die Standardanschlüsse der verfügbaren Differenzialzylinder, bei dem gewählten Kolbendurchmesser, würden weit größere Druckdifferenzen erzeugen als die geforderten.

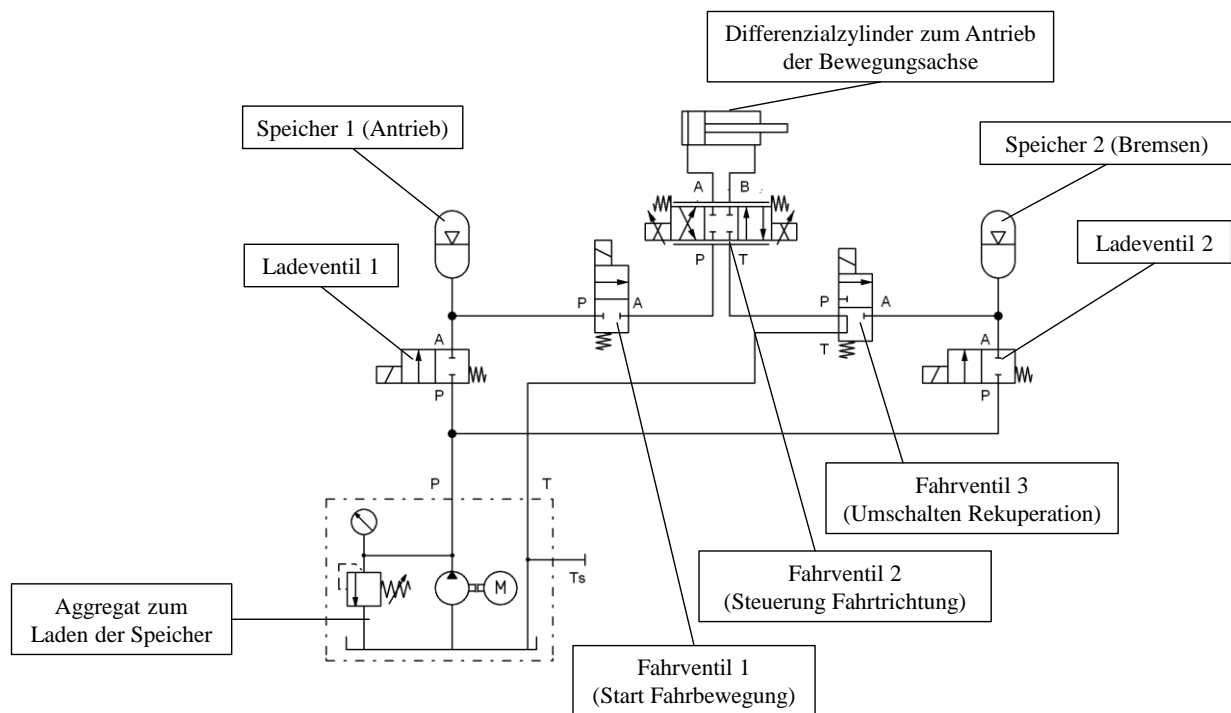


Abb. 7-13: Schaltbild des Demonstrators zur Validierung der Bewegungsfunktion

Größere Kolbendurchmesser führen zwar zu größeren Anschlüssen aber gleichermaßen auch zu größeren Volumenströmen bei gegebener Fahrgeschwindigkeit, so dass sich die Druckdifferenzen durch eine modifizierte Auswahl des Kolbendurchmessers nicht reduzieren lassen. Für das vorliegende Problem wurde somit in Abstimmung mit dem Hersteller des Differenzialzylinders eine Sonderlösung erarbeitet, die sich mit einem geringen fertigungstechnischen Aufwand direkt für den Demonstrator (und auch für jede Serienanwendung) umsetzen lässt. Dabei werden für den Anschluss der Rohrleitungen an den Zylinder pro Kolbenkammer zwei Anschlussbohrungen vorgesehen. Dies führt in der Konsequenz dazu, dass das Ventil zur Ansteuerung der Fahrbewegung auf einen hinreichend groß dimensionierten Anschlussblock montiert werden kann, an welchen ein entsprechend dimensioniertes Rohr angeschlossen ist. Dieses wird direkt an den Anschlüssen an den beiden Kolbenkammern auf zwei kleinere Rohre aufgeteilt, welche dann beide die Zuführung des Arbeitsmediums zu der Kolbenkammer realisieren. Der dazu erforderliche Aufwand begrenzt sich bei der Fertigung somit auf zwei zusätzliche erforderliche Bohrungen und bei der Montage um zwei zusätzliche erforderliche standardisierte Rohrverteiler.

Der konstruierte und anschließend aufgebaute Demonstrator ist in Abb. 7-14 dargestellt. Dabei wird eine translatorisch beweglich gelagerte Masse durch die Kolbenstange eines Differenzialzylinders angetrieben. Die Masse wurde dabei so um den Angriffspunkt der Kolbenstange verteilt, dass aus der Kolbenkraft in Kombination mit der Massenträgheit ein möglichst geringes Kippmoment auf die bewegte Platte wirkt, um die Linearführungen vor unzulässig hohen radialen Lasten zu schützen. Der Differenzialzylinder verfügt über ein integriertes Wegmesssystem, welches mit einer vom Hersteller angegebenen Genauigkeit von 5 μm arbeitet und ein digitales Signal zurück an die Steuerungseinheit gibt. Der Prüfstand wurde im Labormaßstab für einen maximalen Betriebsdruck von 200 bar, maximalen Fahrkräften von 10 kN und einem maximalen Kolbenhub von 500 mm ausgelegt.

Das für die Versuche relevante Druckniveau liegt weit unter dem Maximalwert. Aufgrund der im Rahmen dieser Arbeit guten Verfügbarkeit, wurden Hydrospeicher mit einem Nennvolumen von 10 l gewählt. Dieses Volumen liegt weit über dem theoretisch erforderlichen Volumen, woraus näherungsweise isobare Zustandsänderungen resultieren. Um das Leerlaufen der Rohrleitungen zu verhindern wird der Demonstrator so aufgebaut, dass der Tank dem höchsten Punkt im Rücklauf (drucklos) entspricht. Weiterhin werden an den Speichern Drucksensoren eingesetzt um deren Zustand zu dokumentieren. Eine Leistungsmessung an der Antriebseinheit wurde an diesem Demonstrator nicht vorgesehen, da der Ladevorgang eines Speichers schon bei dem Demonstrator des integrierten S-A-Moduls hinreichend untersucht worden ist. Das hydraulische Antriebsaggregat wird lediglich zum herbeiführen definierter Zustände in den Hydrospeichern eingesetzt. Eine Übersicht über die technischen Daten des Demonstrators wird im Anhang A8 dargestellt.

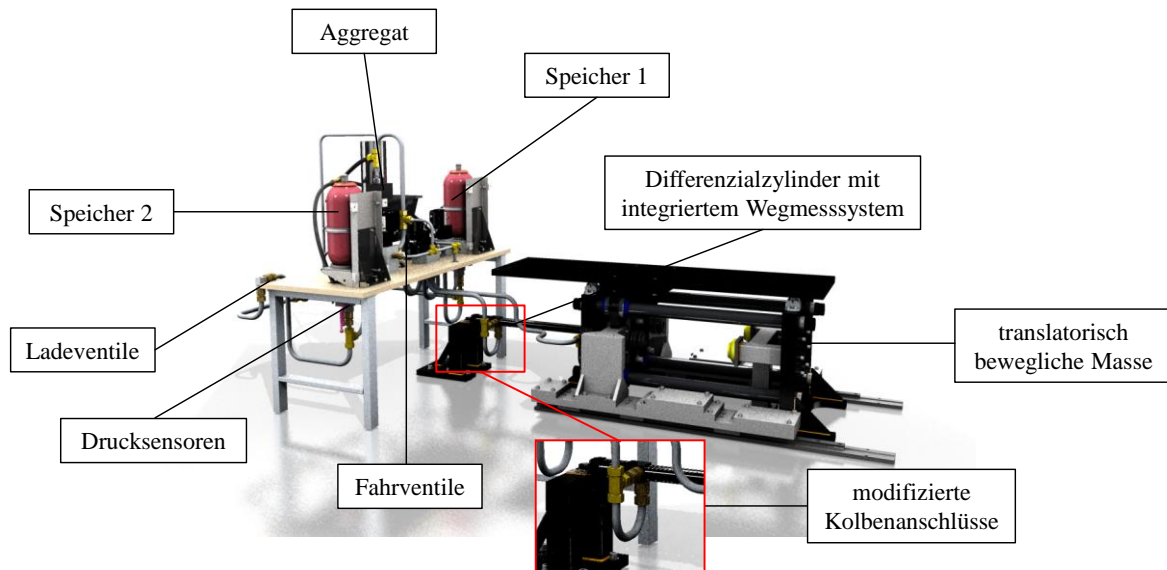


Abb. 7-14: Schematische Darstellung des Demonstrators zur Validierung der Bewegungsfunktion

Bei den Versuchen wurde die bewegte Masse über einen definierten Weg beschleunigt. Dazu wurde die Ringkammer mit dem Druck von Speicher 1 beaufschlagt, die Kolbenkammer wurde mit dem Tank verbunden. Beim Erreichen einer zuvor festgelegten Position wurde das Fahrventil 3 umgeschaltet, wodurch die Kolbenkammer direkt mit Speicher 2 verbunden wird. Anschließend wurde der gemessene zeitliche Verlauf der Kolbenposition und dessen Geschwindigkeit den Ergebnissen der Simulation gegenübergestellt. Für die Validierung der Bewegungsfunktion wurde kein eigenes Modell in Simulink aufgebaut, da der Demonstrator in sich einen Teilprozess aus dem 2PS-Reku-Modul abbildet, welcher in dem zugehörigen Modell bereits vollständig vorhanden ist. Das Gleiche gilt zwar auch für den Demonstrator der Kraftachse, allerdings stellt der Demonstrator der Bewegungsachse in sich keine für sich zu betrachtende Antriebslösung für eine Spritzgießmaschine dar. Das ist bei dem Demonstrator der Kraftachse grundsätzlich anders, da an diesem Demonstrator das Prinzip des für eine Einzelfunktion adaptierten Hydrospeichers, frei von dem Gedanken der Rekuperation an hydraulischen Achsen, für sich betrachtet untersucht wurde. In einem ersten Versuchspunkt bei niedrigen Speicherdrücken wurden die Parameter zur Beschreibung der mechanischen Reibung so angepasst, dass die simulierten Verläufe in guter Näherung die gemessenen Werte abbilden. Das Ergebnis dieser Gegenüberstellung ist in Abb. 7-15 dargestellt. Der Druck im Speicher 1 beträgt in diesem Versuchspunkt 40 bar, der Druck im Speicher 2 beträgt 30 bar.

Weiterhin zeigt die Abbildung den zeitlichen Verlauf des Drucks an dem zum Bremsen eingesetzten Speicher (Speicher 2). Wie zu erwarten war, verläuft die Zustandsänderung in den Speichern sowohl in der Simulation, als auch im Experiment näherungsweise isobar. Dabei zeigt die Simulation eine gute Übereinstimmung mit der Messung. Ebenfalls der zeitliche Verlauf der Geschwindigkeit zeigt eine gute Übereinstimmung. Kleinere Abweichungen zeigen sich beim Umschalten zu dem Bremsvorgang, da das Modell des dazu eingesetzten Ventils ein zeitdiskreteres Verhalten aufweist als es in der Realität der Fall ist.

Ebenfalls beim zeitlichen Verlauf der Kolbenposition kommt es zu kleineren aber tolerierbaren Abweichungen.

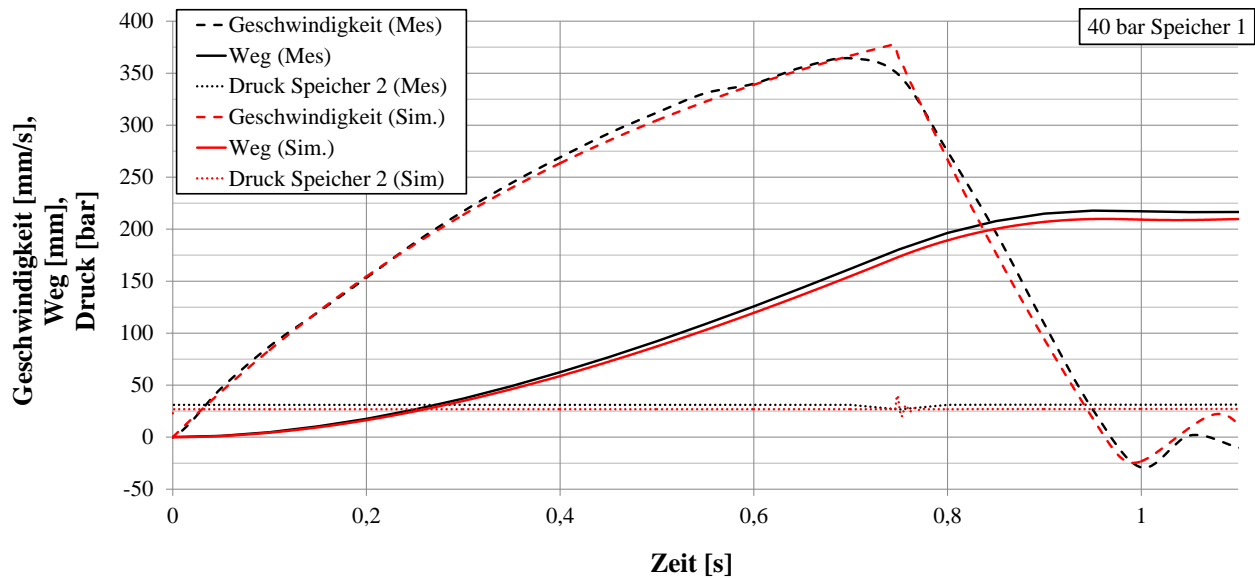


Abb. 7-15: Gegenüberstellung der gemessenen und simulierten zeitlichen Verläufe der Systemgrößen am Demonstrator der Bewegungsaachse bei Speicherdrücken von 40 bar und 30 bar

Im nächsten Schritt wurden die Speicherdruckniveaus erhöht und die Versuche für unterschiedliche Versuchspunkte wiederholt. Anschließend wurden die gleichen Speicherdruckniveaus im Simulationsmodell eingestellt und die zuvor experimentell untersuchten Betriebspunkte in der Simulation abgebildet. Dabei wurden abgesehen von den Speicherdrücken keine weiteren Modellparameter verändert. Eine Gegenüberstellung der gemessenen und simulierten Systemgrößen bei einem Druck von 70 bar im Speicher 1 und einem Druck von 50 bar im Speicher 2 ist in Abb. 7-16 dargestellt. Wie im weiteren Verlauf der Arbeit noch gezeigt werden wird, kommen die betrachteten Druckniveaus nah an den realen Anwendungsfall. Aus der Abbildung wird ersichtlich, dass das Modell in der Lage ist verschiedene Versuchspunkte mit einer guten Genauigkeit abzubilden. Bei dem hier betrachteten Versuchspunkt zeigt sich dabei eine noch bessere Übereinstimmung als es in Abb. 7-15 der Fall ist.

Die Ursache dafür liegt in dem präziserem Schaltverhalten des Ventils, welches zum Umschalten eingesetzt wird. Erklärbar wird diese Beobachtung durch das Druckniveau selbst, da das Steuerdruckniveau für die vorgesteuerten Ventile auf dem Druckniveau von Speicher 1 liegt. Das höhere Druckniveau begünstigt dabei das Schaltverhalten. Die allgemeine Ursache für die gute Übereinstimmung zwischen dem simulierten und dem gemessenen Systemverhalten liegt darin, dass durch die zuvor dargestellten Untersuchungen bereits alle relevanten Modellparameter identifiziert werden konnten. Die größte Unsicherheit bei der Simulation der Kraftachse lag in der Bestimmung des Polytropenexponenten zur Abbildung der Zustandsänderung des in dem Hydrospeicher enthaltenen Gases. Dieser konnte allerdings bereits im Vorfeld zu dieser Untersuchung hinreichend genau untersucht werden. Dem dargestellten Systemverhalten ist zu entnehmen, dass das Konzept zur Rekuperation der kinetischen Energie auch auf experimenteller Ebene abgebildet werden konnte, wodurch der Funktionsnachweis des Konzeptes erbracht ist.

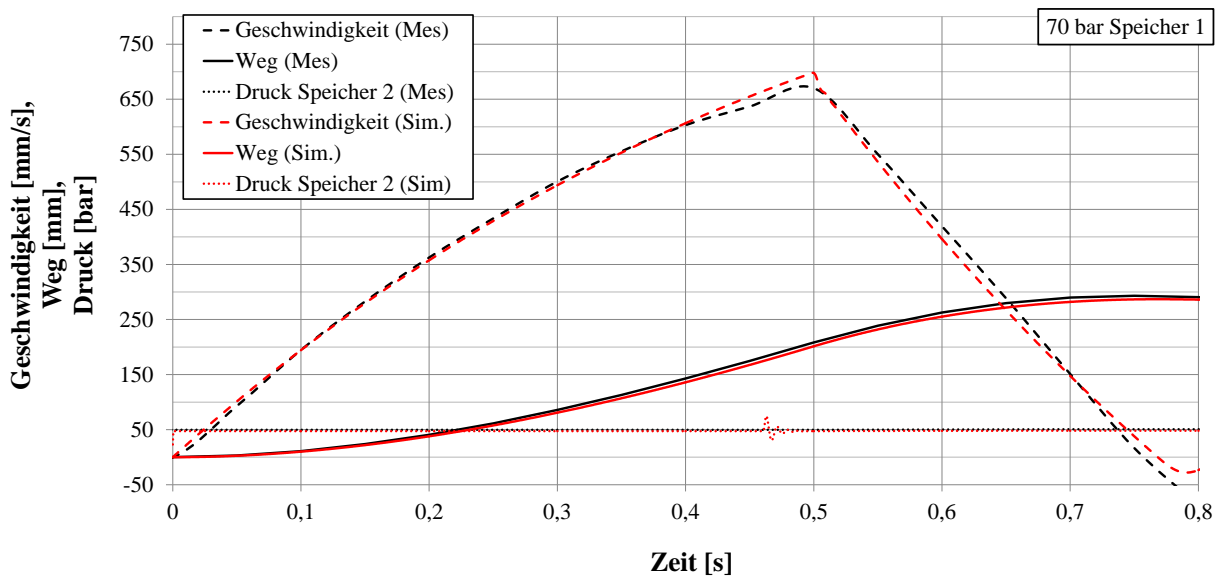


Abb. 7-16: Gegenüberstellung der gemessenen und simulierten zeitlichen Verläufe der Systemgrößen am Demonstrator der Bewegungsachse bei Speicherdrücken von 70 bar und 50 bar

7.4 Zwischenfazit

In diesem Abschnitt wurden die Modellbildung zum 2PS-Reku-Modul sowie die erarbeiteten Methoden zur Modellvalidierung dargestellt. Die Kernaufgabe bei der Modellbildung lag in der Identifikation der unbekanntem Modellparameter. In diesem Kapitel konnten zum einen Methoden aufgezeigt werden, mit denen sich das simulierte Durchflussverhalten einzelner Ventile an den Herstellerangaben validieren lässt, zum anderen konnte eine Methode aufgezeigt werden, um die mechanische Systemreibung an einer vorhandenen Schließeinheit messtechnisch und auch modellbasiert zu identifizieren. Weiterhin konnte ein erster Ansatz aufgezeigt werden, um den Bremsweg an der Fahrachse mit Hilfe des Energieerhaltungssatzes zu optimieren. Die dabei entstandene kennfeldbasierte Lösung bietet allerdings noch Potenzial zur weiteren Optimierung.

Abschließend konnten die beiden Funktionen des 2PS-Reku-Moduls (Kraftaufbau und Bewegungsfunktion) an dazu konstruierten und aufgebauten Demonstratoren validiert werden. Dabei zeigten die Simulationsergebnisse in beiden Fällen auch bei variierenden Betriebsparametern eine gute Übereinstimmung mit den experimentellen Untersuchungen. Es kann festgehalten werden, dass das erarbeitete Simulationsmodell dazu geeignet ist weitere Systemanalysen durchzuführen. In einem ersten Ansatz konnte das validierte Modell der Kraftachse dazu genutzt werden, den Energiefluss beim Schließkraftaufbau tiefgehend zu analysieren. Dabei konnte gezeigt werden, dass beim Schließkraftaufbau ein Großteil der gespeicherten Energie prinzipbedingt dissipiert wird. Dieser Sachverhalt bietet Potenzial für weitere Untersuchungen welche in den nachfolgenden Kapiteln noch dargestellt werden.

8 Optimierung, Parameterstudie und modellbasierte Potenzialermittlung

In den vorangegangenen Kapiteln wurde u. a. dargestellt, wie das Modell des 2PS-Reku-Moduls an zwei verschiedenen Versuchsträgern experimentell validiert wurde. Nun soll im Rahmen dieses Kapitels gezeigt werden, wie das validierte Modell genutzt wird, um die Effizienz des Systems weiter zu steigern und die Systemkomplexität herabzusetzen.

8.1 Modellbasierte Konzeptoptimierung

Ausgangspunkt für die nachfolgenden Untersuchungen ist das an den dargestellten Versuchsträgern validierte aber idealisierte Simulationsmodell. Wie bereits mehrfach beschrieben wurde, wird das Systemverhalten und auch insbesondere der Energieverbrauch des Systems von Merkmalen der konstruktiven Umsetzung des 2PS-Reku-Moduls bestimmt. Einige dieser Merkmale sind bereits maschinenseitig definiert, andere Merkmale wiederum sind direkt auf die konstruktive Umsetzung des hier behandelten Moduls zurückzuführen. Die Vielfalt an Einflussgrößen macht es schwierig den absoluten Energieverbrauch zu quantifizieren. Aus diesem Grund soll nach einer ersten Darstellung der Systemeigenschaften am idealisierten Modell der Einfluss der einzelnen Konstruktionsmerkmale untersucht und aufgezeigt werden, um auf Basis der resultierenden Ergebnisse Hinweise zur Konstruktion abzuleiten. Um das Systemverhalten des 2PS-Reku-Moduls beurteilen zu können, muss zunächst die Qualität des Systems bzw. die an das System gestellten Anforderungen formuliert werden. Dabei sind insbesondere die dynamischen Eigenschaften, sowie der Energieverbrauch von Interesse.

- Erforderliche Zeit zum Öffnen und zum Schließen des Werkzeugs.
- Erforderliche Zeit für den Kraftaufbau bzw. dem Kraftabbau.
- Energieverbrauch.

Als vorrangiges Qualitätskriterium für die dynamischen Eigenschaften wird die Zeit herangezogen, die erforderlich ist um eine Fahrbewegung durchzuführen bzw. die Zeit, welche für den Schließkraftaufbau und Schließkraftabbau erforderlich ist. Dabei kann die erforderliche Zeit für den Kraftabbau als „weiche“ Anforderung definiert werden, wie nachfolgend noch gezeigt werden wird. Um kurze Fahrzeiten zu erzielen sind große Beschleunigungen und hohe Geschwindigkeiten erforderlich. Große Beschleunigungen führen allerdings zu großen Kräften für die hohe Drücke oder große Wirkflächen und dementsprechend große Volumenströme erforderlich sind. Hohe Drücke führen aufgrund der damit verbundenen Volumenänderungsarbeit beim Aufladen der Speicher zu einem hohen Energieverbrauch. Hohe Geschwindigkeiten führen (insbesondere bei großen Wirkflächen) zu großen Volumenströmen, welche tendenziell mit erhöhten Verlusten einhergehen. Diesbezüglich muss also ein geeigneter Kompromiss zwischen den optimalen dynamischen Eigenschaften und einem niedrigen Energieverbrauch gefunden werden.

8.1.1 Referenzkonfiguration

Die zeitlichen Verläufe der wichtigsten Systemgrößen während der Simulation eines Zyklus in der in Abschnitt 6.3 beschriebenen Referenzkonfiguration (bei einer Zykluszeit von 10 s) sind in Abb. 8-1 dargestellt. Die prozessrelevanten Systemgrößen wie die Position der Schließeinheit, die Geschwindigkeit der Schließeinheit und die Schließkraft sind in dem oberen Fenster der Abbildung zu sehen. Die Speicherdrücke für den Niederdruckbereich (Fahrachse) werden in dem mittleren Fenster gezeigt, die Speicherdrücke für den Hochdruckbereich (Kraftachse) sind in dem unteren Fenster abgebildet. Um die dargestellten Zustandsgrößen besser einem Spritzgießzyklus zuordnen zu können, wurde dieser zeitlich in drei Sektionen unterteilt. Sektion 1 umfasst das Schließen des Werkzeugs sowie den Schließkraftaufbau. In Sektion 2 sind die Zyklusschritte Einspritzen, Nachdruck, Plastifizieren und die Restkühlzeit zusammengefasst. Als letztes werden in Sektion 3 das Öffnen der Form und das Auswerfen des Formteils vereint. Der simulierte Zyklus beginnt bei geöffneter Schließeinheit (Position -500 mm). Dies stellt für den realen Prozess den Zeitpunkt nach dem Auswerfen des Formteils dar. Speicher 1 ist zu Beginn geladen, die

anderen Speicher sind zu Beginn entladen. Wie aus Abb. 8-1 ersichtlich wird, beträgt die maximale Geschwindigkeit bei der Fahrbewegung ca. 2 m/s. Dabei ist die Maximalgeschwindigkeit beim Öffnen geringfügig höher als beim Schließen. Dieser Effekt ist auf die unterschiedlichen Wirkflächen des Fahrzylinders zurückzuführen.

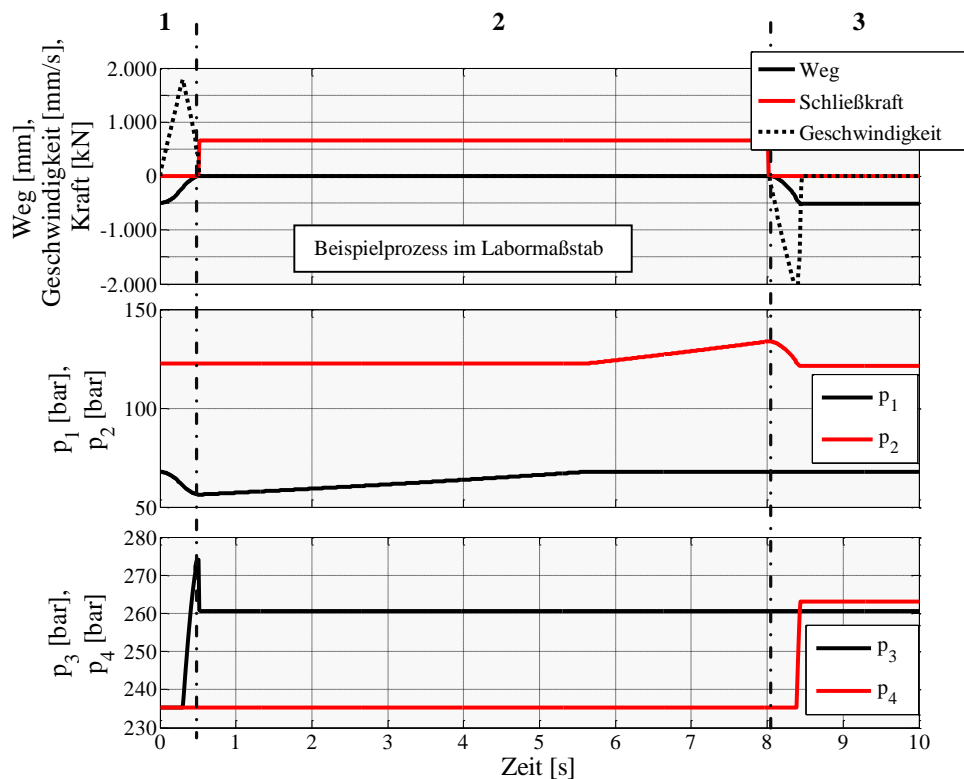


Abb. 8-1: Simuliertes Verhalten der wichtigsten Zustandsgrößen im Labormaßstab

Beim Ausfahren dieser Aktoren wird die Kolbenseite, beim Einfahren die Ringseite angetrieben. Aufgrund der kleineren Wirkfläche beim Öffnen ist auch der Volumenstrom beim Öffnen kleiner als beim Schließen der Schließeinheit. Damit einhergehend treten kleinere Drosselverluste auf, wodurch sich die höhere Geschwindigkeit begründet. Das Flächenverhältnis zwischen der Kolben- und der Ringseite des betrachteten Modells beträgt ca. 1:2. Um die gleiche Fahrkraft zu realisieren, ist in Speicher 2 dementsprechend der doppelte Speicherdruck wie in Speicher 1 erforderlich. Aus dem zeitlichen Verlauf der Geschwindigkeit wird die Betriebsweise des 2PS-Reku-Moduls deutlich. So wird die bewegliche Platte der Schließeinheit ohne eine aktive Drosselung so lange beschleunigt, bis die durch das (in Abschnitt 7.1.4 beschriebene) Kennfeld definierte Position zum Einleiten des Abbremsvorgangs erreicht ist.

Von dieser Position an nimmt die Geschwindigkeit kontinuierlich ab, bis sie unmittelbar vor dem Kontakt der beiden Formhälften nahezu Null ist. Zeitgleich steigt der Druck in Speicher 3 an, da dieser zum Abbremsen eingesetzt wird. Grundsätzlich lässt sich an dieser Stelle festhalten, dass die erzielte Fahrgeschwindigkeit durch das freie (nicht aktiv gedrosselte) Entladen der Hydrospeicher wesentlich größere Werte annimmt als bei den Spritzgießmaschinen die im Rahmen dieser Arbeit untersucht werden konnten. Typische Maximalgeschwindigkeiten lagen bei ca. 1 m/s. Nach dem Schließen der Form wird die Schließkraft aufgebaut. Wie an der Druckänderung im dritten Speicher zu sehen ist, wird dazu weniger Energie benötigt als durch das Abbremsen der Schließeinheit zurückgewonnen wurde. Zeitgleich beginnt der Ladevorgang von Speicher 1 durch die Pumpe. Nachdem der Ausgangsdruck im Speicher 1 wieder erreicht ist, wird Speicher 2 geladen. Die Dimensionierung der Antriebseinheit richtet sich nach diesen beiden Ladevorgängen. Dabei ist das Ziel der Dimensionierung die Antriebseinheit so auszuwählen, dass die beiden Niederdruckspeicher bei der kürzesten Zykluszeit und bei maximaler Auslastung der Antriebseinheit exakt zum Ende der Sektion 2 geladen sind. Zum Abbremsen der Öffnungsbewegung wurde bei der dargestellten

Simulation Speicher 4 verwendet, wie aus dem dargestellten Druckverlauf ersichtlich wird. Somit ergibt sich für das 2PS-Reku-Modul in der Referenzkonfiguration die Fragestellung, wie die mit Speicher 4 zurückgewonnene Energie sinnvoll in den Prozess integriert werden kann. Sinnvolle Anwendungen könnten dabei die Auswerferbewegung oder die Verriegelung der Schließeinheit sein.

Wie in der Konzeptfindungsphase bereits vorgestellt wurde, wird zur Rekuperation der Federenergie die Saugseite der Pumpe während des Kraftabbaus mit den Kraftaktoren verbunden. Ein Rückschlagventil verhindert dabei, dass der abfließende Fluidvolumenstrom über die Saugseite zurück in den Tank gelangen kann. Da die Pumpe bei der vorgestellten Systemkonfiguration ausschließlich die Speicher auf der Niederdruckseite lädt, wodurch während der Rekuperation der Federenergie der Druck auf der Saugseite der Pumpe grundsätzlich höher ist als auf der Druckseite der Pumpe, wird die Pumpe durch die Umkehr der Druckdifferenz von der Federenergie der Schließeinheit angetrieben. Dieser Vorgang stellt besondere Anforderungen an die Pumpe, da diese mindestens im 2-Quadranten-Betrieb arbeiten können muss. Dabei ist es so, dass Pumpen die in der Lage sind in einer Drehrichtung sowohl als Pumpe als auch als Motor zu agieren, in der Regel ebenfalls dazu geeignet sind in zwei verschiedenen Drehrichtungen betrieben zu werden. Somit würde eine Pumpeneinheit für den 2-Quadranten-Betrieb zwar theoretisch ausreichen, aufgrund der damit verbundenen konstruktiven Umsetzung der Pumpe und dem Portfolio der Hersteller hydraulischer Antriebseinheiten muss allerdings auf eine verhältnismäßig kostspielige 4-Quadranten-Pumpe zurückgegriffen werden, um den hier vorgestellten Mechanismus zur Rekuperation der Federenergie umsetzen zu können. Der simulierte Energieverbrauch des 2PS-Reku-Moduls in der Referenzkonfiguration in Kombination mit dem simulierten Drehmomentverlauf über einen Spritzgießzyklus ist in Abb. 8-2 dargestellt. Das aktuelle Drehmoment beeinflusst dabei die Wirkleistung und findet sich in der Steigung des Energieverbrauchs wieder. Aus der Abbildung sind deutlich die beiden verschiedenen Druckniveaus in den Niederdruckspeichern zu erkennen. Weiterhin kann der Abbildung der Effekt der Rekuperation der Federenergie durch die Druckerhöhung auf der Saugseite entnommen werden. Zum Zeitpunkt des Schließkraftabbaus nimmt das Drehmoment der Antriebseinheit für einen kurzen Augenblick einen stark ausgeprägten negativen Wert an. Dieser Effekt lässt sich auf die Umkehrung der Druckdifferenz über der Pumpeneinheit erklären. Dieser Effekt findet sich auch in dem abnehmenden Energieverbrauch während des Kraftabbaus wieder. Dabei werden unter den stark idealisierten Modellverhältnissen ca. 0,12 Wh durch die Rekuperation der Federenergie zurückgewonnen.

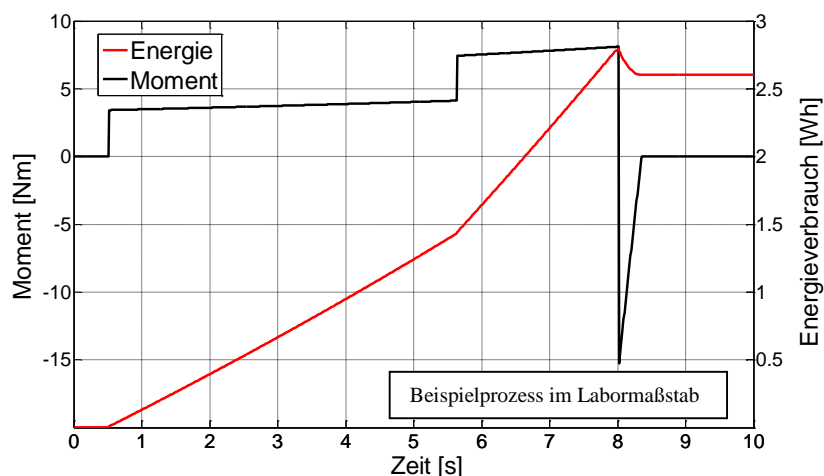


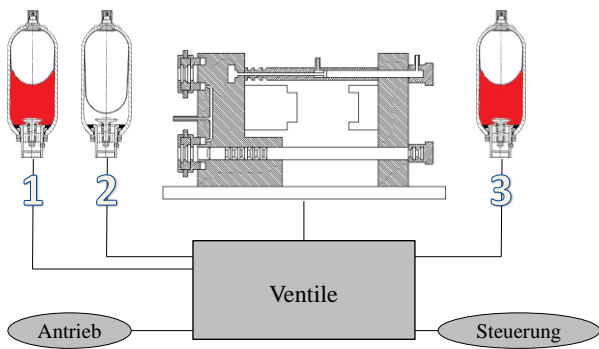
Abb. 8-2: *Simuliertes Antriebsmoment und Energieverbrauch über den Spritzgießzyklus mit Rekuperation der Federenergie durch Umsetzung einer Druckerhöhung auf der Saugseite der Pumpe*

Weiterhin lässt sich der Abbildung entnehmen, dass die Rekuperation der Federenergie einen negativen Einfluss auf die Zeit für den Kraftabbau hat. So beträgt die Zeit für den Kraftabbau in der vorliegenden Konfiguration ca. 0,3 s, was deutlich länger ist als ohne die Rekuperation der Federenergie ($< 0,1$ s). Die Zeit für den Kraftabbau ist (wie bereits schon in der Konzeptfindungsphase dargestellt wurde) maßgeblich

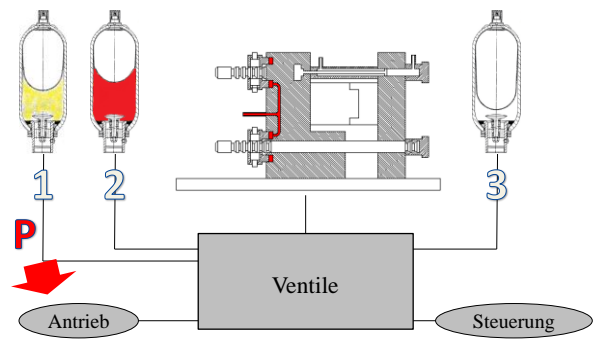
abhängig von dem Verhältnis zwischen dem Förderstrom der Pumpe und dem Hubvolumen der Kraftaktoren. Bei dem vorliegenden Motormodell ist die Drehzahl der Antriebseinheit und somit der Förderstrom sowohl im Pumpenbetrieb als auch im Generatorbetrieb konstant. Dieses Verhalten kommt einer idealen elektronischen Drehzahlregelung durch den Frequenzumrichter für beide Betriebsarten gleich. Dabei wird die Drehzahl im Pumpenbetrieb über die Vorgabe der Umrichterfrequenz geregelt, im Generatorbetrieb kann die Drehzahl über das Drehmoment durch die Regelung der elektrischen Last eingestellt werden. Somit werden die Kraftaktoren während des Kraftabbaus exakt mit dem Förderstrom der Pumpe entleert, wodurch die dazu erforderliche Zeit direkt proportional zu dem Verhältnis aus Förderstrom und Hubvolumen ist. Für einen konkreten Anwendungsfall muss daher stets geprüft werden, ob die aus der Rekuperation der Federenergie resultierende zeitliche Verzögerung beim Kraftabbau zulässig ist. Eine detaillierte Betrachtung dieses Sachverhaltes wird in den nachfolgenden Abschnitten noch dargestellt werden.

8.1.2 Optimierung durch Integration einer Differenzialschaltung

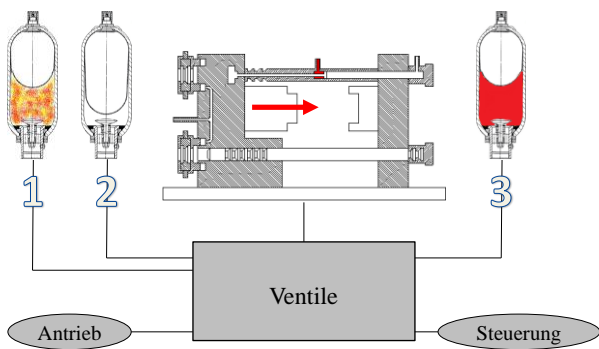
Ein Ansatz zur Optimierung des energetischen Nutzen des 2PS-Reku-Moduls ist die Integration einer s. g. Differenzialschaltung. Bei der Differenzialschaltung wird beim Ausfahren des Zylinders die Kolbenkammer mit der Ringkammer verbunden, so dass beide Kammern gleichermaßen mit dem Druck der Druckquelle (Pumpe oder Speicher) beaufschlagt werden. Durch die Flächendifferenz der beiden druckbeaufschlagten Flächen resultiert eine Fahrkraft in Richtung der Kolbenstange, was in Abhängigkeit der Last zu einer Beschleunigung und Ausfahren der Kolbenstange führt. Durch die Bewegung des Kolbens wird das Arbeitsmedium in der Ringkammer verdrängt und fließt zusammen mit dem Volumenstrom der Druckquelle in die Kolbenkammer. Da sich die Kolbenfläche aus der Summe der Ringfläche und der Kolbenstangenfläche zusammensetzt, wird an der Druckquelle exakt der aus der Kolbenstangenbewegung resultierende Volumenstrom abgefragt. Aufgrund der Differenzialschaltung wird beim Ausfahren der Kolbenstange die Wirkfläche also nicht durch die Kolbenfläche sondern durch die Kolbenstangenfläche definiert. Das Einfahren des Zylinders erfolgt konventionell durch die Druckbeaufschlagung der Ringfläche ohne Differenzialschaltung. Somit resultiert bei einem konstanten Druck an der Druckquelle die gleiche Zylinderkraft in beiden Bewegungsrichtungen sowie die gleiche Geschwindigkeit bei identischem Volumenstrom. Aufgrund der Differenzialschaltung wird dementsprechend für die Öffnungsbewegung lediglich das Hubvolumen der Kolbenstange aus dem Speicher abgerufen. Bei einem Flächenverhältnis von 2:1 bedeutet das, dass für die Öffnungsbewegung theoretisch nur halb so viel extern zugeführtes Volumen erforderlich ist wie bei der Schließbewegung aus der Kolbenkammer verdrängt wird. Somit kann Speicher 2 theoretisch vollständig durch die Rekuperation geladen werden, wenn der Bremsweg dem halben Kolbenhub entspricht. Wie bereits gezeigt wurde, lässt sich der erforderliche Bremsweg über den Druck im antreibenden Speicher bzw. über die Fahrkraft einstellen. Wird nun die Forderung formuliert, dass Speicher 2 vollständig durch die Rekuperation geladen werden soll, lässt sich die Fahrkraft so einstellen, dass diese Forderung erfüllt wird. Dabei muss allerdings geprüft werden, ob sich diese Forderung mit der Anforderung nach einem möglichst kurzen Zeitraum für die Fahrbewegung deckt bzw. ob die auftretenden Fahr- und Bremskräfte im zulässigen Bereich liegen. Ein weiterer Effekt der bei dieser Überlegung nicht berücksichtigt wird ist der Bremsvorgang bei der Öffnungsbewegung. Bei der Öffnungsbewegung stellt sich das Flächenverhältnis für die Generierung von Bremskräften negativ dar. Bremskräfte können dabei nur generiert werden, wenn der Druck auf der nicht angetriebenen Seite höher ist als der Druck auf der angetriebenen Seite. Dabei muss das Druckverhältnis das Flächenverhältnis kompensieren. Aufgrund dieses Sachverhalts kann der Fahrzylinder während des Abbremsens nicht in der Differenzialschaltung betrieben werden, da sonst (unter Vernachlässigung von Drosselverlusten) in beiden Kolbenkammern das gleiche Druckniveau vorhanden wäre. Dieser Sachverhalt hat den zunächst einmal ungünstigen Nebeneffekt, dass über den Bremsweg das Fluidvolumen des Kolbenhubs aus dem antreibenden Speicher abgerufen wird. Um nun der Forderung nachzukommen Speicher 2 vollständig durch Rekuperation zu laden, muss bei der Berechnung des Bremsweges die Änderung der effektiven Wirkfläche der angetriebenen Seite berücksichtigt werden. Je nach Maschinenkonfiguration bzw. der Einbaulage der Fahrzylinder muss der Zyklusablauf für das 2PS-Reku-Modul geringfügig angepasst werden. Der modifizierte Zyklusablauf ist schematisch in Abb. 8-3 dargestellt.



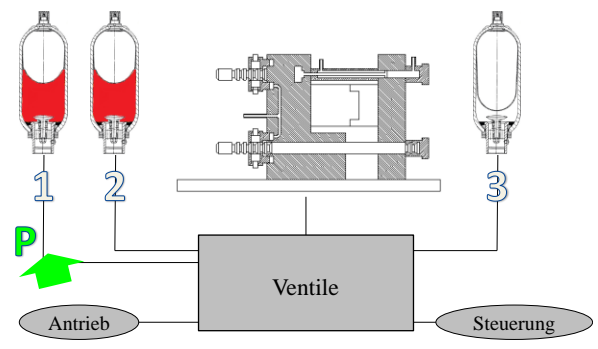
1. Ausgangskonfiguration



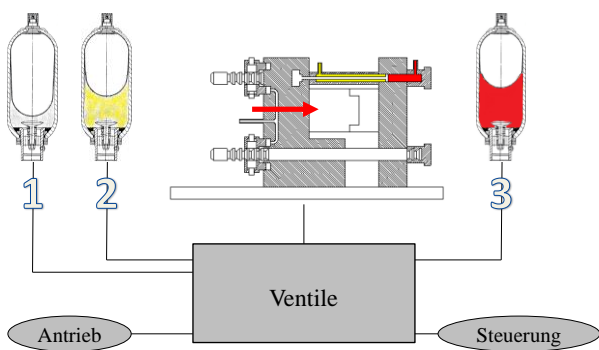
5. Einspritzen, Nachdruck, Kühlen - Speicher 1 laden



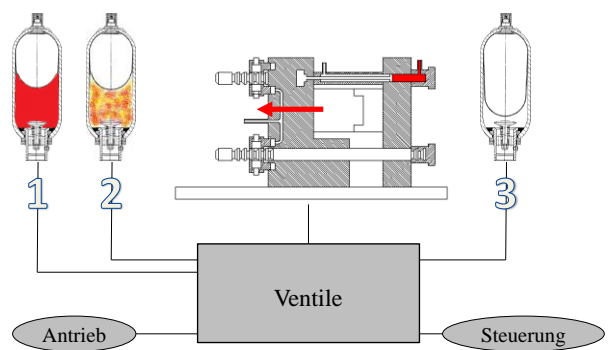
2. Werkzeug Schließen



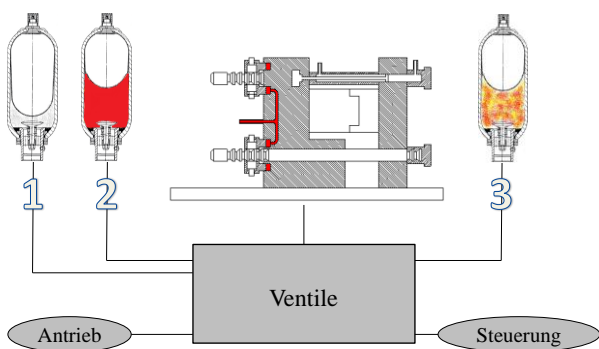
6. Kraft abbauen



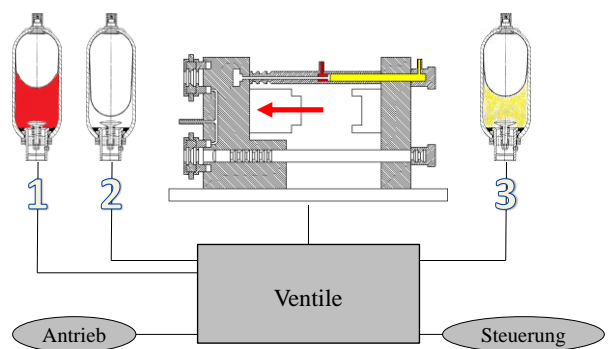
3. Bremsen Schließbewegung



7. Werkzeug öffnen



4. Kraftaufbau



8. Bremsen Öffnungsbewegung

Abb. 8-3: Zyklusablauf des modifizierten 2PS-Reku-Moduls mit integrierter Differenzialschaltung

In Anlehnung an die Zwei-Platten-Schließereinheit einer definierten Serienmaschine wird für die nachfolgende Beschreibung davon ausgegangen, dass die Ringkammer der Fahrzylinder mit Druck beaufschlagt wird um das Werkzeug zu schließen. In der Ausgangskonfiguration ist das Werkzeug geöffnet, der Niederdruckspeicher 1 und der Hochdruckspeicher 3 sind geladen. Zum Schließen des Werkzeugs wird Speicher 1 entladen. Beim Abbremsen der Schließbewegung wird Speicher 2 genutzt, welcher ebenfalls auf einem niedrigen Druckniveau arbeitet. Die Bremskraft ist dabei im Wesentlichen auf die unterschiedlichen Wirkflächen zurückzuführen. Über den Bremsweg wird dabei das Volumen des zugehörigen Kolbenhubs in Speicher 2 verdrängt. Die Position zum Einleiten des Bremsvorgangs wird dabei so eingestellt, dass das über den Bremsweg verdrängte Volumen genau dem erforderlichen Volumen zur Realisierung des Kolbenstangenhubs entspricht, welches in der Differenzialschaltung zum Öffnen des Werkzeugs aus Speicher 2 entnommen wird (unter Berücksichtigung der Wirkflächenänderung beim Bremsen). Nach dem das Werkzeug geschlossen und verriegelt ist (die Verriegelung wird nicht betrachtet und muss über einen externen Mechanismus realisiert werden), wird die Schließkraft durch das Entladen von Speicher 3 aufgebaut. Während der Einspritz-, Nachdruck- und Restkühlzeit wird Speicher 1 durch die Antriebseinheit geladen. Die Dimensionierung dieser Einheit richtet sich damit ausschließlich nach dem Hubvolumen bei der Schließbewegung, der kürzesten Zykluszeit und dem Druck in Speicher 1, welcher maßgeblich durch die gewünschte Fahrkraft definiert wird. Ein direkt ersichtlicher Vorteil der dargestellten Variante ist das vollständige Entfallen von Speicher 4. Somit entfallen auch alle mit diesem Speicher assoziierten Ventile, wodurch die Systemkomplexität reduziert werden kann. Weiterhin besteht bei dieser Variante nicht mehr die Herausforderung, die rückgewonnene Energie in den Prozess zu integrieren. Durch die dargestellte angepasste Verfahrensweise des 2PS-Reku-Moduls ist der Betrag an rückzugewinnender Energie nun nicht mehr eine Optimierungsgröße die maximiert werden soll, sondern eine explizit formulierte Forderung, die durch geeignete Randbedingungen erfüllt werden muss. Optimiert bzw. minimiert werden soll nun der Betrag an Energie welcher dem System zugeführt wird.

Mit den dargestellten Forderungen wurde eine Vorgehensweise zur analytischen Auslegung des 2PS-Reku-Moduls erarbeitet und in Abb. 8-4 schematisch dargestellt. Für den ersten Ansatz wird die Wirkfläche der einzelnen Aktoren als gegeben betrachtet. Ausgehend von der Maschinenfunktion Schließkraftaufbau, ergeben sich definierte Anforderungen und Randbedingungen bei der Auslegung des Moduls. Eine entscheidende Anforderung ist der Betrag der Schließkraft die aufgebaut werden soll. Randbedingungen für den Schließkraftaufbau sind die Steifigkeit des Werkzeugs und der Schließereinheit selbst, sowie die Steifigkeit der druckführenden Leitungen und wie bereits angesprochen die Wirkflächen der Kraftaktoren. In Abhängigkeit dieser Kennwerte ergeben sich die wesentlichen Parameter für Speicher 3, welcher für den Schließkraftaufbau eingesetzt wird. Dabei sind die Volumenänderung im Speicher 3 sowie der Speicherdruck im entladenen Zustand direkt abhängig von den genannten Kennwerten. Die Speichergröße hingegen ist variabel und muss festgelegt bzw. kann optimiert werden. Dabei gilt es einen sinnvollen Kompromiss zwischen der Größe des Speichers und dem Speicherdruck im geladenen Zustand zu finden.

Im nächsten Schritt erfolgt die Dimensionierung der Komponenten zum Betrieb der Bewegungsachse. Analog zur Kraftachse lassen sich für die Bewegungsachse Randbedingungen formulieren. Dabei wird der Betrag der bewegten Masse, durch den konstruktiven Aufbau der Schließereinheit sowie dem verwendeten Werkzeug geprägt. In der Praxis wird dieser bedingt durch Werkzeugwechsel variieren. Eine Untersuchung bzgl. der Auswirkung variierender Werkzeugmassen auf die Systemeigenschaften wird in Abschnitt 8.2 dargestellt. Für die hier dargestellte Überlegung wird die bewegte Masse zunächst einmal als gegeben betrachtet. Weiterhin werden der maximale Öffnungshub der Schließereinheit sowie die Wirkflächen der Fahrzylinder für die hier anstehende Überlegung als vorgegebene Größen betrachtet. Durch die Forderung der vollständigen Ladung von Speicher 3 und Speicher 2 durch die Rekuperation der Bremsenergie sind die erforderlichen Bremswege unter Vernachlässigung von Leckagen, der Fluidkompression und der Dehnung der druckführenden Leitungen bei Druckänderungen ausschließlich von dem eingestellten Kolbenhub bzw. von dem deformationsbedingten Kolbenhub an der Kraftachse abhängig.

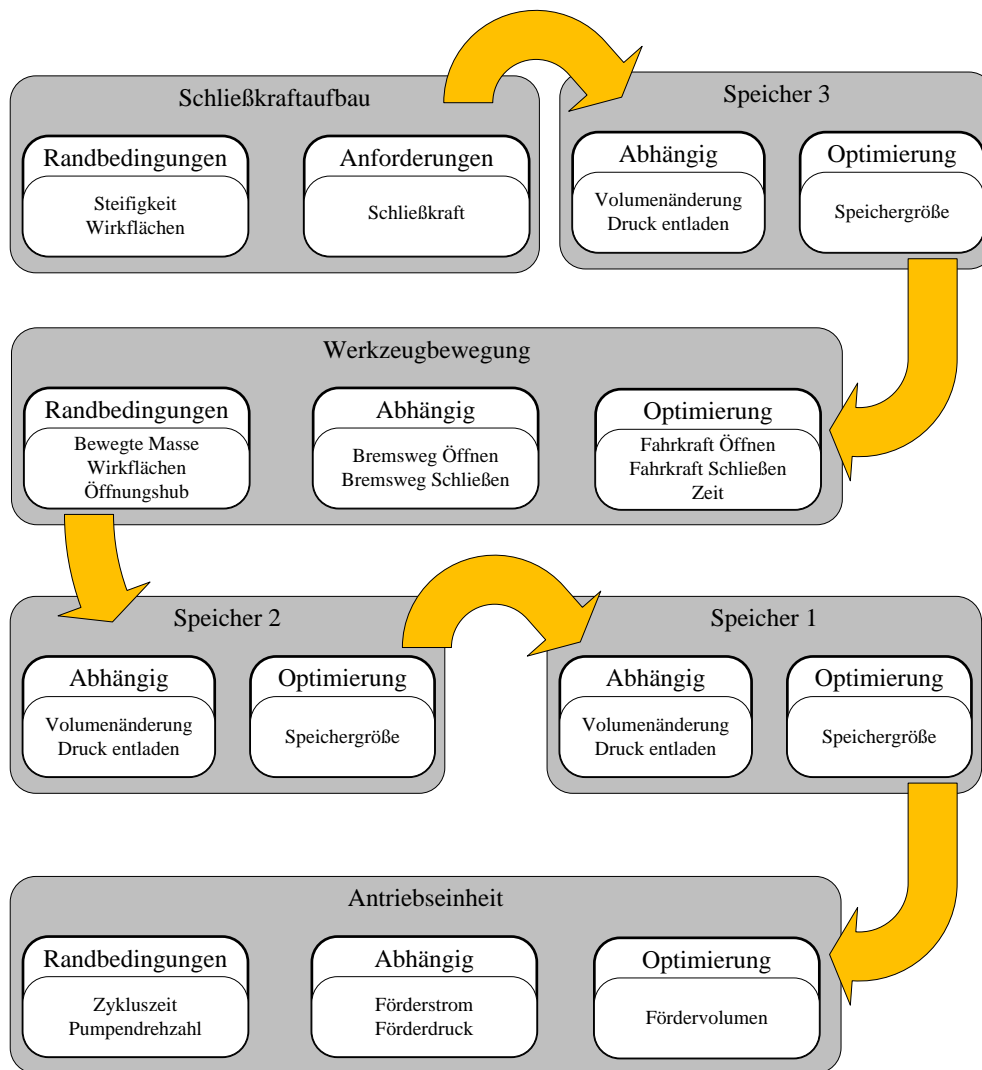


Abb. 8-4: Schema zur analytischen Auslegung des 2PS-Reku-Moduls mit integrierter Differenzialschaltung

Unter der Voraussetzung, dass die Öffnungsbewegung in der Differenzialschaltung realisiert wird, also die Kolbenstangenfläche die effektive Wirkfläche ist und dass das Volumen der Ringkammer bei der Fahrbewegung verdrängt wird lässt sich der erforderliche Bremsweg durch den Ausdruck in Gl. 8-1 beschreiben.

$$s_{br_ö} = \frac{s_{KA} A_{KA}}{A_{R_FZ}} \quad \text{Gl. 8-1}$$

Dabei wird das Hubvolumen beim Kraftaufbau mit dem über dem Bremsweg aus der Ringkammer verdrängten Volumen gleichgesetzt, da dem Speicher genau dieses Volumen beim Abbremsen der Schließeinheit zugeführt werden muss. Analog ergibt sich der Bremsweg für die Schließbewegung. Da beim Abbremsen der Schließbewegung in der beschriebenen Konfiguration Speicher 2 geladen werden soll, mit welchem anschließend die Öffnungsbewegung realisiert wird, muss bei der Berechnung des Bremsweges berücksichtigt werden, dass ein Teil des Kolbenhubs in der Differenzialschaltung und ein Teil des Kolbenhubs (der Bremsweg) ohne Differenzialschaltung realisiert wird. Vorteilhaft stellt sich dabei das große kolbenseitig verdrängte Volumen dar, wodurch der dargestellte Vorgang überhaupt erst möglich wird. Der erforderliche Bremsweg lässt sich demnach durch Gl. 8-2 berechnen.

$$s_{br_Schli} = \frac{s_{br_ö} A_{K_FZ} + (s_{Hub} - s_{br_ö}) A_{KS_FZ}}{A_{K_FZ}} \quad \text{Gl. 8-2}$$

Somit verbleiben als Optimierungsgrößen die Fahrkräfte beim Öffnen und beim Schließen, die genau so eingestellt werden sollen, dass zum einen die zuvor definierten Bremswege erreicht werden und zum anderen die Zeit zum Fahren der Schließeinheit möglichst gering ist. Im nächsten Schritt müssen die beiden Niederdruckspeicher zur Leistungsversorgung der Fahrbewegung dimensioniert werden. Dabei ist es zweckmäßig mit der Dimensionierung von Speicher 2 zu beginnen, da die Drücke in den beiden Niederdruckspeichern mit Bezug auf den resultierenden Bremsweg Wechselwirkungen untereinander aufweisen. Da die Schließbewegung mit Speicher 1 angetrieben und mit Speicher 2 abgebremst wird, haben auch beide Drücke einen Einfluss auf den resultierenden Bremsweg. Beginnend mit der Öffnungsbewegung lässt sich der Druck im Speicher 2 bzw. die daraus resultierende Fahrkraft so festlegen, dass zunächst einmal Speicher 3 vollständig geladen werden kann. Erste Simulationen haben allerdings gezeigt, dass der aus Gl. 8-1 resultierende geforderte Bremsweg bei der Referenzkonfiguration aufgrund des kleinen Hubvolumens beim Kraftaufbau zu kurz ist, um die Geschwindigkeit der Schließeinheit auf ein angemessenes Maß zu reduzieren. Da der Druck in Speicher 3 wie bereits beschrieben durch die Schließkraft bestimmt wird, besteht keine Möglichkeit die Bremskräfte weiter heraufzusetzen bzw. der Fahrzylinder wurde so dimensioniert, dass die aus diesem Druck resultierenden Bremskräfte den maximal zulässigen Kräften des Fahrzylinders entsprechen.

Somit wurde der Bremsweg bei der Schließbewegung für das 2PS-Reku-Modul im Labormaßstab mit einem Korrekturfaktor versehen, der den Bremsweg künstlich streckt und somit das vollständige Abbremsen der bewegten Masse ermöglicht. Der Druck im Speicher 3 im geladenen Zustand kann dabei durch ein Überdruckventil abgesichert werden, so dass eine definierte Schließkraft aufgebracht werden kann. Nachteilig an dieser Maßnahme ist, dass ein Teil der kinetischen Energie der bewegten Masse dabei dissipiert wird. Wie bei Speicher 3 ist die Größe von Speicher 2 in erster Näherung eine frei wählbare Größe. Nach dem Speicher 2 vollständig dimensioniert worden ist, folgt die Dimensionierung von Speicher 1 welche analog zu Speicher 2 durchgeführt werden kann. Als letztes wird die Antriebseinheit ausgelegt. Da der Antrieb bei dem modifizierten Modell nur noch einen Speicher laden muss, erfolgt die Auslegung wie beim integrierten S-A-Modul. Um die Differenzialschaltung in der Simulation abzubilden wurde das bereits vorgestellte Simulink Modell um ein weiteres 2/2-Wegeventil erweitert. Dieses Ventil verbindet während der Öffnungsbewegung die beiden Kolbenkammern des Fahrzylinders. Durch eine geeignete Dimensionierung dieses Ventils ist auch beim Fahren der Schließeinheit in der Differenzialschaltung eine Minimierung der Drosselverluste möglich. Für eine technische Umsetzung sind Wegeventile mit integrierter Rückspeisung verfügbar, welche die Differenzialschaltung ohne den Einsatz weiterer Ventile abbilden können.

Die zeitlichen Verläufe der wichtigsten Systemgrößen während der Simulation eines Referenzzyklus bei einer Zykluszeit von 10 s sind für die um eine Differenzialschaltung erweiterte Variante des 2PS-Reku-Moduls in Abb. 8-5 dargestellt. Die prozessrelevanten Systemgrößen wie die Position der Schließeinheit, die Geschwindigkeit der Schließeinheit und die Schließkraft sind in dem oberen Fenster, die Speicherdrücke für den Niederdruckbereich (Fahrachse) in dem mittleren Fenster, der Speicherdruck für den Hochdruckbereich (Kraftachse) in dem unteren Fenster dargestellt. Der angepasste Zyklusablauf wird aus den dargestellten Zustandsgrößen ersichtlich. So wird nun beim Abbremsen der Schließbewegung Speicher 2 genutzt, was sich in der zugehörigen Druckerhöhung widerspiegelt. Speicher 3 ist nun zu Zyklusbeginn geladen, wird für den Kraftaufbau entladen und beim Abbremsen der Öffnungsbewegung wieder geladen. Der angepasste künstlich verlängerte Bremsweg spiegelt sich in der Tatsache wieder, dass der Druck im Speicher 3 nach dem Abbremsen größer ist als zu Zyklusbeginn. Die Strategie zur analytischen Berechnung des Bremsweges von Speicher 2 stellt sich nach den abgebildeten Simulationsergebnissen als zielführend dar, da der Druck im Speicher 2 nach dem Entladen bei der Öffnungsbewegung wieder dem Druck zu Zyklusbeginn entspricht. Aus dem Druckverlauf von Speicher 2 beim Öffnen der Schließeinheit wird weiterhin der Effekt der Änderung der effektiven Wirkfläche des Fahrzylinders durch das „Abschalten“ der Differenzialschaltung beim Abbremsen der Schließeinheit ersichtlich (vergrößerter Ausschnitt in Abb. 8-5). So zeigt sich zum Zeitpunkt des Abbremsens eine deutliche Änderung des Druckgradienten. Dieser Effekt ist auf die Tatsache zurückzuführen, dass durch die effektiv vergrößerte Wirkfläche beim Bremsen das Hubvolumen des Fahrzylinders bezogen auf den Kolbenweg zunimmt und am Speicher somit ein vergrößerter Volumenstrom abgerufen wird. Weiterhin verdeutlicht dieser Effekt den aufgezeigten Zusammenhang zur analytischen

Bestimmung des optimalen Bremsweges. Wie bereits oben beschrieben wurde, wurden die Fahrkräfte bei dieser Simulation exakt so eingestellt, dass gerade eben die Forderung nach den vollständigen Speicherladungen durch die Rekuperation erfüllt werden bzw. bezogen auf den Abbremsvorgang bei der Öffnungsbewegung so, dass die maximal zulässigen Zylinderkräfte nicht überschritten werden. Ziel war es dabei die Energie die in das System hineingesteckt werden muss zu minimieren.

Bei der Betrachtung des Geschwindigkeitsverlaufs zeigt sich allerdings, dass die aus dieser Vorgabe heraus resultierende Fahrkraft in der vorliegenden Systemkonfiguration (Zusammenspiel aller einflussnehmenden Parameter) einen negativen Einfluss auf die erforderliche Zeit zum Durchführen der Schließbewegung hat. Ein Hub von 500 mm erfordert nun eine Zeit von ca. 0,9 s, wozu bei der zuvor dargestellten Systemkonfiguration gerade einmal ca. 0,5 s erforderlich waren. Dieser Effekt spiegelt sich auch in den gegenüber der Ausgangskonfiguration deutlich reduzierten Maximalgeschwindigkeiten in beiden Bewegungsrichtungen wieder. Dabei muss allerdings berücksichtigt werden, dass die Fahrbewegungen auch in der modifizierten Konfiguration sehr schnell vollzogen sind.

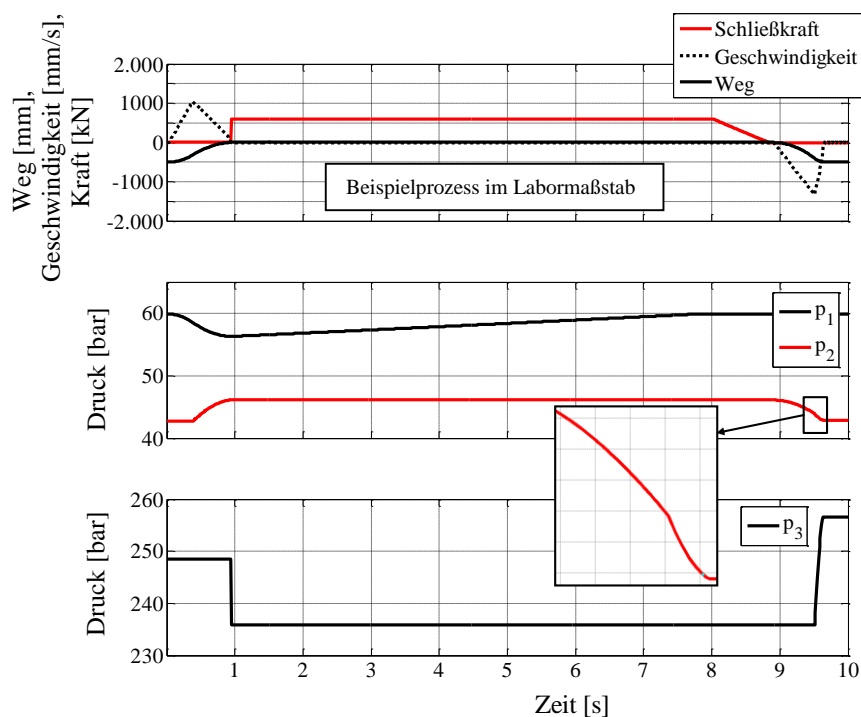


Abb. 8-5: *Simuliertes Verhalten der wichtigsten Zustandsgrößen des um eine Differenzialschaltung erweiterten Modells im Labormaßstab*

Auf den Betrag der rekuperierten Federenergie hat die Systemmodifikation durch die Integration einer Differenzialschaltung zunächst keinen Einfluss, da zum Zeitpunkt des Kraftabbaus wie in der Ausgangssituation kein Speicher durch die Pumpe geladen wird. Dadurch bleibt die Druckdifferenz über der Pumpe und somit das zur Rekuperation führende Drehmoment unverändert. Nachteilig stellt sich diese Maßnahme allerdings aufgrund der damit einhergehenden Strategie zur Auslegung der Pumpe bzgl. der erforderlichen Zeit für den Schließkraftabbau dar. Der zunächst einmal positive Effekt der Differenzialschaltung auf das abgerufene Volumen aus dem Niederdruckspeicher, welcher durch die Pumpe geladen wird, wirkt sich dabei negativ auf das Verhältnis zwischen dem Hubvolumen der Kraftaktoren und dem Förderstrom der Antriebseinheit aus.

Das simulierte Antriebsmoment des 2PS-Reku-Moduls mit integrierter Differenzialschaltung sowie der simulierte mechanische Energieverbrauch der Antriebseinheit sind in Abb. 8-6 dargestellt. Aus der Abbildung wird sowohl der Effekt der Differenzialschaltung als auch der Effekt der modifizierten Prozessführung ersichtlich. Anders als in der Ausgangskonfiguration wird in der vorliegenden Konfiguration nur noch ein Speicher durch die Pumpe geladen, wodurch sich für den Antrieb über den Ladevorgang auch

nur noch ein Drehmoment ergibt. Dies ermöglicht auf der einen Seite eine noch bessere Abstimmung der zu installierenden Antriebsleistung an die Anforderungen für den Prozess, führt allerdings auf der anderen Seite wie bereits beschrieben zu einer längeren erforderlichen Zeit bzgl. des Schließkraftabbaus. Dabei verlängert sich die erforderliche Zeit für den Kraftabbau von zuvor 0,3 s auf nun ca. 0,8 s.

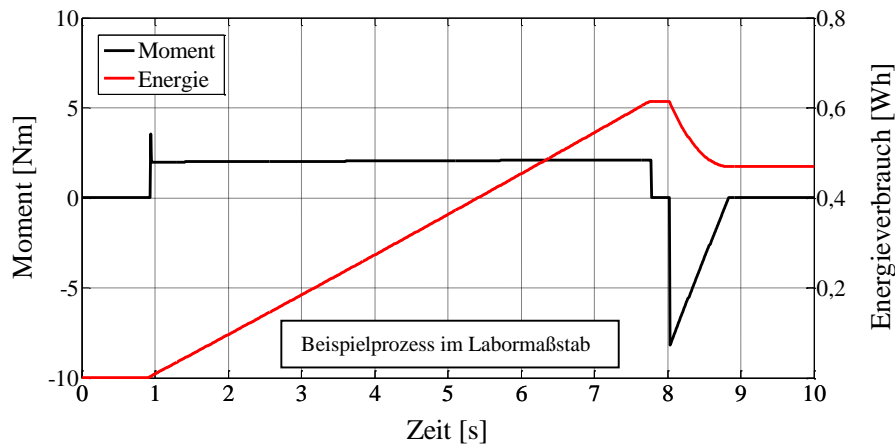


Abb. 8-6: *Simuliertes Antriebsmoment und Energieverbrauch über den Spritzgießzyklus mit Rekuperation der Federenergie durch eine Druckerhöhung auf der Saugseite der Pumpe bei integrierter Differenzialschaltung*

Interessant stellt sich der Energiefluss für das 2PS-Reku-Modul mit integrierter Differenzialschaltung dar (Abb. 8-7). Aufgrund der bereits vorgestellten Auslegungsstrategie richtet sich der Gesamtenergiebedarf nach dem Energiebedarf für den Schließkraftaufbau. Aufgrund der im 2PS-Reku-Modul umgesetzten Verschaltung der einzelnen Energieströme, muss dem System von außen nur noch exakt die Summe aus dem Energiebedarf der Kraftachse und der Summe aller energetischen Verluste bei den einzelnen Energiewandlungsschritten bzw. Energietransportschritten zugeführt werden. Aufgrund der Rekuperation der Federenergie kann aus dem System ein Teil der für den Schließkraftaufbau erforderlichen Energie wieder in Form von elektrischer Energie zurückgewonnen werden.

Aus dem Vergleich zwischen dem Betrag der verbrauchten Energie und dem experimentell ermittelten Energieverbrauch des integrierten S-A-Moduls, wird sowohl die erfolgreiche Umsetzung der dargestellten Strategie, als auch der Effekt der Idealisierung im Modell ersichtlich. Die Kraftachse des hier dargestellten Modells entspricht bzgl. aller relevanten Parameter (Schließkraft, Steifigkeit, Dimensionierung Speicher 3) exakt dem Demonstrator des integrierten S-A-Moduls. Der gemessene Energieverbrauch des S-A-Moduls beträgt ca. 0,7 Wh. In dem hier dargestellten Simulationsergebnis beträgt der Energieverbrauch für den Kraftaufbau nach dem Abzug der Verluste ca. 0,41 Wh. Die Verluste der Kraftachse bei der am Demonstrator realisierten Umsetzung belaufen sich also auf ca. 41,4 %. Wie bereits ausführlich gezeigt wurde, sind diese Verluste im Wesentlichen auf das elastische Verhalten der druckführenden Leitungen sowie der Kompressibilität des Arbeitsfluides zurückzuführen, da diese beiden Effekte den Betrag des aus dem Speicher abgerufenen Volumens beeinflussen. Dabei muss allerdings beachtet werden, dass der Demonstrator bzgl. dieser Effekte nicht optimiert wurde. Bei einer geeigneten konstruktiven Umsetzung ist es denkbar, den Betrag der Verluste weiter zu minimieren.

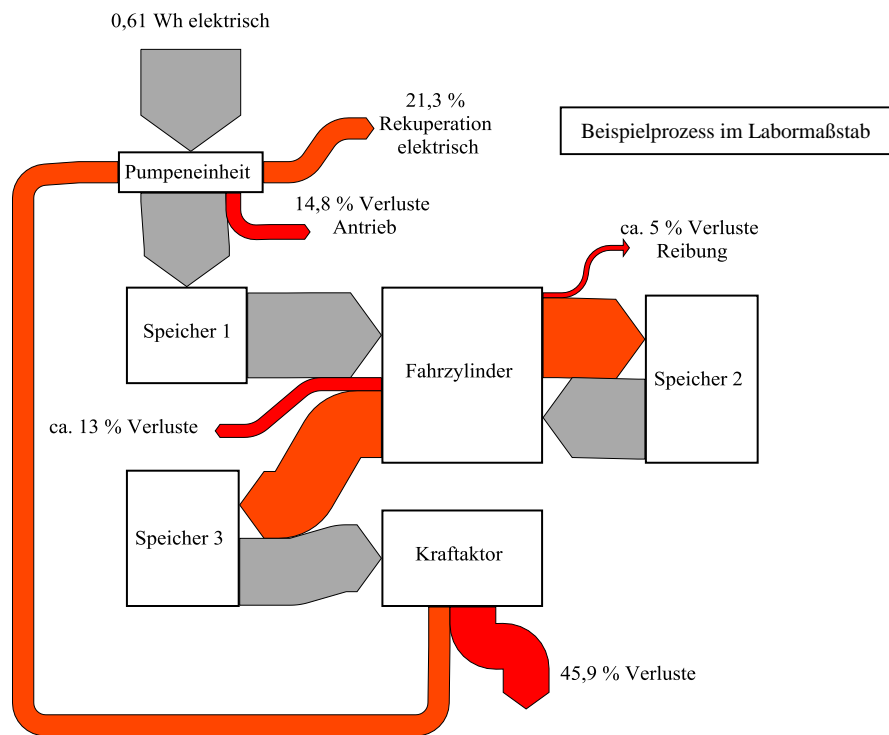


Abb. 8-7: Energiefluss des 2PS-Reku-Moduls mit integrierter Differenzialschaltung

8.1.3 Optimierung durch eine bedarfsgerechte Schließkraftführung

Wie die bisherigen Untersuchungen gezeigt haben, führt die Rekuperation der Federenergie zu einem ausgeprägten negativen Leistungspeak und zum anderen zu einem zeitlich verzögerten Abbau der Schließkraft. Wie bereits beim Stand der Technik erläutert worden ist, führen negative Leistungspeaks bei der Rekuperation dazu, dass die rekuperierte Energie entweder gespeichert oder zurück ins Netz gespeist werden muss, was beides mit erhöhtem Aufwand bzw. offenen Fragestellungen verbunden ist. Weiterhin stellt sich der verzögerte Schließkraftabbau problematisch dar, wenn dieser zu einer Verlängerung der Zykluszeit führt. Dies ist allerdings nur dann der Fall, wenn die Schließkraft bis zum Öffnen des Werkzeugs aufrecht gehalten wird.

In Abhängigkeit vom jeweiligen Spritzgießzyklus besteht allerdings nicht notwendigerweise bis zum Öffnen des Werkzeugs Schließkraftbedarf. Wie ebenfalls im Stand der Technik dargestellt worden ist, führt der mittlere Druck der Schmelze in der Kavität in Kombination mit der auf die Trennebene projizierten Fläche zu einer Auftreibrkraft, welche zur Entlastung des Werkzeugs führt und zu einer Reduzierung der wirksamen Dichtkraft in der Trennebene des Werkzeugs. Dabei ist der zeitliche Verlauf der Auftreibrkraft über den Zyklus abhängig von allen Prozessparametern die den Werkzeuginnendruck beeinflussen bzw. dessen zeitlichen Verlauf. Dieser kann mit gängigen kommerziellen Simulationstools ermittelt werden. Allgemein lässt sich sagen, dass nach dem Erreichen des Siegelpunktes und dem Ende der Nachdruckphase der Schließkraftbedarf stark sinkt bzw. gegen Null geht. Somit ist bei Prozessen mit einer (relativ zur Zykluszeit) langen Restkühlzeit Potenzial für eine weitere Optimierung des 2PS-Reku-Moduls gegeben. In Abb. 8-8 sind die simulierten Verläufe der Antriebsleistung zusammen mit dem Energieverbrauch und dem zeitlichen Verlauf der Schließkraft für zwei verschiedene Varianten des 2PS-Reku-Moduls bei einem exemplarisch gewählten Spritzgießzyklus dargestellt. Die Zykluszeit beträgt bei dem betrachteten Zyklus 20 s und es wird angenommen, dass die Nachdruckzeit aufgrund des Erreichens des Siegelpunktes nach ca. 12 s beendet wird. Die gestrichelten Verläufe zeigen den zeitlichen Verlauf der genannten Größen bei konventioneller Schließkraftführung, die durchgezogenen Linien bei einer modifizierten bedarfsgerechten Schließkraftführung. Dabei wird bereits zu einem definierten Zeitpunkt nach dem Einspritzen die Schließkraft langsam abgebaut. Die Geschwindigkeit des Kraftabbaus und somit auch die Leistung bei der Rekuperation der Federenergie lassen sich dabei über die Pumpendrehzahl definieren. Für das dargestellte

Beispiel wurde das Drehzahlprofil so eingestellt, dass die Pumpenleistung nicht negativ wird, sondern die Summe aus der zum Laden erforderlichen Leistung und der Leistung bei der Rekuperation der Federenergie gerade Null ergibt und Speicher 1 wie gefordert bis zum Ende des Zyklus vollständig geladen werden kann. Der simulierte Energieverbrauch des 2PS-Reku-Moduls wird durch die modifizierte Schließkraftführung nicht beeinflusst. Dies ist allerdings darauf zurückzuführen, dass das Modell des elektrischen Antriebs einen konstanten Wirkungsgrad über den gesamten Auslastungsbereich hat.

Dies ist für alle zuvor dargestellten Untersuchungen zulässig, da die Antriebseinheit bei den zuvor dargestellten Varianten in einem näherungsweise konstanten Betriebspunkt und konstanter Drehzahl arbeitet. Um eine abgesicherte Aussage über den Nutzen dieser beiden hier dargestellten Varianten treffen zu können, sind experimentelle Arbeiten erforderlich, welche Potenzial für weitere Forschungsarbeiten bieten. Aus den hier dargestellten Untersuchungen lässt sich aber bereits ableiten, dass die bedarfsgerechte Schließkraftführung in Abhängigkeit des jeweiligen Anwendungsfalles Potenzial zur Verbesserung der Eigenschaften des 2PS-Reku-Moduls bietet. Zum einen besteht aufgrund der geringen Leistung mit der die Federenergie rekuperiert wird keine Notwendigkeit die rekuperierte Energie elektrisch zu speichern. Zum anderen können durch diese Maßnahme theoretisch die Anforderung an die Antriebseinheit reduziert werden, da diese nicht mehr im Mehr-Quadranten-Betrieb arbeiten können muss.

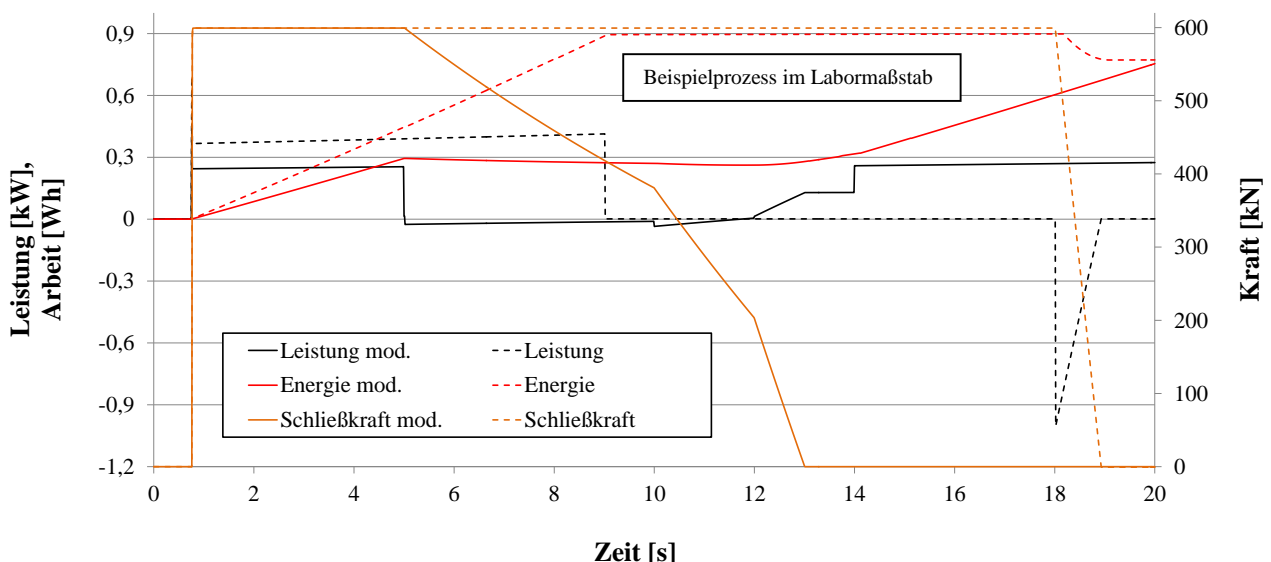


Abb. 8-8: Vergleichende Darstellung der simulierten Energieverbräuche bei bedarfsgerechter und konventioneller Schließkraftführung für einen exemplarisch gewählten Prozess

Dabei muss allerdings kritisch angemerkt werden, dass die Schließkraft eine für die Qualität des Formteils relevante Größe ist. Es muss in jedem Fall vermieden werden, dass durch die dargestellte Maßnahme die Qualität der produzierten Formteile negativ beeinflusst wird. Da die Schließkraft in der Praxis (im Regelfall) keine primäre Größe ist, welche bewusst angepasst wird um bestimmte Qualitätsmerkmale am Formteil zu verändern, kommt es weniger auf den exakten Betrag der Schließkraft bzw. dessen zeitlichen Verlauf an sondern im Wesentlichen auf die Reproduzierbarkeit dessen. Eine Analyse dieses Sachverhaltes bietet weiteres Potenzial für zukünftige experimentelle Forschungsarbeiten, da streuungsverursachende Einflussgrößen in dem hier behandelten Simulationsmodell nicht abgebildet werden können.

8.1.4 Optimierung durch angepassten Druckdifferenzverlauf beim Schließkraftaufbau

Wie bereits in Abschnitt 7.2.2 ausführlich dargestellt worden ist, ist es bei einem durch einen Hydrospeicher versorgten Schließkraftaufbau kaum möglich Wirkungsgrade größer 50 % zu erreichen, wenn die Volumenänderungsarbeit des Speichers als Aufwand und die mechanische Arbeit der Kraftaktoren beim Schließkraftaufbau als Nutzen definiert wird. Die Ursache dafür liegt in der Druckdifferenz zwischen dem

Speicher und den Kraftaktoren vor dem Schließkraftaufbau. Um den Anteil dissipierter Energie beim Schließkraftaufbau zu reduzieren, ist es erforderlich diese Druckdifferenz sinnvoll zu verringern. Eine Möglichkeit die im Rahmen dieser Arbeit untersucht wurde besteht darin, einen definierten Gegendruck mit Hilfe eines weiteren Energiespeichers zu erzeugen. Dabei muss eine definierte Druckdifferenz vorgehalten werden, um den Kraftaufbau mit einer hinreichend hohen Geschwindigkeit zu vollziehen. Über den Schließkraftaufbau gleicht sich der Druck im Speicher dem Druck der Aktoren an (entsprechend den Kennlinien dieser beiden Teilsysteme), bis sich ein Druckgleichgewicht eingestellt hat. Da die Druckdifferenz zwischen diesen beiden Teilsystemen über den Kolbenhub kleiner wird, muss auch der Gegendruck der durch den zusätzlichen Energiespeicher aufgebracht wird mit zunehmendem Kolbenhub kleiner werden. Da der Betrag der aufgebrachten Schließkraft nicht verändert werden soll, muss der Gegendruck des zusätzlichen Energiespeichers in dem Punkt in dem das Druckgleichgewicht herrscht bzw. bereits kurz vor diesem Punkt gleich Null sein. Da bei einem Energiespeicher das treibende Potenzial (in diesem Fall Druck oder Kraft) mit zunehmenden Ladestatus üblicherweise zunimmt, wurde im Rahmen der Untersuchung über ein Hebelsystem und der damit verbundenen Kinematik die gewünschte Charakteristik eingestellt. Eine schematische Darstellung des modellierten Energiespeichers ist in Abb. 8-9 auf der linken Seite abgebildet. Bei dem System wird die Relativbewegung zwischen der beweglichen Platte der Schließeinheit und den Kraftaktoren genutzt, um über einen entsprechenden Hebelmechanismus Gas in einem Kolbenspeicher, welcher über zwei Kolben verfügt zu komprimieren. Um den Nutzen des beschriebenen Ansatzes zu analysieren, wurde das Simulink Modell der Arbeitsfunktion um ein Modell des Kolbenspeichers welcher über die Hebelkinematik an den Kolbenhub gekoppelt ist erweitert. Anschließend wurde das System über entsprechende Parameterstudien energetisch optimiert. Der Vorteil dieses Systems besteht darin, dass beim Abbauen der Schließkraft nicht nur die Federenergie der Schließeinheit sondern auch die in dem Kolbenspeicher gespeicherte Energie rekuperiert werden kann.

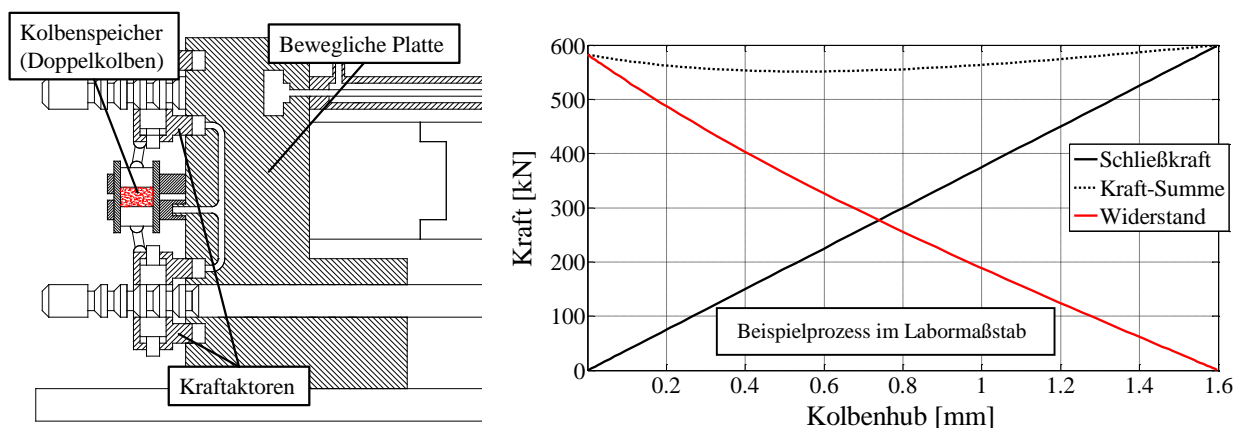


Abb. 8-9: Schematische Darstellung des Energiespeichers zur dissipationsminimierten Druckführung beim Kraftaufbau (links), Darstellung der simulierten Kraftverläufe (rechts)

Auf der rechten Seite ist der Verlauf der simulierten Schließkraft über den Kolbenhub des Kraftaktors dargestellt. Weiterhin ist der Verlauf der simulierten durch den Kolbenspeicher hervorgerufenen Widerstandskraft über den Kolbenhub zusammen mit der Summe dieser beiden Kräfte abgebildet. Wie in der Abbildung zu erkennen ist, ist es theoretisch trotz der nichtlinearen Charakteristik des Kolbenspeichers möglich, den Verlauf der Widerstandskraft gut an den gewünschten Verlauf anzupassen. Aus der Summe der Kraftverläufe wird implizit ersichtlich, dass der Kolbenspeicher den Schließkraftaufbau nicht behindert, da immer ausreichend treibendes Potenzial in Form einer Druckdifferenz zwischen Speicher und Kraftaktor vorhanden ist. Der niedrigste Betriebsdruck im Speicher führt bei der dargestellten Konfiguration zu einer Schließkraft von 600 kN. Da diese Kraft von der Summe der beiden dargestellten Kräfte erst exakt bei vollständig aufgebauter Schließkraft und dem damit verbundenen Kolbenhub erreicht wird, liegt zwangsläufig stets eine Druckdifferenz vor. Die Fläche unter der roten Kurve stellt dabei die zusätzlich gespeicherte Energie dar, die Fläche unter dem Verlauf der Summe der Kräfte stellt die insgesamt gespeicherte Energie dar. Die Simulationsergebnisse haben gezeigt, dass 89 % der von Speicher 3

abgegebenen Energie von der Schließeinheit und dem Kolbenspeicher aufgenommen werden und anschließend beim Schließkraftabbau entsprechend rekuperiert werden können. Ohne den dargestellten zusätzlichen Speicher wurden in dieser Konfiguration ca. 46 % der abgerufenen Energie von der Schließeinheit aufgenommen, der Rest wird beim Kraftaufbau dissipiert. Die Untersuchungen haben allerdings auch gezeigt, dass das dargestellte System in vorliegender Form aufgrund der erforderlichen Parameter technisch nicht umsetzbar ist. Problematisch stellt sich insbesondere der verhältnismäßig kleine Kolbenhub der Kraftaktoren beim Schließkraftaufbau dar. Um die gewünschte Hebelkinematik zu erhalten sind demnach sehr kleine Hebelarme erforderlich (2 – 15 mm). Weiterhin ungelöst ist das Problem variierender Kolbenhöhe (z. B. Werkzeugwechsel). Noch offen ist auch der wirtschaftliche Nutzen der dargestellten Maßnahme. Diese offenen Fragestellungen bieten Potenzial für weitere Untersuchungen. Dabei gilt es ein System zu definieren, welches in der Lage ist mit einem vertretbaren Aufwand den kleinen Kolbenhub so zu übersetzen, dass die geforderte Kinematik mit technisch umsetzbaren Parametern erreicht werden kann.

8.1.5 Vergleichende Darstellung der Konzeptvarianten

In diesem Abschnitt wurden zwei unterschiedliche Konzeptvarianten untersucht, welche sich durch die Implementierung der s. g. Differenzialschaltung voneinander unterscheiden. Weiterhin wurde eine angepasste Schließkraftführung zur Optimierung der Rekuperation der Federenergie untersucht und ein Ansatz zur Minimierung dissipativer Verluste beim Schließkraftaufbau vorgestellt. Dabei werden die simulierten, zuvor definierten Qualitätskennwerte des 2PS-Reku-Moduls durch die angepasste Schließkraftführung nicht beeinflusst. Diese Maßnahme stellt lediglich ein Ansatz zur Kompensation des zunächst nachteilig erscheinenden verzögerten Schließkraftabbaus dar. Der Ansatz zur Minimierung dissipativer Verluste beim Schließkraftaufbau ist zwar von energetischem Nutzen und darüber hinaus sind die physikalischen Hintergründe sehr interessant, allerdings kann das entwickelte Konzept aufgrund der damit verbundenen Parameter in der vorliegenden Form technisch nicht umgesetzt werden, weshalb es im Folgenden nicht mehr weiter betrachtet wird. Ein Vergleich der wichtigsten Systemeigenschaften, festgemacht an Kennwerten welche Aufschluss über die dynamischen Eigenschaften und das Potenzial zum energieeffizienten Betrieb der beiden verbleibenden Varianten geben, ist in Abb. 8-10 dargestellt.

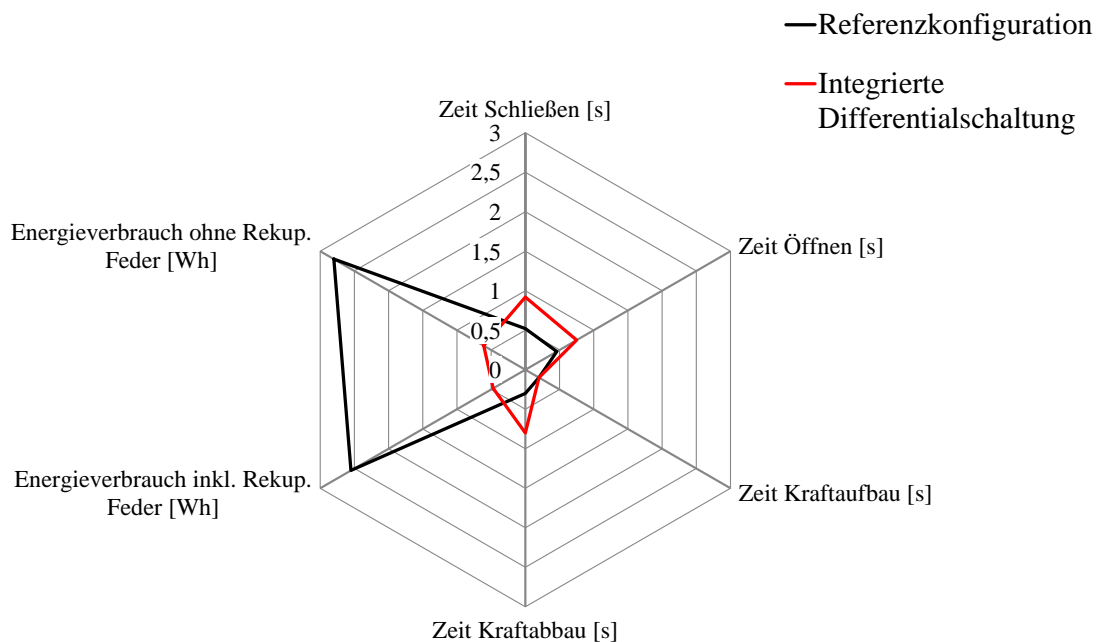


Abb. 8-10: Vergleich der charakteristischen Kenngrößen zwei verschiedener Konzeptvarianten

Wie der Abbildung zu entnehmen ist, wirkt sich die Integration der Differenzialschaltung zunächst einmal negativ auf die dynamischen Eigenschaften des Systems aus. Dieser Effekt ist allerdings weniger auf die

Differenzialschaltung als solches, sondern eher auf die durch die Strategie zur Auslegung bedingten niedrigen Speicherdrücke zurückzuführen. Zur Verkürzung der Fahrzeit ist es erforderlich die Fahrkräfte zu erhöhen. Eine Erhöhung der Fahrkräfte kann durch eine Erhöhung der Speicherdrücke in den Niederdruckspeichern erzielt werden, wodurch allerdings beim Laden gleichermaßen die erforderliche Volumenänderungsarbeit steigen würde, was zur Folge hätte, dass von der Pumpe mehr Energie umgesetzt werden muss. In einer separaten Simulationsreihe wird daher untersucht, wie sich die Erhöhung der Fahrkraft auf die benötigte Zeit zum Fahren der Schließeinheit sowie den Energieverbrauch der Antriebseinheit auswirkt. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen werden in den nachfolgenden Abschnitten vorgestellt. Auf der anderen Seite zeigt sich in der Abbildung die effiziente Betriebsweise des 2PS-Reku-Moduls mit der integrierten Differenzialschaltung. Dabei kommt der Energiefluss des Konzeptes nahe an den Idealzustand der zu Beginn dieser Arbeit vorgestellt wurde, bei welchem dem System nur exakt die Energie zugeführt werden muss, die über den Zyklus an Reibungsverlusten verloren geht. Es wird gegenüber einer elektrisch-mechanisch angetriebenen Variante immer der Nachteil bestehen, dass sich bei dem 2PS-Reku-Modul die Fluidreibung negativ auf die Energiebilanz auswirkt. Im direkten Vergleich dieser beiden Varianten kann festgehalten werden, dass das 2PS-Reku-Modul mit integrierter Differenzialschaltung in Summe die besseren Eigenschaften aufweist. Ein entscheidender Vorteil ist dabei die gute Integration der rekuperierten Energie in den Prozess, was u. a. ein Grund für das große energetische Einsparpotenzial gegenüber dem 2PS-Reku-Modul in der Referenzkonfiguration ist.

8.2 Parameterstudie

In dem nachfolgenden Abschnitt wird der Einfluss unterschiedlicher Systemparameter auf das Systemverhalten (im Wesentlichen repräsentiert durch die bereits dargestellten Qualitätskenngrößen) untersucht. Ziel dieser Untersuchung ist es u. a. Kennwerte zu definieren, welche die Auslegung des Antriebsmoduls weiter unterstützen sollen. Um sowohl bei der Durchführung der Simulationsreihen als auch bei der Auswertung der Simulationsergebnisse eine größtmögliche Systematik zu gewährleisten, wurden alle relevanten Einstellparameter in einer Tabelle zusammengefasst. Abhängigkeiten dieser untereinander wurden gemäß dem bereits dargestellten Schema zur Auslegung des 2PS-Reku-Moduls in der Tabelle hinterlegt, um die Anzahl an frei definierbaren Parametern auf ein Minimum zu reduzieren. Zur Übergabe dieser Parameter an das Simulationsmodell des 2PS-Reku-Moduls wurde ein entsprechendes Skript in Matlab geschrieben. Zur Auswertung der Simulationsergebnisse wurden neben den bereits genannten Kenngrößen weitere Kennwerte definiert, welche das Systemverhalten beschreiben. Dazu gehören z. B. die abgerufene Antriebsleistung sowie die hydraulische Leistung bei der Rekuperation, die abgerufene Energie sowie die bei der Rekuperation rückgespeiste Energie und die abgerufenen Volumenströme/Fluidvolumen sowie die Volumenströme/Fluidvolumen bei der Rekuperation. Diese Kennwerte werden mit Hilfe eines weiteren zu diesem Zweck erstellten Matlab Skriptes aus den simulierten zeitlichen Verläufen der zugehörigen Systemvariablen berechnet und anschließend in einer Ergebnistabelle dokumentiert. Weiterhin werden Kennwerte dokumentiert, welche das Verhalten der beiden Achsen und der Antriebseinheit beschreiben, wie die Maximalwerte der Schließkraft und des Deformationshubs, die Maximalgeschwindigkeiten beim Öffnen und beim Schließen des Werkzeugs, die Drehzahl, das mittlere Drehmoment und die mittlere Leistung der Antriebseinheit, der mittlere Förderstrom und Pumpendruck, die mittlere hydraulische Leistung beim Laden des Speichers sowie die Leistung und die Arbeit bei der Rekuperation der Federenergie.

Zur Durchführung dieser Untersuchungen wurde in Matlab ein Workflow aufgebaut, welcher vordefinierte Versuchspläne abarbeitet und die Simulationsergebnisse dokumentiert. Eine schematische Darstellung dieses Workflows ist in Abb. 8-11 dargestellt. In einem übergeordnetem Matlab Skript (Workflow.m) wird ein Parameter (wahlweise auch mehrere) innerhalb festgelegter Grenzen in einer definierten Schrittweite variiert und für jeden Variationsschritt der Tabelle mit den Einstellparametern übergeben (Parameter.xlsx). Im nächsten Schritt wird das Skript zur Initialisierung des Simulationsmodells gestartet, welches diese Parameter aus der Tabelle in die einzelnen Funktionsblöcke des Simulink Modells überträgt. Nach einer definierten Wartezeit, welche es dem Initialisierungsskript erlaubt vollständig abgearbeitet zu werden, wird die Simulation gestartet. Nach dem vollständigen Durchlauf der Simulation wird im letzten Schritt das

Auswertungsskript gestartet, welches aus den simulierten zeitlichen Verläufen der einzelnen Systemvariablen die bereits genannten Kennwerte berechnet und in einer Ergebnistabelle (Result.xlsx) dokumentiert. Diesem Skript wird gleichzeitig der Zeilenindex übergeben, welcher von Versuchspunkt zu Versuchspunkt fortlaufend hochgezählt wird und definiert, in welcher Zeile der Ergebnistabelle die berechneten Kennwerte geschrieben werden.

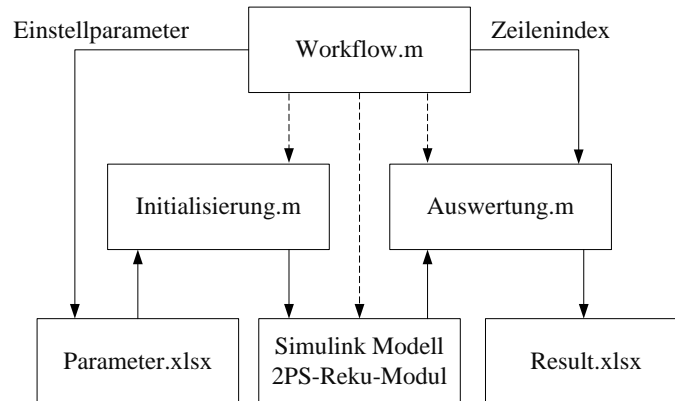


Abb. 8-11: Schematische Darstellung des Workflows zur modellbasierten Untersuchung

Somit liegt nach dem vollständigen Ablauf dieses Workflows eine Tabelle vor, in der für jeden Versuchspunkt in einer separaten Zeile, spaltenweise die einzelnen zuvor definierten und aus den simulierten Verläufen der einzelnen Systemvariablen berechneten Kennwerte dokumentiert sind. Da die Einstellparameter gleichermaßen dokumentiert werden, lassen sich die berechneten Kennwerte fehlerfrei den einzelnen Versuchspunkten zuordnen. Im Folgenden werden die Ergebnisse der durchgeführten Parameterstudien vorgestellt.

Einfluss der Speicherdruckniveaus

Ein entscheidendes Qualitätsmerkmal einer Schließeinheit ist die Zeit die zum Schließen bzw. zum Öffnen dieser benötigt wird. Aufgrund des Speicherantriebes stellt der Volumenstrom der zum Antreiben der Schließeinheit bei den entsprechenden Geschwindigkeiten aufgebracht werden muss (anders als bei Pumpenantrieben) keine limitierende Größe dar. Da die Fahrbewegung bei dem 2PS-Reku-Modul nicht aktiv gedrosselt wird, lassen sich (bei einem gegebenen Öffnungshub) die Fahrzeiten im Wesentlichen durch die Fahrkraft bzw. über die Speicherdrücke beeinflussen. Dabei ist zu beachten, dass es eine Wechselwirkung zwischen den Drücken in den beiden Niederdruckspeichern gibt. Eine Erhöhung des Druckes im Speicher 1 erfordert gleichermaßen eine Erhöhung des Druckes in Speicher 2, da dieser zum Abbremsen der Schließbewegung eingesetzt wird und die Bremskraft durch die Druckdifferenz der beiden an der Fahrbewegung beteiligten Speicher in Kombination mit der Wirkflächendifferenz definiert wird. Dabei ist der zum Abbremsen der Fahrbewegung erforderliche Druck im Speicher 2 überproportional abhängig vom Druck in Speicher 1, da die Druckerhöhung zum einen die Bremskraft, zum anderen aber auch die Geschwindigkeit der Schließeinheit beeinflusst. Somit lässt sich die Fahrkraft bzw. die Zeit zur Durchführung einer Werkzeugbewegung nur durch die Anpassung der Drücke in beiden Niederdruckspeichern sinnvoll variieren. Der Geschwindigkeitsverlauf bei der Schließbewegung bei variierenden Speicherdrücken ist in Abb. 8-12 grafisch dargestellt. Dabei wurde für drei unterschiedliche Drücke im Speicher 1, jeweils der Druck im Speicher 2 zunächst konstant gehalten, dann proportional und abschließend überproportional zu der Druckänderung im Speicher 1 erhöht. Die Bremswege wurden dabei gemäß der dargestellten Strategie zur Auslegung konstant gehalten. Der Proportionalitätsfaktor ergibt sich aus dem Verhältnis der beiden Speicherdrücke in der Ausgangskonfiguration. Zur überproportionalen Druckanpassung (Abhängigkeit beschrieben durch Polynom zweiten Grades) wurden die Koeffizienten an den Simulationen validiert, so dass die Geschwindigkeit der beiden Formhälften beim Kontakt auf ein angemessenes Maß reduziert wird. Wie aus der Abbildung ersichtlich wird, führt eine Druckerhöhung im Speicher 1 zunächst einmal zu einer höheren Beschleunigung. Da bei dem 2PS-Reku-Modul nicht aktiv

gedrosselt wird, ist die Beschleunigung bis zum Erreichen der Maximalgeschwindigkeit bzw. des Bremszeitpunktes näherungsweise konstant, was sich in dem näherungsweise konstanten Geschwindigkeitsgradienten widerspiegelt. Die dargestellte Erhöhung des Speicherdruckes von ca. 40 % führt dabei zu einer Steigerung der Maximalgeschwindigkeit von ca. 20 %. Weiterhin wird aus der Abbildung der Effekt des Druckes in Speicher 2 ersichtlich. Sowohl bei dem unveränderten Speicherdruck als auch bei dem proportional veränderten Speicherdruck in Speicher 2 führen die resultierenden Bremskräfte aus den bereits genannten Gründen nicht zu den gewünschten Verzögerungen. Die erforderliche Zeit für die Schließbewegung konnte in dem vorliegenden Beispiel mit Hilfe der Speicherdruckerhöhung um 10 % bzw. um 14,3 % reduziert werden.

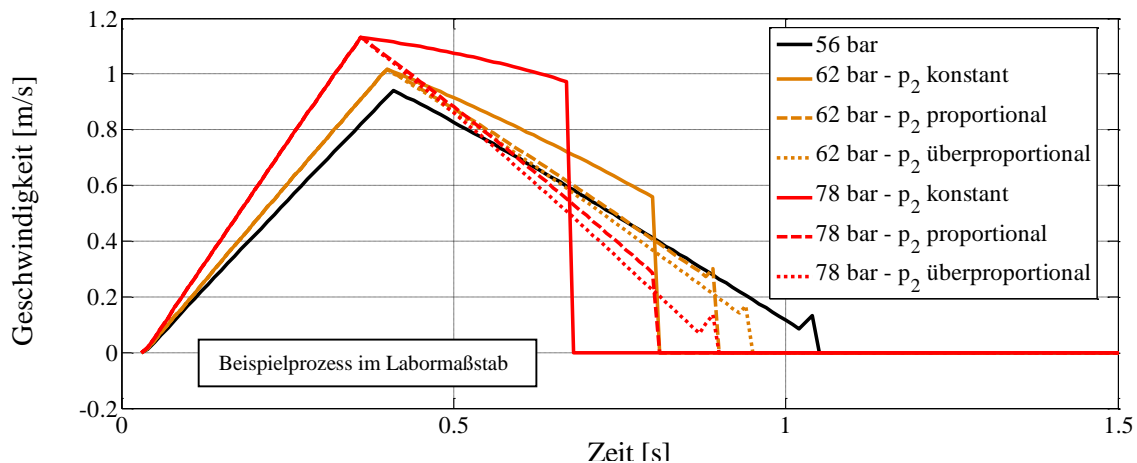


Abb. 8-12: Geschwindigkeitsverlauf der Fahrbewegung bei unterschiedlichen Speicherdrücken, exemplarisch dargestellt für die Schließbewegung

Negativ hingegen wirkt sich die Druckerhöhung im Speicher 1 auf den Energieverbrauch des 2PS-Reku-Moduls aus, da dieser durch die Pumpe geladen werden muss. Eine Anhebung des Druckniveaus kommt dabei einer Steigerung der erforderlichen Volumenänderungsarbeit über den Ladezyklus gleich. Durch ein gleichzeitiges Anheben des Druckniveaus im Speicher 2, wird allerdings auch die Volumenänderungsarbeit die beim Abbremsen am Speicher 2 verrichtet wird angehoben. Es wird also auch entsprechend mehr Energie zurückgewonnen. Konsequenterweise müsste nun bei der Öffnungsbewegung der Druck im Speicher 3 ebenfalls angehoben werden, da die Druckerhöhung im Speicher 2 analog zu dem dargestellten Effekt bei der Schließbewegung dazu führt, dass die bewegte Masse beim Bremsen nicht hinreichend verzögert wird. Eine Druckänderung im Speicher 3 ist bei dem 2PS-Reku-Modul allerdings nicht zulässig, da dies zu einer Änderung der Schließkraft führen würde. Bei der vorliegenden Systemstruktur hat dies zur Konsequenz, dass der Bremsweg beim Abbremsen der Öffnungsbewegung angepasst werden muss, um die Geschwindigkeit der Schließeinheit vor dem Erreichen des eingestellten Öffnungshubs hinreichend zu reduzieren. Durch das Absichern des durch die Schließkraft definierten oberen Speicherdruckes im Speicher 3 (geladener Zustand) mit einem Überdruckventil ist es dabei möglich, die kinetische Energie der Schließeinheit vollständig abzubauen, wobei allerdings die Volumenänderungsarbeit am Speicher 3 unverändert bleibt und die Energiedifferenz über das Überdruckventil dissipiert wird.

Die Änderungen der Volumenänderungsarbeit am Speicher 1 und Speicher 2 in Abhängigkeit des Druckes im Speicher 1, bei den verschiedenen Ansätzen zur Speicherdruckanpassung in Speicher 2, ist in Abb. 8-13 dargestellt. Wie aus der Abbildung ersichtlich wird, steigt der Betrag an rückgewonnener Energie im Speicher 2 beim Abbremsen der Schließbewegung insbesondere bei dem progressiven Ansatz zur Speicherdruckanpassung proportional zur Energieerhöhung im Speicher 1 bzw. der Betrag der Verluste bleibt konstant. Weiterhin haben die Simulationsreihen gezeigt, dass die Volumenänderungsarbeit am Speicher 3 unabhängig von dem gewählten Ansatz aus den bereits genannten Gründen konstant bleibt. Dies bedeutet, dass die zusätzlich in die Schließeinheit eingebrachte Energie beim Abbremsen der Öffnungsbewegung vollständig dissipiert wird. Aufgrund des höheren Druckniveaus im Speicher 2 resultiert allerdings auch für die Öffnungsbewegung eine höhere Fahrkraft, was wiederum zu einer kürzeren Fahrzeit

führt. Aufgrund der Systemstruktur und der geschaffenen Abhängigkeiten der einzelnen Systemgrößen untereinander werden also die Fahrzeiten gleichermaßen für beide Werkzeugbewegungen verkürzt, wenn das Druckniveau im Speicher 1 angehoben wird.

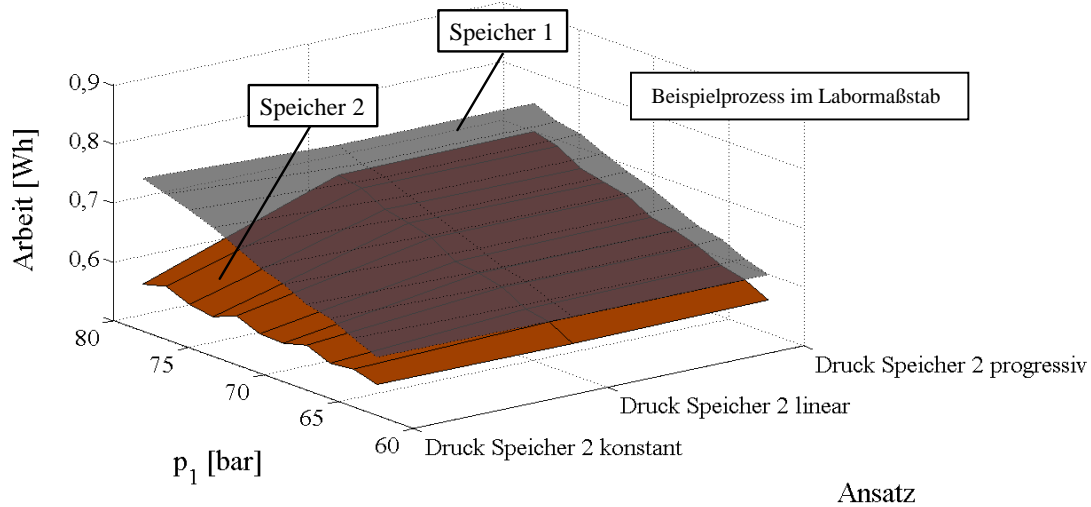


Abb. 8-13: Einfluss der Fahrkraft auf die Volumenänderungsarbeit im Speicher 1 sowie die Volumenänderungsarbeit im Speicher 2

Zusammengefasst lässt sich feststellen, dass es möglich ist durch das Anheben der Druckniveaus in den Niederdruckspeichern Einfluss auf die erforderlichen Zeiten zur Durchführung der Fahrbewegung hin zu niedrigeren Werten zu nehmen. Die daraus resultierende Änderung der durch den Antrieb eingebrachten Energie in das System wird dabei allerdings vollständig dissipiert wenn unterstellt wird, dass der Energiebedarf der Kraftachse unverändert bleibt. Somit bleibt für einen konkreten Anwendungsfall zu prüfen, inwiefern die aus der dargestellten analytischen Auslegung resultierenden Zeiten den Anforderungen genügen. Ein Anheben des Druckniveaus in Speicher 1 führt dabei zu einer Verkürzung der Fahrzeiten in beiden Fahrtrichtungen, da die zusätzlich in Speicher 1 eingebrachte Energie beim Abbremsen der Schließeinheit bei einer geeigneten Anpassung des Druckniveaus in Speicher 2 rekuperiert wird, wodurch wiederum mehr Energie auf einem höheren Druckniveau zum Durchführen der Öffnungsbewegung bereit steht. Eine weitere (hier nicht dargestellte) Simulationsreihe hat gezeigt, dass durch eine Modifikation der Speicherkennlinie durch das Anpassen der Speichergröße ähnliche Effekte erzielt werden können. Es lässt sich weiterhin festhalten, dass die Größen der beiden Niederdruckspeicher sowie der Druckniveaus aufeinander abgestimmt sein müssen. Dabei lassen sich diese Größen sowohl auf einen minimalen Energieverbrauch als auch auf minimale Fahrzeiten für das Werkzeug optimieren. Ein wesentlicher Kennwert ist dabei die Volumenänderungsarbeit. Dabei sollte bei bekanntem Hubvolumen in jedem Fall die Volumenänderungsarbeit im Speicher 2 um den Betrag der Reibungsverluste kleiner gewählt werden als die Volumenänderungsarbeit im Speicher 1.

Einfluss von Drosselverlusten

Alle bisherigen Betrachtungen gehen davon aus, dass die Ventilquerschnitte der einzelnen Ventile für die auftretenden Volumenströme groß genug sind, um Druckdifferenzen von kleiner 5 bar zu erzeugen. Dies ist allerdings insbesondere bei der realen Anwendung aufgrund der großen auftretenden Volumenströme mit erhöhtem finanziellem Aufwand verbunden. Daher soll im Folgenden untersucht werden, wie sich der Einsatz kleiner dimensionierter Ventile auf das Systemverhalten auswirkt. In Abb. 8-14 ist der simulierte Systemdruck an verschiedenen Stellen für die Schließbewegung zum Zeitpunkt der maximalen Fahrgeschwindigkeit dargestellt. In der schematischen Darstellung wird das Zentralventil (roter Kasten) zu Gunsten der Anschaulichkeit durch zwei Ventile abgebildet. Die beiden Ventile können auch als eine Art der Darstellung der einzelnen Steuerkanten über die das Arbeitsfluid fließt aufgefasst werden. Die einzelnen

Simulationsreihen unterscheiden sich in den modellierten Durchflusskennlinien der Ventile. Dabei wurden die Kennlinien eines vorgesteuerten Wegeventils mit der Nenngröße 16, eines direktgesteuerten Wegeventils mit der Nenngröße 10 sowie die Kennlinie eines direktgesteuerten Wegeventils mit der Nenngröße 6 mit der bereits vorgestellten Methodik auf das Modell übertragen. Wie aus der Abbildung ersichtlich wird, eignen sich für das 2PS-Reku-Modul in der dargestellten Konfiguration im Labormaßstab sowohl die Ventile mit der Nenngröße 16, als auch die Ventile mit der Nenngröße 10. Der Einsatz der Ventile mit der Nenngröße 6 führt zu einer Steigerung des erforderlichen Drucks im Speicher 1 über 200 bar.

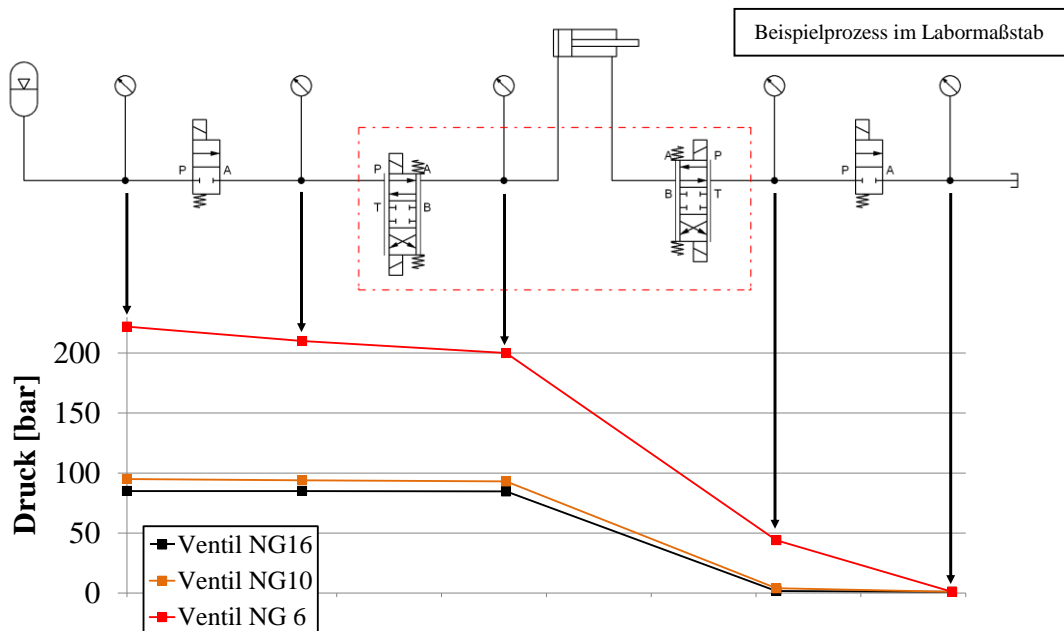


Abb. 8-14: Darstellung der Drosselverluste in Abhängigkeit der Ventilgröße

Aufgrund des bereits im Abschnitt 8.1.2 dargestellten Leistungsflusses innerhalb des 2PS-Reku-Moduls potenziert sich der Einfluss der Drosselverluste. Da weiterhin die Öffnungsbewegung der Schließeinheit ausschließlich mit rekuperierter Energie versorgt werden soll, ist es erforderlich den Druck im Speicher 2 anzuheben. Aus dem erhöhten Druck in Speicher 2 resultiert eine größere hydraulische Bremskraft. Da der Bremsweg unverändert bleiben muss um Speicher 2 beim Bremsen vollständig zu laden, ist alleine aus diesem Sachverhalt heraus eine höhere Fahrkraft erforderlich, welche wiederum zu einer weiteren Steigerung des Drucks in Speicher 1 führt. Ausgehend von der Volumenänderungsarbeit welche beim Laden von Speicher 1 in der Ausgangskonfiguration aufgewendet werden muss, erhöht sich die erforderliche Volumenänderungsarbeit bei dem Einsatz der Ventile der Nenngröße 6 auf 328 % und beträgt nun 2 Wh. Der Einsatz der Ventile der Nenngröße 10 führt zu einer Erhöhung der Volumenänderungsarbeit auf 0,84 Wh, was ca. 138 % der Volumenänderungsarbeit bei den Ventilen der Nenngröße 16 entspricht. Aus energetischer Sicht ist es gerade aufgrund des dargestellten Potenzierungseffektes sinnvoll Ventile zu wählen, die einen hinreichend kleinen Druckabfall pro Steuerkante aufweisen. Bei der dargestellten Laborkonfiguration stellt diese Maßnahme kein Problem dar, da die auftretenden Volumenströme aufgrund der verhältnismäßig kleinen Wirkflächen moderat sind (ca. 40 l/min). Allgemein besteht die Möglichkeit der Forderung nach kleinen Drosselverlusten nachzukommen, in dem zur Umsetzung einer Schaltfunktion mehrere Ventile parallel zueinander eingesetzt werden, was allerdings wieder mit erhöhtem finanziellem Aufwand verbunden ist.

Einfluss der Kompressibilität, der hydraulischen Induktivität sowie der Steifigkeit druckführender Elemente

Wie bereits mehrfach angedeutet worden ist, haben alle Effekte die eine Erhöhung des abgerufenen Fluidvolumens aus den Speichern zur Folge haben, einen negativen Einfluss auf den Energieverbrauch des 2PS-Reku-Moduls. Aus diesem Grund wird in diesem Abschnitt der Einfluss verschiedener Faktoren

untersucht, welche abhängig von der konstruktiven Umsetzung einen Einfluss auf das abgerufene Speichervolumen haben können. Zur Umsetzung der druckführenden Elemente sind bei dem 2PS-Reku-Modul Ventilblöcke und Rohrleitungen vorgesehen. Bei einer konstruktiven Umsetzung einer Zwei-Platten-Schließeinheit, bei der sowohl die Kraftaktoren als auch die Fahrzylinder auf der festen Platte der Schließeinheit montiert sind (was beispielsweise bei der in Abschnitt 5.1.2 betrachteten Maschine der Fall ist), kann gänzlich auf den Einsatz von Schlauchleitungen verzichtet werden.

Gemäß DIN 2413 werden für die auftretenden Drücke bei Rohrleitungen mit den betrachteten Durchmessern Wandstärken von 3 mm vorgeschrieben. Bei der Betrachtung eines stark vereinfachten Modells einer solchen Rohrleitung, also einem Zylinder der an beiden Enden geöffnet ist und von innen mit Druck beaufschlagt wird, sind bei Arbeitsdrücken von bis zu 300 bar an der Kraftachse mittels einer FEM Berechnung radiale Dehnungen von ca. 0,1 % ermittelt worden. Dies entspricht einer Steifigkeit (bezogen auf die Änderung des Durchmessers) von 0,07 mm/kbar. Diese einfache Abschätzung lässt bereits erahnen, dass elastische Effekte druckführender Rohrleitungen näherungsweise zu vernachlässigen sind. Zur Validierung dieser Überlegung wurde eine Simulationsreihe durchgeführt, bei der die Steifigkeiten der druckführenden Leitungen der Kraftachse und der Bewegungsachse in einem Wertebereich variiert wurde, der weit über den in den Vorüberlegungen ermittelten Wertebereich hinaus geht. Die Simulationsreihe hat gezeigt, dass die Volumenänderungen in den einzelnen Speichern innerhalb des betrachteten Wertebereichs näherungsweise unabhängig von der Steifigkeit der druckführenden Leitungen sind. Die maximale Änderung an der Kraftachse (Druckänderung < 50 bar) liegt bei ca. 2 cm³. Aus dieser Betrachtung lässt sich also ableiten, dass die Steifigkeit der druckführenden Rohrleitungen nicht entscheidend für den Energieverbrauch des 2PS-Reku-Moduls ist. Wie in Abschnitt 5.2.1 gezeigt wurde, lässt sich diese Aussage nicht auf Schlauchleitungen übertragen. Anders hingegen stellt sich der Einfluss des im System vorhandenen Fluidvolumens dar. Um das Fluidvolumen zu variieren, wurde eine Simulationsreihe durchgeführt, bei der die Länge der druckführenden Leitungen sowohl an der Kraftachse als auch an der Bewegungsachse getrennt voneinander variiert wurde. Diese Simulationsreihe hat gezeigt, dass bei steigendem Fluidvolumen und sonst konstanter Systemkonfiguration das Systemverhalten negativ beeinflusst wird. Insbesondere an der Schließachse hat ein großes Fluidvolumen einen negativen Effekt, da bei sonst unveränderten Rahmenbedingungen nicht mehr die volle Schließkraft erreicht werden konnte. Dabei sank die erreichte Schließkraft direkt proportional zu der Länge der druckführenden Leitung. Eine Länge von 2,5 m führte in der beschriebenen Modellkonfiguration dazu, dass nur noch ca. 91 % der eingestellten Schließkraft erreicht werden konnte, wenn alle weiteren Kennwerte von Speicher 3 unverändert bleiben. Dieser Effekt ist auf die hydraulische Kapazität des Arbeitsfluides zurückzuführen. Allgemein lässt sich die Kompression hydraulischer Flüssigkeiten in Abhängigkeit auftretender Druckänderungen durch den in Gl. 8-3 dargestellten Zusammenhang beschreiben.

$$\Delta V_{FL} = V_0 \frac{\Delta p}{E_{FL}} \quad \text{Gl. 8-3}$$

Demnach ist die Volumenänderung des Fluides ΔV_{FL} abhängig von dem vorhandenen Fluidvolumen V_0 , der Druckänderung Δp und dem Kompressionsmodul E_{FL} . Eine Änderung des Fluidvolumens hat somit zur Folge, dass sich bei gegebener Druckänderung die Kompression des Fluidvolumens ändert. Bei dem hier betrachteten System führt eine durch die veränderte Kompression des Fluidvolumens hervorgerufene Änderung der Volumendifferenz im Hydrospeicher gleichermaßen dazu, dass sich der Speicherdruck ändert. Da die Steifigkeit der Schließeinheit konstant bleibt, stellt sich somit das Druckgleichgewicht zwischen dem Speicher und dem Aktor auf einem anderen Druckniveau ein. Einflussgrößen die eine Verringerung des Kompressionsmoduls zur Folge haben (wie z. B. ein erhöhter Anteil an Luft im Arbeitsfluid) haben dabei die gleiche Auswirkung wie ein erhöhtes Fluidvolumen. Diese Effekte können kompensiert werden, in dem das Druckniveau im Speicher 3 insgesamt erhöht wird. Die Auswirkung dieser Maßnahme auf den Energieverbrauch des Systems lässt sich aufgrund des Energieflusses im 2PS-Reku-Modul durch die bereits im Abschnitt 7.1.4 dargestellte Bedingung zur Energieerhaltung und der mit der Druckerhöhung einhergehenden Volumenänderungsarbeit abschätzen. Der Einfluss der Kompressibilität des Fluidvolumens auf das Verhalten der Bewegungsachse ist deutlich geringer ausgeprägt als an der Kraftachse. Dies ist zum

einen auf die geringeren Drücke an der Bewegungsachse zurückzuführen, zum anderen aber wirkt sich das durch die Kompression bedingte Absinken des Speicherdrucks über den Kolbenhub nur indirekt auf das Verhalten der Bewegungsachse aus. Dieser Sachverhalt liegt darin begründet, dass die Speicherdrücke im geladenen Zustand zu Beginn der Bewegung zunächst unbeeinflusst von der Kompressibilität sind und demnach zu Beginn der Bewegung in erster Näherung die gleichen Beschleunigungen erreicht werden können. Bei der hier durchgeführten Simulationsreihe war der Einfluss der Kompressibilität auf das Verhalten der Bewegungsachse aufgrund des niedrigen Druckniveaus faktisch zu vernachlässigen.

Weiterhin ist zu erwarten, dass sich der Betrag des Fluidvolumens aufgrund der gesteigerten hydraulischen Induktivität negativ auf das dynamische Verhalten, insbesondere an der Bewegungsachse bemerkbar machen wird. Um den Einfluss dieses Effektes abzuschätzen, wurde der Einfluss der hydraulischen Induktivität der Rohrleitungen in einer separaten Simulationsreihe für verschiedene Rohrlängen und somit unterschiedlichen Fluidvolumen im System untersucht. Dabei wurde die Summe der Länge der einzelnen Rohre beginnend von dem Idealzustand bis hin zu 15 m variiert, was in etwa der Rohrlänge an dem Demonstrator der Fahrachse entspricht. Es hat sich gezeigt, dass sich der Einfluss der Induktivität der Rohrleitungen bei der betrachteten Systemkonfiguration faktisch vernachlässigen lässt. Die Ursache der geringen Auswirkung der hydraulischen Induktivität ist in der Betriebsweise des 2PS-Reku-Moduls zu finden. Allgemein ist die Auswirkung der hydraulischen Induktivität auf die zeitliche Druckübertragung im Arbeitsfluid direkt abhängig von der zeitlichen Änderung des Volumenstroms. Somit spielt dieser Effekt eine große Rolle bei der Auslegung oszillierender Linearaktoren (z. B. hydraulische Schmiedevorrichtungen oder Prüfstände zur dynamischen Bauteilprüfung), bei denen der Aktor mehrmals pro Sekunde die Bewegungsrichtung ändert, was große zeitliche Änderungen der Volumenströme mit sich bringt. Beim 2PS-Reku-Modul wird der Fahrzylinder bei jeder Fahrbewegung kontinuierlich, moderat beschleunigt und beginnend bei einem definierten Zeitpunkt bzw. Kolbenweg ebenso moderat abgebremst. Durch die damit einhergehenden ebenfalls moderaten zeitlichen Änderungen der Volumenströme (ca. 100 l/s^2) hat die hydraulische Induktivität der Rohrleitungen keinen entscheidenden Effekt auf das Systemverhalten.

Einfluss der Wirkflächen

Bei den bisherigen Betrachtungen wurden die Wirkflächen als eine gegebene Größe betrachtet. In einer separaten Simulationsreihe wurde daher untersucht, inwiefern sich das Systemverhalten durch eine Anpassung der Wirkflächen bei konstanten Kolbenkräften und geänderten Drücken optimieren lässt. Die Simulationsreihe hat gezeigt, dass die Wirkfläche der Fahrzylinder aufgrund der konstant gehaltenen Fahrkraft zunächst einmal keinen entscheidenden Einfluss auf den Energiebedarf des 2PS-Reku-Moduls hat, da sich das Produkt aus Hubvolumen und Druck dabei nicht ändert. Allerdings führt das Anheben des Druckniveaus bei kleineren Wirkflächen, konstanten Kräften und somit näherungsweise unveränderten Beschleunigungen und Geschwindigkeiten aufgrund der resultierenden kleineren Volumenströme zu geringeren Strömungsverlusten bei den Fahrbewegungen bzw. es besteht die Möglichkeit alle Ventile kleiner zu dimensionieren. Dieser Sachverhalt stellt eine Analogie zur Hochspannungstechnik bei der elektrischen Energieversorgung dar, bei der durch das Anheben der Spannung eine große Leistung bei kleinen elektrischen Strömen und damit einhergehend mit niedrigen Verlusten möglich wird. Bezogen auf hydraulische Linearachsen ergibt sich zur energetischen Optimierung daraus die logische Konsequenz, dass es sinnvoll ist die Wirkflächen unter Beachtung der mechanischen Beanspruchung der Kolbenstange (Knickung) so klein wie möglich zu gestalten, um kleine Volumenströme und somit niedrige Strömungsverluste zu realisieren. Weiterhin wirkt sich das geringere Fluidvolumen bei kleinen Wirkflächen positiv auf die Kompressibilität bzw. die Steifigkeit des Systems aus.

Einfluss des Pumpenförderstroms

Wie bereits in den vorangegangenen Abschnitten erwähnt wurde, wirkt sich das Verhältnis zwischen dem Hubvolumen der Kraftaktoren bzw. des Kraftaktors und dem Förderstrom der Antriebseinheit auf die erforderliche Zeit zur Rekuperation der Federenergie aus. Um diesen Einfluss für die vorliegende Systemkonfiguration darzustellen wurde eine Versuchsreihe durchgeführt, bei der Förderstrom der Antriebseinheit durch eine Anpassung des Fördervolumens der Pumpe variiert wurde. Alle anderen

Parameter wurden dabei konstant gehalten. Die Ergebnisse dieser Simulationsreihe sind in Abb. 8-15 dargestellt. Wie aus der Abbildung ersichtlich wird, hat der Förderstrom der Pumpeneinheit einen ausgeprägten Einfluss auf die Zeit die für den Kraftabbau erforderlich ist und somit auf die Zeit in der die Federenergie rekuperiert wird. Weiterhin wird aus der Abbildung ersichtlich, dass der simulierte Betrag der rückgewonnenen Energie näherungsweise unabhängig von dem Förderstrom bzw. von der Größe der Pumpe ist. Aufgrund der verkürzten Zeit zur Rekuperation erhöht sich allerdings die dabei umgesetzte Leistung näherungsweise um den Faktor drei. Bei der Interpretation dieser Ergebnisse ist zu berücksichtigen, dass diese für die Systemkonfiguration im Labormaßstab erzeugt wurden. Der Betrag der rückgewonnenen Energie ist dabei nicht repräsentativ für den realen Anwendungsfall. Weiterhin zeigt die Abbildung einen Vergleich zwischen der simulierten Zeit für den Schließkraftabbau und der theoretisch erforderlichen Zeit, wenn der Quotient aus dem Förderstrom und dem Hubvolumen der Kraftaktoren gebildet wird. Dabei ist dieser theoretische Kennwert immer ein bisschen größer als die simulierte Zeit für den Kraftabbau, da in der Simulation die internen Leckagen der Pumpe mit abgebildet werden.

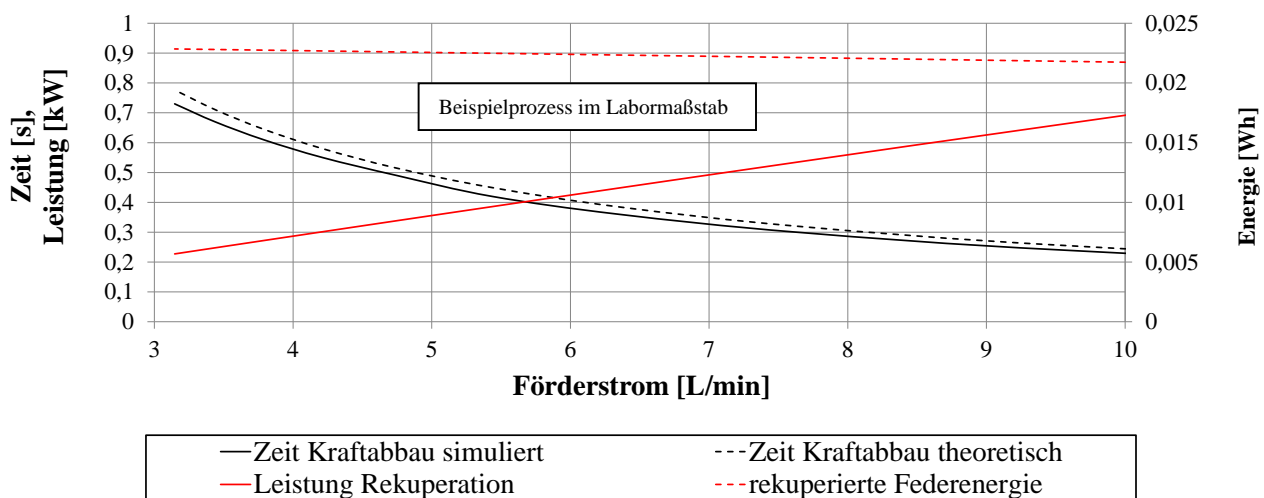


Abb. 8-15: Einfluss des Förderstroms der Pumpeneinheit auf die erforderliche Zeit zur Rekuperation der Federenergie

Insgesamt lässt sich aber feststellen, dass der beschriebene Kennwert dazu geeignet ist die beschriebene Maßnahme zur Rekuperation der Federenergie und deren Umsetzung zu beurteilen. Grundsätzlich wird es immer so sein, dass die Rekuperation der Federenergie dazu führt, dass die erforderliche Zeit für den Schließkraftabbau verglichen mit einem drucklosen Entspannen der Kraftaktoren steigt. Dies muss sich allerdings nicht zwangsläufig negativ auf die Zykluszeit auswirken. Wie bereits im Stand der Technik dargestellt worden ist, ist es nicht zwangsläufig erforderlich die Schließkraft über die gesamte Restkühlzeit aufrecht zu erhalten. Somit kann die Schließkraft bereits während der Restkühlzeit abgebaut werden, um die Auswirkung der Rekuperation der Federenergie auf die Zykluszeit zu kompensieren (siehe Abschnitt 8.1.3).

Variation der Schließkraft und des Öffnungshubes

Um eine Spritzgießmaschine effizient zu betreiben ist es grundsätzlich sinnvoll (wenn die Möglichkeit besteht) die Maschine so für den geforderten Prozess auszuwählen, dass der Betriebspunkt der Maschine möglichst nah an der maximalen Auslastung ist. Die Schließkraft einer Spritzgießmaschine ist dabei ein wesentlicher Kennwert. Bei einer zu groß eingestellten Schließkraft sind anders als bei einer zu klein eingestellten Schließkraft zunächst einmal keine negativen Effekte auf die Eigenschaften des Formteils zu erwarten. Dennoch besteht in der Praxis oftmals die Notwendigkeit einen Zyklus nicht mit der maximal möglichen Schließkraft zu betreiben, um beispielsweise die mechanische Beanspruchung des Werkzeugs auf ein vertretbares Maß zu reduzieren. Weiterhin ist es sinnvoll, die Form vor dem Auswerfen des Formteils nur so weit zu öffnen, wie es die geometrischen Eigenschaften des Formteils erfordern.

In diesem Abschnitt wird untersucht, wie sich eine Veränderung der beiden genannten Größen auf die Eigenschaften des 2PS-Reku-Moduls auswirkt. Dabei kann bereits durch einige einfache Überlegungen

festgestellt werden, dass es bei diesem Modul und der dargestellten Strategie bzgl. der vollständigen Rekuperation Einschränkungen bzgl. der Flexibilität gibt. Ein wesentlicher Kennwert dabei ist das Verhältnis zwischen dem Deformationshub der Kraftachse beim Schließkraftaufbau und dem Öffnungshub des Werkzeugs. Durch die Forderung nach vollständiger Rekuperation der für den Schließkraftaufbau erforderlichen Energie beim Abbremsen der Öffnungsbewegung, ergibt sich für das System die Randbedingung, dass das Hubvolumen der Ringkammer über dem Bremsweg dem Hubvolumen der Kraftaktoren beim Schließkraftaufbau entsprechen muss. Das Hubvolumen beim Kraftaufbau ist dabei abhängig von der Steifigkeit des Systems, bestehend aus den Säulen der Schließeinheit und dem Werkzeug und der eingestellten Schließkraft. Das Hubvolumen kann sich somit nicht nur bei einer Änderung der Schließkraft sondern auch bei einem Werkzeugwechsel ändern. In Abb. 8-16 sind die erforderlichen Bremswege in beiden Bewegungsrichtungen in Abhängigkeit des Hubvolumens beim Schließkraftaufbau und des eingestellten Kolbenhubes beim Öffnen des Werkzeugs dargestellt. Darüber hinaus ist in der Abbildung der Kolbenhub der Fahrachse als limitierende Fläche dargestellt, welche eine entscheidende Randbedingung bzgl. der geforderten Bremswege repräsentiert. Der erforderliche Bremsweg beim Schließen der Form ist bei der dargestellten Prozessführung ausschließlich abhängig und direkt proportional zum Kolbenhub selbst, da das beim Bremsen von dem Speicher aufgenommene Volumen dazu genutzt wird, den Kolbenhub beim Öffnen zu realisieren. Der Bremsweg beim Öffnen wiederum ist aus den bereits genannten Gründen abhängig von dem Hubvolumen der Kraftaktoren beim Schließkraftaufbau. Aus Abb. 8-16 wird ersichtlich, dass bei ungünstigen Konstellationen zwischen den genannten Größen das dargestellte Konzept alleine von der Volumenbilanz her nicht funktionieren kann, da der theoretisch erforderliche Bremsweg größer ist, als der Kolbenhub beim Öffnen der Form.

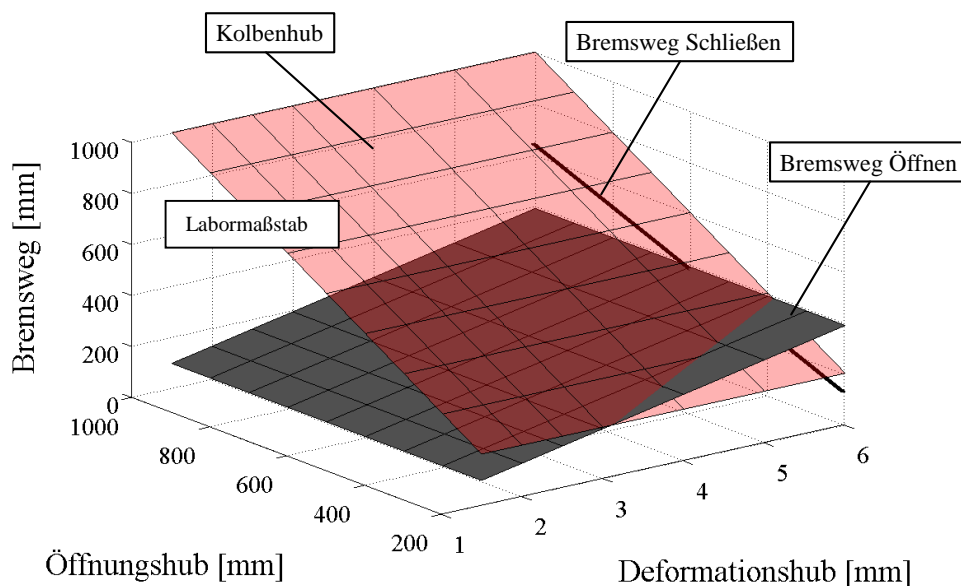


Abb. 8-16: Erforderliche Bremswege der beiden Fahrbewegungen in Abhängigkeit des Öffnungshubes und des Deformationshubes beim Schließkraftaufbau

Weiterhin muss die in Abschnitt 7.1.4 dargestellte Energiebilanz für die jeweilige Parameterkonfiguration erfüllt werden. Dabei muss auch bei kleinen Kolbenhüben die am Speicher 1 vollzogene Volumenarbeit genau so groß sein, wie die Summe aus der für den Schließkraftaufbau erforderlichen Volumenänderungsarbeit am Speicher 3 und der Summe aller über den Zyklus auftretenden Verluste. Bei gegebenem Kolbenhub kann die Volumenänderungsarbeit am Speicher 1 innerhalb gegebener Grenzen allerdings durch das Anpassen des Druckniveaus im Speicher 1 realisiert werden.

Einfluss der bewegten Masse

Entscheidend für die Praxistauglichkeit des 2PS-Reku-Moduls ist neben den bereits genannten Effekten der Einfluss der bewegten Masse auf das Systemverhalten, da diese bei einer Spritzgießmaschine durch Werkzeugwechsel variieren kann. Dabei ist es wünschenswert, dass sich das System möglichst robust

gegenüber Änderungen der bewegten Masse verhält und keine Änderungen der Systemparameter erfordert. In Abb. 8-17 wird das Ergebnis einer Simulationsreihe dargestellt, in der die bewegte Masse in einem definierten Bereich variiert wurde. Dabei wurde die Masse für das auf den Labormaßstab skalierte Modell in einem Bereich variiert, der den durch Werkzeugwechsel verursachten Bereich (hochskaliert auf den realen Maßstab) übersteigen wird. Alle weiteren Systemgrößen wurden konstant gehalten. Wie der Abbildung zu entnehmen ist und zu erwarten war, ist die maximal erreichte Geschwindigkeit und somit auch die erforderliche Zeit zur Realisierung der Schließbewegung abhängig von der bewegten Masse, da bei konstanter Fahrkraft die Beschleunigung proportional zur Masse ist. Die erforderliche Zeit bei dem eingestellten Öffnungshub von 500 mm variiert dabei in einem Bereich von ca. 0,2 s. Weiterhin ist zu erkennen, dass die bewegte Masse näherungsweise keinen Einfluss auf die Energiebilanz des Systems hat. Da die maximale Geschwindigkeit und die bewegte Masse gegenläufige Tendenzen aufweisen, kompensieren sich diese beiden Effekte, wodurch die kinetische Energie näherungsweise konstant bleibt. Wie bereits in Abschnitt 7.1.4 ausführlich dargestellt worden ist, wird die Energiebilanz im System maßgeblich durch die Zustandsänderungen der Hydrospeicher geprägt. So wird an den Fahraktoren unabhängig von der bewegten Masse immer die gleiche Arbeit verrichtet, da diese im Wesentlichen abhängig von den Speicherdrücken und den abgerufenen Fluidvolumen ist. Wie zu erkennen ist, liegt der Betrag der rekuperierten Energie im Speicher 2 auch über dem Betrag der maximalen kinetischen Energie der bewegten Masse. Dies ist darauf zurückzuführen, dass auch über dem Bremsweg weiterhin Arbeit von Speicher 1 an den Fahraktoren verrichtet wird.

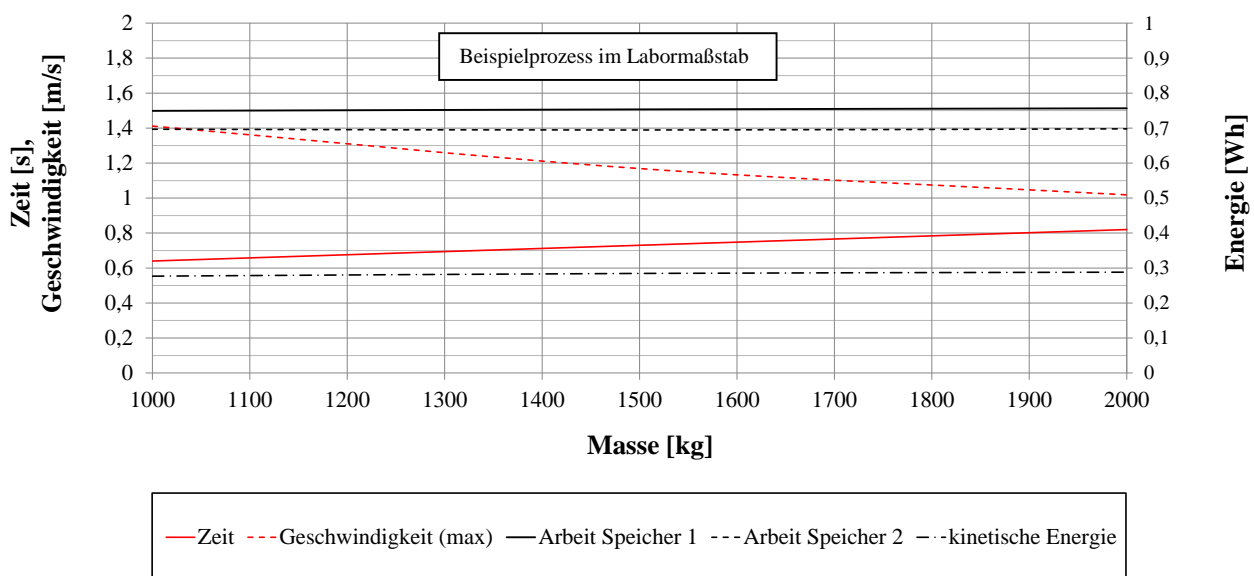


Abb. 8-17: Einfluss der bewegten Masse auf das Verhalten der Bewegungsachse am Beispiel der Schließbewegung

Somit wird von Speicher 2 unabhängig von der bewegten Masse und der damit verbundenen Änderung der Gewichtung der einzelnen Anteile der kinetischen Energie, immer exakt die Summe aus der Volumenänderungsarbeit von Speicher 1 und den auftretenden Verlusten aufgenommen, wobei die auftretenden Verluste negativ in die Bilanz einfließen und abhängig von der Geschwindigkeit sind. Bei der hier betrachteten Auslegung der strömungsführenden Bauteile ist diese Abhängigkeit allerdings so gering, dass dieser Einfluss näherungsweise zu vernachlässigen ist. Zusammengefasst lässt sich festhalten, dass sich das 2PS-Reku-Modul insgesamt robust gegenüber einer Änderung der bewegten Masse verhält. Bei sonst konstanter Systemkonfiguration müssen lediglich längere Fahrzeiten in Kauf genommen werden. Dabei besteht allerdings die Möglichkeit den Effekt auf die Fahrzeit durch eine Anpassung der Fahrkraft zu kompensieren, wie bereits ausführlich dargestellt worden ist.

Kennwerte und Randbedingungen zur Systemauslegung

Eine zentrale Bedeutung bei der Auslegung des 2PS-Reku- Moduls hat die Energieerhaltung, welche sich über die Volumenänderungsarbeiten der einzelnen Speicher definieren lässt. Dabei gilt:

$$W_3 = W_{KA} + W_{Verl_KA} \quad \text{Gl. 8-4}$$

$$W_2 = W_3 + W_{Verl_0} \quad \text{Gl. 8-5}$$

$$W_1 = W_2 + W_{Verl_Schli} \quad \text{Gl. 8-6}$$

Nach Gl. 8-4 muss dem Speicher 3 exakt die Summe aus der an der Schließeinheit verrichteten Arbeit und der beim Kraftaufbau auftretenden Verluste zugeführt werden. Aufgrund der dargestellten Betriebsweise ist es erforderlich, dass die Volumenänderungsarbeit von Speicher 2 exakt die Summe aus der Volumenänderungsarbeit aus Speicher 3 und den auftretenden Verlusten der Öffnungsbewegung abbildet (Gl. 8-5). Analog dazu wird in Gl. 8-6 die Bedingung für Speicher 1 und den Verlusten der Schließbewegung dargestellt. Der wesentliche Stellhebel zur Auslegung des 2PS-Reku-Moduls liegt somit in der Dimensionierung der eingesetzten Speicher. Dabei kann sowohl über die Speichergröße als auch über das Druckniveau in den Speichern die Arbeit über die einzelnen Fahrwege beeinflusst werden. Im energetischen Optimum entspricht die Verlustarbeit bei den einzelnen Fahrbewegungen exakt den Reibungsverlusten. Durch ein Anheben der Speicherdruckniveaus über das prinzipbedingte Minimum hinaus ist es dabei möglich kürzere Fahrzeiten zu erreichen. Dabei wird allerdings in Kauf genommen, dass die Verlustanteile größer werden. Neben den bereits genannten Randbedingungen bzgl. der Energieerhaltung müssen bei der Speicherdimensionierung die durch den Hersteller bekannten Kenngrößen zur Dimensionierung von Hydrospeichern beachtet werden, damit diese im Betrieb keinen Schaden nehmen. Der Betrag der einzelnen Verlustleistungen aus den Randbedingungen bzgl. der Energieerhaltung ist im Wesentlichen abhängig von dem Betrag der durch die Fluidreibung verursachten Verluste.

Es hat sich gezeigt, dass die Minimierung von Drosselverlusten an den einzelnen Ventilen eine große Bedeutung für den Betrieb des 2PS-Reku-Moduls hat, da diese sich über den Zyklus potenzieren. Da Ventile in Nenngrößen in definierten Abstufungen unterteilt werden, ist es in der Praxis nicht möglich die Drosselverluste bei den gegebenen Volumenströmen frei einzustellen. Im Rahmen dieser Arbeit wurden die Ventile bei allen Untersuchungen so ausgewählt, dass die Drosselverluste kleiner 5 bar pro Steuerrante bei den maximal auftretenden Volumenströmen betragen. Mit dieser Randbedingung hat sich im Rahmen der Arbeit ein insgesamt positives Systemverhalten eingestellt, so dass folgende Empfehlung ausgesprochen werden kann:

$$\Delta p_{st} < 5 \text{ bar} \quad \text{Gl. 8-7}$$

Der Einfluss der Steifigkeit der druckführenden Leitungen auf den Energieverbrauch ist näherungsweise zu vernachlässigen, insofern die ohnehin nach DIN 2413 vorgeschriebenen Wandstärken für die druckführenden Elemente eingehalten werden. Einen weitaus größeren Einfluss zeigte hingegen die Länge der verwendeten Rohrleitungen. Insbesondere bei der Kraftachse ist diesem Kennwert große Bedeutung beizumessen, da der Betrag des Fluidvolumens im System einen entscheidenden Einfluss auf dessen Kompressibilität hat. Diese wiederum beeinflusst den Betrag der Schließkraft bzw. erfordert eine Erhöhung des Druckniveaus in dem Hochdruckspeicher, um die Schließkraft konstant zu halten. Entsprechend der bereits dargestellten Energiebilanz wird dies wiederum zu einem höheren Energieverbrauch führen. Der Einfluss der hydraulischen Induktivität auf den Bewegungsablauf beim Bewegen der Schließeinheit ist faktisch zu vernachlässigen. Die erforderliche Zeit zur Rekuperation der Federenergie bzw. zum Abbau der Schließkraft wird im Wesentlichen durch das Verhältnis zwischen dem Hubvolumen der Kraftaktoren beim Schließkraftaufbau und dem Förderstrom der Pumpe definiert. Durch die Kenntnis der erforderlichen Zeit für den Schließkraftabbau, lässt sich diese Zeit entsprechend berücksichtigen um negative Auswirkungen auf die Zykluszeit zu vermeiden.

$$t_{Ab} < \frac{\Delta V_{KA}}{n_p V_p} \quad \text{Gl. 8-8}$$

Eine weitere zentrale Bedeutung bei der Auslegung des 2PS-Reku-Moduls hat die Kombination aus erforderlichem Bremsweg bei der Öffnungsbewegung, den Wirkflächen der Fahrzylinder und dem Hubvolumen der Kraftaktoren beim Schließkraftaufbau, da beim Abbremsen der Öffnungsbewegung Speicher 3 vollständig geladen werden soll, welcher im nächsten Zyklus den Schließkraftaufbau realisiert.

$$s_{b,\dot{0}} A_{R,FZ} \geq \Delta V_{KA} \quad \text{Gl. 8-9}$$

Diese Bedingung sowie die in Abb. 8-16 grafisch dargestellten Abhängigkeiten dieser einzelnen Größen voneinander stellen eine notwendige, aber noch keine hinreichende Bedingung für den störungsfreien Betrieb des 2PS-Reku-Moduls dar. Ein sinnvoller Betrieb ist nur dann möglich, wenn die Volumenänderungsarbeit, welche von Speicher 2 über den Bremsweg am Fahrzylinder verrichtet wird, kleiner ist als die Volumenänderungsarbeit welche vom Fahrzylinder an Speicher 3 über den Bremsweg verrichtet wird.

$$\underbrace{\frac{1}{2} m s_{br}^2}_{E_{kin}} + \underbrace{\frac{p_{2,x,br} V_{2,x,br}}{n-1} \left(\left(\frac{p_{x,br}}{p_{1,1}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)}_{W_{z(x,br,1)}} = \underbrace{\frac{p_{3,1} V_{3,1}}{n-1} \left(\left(\frac{p_{3,2}}{p_{3,1}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)}_{W_{z(1,2)}} \quad \text{Gl. 8-10}$$

Im Idealfall entspricht die Differenz zwischen diesen beiden energetischen Kennwerten exakt der kinetischen Energie der bewegten Masse zum dem Zeitpunkt, zu dem gebremst wird. Wird diese Bedingung nicht erfüllt würde das bedeuten, dass Speicher 2 der bewegten Masse mehr Energie zuführt als Speicher 3 der bewegten Masse entzieht. Dementsprechend würde keine Bremswirkung erzielt und die Masse würde über den Bremsweg weiter beschleunigt. Der Betrag der kinetischen Energie ergibt sich dabei im energetischen Optimum automatisch durch die Volumenänderungsarbeit am Speicher 2 über den Fahrweg. Eine Steigerung der kinetischen Energie zum Verkürzen der Fahrzeit ist durch das Anheben der Fahrkraft möglich, wobei ein Teil der kinetischen Energie mit Hilfe einer der bereits geschilderten Maßnahmen dissipiert werden muss. Wird die Impulserhaltung für die Bewegungsachse einer Schließeinheit formuliert (angetrieben durch das 2PS-Reku-Modul), resultiert nach einigen Umformungsschritten einen Ausdruck, mit dem sich die erforderliche Zeit zum Durchführen einer Fahrbewegung unter Vernachlässigung der mechanischen Reibung bestimmen lässt, wodurch sich die Auswirkung einer solchen Maßnahme abschätzen lässt:

$$t_{Fahr} = \underbrace{\sqrt{\frac{2 (s_{Hub} - s_{br}) m}{F_{Fahr}}}}_{\text{Beschleunigen}} + \underbrace{\sqrt{\frac{2 s_{br} m}{F_{br}}}}_{\text{Bremsen}} \quad \text{Gl. 8-11}$$

Eine Herleitung dieser Gleichung findet sich im Anhang A10. Insgesamt verhält sich das System robust gegenüber Änderungen der bewegten Masse. In erster Näherung und sonst konstanter Systemkonfiguration führt eine Erhöhung der bewegten Masse zunächst einmal nur zu verlängerten Fahrzeiten, beeinflusst aber nicht die Funktionsweise des Systems. Da an den Fahrzylindern unabhängig von der bewegten Masse von den Speichern immer die gleiche Arbeit verrichtet wird, bleibt auch die kinetische Energie näherungsweise konstant, aber bei einer anderen Geschwindigkeit. Lediglich Verlustanteile deren Betrag abhängig von der Geschwindigkeit ist, können zu Abweichungen führen. Die Fahrzeiten lassen sich durch eine Änderung der Fahrkraft anpassen.

8.3 Modellgestützte Untersuchung für den realen Anwendungsfall

In dem folgenden Abschnitt soll das Simulationsmodell des 2PS-Reku-Moduls benutzt werden, um das Potenzial für unterschiedlich definierte Anwendungsfälle abzuschätzen. Dabei wird das 2PS-Reku-Modul gemäß den zuvor dargestellten Zusammenhängen für den jeweiligen Anwendungsfall optimiert.

8.3.1 Vergleichende Darstellung zu den Voruntersuchungen

Im ersten Schritt werden die wichtigsten Eigenschaften des 2PS-Reku-Moduls mit den Eigenschaften der Schließeinheiten der in den Voruntersuchungen dargestellten Maschinen verglichen. Bei der ersten betrachteten Maschine handelt es sich um die Maschine mit einem servo-hydraulischen Antrieb, die bereits in der aktuellen Antriebskonfiguration in Abschnitt 5.1.2 untersucht worden ist. Diese Maschine hat für eine vergleichende Darstellung die größte Relevanz, da servo-hydraulisch angetriebene Maschinen bzgl. der Energieeffizienz dem aktuellen Stand der Technik bei hydraulischen Antrieben für Spritzgießmaschinen entsprechen. Bei den zuvor dargestellten Versuchen betrug der Öffnungshub 1.000 mm, die Schließkraft 6.500 kN und die Zykluszeit ca. 44 s. In Abb. 8-18 ist eine vergleichende Darstellung der wichtigsten Eigenschaften, normiert auf die gemessenen Werte der servo-hydraulisch angetriebenen Spritzgießmaschine zu sehen. Dabei wird ausschließlich die Schließeinheit dieser Maschine betrachtet. Bei der Schließbewegung wird bei der betrachteten Maschine die Ringseite der Fahrzylinder angetrieben und das Arbeitsfluid aus der Kolbenkammer verdrängt. Diese Konfiguration wurde für die dargestellte Untersuchung in das Modell des 2PS-Reku-Moduls übernommen. Die Ventile wurden so ausgewählt und modelliert, dass über jedem Ventil nur eine geringe Druckdifferenz von weniger als 5 bar vorliegt. Somit ergeben sich bei den einzelnen Achsbewegungen nur geringe Drosselverluste. Wie der Abbildung zu entnehmen ist zeigt das 2PS-Reku-Modul sowohl bei den dynamischen Eigenschaften als auch bei dem Energieverbrauch Sparpotenzial gegenüber der Herstellerkonfiguration. Bei dieser modellhaften Betrachtung beziffert sich das energetische Sparpotenzial durch das 2PS-Reku-Modul auf ca. 57,5 % gegenüber der Herstellerkonfiguration. Aufgrund des Speicherantriebs sind höhere Beschleunigungen und kürzere Fahrzeiten als bei der Herstellervariante möglich. Gleichmaßen kann der Schließkraftaufbau in kürzerer Zeit vollzogen werden. Zunächst einmal nachteilig stellt sich die erforderliche Zeit für den Kraftabbau dar. Dieser Nachteil ist der Rekuperation der Federenergie geschuldet. Um diesen Effekt zu kompensieren besteht die Möglichkeit die Schließkraft bereits vor dem Ende der Restkühlzeit zu reduzieren (siehe Abschnitt 8.1.3). Auch ohne die Rekuperation der Federenergie beziffert sich das Sparpotenzial des 2PS-Reku-Moduls auf ca. 50 %. Denkbar ist dabei auch der Einsatz einer Regelpumpe, bei welcher das Fördervolumen zum Abbauen der Schließkraft entsprechend angepasst wird, um die erforderliche Zeit zum Abbau der Schließkraft zu reduzieren.

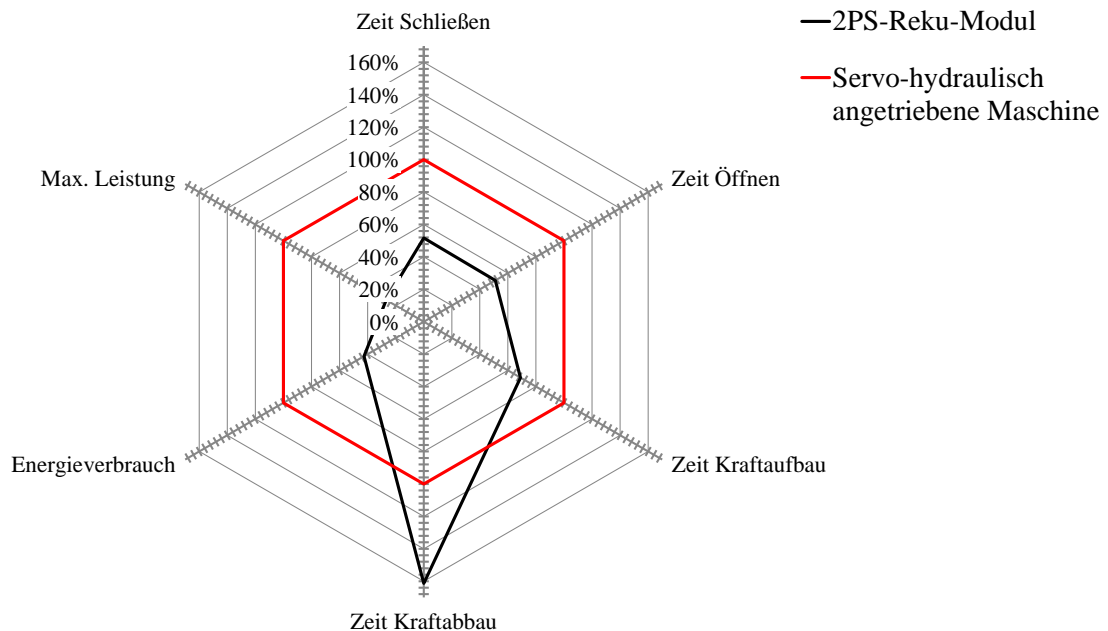


Abb. 8-18: Vergleich der wichtigsten Eigenschaften des 2PS-Reku-Moduls mit den Eigenschaften einer servo-hydraulisch angetriebenen Schließeinheit mit einer maximalen Schließkraft von 6.500 kN

Weiterhin interessant ist der Vergleich der simulierten Eigenschaften des 2PS-Reku-Moduls mit den bereits in Abschnitt 5.1.3 dargestellten gemessenen Eigenschaften der Schließeinheit der elektrisch-mechanisch

angetriebenen Spritzgießmaschine (Abb. 8-19). Wie aus der Abbildung ersichtlich wird, stellt sich die Schließeinheit der elektrisch-mechanisch angetriebenen Spritzgießmaschine deutlich energieeffizienter dar als das 2PS-Reku-Modul. Dabei ist der Energieverbrauch trotz der sehr niedrigen Drosselverluste immer noch doppelt so hoch wie bei der elektrisch-mechanisch angetriebenen Maschine. Vorteilhaft stellt sich allerdings der elektrische Lastgang bei dem 2PS-Reku-Modul dar. Da die Leistungsbedarfsspitzen nicht durch den Antrieb abgedeckt werden müssen, beträgt der maximale elektrische Leistungsbezug des 2PS-Reku-Moduls etwa 22 % der elektrischen Lastspitze beim Beschleunigen der beweglichen Werkzeugplatte der elektrisch-mechanisch angetriebenen Spritzgießmaschine. Beide Systeme weisen in dem betrachteten Betriebspunkt gute dynamische Eigenschaften auf. Die Fahrzeiten bei beiden Systemen liegen bei dem eingestellten Öffnungshub von 250 mm unter 0,5 s. Aufgrund des Speicherantriebs sind die Fahrzeiten des 2PS-Reku-Moduls trotz der Kniehebelkinematik etwas kürzer als bei der elektrisch-mechanisch angetriebenen Spritzgießmaschine. Nachteilig hingegen stellt sich auch hier die erforderliche Zeit für den Kraftabbau dar (170 % im Vergleich zur elektrisch-mechanisch angetriebenen Spritzgießmaschine). Durch die bereits dargestellten Möglichkeiten zur Kompensation relativiert sich dieser Nachteil allerdings wieder.

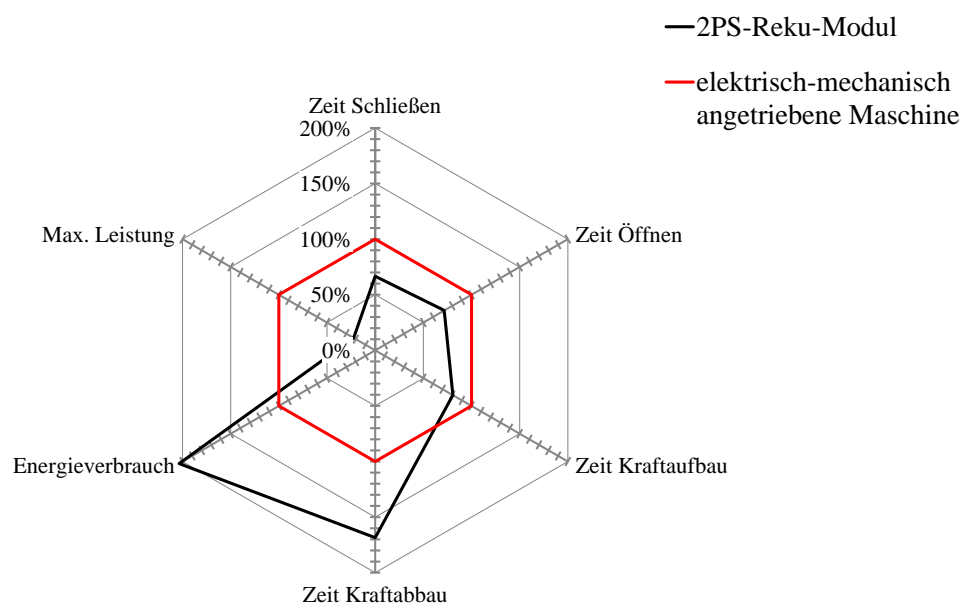


Abb. 8-19: Vergleich der wichtigsten Eigenschaften des 2PS-Reku-Moduls mit den Eigenschaften einer elektrisch-mechanisch angetriebenen Kniehebel-Schließeinheit mit einer maximalen Schließkraft von 1.800 kN

Da die im Rahmen der Voruntersuchungen betrachtete Vollspeichermaschine nicht bzgl. der Energieeffizienz optimiert wurde, sondern bei dieser Art der Antriebstechnik eher Faktoren wie eine hohe Dynamik und Parallelbewegungen der einzelnen Achsen im Vordergrund stehen, wird das 2PS-Reku-Modul im Rahmen dieser Arbeit nicht mit dieser Maschine verglichen.

Zusammengefasst lässt sich festhalten, dass das 2PS-Reku-Modul durchaus eine interessante Alternative zu konventionell hydraulischen Antrieben für Spritzgießmaschinen sein kann. Im Bereich kleiner Schließkräfte (< 10.000 kN) stellte sich die betrachtete elektrisch-mechanisch angetriebene Spritzgießmaschine mit Blick auf die Energieeffizienz günstiger dar als das 2PS-Reku-Modul. Zwar zeigt das Ergebnis der dargestellten Untersuchung vorteilhafte Eigenschaften des 2PS-Reku-Moduls bei den erforderlichen Zeiten zur Realisierung einer Werkzeugbewegung, dabei gilt es allerdings zu beachten, dass die Ergebnisse mit einem Simulationsmodell erzeugt wurden, welches einigen Idealisierungen unterliegt. Weiterhin konnte im Rahmen dieser Arbeit nicht untersucht werden, inwiefern sich Positionen exakt anfahren lassen. Diese Fragestellung gewinnt beispielsweise dann an Bedeutung, wenn Spritzprägefunktionen realisiert werden sollen. Zur Umsetzung derartiger Funktionen ist es erforderlich eine geeignete Ventilregelung zu entwerfen und in das bestehende Konzept des 2PS-Reku-Moduls zu integrieren. Die damit verbundenen Fragestellungen bieten hinreichendes Potenzial für weitere Forschungsarbeiten.

8.3.2 Potenzialabschätzung an exemplarisch gewählten Serienmaschinen

Im Rahmen der Voruntersuchungen wurden die verfügbaren Daten von zwei verschiedenen Spritzgießmaschinen genutzt, um das Potenzial zur Rekuperation darzustellen. In diesem Abschnitt soll nun mit Hilfe des vorgestellten Simulationsmodells abgeschätzt werden, wie viel der theoretisch in der Schließeinheit enthaltenen Energie bei den beiden exemplarisch betrachteten Maschinen mit Hilfe des 2PS-Reku-Moduls zurückgewonnen werden kann. Wie in den vorangegangenen Kapiteln ausführlich dargestellt wurde, werden die simulierten Eigenschaften des 2PS-Reku-Moduls von vielen verschiedenen Einflussgrößen definiert. Für die hier abgebildeten Untersuchungen wurde das 2PS-Reku-Modul gemäß den zuvor dargestellten Dimensionierungshinweisen energetisch optimiert und die resultierenden Parameter sowie die durch den Hersteller bekannten Wirkflächen der Kraftaktoren und Fahrzylinder in das jeweilige Simulationsmodell übernommen. Bei der ersten der betrachteten Maschinen, handelt es sich um eine vollhydraulisch angetriebene Spritzgießmaschine mit einer maximalen Schließkraft von 13.000 kN. Alle zur Simulation erforderlichen Daten wurden durch den Hersteller der Maschine bekanntgegeben. Der maximale Öffnungshub der Schließeinheit dieser Maschine liegt bei 2.350 mm und der Hersteller gibt die Maximalgeschwindigkeit der Schließeinheit mit 850 mm/s an. Für die Simulation wurde ein Öffnungshub von 1.000 mm bei maximal möglicher Schließkraft als Ausgangskonfiguration definiert. Der Deformationshub beim Kraftaufbau beträgt 4 mm und konnte aus Messdaten, welche von dem Hersteller der Maschine zur Verfügung gestellt wurden entnommen werden. Zur Simulation wurde eine Zykluszeit gewählt (10 s), welche vom Hersteller als minimal bezogen auf die Maschinengröße deklariert wurde. Somit stellen aus Sicht des Maschinenherstellers Produkte welche eine kürzere Zykluszeit haben keine sinnvolle bzw. keine typische Anwendung für die Maschine dar. Die zweite Maschine wird ebenfalls vollhydraulisch angetrieben. Die maximale Schließkraft beträgt in diesem Fall 40.000 kN, der zugehörige Deformationshub liegt bei 5 mm. Wie bei der ersten Maschine wurde ein Öffnungshub der Schließeinheit von 1.000 mm bei maximaler Schließkraft eingestellt. Wie bereits in Abschnitt 5.3 dargestellt wurde, liegt ein typischer Anwendungsbereich einer Maschine in dieser Größe bei Produkten mit einer Zykluszeit von ca. 45 s.

Die Simulationen haben gezeigt, dass das Systemverhalten welches bereits in den vorangegangenen Abschnitten ausführlich dargestellt worden ist, bei den beiden betrachteten Maschinen unverändert bleibt. Aus dieser Beobachtung heraus lässt sich ableiten, dass sich das dargestellte Konzept zur Rekuperation an hydraulischen Achsen auf die zuvor definierten Anwendungsfälle hochskalieren lässt. Weiterhin hat sich gezeigt, dass aufgrund des Speicherantriebs in Kombination mit den Speicherdrücken höhere Geschwindigkeiten erreicht werden, als die vom Hersteller angegebenen Geschwindigkeiten der Maschinen in der Herstellerkonfiguration. Dabei wurden bei beiden Maschinen Maximalgeschwindigkeiten von ca. 1.200 mm/s bis 1.400 mm/s erreicht. Somit erhöht sich auch das Potenzial zur Rekuperation durch die mit dem 2PS-Reku-Modul verbundene Prozessführung (Prozess meint hier ausschließlich den Zyklus der Schließeinheit) gegenüber den Vorüberlegungen. Dabei muss allerdings betont werden, dass die kinetische Energie der Schließeinheit das Resultat der Zustandsänderung von Speicher 1 und der dabei umgesetzten Volumenänderungsarbeit ist. Das primäre Ziel ist es nicht den Betrag der rekuperierten Energie zu maximieren, sondern den Betrag der verbrauchten elektrischen Energie zu minimieren. Die Rekuperation als solches liefert einen Beitrag dazu. Die Volumenänderungsarbeit am Speicher 1 sowie die daraus resultierende maximale kinetische Energie bei der Schließbewegung, sind lediglich das Ergebnis der Auslegungsstrategie und der Forderung, dass durch die Antriebseinheit an sich nur Speicher 1 geladen werden soll. Ein positiver Nebeneffekt ist dabei die damit einhergehende tendenziell kürzere Fahrzeit, wie bereits in den vorangegangenen Kapiteln dargestellt worden ist.

Um dennoch eine Aussage darüber treffen zu können, inwiefern das in der Herstellerkonfiguration vorhandene Potenzial genutzt werden kann, wurden für beide Maschinen Simulationen mit den oben genannten Randbedingungen durchgeführt. Der Betrag der rekuperierten Federenergie lässt sich direkt aus dem Modell ablesen und ist für beide Maschinen zusammen mit dem simulierten Betrag sowie der theoretisch vorhandenen Energie in Abb. 8-20 dargestellt. Der rekuperierte Anteil der kinetischen Energie hingegen ist schwieriger zu beziffern, da durch den Speicher welcher zum Abbremsen einer Fahrbewegung verwendet wird nicht nur die kinetische Energie der bewegten Masse sondern auch die

Volumenänderungsarbeit des antreibenden Speichers dieser Fahrbewegung über dem Bremsweg aufgenommen wird. Dabei ist es insbesondere schwierig zu beziffern, welcher Anteil an Reibungsverlusten über den Bremsweg durch den antreibenden Speicher kompensiert wird und welcher Anteil durch die kinetische Energie überwunden wird. Um dennoch eine Aussage darüber treffen zu können, wie viel Energie beim Abbremsen einer Fahrbewegung rekuperiert worden ist, wurde aus den simulierten Zustandsänderungen der Speicher die Differenz aus der Volumenänderungsarbeit der zum Abbremsen verwendeten Speicher und der von den zum Antreiben der jeweiligen Fahrbewegung verwendeten Speicher über den Bremsweg verrichteten Volumenänderungsarbeit ermittelt. Das Ergebnis dieser Betrachtung ist ebenfalls in Abb. 8-20 dargestellt. Weiterhin ist in dieser Darstellung der aus den Vorüberlegungen aus Abschnitt 5.3 entnommene theoretische Betrag sowie der simulierte Betrag der kinetischen Energie abgebildet.

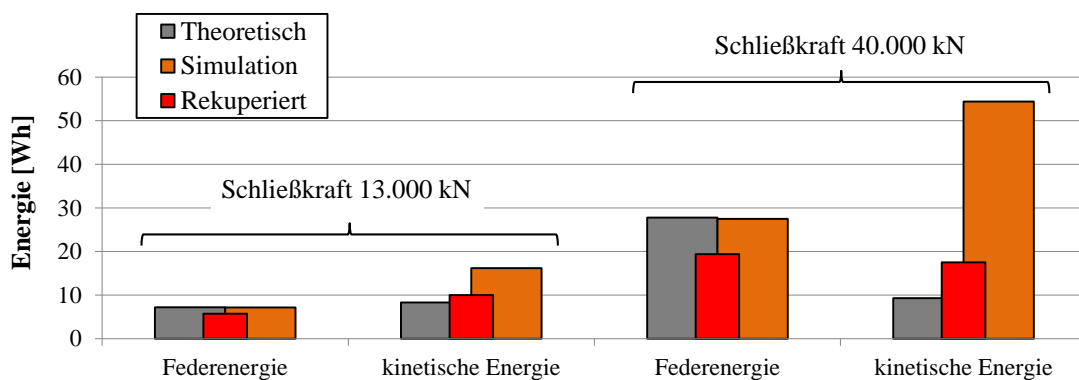


Abb. 8-20: Vergleich der bei der Simulation ermittelten Energieanteile zu den theoretisch möglichen Beträgen rekuperierbarer Energie

Wie der Abbildung zu entnehmen ist wird in beiden betrachteten Fällen mit Hilfe des 2PS-Reku-Moduls ein Großteil der in der elastischen Deformation der Schließeinheit und des Spritzgießwerkzeuges enthaltenen Federenergie zurückgewonnen. Dabei werden durch das Modell bereits Wirkungsgradverluste sowie interne Leckagen der Antriebseinheit berücksichtigt. Idealisiert hingegen ist das Drehzahlverhalten der Antriebseinheit im Generatorbetrieb während der Rekuperation der Federenergie. Weiterhin ist der Abbildung zu entnehmen, dass die simulierte kinetische Energie den zuvor abgeschätzten Betrag an kinetischer Energie aufgrund der gesteigerten Geschwindigkeit gegenüber der Herstellerangabe (insbesondere bei der Maschine mit einer maximalen Schließkraft von 40.000 kN) übersteigt. Dabei übersteigt der Betrag der simulierten rekuperierten kinetischen Energie das zuvor abgeschätzte Potenzial zur Rekuperation. Allerdings ist der Abbildung auch zu entnehmen, dass insbesondere bei der Maschine mit einer maximalen Schließkraft von 40.000 kN ein Großteil der kinetischen Energie dissipiert wird. Dies ist auf die großen Volumenströme (bis zu 1.500 l/min), bedingt durch die hohen Geschwindigkeiten in Kombination mit den relativ zu den bisher betrachteten Maschinen großen Wirkflächen zurückzuführen.

8.4 Zwischenfazit

In diesem Abschnitt konnte gezeigt werden, wie sich das 2PS-Reku-Modul durch die Integration einer Differenzialschaltung energetisch optimieren lässt. Dabei konnte sowohl der Betrag der rückgewonnenen Energie gesteigert, als auch das zuvor bestehende Problem zur Integration der rekuperierten Energie in den Prozess gelöst werden. Weiterhin konnte gezeigt werden, wie sich in Abhängigkeit der Prozessbedingungen durch eine bedarfsgerechte Schließkraftführung Lastspitzen bei der Rekuperation der Federenergie vermeiden lassen. Durch diese Maßnahme können weiterhin die Anforderungen an den Frequenzumrichter der Antriebseinheit gesenkt werden, da dieser weder in der Lage sein muss die rekuperierte Energie zwischenspeichern, noch muss der Frequenzumrichter in der Lage sein die rekuperierte Energie zurück ins

Netz zu speisen. Ebenfalls ist es denkbar die Anforderungen an die Antriebseinheit zu senken, da diese nicht mehr im 4-Quadranten-Betrieb arbeiten können muss.

Die Parameterstudie hat gezeigt, dass sich das 2PS-Reku-Modul robust gegenüber Änderungen der bewegten Masse verhält, was in der Praxis von großer Bedeutung ist, da sich die bewegte Masse mit jedem Werkzeugwechsel an der Maschine ändern kann. Weiterhin konnte gezeigt werden, dass sich das System robust gegenüber verschiedenen Konstruktionsparametern verhält. Als einziger entscheidender Einflussparameter konnte das Fluidvolumen der Kraftachse identifiziert werden, da dieses den Betrag der Volumenänderung bei einer Druckänderung des Fluides beeinflusst und somit einen Einfluss auf den Betrag der erreichten Schließkraft für eine definierte Speicherkonfiguration hat. Weiterhin konnten aus der Parameterstudie Kennwerte bzw. Gleichungen definiert werden, welche die Auslegung des 2PS-Reku-Moduls unterstützen. Eine Vergleichsstudie zwischen dem Modell des 2PS-Reku-Moduls und einer exemplarisch gewählten Serienmaschine hat gezeigt, dass es möglich ist, die Energieeffizienz hydraulisch angetriebener Spritzgießmaschinen, auch bei modernen und als energieeffizient geltenden Maschinen weiter zu steigern. So konnte mit dem Simulationsmodell des 2PS-Reku-Moduls für einen exemplarisch betrachteten Anwendungsfall ein Energieverbrauch abgeschätzt werden, welcher ca. 42,5 % des gemessenen Energieverbrauchs der Schließeinheit der gewählten Maschine im Originalzustand entspricht. Für den betrachteten Zyklus würde das bedeuten, dass ca. 15,6 % des Energieverbrauchs der Antriebe bzw. der zentralen servo-hydraulischen Antriebseinheit eingespart werden kann. Der Vergleich mit der betrachteten elektrisch-mechanisch angetriebenen Spritzgießmaschine hat gezeigt, dass deren Schließeinheit energieeffizienter ist als das 2PS-Reku-Modul. Vorteilhaft hingegen stellt sich das 2PS-Reku-Modul durch den konstanten Leistungsbezug dar, wo hingegen die elektrisch-mechanisch angetriebene Spritzgießmaschine einen stark diskontinuierlichen Leistungsbezug hat, gemäß dem Leistungsbedarf der Schließeinheit bzw. der einzelnen Achsen für den ganzen Zyklus betrachtet. Insgesamt wird es voraussichtlich nur schwer möglich sein, mit einer hydraulisch angetriebenen Schließeinheit die Energieeffizienz einer elektrisch-mechanisch angetriebenen Spritzgießmaschine bzw. deren Schließeinheit zu erreichen.

Die Simulation der beiden Maschinen mit maximalen Schließkräften von 13.000 kN bzw. 40.000 kN hat gezeigt, dass es grundsätzlich möglich ist das im Labormaßstab erarbeitete Prinzip auf den zuvor definierten realen Anwendungsfall zu skalieren. Bei einer geeigneten Dimensionierung der Speicherparameter (insbesondere der Speicherdrücke) zeigen die beiden Schließeinheiten qualitativ ein sehr ähnliches Verhalten wie die zuvor betrachteten Schließeinheiten. Dabei konnte gezeigt werden, dass mit Hilfe des 2PS-Reku-Moduls ein Großteil der Federenergie zurückgewonnen werden kann. Bei der Rekuperation der kinetischen Energie stellt sich bei der Schließeinheit mit einer maximalen Schließkraft von 13.000 kN ein sehr ähnliches Verhalten wie bei den zuvor betrachteten Schließeinheiten ein. Die Simulation der Schließeinheit mit einer maximalen Schließkraft von 40.000 kN hat allerdings ein überproportionales Ansteigen der energetischen Verluste während den einzelnen Fahrbewegungen gezeigt, obgleich das Konzept durch eine entsprechende Anpassung der Speicherdruckniveaus weiterhin funktionsfähig bleibt. Dies ist insbesondere auf die großen Verlustleistungen aufgrund der gemessen an den anderen Maschinen sehr großen Volumenströme zurückzuführen. Um das Sparpotenzial durch das 2PS-Reku-Modul abzuschätzen wäre es im nächsten Schritt erforderlich den Energieverbrauch der Schließeinheit bzw. der Energiefluss im hydraulischen System analog zu den in den Voruntersuchungen betrachteten Maschinen in der Herstellerkonfiguration experimentell zu analysieren. Diese Fragestellung bietet Potenzial für weitere Forschungsarbeiten.

9 Umsetzung, Risikobewertung und Rentabilität

Im Folgenden wird ein Vorschlag zur Umsetzung vorgestellt, welcher im Rahmen der dargestellten Untersuchungen die günstigsten Eigenschaften gezeigt hat. Des Weiteren wird der wirtschaftliche Nutzen des 2PS-Reku-Moduls an einer Fallstudie abgeschätzt.

9.1 Konzept zur Umsetzung auf Basis der modellbasierten Untersuchungen

Eine schematische Darstellung einer Variante des 2PS-Reku-Moduls, welche zur Umsetzung das größte Potenzial bietet, ist in Abb. 9-1 dargestellt. Die in dieser Abbildung rot eingerahmten Komponenten existieren nicht an konventionellen Schließeinheiten und müssen dementsprechend zusätzlich installiert werden. Das grün eingerahmte Ventil ist bereits an einer konventionellen Spritzgießmaschine vorhanden, muss allerdings zur Vermeidung von Drosselverlusten ggf. angepasst werden. Die Untersuchungen haben gezeigt, dass es möglich ist die Systemkomplexität des vorgestellten Antriebsmoduls gegenüber der Referenzkonfiguration durch die Integration einer Differenzialschaltung und eine modifizierte Prozessführung zu verringern. Weiterhin konnte gezeigt werden, dass es möglich ist durch die Implementierung der Differenzialschaltung einen der beiden Niederdruckspeicher vollständig durch Rekuperation zu laden.

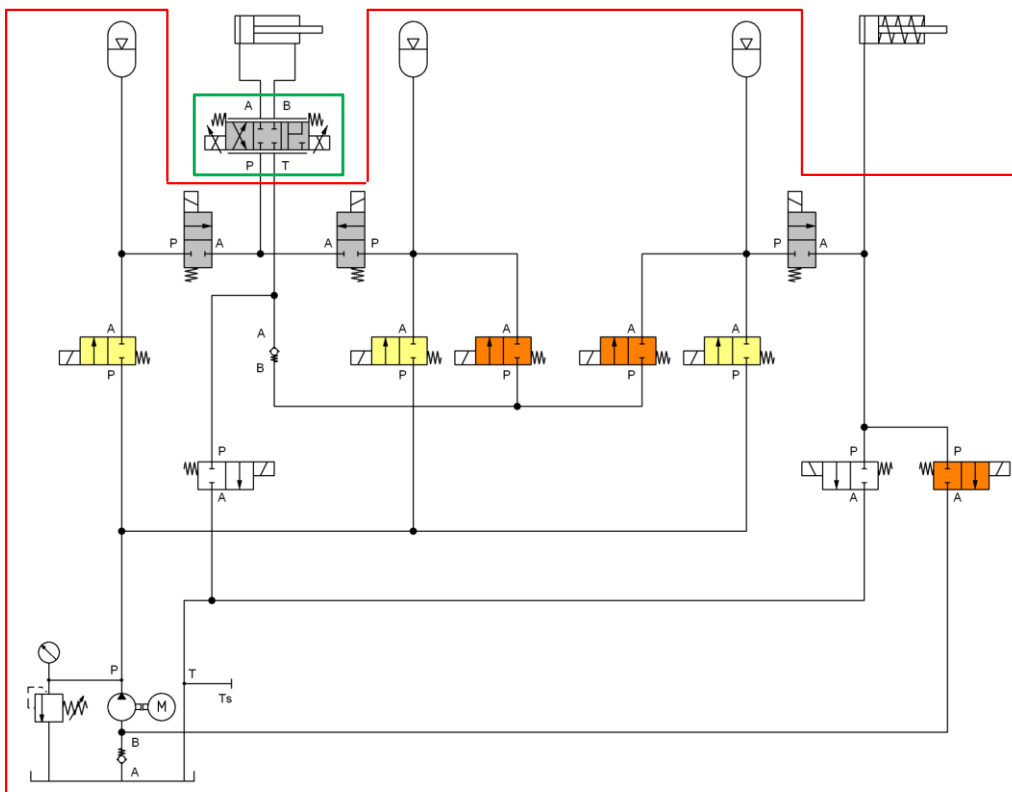


Abb. 9-1: Auf Basis der modellgestützten Untersuchungen optimierter und für eine weitere Betrachtung empfohlener Entwurf des 2PS-Reku-Moduls

Der zu Beginn betrachtete Entwurf des 2PS-Reku-Moduls in der Referenzkonfiguration basiert auf der Überlegung, eine möglichst große Systemflexibilität zu erzielen um verschiedene Varianten untersuchen zu können. Diese hohe Flexibilität geht aber mit einer hohen Komplexität des Systems einher, was konkret bedeutet, dass eine hohe Anzahl an Ventilen für das Modul vorgesehen war. Durch die Integration der Differenzialschaltung kann allerdings auf einige der für die Referenzkonfiguration erforderlichen Ventile verzichtet werden. Da der Abbremsvorgang in der Fahrtrichtung bei der die Ringkammer angetrieben wird nun von einem der Niederdruckspeicher realisiert wird, kann auf einen der beiden Hochdruckspeicher verzichtet werden. Somit entfallen gleichermaßen die zugehörigen Ventile. Weiterhin besteht nicht mehr die Notwendigkeit die bisher dargestellte Möglichkeit vorzusehen, dass jede Achse mit jedem Speicher

abgebremst werden kann, da die Ringkammer immer mit dem gleichen Niederdruckspeicher angetrieben wird und die Kolbenkammer folglich immer mit dem gleichen Speicher abgebremst werden muss. Die Funktion der Differenzialschaltung wird bei dem modifizierten System direkt vom Zentralventil übernommen.

Besondere Anforderungen bzgl. der Drosselverluste bestehen im Wesentlichen bei der Auswahl des Zentralventils und der beiden verbleibenden Aktions- und Rekuperationsventile. Zwar müssen bei dem Ladeventil von Speicher 1 ebenfalls Drosselverluste vermieden werden, aufgrund der moderaten Volumenströme beim Laden des Speichers ist diese Anforderung allerdings deutlich unkritischer zu betrachten als bei den zuvor genannten Ventilen. Zur Umsetzung des Konzeptes zur Rekuperation der Federenergie ist für den jeweiligen Anwendungsfall zu entscheiden, ob eine Antriebseinheit erforderlich ist, welche in der Lage ist in mindestens zwei Quadranten zu arbeiten bzw. welche sowohl als Pumpe als auch als Motor betrieben werden kann. Ist dies der Fall, sollte der Frequenzumrichter im Optimalfall in der Lage sein die Drehzahl sowohl im Pumpenbetrieb als auch im Generatorbetrieb zu regeln. Wenn es das Spektrum an für die jeweilige Maschine denkbaren Prozessen erlaubt, besteht die Möglichkeit Anforderungen an die genannten Komponenten durch eine bedarfsgerechte Schließkraftführung zu mindern. In der Untersuchung dieser Maßnahme steckt weiteres Potenzial für nachfolgende Forschungsarbeiten.

9.2 Rentabilität und Risikobewertung an einem Fallbeispiel

Die Umsetzung des 2PS-Reku-Moduls an einer Spritzgießmaschine ist zunächst einmal mit einer Investition verbunden, was aber durch den verminderten Energieverbrauch zu einer Verminderung der laufenden Betriebskosten führen wird. Um den Nutzen einer derartigen Investition zu beurteilen werden verschiedene Verfahren eingesetzt. Ein weit verbreitetes Beurteilungskriterium ist die Amortisationszeit. Diese macht allerdings keine Aussage über die Rentabilität einer Investition, sondern ist lediglich ein Maß für das Risiko, das mit dieser verknüpft ist. Um die Rentabilität einer Investition zu beurteilen sind Kennwerte erforderlich, die den gesamten Nutzungszeitraum der Investition betrachten. Derartige Kennwerte können nach der Kapitalwertmethode oder nach der Methode des internen Zinssatzes ermittelt werden. Die zugehörigen Berechnungsmodelle und finanzmathematischen Hintergründe können der Literatur [Ca08, Go08, Ko08, Po09] entnommen werden. Die genannten Methoden und die damit verknüpften Berechnungsmodelle kommen mit wenigen Eingangsparametern aus.

- Investitionssumme inkl. aller Planungs- und Installationskosten.
- Veränderte Betriebskosten bzw. in diesem Fall verringerte Energiekosten.
- Kalkulationszinssatz.
- Nutzungsdauer.

Insbesondere die letzten drei der genannten Parameter hängen stark von dem jeweiligen Anwendungsfall ab, weshalb keine allgemeingültige Einschätzung der Rentabilität bzw. des Risikos der erforderlichen Investition getroffen werden kann. Um dennoch ein Gefühl für den wirtschaftlichen Nutzen des 2PS-Reku-Moduls zu bekommen, werden im Folgenden die Rentabilität sowie die Amortisationszeit an einem definierten Fallbeispiel abgeschätzt. Aufgrund der guten Verfügbarkeit der erforderlichen Daten geschieht dies am Beispiel der in den Voruntersuchungen betrachteten servo-hydraulisch angetriebenen Spritzgießmaschine, bei dem dort dargestellten Spritzgießzyklus.

Die Untersuchungen in Abschnitt 8.3.1 haben gezeigt, dass der Energieverbrauch des 2PS-Reku-Moduls in etwa 42,5 % des Energieverbrauchs der Schließeinheit der Maschine im Originalzustand beträgt. Weiterhin haben die Untersuchungen aus Abschnitt 5.1.2 gezeigt, dass der Energieverbrauch der Schließeinheit in etwa 27,1 % des Gesamtenergieverbrauchs der zentralen Antriebseinheit ausmacht. Für den betrachteten exemplarisch gewählten Anwendungsfall wäre es also mit Hilfe des 2PS-Reku-Moduls möglich, den Betrag der verbrauchten Antriebsenergie um ca. 15,6 % zu senken. Der Energieverbrauch der zentralen Antriebseinheit der Maschine liegt bei dem betrachteten Zyklus bei ca. 190,9 Wh/Zyklus. Der Energieverbrauch der Heizzonen, der Steuerung und der Peripherie wird dabei nicht berücksichtigt. Der

energetische Nutzen des 2PS-Reku-Moduls liegt für den betrachteten Anwendungsfall also bei ca. 29,8 Wh/Zyklus. Bei einer gemessenen Zykluszeit von ca. 44 s und angenommenen 8.000 Betriebsstunden/a beläuft sich das energetische Einsparpotenzial auf ca. 19.492,6 kWh/a. Wird nun ein industrieller Strompreis von 14 ct/kWh [BG+12] unterstellt, ergibt sich somit ein jährlicher Rückfluss von ca. 2.729 €. Um diesen Rückfluss zu erhalten ist es allerdings erforderlich die Federenergie zu rekuperieren, was je nach umgesetzter Prozessführung aufgrund der damit verknüpften Anforderungen an die Antriebseinheit höhere Investitionskosten zur Folge hat. Unter Verzicht auf die Rekuperation der Federenergie kommt das 2PS-Reku-Modul in jedem Fall mit einem Standardantrieb aus. Das energetische Sparpotenzial gegenüber der Schließeinheit im Ausgangszustand beträgt in diesem Fall immer noch 50 % (Abschnitt 8.3.1), was immer noch 13,6 % des gesamten Antriebsenergiebedarfs sind. Somit würde sich ein Rückfluss von 2.379 €/a ergeben. Steigende Strompreise vergrößern das Potenzial. Um diese zu berücksichtigen wurde der mittlere prozentuale Anstieg von 1998 bis heute angenommen, welcher bei ca. 3 %/a bezogen auf den Strompreis von 1998 liegt [BG+12].

Zur Umsetzung des 2PS-Reku-Moduls sind drei Hydrospeicher, fünf Ventile für den Betrieb der Fahrachse und den damit verbundenen Volumenströmen, drei Ventile zum Laden der Speicher sowie drei Ventile für den Betrieb der Kraftachse vorgesehen. Weiterhin wird eine dezentrale Antriebseinheit benötigt. Ein bereits in der konventionellen Herstellerkonfiguration bestehendes Ventil muss zur Reduzierung der Drosselverluste durch ein größer dimensioniertes ersetzt werden. Eine Steuerungseinheit zur Ansteuerung der einzelnen Ventile ist an der Maschine bereits vorhanden. Die Preise für die genannten Komponenten wurden von einem Hersteller von Spritzgießmaschinen sowie einem Hersteller von Hydraulikkomponenten zur Verfügung gestellt. Dabei wurden Rabatte berücksichtigt, die bei einer Abnahme von größeren Mengen gegeben werden. Da das in dieser Arbeit entwickelte Antriebsmodul ein Beitrag zur Entwicklung energieeffizienter Maschinenantriebe von Spritzgießmaschinen darstellt und die Umsetzung ohnehin dem Hersteller dieser obliegt, sind die Herstellerkonditionen welche diese Rabatte beinhalten die Relevanten für die wirtschaftliche Betrachtung. Somit konnte die zu tätige Investition durch den Hersteller auf 13.865,-€ für den Fall abgeschätzt werden, dass eine für den 4-Quadranten-Betrieb geeignete Antriebseinheit (inklusive rückspeisefähigem Frequenzumrichter) eingesetzt werden soll. Beim Einsatz eines Standardantriebs konnten die Investitionskosten auf 11.265,-€ abgeschätzt werden. Ein Überblick über die resultierenden Kennwerte der Investitionskostenrechnung wird in Tabelle 9-1 gegeben.

Annahmen		Ergebnis		
Parameter	Wert	Parameter	2PS-Reku-Modul (4Quadr.-Antrieb)	2PS-Reku-Modul (Standard Antrieb)
Investition	11.265,-€ bzw. 13.865,-€	Amortisation (statisch)	4,4 Jahre	4,1 Jahre
Rückfluss	2.729,-€ bzw. 2.379,-€	Amortisation (dynamisch)	5,2 Jahre	4,8 Jahre
Kalk. Zinssatz/a	5 %	Kapitalwert	10.007,-€	9.546,-€
Nutzungsdauer	10 Jahre	Int. Zinssatz	17,3 %	19,2 %

Tabelle 9-1: Abschätzung des wirtschaftlichen Nutzens des 2PS-Reku-Moduls für einen exemplarisch betrachteten Anwendungsfall

Wie der Tabelle zu entnehmen ist, führt das 2PS-Reku-Modul sowohl bei dem Einsatz einer 4-Quadranten-Antriebseinheit als auch bei dem Einsatz eines Standardantriebes zu einem positiven Kapitalwert und ist somit wirtschaftlich sinnvoll. In beiden Fällen liegt der interne Zinssatz auf einem hohen Niveau. Demzufolge ist die hier erforderliche Investition einer Bankanlage mit niedrigerer Rendite vorzuziehen. Weiterhin wird ersichtlich, dass der Kapitalwert der Variante welche die Rekuperation der Federenergie vorsieht den Kapitalwert der Variante mit dem Standardantrieb übersteigt. Aus wirtschaftlicher Sicht ist demzufolge für dieses Fallbeispiel eine Investition in einen 4-Quadranten-Antrieb zu empfehlen. Der in

Abschnitt 8.1.3 vorgestellte Ansatz zur bedarfsgerechten Schließkraftführung bietet dabei theoretisch die Möglichkeit, den hier dargestellten höheren Rückfluss bei der niedrigeren Investition zu erzielen. Bei der Betrachtung der dargestellten Ergebnisse gilt es zu beachten, dass hier eine Maschine nach neuester und energieeffizientester Bauart bzgl. hydraulischer Antriebstechnik als Referenz herangezogen wurde.

9.3 Zwischenfazit

In dem hier dargestellten Abschnitt wurde ein finales Konzept des 2PS-Reku-Moduls vorgestellt, welches für eine weitere Betrachtung empfohlen wird. Dieses Konzept sieht die Integration einer Differenzialschaltung vor und kommt dementsprechend mit einer geringeren Anzahl an Ventilen aus als die zuvor dargestellte Referenzkonfiguration. Die Wirtschaftlichkeitsbetrachtung hat gezeigt, dass die zur Umsetzung des 2PS-Reku-Moduls erforderliche Investition unter Berücksichtigung der aktuellen Zinssätze lohnenswert und das mit der Investition verbundene Risiko vertretbar ist. Neben dem unmittelbaren wirtschaftlichen Nutzen des 2PS-Reku-Moduls spielen Aspekte wie Umweltschutz und das damit verbundene Image sowie der Innovationsgehalt der dargestellten Antriebstechnik Faktoren dar, welche eine Umsetzung des 2PS-Reku-Moduls interessant machen. Da aktuell kein Hersteller von Spritzgießmaschinen Lösungen zur hydraulischen Rekuperation anbietet, würde ein derartiges System für den Hersteller, der es auf den Markt bringt, ein Alleinstellungsmerkmal darstellen, welches sich gut in die aktuellen politischen Rahmenbedingungen eingliedert.

10 Fazit und Ausblick

Ziel dieser Arbeit war es Grundlagen zur Steigerung der Energieeffizienz hydraulisch angetriebener Schließeinheiten im Bereich von Schließkräften größer 10.000 kN zu erarbeiten und zu untersuchen. Ein Kernthema war dabei die Entwicklung eines Konzeptes zur Rekuperation der in der Maschine enthaltenen Energie.

10.1 Fazit

Das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Antriebskonzept stellt eine interessante Alternative zu konventionellen hydraulischen Antriebskonzepten dar. Im Rahmen der Untersuchungen hat sich gezeigt, dass das s. g. 2PS-Reku-Modul

1. aufgrund der Rekuperation und der Minimierung von dissipativen Verlusten eine hohe Energieeffizienz aufweist. Auch im direkten Vergleich mit einer energieeffizienten servo-hydraulisch angetriebenen Spritzgießmaschine zeigt das Modul energetisches Einsparpotenzial. Ebenfalls die dynamischen Eigenschaften übersteigen die Fähigkeiten des zum Vergleich herangezogenen hydraulischen Antriebskonzeptes.
2. aufgrund der Speichertechnik keine elektrischen Lastspitzen im Stromversorgungsnetz verursacht.
3. die zur Umsetzung erforderliche Investition (unter der Voraussetzung, dass der Anwendungsfall sinnvoll gewählt wird) wirtschaftlich rentabel ist.
4. weniger energieeffizient ist als eine elektrisch-mechanisch angetriebene Spritzgießmaschine. Aus diesem Grund stellen insbesondere Schließeinheiten mit Schließkräften größer 10.000 kN geeignete Anwendungsfälle dar.
5. im hier dargestellten Entwicklungsstadium Grundlagencharakter aufweist. Vor einer denkbaren marktreifen Umsetzung sind weitere Entwicklungsarbeiten erforderlich. Anregungen zu diesen werden im Ausblick dargestellt.

Die Recherchen zum Stand der Technik zu Beginn dieser Arbeit haben gezeigt, dass bis dato keine marktreifen Lösungsansätze existieren. Auch auf wissenschaftlicher Ebene konnten für den hier betrachteten Anwendungsfall nur wenige Ansätze gefunden werden, obgleich hinreichendes Potenzial zur Rekuperation vorhanden ist und verschiedene Ansätze dazu in anderen Bereichen der hydraulischen Antriebstechnik

bereits fest am Markt etabliert sind. Bei Betrachtung des recherchierten Stands der Technik lässt sich insgesamt feststellen, dass die Energieeffizienz einen immer größeren Stellenwert bei der Kunststoffverarbeitung bekommt. Da insbesondere beim Spritzgießen ein großer Anteil des Gesamtenergieverbrauchs auf die Antriebe zurückzuführen ist, ist die Entwicklung effizienter Antriebslösungen Gegenstand der Entwicklungsarbeiten bei den Herstellern von Spritzgießmaschinen. Auch an wissenschaftlichen Instituten ist die Entwicklung energieeffizienter Antriebslösungen Gegenstand der Forschung. Bei vollständig elektrisch-mechanisch angetriebenen Spritzgießmaschinen ist die Rückgewinnung von Bremsenergie bereits Stand der Technik. Dabei bestehen allerdings noch offene Fragen bzgl. des Nutzens der rückgewonnenen Energie, da das Zwischenspeichern elektrischer Energie keine triviale Aufgabe ist. Insbesondere die Schließeinheit bietet großes Potenzial zur Rekuperation. Bzgl. der Energieeffizienz hydraulisch angetriebener Spritzgießmaschinen hat in den letzten Jahren eine deutliche Weiterentwicklung stattgefunden. An Maschinen neuester Generation werden Servomotoren als Pumpenantriebe eingesetzt, welche eine bedarfsgerechte Leistungsversorgung ermöglichen. Trotz der durch verschiedene Studien nachgewiesenen energetischen Vorteile elektrisch-mechanisch angetriebener Spritzgießmaschinen, dominieren die hydraulischen Maschinen nach wie vor den Markt. Dies ist insbesondere auf die im direkten Vergleich günstigeren Anschaffungskosten zurückzuführen. Insbesondere bei Spritzgießmaschinen bei denen Schließkräfte größer 10.000 kN gefordert werden, werden hydraulisch angetriebene Maschinen aufgrund ihrer hohen Leistungsdichte mittelfristig weiter den Markt dominieren. Da Maschinen mit Schließkräften größer 10.000 kN derzeit mit wenigen Ausnahmen ausschließlich hydraulisch angetrieben werden, ist die Erarbeitung von Konzepten zur hydraulischen Rekuperation lohnenswert. Gerade bei diesen Maschinen besteht das größte Potenzial zur Rekuperation. Dieser Sachverhalt stellte u.a. die Motivation zu den in dieser Arbeit zusammengefassten Forschungsarbeiten dar.

Im Rahmen der Voruntersuchungen zu dieser Arbeit wurden drei unterschiedlich angetriebene Spritzgießmaschinen untersucht. Dabei lag der Fokus bei jeder Maschine darauf, durch die Darstellung des Energieflusses innerhalb der Maschine, die Energieeffizienz zu beurteilen und Ursachen für energetische Verluste zu identifizieren. Es wurden vier wesentliche Ursachen für energetische Verluste gefunden. Durch eine schlechte Abstimmung zwischen der durch Antrieb bereitgestellten Leistung und der an den Achsen erforderlichen Leistung, besteht die Notwendigkeit einen Teil der bereitgestellten Leistung zu dissipieren. Weiterhin treten bei hydraulisch angetriebenen Maschinen Drosselverluste durch die Fluidreibung auf, was je nach Dimensionierung der einzelnen fluidführenden Elemente mit erheblichen Verlustleistungen einhergehen kann. Weiterhin werden Verluste durch die Wirkungsgrade der einzelnen Komponenten sowie durch das nicht Nutzen vorhandener Energie verursacht. In einem ersten Ansatz zur energetischen Optimierung wurde ein Konzept erarbeitet und in einem Experimentalsystem im Labormaßstab umgesetzt, um am Beispiel einer exemplarisch gewählten Funktion (Schließkraftaufbau) zu zeigen, welcher energetische Nutzen durch eine Reduzierung einzelner Verlustquellen erzielt werden kann. Dabei konnte der Energieverbrauch für den Schließkraftaufbau auf bis zu 44 % der beim Schließkraftaufbau umgesetzten Energie einer exemplarisch gewählten Referenzmaschine reduziert werden. Im Rahmen der Konzeptfindungsphase konnte ein Konzept für den dezentralen hydraulischen Antrieb einer Zwei-Platten-Schließeinheit erarbeitet werden, welches es erlaubt, sowohl die kinetische Energie der bewegten Masse bei einer Werkzeugbewegung als auch die Federenergie in der durch den Schließkraftaufbau bedingten elastischen Deformation der Schließeinheit und des Spritzgießwerkzeugs anteilig zurückzugewinnen. Dazu wurden zunächst die beiden Funktionen Schließkraftaufbau und Werkzeugbewegung getrennt voneinander betrachtet. Für jede dieser beiden Funktionen wurden Konzepte erarbeitet und in der Simulation abgebildet. Aufbauend auf den Simulationsergebnissen wurde eine Auswahl getroffen und in ein gemeinsames Konzept integriert. Das dabei entstandene 2PS-Reku-Modul und der sich dahinter verbergende Verfahrensablauf (gemeint ist der Ablauf im hydraulischen System, nicht der Ablauf des Spritzgießverfahrens) wurden dahingehend optimiert, möglichst viele Varianten auf Modellebene untersuchen zu können. Dabei wurden wirtschaftliche Aspekte zur Umsetzung zunächst nicht betrachtet.

Ziel war es mit diesem zunächst einmal komplexen Modul mit Hilfe verschiedener Untersuchungen die Variante mit den günstigsten Eigenschaften zu identifizieren. Bereits in der Konzeptfindungsphase haben erste Simulationen gezeigt, dass es grundsätzlich möglich ist, die erforderliche Energie für den

Schließkraftaufbau ausschließlich durch die Rekuperation der kinetischen Energie der bewegten Masse abzudecken. Das dabei verwendete Modell wurde allerdings noch nicht validiert, wodurch die ersten Abschätzungen kritisch zu betrachten sind. Unter der Voraussetzung, dass es möglich ist die für die Schließkraft erforderliche Energie durch die Rekuperation der kinetischen Energie abzudecken, besteht allerdings die Möglichkeit den hydraulischen Kreislauf des 2PS-Reku-Moduls in zwei Druckniveaus aufzuteilen, wobei die Antriebseinheit für die Versorgung von dem Kreislauf mit dem niedrigen Druck optimiert werden kann. Somit werden bei dem 2PS-Reku-Modul die Erkenntnisse aus den Voruntersuchungen konsequent aufgegriffen und umgesetzt, da durch diese Maßnahme die durch den Antrieb bereitgestellte Energie gut an den tatsächlichen Energiebedarf angepasst werden kann. Im nächsten Schritt wurde ein Simulationsmodell des 2PS-Reku-Moduls auf der Simulationsplattform Matlab/Simulink abgebildet und Methoden zur Identifikation unbekannter Modellparameter erarbeitet. In diesem Kapitel konnten zum einen Methoden aufgezeigt werden, mit denen sich das simulierte Durchflussverhalten einzelner Ventile an den Herstellerangaben validieren lässt, zum anderen konnte eine Methode aufgezeigt werden, um die mechanische Systemreibung an einer vorhandenen Schließeinheit messtechnisch zu identifizieren. Weiterhin konnte ein erster Ansatz aufgezeigt werden, um den Bremsweg an der Fahrachse mit Hilfe des Energieerhaltungssatzes zu optimieren. Anschließend konnten die beiden Funktionen des 2PS-Reku-Moduls (Kraftaufbau und Bewegungsfunktion) an dazu konstruierten und aufgebauten Demonstratoren validiert werden. Die Simulationsergebnisse zeigten in beiden Fällen nach der Anpassung einiger unbekannter Modellparameter auch bei variierenden Betriebsparametern eine gute Übereinstimmung mit den experimentellen Untersuchungen. Es wurde festgestellt, dass das erarbeitete Simulationsmodell dazu geeignet ist weitere Systemanalysen durchzuführen. In einem ersten Ansatz konnte das validierte Modell der Kraftachse dazu genutzt werden, den Energiefluss beim Schließkraftaufbau tiefergehend zu analysieren. Dabei konnte ein Ansatz erarbeitet werden, welcher dissipative Verluste beim Kraftaufbau minimiert, obgleich noch offene Fragen bzgl. der konstruktiven Umsetzung vorliegen.

Im Rahmen der modellbasierten Untersuchungen konnte gezeigt werden, wie sich das 2PS-Reku-Modul durch die Integration einer Differenzialschaltung energetisch optimieren lässt. Dabei konnte der Betrag der rückgewonnenen Energie gesteigert und die Systemkomplexität verringert werden. Weiterhin konnte gezeigt werden, wie sich in Abhängigkeit der Prozessbedingungen durch eine bedarfsgerechte Schließkraftführung Lastspitzen bei der Rekuperation der Federenergie vermeiden lassen. Durch diese Maßnahme können weiterhin die Anforderungen an den Frequenzumrichter der Antriebseinheit gesenkt werden, da dieser weder in der Lage sein muss die rekuperierte Energie zwischenspeichern, noch muss der Frequenzumrichter in der Lage sein die rekuperierte Energie zurück ins Netz zu speisen. Ebenfalls ist es denkbar die Anforderungen an die Antriebseinheit zu senken, da diese nicht mehr im 4-Quadranten-Betrieb arbeiten können muss. Die Parameterstudie hat gezeigt, dass sich das 2PS-Reku-Modul robust gegenüber Änderungen der bewegten Masse verhält, was in der Praxis von großer Bedeutung ist, da sich die bewegte Masse mit jedem Werkzeugwechsel an der Maschine ändern kann. Weiterhin konnte gezeigt werden, dass sich das System robust gegenüber verschiedenen Konstruktionsparametern verhält. Als einziger relevanter Einflussparameter konnte das Fluidvolumen der Kraftachse identifiziert werden, da dieses den Betrag der Volumenänderung bei einer Druckänderung des Fluides beeinflusst und somit einen Einfluss auf den Betrag der erreichten Schließkraft für eine definierte Speicherconfiguration hat. Weiterhin konnten aus der Parameterstudie Kennwerte bzw. Gleichungen definiert werden, welche die Auslegung des 2PS-Reku-Moduls unterstützen.

Eine Vergleichsstudie zwischen dem Modell des 2PS-Reku-Moduls und einer exemplarisch gewählten servo-hydraulisch angetriebenen Serienmaschine hat gezeigt, dass es möglich ist deren Energieeffizienz weiter zu steigern. So konnte mit dem Simulationsmodell des 2PS-Reku-Moduls für einen exemplarisch betrachteten Anwendungsfall ein Energieverbrauch abgeschätzt werden, welcher ca. 42,5 % des gemessenen Energieverbrauchs der Schließeinheit der gewählten Maschine im Originalzustand entspricht. Für den betrachteten Zyklus würde das bedeuten, dass ca. 15,6 % des Energieverbrauchs der Antriebe bzw. der zentralen servo-hydraulischen Antriebseinheit eingespart werden kann. Der Vergleich mit der betrachteten elektrisch-mechanisch angetriebenen Spritzgießmaschine hat gezeigt, dass deren Schließeinheit energieeffizienter ist als das 2PS-Reku-Modul. Vorteilhaft hingegen stellt sich das 2PS-Reku-Modul durch

den konstanten Leistungsbezug dar, wo hingegen die elektrisch-mechanisch angetriebene Spritzgießmaschine einen stark diskontinuierlichen Leistungsbezug hat, gemäß dem Leistungsbedarf der Schließeinheit bzw. der einzelnen Achsen für den ganzen Zyklus betrachtet. Insgesamt wird es nur schwer möglich sein, mit einer hydraulisch angetriebenen Schließeinheit die Energieeffizienz einer elektrisch-mechanisch angetriebenen Spritzgießmaschine bzw. deren Schließeinheit zu erreichen. Sinnvolle Anwendungen sind demnach wie zu Beginn der Arbeit bereits zu erwarten war, Schließeinheiten mit Schließkräften größer 10.000 kN, wo elektrisch-mechanisch angetriebene Schließeinheiten aufgrund der geringen Kraftdichte elektrisch-mechanischer Antriebe nur bedingt geeignet sind. Eine wesentliche Einschränkung ist der erforderliche Öffnungshub zur Realisierung der dargestellten Betriebsweise. Um die vollständige Rekuperation der für den Schließkraftaufbau erforderlichen Energie zu realisieren, muss das Hubvolumen der Fahrzylinder deutlich größer sein als das Hubvolumen der Kraftaktoren, weshalb es nicht möglich ist einen für den jeweiligen Anwendungsfall definierten Mindestöffnungshub zu unterschreiten.

Die Simulation der beiden Maschinen mit maximalen Schließkräften von 13.000 kN bzw. 40.000 kN hat gezeigt, dass es grundsätzlich möglich ist, das im Labormaßstab erarbeitete Prinzip auf den zuvor definierten realen Anwendungsfall zu skalieren. Bei einer geeigneten Dimensionierung der Speicherparameter (insbesondere der Speicherdrücke) zeigen die beiden Schließeinheiten qualitativ ein sehr ähnliches Verhalten wie die zuvor betrachteten Schließeinheiten. Dabei konnte gezeigt werden, dass mit Hilfe des 2PS-Reku-Moduls ein Großteil der Federenergie zurückgewonnen werden kann. Bei der Rekuperation der kinetischen Energie stellt sich bei der Schließeinheit mit einer maximalen Schließkraft von 13.000 kN ein sehr ähnliches Verhalten wie bei den zuvor betrachteten Schließeinheiten ein. Die Simulation der Schließeinheit mit einer maximalen Schließkraft von 40.000 kN hat allerdings ein überproportionales Ansteigen der energetischen Verluste während den Fahrbewegungen gezeigt, obgleich das Konzept durch eine entsprechende Anpassung der Speicherdruckniveaus weiterhin funktionsfähig bleibt. Dies ist insbesondere auf die großen Verlustleistungen aufgrund der (gemessen an den anderen Maschinen) sehr großen Volumenströme zurückzuführen. Die Wirtschaftlichkeitsbetrachtung hat gezeigt, dass die zur Umsetzung des 2PS-Reku-Moduls erforderliche Investition unter Berücksichtigung der aktuellen Zinssätze lohnenswert und das mit der Investition verbundene Risiko vertretbar ist. Neben dem unmittelbaren wirtschaftlichen Nutzen des 2PS-Reku-Moduls spielen Aspekte wie Umweltschutz und das damit verbundene Image sowie der Innovationsgehalt der dargestellten Antriebstechnik Faktoren dar, welche eine Umsetzung des 2PS-Reku-Moduls interessant machen. Da aktuell kein Hersteller von Spritzgießmaschinen Lösungen zur hydraulischen Rekuperation anbietet, würde ein derartiges System für den Hersteller, der es auf den Markt bringt ein Alleinstellungsmerkmal darstellen, welches sich gut in die aktuellen politischen Rahmenbedingungen eingliedert.

10.2 Ausblick

Zusammengefasst lässt sich festhalten, dass das 2PS-Reku-Modul aus energetischer Sicht eine interessante Alternative zu konventionellen hydraulischen Antrieben für Spritzgießmaschinen darstellt. Dabei muss allerdings betont werden, dass die in dieser Arbeit zusammengefassten Ergebnisse Grundlagencharakter aufweisen und die Umsetzung des 2PS-Reku-Moduls mit einigen noch offenen Fragen einhergeht. Im Rahmen dieser Arbeit wurde das präzise Anfahren definierter Positionen, wie es z. B. für das Spritzprägen oder die Formteilentnahme durch einen Roboter erforderlich ist, nicht betrachtet. Zur Steigerung der Praxistauglichkeit des 2PS-Reku-Moduls sollte es Ziel weiterführender Forschungsarbeiten sein, ein Konzept zum präzisen Anfahren verschiedener Positionen sinnvoll zu integrieren. Da es vermutlich nur schwer möglich sein wird, die Speicherdrücke und Volumen unter Berücksichtigung aller real auftretender Verluste so präzise aufeinander abzustimmen, dass Positionen ausschließlich durch das Abbremsen der Schließeinheit mit dem Gegendruck eines Hydrospeichers angefahren werden können, ist ein denkbarer Lösungsansatz eine konventionelle Drosselsteuerung für das 2PS-Reku-Modul zu nutzen, welche allerdings ausschließlich für die Feinabstimmung der Position der Schließeinheit eingesetzt wird. Eine Herausforderung wird es dabei sein, diese beiden Teilsysteme so aufeinander abzustimmen, dass eine derartige Strategie keinen negativen Einfluss auf die erforderliche Zeit zur Durchführung einer Werkzeugbewegung hat. Eine weitere offene Fragestellung welche im Rahmen dieser Arbeit nicht beantwortet werden konnte ist die Praxistauglichkeit

der Rekuperation der Federenergie und der damit ggf. verbundenen bedarfsgerechten Schließkraftführung. Alle in dieser Arbeit dargestellten Untersuchungen wurden auf Modellebene durchgeführt, wobei ein idealisiertes Modell der Antriebsmaschine eingesetzt wurde.

Der nächste sinnvolle Schritt wäre es das dargestellte Modell des 2PS-Reku-Moduls mit einem komplexeren Modell einer Antriebsmaschine inklusive eines Modells eines Frequenzumrichters und der erforderlichen Regelung zu versehen, um den Mechanismus zur Rekuperation der Federenergie weiter im Detail zu untersuchen. Weiterhin wäre es sinnvoll, die Rekuperation der Federenergie experimentell zu untersuchen. Eine Möglichkeit besteht darin den Demonstrator des S-A-Moduls um die dazu erforderlichen Komponenten zu erweitern. Durch einen derartigen Aufbau wäre es ebenfalls denkbar und sinnvoll, den Mechanismus zur bedarfsgerechten Schließkraftführung experimentell zu untersuchen. Die Regelung der Antriebsmaschine über den Frequenzumrichter wird dabei die Kernaufgabe darstellen. Ebenfalls die experimentellen Untersuchungen an dem Demonstrator der Bewegungsachse können weiter vertieft werden. Dabei sollte insbesondere untersucht werden, inwiefern sich die Anforderungen an die Ventile reduzieren lassen. Zur Umsetzung des Demonstrators wurden Ventile eingesetzt, welche über sehr kurze Schaltzeiten verfügen. Mit Hilfe der Steuerung welche am Demonstrator eingesetzt wird besteht die Möglichkeit, die Schaltzeiten künstlich zu verlängern. Somit bietet sich die Möglichkeit zu untersuchen, inwiefern sich längere Schaltzeiten der einzelnen Ventile z. B. durch angepasste Bremszeitpunkte kompensieren lassen. Weiterhin wurden im Rahmen dieser Arbeit keine Streuungseinflüsse betrachtet. Da allerdings beispielsweise das Verhalten des in den Hydrospeichern enthaltenen Gases abhängig von der Temperatur ist, gilt es zu prüfen inwiefern sich instationäre Betriebszustände (z. B. Störungen, Stillstände im Prozess) und die damit verbundenen Schwankungen der Betriebsmitteltemperatur auf das Systemverhalten auswirken. Es ist davon auszugehen, dass eine Änderung der Betriebsmitteltemperatur über die Blase einen Einfluss auf die Temperatur des Gases ausübt und somit die Kennlinie des Hydrospeichers verändert.

Großes Potenzial für weitere Untersuchungen bietet die Einbindung des Spritzgießprozesses sowie die Skalierung der experimentellen Arbeit bzgl. der Kräfte und Massen auf den realen Anwendungsfall. Dabei gilt es beispielsweise zu untersuchen, inwiefern sich das Konzept zur bedarfsgerechten Schließkraftführung auf die Streuung der Eigenschaften der Formteile auswirkt. Insbesondere die Reproduzierbarkeit des Schließdrucks bzw. dessen zeitlichen Verlaufs bei der realen Maschinengröße lässt einen erheblichen Einfluss vermuten. Alle modellbasierten Untersuchungen bzgl. des 2PS-Reku-Moduls bei den realen Anwendungsfällen unterstellen, dass die dabei vorgesehenen Komponenten qualitativ das gleiche Verhalten aufweisen wie die Komponenten der Demonstratoren an denen das Modell validiert wurde. Inwiefern sich diese Annahmen mit der Realität decken bzw. Abweichungen im Verhalten einzelner Komponenten einen Einfluss auf das Systemverhalten ausüben wäre eine interessante Fragestellung für weitere Forschungsarbeiten. Ungeklärt ist auch inwiefern physikalische Effekte, welche im Labormaßstab näherungsweise zu vernachlässigen sind, bei der Skalierung auf den realen Anwendungsfall an Relevanz gewinnen. Dazu wäre es wünschenswert das betrachtete System in Zusammenarbeit mit einem Maschinenhersteller an einer realen Schließeinheit umzusetzen. Im Zuge dessen sollte ein Steuerungsalgorithmus erarbeitet werden, welcher mit wenigen Eingangsparametern auskommt. Ziel sollte es sein, den kompletten Bewegungsablauf der Schließeinheit sowie den Kraftaufbau mit den beiden Parametern Öffnungshub und Schließkraft zu steuern. Anders als bei konventionellen Spritzgießmaschinen ergibt sich durch das 2PS-Reku-Modul die Fahrgeschwindigkeit. In diesem Zusammenhang sollten Mechanismen zur Werkzeugsicherung umgesetzt werden. Ebenfalls interessant wäre die experimentelle Ermittlung der Energieflüsse innerhalb hydraulisch angetriebener Spritzgießmaschinen mit großen Schließkräften bis hin zu 55.000 kN. Die modellbasierten Untersuchungen an der Maschine mit einer Schließkraft von 40.000 kN haben gezeigt, dass aufgrund der großen Volumenströme hohe Verlustanteile auftreten. Inwiefern diese Verluste von den Herstellern in Kauf genommen werden bzw. bereits Lösungen umgesetzt wurden ist die Kernfrage welche im Rahmen einer derartigen Studie beantwortet werden kann. Schlussendlich bietet die bereits in dieser Arbeit betrachtete Möglichkeit zur Steigerung des Nutzungsgrades der gespeicherten Energie für den Schließkraftaufbau Potenzial für weitere Untersuchungen. Dabei gilt es ein System auszuarbeiten, welches den bereits in dieser Arbeit betrachteten physikalischen Effekt berücksichtigt, sich dabei aber mit einem vertretbaren Aufwand konstruktiv umsetzen lässt.

11 Literaturverzeichnis

- [Ba11] Bauer, G.: Ölhydraulik. 10. Auflage, Wiesbaden, Vieweg+Teubner Verlag. (2011). - ISBN 9-783-83488244-8.
- [Be88] Berbuer, J.: Neuartige Servoantriebe mit primärer Verdrängersteuerung. RWTH Aachen, Dissertation. (1988).
- [Be99] Beater, P.: Entwurf hydraulischer Maschinen. Heidelberg, Springer Verlag. (1999). - ISBN 3-540-65444-5.
- [BE+09] Beck, M.; Ehret, C.; Kliffken, M.; Bracht, D.: Das Hydrostatisch Regenerative Bremssystem von Rexroth: Anwendungen und Potentiale für Fahrzeuge mit hydro-statischem Fahrantrieb. Fachtagung Baumaschinentechnik, Dresden. (14.-15. Mai 2009).
- [BG+12] Bolay, S.; Grajetzky, C.; Hüwels, H.; Andrae, K.; Lechner, S.: Faktenpapier Strompreise in Deutschland der deutschen Industrie- und Handelskammer. Deutscher Industrie- und Handelskammertag, Berlin. (2012).
- [BH+07] Bürkle, E.; Hungerkamp, T.; Würtele, M.: Spürbar niedrigere Energiekosten. In: Kunststoffe, Hanser Verlag, Nr. 09, S. 202-206. (2007).
- [Bo95] Boes, C.: Hydraulische Achsantriebe im digitalen Regelkreis. RWTH Aachen, Dissertation. (1995).
- [BL02] Bayerisches Landesamt für Umweltschutz (Hrsg.): CO₂-Minderungspotenziale durch rationelle Energienutzung in der Kunststoff-verarbeitenden Industrie. Augsburg. (2002).
- [Br08] Brettlich, T.: Energieeffiziente Spritzgießmaschinen. Energieeffizienz-Seminar des Süddeutschen Kunststoff-Zentrums (SKZ), Peine. (2008).
- [Br09] van Bracht, D.; Ehret, C.; Kliffken, M.: Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 2. Fachtagung des VDMA und der Universität Karlsruhe (TH), Karlsruhe. (18. Februar 2009).
- [Br09] Brettlich, T.: Viele Hebel zur Senkung des Energieverbrauchs. In: Kunststoffe, Hanser Verlag, Nr. 05, S. 34–36. (2009).
- [BS+09] Bastian, M.; Stübs, O.; Gehring, A.: Energie endlos sparen. In: Kunststoffe, Hanser Verlag, Nr. 10, S. 160-167. (2009).
- [BT+07] Bruce, F.; Taylor, T.; Womer, W.; Kadykowski, R.; Sickles, R.; Miller, L.: Efficiency gains and control improvements using different barrel heating technologies for the injection molding process. SPE ANTEC Conference, Cincinnati, Ohio, USA. (2007).
- [BU10] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (Hrsg.): DIN EN 16001: Energiemanagementsysteme in der Praxis. Berlin. (2010).
- [Bu12] Bublitz, R.: Better Braking – Energy Saving Concept for Cylinder Drives with Large Masses. 8. Internationales Fluidtechnisches Kolloquium, Dresden. (26. - 28. März 2012).

- [**BW08**] Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (Hrsg.): Klimaschutz und Energieeffizienz – Forschung, Entwicklung und Demonstration moderner Energietechnologien. Berlin. (2008).
- [**BW10**] Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (Hrsg.): Energiekonzept für eine umweltschonende, zuverlässige und bezahlbare Energieversorgung. Berlin. (2010).
- [**BW12**] Boßmann, T.; Eichhammer, W.; Elsland, R.; Beitrag von Energieeffizienzmaßnahmen zum Klimaschutz in der Europäischen Union bis zum Jahr 2050. Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit, Berlin. (19.11.2012).
- [**Da00**] Schutzrecht DE 198 42 534 A1 (03.02.2000). Mannesmann Rexroth AG.
- [**Da08a**] Schutzrecht DE 10 2007 011 442 A1 (11.09.2008). Robert Bosch GmbH.
- [**Da08b**] Schutzrecht DE 10 2007 011 443 A1 (11.09.2008). Robert Bosch GmbH.
- [**De83**] Denker, K.: Verdränger-Volumensteuerung von Pumpen mit stetigen elektropneumatischen Stellsystemen. RWTH Aachen, Dissertation. (1983).
- [**DG+11**] Dimmler, G.; Giessauf, J.; Hochreiter, E.: Gezielte Verbrauchssenkung. In: Kunststoffe, Hanser Verlag, Nr. 2, S. 40–45. (2011).
- [**DI89**] Dluzik, K.: Entwicklung und Untersuchung energiesparender Schaltungskonzepte für Zylinderantriebe am Drucknetz. RWTH Aachen, Dissertation. (1989).
- [**Du02**] Duffner, E.: Fallen die letzten Bastionen der stationären Fluidtechnik? In: Zeitschrift für Fluidtechnik O+P, Vereinigte Fachverlage GmbH, Nr. 11, S. 664. (2002).
- [**EA08**] ENGEL AUSTRIA GmbH: Nachhaltiger Erfolg durch energieeffizientes Spritzgießen. Pressemitteilung auf der Fakuma. (2008).
- [**EK11**] Europäische Kommission: Mitteilung der Kommission an das europäische Parlament, den Rat, den europäischen Wirtschafts- und Sozialausschuss und den Ausschuss der Regionen – Energieeffizienzplan 2011. Brüssel. (2011).
- [**Er00**] Erlein, W.: Der Trend zur Elektrik. In: Kunststoffe, Hanser Verlag, Nr. 10, S. 208. (2000).
- [**EU11**] Europäische Union: Energie 2020 - Eine Strategie für wettbewerbsfähige, nachhaltige und sichere Energie. Luxemburg: Amt für Veröffentlichungen der europäischen Union. (2011).
- [**FH08**] Finzel, R.; Helduser, S.: Energy-Efficient Electro-Hydraulic Control Systems for Mobile Machinery / Flow Matching. 6. Internationales Fluidtechnisches Kolloquium. Dresden, Band I, S. 89 – 102. (31.03. - 2.04.2008).
- [**FH+09**] Finzel, R.; Helduser, S.; Jang, D.: Electro-hydraulic Control Systems for Mobile Machinery with Low Energy Consumption. 7th International Conference on Fluid Power Transmission and Control. Hangzhou, China. (07. - 10.04.2009).
- [**FI02**] Fraunhofer Institut für System- und Innovationsforschung (ISI): Stromverbrauch in der EU-15. (2002).

- [FJ+09] Finzel, R.; Jähne, H.; Helduser, S.: Energieeffiziente Antriebssysteme mobiler Arbeitsmaschinen. 4. Fachtagung Baumaschinentechnik, Dresden. (14. - 15.05.2009).
- [Fo10] Forstmann, J.: Kugelgewindetriebe im Einsatz an Kunststoffspritzgießmaschinen – Lebensdauerprognose und Optimierung. Universität Duisburg-Essen, Dissertation. (2010).
- [Ge10] Geimer, M.: Effiziente Fahrtriebe. In: Konstruktion & Engineering, Verlag Moderne Industrie GmbH, Nr. 4, S. 72–73. (2010).
- [Ge11] Gehring, A.: Kosten reduzieren durch Energieeffizienz in der Kunststofftechnik. Präsentation des Süddeutschen Kunststoff-Zentrums (SKZ), Würzburg. (2011).
- [Gr10] Grollius, H.: Grundlagen der Hydraulik. 5. Auflage, München, Hanser Verlag. (2010). - ISBN 9783446424623.
- [GT07] Geimer, M.; Thiebes, P.: Hybridantriebe für Mobile Arbeitsmaschinen. In: Zeitschrift für Fluidtechnik O+P, Vereinigte Fachverlage GmbH, Nr. 12, S. 630–635. (2007).
- [He77] Helduser, S.: Einfluss der Elastizität mechanischer Übertragungselemente auf das dynamische Verhalten hydraulischer Servoantriebe. RWTH Aachen, Dissertation. (1977).
- [He03] Helduser, S.: Improved Energy Efficiency in Plastic Injection Moulding Machines. 8th Scandinavian International Conference on Fluid Power - SICFP'03, Tampere, Finland. (2003).
- [He07] Helbig, A.: Energieeffizientes elektrisch-hydrostatisches Antriebssystem am Beispiel der Kunststoff-Spritzgießmaschine. Technische Universität Dresden, Dissertation. (2007).
- [HM+10] Helduser, S.; Michaeli, W.; Rademacher, T.; Mäsing, R.: Der Antrieb zählt. Dynamik, Präzision, Energiebedarf. In: Kunststoffe, Hanser Verlag, Nr. 4, S. 40–44. (2010).
- [Ho81] Hoffmann, W.: Dynamisches Verhalten hydraulischer Systeme, automatischer Modellbau und digitale Simulation. RWTH Aachen, Dissertation. (1981).
- [HP09] Haitian Plastics Machinery: Zwei-Platten-Maschine mit sparsamem Antrieb. In: Kunststoffe, Nr. 07, S. 44. (2009).
- [HR+10] Helduser, S.; Rademacher, T.; Mäsing, R.: The drive counts. In: Kunststoffe international, Hanser Verlag, Nr. 4, S. 24 – 28. (2010).
- [Hu99] Huber, A.: Energiesparmotoren durch verbesserten Wirkungsgrad. In: Der Zuliefermarkt, Hanser Verlag, Nr. 10, S. 12. (1999).
- [IL+11a] Inderelst, M.; Losse, S.; Sgro, S.; Murrenhoff, H.: Maßnahmen zur Steigerung der Energieeffizienz in mobilhydraulischen Systemen. Substitution einzelner Steuerelemente als schnelle Lösung? Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, 3. Fachtagung, Karlsruhe. (17. Februar 2011).
- [IL+11b] Inderelst, M.; Losse, S.; Sgro, S.; Murrenhoff, H.: Energy efficient system layout for work hydraulics of excavators. In: Proceedings of the the Twelfth Scandinavian International Conference on Fluid Power, Tampere, Finland. (18.-20.05.2011).

- [IS+11] Inderelst, M.; Sgro, S.; Losse, S.; Murrenhoff, H.: Improving Efficiency of Mobile Hydraulic Systems by Substitution of Individual Hydraulic Control Devices. In: Proceedings of the 52nd National Conference on Fluid Power, Las Vegas. (23 – 25.03.2011).
- [Ja94] Jaroschek, Ch.: Elektrische und hydraulische Spritzgießmaschinen im Vergleich. In: Kunststoffe, Hanser Verlag, Nr. 10, S. 1368. (1994).
- [Jo04] Johannaber, F.: Kunststoff-Maschinenführer. 4. Auflage, München, Hanser Verlag. (2004). - ISBN 9783446220423.
- [Ka01] Kamps, T.: Elektrisch oder hydraulisch. In: Kunststoffe, Hanser Verlag, Nr. 12, S. 86–90. (2001).
- [Ka05] Kamps, T.: Energieaufnahme von Produktionszellen in der Kunststoffverarbeitung. Deutsche Kunststoff-Tage, Düsseldorf. (08.-09. Juni 2005).
- [Ka06] Kamps, T.: Einsatz von Synchron-Linearmotoren in der Spritzgießmaschinentechnik. Universität Duisburg-Essen, Dissertation. (2006).
- [KG07] Kommission der europäischen Gemeinschaften: Mitteilung der Kommission an den europäischen Rat und das europäische Parlament – Eine Energiepolitik für Europa. Brüssel. (2007).
- [KM06] KraussMaffei Technologies GmbH: Geringere Energiekosten beim Spritzgießen. In: Kunststoffe, Nr. 03, S. 63. (2006).
- [Ko08] Kohmäscher, T.: Modellbildung, Analyse und Auslegung hydrostatischer Antriebsstrangkonzepte. RWTH Aachen, Dissertation. (2008).
- [Ko09] Koch, M.: Energetische Betrachtung zu Antriebssystemen in Spritzgießmaschinen. Festkolloquium Paderborn, Universität Paderborn. (8.10.2009).
- [Kr98] Schutzrecht EP 0 615 583 B1 (18.03.1998). Hydac Technology GmbH.
- [KS+08] Käsler, R.; Stingl, K.; Riedmaier, S.: Rückgewinnung potentieller Energie in der Mobilhydraulik. 5. Kolloquium Mobilhydraulik. (2008).
- [KS09] Käsler, R.; Stingl, K.: Last als Energiequelle - Bei Gabelstaplern durch Nutzsenkung bis zu 30 % der Energie zurückgewinnen. In: Zeitschrift für Fluidtechnik O+P, Nr. 2, S. 2–4. (2009).
- [KW+09] Kunze, G.; Winger, A.; Feuser, A.; Mark, A.; Schöder, H.: Gegengewichtstapler mit Freikolbenmaschine. Fachtagung Baumaschinentechnik, Dresden. (14.-15. Mai 2009).
- [Lo94] Lodewyks, j.: Der Differentialzylinder im geschlossenen hydrostatischen Getriebe. RWTH Aachen, Dissertation. (1994).
- [Lo95] Lodewyks, j.: Der Differentialzylinder im geschlossenen hydrostatischen Getriebe. In: Zeitschrift für Fluidtechnik O+P, Nr. 7, S. 538-539. (1995).
- [LZ02] Geschäftsstelle der Landesinitiative Zukunftsenergien NRW (Hrsg.) beim Ministerium für Verkehr, Energie und Landesplanung: Rationelle Energienutzung in der Kunststoff verarbeitenden Industrie. Branchenkonzept, Düsseldorf. (2002).

- [**MM+09a**] Michaeli, W.; Mäsing, R.; Helduser, S.; Rademacher, T.: Spritzgießmaschinen auf dem Prüfstand. In: Kunststoffe, Hanser Verlag, Nr. 4, S. 38–42. (2009).
- [**MM+09b**] Michaeli, W.; Mäsing, R.; Helduser, S.; Rademacher, T.: Injection Molding Machines on the Test Rig. In: Kunststoffe international, Hanser Verlag, Nr. 4, S. 38–42. (2009).
- [**MP+93**] Michaeli, W.; Pötsch, G.; Roberts, T.: Vollelektrische Maschinen auf dem Prüfstand. In: Kunststoffberater, Giesel Verlag, Nr. 1/2, S. 28. (1993).
- [**MR12**] Matthies, H.; Renius, K.: Einführung in die Ölhydraulik. 7. Auflage, Wiesbaden, Vieweg+Teubner Verlag. (2012). - ISBN 9783834881021.
- [**MR+08**] Myers, J.; Ruberg, M.; Waterfield, R.; Elsass, M.; Kelsay, S.: Experimental study on the energy efficiency of different screw designs for injection molding. SPE ANTEC Conference, Milwaukee, Wisconsin, USA. (2008).
- [**Mu02**] Murrenhoff, H.: Servohydraulik. 2. Auflage, Aachen, Shaker Verlag. (2002). - ISBN 9783826598784.
- [**Mu11**] Murrenhoff, H.: Grundlagen der Fluidtechnik. 6. Auflage, Aachen, Shaker Verlag. (2011). - ISBN 9783844004588.
- [**MW07**] Ministerium für Wirtschaft, Mittelstand und Energie des Landes Nordrhein-Westfalen (Hrsg.): Energieeffizienz-Offensive “NRW spart Energie“. Düsseldorf. (2007).
- [**Ne00**] Neumann, M.: Entwicklung einer Hochleistungs-Spritzeinheit mit innovativer Antriebs- und Verfahrenstechnik. Universität – Gesamthochschule Essen, Dissertation. (2000).
- [**Ne02**] Neibert, T.: Untersuchungen von drehzahlveränderbaren Pumpen. Technische Universität Dresden, Dissertation. (2002).
- [**NG11**] Neuss, A.; Gründler, M.: Effizienz, soweit das Auge reicht. In: Kunststoffe, Hanser Verlag, Nr. 09, S. 120–127. (2011).
- [**No11a**] DE 10 2010 024 246 A1 (22.12.2011). Netstal-Maschinen AG.
- [**No11b**] DE 10 2009 058 757 A1 (22.06.2011). Netstal-Maschinen AG.
- [**No11c**] DE 10 2010 020 573 A1 (17.11.2011). Netstal-Maschinen AG.
- [**Pa08**] Palmen, A.: Untersuchungen zur Leistungssteigerung und Bewertung der Effizienz von hydrostatischen Verdrängereinheiten. RWTH Aachen, Dissertation. (2008).
- [**Pe11**] Peitsmeyer, D.: Untersuchung hydraulischer Systeme, Innovativer Universal-Hydraulikprüfstand mit Sekundärregelung. In: Zeitschrift für Fluidtechnik O+P, Nr. 02, S. 2–5. (2011).
- [**Pe12**] Peitsmeyer, D.: Energieeffizienz hydraulischer Systeme. In: Zeitschrift Konstruktion & Engineering, Nr. 3, S. 46–50. (2012).
- [**Po11**] Posch, W.: Ganzheitliches Energiemanagement für Industriebetriebe. Wiesbaden: Gabler Verlag. (2011). - ISBN 9783 8349 66452.

- [PW+96] Schutzrecht WO 96/16786 (06.06.1996). Krauss-Maffei AG.
- [PW+10] Pamminger, R.; Wimmer, W.; Winkler, R.: Entwicklung von Kriterien zur Kommunikation der Energieeffizienz von Kunststoff verarbeitenden Maschinen. Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie, Wien. (2010).
- [Ra00] Rahner, S.: Die vollelektrische rechnet sich. In: Kunststoffberater, Giesel Verlag, Nr. 10, S. 44. (2000).
- [Re06] Schutzrecht DE 10 2005 017 878 B3 (28.09.2006). Krauss-Maffei Kunststofftechnik GmbH.
- [Re09] Reichert, M.: Entwicklung hochdynamischer Piezo-Servoventile zur Leistungssteigerung elektrohydraulischer Zylinderantriebe. RWTH Aachen, Dissertation. (2009).
- [RH+05] Räcklebe, S.; Helbig, A.; Helduser, S.: Elektrisch-hydrostatische Kunststoff-Spritzgießmaschine. Hydraulic and Pneumatics '2005, Problems and development tendencies in the beginning decade of the 21st century, Wroclaw, Polen. (17. – 19. Mai 2005).
- [RH+10] Rademacher, T.; Helduser, S.; Mäsing, R.; Michaeli, W.: Leistungsfähigkeit von Spritzgießmaschinen- Antrieben – ein Vergleich. In: Zeitschrift für Fluidtechnik O+P, Nr. 02, S. 25–31. (2010).
- [RL+07] Räcklebe, S.; Lohse, H.; Helduser, S.: Elektrisch-hydrostatische Antriebe für energieeffiziente Kunststoff-Spritzgießmaschinen. Internationaler ETG Kongress, Karlsruhe. (23. – 24. Oktober 2007).
- [Ro83a] Roth, J.: Regelungskonzepte für lagegeregelte elektrohydraulische Servoantriebe. RWTH Aachen, Dissertation. (1983).
- [Ro83b] Rothhäuser, S.: Verfahren zur Berechnung und Untersuchung hydropneumatischer Speicher. RWTH Aachen, Dissertation. (1983).
- [RR+11] Rademacher, T.; Räcklebe, S.; Weber, J.: Reduction of Cycle Time for Injection Moulding Machines with Electric Hydrostatic Drives. The 12th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'11 Tampere, Finnland. (18.-20.05.2011).
- [Ru88] Rupprecht, K.: Hydrospeicher - experimentelle und analytische Untersuchungen zur Energiespeicherung. RWTH Aachen, Dissertation. (1988).
- [Sa85] Sängler, J.: Hydraulikschlauchleitungen, Berechnung der Geflechte und Simulation des Übertragungsverhaltens. RWTH Aachen, Dissertation. (1985).
- [Sc08] Schneider, F.: Energieverbrauch verringern. In: Kunststoffe, Hanser Verlag, Nr. 10, S. 66-71. (2008).
- [Sc11] Schwarzmann, P.: Stromausbeute erhöhen. In: Kunststoffe, Hanser Verlag, Nr. 1, S. 38-43. (2011).
- [Sc12] Schutzrecht DE 10 2010 049 969 A1. KraussMaffei Technologies GmbH.
- [Si00] DE 198 47 890 C1 (10.02.2000). G. Siempelkamp GmbH & Co.

- [SK04] Stitz, S.; Keller, W.: Spritzgießtechnik. 2. Auflage, München, Hanser Verlag. (2004). - ISBN 3-446-22921-3.
- [SM07] Schmidt, M.; Murrenhoff, H.: Auswahl und Betrieb von Hydrospeichern. In: Zeitschrift für Fluidtechnik O+P, Konstruktionsjahrbuch 2006/2007, S. 2–9. (2007).
- [UB09] Umweltbundesamt: Presseinformation Nr.53/2009: Energieeffizienz bei Elektromotoren. Mindestanforderungen für Umweltentlastungen und Stromeinsparungen beschlossen. Dessau-Roßlau. (2009).
- [Ur11] Urbanek, O.: EUROMAP Studie. Energy Efficiency: European Plastics and Rubber Machines Well Placed, VDMA. (2011).
- [URL09] NN: Kunststoff Information. URL.: <http://www.kiweb.de/Default.aspx?pageid=199&docid=214225&Archiv=Rekuperation>. (2009).
- [URL12a] N.N.: Plasticker-News. URL.: <http://plasticker.de/news/shownews.php?nr=18107&div=&start=0&anzeige=2160&begriff=ISP&PHPSESSID=09bb241066f8afd0ef554e712decffc5>. (2012).
- [URL12b] N.N.: Kunststoff Information. URL: <http://www.kiweb.de/Default.aspx?pageid=399&docid=224067&query=%28BAT:sulo%29>. (06.12.2012).
- [URL13a] N.N.: Strompreisindex des Verband der Industriellen Energie- und Kraftwirtschaft e.V. URL: <http://vik.de/VIK-Strompreisindex.html>. (2013).
- [URL13b] N.N.: OLAER INDUSTRIES GmbH, allgemeine Speicherberechnung. URL: http://www.olaer.de/pdf/anleitungen/doc6110_speicherberechnung.pdf. (2013).
- [URL13c] N.N.: WINDSOR Kunststofftechnologie GmbH, Homepage. URL: <http://www.windsor-gmbh.de/de/maschinen/schliesskraefte5500.aspx>. (2013).
- [VM10] Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau e.V. (VDMA): Abschlussbericht - , Bewertung von Antriebskonzepten für Extrusionsmaschinen aus ökonomischer und ökologischer Sicht für KMU. Forschungsstelle: Süddeutsches Kunststoffzentrum (SKZ), Würzburg. (2010).
- [WB08] Wittmann Battenfeld GmbH: Blindleistung eliminiert. In: Kunststoffe, Nr. 11, S. 96. (2008).
- [WD11] Wortberg, J.; Dörner, J.; Heinzler, F.; Lenzen, M.: Kennzahlen zum objektiven Effizienzvergleich? In: Kunststoffe, Hanser Verlag, Nr. 07, S. 31–34. (2011).
- [WH05] Weingart, J.; Helduser, S.: Geräuschminderung von Hydraulikpumpen durch aktive Verminderung der Volumenstrom- und Druckpulsation. Hydraulic and Pneumatics '2005, Problems and development tendencies in the beginning decade of the 21st century, Wroclaw, Polen. (17. – 19. Mai 2005).
- [WH06] Weingart, J.; Helduser, S.: Calculation of the energy efficiency of a modern hydraulic injection moulding machine. Bath Symposium on Power Transmission & Motion Control (PTMC 2006), Bath, Großbritannien. (13. – 15. September 2006).
- [Wi10] Winkler, S.: Energieeffizienz von Verpackungsanlagen – Einflussmöglichkeiten durch intelligente Automatisierungstechnik. Rexroth DiscoverDay, Lohr. (2010).

- [WK02] Wortberg, J.; Kamps, T.: Hydraulische und elektro-mechanische Spritzgießmaschinen in der Praxis. In: Kunststoffe, Hanser Verlag, Nr. 7, S. 36–42. (2002).
- [WK+02a] Wortberg, J.; Kamps, T.; Jarosch, P.: Elektrisch Spritzgießen - Die Lösung für alle Fälle? 1. THK-Kolloquium - Produktivität und Umwelt, Ensisheim, Frankreich. (2002).
- [WK+02b] Wortberg, J.; Kamps, T.; Schiffers, R.: Antriebstechnik im Vergleich. In: Kunststoffe, Hanser Verlag, Nr. 12, S. 28–32. (2002).
- [WK03a] Wortberg, J.; Kamps, T.: Antriebstechnik: Reproduzierbarkeit und Kosten sind Hauptanliegen. In: Kunststoffe, Hanser Verlag, Nr. 6, S. 62–69. (2003).
- [WK03b] Wortberg, J.; Kamps, T.: Kosten und Leistung: Antriebstechnik im Vergleich. In: Kunststoffe, Hanser Verlag, Nr. 10, S. 70–75. (2003).
- [WK+03a] Wortberg, J.; Kamps, T.; Schiffers, R.: Welche Energie kostet ein Antrieb? In: Kunststoffe, Hanser Verlag, Nr. 3, S. 64–70. (2003).
- [WK+03b] Wortberg, J.; Kamps, T.; Jarosch, P.: Comparison of drive concepts on injection molding machines under production conditions. SPE ANTEC Conference, Nashville, Tennessee, USA. (2003).
- [WP+09] Wimmer, W.; Pamminger, R.; Winkler, R.: Energiedienstleistung zur Steigerung der Energieeffizienz von Spritzgießmaschinen im Kunststoffbereich. Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie, Wien. (2009).
- [WW06] Wehner, D.; Wustmann, W.; Helduser, S.: Entwicklungstendenzen bei elektrisch-hydrostatischen Antriebssystemen. In: Antriebstechnik, Nr. 3, S. 36 – 41. (2006).
- [Za93] Zähe, B.: Energiesparende Schaltungen hydraulischer Antriebe mit veränderlichem Versorgungsdruck und ihre Regelung. RWTH Aachen, Dissertation. (1993).
- [ZP+10] Zhiwei, J.; Pengcheng, X.; Zhiyun, Y.; Weimin, Y.; XingtianI, W.: Research of Energy-saving Mechanism of Internal Circulation Four-cylinder Direct-locking Two-platen Injection Molding Machine. SPE ANTEC Conference, Orlando, Florida, USA. (2010).

Unveröffentlichte studentische Arbeiten am Lehrstuhl

- [a1] te Heesen, O.; Vialon, A.: Implementierung eines hybriden Antriebssystems zur Aufbringung der Schließkraft bei kontinuierlicher Leistungsaufnahme an einer Zweiplattenschließereinheit am Beispiel einer KM MX 1000 Spritzgießmaschine. Projektarbeit. (2010).
- [a2] Plate, H.: Aufbau, Inbetriebnahme und Erprobung eines intelligenten Antriebstechnikmoduls zur Verstärkung der Leistungsaufnahme bei zyklischen Prozessen. Studienarbeit. (2011).
- [a3] Hacker, K.: Modellbildung und Simulation einer hydraulischen Schließereinheit und Entwicklung eines Konzeptes zur Energierückgewinnung. Projektarbeit. (2011).
- [a4] Riecke, S.: Erarbeitung und Modellierung von Konzepten zur Rekuperation von Brems- und Deformationsenergie bei Spritzgießmaschinen in Matlab/Simulink. Bachelorarbeit. (2012).
- [a5] Haase, T.: Konstruktion eines Prüfaufbaus zur Erprobung eines neuartigen Antriebssystems zur Rekuperation an zyklisch hydraulisch angetriebenen Linearachsen. Bachelorarbeit. (2012).
- [a6] Unger, A.: Experimentelle und modellgestützte Untersuchungen an neuartigen, hydraulischen Antriebskonzepten für Kunststoffspritzgießmaschinen. Masterarbeit. (2012).
- [a7] Hein, A.: Regelung eines Konzeptes zur Rekuperation von Brems- und Deformationsenergie bei Spritzgießmaschinen in Matlab/Simulink. Projektarbeit. (2012).
- [a8] Hacker, K.: Effizienzanalyse einer zentralhydraulischen Versorgungseinheit sowie die Implementierung eines modellbasierten Optimierungskonzeptes im Hinblick auf eine bedarfsgerechte Leistungsregelung. Diplomarbeit. (2012).
- [a9] Heumann, T.: Messtechnische Bestimmung und Analyse des Energieverbrauchs unterschiedlich angetriebener Spritzgießmaschinen. Masterarbeit. (2013).
- [a10] Bruder, C.: Auslegung eines neuartigen Antriebsmoduls zur Rekuperation an zyklisch hydraulisch angetriebenen Linearachsen. Bachelorarbeit. (2013).
- [a11] Liedtke, D.: Konstruktion und Simulation eines neuartigen Energiespeichers zur Steigerung der Energieeffizienz von Kunststoffspritzgießmaschinen. Bachelorarbeit. (2013).

Eigene Veröffentlichungen

- [b1] Lenzen, M.; Unger, A.; Wortberg, J.: 2PC-Recu-Module for energy recovery at hydraulic driven injection molding machines. ANTEC, Cincinnati, Ohio, USA, (2013).
- [b2] Lenzen, M.; Heumann, A.; Wortberg, J.: Potential for efficiency improvements at different injection molding machines. ANTEC, Cincinnati, Ohio, USA, (2013).
- [b3] Lenzen, M.; Lenze, G.; Wortberg, J.: Characteristic optimization of electrically conductive injection-molded parts using the example of high temperature bipolar plates. ANTEC, Orlando, Florida, USA, (2012).
- [b4] Lenzen, M.; Wortberg, J.: Energy saving with the aid of a new hydraulic drive module which is able to recover energy during the injection molding process. Proceedings of Polymer Processing Society 28th, Pattaya, Thailand, (2012).
- [b5] Lenzen, M.; Wortberg, J.: Integrated storage actuator module for continuous power consumption in periodic processes. SPE ANTEC Conference, Orlando, Florida, USA, (2012).
- [b6] Mielicki, C.; Lenzen, M.; Dörner, J.; Wortberg, J.: Eigenschaften von spritzgegossenen Bipolarplatten und deren verfahrenstechnische Optimierung. 22. Fachtagung TECHNOMER 2011, Chemnitz, (2011).
- [b7] Schutzrecht „Verfahren und Vorrichtung zur Energierückgewinnung bei der Formgebung von Kunststoffen“ Angemeldet Universität Duisburg - Essen.
- [b8] Wortberg, J.; Dörner, J.; Heinzler, F.; Lenzen, M.: Indices for an Objective Efficiency Comparison? In: Kunststoffe International, Nr. 07, 2011, S. 22–25.
- [b9] Wortberg, J.; Dörner, J.; Heinzler, F.; Lenzen, M.: Kennzahlen zum objektiven Effizienzvergleich? In: Kunststoffe, Nr. 07, 2011, S. 31–34.
- [b10] Wortberg, J.; Forstmann, J.; Lenzen, M.: Verstetigung der Leistungsaufnahme bei zyklischen Prozessen durch integriertes Speicher-Aktor-Modul. In: Zeitschrift Kunststofftechnik / Journal of Plastics Technology, Nr. 6, 2011, S. 270–291.

12 Anhang

A1 Einstellparameter zentraler Versuchspunkt an der vollhydraulisch angetriebenen Spitzgießmaschine mit Hydrospeicher

Zyklusschritt	Betriebsparameter	Wert	Einheit
Werkzeug schließen	Geschwindigkeit 1	500	mm/s
	Kraft 1	50	kN
	Strecke 1	80	mm
	Geschwindigkeit 2	200	mm/s
	Kraft 2	50	kN
	Strecke 2	120	mm
	Geschwindigkeit schließen	20	mm
	Kraft schließen	50	kN
	Strecke schließen	1,5	mm
	Schließkraft	900	kN
Plastfiziereinheit vorfahren	Anpresskraft	30	kN
Einspritzen	Dosiervolumen	25	cm ³
	Umschaltzeit	2	s
	Volumenstrom	200	cm ³ /s
	Einspritzdruck	800	bar
Nachdruck	Volumenstrom	25	cm ³ /s
	Nachdruck 1	800	bar
	Nachdruckdauer 1	7,5	s
	Nachdruck 2	200	bar
	Nachdruckdauer 2	0,5	S
Restkühlzeit	Dauer Restkühlzeit	15	S
Dosieren/Dekompression	Umfangsgeschwindigkeit Schnecke	12	m/min
	Staudruck	100	bar
	Dosiervolumen	25	cm ³
	Dekompressionsstrom	50	cm ³ /s
	Dekompressionsvolumen	5	cm ³
Spritzeinheit zurückfahren	Strecke	100	mm
Werkzeug öffnen	Geschwindigkeit 1	200	mm/s
	Kraft 1	34	kN
	Strecke 1	120	mm
	Geschwindigkeit 2	500	mm/s
	Kraft 2	34	kN
	Strecke 2	80	mm
Auswerfer	Weg	40	mm
	Geschwindigkeit	200	mm/s
	Kraft	42	kN

A2 Einstellparameter zentraler Versuchspunkt an der servo-hydraulisch angetriebenen Spitzgießmaschine

Zyklusschritt	Betriebsparameter	Wert	Einheit
Werkzeug schließen	Geschwindigkeit schließen	945	mm/s
	Strecke schließen	1.000	mm
	Kraft schließen	130	kN
	Schließkraft	6.400	kN
Spritzeinheit vorfahren	Anpresskraft	70	kN
Einspritzen	Weg Schnecke	153	mm
	Umschaltweg	20	s
	Einspritzgeschwindigkeit	70	mm/s
	Einspritzdruck	1.700	bar
	Nachdruck 1	650	bar
	Nachdruckdauer 1	0,8	s
	Nachdruck 2	550	bar
Nachdruckdauer 2	6,5	s	
Restkühlzeit	Dauer Restkühlzeit	28	s
Dosieren/Dekompression	Schneckendrehzahl	70	1/min
	Staudruck	80	bar
Spritzeinheit zurückfahren	Strecke	0	mm
Werkzeug öffnen	Geschwindigkeit öffnen	985	mm/s
	Strecke öffnen	1.000	mm
Auswerfer vorfahren	Start bei Werkzeugposition	1.000	mm
	Geschwindigkeit	100	mm/s
	Kraft	15	kN
	Weg	15	mm
Auswerfer zurückfahren	Geschwindigkeit	90	mm/s
	Kraft	10	kN
	Weg	15	mm

A3 Einstellparameter zentraler Versuchspunkt an der elektrisch-mechanisch angetriebenen Spitzgießmaschine

Zyklusschritt	Betriebsparameter	Wert	Einheit
Werkzeug schließen	Geschwindigkeit schließen	500	mm/s
	Strecke schließen	200	mm
	Schließkraft	600	kN
Einspritzen	Weg Schnecke	153	mm
	Einspritzgeschwindigkeit	42	mm/s
	Einspritzdruck	900	bar
	Nachdruck	700	bar
	Nachdruckdauer	14	s
Restkühlzeit	Dauer Restkühlzeit	6	s
Dosieren/Dekompression	Schneckendrehzahl	160	l/min
	Dosiervolumen	22	cm ³
	Staudruck	75	bar
Werkzeug öffnen	Geschwindigkeit öffnen	500	mm/s
	Strecke öffnen	200	mm

A4 Ergänzende Messdaten zur servo-hydraulisch angetriebenen Spritzgießmaschine

In Abb. 12-1 sind die leistungsrelevanten Messdaten der servo-hydraulisch angetriebenen Maschine dargestellt. Die Messdaten bilden die Grundlage für die in Abschnitt 5.1.2 dargestellten Untersuchungen.

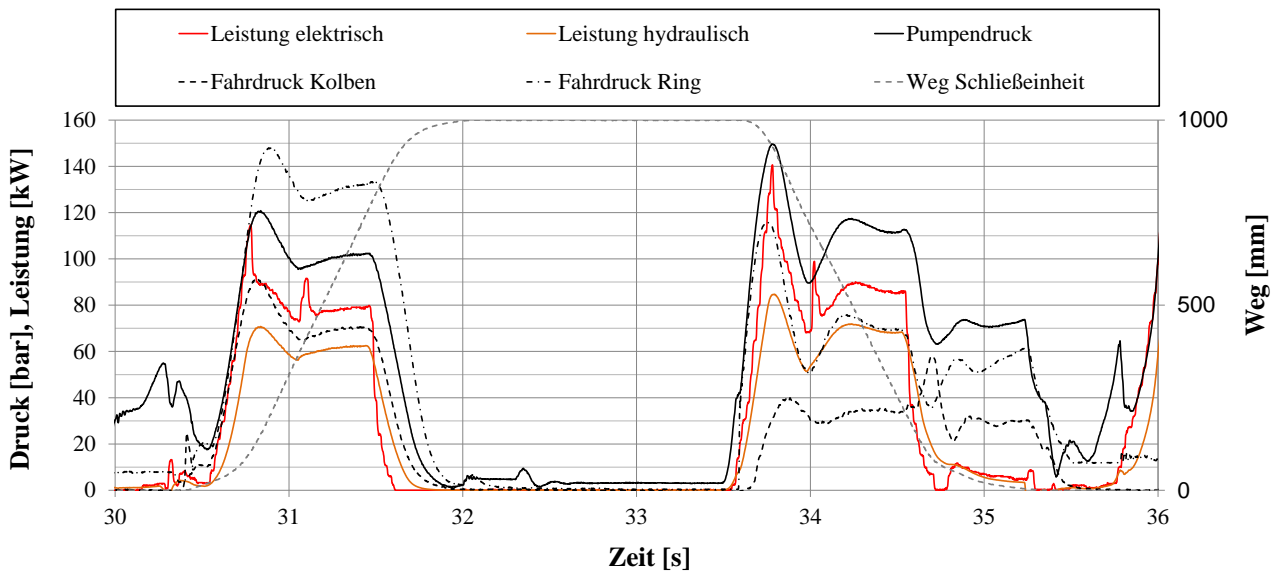


Abb. 12-1: Leistungsdaten bei der Fahrbewegung der Schließeinheit

In Abb. 12-2 ist der zeitliche Verlauf des Schließdrucks der servo-hydraulisch angetriebenen Maschine dargestellt. Wie der Abbildung zu entnehmen ist, ist dieser bei der betrachteten Maschine nicht konstant, sondern nimmt über den Zyklus kontinuierlich ab. Ursache dafür sind Leckagen im hydraulischen Kreislauf für den Kraftaufbau. Bei dieser Maschine wird die Schließkraft über ein Ventil und nicht über eine Pumpe aufrecht gehalten.

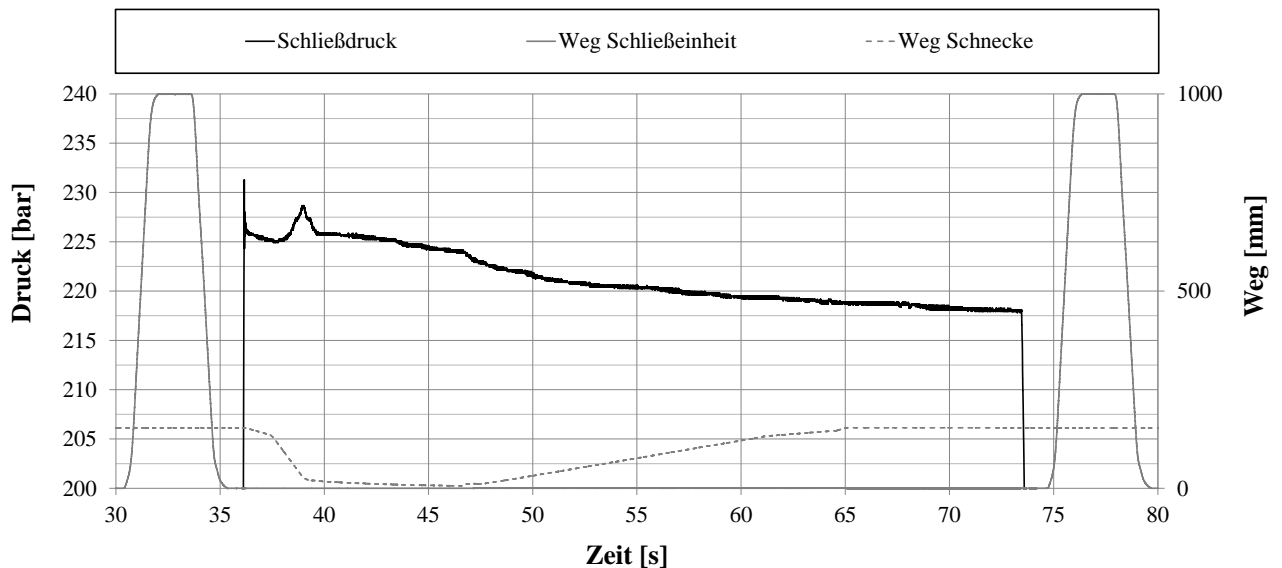


Abb. 12-2: Schließdruck über der Zeit

A5 Technische Daten des Demonstrators des S-A-Moduls

	Parameter	Wert	Einheit
S-A-Modul	Minimale Zykluszeit	10	s
	Maximale Schließkraft	600	kN
	Betriebsdruck	235	Bar
	Kolbenhub	1,6	mm
Motor	Hersteller	VEM	
	Typenbezeichnung	ABZEK-B35-71-4-A1-0,37/0,44-D	
	Bauart	Asynchronmaschine	
	Nennleistung	0,37	kW
	Nenndrehzahl	1430	1/min
Pumpe	Hersteller	Bosch Rexroth	
	Typenbezeichnung	PR4-1X/0,40-700WA01M01	
	Bauart	Radialkolbenpumpe	
	Fördervolumen	0,4	cm ³
	Nenndrehzahl	1440	1/min
	Betriebsdruck	250	bar
Speicher	Hersteller	Bosch Rexroth	
	Typenbezeichnung	HAD1,4-350-1X/10G04E-1N111-CE	
	Bauart	Membranenspeicher	
	Nennvolumen	1,4	l
Aktor	Hersteller	Bosch Rexroth	
	Typenbezeichnung	CDH3MF4/180/125-00100A11/B1CADTTF	
	Bauart	Differenzialzylinder	
	Kolbendurchmesser	180	mm

A6 Modellparameter (Simulink) S-A-Modul

	Parameter	Wert	Einheit
Motor	Nennleistung	370	W
	Nenndrehzahl	1440	1/min
	Wirkungsgrad	0,93	
	Versorgungsfrequenz	45	Hz
	Versorgungsspannung	230	V
Pumpe	Verdrängungsvolumen	0,4	cm ³
	Volumetrischer Wirkungsgrad	0,98	
	Gesamtwirkungsgrad	0,96	
	Nenndrehzahl	1440	1/min
Speicher	Volumen	1,4	l
	Vorladedruck	180	bar
	Isentropenexponent	1,74	
	Initialvolumen	0,29	l
Verrohrung	Innendurchmesser	20	mm
	Formfaktor	64	
	Länge	3	m
	Dehnungskoeffizient (Durchmesser)	$8,6 \cdot 10^{-12}$	m/Pa
	Initialdruck	270	bar

A7 Auslegungsstrategie zum S-A-Modul

Im Folgenden wird die Strategie zur Auslegung des integrierten S-A-Moduls am Beispiel des damit verknüpften Demonstrators vorgestellt.

Eingangsparameter:

Schließkraft: $F_S = 600 \text{ kN}$

Minimale Zykluszeit: $t_Z = 10 \text{ s}$

Deformationshub Kraftaufbau: $S = 1,6 \text{ mm}$

Kraftzylinder:

Durchmesser Kolben: $d_K = 180 \text{ mm}$

Fläche Kolben: $A_K = \frac{\pi d_K^2}{4}$ 254,469 cm²

Schließdruck: $p_1 = \frac{F_S}{A_K}$ 236 bar

Hubvolumen: $\Delta V_Z = S A_K$ 0,041 L

Hydrospeicher:

Vorladedruck: $p_0 = 0,9 p_1$ 212,4 bar

Nennvolumen: $V_0 = 1,4 \text{ L}$

Isentropenexponent: $n = 1,74$

Maximales Betriebsvolumen (Gas): $V_1 = \left[\frac{p_0 V_0^n}{p_1} \right]^{\frac{1}{n}}$ 1,318 L

Minimales Betriebsvolumen (Gas): $V_2 = V_1 - \Delta V_Z$ 1,277 L

Charakteristische Volumenänderung (gefordert <50%): $V_{Ch} = \frac{V_1 - V_2}{V_0}$ 2,9 %

Maximaler Betriebsdruck:	$p_2 = \frac{p_1 V_1^n}{V_2^n}$	263 bar
--------------------------	---------------------------------	---------

Charakteristisches Druckverhältnis (gefordert < 4):	$p_{ch} = \frac{p_2}{p_0}$	1,24
---	----------------------------	------

Antriebseinheit:

Volumenstrom zum Laden des Speichers:	$Q_L = \frac{\Delta V_Z}{t_Z}$	0,27 L/min
---------------------------------------	--------------------------------	------------

Verdrängungsvolumen der Pumpe:	$V_p = 0,4 \text{ cm}^3$	
--------------------------------	--------------------------	--

Theoretisch erforderliche Drehzahl der Antriebseinheit:	$n_{th} = \frac{Q_L}{V_p}$	675 1/min
---	----------------------------	-----------

Wirkungsgrad der Antriebseinheit:	$\eta = 0,9$	
-----------------------------------	--------------	--

Korrekturfaktor zur Berücksichtigung von Kompressionsverlusten etc. (abhängig von der konstruktiven Umsetzung)	$\beta = 1,8$	
--	---------------	--

Korrigierte Drehzahl der Antriebseinheit:	$n_{Korr} = n_{th} \beta$	1215 1/min
---	---------------------------	------------

Leistung der Antriebseinheit:	$P = \frac{Q_L p_2 \beta}{\eta}$	0,236 kW
-------------------------------	----------------------------------	----------

A8 Technische Daten des Demonstrators der Fahrachse

	Parameter	Wert	Einheit
Fahrachse	Betriebsdruck	max. 200	bar
	max. Fahrgeschwindigkeit	1.000	mm/s
	max. Öffnungsweg	500	mm
Hydraulikaggregat	Hersteller	Parker Hannifin	
	Typenbezeichnung	HPU-0040L-250BAR-5LPM	
	Bauart Motor	Asynchronmaschine	
	Bauart Pumpe	Zahnradpumpe	
	Nennleistung	2,2	kW
	Nenndrehzahl	1445	1/min
	Betriebsdruck	250	bar
	Förderstrom	5	l/min
	Magnetspannung	24	V
Behälternenngroße	40	l	
Speicher	Hersteller	Hydac	
	Typenbezeichnung		
	Bauart	Blasenspeicher	
	Nennvolumen	10	l
Aktor	Hersteller	Parker Hannifin	
	Typenbezeichnung	40SBdHMIXRPFS24M600M2200XXPT	
	Bauart	Differenzialzylinder	
	Kolbendurchmesser	40	mm
	Kolbenstangendurchmesser	28	mm
2/2-Wegeventil	Hersteller	Parker Hannifin	
	Typenbezeichnung	TDP025EH99C2NB0	
	Funktion	Stetigventil	
	Spannung	24 (Versorgung), 10 (Signal max.)	V
4/3-Wegeventil	Hersteller	Parker Hannifin	
	Typenbezeichnung	D41FPE52FB2NK70	
	Funktion	Stetigventil	
	Spannung	24 (Versorgung), 10 (Signal max.)	V
3/2-Wegeventil	Hersteller	Parker Hannifin	
	Typenbezeichnung	TPQ025WH25T2NB0	
	Funktion	Stetigventil	
	Spannung	24 (Versorgung), 10 (Signal max.)	V

A9 Stückliste 2PS-Reku-Modul

Die Tabelle zeigt die erforderlichen Komponenten zur Umsetzung des 2PS-Reku-Moduls an der Schließeinheit, welche im Rahmen dieser Arbeit zur wirtschaftlichen Potenzialabschätzung betrachtet wurde. Dabei wird vorausgesetzt, dass die Steuerung der einzelnen Ventile von der Maschinensteuerung übernommen werden kann. Weiterhin gilt es zu beachten, dass ein Ventil (Pos. 1) in der bestehenden Konstruktion einer konventionellen Schließeinheit bereits vorhanden ist und ggf. durch ein anders dimensioniertes Ventil ersetzt werden muss, um Drosselverluste zu vermeiden. Die Kosten für diese Position sind also nicht vollständig als Mehrkosten zu betrachten, sondern nur anteilig, da die Kosten für das konventionell eingesetzte Ventil ggf. entfallen. In der Tabelle sind dabei nur die Kernkomponenten gelistet. Die erforderliche Anschluss technik muss bei Bedarf angepasst werden.

Pos.	Bezeichnung	Anzahl	6.500 kN
1	4/3-Wege Prop.-Ventil	1 (Stk)	NG52
2	2/2-Wege Schaltventil	8 (Stk)	NG32
3	2/2-Wege Schaltventil	3 (Stk)	NG16
4	Rückschlagventil	1 (Stk)	NG32
5	Hydrospeicher	2 (Stk)	50 L
6	Hydrospeicher	1 (Stk)	20 L
7	Aggregat	1 (Stk)	40 kW

A10 Herleitung einer Gleichung zur Abschätzung der Fahrzeit

Impulserhaltung Schließeinheit: $m \ddot{s} = F$

Durch Umformung: $\frac{d\dot{s}}{dt} = \frac{F}{m}$

Durch Integration: $\frac{ds}{dt} = \frac{F}{m} t$

Durch Integration: $s = \frac{F}{2m} t^2$

Durch Umformung: $t = \sqrt{\frac{2 s m}{F}}$

Der Lebenslauf ist in der Online-Version aus Gründen des Datenschutzes nicht enthalten.