

95

Karlsruher Schriftenreihe
Fahrzeugsystemtechnik

Stefan Haug

**Ganzheitliche Optimierung
einer Axialkolbenpumpe durch
bedarfsangepasste Entlastung
tribologischer Kontakte**



Scientific
Publishing

Stefan Haug

**Ganzheitliche Optimierung einer
Axialkolbenpumpe durch bedarfsangepasste
Entlastung tribologischer Kontakte**

**Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik
Band 95**

Herausgeber

FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Prof. Dr.-Ing. Peter Gratzfeld

Prof. Dr.-Ing. Frank Henning

Das Institut für Fahrzeugsystemtechnik besteht aus den Institutsteilen Bahnsystemtechnik, Fahrzeugtechnik, Leichtbautechnologie und Mobile Arbeitsmaschinen.

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

Ganzheitliche Optimierung einer Axialkolbenpumpe durch bedarfsangepasste Entlastung tribologischer Kontakte

von
Stefan Haug

Karlsruher Institut für Technologie
Institut für Fahrzeugsystemtechnik

Ganzheitliche Optimierung einer Axialkolbenpumpe durch
bedarfsangepasste Entlastung tribologischer Kontakte

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

von Dipl.-Ing. Stefan Haug

Tag der mündlichen Prüfung: 8. Januar 2021

Referent: Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Korreferent: Prof. Dr.-Ing Katharina Schmitz

Impressum



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

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

www.ksp.kit.edu



*This document – excluding parts marked otherwise, the cover, pictures and graphs –
is licensed under a Creative Commons Attribution-Share Alike 4.0 International License
(CC BY-SA 4.0): <https://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0/deed.en>*



*The cover page is licensed under a Creative Commons
Attribution-No Derivatives 4.0 International License (CC BY-ND 4.0):
<https://creativecommons.org/licenses/by-nd/4.0/deed.en>*

Print on Demand 2022 – Gedruckt auf FSC-zertifiziertem Papier

ISSN 1869-6058

ISBN 978-3-7315-1150-2

DOI 10.5445/KSP/1000140024

Ganzheitliche Optimierung einer Axialkolbenpumpe durch bedarfsangepasste Entlastung tribologischer Kontakte

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

vorgelegte
Dissertation
von

Dipl.-Ing. Stefan Haug

Tag der mündlichen Prüfung: 08. Januar 2021
Referent: Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Katharina Schmitz

Danksagung

Während den vergangenen Jahren in denen diese Doktorarbeit entstanden ist, habe ich von unterschiedlichsten Seiten in meinem beruflichen und privaten Umfeld Unterstützung erhalten, bei denen ich mich nun ganz besonders bedanken möchte.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Herrn Professor Marcus Geimer, Leiter des Teilinstituts Mobile Arbeitsmaschinen am Karlsruher Institut für Technologie, für die Übernahme des Hauptreferats und die zahlreichen konstruktiven Diskussionen und Anregungen.

Darüber hinaus möchte ich auch Frau Professor Schmitz, Leiterin des Institut für fluidtechnische Antriebe und Systeme an der RWTH Aachen, für die Übernahme des Korreferates danken.

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand in Kooperation mit der Bosch Rexroth AG. Für die Generierung und Finanzierung dieses Projektes möchte ich mich besonders bei meinem Vorgesetzten Herrn Gordon Mohn bedanken, wie auch bei meinem Betreuer Herrn Friedemann Nordt, mit der Unterstützung von Herrn Dr. Timo Nafz und Herrn Rolf Springmann. Die Zeit bei Rexroth war durch ein sehr angenehmes Arbeitsklima geprägt und die während der Doktorandenzeit durfte ich mich hauptsächlich mit promotionsrelevanten Themen beschäftigen.

Des Weiteren möchte ich mich bei meinen Kollegen für die tolle Zusammenarbeit und die Unterstützung bedanken. Einerseits bei den Kollegen am Mobima und BST und selbstverständlich auch bei den Kollegen von Bosch Rexroth, die mich bei offenen Fragen jederzeit unterstützt haben. Stellvertretend für alle Kollegen möchte ich hier folgende Personen nament-

lich erwähnen. Seitens des Instituts: Stefan, Jan, Lars und Martin sowie die weiteren Doktorandenkollegen für die Unterstützung am Prüfstand und die schöne Zeit in Karlsruhe. Bei den Bosch Rexroth Kollegen: Peter und Tobias für die Unterstützung bei der Prüfstandskonzipierung und bei Josef Kopecki, Markus, Manuel und Joachim für die Unterstützung am Produkt selbst und diversen Themen des Tagesgeschäfts.

Einen großen Dank gebührt auch meinen Studenten Patrick, Johannes, Daniel, Anton, Benjamin, Christoph, Tobias, Markus, Manuel, Akram, Behruz, Christian, Michael, Tobias, Laura und Daniel für einerseits die intensive Mitarbeit im Rahmen dieses Projektes, aber auch die gemeinsamen, sehr unterhaltsamen Stunden während und außerhalb der Arbeitszeit. Dankeschön auch an Gertrud, Simon Alicia und Lars für die Korrekter meiner Arbeit.

In tiefer Dankbarkeit möchte ich an dieser Stelle auch meine Familie und Myriam erwähnen, für die seelische und moralische Unterstützung während meiner Promotionszeit und meines bisherigen Lebensweges.

Karlsruhe, im August 2020

Stefan Haug

Kurzfassung

Axialkolbeneinheiten nach dem Schrägscheibenprinzip werden in diversen mobilen Anwendungen für den hydraulischen Arbeits-, Lenk- oder Fahrantrieb sowie stationären Anwendungen eingesetzt. Eine Optimierung dieses Verdrängerprinzips kann durch die aktive Beeinflussung der Schmierspaltausprägung in den hoch beanspruchten tribologischen Kontaktstellen erzielt werden.

Ziel der Optimierung ist es, einen hohen Wirkungsgrad über den gesamten Betriebsbereich zu ermöglichen aber auch gleichzeitig diesen Betriebsbereich bezüglich des Wechsels der Betriebsart, der Drehzahl und des Drucks zu erweitern. Grund sind hierfür die Steigerung der Leistungsdichte, Ansätze der Hybridisierung sowie der Wettbewerb mit elektrifizierten Anwendungen.

Im Rahmen dieser Arbeit werden die Kontaktstellen Kolbentrommel-Steuerspiegel, Schwenklagerung sowie Kolbenschuh-Schwenkwiege betrachtet. Zusätzlich zum Wirkungsgrad können dadurch die limitierenden Effekte bezüglich des Leistungsbereichs im Pumpen- und Motorbetrieb sowie das Ansprechverhalten und die Stabilität des Betriebszustandes verbessert werden. Eine ganzheitliche Betrachtung einschließlich einer umfangreichen Validierung wurde am Beispiel des Kolbentrommel-Steuerspiegelkontaktes durchgeführt.

Der Lösungsansatz, der in dieser Arbeit behandelt wird, ist eine kennfeldbasierte Druckregelung von Zusatzfeldern bzw. Druckreservoirs, anhand derer betriebspunktspezifisch der Entlastungsgrad der einzelnen Kontaktflächen ausgeregelt werden kann.

Abstract

Axial piston units based on the swash plate principle are used in various mobile applications for working, steering or drive train hydraulic as well as stationary applications. An optimization of this displacement principle can be achieved by the active influence of the hydrostatic relief in the highly stressed tribological contacts.

The aim of the optimization is to enable a high degree of efficiency over the entire operating range but also to extend this operating range with regard to change the operating mode, the speed and the pressure. Reasons are to increase power density, hybridization approaches and competition with electrified applications.

In the context of this work the contact points barrel distributor plate, swashplate bearing as well as piston shoe swashplate are considered. In addition to efficiency, limitations regarding power range in the pump and motor operation as well as the response and stability of the operating state can be improved. A holistic view including a comprehensive validation was carried out using the example of the contact barrel distributor plate.

The approach addressed in this work is a characteristic field-based pressure control of pressure reservoirs, which can be used to adjust the degree of relief of the individual contact surfaces according to the operating point.

Inhaltsverzeichnis

Danksagung	i
Kurzfassung	iii
Abstract	v
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Zielsetzung	5
2 Grundlagen	7
2.1 Funktionsprinzip einer Axialkolbenmaschine	7
2.2 Tribologie in Axialkolbenmaschinen	13
2.3 Wirkprinzipien an den Tribokontakten und Simulation	15
2.3.1 Grundlegende Bestandteile der Berechnung	16
2.3.2 Ausgewählte Kontaktstellen	23
2.4 Verluststellen und Wirkungsgrad	38
2.4.1 Hydraulisch-mechanische Verluste	38
2.4.2 Volumetrische Verluste	41
2.4.3 Wirkungsgrad im Teillastbetrieb	43
2.5 Regelungsprinzipien hydraulischer Systeme	45
3 Stand der Technik und Forschung	47
3.1 Leistungslimitierende Effekte	47
3.1.1 Drehzahllimitierung	47
3.1.2 Multiquadrantenbetrieb	49

3.1.3	Drucklimitierung	49
3.1.4	Stabilität, Dynamik, Genauigkeit	50
3.2	Kolbentrommel-Steuerspiegel	51
3.2.1	Kolbentrommel-Steuerspiegel in Serieneinheiten	51
3.2.2	Simulation: Kolbentrommel-Steuerspiegel	53
3.2.3	Forschungsansätze und Patente: Kolbentrommel- Steuerspiegel	54
3.2.4	Ansätze zur variablen Entlastung: Kolbentrommel- Steuerspiegel	59
3.3	Schwenklagerung	60
3.3.1	Schwenklagerkonzepte in Serieneinheiten	61
3.3.2	Simulation: Schwenklagerung	63
3.3.3	Forschungsansätze und Patente: Schwenklager- ung	64
3.3.4	Ansätze zur variablen Entlastung: Schwenklagerung	66
3.4	Kolbenschuh-Schwenkwiege	69
3.4.1	Simulation: Kolbenschuh-Schwenkwiege	71
3.4.2	Forschungsansätze und Patente: Kolbenschuh-Schwenk- wiege	72
3.4.3	Ansätze zur variablen Entlastung: Kolbenschuh- Schwenkwiege	72
4	Axialkolbenmaschinen in mobilen Anwendungen	75
4.1	Arbeitshydraulik eines Traktors	77
4.2	Arbeitshydraulik eines Radladers	81
4.3	Arbeitshydraulik eines Planierers	82
4.4	Arbeitshydraulik eines Holzvollernters	84
4.5	Arbeitshydraulik eines Teleskoparmstaplrs	85
4.6	Gesamtbetrachtung der Anwendungskollektive	86

5	Ansätze zur Regelung der Schmierfilmausprägung	89
5.1	Bedarfsangepasste Belastung	89
5.2	Bedarfsangepasste Entlastung	90
6	Konzept der kennfeldbasierten Regelung	93
6.1	Kennfeldbasierte Regelung	93
6.2	Konzept Kolbentrommel-Steuerspiegel	95
6.3	Konzept Schwenklagerung	97
6.4	Konzept Kolbenschuh-Schwenkwiege	99
7	Simulative Ermittlung der bedarfsangepassten Entlastung	103
7.1	Betriebspunkte zur Validierung der Simulation	103
7.2	Berechnungsgrundlage	105
7.3	Berechnung Kolbentrommel-Steuerspiegel	121
7.4	Berechnung Schwenklagerung	132
7.5	Systemsimulation	137
8	Validierung der bedarfsangepassten Entlastung	143
8.1	Versuchseinrichtung	143
8.1.1	Anforderungen an die Versuchseinrichtung	143
8.1.2	Systematik des Aufbaus	143
8.2	Aufbau des Demonstrators	145
8.3	Relevante Messgrößen	146
8.4	Kennfeldermittlung	147
8.5	Validierung am Kontakt Kolbentrommel-Steuerspiegel	147
8.5.1	Ergebnisse des Referenzsystems	148
8.5.2	Ergebnisse der hydraulisch mechanischen Optimierung	151
8.5.3	Ergebnisse der elektronisch geregelten Entlastung	152
8.5.4	Abgleich des geregelten Ansatzes zum Referenzsystem	157

8.5.5	Steigerung einzelner Betriebsparameter	164
8.5.6	Abgleich der Messung zur Simulation	165
9	Zusammenfassung	167
10	Ausblick	171
	Anhang	173
	Abbildungsverzeichnis	175
	Tabellenverzeichnis	179
	Eigene Veröffentlichungen im Rahmen des Projektes	181
	Studentische Veröffentlichungen im Rahmen des Projektes	183
	Literaturverzeichnis	187

Abkürzungs- und Symbolverzeichnis

Abkürzungen

AKM	Axialkolbenmaschine
AT	Äusserer Totpunkt
BST	Institutsteil Bahnsystemtechnik, Karlsruher Institut für Technologie
BAE	Bedarfsangepasste Entlastung
CASPAR	Calculation of Swash-Plate Type Axial Piston Pump/Motor
DLG	Deutsche Landwirtschafts-Gesellschaft
EHD	Elasto-Hydrodynamik
EU	Europäische Union
FDM	Finite-Differenzen-Methode
FEM	Finite-Elemente-Methode
GFT	Gesellschaft für Tribologie
HD	Hydro-Dynamik
IFAS	Institut für fluidische Antriebe und Systeme
IT	Innerer Totpunkt
KIT	Karlsruher Institut für Technologie
LGS	Lineares Gleichungssystem
MKS	Mehrkörpersimulation
Mobima	Institutsteil mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie
RWTH	Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen
SAKM	Schrägscheiben Axialkolbenmaschine
SiKoBu	Simulationsprogramm: Simulation Kolben Buchse

TEHD Thermo-Elasto-Hydro-Dynamik
VDI Verein Deutscher Ingenieure

Lateinische Symbole

$a_{ -}$	Element der Nebendiagonale im Gleichungssystem	-
$a_{- }$	Element der Nebendiagonale im Gleichungssystem	-
$a_{ }$	Element der Hauptdiagonale im Gleichungssystem	-
$a_{ +}$	Element der Nebendiagonale im Gleichungssystem	-
$a_{+ }$	Element der Nebendiagonale im Gleichungssystem	-
A_{Blende}	Querschnittsfläche der Blende	mm^2
A_{Ent}	Druckbeaufschlagte Kontakt-/Entlastungsfläche	mm^2
A_K	Querschnittsfläche Triebwerkskolben	mm^2
A_{KT}	Querschnittsfläche Kolbentrommeldurchführung	mm^2
b	Schmierspaltbreite	m
b_G	Randbedingungen Gleichungssystem	-
B	Lagerbreite	m
C_H	Hydraulische Kapazität	$\text{m}^4\text{s}^2\text{kg}^{-1}$
C	Integrationskonstante	-
d	Wellendurchmesser Radialgleitlager	m
D	Nenndurchmesser Radialgleitlager	m
$d_{Q-N1,K}$	Axialer Abstand Querkraft Kolbennormalkraft1	m
$d_{N1-N2,K}$	Axialer Abstand Kolbennormalkraft1 Kolbennormalkraft2	m
e	Exzentrizität	m
E_{KT}	Elastizitätsmodul Kolbentrommel	Nmm^{-2}
\mathbf{f}	Bewegungsgleichungen der Komponenten	-
f	Reibungszahl	-
F	Beaufschlagte Kraft im Radiallager	N
F_{An}	Anpresskraft bzw. belastende Kräfte	N
F_{GK}	Gegenkolbenkraft	N
F_{Ent}	Entlastungskraft	N
$F_{Ent_{h,s}}$	Hydrostatischer Anteil der Entlastungskraft	N

$F_{Ent,SL}$	Entlastungskraft der Schwenklagerung	N
$F_{Ent,SP-KT}$	Entlastungskraft Steuerspiegel zur Kolbentrommel	N
$F_{F,GK}$	Federkraft Gegenkolben	N
$F_{F,Z}$	Triebwerks-/ Zentralfederkraft	N
$F_{Fl,K}$	Fliehkraft von Triebwerkskolben und Kolbenschuh	N
$F_{Fl,K,z}$	Resultierend Axialkraft aufgrund der Fliehkraft	N
$F_{D,K}$	Kolbendruckkraft	N
$F_{D,KT}$	Druckkraft an der Kolbentrommel	N
F_{Ko}	Kontaktkraft	N
$F_{Ko,SP-KT}$	Kontaktkraft Steuerspiegel zur Kolbentrommel	N
$F_{Ko,SL}$	Kontaktkraft Schwenklagerung	N
F_N	Normalkraft	N
$F_{N,KS-SW}$	Normalkraft Kolbenschuhe zu Schwenkwiege	N
$F_{N,K-KT}$	Normalkraft Triebwerkskolben zu Kolbentrommel	N
$F_{N,KT}$	Normalkraft Kolbentrommel	N
$F_{N,SL}$	Normalkraft Schwenklagerung	N
$F_{N1,K}$	Normalkraft1 Kolben-Kolbentrommel	N
$F_{N2,K}$	Normalkraft2 Kolben-Kolbentrommel	N
F_K	Triebwerkskolbenkraft	N
$F_{Q,K}$	Querkraft der Triebwerkskolben	N
F_R	Reibkraft	N
$F_{R,K-KT}$	Reibkraft Triebwerkskolben zu Kolbentrommel	N
$F_{R,KS-SW}$	Reibkraft Kolbenschuh zu Schwenkwiege	N
$F_{R,SP-KT}$	Reibkraft Steuerspiegel zu Kolbentrommel	N
$F_{R,K}$	Reibkraft Triebwerkskolben zu Kolbentrommel	N
$F_{R,SL}$	Reibkraft Schwenklagerung	N
F_{Re}	Restkraft	N
$F_{Re,SP-KT}$	Restkraft Steuerspiegel zur Kolbentrommel	N
F_{SK}	Stellkolbenkraft	N
$F_{Sum,K}$	Summe der Kolbenkräfte	N
$F_{T,K}$	Trägheitskraft der Triebwerkskolben	N

g	Grafitationsfeldstärke(Erde) 9.81	ms^{-2}
h_ϕ	Schmierspalthöhe am Drehwinkel	m
h_0	Kalibrierter Nullabgleich der Spalthöhe	m
h_1	Schmierspalthöhe Kontrollpunkt 1	m
h_2	Schmierspalthöhe Kontrollpunkt 2	m
h_3	Schmierspalthöhe Kontrollpunkt 3	m
\dot{h}	Spalthöhenänderung	ms^{-1}
h	Schmierspalthöhe Kontrollpunkt 1	m
\dot{h}_1	Spalthöhenänderung Kontrollpunkt 1	ms^{-1}
\dot{h}_2	Spalthöhenänderung Kontrollpunkt 2	ms^{-1}
\dot{h}_3	Spalthöhenänderung Kontrollpunkt 3	ms^{-1}
$h_{i,j}$	Schmierspalthöhe der Position i,j	m
h_k	Schmierspalthöhe zum Zeitpunkt k	m
h_{Ko}	Definierte Spalthöhe der Kontaktbedingung	m
h_{KT}	Position der Kolbentrommel	m
h_{max}	maximal zulässige Spalthöhe	m
H_{Opt}	Förder-/Fallhöhe	m
h_{Soll}	Sollvorgabe der Spalthöhe	m
h_{SSP}	Position der Steuerspiegeloberfläche	m
i	Laufvariable in radialer Richtung	-
j	Laufvariable in Umfangsrichtung	-
J	Jakobimatrix	-
J_n	Jakobimatrix der Iteration n	-
k_p	Proportionaler Faktor	-
k_i	Integraler Faktor	-
k_s	Ausgangswert	-
l	Schmierspaltlänge	m
l_{KT}	Länge Kontaktstelle der Kolbentrommel	m
m	Masse	kg
M_{Ein}	Eingangsmoment	N m
M_{Fest}	Reibmoment aufgrund von Festkörperkontakt	N m

$M_{Flüssig}$	Reibmoment aufgrund von viskoser Reibung	N m
m_K	Masse Triebwerkskolben und Kolbenschuh	kg
$M_{x,An}$	Moment um x der Anpresskraft	N m
$M_{x,Ent}$	Moment um x der Entlastungskraft	N m
$M_{y,An}$	Moment um y der Anpresskraft	N m
$M_{y,Ent}$	Moment um y der Entlastungskraft	N m
n	Antriebsdrehzahl	min^{-1}
n_L	Anzahl der Least-Square Elemente	min^{-1}
n_{opt}	Optimale Antriebsdrehzahl Cordier-Diagramm	min^{-1}
n_q	Spezifische Drehzahl	min^{-1}
p	System-/ Pumpenhochdruck	bar
\bar{p}	spezifische Lagerbelastung	bar
$p_{\phi,z}$	Druckverteilung im Schmierfilm	bar
p_{Geh}	Gehäusedruck	bar
p_{GK}	Druck im Gegenkolben	bar
$p_{i,j}$	Druck der Position i,j	bar
p_{kav}	Kavitationsdruck	bar
p_{max}	Maximaldruck	bar
p_{min}	Zulässiger Mindestdruck	bar
p_{SK}	Druck im Stellkolben	bar
p_{T_i}	Druck in der Tasche i	bar
\dot{p}_{ET}	Druck der Entlastungstasche	bar
q	Substitutionsvariable	bar
Q_{ab}	Abfließender Volumenstrom	L min^{-1}
Q_{ETL}	Entlastungstaschen Leckage	L min^{-1}
$q_{i,j}$	Substitution der Position i,j	bar
Q_{opt}	Optimaler Förderstrom Cordier-Diagramm	L min^{-1}
Q_{real}	Realer Volumenstrom	L min^{-1}
Q_{theo}	Theoretischer Volumenstrom	L min^{-1}
Q_{ETV}	Entlastungstaschen Zufluss Ventil	L min^{-1}
Q_{zu}	Zufließender Volumenstrom	L min^{-1}

r	Radiale Position Polarkoordinaten	m
R	Rauheit der Kontaktpartner	m
$r_{i,j}$	Radius der Position i,j	m
r_{GK}	Teilkreisradius Gegenkolben	m
r_K	Teilkreisradius der Triebwerkskolben	m
r_{SK}	Teilkreisradius Stellkolben	m
S	Geometriematrix	-
t	Zeit	s
T_g	Ausgleichszeit	s
T_n	Nachstellzeit	s
T_u	Verzugszeit	s
T_v	Vorhaltzeit	s
u_x^1	Oberflächengeschwindigkeit in x-Richtung Kontaktpartner 1	ms^{-1}
u_y^1	Oberflächengeschwindigkeit in y-Richtung Kontaktpartner 1	ms^{-1}
u_θ^1	Geschwindigkeit in Umfangsrichtung	m
V_g	Verdrängervolumen	m^3
x_s	Position Oszillator	m
x_n	Nullstellenannäherung des Newtonverfahren	-
x_n^T	Taylorreihe zu x_n	-
\dot{x}_s	Geschwindigkeit Oszillator	ms^{-1}
\ddot{x}_s	Beschleunigung Oszillator	ms^{-2}
z	Anzahl Triebwerkskolben	-
z_0	Nulllagendrehpunkt	m
z_p	Druck-Viskositäts-Index	-

Griechische Symbole

α	Schwenkwinkel Schrägscheibe	ř
α_D	Durchflusskoeffizient	-
β	Verlagerungswinkel Radialgleitlager	ř
$\Delta\kappa$	Schwankungsbreite Entlastungsgrad	-
$\Delta\eta_{ges}$	Wirkungsgradsteigerung durch bedarfsangepasste Entlastung	-
δ_p	Druckdifferenz des Systems	bar
η	Dynamische Viskosität	mPa
η_0	Viskosität bei Atmosphärendruck	mPa
η_{BAE}	Gesamtwirkungsgrad der bedarfsangepassten Entlastung	-
η_{ges}	Gesamtwirkungsgrad	-
η_{hm}	Hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad	-
$\eta_{hm,pump}$	Hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad Pumpe	-
η_{opt}	ermittelter optimaler Gesamtwirkungsgrad	-
η_{Ref}	Gesamtwirkungsgrad des Referenzsystems	-
η_{vol}	Volumetrischer Wirkungsgrad	-
$\eta_{vol,pump}$	Volumetrischer Wirkungsgrad Pumpe	-
θ	Winkelposition Polarkoordinaten	ř
θ_p	Druck-Viskositätskoeffizient Potenzgesetz	m ² N ⁻¹
κ	Entlastungsgrad	-
λ	spezifische Filmdicke	-
μ	Reibkoeffizient	-
μ_{KS-SW}	Reibkoeffizient Kolbenschuh zu Schwenkwiege	-
μ_{K-KT}	Reibkoeffizient Triebwerkkolben zu Kolbentrommel	-
μ_{SP-KT}	Reibkoeffizient Steuerspiegel zu Kolbentrommel	-
μ_{SL}	Reibkoeffizient Schwenklagerung	-
ρ	Dichte	kgm ⁻³
σ_{Ko}	Kontaktspannung	Nm ⁻²
τ_0	Schubspannung	Nm ⁻²
ω	Winkelgeschwindigkeit des Triebwerks	s ⁻¹
ω_B	Winkelgeschwindigkeit des Lagers	s ⁻¹

ω_F	Winkelgeschwindigkeit der Lagerkraft	s^{-1}
ω_J	Winkelgeschwindigkeit der Radialgleitlagerwelle	s^{-1}

1 Einleitung

Das folgende Kapitel gibt eine grundsätzliche Übersicht über den Bedarf und den angestrebten Lösungsansatz zur Optimierung einer Axialkolbenmaschine (AKM). Zu Beginn werden die Einsatzgebiete von AKM's beschrieben und auf die Vorteile gegenüber alternativen Antriebstechniken eingegangen. Anschließend werden zukünftige Systemanforderungen beschrieben und welche neuen Anforderungen für hydrostatische Antriebe damit einhergehen. Der Trend der Digitalisierung, auch in AKM's, wird anhand von unterschiedlichen Beispielen belegt. Nach der Beschreibung der Problematik im Schmierspalt und der Relevanz in mobilen Anwendungen, werden die Problemstellungen, die im Rahmen dieser Arbeit bearbeitet werden sollen, beschrieben. Abschließend wird die Zielstellung der bedarfsangepassten Entlastung erläutert.

1.1 Motivation

Die hydrostatische Antriebstechnik hat sich in den vergangenen Jahrzehnten als eine Leistungsübertragung in unterschiedlichen Anwendungsbereichen bewährt. Aufgrund ihrer hohen Leistungsdichte, der präzisen Regelgenauigkeit und einer hohen Dynamik, kommt in einer Vielzahl an Industrieanwendungen die Hydrostatik zum Einsatz.

Neben stationären Anwendungen wird diese Technologie hauptsächlich zur Leistungsübertragung in mobilen Anwendungen verwendet. Weitere Vorteile werden dort in den unterschiedlichen Einsatzgebieten ersichtlich. Der Vorteil im Fahrtrieb ist die stufenlose Übersetzungsmöglichkeit mit hydrostatischen Getrieben, die einerseits eine stufenlose Beschleunigung und

andererseits eine Änderung der Fahrtrichtung ohne Zugkraftunterbrechung ermöglicht. Zusätzlich kann die Kraftmaschine als Energiequelle in einem effizienten Betriebsbereich betreiben werden. Für die Versorgung der Arbeitsfunktionen mobiler Anwendungen liegt der Mehrwert unter anderem in der einfachen Umsetzung von Linearbewegungen, die auch für stationäre Anwendungen von hoher Relevanz ist. Speziell unter Betrachtung der Aspekte Energierückgewinnung und Hybridstrategien haben hydraulische gegenüber elektrischen Speichern aufgrund ihrer hohen Leistungsaufnahme und Abgabe deutliche Vorteile. Hinzu kommt der Mehrwert der aufgelösten Bauweise. Diese ist unterteilt in einen generatorischen, einen konduktiven und einen motorischen Anteil, wodurch eine räumliche Aufteilung und dadurch eine flexiblere Realisierung des Antriebsstrangs ermöglicht wird. [49] [53]

Häufig finden AKM's sowohl im generatorischen als auch im motorischen Betrieb als priorisiertes Verdrängerprinzip Anwendung. Sie zeichnen sich durch ihre hohe Leistungsübertragung, bezogen auf einen geringen Bauraum, ein geringes Gewicht und einen geringen Leakagestrom, bei gleichzeitig einfacher Verstellbarkeit, aus. Des Weiteren ermöglicht die aufgelöste Bauweise neben einer vereinfachten Zugänglichkeit sowohl eine flexiblere Massenverteilung im System als auch eine Lärmkapselung in unmittelbarer Nähe zur Antriebseinheit. Eine Leistungsverzweigung, die in mechanischen Getrieben in der Regel über komplexe Getriebestufen realisiert werden muss, kann im hydraulischen Antriebsstrang verhältnismäßig einfach über verzweigte Rohrleitungen beziehungsweise Ventilblöcke realisiert werden. [52]

Ein deutlicher Trend in hydraulischen Anwendungen sind hoch integrative und immer stärker vernetzte Systeme. Gründe dieser Entwicklung sind unter anderem steigende Ansprüche an Energieeffizienz, Genauigkeit, Bedienbarkeit sowie eine Reduzierung des Wartungsaufwandes. In stationären wie auch in mobilen Anwendungen werden aufgrund dessen vermehrt elektronisch geregelte Hydraulikeinheiten verwendet. [53] [6] Zusätzlich zur Pumpenregelung werden in weiteren Forschungsprojekten Themen zum Condition Mo-

onitoring sowie der aktiven Beeinflussung des Umsteuervorgangs behandelt. [108] [61]

Betrachtet man den Leistungsbereich von AKM's, ist dieser aufgrund der geometrischen Auslegung der Einheit auf einen bestimmten Betriebsbereich begrenzt. Den Haupteinfluss auf die Leistungsgrenze hat die Ausprägung des Schmierpalts abhängig vom Betriebsbereich. Eine präzise Erläuterung der unterschiedlichen Traganteile, die der Anpressung der beiden Festkörper entgegen wirken, ist im Kapitel 2 näher erläutert. Aufgrund der geometrischen Abhängigkeit der Schmierpalthöhe, kann diese lediglich mit einer gewissen Druckabhängigkeit auf den Betriebsbereich der AKM ausgelegt werden. Da sich diese proportionale Abhängigkeit nur begrenzt beeinflussen lässt, und das System bei unterschiedlichen Drehzahlen und Schwenkwinkeln betrieben wird, entstehen zusätzlich Quer- und Fliehkräfte sowie hydrodynamische Effekte, die Einfluss auf die Momentenbilanz und das Kräftegleichgewicht nehmen. Die geometrische Gestaltung der tribologischen Kontakte ist dementsprechend lediglich ein Kompromiss, um den gesamten Betriebsbereich funktionsfähig und robust zu gestalten. Als besonders kritisch erweist sich diese Problematik im Langsamlauf und bei hohen Drehzahlen, da sich die hydrodynamischen und die hydrostatischen Effekte überlagern. Vor allem aber ist der Betrieb sowohl als Pumpe als auch als Motor, dem Multiquadrantenbetrieb, nur bedingt möglich. Da die Betriebsart zu einer Richtungsumkehr der Reibkräfte zwischen Kolben und Kolbentrommel führt, wird das Verhältnis zwischen belastenden und entlastenden Kräften, das als Entlastungsgrad bezeichnet wird, verändert. Gleichzeitig ist diese Reibkraft aufgrund ihrer Abhängigkeit von der Fliehkraft und von den Querkräften, die an Kolben und Kolbenschuh wirken, abhängig von Druck, Drehzahl und Schwenkwinkel. Neben dem Leistungsbereich der AKM ist auch eine weitreichende, wirkungsgradspezifische Optimierung, trotz steigendem Kostendruck, weiterhin hoch relevant. An mobile Arbeitsmaschinen werden immer striktere Emissions- und Partikelgrenzwerte gestellt, wie sie beispielsweise in den EU-Abgasnormen festgehalten werden [48]. Darüber hinaus erfordern neue Umwelt-

regularien verstärkt die Reduzierung bleihaltiger Legierungen, auch in den hydrostatischen Verdrängern. Das führt zu einer Verschlechterung der Gleiteigenschaften und zu erhöhtem Verschleiß, welcher eine weitere Steigerung der Belastbarkeit in den Kontaktpartnern erschwert [47]. Eine vermeintliche Lösung dieser Herausforderung ist die Reduzierung der Belastung an den hoch beanspruchten, relativ bewegten Flächen.

Mobile Anwendungen zeichnen sich speziell durch ihren breiten Einsatzbereich aus. Speziell der Antriebsstrang für die Arbeitsfunktionen wird zu einem hohen Maß im Teillastbereich betrieben. Zur Effizienzsteigerung mobiler Anwendungen muss deshalb der gesamte Betriebsbereich optimiert werden, wie in [46] beschrieben. Eine detaillierte Betrachtung unterschiedlicher Lastkollektive mehrerer mobiler Anwendungen ist in Kapitel 4 beschrieben.

Aufgrund der Effizienzsteigerung des hydraulischen Gesamtsystems werden vermehrt Ansätze der Hybridisierung verfolgt. Dadurch ist ein kurzzeitiger Reversierbetrieb, wie beispielsweise bei Lüftern [19], oder eine Rückgewinnung von Bremsenergie mit der AKM, nicht ausreichend [25].

Bei stationären Systemen besteht aufgrund steigender Anforderungen der Energiegesetzgebung ein anhaltender Trend zu drehzahlvariablen Antrieben. Teilweise werden auch vollständig elektro-mechanische Systeme angeboten [106] [81]. Begründet wird dies, neben Vorteilen bezüglich der Wartung, anhand der höheren Energieeffizienz. Für Anwendungen mit hoher Leistungsdichte zeichnet sich dennoch das hydrostatische Prinzip, aufgrund unterschiedlicher Vorteile zu Beginn des Kapitels beschrieben, als die Vorzugslösung ab. Dennoch stehen aktuelle AKM's vor neuen Herausforderungen, wodurch neuartige Ansätze zur Drehzahlsteigerung und zur generellen Erweiterung des Leistungsbereiches zwingend erforderlich werden. Die Anwendung von drehzahlvariablen Elektromotoren ermöglicht eine Verstellmöglichkeit des Volumenstroms bei hydrostatischen Einheiten mit konstantem Schluckvolumen. Wie durch Willkomm [151] erläutert, bietet erst die Kombination aus drehzahlvariablen Antrieben und verstellbaren Hydrostaten eine deutliche Verbesserung der Effizienz sowie der Dimensionierung des Antriebsstran-

ges. Neue Servomotoren, wie sie in drehzahlvariablen Antrieben verwendet werden, ermöglichen deutlich höhere Maximaldrehzahlen im Vergleich zu bisherigen konventionellen Elektromotoren.

Zusammenfassend entsteht ein vielschichtiges Anforderungsprofil an die Neuentwicklung von AKM's. Aufgrund der Relevanz für die beschriebenen Kriterien wird im Rahmen dieser Arbeit der Fokus auf folgende Leistungsmerkmale gelegt:

- Leistungssteigerung der Einheit
- Erweiterung des Leistungsbereiches im Multiquadrantenbetrieb
- Optimierung des Wirkungsgrades im Teillastbereich

1.2 Zielsetzung

Um die dargestellten Problemstellungen zu lösen, besteht bereits eine Vielzahl an Arbeiten, die in den folgenden Kapiteln beschrieben werden. Neu und als klare Forschungslücke zu beschreiben, ist es, diese Teilaspekte anhand des Ansatzes der bedarfsangepassten Entlastung zu lösen und somit aktiv Einfluss auf die tribologischen Kontakte zu nehmen. Dabei werden die Schmierfilme, bzw. die Dichtspalte der einzelnen Gleitlager geregelt. Ziel der Regelung ist es, die Restanpressung möglichst gering zu halten und deren Ortsvektor möglichst zentral zu positionieren. Dadurch wird ein durchgängig paralleler Spalt mit möglichst geringen hydraulisch-mechanischen (v.a. Reibung) aber auch volumetrischen Verlusten zu realisiert. Eine entsprechende Mindestspalthöhe ist dabei erforderlich um die gewünschte Lebensdauer zu gewährleisten bzw. diese zu steigern. In den folgenden Kapiteln werden Lösungsansätze für die Kontakte Steuerspiegel-Kolbentrommel, Kolbenschuh-Schwenkwaage und die Schwenklagerung vorgestellt. Als Simulationsgrundlage dieser Arbeit dient eine Elasto-Hydrodynamik Simulation (EHD) in MATLAB, bei der das entlastende Druckfeld, das sich im Schmierpalt abbildet, auf Basis der Reynolds-Gleichung [94] abgeleitet wurde.

2 Grundlagen

Dieses Kapitel vermittelt das grundlegende Wissens, welches zum Verständnis dieser Arbeit erforderlich ist. Zu Beginn wird die Schrägscheiben-Axialkolbenmaschinen gegenüber alternativen hydrostatischen und auch hydrodynamischen Verdrängern eingeordnet. Anschließend wird auf die elementaren Funktionsprinzipien dieser Einheiten und den möglichen Betriebsbereich eingegangen. Die im Rahmen dieser Arbeit bearbeiteten tribologischen Kontaktstellen, wie auch die Grundlagen der erarbeiteten Simulation, werden im nächsten Schritt beschrieben. Zum Abschluss des Grundlagenkapitels werden die unterschiedlichen Verluste und Regelprinzipien des Hydrostaten erläutert.

2.1 Funktionsprinzip einer Axialkolbenmaschine

Unterschieden wird eine AKM prinzipiell in drei unterschiedliche Grundbauarten, die sich durch ihre Kolbenanordnung und Kolbenbewegung unterscheiden. Während die Taumelscheibenpumpe eine eher untergeordnete Rolle spielt [52], kommen in aktuellen hydrostatischen Systemen überwiegend Einheiten nach dem Schrägachsenprinzip sowie nach dem Schrägscheibenprinzip zum Einsatz. Beide Bauarten können sowohl als hydrostatische Pumpe als auch als hydrostatischer Motor realisiert werden. Zusätzlich können die Einheiten wahlweise mit konstantem oder verstellbarem Verdrängungsvolumen realisiert werden. Axialkolbenmaschinen lassen sich, bezogen auf die Bewegungsfreiheitsgrade der Bauteile, nach der Klassifizierung in Abbildung 2.1 einteilen. Fokus dieser wissenschaftlichen Abhandlung sind Einheiten

nach dem Schrägscheibenprinzip mit Kolbenschuhen (In der Abbildung als Gleitschuhe bezeichnet) (2.1.2), deshalb wird auf diese nun genauer eingegangen.

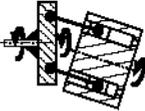
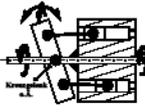
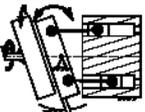
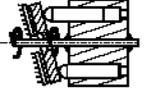
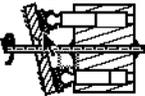
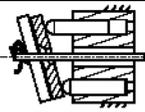
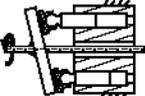
Grundbauform	Hubbewegung	Benennung	Skizze
1 Maschinen mit Kolbenstangen, Drehmomententwicklung an der <u>Triebscheibe</u>	1.1 Durch Schwenken der Zylinderblockachse oder der Trieb-scheibenachse gegenüber der Triebwellenachse wird bei Drehung von Welle, Trieb-scheibe und Zylinderblock an den Kolben ein Hub erzeugt	1.1.1 Schrägachsen-(Thoma-) Maschine	
		1.1.2 Trieb-scheibenmaschine mit schwenkbarer Triebachse	
	1.2 Taumelbewegung der Trieb-scheibe relativ zum feststehenden Zylinderblock Drehung von Welle und Trieb-scheibe	1.2.1 Trieb-scheibenmaschine mit taumelnder Trieb-scheibe	
2 Maschinen mit Kugelkopf-kolben oder Gleitschuhen, Drehmomententwicklung am <u>Zylinderblock</u>	2.1 Durch Schwenken der Schräg-scheibenachse gegenüber der Triebwellenachse wird bei der Drehung von Welle und Zylinderblock an den Kolben ein Hub erzeugt	2.1.1 Schrägscheibenmaschine mit Kugelkappenkolben	
		2.1.2 Schrägscheibenmaschine mit Gleit-schuhkolben	
	2.2 Durch eine Taumelbewegung der Gleitscheibe relativ zum feststehenden Zylinderblock wird bei Drehung von Welle und Trieb-scheibe an den Kolben ein Hub erzeugt	2.2.1 Taumelscheibenmaschine mit Kugelkappenkolben	
		2.2.2 Taumelscheibenmaschine mit Gleit-schuhkolben	

Abb. 2.1: Grundbauarten von Axialkolbenmaschinen [120]

Begründen lässt sich die starke Verbreitung von Schrägscheiben-Axialkolbenmaschinen im Mittel- und Hochdruckeinsatz durch einen sehr breiten Einsatzbereich bei verhältnismäßig hoher Effizienz. Zusätzlich bieten diese

Verdränger hohe Verstell- und Beschleunigungsdynamiken aufgrund einer geringen Massenträgheit. Ein weiterer Vorteil ist die Möglichkeit, mittels Durchtrieb mehrere Pumpen zu kombinieren. Eine erweiterte Darstellung des Einsatzbereiches verschiedener Pumpenprinzipien ist dem erweiterten Cordier-Diagramm (Abbildung 2.2) zu entnehmen.

Um hydrodynamische und hydrostatische Fluidenergiemaschinen vergleichen zu können, bedarf es einer gemeinsamen Kenngröße anhand derer sich die Effizienz der verschiedenen Bauarten je nach Einsatzbedingungen vergleichen lassen. Die spezifische Drehzahl ist abgeleitet aus der aero- und hydrodynamischen Ähnlichkeitsbedingung. Sie entspricht einer gedachten Drehzahl, bei der eine theoretische Turbine oder Pumpe ihren maximalen Wirkungsgrad, bei einem Förderstrom (Q_{Opt}) von $1 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$ und einer Förder- oder Fallhöhe (H_{Opt}) von 1 m erzielt. [92] [43]

$$Q_{opt} = V_g \cdot n_{opt} \cdot \eta_{opt} \quad (2.1)$$

$$H_{opt} = \frac{\Delta p}{g \cdot \rho} \quad (2.2)$$

$$n_q = \frac{n}{s^{-1}} \cdot \frac{\sqrt{\frac{Q_{opt}}{\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}}}{\frac{H_{opt}}{m}^{3/4}} \quad (2.3)$$

Für einige Verdrängerprinzipien ist der Wirkungsgradverlauf über die spezifische Drehzahl ermittelt worden und entsprechend im sogenannten “Cordier-Diagramm” dargestellt.

Das Spektrum gängiger Axialkolbenmaschinen erstreckt sich über die Nenngrößen von 10 cm^3 bis zu 1000 cm^3 was einer spezifischen Drehzahl (n_q) von etwa 0.15 min^{-1} bis 0.45 min^{-1} entspricht. In diesem Bereich ist die Axialkolbenmaschine das effizienteste Verdrängerprinzip der dargestellten Systeme und ist deshalb die naheliegende Vorzugslösung.

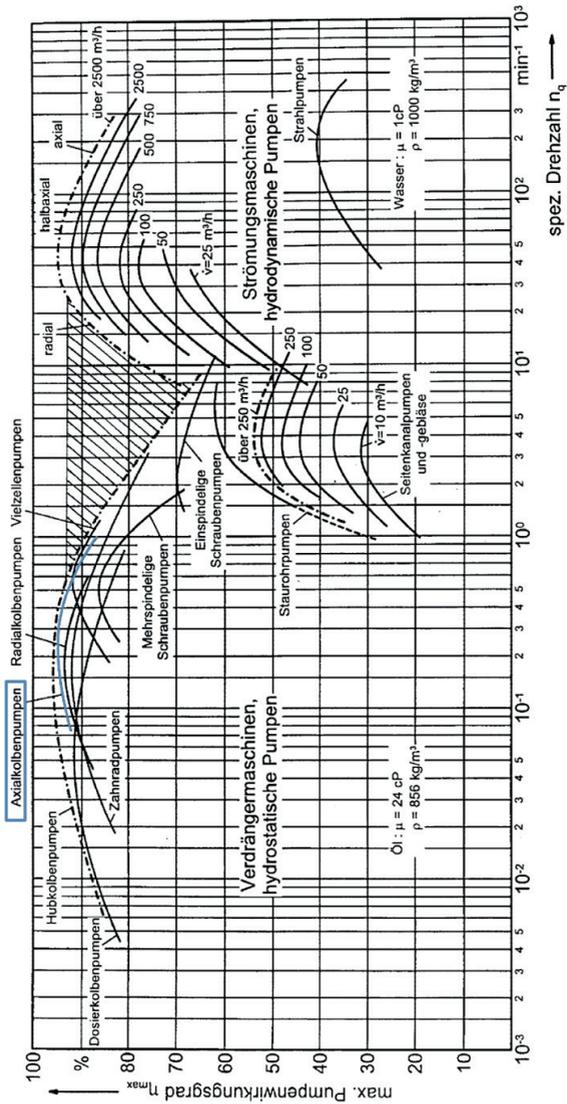


Abb. 2.2: Optimalbereiche von Fluidenergiemaschinen (Cordier-Diagramm) [57]

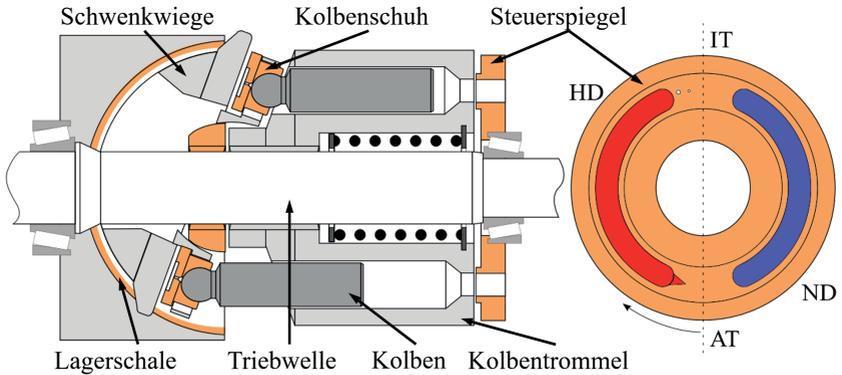


Abb. 2.3: Schnittdarstellung einer Schrägscheiben-Axialkolbenmaschine

Zum besseren Verständnis der tribologischen Kontakte, wird vorab die Grundfunktion der Schrägscheiben-Axialkolbenmaschine (SAKM) erläutert werden.

Zentrales Element der SAKM, wie in Abbildung 2.3, ist die im Gehäuse gelagerte, rotierende Triebwelle, die je nach Betriebsart als mechanischer An- oder Abtrieb dient. Die Kolbentrommel ist drehfest mit der Welle verbunden und verfügt in der Regel über sieben oder neun axial angeordnete Bohrungen. Die darin geführten Kolben stützen sich über hydrostatisch gelagerte Kolbenschuhe an einer statischen Gleitebene, der Schrägscheibe/Schwenkwiege, ab. Je nach Winkel der Schwenkwiege (Schwenkwinkel) zur Rotationsachse des Triebwerks, wird die Verdrängung vom äußeren Totpunkt (AT) zum inneren Totpunkt (IT) variiert. Sowohl die Kolbenschuhe als auch die Kolbentrommel werden durch ein Niederhalteprinzip gegen Abheben (genaue Erläuterung in Kapitel 2.3) von der Schwenkwiege bzw. dem Steuerspiegel gesichert. Der Steuerspiegel dient mit seinen beiden nierenförmigen Aussparungen als Zu- und Ablauf für das geförderte Fluid und trennt somit die Hochdruck- von der Niederdruckseite sowie dem Gehäuse.

Da die Kolbenschuhe an der Schwenkwiege lediglich Normalkräfte übertragen können, entsteht eine Querkraft ($F_{Q,K}$), die am Kontakt zur Kolben-

trommel übertragen wird (Abbildung 2.15). Dadurch entsteht, charakteristisch für die Schrägscheibeneinheit, das Drehmoment an der Kolbentrommel.

Betriebsarten der Axialkolbenmaschine

Der Betriebsbereich der Axialkolbenmaschine kann mittels eines p/Q Diagramms dargestellt werden. Prinzipiell wird die Betriebsart in vier Quadranten mittels den Parametern Druckseite und Volumenstromrichtung unterteilt. Entspricht der Zulauf der Einheit dem geringeren Druckniveau, agiert das System als Pumpe und es wird mechanische Energie in hydrostatische Energie umgewandelt. Wird die Axialkolbenmaschine am Zulauf mit Hochdruck beaufschlagt, wird aufgrund des Betriebs in der Motorfunktion hydrostatische Energie in mechanische gewandelt. Die Volumenstromrichtung kann sowohl über das Vorzeichen des Schwenkwinkels (α) variiert werden, auch als „Durchschwenken“ bezeichnet, oder über die Drehrichtung des Antriebes der „Drehrichtungsumkehr“ (n). Dadurch können die vier Quadranten nochmals in acht Betriebszustände unterteilt werden. Konventionelle Systeme erreichen in der Regel ein bis zwei Quadranten. Auch ein Vier-Quadrantenbetrieb ist möglich, allerdings mit Einschränkungen, in der Regel aufgrund der Schmierspaltausprägung. Der Betrieb der Einheiten in mehreren Quadranten wird aufgrund der Hybridisierung konventioneller Antriebe und dem Einzug drehzahlvariabler Antriebe verstärkt gefordert.

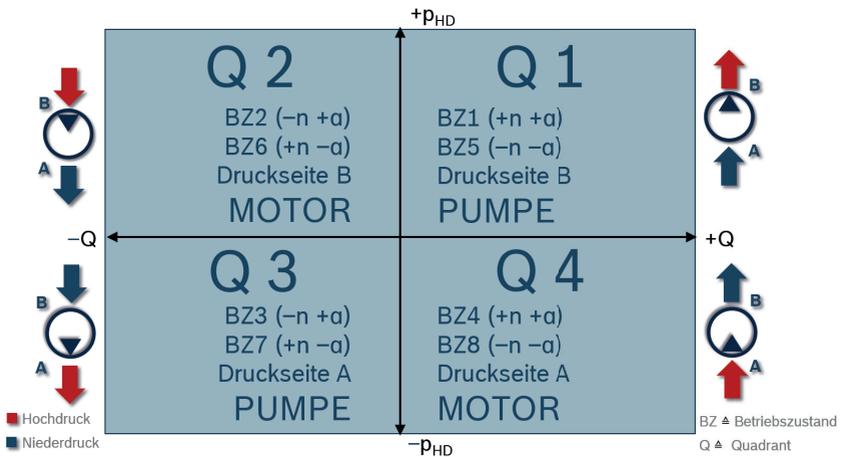


Abb. 2.4: Betriebszustände im p/Q Diagramm

2.2 Tribologie in Axialkolbenmaschinen

In Axialkolbenmaschinen werden die tribologischen Kontakte mit Relativbewegung, abgesehen von der Triebwellenlagerung, in der Regel als Gleitlagerung ausgeführt. Neben den hohen Anforderungen, die teilweise die Belastungsgrenzen von Wälzlagern überschreiten, begründet sich die Gleitlagerung durch die Eigenschaft der Spaltdichtung unter Öldurchführung. Die Bereitstellung von druckbeaufschlagtem Hydrauliköl kann bei hydrostatisch entlasteten Gleitlagern umfangreiche Zusatzkomponenten erfordern, bei hydrostatischen Verdrängern hingegen, steht dieses Medium direkt zur Verfügung. Bezüglich der hoch beanspruchten tribologischen Kontakte, lässt sich das System auf folgende Kontaktstellen reduzieren.

1. Kolbentrommel-Steuerspiegel
2. Kolben-Kolbentrommel
3. Kolben-Kolbenschuh
4. Kolbenschuh-Schwenkwiege

5. Schwenkwiegenlagerung
6. Stellkolbenanbindung
7. Stellkolben-Stellkolbenführung
8. Kolbentrommelverzahnung

Tribologische Effekte in beispielsweise dem Regelventil, zwischen Kolbensschuh und Kolben sowie im Niederhaltesegment, spielen eine untergeordnete Rolle und werden deshalb nicht näher betrachtet.

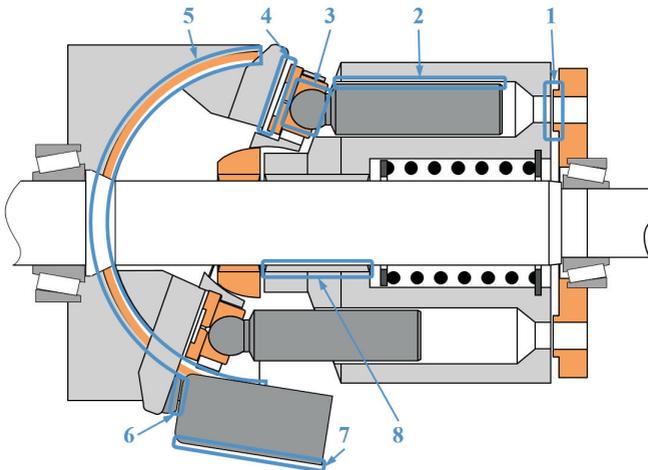


Abb. 2.5: Betrachtete Kontaktstellen im Rahmen der Arbeit

Die Anforderungen an die tribologischen Kontakte erhöhen sich kontinuierlich. Neben einer umfangreichen Steigerung der Leistung aufgrund höherer Drehzahlen und Drücke bei reduziertem Bauraum, fordern auch weitere Rahmenbedingungen immer höhere Belastbarkeiten in den tribologischen Kontakten. Aufgrund gesteigerten Wettbewerbs und einhergehend einem erhöhten Kostendruck, werden neue kostengünstigere Materialien, mit vergleichbaren oder verbesserten tribologischen Eigenschaften, erforderlich. Durch

umfangreiche Simulationen in den Bereichen Strukturmechanik, Systemdynamik, Strömungsmechanik, Tribologie und deren Kombinationen, wird das Verhalten hydrostatischer Verdränger immer präziser abgebildet, um so ungenutzte Potentiale weiter auszuschöpfen. [77] [46] [114]

2.3 Wirkprinzipien an den Tribokontakten und Simulation

Tribologie beschreibt die Lehre von Verschleiß, Reibung und der dazugehörigen Schmierung [40]. Dies entspricht den Effekten in den Gleitlagerungen einer Axialkolbenmaschine. Um deren Reibung und Verschleiß zu minimieren, bedarf es einem tragfähigen Schmierfilm zur Trennung der relativ bewegten Wirkflächen. Die Ausprägung des Schmierspalt ist dementsprechend maßgeblich für die Leistungsgrenzen und Verluste in hydrostatischen Verdrängereinheiten verantwortlich.

Prinzipiell unterscheidet sich diese Schmierspaltbildung in einen hydrostatischen und einen hydrodynamischen Traganteil.

Der hydrostatische Anteil entsteht durch die Einbringung von Hydrauliköl unter Druck. Dieser Anteil ist Drehzahl unabhängig. Die Funktionsweise lässt sich nach dem Pascalschen Gesetz erläutern. So sorgt das Fluid unter Druck für eine Kraft entgegen der Anpressung der Wirkflächen. Diese Kraft wird als hydrostatische Entlastung bezeichnet. Am Beispiel hydrostatischer Radiallager lässt sich erkennen, dass sich der hydrostatische Traganteil durch die druckbeaufschlagte Fläche, die Zuführungsposition und das Druckniveau sehr gut beeinflussen lässt. In den Kontakten einer Axialkolbenmaschine reduzieren sich diese Freiheitsgrade, da die Druckquelle in der Regel dem Hochdruck entspricht und sich dementsprechend nicht beeinflussen lässt. Da die druckbeaufschlagten Flächen als Spaltdichtung zwischen Hochdruck und Gehäuse wirken, baut sich das Druckniveau über den Schmierspalt hinweg ab.

2.3.1 Grundlegende Bestandteile der Berechnung

Reynolds-Gleichung

Zur Berechnung der Schmierpaltausprägung der einzelnen Kontaktstellen, und dementsprechend zentrales Element der Berechnungen dieser Arbeit, ist die Reynolds-Gleichung. Zur Ableitung aus den Navier-Stockes-Gleichungen werden folgende Annahmen getroffen:

- Keine Druckänderung und Strömung in Richtung der Spalthöhe
- Newtonsches Fließverhalten mit Vernachlässigung von Trägheitstermen und Gravitationstermen
- Die Oberfläche ist ideal glatt
- Das Fluid ist inkompressibel
- Es gilt die Stocksche Haftbedingung für die Randströmung
- Die Spalthöhe ist bedeutend kleiner als die Länge und Breite des Spaltes

Eine genauere Herleitung diesbezüglich ist beispielsweise folgender Quelle [8] zu entnehmen.

Eine Bestimmung des Druckgradienten über die Fläche ermöglichen die Poiseuille-Strömungsterme (Druck-Strömungsterme) der Reynolds-Gleichung. Diese definieren sich über die Netto-Flussrate aufgrund des Druckgradienten über den Schmierspalt (also x und y) hinweg. Relevant für die Ermittlung der Poiseuille-Strömung sind die Dichte des Öls die Koordinatenspezifische Spalthöhe h , die dynamische Viskosität und der Druck p [122]

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(-\frac{\rho h^3}{12\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(-\frac{\rho h^3}{12\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} \right) \quad (2.4)$$

Durch die dadurch ermittelten lokalen Drücke lässt sich die hydrostatische Entlastungskraft $F_{Ent_{h_s}}$ im Schmierspalt ermitteln die zwischen den beiden Kontaktpartner spaltaufweitend wirkt.

$$F_{Ent_{hs}} = \int p(x, y) dA_{Ent} \quad (2.5)$$

Der hydrostatische Entlastungsgrad (κ) lässt sich über die von aussen wirkenden anpressenden Kräfte (F_{An}) im Quotient zur Entlastungskraft berechnen.

$$\kappa = \frac{F_{Ent_{hs}}}{F_{An}} \quad (2.6)$$

Der Entlastungsgrad aufgrund der Hydrostatik liegt unter 100 %, wodurch sich dieses Lagerprinzip grundsätzlich von hydrostatischen Lagerungen unterscheidet. [103]

Die Differenz davon bezeichnet sich als Restkraft (F_{Re}) und entspricht der Kraft, die theoretisch auf die tragende Fläche als Kontaktkraft wirkt.

$$F_{Re} = F_{An} - F_{Ent} \quad (2.7)$$

Zusätzlich zum hydrostatischen liegt auch ein hydrodynamischer Traganteil vor. Dieser wird unterteilt in den Couette-Strömungsterm (Scher-Strömungsterm / Keilterm), den Verdrängungs-Strömungsterm (Quetschterm) und den Dehnungsterm. [122] [131] [110] [8] Der Scher-Strömungsterm entspricht einer geneigten relativbewegten Fläche gegenüber dem Grundkörper und des dadurch entstehenden Druckaufbaus im konvergierenden Spalt. (u_x und u_y) entspricht den koordinatenbezogenen Geschwindigkeiten und die Indizes beschreiben die beiden Kontaktpartner. Dieser Term entspricht dem maßgeblichen Effekt eines hydrodynamischen Radiallagers, wie in Abbildung 2.6 dargestellt. [110]

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial x} \cdot \frac{u_x^1 + u_x^0}{2} + \frac{\partial(\rho h)}{\partial y} \cdot \frac{u_y^1 + u_y^0}{2} \quad (2.8)$$

Der Quetschterm definiert sich über den Kompressionsvorgang aufgrund eines zeitabhängigen (t) zubewegens der Kontaktflächen.

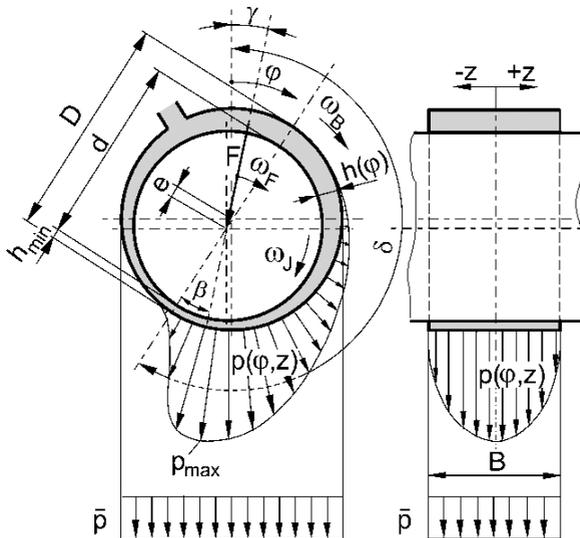


Abb. 2.6: schematische Druckverteilung in zylindrischem Radialgleitlager [39]

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \quad (2.9)$$

Der Dehnungsterm beschreibt die geometrie- und verformungsbedingten Einflüsse auf die Relativgeschwindigkeit der Kontaktflächen, bzw. die Änderung der Geschwindigkeit der Kontaktpartner in Bewegungsrichtung der Bauteile. Relevanten Einfluss hat dieser Term bei leicht elastischen Materialien. Die tribologischen Kontaktstellen einer Axialkolbenmaschine sind in der Regel metallisch ausgeführt und weisen deshalb nur eine verhältnismäßig geringe Elastizität auf. Dieser Anteil kann deshalb vernachlässigt werden, da die Scherkräfte im Vergleich zur Materialsteifigkeit der verwendeten Materialien eine untergeordnete Rolle spielen. [35] Zu beachten ist, dass sich diese Elastizität nicht auf die Spalthöhe, sondern Spaltlänge und -breite bezieht. Der Einfluss der Elastizität bezogen auf die Spalthöhe wird mit der Elasto-Hydrodynamik beschrieben.

Werden die Terme wie beschrieben simulativ berücksichtigt, entspricht dies einer vollständigen hydrodynamischen (HD) Simulation. Abgebildet in kartesischen Koordinaten entsteht folgende Gleichung.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left(-\frac{\rho h^3}{12\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(-\frac{\rho h^3}{12\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} \right) \\ = & \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} \cdot \frac{u_x^1 + u_x^0}{2} + \frac{\partial(\rho h)}{\partial y} \cdot \frac{u_y^1 + u_y^0}{2} + \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \end{aligned} \quad (2.10)$$

Unter der Annahme einer konstanten Dichte und Viskosität, lässt sich die Formel folgendermaßen umformen.

$$\begin{aligned} & \underbrace{\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \cdot \frac{\partial p}{\partial y} \right)}_{\text{Poiseuille-Str.}} = 6\eta \cdot \\ & \left(\underbrace{\frac{\partial}{\partial x} (h \cdot (u_x^1 + u_x^0)) + \frac{\partial}{\partial y} (h \cdot (u_y^1 + u_y^0))}_{\text{Couette-Str.}} + \underbrace{2 \frac{\partial h}{\partial t}}_{\text{Verdrängungs-Str.}} \right) \end{aligned} \quad (2.11)$$

Je nach Betriebspunkt und Kontaktstelle können die hydrodynamischen Anteile die Restkraft vollständig kompensieren, bis hin zur Vollentlastung. Bei weiterer Steigerung durch beispielsweise dynamische Effekte des Schwenkvorgangs oder einer Drehzahlerhöhung kann dies zur Aufweitung des Schmierspalts führen. Dies führt zu einer Steigerung der volumetrischen Verluste, die dazu führen können, dass die Dichtfunktion zwischen Hochdruck-, Saugseite und dem Gehäuseraum gravierend reduziert wird. Die Funktion der Einheit kann dadurch nicht mehr gewährleistet werden. Dieser Zustand wird als "Abheben" des Gegenkörpers zum Grundkörper bezeichnet. [84]

Kavitationsmodell

Der gegenteilige Effekt zum Druckaufbau im konvergierenden Spalt, entsteht bei einem divergierenden Spalt. Rein rechnerisch sind dadurch auch negative Drücke möglich. Da dies allerdings nicht der Realität entspricht, wurden entsprechende nichtmasseerhaltende Kavitationsmodelle definiert, um negative Drücke zu unterbinden. Anhand der Gümbelschen Randbedingung werden negative Drücke zu null gesetzt. Eine präzisere Annäherung liefert die Reynoldsche Randbedingung, durch erneute Lösung der Reynolds-Gleichung unter der Berücksichtigung, dass der Druck im Kavitationsgebiet den Kavitationsdruck nicht unterschreiten darf ($p_{min} = p_{kav}$). [8] [148]

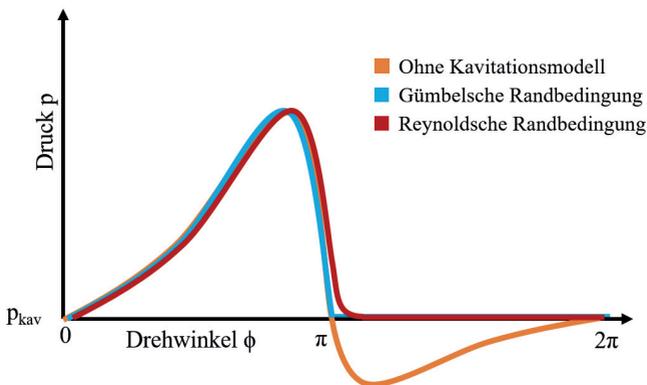


Abb. 2.7: Kavitationsmodelle nichtmasseerhaltender Kavitation am Beispiel Radiallager

Finite Differenzen

Als numerisches Verfahren zur Diskretisierung zeit- und raumkontinuierlicher partieller Differentialgleichungen wird im Rahmen dieser Arbeit die Finite Differenzen Methode (FDM) verwendet. Auf Basis der FDM wird die zu simulierende Fläche der Reynolds-Gleichung durch ein diskontinuierliches und numerisch berechenbares Gitternetz angenähert. Die partiellen Ableitungen

werden mittels den ersten Termen der Taylorreihe ersetzt. Für weitere Erläuterung der umgesetzten FDM sei auf die studentische Arbeit [14] im Rahmen dieser Doktorarbeit verwiesen, sowie für tiefgreifendere Literatur auf [147] [101] [96].

Newtonsches Iterationsverfahren

Zur Lösung der Bewegungsgleichungen der einzelnen Bauteile besteht die Möglichkeit, das Newtonverfahren anzuwenden. Anhand des Newtonverfahren wird ein Kräftegleichgewicht der nicht linearen Gleichungen zu einem spezifischen Zeitpunkt gelöst und die entsprechenden Verlagerungsgeschwindigkeiten ermittelt.

Zur vollständigen Betrachtung eines Mehrkörpersystems ist zusätzlich die Berücksichtigung der Trägheitskräfte erforderlich. Diese wurden für den Kolbentrommel-Steuerspiegelkontakt ermittelt und wie nach Wieczorek [148] bestätigt sind die Kräfte um ein vielfaches kleiner sind als die Einflüsse der Druck und Zähigkeitskräfte und werden vernachlässigt. Die Umsetzung des Newtonverfahrens im Rahmen dieser Arbeit ist den studentischen Teilprojekten [123] und [146] zu entnehmen.

Zusätzlich zu den bisher beschriebenen hydrostatischen, hydrodynamischen und kinetischen Effekten, haben noch weitere Effekte Einfluss auf die Ausprägung des Druckfeldes.

Elasto-Hydrodynamik

Berücksichtigt man zusätzlich die Verformungseinflüsse der beiden Kontaktpartner, bezeichnet man die Betrachtung als eine elasto-hydrodynamische (EHD) Simulation. Grund der Verformung sind äußerer Kräfte sowie die Hertzsche Pressung im Dichtspalt, die durch die Druckbeaufschlagung des Fluids entsteht. Diese Eigenschaften nehmen Einfluss auf die Dichtspaltausprägung sowie die Fluidströmung (nicht zu verwechseln mit der Relativgeschwindigkeit). Unterschieden werden die zwei Hauptkategorien der wei-

chen EHD, bei hohen Deformationen im Dichtspalt und der harten EHD, mit geringfügigeren Deformationen. [93] Die harte EHD tritt beispielsweise bei metallischen Werkstoffen auf und ist dementsprechend auch für die im Rahmen dieser Arbeit betrachteten Kontakte relevant. Eine explizite Erläuterung der Umsetzung folgt in den angewendeten Abschnitten. Für eine tiefgreifende Erläuterung dazu wird auf die Quelle [140] verwiesen.

Mischreibungseffekte

Mischreibungseffekte haben bei geringen Spalthöhen einen maßgeblichen Einfluss auf die Ausprägung des Entlastungsfeldes und die übertragenen Kräfte und Momente. Da diese Arbeit allerdings auf möglichst geringe hydraulisch-mechanische Verluste und dadurch minimale Mischreibung abzielt, wurden diese nicht vollständig simulativ abgebildet. Kontaktmodelle zur Beschreibung der Wechselwirkungen und der einhergehenden Deformation wurden in die Simulationsmodelle integriert. [91] [146]

Thermische Effekte

Werden zusätzlich die Einflüsse des Wärmeeintrags (überwiegend durch Reibleistung) und des Wärmestroms berücksichtigt, spricht man von einer thermo-elasto-hydrodynamischen (TEHD) Simulation. Auf Basis dessen können die Lagertemperatur und die thermische Deformation ermittelt werden, welche die Tragfähigkeit des Schmierfilms aufgrund der Viskositätsänderung und der Schmier-spalthöhe beeinflussen.

Problematisch bei Simulationen auf Basis von TEHD sind lange Rechenzeiten, wodurch eine umfangreiche Betriebskennfeldbetrachtung oder Parameterstudie nicht praktikabel ist. Deshalb werden diese Aspekte lediglich in einer reduzierten Form abgebildet, anhand ermittelter Temperaturen. [153]

2.3.2 Ausgewählte Kontaktstellen

Im Rahmen der Arbeit wurden aus der Auflistung in Kapitel 2.2 die Kontaktstellen

- Kolbentrommel-Steuerspiegel
- Schwenklagerung
- Kolbenschuh-Schwenkwiege

ausgesucht, um diese näher zu betrachten. Grund der Auswahl ist deren Einfluss auf die Leistungsgrenzen, den Wirkungsgrad und die Einflüsse auf die Systemdynamik, welche im Nachgang näher erläutert werden.

Kolbentrommel-Steuerspiegel



Abb. 2.8: Kontaktstelle Kolbentrommel-Steuerspiegel

Dem tribologischen Kontakt, zwischen Kolbentrommel und Steuerungsmechanismus, gilt eine besondere Bedeutung. Die Kontaktstelle trennt wie bereits

erläutert, das Öl, das unter geringem Druck einströmt (Pumpenbetrieb), vom ausströmenden Öl, welches je nach Betriebsbedingung der Verbraucher und Regelung der Pumpe auf ein gewisses Druckniveau aufgeladen ist. Die geometrische Gestaltung der beiden Partner definiert hauptsächlich den Druckaufbau und -abbau in der Kolbentrommel. Darüber hinaus dient dieser Kontakt als Gleitlager, um die überwiegend axialen Kräfte der Einheit abzuführen.

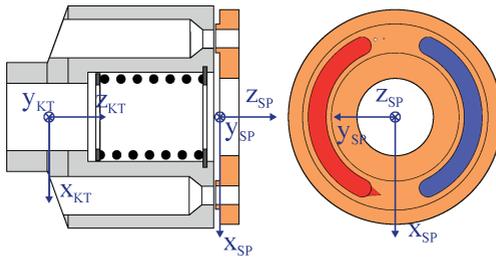


Abb. 2.9: Koordinatensystem Kolbentrommel-Steuer Spiegel

Kolbendruckkraft

Die Kolbendruckkraft ($F_{D,K}$) entsteht aufgrund der Druckausbreitung im Kolbenraum. Dadurch wirkt die Kraft auf den Triebwerkskolben und auf die die Fläche in Richtung des Steuer spiegel. Dadurch entsteht eine druckabhängige Anpressung der Kolbentrommel auf den Steuer spiegel, die sich aus der axial projizierten Flächendifferenz zwischen Kolben (A_K) und der Querschnittsdurchführung (A_{KT}) der Kolbentrommel bestimmt ($F_{D,KT}$). Diese, wie auch alle weiteren Kräfte dieses Teilabschnittes, sind in Abbildung 2.10 dargestellt.

$$F_{D,K} = A_K p \quad (2.12)$$

$$F_{D,KT} = (A_K - A_{KT}) p \quad (2.13)$$

des Triebwerkes. Die Querkraft definiert sich über den Schwenkwinkel (α) der Axialkolbenmaschine, sowie über den Druck (p). Sie ist der markante Nachteil einer Schrägscheibeneinheit gegenüber Schrägachsen Axialkolbenmaschinen, die keine Querkräfte in der Momentenübertragung aufweisen. Bei achsparallelen Triebwerken wirkt die Querkraft in X-Richtung vom inneren zum äußeren Totpunkt. Bei angestellten Triebwerken wirkt die Querkraft in alle Koordinatenrichtungen. Um die Momente um die y-Achse möglichst gering zu halten, wird vorzugsweise die Ebene der Kolbenkugelhöpfe durch den Nulllagendrehpunkt gelegt.

$$F_{Q,K} = (F_{D,K} + F_{T,K} + F_{R,K-KT}) \cdot \tan(\alpha) \quad (2.14)$$

Fliehkraft Triebwerkskolben und Kolbenschuhe

Aufgrund der rotationssymmetrischen Ausprägung der Kolbentrommel hat deren Fliehkraft keinen nennenswerten Einfluss auf die Kräfte- und Momentenbilanz. Die Fliehkraft der Triebwerkskolben und Kolbenschuhe ($F_{Fl,K}$) muss hingegen durch die Kolbentrommel aufgenommen werden. Dies hat Einfluss auf die Normalkraft der Kontaktfläche zur Kolbentrommel und ein Moment um die y-Achse, von Hoch- zu Niederdruck bzw. umgekehrt, entsteht. Bei angestellten Triebwerken (Kapitel 3.2.1) kommt eine zusätzliche axiale Kraft ($F_{Fl,K,z}$) hinzu.

$$F_{Fl,K} = m_K \cdot \omega^2 \cdot r_K \quad (2.15)$$

Reibkraft Kolben-Kolbentrommel

Aufgrund der Quer- und Fliehkkräfte entsteht eine Normalkraft zwischen Kolben und Kolbentrommel ($F_{N,K-KT}$). Durch die Schmierspaltausprägung in diesem tribologischen Kontakt tritt sowohl Festkörper- als auch Flüssigkeitsreibung auf. Diese kann näherungsweise über einen Reibkoeffizient (μ_{K-KT}) angenähert aber auch simuliert werden. Die Kolbenreibkraft ($F_{R,K-KT}$)

wirkt entlang der Kolbenführung. Da diese Kraft vor allem von der Querkraft abhängig ist, wirkt diese hauptsächlich auf der Hochdruckseite entgegen der Bewegungsrichtung der Triebwerkskolben. Je nach Betriebsart wirkt die Kraft also anpressend oder abhebend auf den Kontakt Kolbentrommel-Steuerspiegel.

$$F_{R,K-KT} = F_{N,K-KT} \cdot \mu_{K-KT} \quad (2.16)$$

Anpresskraft Kolbentrommel-Steuerspiegel

Die Anpresskraft ($F_{An,KT-SP}$) der Kolbentrommel auf den Steuerspiegel entspricht der Summe aller Kräfte in z-Richtung. Sie wirkt als resultierende Kraft, schließend auf den Schmierpalt. z entspricht der Anzahl an Kolben

$$F_{An,KT-SP} = \sum_{i=1}^z (F_{D,KT_i} + F_{R,K-KT_i}) + F_{F,Z} \quad (2.17)$$

Entlastungskraft Kolbentrommel-Steuerspiegel

Aufgrund der druckbeaufschlagten Schmierfilmausprägung zwischen den beiden Kontaktflächen entsteht die Entlastungskraft Kolbentrommel-Steuer Spiegel ($F_{Ent,SP-KT}$). Die Kraft besteht sowohl aus einem hydrostatischen Anteil, als Integral der Fläche über den Druck, sowie einem hydrodynamischen Anteil, der hauptsächlich abhängig von der Relativgeschwindigkeit und der Oberflächengeometrie ist. Eine detailliertere Erläuterung folgt in Kapitel 7. Die Formel ist allgemein für die hydrostatischen Entlastungskräfte ($F_{Ent_{hs},SP-KT}$) der betrachteten Kontaktstellen dargestellt.

$$F_{Ent_{hs},SP-KT} = \int p(x, y) dA_{Ent} \quad (2.18)$$

Nulllagendrehpunkt der Kolbentrommel

Zur Abbildung der Momentenbilanz am Kolbentrommel-Steuerspiegelkontakt ist der Nulllagendrehpunkt der Kolbentrommel (z_0) relevant. Der Nulllagendrehpunkt definiert sich über eine Balligkeit, die in die Triebwelle an der Kolbentrommelverzahnung eingebracht wird, wodurch ein definierter Kippunkt der Kolbentrommel an der Triebwelle entsteht. Kräfte, die nicht genau durch den Drehpunkt an der Balligkeit der Triebwellenverzahnung wirken, bilden zwangsläufig ein Moment, welches auf die Kolbentrommel wirkt. Speziell die Position, in der die Kraft von den Kolbenschuhen auf die Triebwerkskolben wirkt, sollte deshalb in der Ebene des Nulllagendrehpunktes liegen, um die Momente der Querkräfte gering zu halten. Als Konsequenz der Momentenbilanz verkippt der Schmierpalt. Folglich entsteht eine örtliche Abweichung der Spalthöhe von der mittleren Schmierpalthöhe zu einem bestimmten Zeitpunkt. Da weder die anpressenden, noch die entlastenden Kräfte als konstant zu betrachten sind, entsteht eine gewisse Schwankungsbreite des Entlastungsgrades, die auch direkten Einfluss auf die Schmierfilmausprägung hat (Abbildung 2.11). Die Schwankungsbreite $\Delta\kappa$, vgl. Abbildung 2.11, definiert sich durch den maximalen und den minimalen Entlastungsgrad und tritt zyklisch je Kolbenwechsel auf.

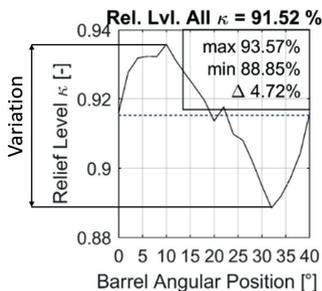


Abb. 2.11: Entlastungsschwankung über einen Kolbenwechsel

Restkraft und Kontaktkraft Kolbentrommel-Steuerspiegel

Im Standardbetrieb liegt die Entlastung nahe der Vollentlastung. Die Restkraft der Kolbentrommel ($F_{Re,SP-KT}$) die der Kontaktkraft Kolbentrommel-Steuerspiegel ($F_{Ko,SP-KT}$) entspricht, ist daher relativ gering. Eine Mindestanpressung sollte allerdings gegeben sein, um den Schmierspalt relativ gering zu halten, da speziell am Kolbentrommel-Steuerspiegelkontakt ein Abheben zur Gewährleistung der Funktion unterbunden werden muss. Am gravierendsten für erhöhte Kontaktkräfte ist der Start-Stopp-Betrieb beziehungsweise Drehzahlen nahe dem Stillstand unter hohem Druck.

Reibkraft Kolbentrommel-Steuerspiegel

Die Reibkraft zwischen Kolbentrommel und Steuerspiegel ($F_{R,SP-KT}$) hat im Standardbetrieb aufgrund überwiegend viskoser Reibung und entsprechend geringem Reibbeiwert (μ_{SP-KT}) einen relativ geringen Einfluss auf die Kräfte und die Momentenbilanz der Kolbentrommel. Bei einer zu starken Unterentlastung muss jedoch das verkippende Moment um Y sowie das Moment um Z, welches Verluste im Drehmoment verursacht, berücksichtigt werden.

$$F_{R,SP-KT} = F_{Ko,SP-KT} \cdot \mu_{SP-KT} \quad (2.19)$$

Schwenklagerung

Die Schwenkwiege einer verstellbaren SAKM ist die Kontaktstelle, auf die gleichzeitig und primär die Kräfte des Stellsystems, als auch die des Triebwerkes wirken. Dadurch ist das Pumpenverhalten stark von den Einflüssen und Wechselwirkungen an der Schwenkwiege, und deren Lagerung, beeinflusst. Serienmäßig umgesetzte, gleitgelagerte Schwenklagerungen werden hydrostatisch entlastet, wobei dies teilweise konstant oder auch pulsmodelliert

gestaltet ist. Je nach Anforderung werden die Hoch- und Niederdruckseite hydrostatisch entlastet oder auch nur die Hochdruckseite beaufschlagt.



Abb. 2.12: Kontaktstelle Schwenklagerung

Stabilität des Stellsystems

Die Stabilität der Verstellung einer Axialkolbenmaschine ist grundlegend für eine akzeptable und zuverlässige Funktion in der Systemanwendung. Schwankungen des Schwenkwinkels und dadurch des Volumenstroms bzw. des Drucks reduzieren die Beherrschbarkeit und Genauigkeit der Regelung des Systems. Zusätzlich entstehen Vibrationen, die zu unangenehmen Geräuschen führen können. Darüber hinaus führt die Instabilität zu erhöhten Belastungen und Ausfällen an den Komponenten. Da die Verstellung des Schwenkwinkels als Regelkreis zu betrachten ist, können auch Störeinflüsse auftreten, die das System zur Schwingung anregen. Diese Störgrößen können sowohl aus dem Triebwerk als auch aus dem Stellsystem kommen.

Auf ein stabiles Verhalten ist besonders bei Stellsystemen zu achten, die lediglich einseitig hydraulisch beaufschlagt sind. Bei diesem Verstellprinzip wird das Gegenmoment im Triebwerk erzeugt. Problematisch dabei ist, dass beim Überschreiten der Drehachse kein Gegenmoment erzeugt werden kann. Auch wenn die wichtigsten Störgrößen nicht direkt durch die Schwenklagerung verursacht werden, wirkt die entstehende Reibleistung dämpfend und dadurch positiv auf die Stabilität der Einheit.

Schwenkdynamik

Die Dynamik des Systems definiert sich aus dem Schwenkmoment und den dämpfenden Kräften und Störgrößen. Entgegen dem Stabilitätsverhalten sind für eine hochdynamische Verstellung Dämpfungen durch Reibung unerwünscht. Da die Schwenklagerreibung die hauptsächliche Reibung der Verstellung verursacht, ist dieser tribologische Kontakt für die Dynamik ungemain wichtig. Eine Steigerung der Dynamik neigt potentiell auch wiederum zu einer erhöhten Instabilität, dementsprechend kann für das Stellsystem mit der Schwenklagerung lediglich ein Kompromiss für den gesamten Betriebsbereich gewählt werden. Dies lässt sich anhand der Differentialgleichung eines gedämpften harmonischen Oszillators veranschaulichen. Eine hohe Dynamik verursacht zwangsläufig ein erhöhtes Überschwingen der Regelgröße. Dabei entspricht x_s der Position, m der Masse des schwingenden Systems, der Reibkoeffizienten und k der Federkonstante bzw. kx_s der Kraft, die von außen eingebracht wird.

$$m\ddot{x}_s + \mu\dot{x}_s + kx_s = 0 \quad (2.20)$$

Genauigkeit des Stellsystems

Die Genauigkeit der Verstellung ist stark von der Hysterese des Systems abhängig. Hysterese bedeutet, dass das Verhalten des Systems und die daraus resultierende Ausgangsgröße nicht ausschließlich von der Eingangsgröße

abhängig ist, sondern auch vom vorherigen Zustand der Ausgangsgröße. Es kann sich also bei mehrfachem Wiederholen, trotz selber Eingangsgrößen, eine unterschiedliche Ausgangsgröße einstellen. [45] [27] Die Genauigkeit der Ansteuerung eines Betriebspunktes kann durch die Stelldruckhysterese gemessen werden. Die Stelldruckhysterese ist dabei die maximale Abweichung des Stelldrucks zur Erreichung eines gewünschten Schwenkwinkels bei der Ansteuerung aus unterschiedlichen vorherigen Betriebszuständen. Dieser Effekt ist stark durch die Reibung geprägt, die in der Verstellung wirkt und dabei vor allem in der Schwenklagerung. Für eine hohe Genauigkeit bezüglich der Hysterese sollte die Reibung also möglichst gering sein.

Stellkolben- und Gegenkolbenkraft

Die Stellkolben- (F_{SK}) und Gegenkolbenkraft (F_{GK}) sind die Kräfte, die aus dem Stellsystem auf die Schwenkwiege wirken. Je nach Ausführung entfällt die Kraft des Gegenkolbens. Auch die Anordnung der Kolbenführung kann unterschiedlich ausgestaltet sein. Die Kraft wird über eine abgerundete Oberfläche der Schwenkwiege, über bewegliche Halbkugeln oder über Kolbenschuhe auf der Schwenkwiege eingebracht und kann deshalb senkrecht zur Oberfläche des Stellkolbens wirken. Bei einem achsparallelen Triebwerk mit Querschnittsradien des Stellkolbens (r_{SK}) und des Gegenkolbens (r_{GK}) sowie den Stelldruck (p_{SK}) Gegenkolbendruck (p_{GK}) und Druck im Gehäuse (p_{Geh}) entspricht dies also folgenden Gleichungen.

$$F_{SK} = \pi \cdot r_{SK}^2 \cdot (p_{SK} - p_{Geh}) \quad (2.21)$$

$$F_{GK} = \pi \cdot r_{GK}^2 \cdot (p_{GK} - p_{Geh}) + F_{F,GK} \quad (2.22)$$

den Vorteil, dass speziell die Kolbenschuhe einer Pumpe, die beim Saugvorgang zum Abheben neigen, einen höheren Anteil der Zentralfeder erhalten. Wobei auch hier wieder das Kräfte- und Momentengleichgewicht um den Drehpunkt der Niederhalteinrichtung betrachtet werden muss, wodurch die Kraft nicht ausschließlich einseitig aufgenommen werden kann.

Normalkraft der Kolbenschuhe

Die Normalkraft der Kolbenschuhe ($F_{N,Sum,Ks-SW}$) auf die Schwenkwiege berechnet sich aus den anpressenden Kräften auf die Schwenkwiege und der bereits beschriebenen Querkraft, die entstehen muss, da die Kraft nur senkrecht zur Kolbenschuhauflfläche übertragen werden kann. Die Normalkraft berechnet sich aus:

$$F_{N,Sum,Ks-SW} = \frac{F_{Sum,K} + F_{F,Z}}{\cos(\alpha)} \quad (2.24)$$

Anpresskraft auf die Schwenklagerung

Die Summe aus den Kräften der Kolbenschuhe, wie auch die des Stellsystems, ergibt die Anpresskraft, die auf die Schwenklagerung ($F_{An,SL}$) wirkt.

$$F_{An,SL} = F_{N,Sum,Ks-SW} + \frac{F_{GK} + F_{SK}}{\cos(\alpha)} \quad (2.25)$$

Reibkraft der Kolbenschuhe

Auch die Reibkraft der Kolbenschuhe ($F_{R,Ks-SW}$) hat einen Einfluss auf die Schwenkwiege. Da diese Kraft aber lediglich in der Ebene der Gleitfläche wirkt, hat diese Kraft eher eine untergeordnete Rolle. Die Reibkraft ist abhängig von der Normalkraft der Kolben ($F_{N,Ks-SW}$) sowie dem Reibkoeffizienten (μ_{Ks-SW}), der wiederum hauptsächlich von der Art der Reibung abhängig ist.

Auf die Kolbenschuhe selbst, hat die Kraft einen relevanten Einfluss. Durch das Reibmoment entsteht ein Kippmoment an den Kolbenschuhen, das die Kolbenschuhe entgegen der Bewegungsrichtung aufstellt.

$$F_{R,KS-SW} = F_{N,KS-SW} \cdot \mu_{KS-SW} \quad (2.26)$$

Entlastungskraft der Schwenklagerung

Die Entlastungskraft der Schwenklagerung ($F_{Ent,SL}$) definiert sich, äquivalent zum Kolbentrommel-Steuerspiegelkontakt, über den Druckabbau der druckbeaufschlagten Fläche im Schmierpalt der Wiegenlagerung sowie dem hydrodynamischen Anteil. Sie wirkt senkrecht zur Schwenklageroberfläche, verursacht also kein Moment um die Drehachse der Y-Koordinate. Da hier verhältnismäßig geringe Relativgeschwindigkeiten herrschen spielt die Hydrodynamik eine untergeordnete Rolle. Dies gilt allerdings nicht für den Zustand einer Instabilität. Bei der Entlastung der Schwenklagerung müssen die beiden Lagerungsseiten individuell betrachtet werden, um ein Moment um die X-Achse, und dadurch einseitige Verluste, gering zu halten.

Kontaktkraft der Schwenkwiege

Die Kontaktkraft in der Schwenklagerung ($F_{Ko,SL}$) ist nicht zu vernachlässigen, da an diesem tribologischen Kontakt eine deutlich geringere Entlastung als am Kolbentrommel-Steuerspiegelkontakt vorgesehen ist. Die Kontaktkraft muss einerseits bezüglich der Reibung berücksichtigt werden, andererseits verursacht der Festkörperkontakt auch eine Veränderung der Schmierpaltausprägung.

Reibkraft Schwenklagerung

Die Reibkraft im Schwenklager ($F_{R,SL}$) wirkt der Schwenkwiegenbewegung entgegen. Sie ist neben den negativen Effekten, wie bereits beschrieben, sehr

wichtig als Dämpfung von Störgrößen, wie bspw. Instabilitäten und einem Überschwingen der Positionsregelung. Neben der Kontaktkraft ($F_{N,SL}$) ist auch die Ermittlung des Reibkoeffizienten (μ_{SL}) relativ komplex, aufgrund von sich ändernden Reibungsverhältnissen in einem Mischreibungsgebiet.

$$F_{R,SL} = F_{N,SL} \cdot \mu_{SL} \quad (2.27)$$

Kolbenschuh-Schwenkwiege

Die Kolbenschuhe einer SAKM beschreiben eine Kreisbahn auf der ebenen Lauffläche der Schwenkwiege. Durch die Auslenkung aus der Nulllage, zum fördern von Öl, laufen die Triebwerkskolben auf einer elliptischen Bahn. Das erfordert frei beweglich zueinander gestaltete Kolbenschuhe. Dementsprechend wirken einzelnen Kräfte individuell auf die einzelnen Tribopartner und werden nur bedingt bei einzelnen Niederhaltesysteme auf die anderen Kolbenschuhe verteilt.



Abb. 2.14: Kontaktstelle Kolbenschuh-Schwenkwiege

Normalkraft Kolben-Kolbentrommel

Die bereits beschriebene Normalkraft teilt sich aufgrund der Momentenbilanz in zwei Kräfte auf. Aufgrund der Querkraft verkippt der Kolben in der Kolbentrommel. Das führt zu einer Belastung des Kolbens am Kolbenaustritt der Kolbentrommel ($F_{N1,K}$) sowie an der vorderen Kante des Kolbens ($F_{N2,K}$). Ermitteln lässt sich die Aufteilung auf Basis der Kräfte und Momentenbilanz mit den Abständen jeweils zum Kraftangriffspunkt der Normalkraft am Kolbenaustritt ($d_{Q-N1,K}$ und $d_{N1-N2,K}$)

$$F_{Q,K} = F_{N1,K} - F_{N2,K} \quad (2.28)$$

$$F_{Q,K}d_{Q-N1,K} = F_{N2,K}d_{N1-N2,K} \quad (2.29)$$

Fliehkraft am Kolbenschuh

Zusätzlich zur Auswirkung der Fliehkraft auf die Kolbenreibung, sorgt die Fliehkraft der Kolbenschuhe gleichzeitig für ein Moment an den Kolbenschuhen, wodurch die Kolbenschuhe um die X-Koordinate verkippen. Diese Kraft wird allerdings vernachlässigt.

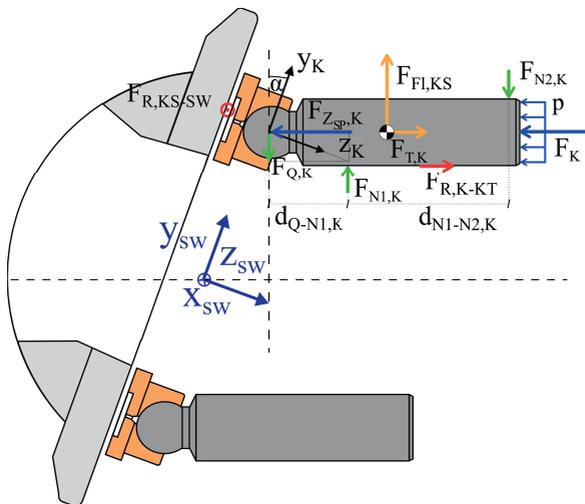


Abb. 2.15: Relevante Kräfte am Kontakt Kolbensschuh-Schwenktriegel

2.4 Verluststellen und Wirkungsgrad

Der Wirkungsgrad von Axialkolbenpumpen wird maßgeblich durch die tribologischen Kontakte der Axialkolbenpumpe definiert. Im Bereich der Eckleistung erzielen moderne Axialkolbenmaschinen Wirkungsgrade von über 90 %. Im Teillastbereich sind diese allerdings deutlich geringer, wie in Kapitel 2.4.3 thematisiert wird. Dies ist damit zu begründen, dass die Verluste nicht ausschließlich von der Leistung abhängen und die Entlastung, die maßgeblich für Reibung und volumetrische Verluste verantwortlich ist, aus Robustheitsgründen auf Eckleistung ausgelegt ist. [46]

2.4.1 Hydraulisch-mechanische Verluste

Die hydraulisch-mechanischen Verluste beinhalten alle Reibverluste der AKM sowie die auftretenden Strömungs- und Planschverluste. Ermitteln lässt sich der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad ($\eta_{hm\text{Pump}}$) am Beispiel einer Pumpe über das aufgebrachte Drehmoment (M_{Ein}) und

den daraus resultierenden Druck (Δp) unter Berücksichtigung des Verdrängervolumens (V_g).

$$\eta_{hm_{Pump}} = \frac{V_g \cdot \Delta p}{2 \cdot \pi \cdot M_{Ein}} \quad (2.30)$$

Reibverluste

Reibverluste können nach DIN 4378-2 [44] und [141] prinzipiell in unterschiedliche Arten unterteilt werden. Vom Festkörperkontakt mit einem relativ hohen Reibbeiwert und erhöhtem Verschleiß, über die Mischreibung, bis hin zur Flüssigkeitsreibung bzw. Gasreibung, abhängig vom trennenden Medium. Die Flüssigkeitsreibung kann nochmals in eine Elasto-Hydrodynamik und Hydrodynamik unterteilt werden. Einen Sonderfall definiert die Grenzreibung, bei der die Festkörper durch einen wenige Moleküle dünnen Schmierfilm voneinander getrennt sind. Da die Verluste aufgrund der Festkörperreibung oft nicht von der Flüssigkeitsreibung getrennt ermittelt werden können, werden die hydraulisch-mechanischen Verluste meist zusammengefasst.

Stribeck hat im Jahr 1903 anhand einer Untersuchung von Gleitlagern den Zusammenhang zwischen Reibverlusten und Relativgeschwindigkeit ermittelt. Anhand der nach ihm benannten Stribeck-Kurve kann der Verlauf der Reibung bzw. des Reibbeiwertes über der Relativgeschwindigkeit dargestellt werden. Der Verlauf des Reibkoeffizienten wird maßgeblich durch die zunehmenden hydrodynamischen Effekte bei zunehmender Relativgeschwindigkeit gekennzeichnet. In der Regel wird die Stribeck-Kurve über die Relativgeschwindigkeit dargestellt. Da mit zunehmender Relativgeschwindigkeit auch der Schmierpalt zunimmt, kann der Reibkoeffizient auch direkt über die Filmdicke abgebildet werden (Abbildung 2.16). [35] [99] [138]

Mit der präzisen Ermittlung der Reibverluste in Axialkolbenmaschinen und deren Reduzierung haben sich diverse wissenschaftliche Abhandlungen [46]

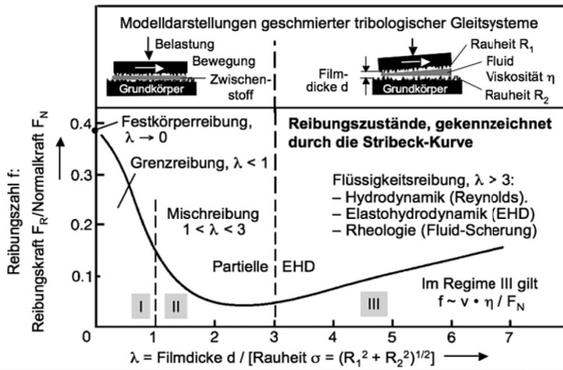


Abb. 2.16: Reibungs- und Schmierzustände, dargestellt durch die Stribeck-Kurve [35]

[114] [28] [26] [95] und auch einige weitere Arbeiten beschäftigt, die explizit an den einzelnen tribologischen Kontakten nochmals aufgelistet werden.

Strömungs- und Planschverluste

Strömungsverluste entstehen in den öldurchströmten Kanälen des Zu- und Abflusses des Triebwerks, wie auch in der Kolbenkammer selbst. Speziell bei Axialkolbenmaschinen im offenen Kreislauf und ohne Ladepumpe ist darauf zu achten, diese Verluste möglichst gering zu halten. Grund hierfür ist neben den Wirkungsgradverlusten, dass der aus den Strömungswiderständen resultierende Unterdruck zu Füllungsverlusten, bis hin zum Strömungsabriss, führen kann. Kurzzeitig führt dies zu Funktionseinschränkungen. Deutlich kritischer ist jedoch die Kavitationserosion die bei längerem Betrieb zum Versagen der SAKM führt. Für weitere Informationen sei auf die Arbeiten von [128] [155] und [32] verwiesen.

Planschverluste entstehen an den rotierenden Elementen des Triebwerks aufgrund des ölgefüllten Pumpengehäuses. In der Arbeit von [82] werden diese umfangreich beschrieben. Es gibt unterschiedliche Ansätze, die Planschverluste beispielsweise mit Inserts zu reduzieren. Dies wird in [46] erläutert. Eine Alternative, die immer wieder betrachtet wird, ist die aktive Absaugung des Gehäuseöls [98] [119], die auch mit einigem Mehraufwand und Nachteilen verbunden ist.

2.4.2 Volumetrische Verluste

Der volumetrische Wirkungsgrad ($\eta_{vol_{Pump}}$) lässt sich über den theoretisch zu fördernden (Q_{theo}), gegenüber dem tatsächlich geförderten Volumenstrom (Q_{real}), ermitteln. Der theoretische Volumenstrom lässt sich aus dem Verdängervolumen der Einheit je Umdrehung und der zugehörigen Drehzahl ermitteln

$$\eta_{vol_{Pump}} = \frac{Q_{real}}{Q_{theo}} = \frac{Q_{real}}{V_g \cdot n} \quad (2.31)$$

Die volumetrischen Verluste lassen sich in Leckage-, Füllungs- und Kompressionsverluste unterteilen.

Leckage

Die Leckage einer Axialkolbenmaschine unterteilt sich in eine innere und eine äußere Leckage. Die innere Leckage bleibt dem System erhalten, trägt allerdings nicht zum Nennvolumenstrom bei. Leckage, die also vom Hochdruckkanal in den Niederdruckkanal fließt, gilt als innere Leckage. Problematisch an der inneren Leckage ist, dass sich diese nur schwer messen und sich dadurch kaum individuell betrachten lässt. Äußere Leckage geht dem System verloren und fließt direkt zum Tank ab. Dazu zählt die Leckage der Dichtspalte an den tribologischen Kontakten, die ins Gehäuse abfließt. Äußere Leckage lässt sich über Leckagemessungen in den Gehäuserückläufen ermitteln. [104] [150]

Füllungsverluste

Auch die Füllungsverluste haben einen negativen Einfluss auf den tatsächlichen Volumenstrom der Axialkolbenmaschine. Bei hohen Drehzahlen und bei gleichzeitig hohem Schwenkwinkel ist es möglich, dass der Saugvorgang nicht ausreichend für die Füllung des Kolbenraumes ist. Infolgedessen kommt es zu einer Luftausgasung im Öl sowie zur Dampfbildung aufgrund des Unterdrucks (Kavitation) und einer nicht vollständigen Füllung der Kolbenkammer mit dem Fördermittel. Gleichzeitig führt die Ölaufschäumung zu negativen Einflüssen im weiteren Betrieb, weshalb diese schnellstmöglich abgesondert werden muss.

Kompressionsverluste

Da das Hydrauliköl als kompressibles Medium zu betrachten ist, verringert sich dessen Volumen beim Druckaufbau von Niederdruck auf Hochdruck. Dafür wird einerseits Kompressionsarbeit verrichtet, andererseits verringert sich dadurch das tatsächlich geförderte Ölvolumen. Die Umsteuerung von Hoch- auf Niederdruck bzw. die Nachexpansion dient dem Druckgleich

zur Niederdruckseite. Ist dieser Druckausgleich nicht abgeschlossen bevor eine Verbindung zum Gehäuse bzw. zur Niederdruckseite erreicht wird, geht diese Energie dem System verloren.

Gesamtverlustbetrachtung

Eine alternative Betrachtung der Verluste liefern Mohn und Nafz [106], die die Verluste den Bauteilpaarungen zuordnen. Daraus wird ersichtlich, dass die Tribokontakte Kolbentrommel-Steuerspiegel, die Schwenklagerung, Kolbenschuh-Schwenkwiege und der tribologische Kontakt Kolben-Kolbentrommel als Hauptverluststellen der Axialkolbenmaschine identifiziert werden können.

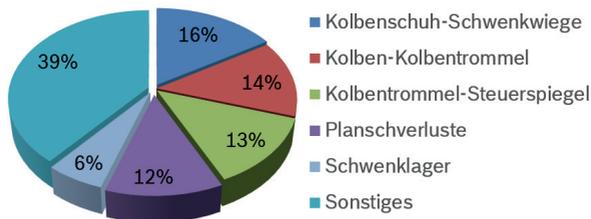


Abb. 2.17: Hauptverluststellen einer Axialkolbenmaschine nach [106]

2.4.3 Wirkungsgrad im Teillastbetrieb

Eine Auslegung der Axialkolbenmaschine auf den Nennbetrieb bzw. die Eckleistung bedeutet, dass der Umsteuervorgang speziell in diesem Betriebsbereich bestmöglich funktioniert. Als Konsequenz passen die Vorkompression und Nachexpansion nicht optimal zum Betrieb bei geringeren Drücken oder verändertem Schwenkwinkel bzw. Drehzahl. Gleichzeitig sind die Planschverluste druckunabhängig und deswegen auch im Teillastbereich nahezu konstant. Die effektive Nutzleistung wird allerdings mit reduziertem Druck oder reduziertem Volumenstrom deutlich geringer, wodurch der Anteil der Verlustleistung an der Gesamtleistung steigt und der Wirkungsgrad im Teillast-

bereich rapide abfällt. Da verstellbare Axialkolbenmaschinen aber speziell in Anwendungen mit nennenswerten Teillastbetriebszeiten eingesetzt werden, ist dies ein relevanter Nachteil gegenüber elektrischen Antrieben. Die Umsteuerungs- und Planschverluste, als auch die Verluste an den tribologischen Kontakten, müssen vor allem für eine Optimierung im Teillastbetrieb betrachtet werden. Die Ausprägung des Schmierfilms ist vom Entlastungsgrad des tribologischen Kontaktes abhängig. Einerseits wird dies durch die anpressenden Kräfte beeinflusst, die überwiegend vom Druck abhängig und teilweise auch konstant sind. Andererseits nehmen die entlastenden Kräfte Einfluss, bei denen die Hydrodynamik und die Abhängigkeit von der Drehzahl eine große Rolle spielt. Da bei geringen Drehzahlen und erhöhten Drücken (Druckhalten) der Schmierfilm stark reduziert sowie bei hohen Drehzahlen und geringen Drücken der Schmierfilm stark gesteigert wird, führt dies zu ungewollten Verlusten und erhöhtem Verschleiß. Das bedeutet, dass sich die Leckagen und die Reibung nicht proportional zur Nennleistung verhalten und die Verluste sich teilweise bei geringerem Leistungsumsatz sogar noch erhöhen können. In Abbildung 2.18 wird der qualitative Wirkungsgradverlauf einer SAKM dargestellt.

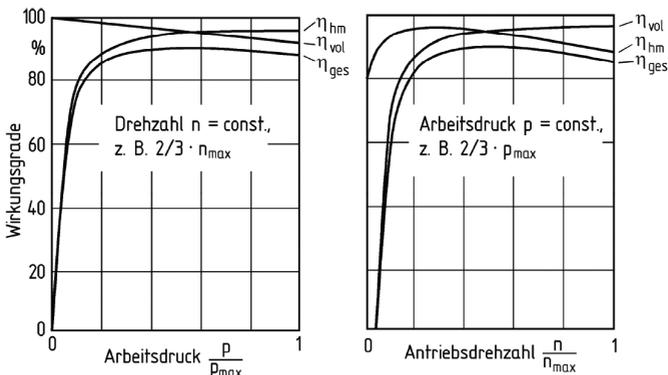


Abb. 2.18: Qualitativer Wirkungsgradverlauf [104]

2.5 Regelungsprinzipien hydraulischer Systeme

Bezüglich verstellbarer Axialkolbenmaschinen sind die Regelprinzipien zur Volumenstromverstellung am relevantesten. Diese können auf Basis einfacher hydraulisch-mechanischer Verstellungen basieren und beispielsweise als Druckregelung, als Förderstromregelung oder auch als leistungsgeregelte Einheit umgesetzt sein. Auf Basis dieser Verstellungen können nun auch komplexere Systemregelungen, wie die des Load-Sensing, umgesetzt werden. Darüber hinaus entwickelt sich der Trend mobiler Arbeitsmaschinen immer stärker in Richtung elektronisch geregelter Systeme. Dies gilt dementsprechend auch für die Pumpenverstellung. Da die Regelprinzipien der Verstellung nicht Teil dieser Arbeit sind, wird nicht weiter darauf eingegangen. [117]

Eine gleichmäßige und verlustfreie Umsteuerung zwischen Hoch- und Niederdruck wird durch den Vorkompressions- und Nachexpansionswinkel ermöglicht. Da allerdings auch diese betriebspunktspezifisch sind, dienen sogenannte Umsteuerkerben und Querbohrungen aus dem Umsteuerbereich in den Zu-/Ablauf für eine möglichst kavitations- und verlustfreie Umsteuerung. Mit dem Fokus auf den tribologischen Kontakten wird auf die Umsteuerung lediglich in Wechselwirkung zu den tribologischen Kontakten detaillierter eingegangen.

Neben den markanten Regelprinzipien in hydrostatischen Verdrängern, bildet jeder hydrostatisch beaufschlagte tribologische Kontakt ein eigenes Regelprinzip der Schmierpalthöhe. Neben der Druckabhängigkeit der Poiseuille-Strömung, also der linken Seite der Reynolds-Gleichung, dienen speziell der Keil- und Quetschterm der rechten Seite zur Anpassung der Schmierpaltausprägung. Beide weisen, wie bereits beschrieben, eine Druckänderung auf Basis ändernder Schmierpalthöhen auf. Dieses Regelprinzip ist Grundlage der Funktionsfähigkeit hydrostatisch beeinflusster tribologischer Kontakte über einen umfangreichen Betriebsbereich. Zur Optimierung einer gleichmäßigen Schmierpaltausprägung und dadurch einer Erweiterung des

Leistungsbereiches dienen weitere Ansätze, die in den folgenden Kapiteln näher beschrieben werden.

3 Stand der Technik und Forschung

Im folgenden Kapitel wird zunächst grundlegend auf Leistungslimitierung heutiger SAKM's bezüglich Drehzahl, Multiquadrantenbetrieb, Druck, Stabilität und Dynamik eingegangen. Des Weiteren wird beschrieben durch welche Ansätze die Grenzen des Einsatzbereiches grundsätzlich erweitert werden können. Anschließend werden die drei betrachteten Kontaktstellen Kolbentrommel-Steuer Spiegel, Schwenklagerung und Kolbenschuh-Schwenkwiege näher beschrieben. Zusätzlich zu serienmäßigen Ausführungen, werden Forschungsansätze und Patentschriften zur mechanischen und auch zur elektronisch geregelten Optimierung näher erläutert.

3.1 Leistungslimitierende Effekte

Wie bereits in den Grundlagen erläutert, ist die geometrische Auslegung der tribologischen Kontakte immer ein Kompromiss einer akzeptablen Schmier spaltausprägung. Enekes [46] beschäftigte sich im Rahmen seiner Arbeit speziell mit Ansätzen zur Effizienzsteigerung von SAKM's. Seinen Fokus hat er auf Planschverluste und die tribologische Optimierung der Kolben-Kolbentrommelpaarung gelegt. Schwerpunkt dieser Arbeit waren Verluste, die auch im Teillastbetrieb auftreten und deshalb bei typischen Mobilanwendungen zu hohen Wirkungsgraddefiziten führen.

3.1.1 Drehzahllimitierung

Grundproblematik der Drehzahllimitierung ist die Drehzahlabhängigkeit der hydrodynamischen Tragkräfte im Schmier spalt. Anwendungen speziell im

drehzahlvariablen Bereich erfordern Umdrehungsgeschwindigkeiten gegen 0 min^{-1} . Neben mangelnder Hydrodynamik wird dadurch auch ein kontinuierlicher Umsteuervorgang zwischen den beiden Druckniveaus erschwert. Zusätzlich werden kinetisch dämpfende Effekte aufgrund von Trägheitskräften reduziert sowie Einflüsse der Fliehkraft. Zur Kompensation kritischer Flächenpressung werden deshalb überwiegend Ansätze zur Steigerung der Belastbarkeit und Reduzierung der Reibkoeffizienten in Betracht gezogen. Neben unterschiedlichen Materialpaarungen und der Verwendung reibungsarmer, oft bleihaltiger Legierungen oder Beschichtungen, können auch direkt die Oberflächenbeschaffenheiten durch unterschiedliche Nachbearbeitungen beeinflusst werden. [115] [59] [114] [46] [124] Bezüglich der Nachbearbeitung von Oberflächen kommen bewusst konkav geformte Dichtstege zum Einsatz. Gleichzeitig können Laserstrukturierungen aufgebracht werden, einerseits zur gleichmäßigen Ausprägung eines trennenden Schmierfilms [144] und andererseits mit spezieller Strukturierung und einem dadurch zusätzlichen Regeleffekt, welcher im Teilabschnitt 3.2 näher erläutert wird. [154] Auch Einsatzbedingungen deutlich gesteigerter Drehzahlen werden aufgrund der Drehzahlvariabilität der Antriebsaggregate vermehrt in industriellen Anwendungen gefordert. In der Regel werden höhere Drehzahlen durch eine Steigerung der zentralen Anpressung, durch die Anstellung der Triebwerkskolben oder durch zusätzliche Tragstege realisiert. Problematisch werden allerdings die erhöhten Fliehkräfte, die sich in der Reibung an den Kontaktstellen widerspiegeln. Dafür werden beispielsweise bei den Triebwerkskolben zum Teil Kolben mit reduzierter Masse verbaut. Durch die Umsetzung als Hohlkolben kann die Masse reduziert werden, was allerdings negativ das Totvolumen beeinflusst. Deshalb werden in unterschiedlichen Anwendungen auch sogenannte gebaute Kolben [73] [143] oder Kolben mit einem zusätzlichen Inlay realisiert [100]. Als Sekundärmaßnahmen, um Beschädigungen bei kurzzeitigen Drehzahlüberhöhungen zu unterbinden, werden teilweise auch Abhebesicherungen an den tribologischen Kontakten vorgesehen. Zusätzlich zu der Problematik im Schmierpalt erfordern erhöh-

te Drehzahlen auch eine Lösung bezüglich der Sauggrendrehzahl. Aktuell wird dies durch strömungstechnische Optimierungen in der Komponente und durch Leitungsvorgaben im gesamten Ansaugtrakt gelöst, wobei Zweiteres eine Einschränkung in der Inbetriebnahme bedeutet. Darüber hinaus werden die Relativgeschwindigkeiten des Fluids durch einen reduzierten Kolbenteilkreis verringert. Der Saugdruck wird teilweise aber auch aktiv durch unterschiedlichste Ladepumpen im Zulauf der SAKM vorgespannt.

3.1.2 Multiquadrantenbetrieb

Speziell der Wechsel vom Pumpen- zum Motorbetrieb beeinflusst das Kräftegleichgewicht durch einen veränderten Kolbendruckverlauf und durch umkehrende Kraftvektoren wie beispielsweise die axiale Kraft der Kolbenreibung. Ein Einsatz im Multiquadrantenbetrieb ist daher nur bedingt möglich und führt in der Regel zu Abstrichen im maximalen Leistungsbereich und in der Effizienz dieser Einheiten. Haupteinfluss dafür ist die Kolbenreibung. Prinzipiell kann der Einfluss der Kolbenreibung durch eine Unerdung auf reibungsärmere Materialpaarungen reduziert werden. Bisherige werden dazu in unterschiedlichsten Serienanwendungen Messingbuchsen in die Kolbentrommel eingebracht [23]. Durch gezielte konstruktive Maßnahmen, speziell am Kolbentrommel-Steuerspiegelkontakt, können diese Defizite zusätzlich kompensiert werden. Dies wird im entsprechenden Teilabschnitt 3.2 näher erläutert.

3.1.3 Drucklimitierung

Eine Steigerung der Leistungsdichte kann auch durch eine zusätzliche Anhebung des Maximaldrucks erfolgen, wie es beispielsweise für hydraulische Pressen vermehrt gefordert wird. Um die Abmaße der Hubkolben in solchen Systemen zu reduzieren, beinhaltet solch ein hydrostatisches System Zusatzkomponenten wie Druckübersetzer zur Steigerung des Systemdrucks. Durch eine Erhöhung des Druckniveaus können diese eingespart

werden.[106] Auch hier stellen die tribologischen Kontakte des Triebwerkes die größte Herausforderung bezüglich der Belastbarkeit der Komponente dar. Zum Stand der Technik gehören diesbezüglich geometrische, material-spezifische und oberflächenspezifische Optimierungen an den tribologischen Kontakten Schwenkwiege-Kolbenschuh, Kolben-Kolbentrommel und dem Kolbentrommel-Steuer Spiegel Kontakt, wie sie im Verlauf dieses Kapitels erläutert werden. Darüber hinaus müssen die Wälzlager, die Antriebswellen, die Berstfestigkeit der Kolbentrommel sowie das Stellregelsystem für eine erhöhte Belastung ausgelegt werden.

3.1.4 Stabilität, Dynamik, Genauigkeit

Ein Kompromiss von Stabilität, Dynamik und Genauigkeit kann sowohl elektronisch als auch durch zusätzliche Blenden im Regelventil beeinflusst bzw. verbessert werden. Instabilitäten werden sowohl durch Anregungen im Stell-Regelsystem als auch auch im Triebwerk verursacht. Infolge des diskontinuierlichen Volumenstroms und einer ständigen Schwankung der Kräfte (und deren Ortsvektoren), die den tribologischen Kontakt be- und entlasten werden die Komponenten, wie beispielsweise die Kolbentrommel, in eine Taumelbewegung versetzt. Durch geometrische Anpassungen des Umsteuerprozesses, bis hin zum Einbau von Vorkompressionsvolumen, können triebwerksbedingte Instabilitäten reduziert werden. [113] Falls es nicht möglich ist, die Anregungen ausreichend zu reduzieren, ist eine Erhöhung des Dämpfungsgrades erforderlich. Der Dämpfungsgrad im Stellsystem einer SAKM wird, zusätzlich zur Dämpfung im Fluid des Stellsystems, maßgeblich durch die Reibung der Schwenklagerung und des Stellkolbens beeinflusst. Diese Wechselwirkung von Dynamik, Stabilität, Wirkungsgrad und Robustheit muss, wie im Kapitel 2.3.2, über den gesamten Betriebsbereich ausgelegt werden.

3.2 Kolbentrommel-Steuerspiegel

Speziell der Kolbentrommel-Steuerspiegelkontakt bietet eine hohes Potential zur Erweiterung der Einsatzbedingungen der SAKM. Geometrisch kann durch die Reduzierung des Kolbenteilkreises das Saugverhalten verbessert werden. Darüber hinaus bieten sich aber noch weitere Möglichkeiten, die im Folgenden beschrieben werden. In den kommenden Unterkapiteln werden heutige Seriensysteme erläutert und anschließend der aktuelle Forschungsstand zur simulativen Beschreibung und Konzepte zur Optimierung der Schmierspaltausprägung erläutert.

3.2.1 Kolbentrommel-Steuerspiegel in Serieneinheiten

Sphäre Kolbentrommel-Steuerspiegel

Durch die Einbringung einer sphärischen Kontaktpaarung, wie in Abbildung 3.1, kann die Schmierspaltausprägung verbessert werden. Durch einen zusätzlichen Kraftvektor, der zentralisierend wirkt, wird der Spalt selbst auch unempfindlicher gegenüber Verkippungen.

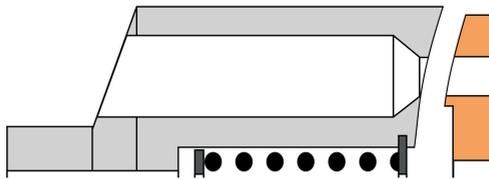


Abb. 3.1: Sphärischer Kontakt Kolbentrommel-Steuerspiegel

Kolbenanstellung

Die bereits erläuterte Anstellung der Kolben (Abbildung 3.2) führt neben einer weiteren Reduzierung des Teilkreises vor allem zu einer fliehkraftbasierenden Kraftkomponente, die die Anpressung unterstützt. Zusätzlich werden

durch die Schrägstellung die Kraftvektoren der Anpressung verschoben. Dies muss bei der Auslegung berücksichtigt werden.

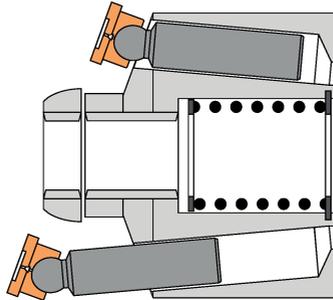


Abb. 3.2: Angestellte Triebwerkskolben

Buchsen in der Kolbenbohrung

Die Reduzierung der Reibung im Kolben-Kolbentrommelkontakt mit ihren bekannten Vorteilen im Multiquadrantenbetrieb kann durch eine Änderung der tribologischen Paarung realisiert werden. Dementsprechend werden Buchsen mit einer Messing- bzw. Bronzelegierung in die Kolbentrommel eingebracht.

Kidneyshifting

Zur Beeinflussung akustischer Defizite und Schwingungen werden die Nierenabstände der Kolbentrommel nicht gleichmäßig angeordnet. Diese Anpassung wird als Kidneyshifting bezeichnet [134].

Nierenanstellung

Bei vorgegebener Drehrichtung des Systems können die Nieren der Kolbentrommel in Drehrichtung angestellt werden. Das führt zu einer positiven Beeinflussung des Ansaugverhaltens [36].

3.2.2 Simulation: Kolbentrommel-Steuerspiegel

Zur detaillierten Untersuchung und simulativen Abbildung beschäftigen sich unterschiedliche universitäre Institute mit einer thermo-elasto-hydrodynamischen Simulation (TEHD dieses Kontaktes. Dieser und die folgenden Abschnitte haben keinen Anspruch auf Vollständigkeit, sondern sind lediglich als Einblick in aktuelle Forschungsaktivitäten zu betrachten. Zur simulativen Abbildung des tribologischen Verhaltens werden TEHD Simulationen verwendet, die in den Grundlagen (Kapitel 2.3 bereits näher erläutert wurden. In Purdue [148] [7] [158] wird seit über einem Jahrzehnt das Simulationsprogramm CASPAR entwickelt, welches sich mit unterschiedlichsten tribologischen Kontakten beschäftigt. In aktuellen Publikationen zum Kolbentrommel-Steuerspiegelkontakt werden zusätzlich zur vollständigen TEHD des Kontaktes auch Einflüsse der Anschlussplatte, sowie Material- und Geometrieinflüsse betrachtet[33]. Zusätzlich zu den Forschungen in Purdue, beschäftigt sich unter anderem auch das IFAS [145] mit der simulativen Beschreibung des Verhaltens. Wegner beschäftigt sich mit einer umfangreichen Validierung der Simulation durch einen experimentellen Abgleich. Ivantysyn und Shorbagy arbeiten an der TU Dresden an einer Simulation und dem experimentellen Abgleich des Temperaturgradientens einschließlich dem Verschleiß am Steuerspiegel und dessen Einfluss auf die Lebensdauer [78] [79] [8]. Weitere Lehrstühle beschäftigten sich in der Vergangenheit bzw. beschäftigen sich heute noch mit alternativen Materialien wie beispielsweise Faserverbund- [15] oder Keramikwerkstoffen [9]. Bräckelmann [26] beschäftigte sich mit der Vermessung von Spalthöhen und dadurch einer Ermittlung empirischer Modelle. Haug [62] ermittelt über eine entsprechend Messtechnik das Reibmoment, welches zwischen Zylinder und Verteilerplatte verursacht wird. Eine sehr anspruchsvolle Anforderung ist die simulative Abbildung der volumetrischen Verluste. Speziell diesem Thema widmete sich Kleist in seiner Arbeit [87] und auch Jang beschäftigte sich mit dieser Thematik [82].

3.2.3 Forschungsansätze und Patente: Kolbentrommel-Steuer Spiegel

Unterschiedliche industrielle Unternehmen, sowie weitere Hochschulen, veröffentlichten Ergebnisse zum Verschleiß und Wirkungsgradverhalten unterschiedlicher Legierungen, speziell über die ersten Stunden hinweg. [115] [59] [30] [31] [115] Forschungsprojekte an Kolbentrommel-Steuer Spiegel fokussieren sich größtenteils auf geometrisch basierte bzw. rein mechanische Optimierungsansätze, die im Folgenden näher erläutert werden sollen.

Anpassung des Durchflussquerschnitts

Zur stabileren Ausprägung des Schmierfilms können zusätzliche Bohrungen oder Querschnittseinschnürungen auf der druckführenden Seite eingebracht werden [65]. Dargestellt ist das beispielsweise mit 40 in Abbildung 3.3 Erreicht wird dadurch eine Beeinflussung des Druckfeldes, bzw. dessen Abbaus über den Querschnitt. Durch die Beeinflussung des Kippmomentes kann so gezielt eine möglichst gleichbleibende Schmierspalthöhe unterstützt werden.

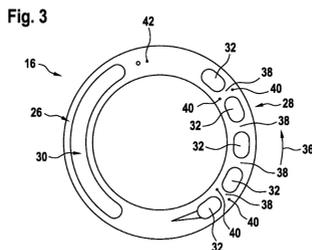


Abb. 3.3: Anpassung des Durchflussquerschnitts an Kolbentrommel-Steuer Spiegel

Stützdruckfelder im Tragrings

In der Patentschrift [55] werden spezielle Stützdruckfelder (9 in Abbildung 3.4) in den Steuer Spiegel eingebracht, die durch die dazugehörige Drucknieren

mit Hochdruck versorgt werden. Dadurch kann das Entlastungsfeld je nach Hochdruckseite beeinflusst werden.

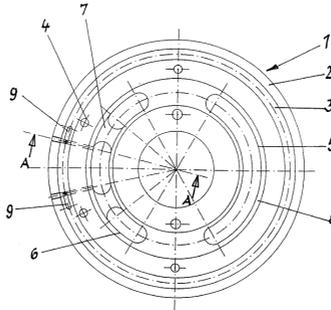


Abb. 3.4: Stützdruckfelder im Tragring [55]

Zusatzfelder

Ein ähnlicher Ansatz wurde von Kopecki [89] und von Breuer et al. speziell für den Langsamlauf [51] untersucht. Hier werden Zusatzentlastungsfelder beschrieben, die Einfluss auf das Momentengleichgewicht nehmen und so der Verkippung entgegenwirken sollen. Dafür werden außerhalb des Dichsteges zusätzliche Kammern auf dem Steuerspiegel angebracht (60 in Abbildung 3.5), die entsprechend auf die Lauffläche der Kolbentrommel einwirken. Zur Regulierung des Drucks werden bei [89] die Kammern der Entlastungsfelder über eine Drossel jeweils mit der dazugehörigen Steuerspiegelniere verbunden. Verkippet nun die Kolbentrommel steigt der Drosselwiderstand des Dichtspaltes und der Druck in der Tasche steigt an. Dadurch wird eine Kraft bzw. ein Moment aufgebaut, das der Verkippung entgegenwirkt. Wird dieses Moment zu hoch, weitet sich der Schmierspalt wieder auf und der Druck in der Kammer fällt entsprechend ab.

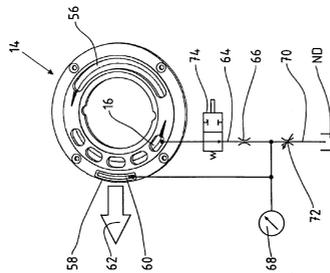


Abb. 3.5: Angesteuertes Zusatzfeld [89]

Druckfeldeinschnürung

Ein Patent, welches vereinzelt in Serienanwendungen umgesetzt ist, ist [132]. Es erläutert, wie durch eine spezielle Gestaltung der Hochdrucknieren der schwankenden Belastung entgegengewirkt werden kann. Durch eine explizite Verjüngung der Nieren (40 in Abbildung 3.6) soll eine Reduzierung des Entlastungsfeldes erreicht werden, um das Verhältnis von Be- zu Entlastung gleich zu halten. Gleichzeitig kann nach [65] auch durch eine individuelle Gestaltung der einzelnen Hochdrucknieren das Entlastungsfeld beeinflusst werden.

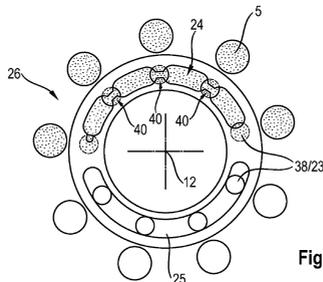


Fig. 3

Abb. 3.6: Druckfeldeinschnürung am Steuerspiegel [132]

Pulsationsausgleich

Appel und Berneke beschäftigen sich in [4] mit der Schallreduktion aufgrund von Pulsation (Abbildung 3.7). Zur Kompensation sollen dafür in den Steuer Spiegel zusätzliche Bohrungen 62 mit Speichervolumen eingebracht werden. Diese werden beim Überlaufen von Bohrungen in der Kolbentrommel 66 mit druckbeaufschlagtem Öl versorgt. Dadurch wirkt eine pulsierende Kraft auf die Kolbentrommel, die bei entsprechender Positionierung, den Körperschall bzw. Schwankungen im Schmier spalt reduziert.

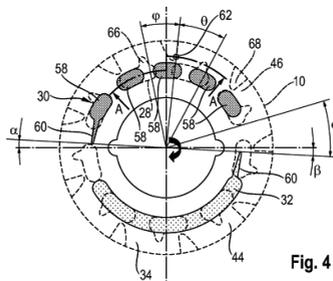


Fig. 4

Abb. 3.7: Pulsationsausgleich durch Speichervolumen [4]

Hydrodynamik und Anlaufstege

Darüber hinaus gibt es diverse Ansätze, die hydrodynamischen Effekte zu nutzen bzw. auch Anlaufstege einzusetzen, die die Verkippung begrenzen. Bergmann und Christian beschrieben abgeschrägte Anlaufstege in einem äußeren Tragsteg, die sowohl die Hydrodynamik nutzen, als auch als Anlaufstege dienen. [13]

Schwimmender Steuerspiegel

Entgegen der Erläuterung der Balligkeit der Antriebswelle und der Kippbeweglichkeit der Kolbentrommel, ist das Konzept des schwimmenden Steuerspiegels (auch als starres Triebwerk bezeichnet) ausgeführt. Die Kolben-

trommel ist hierbei fest mit der Antriebswelle verbunden. Der kippbewegliche Freiheitsgrad, der zwingend erforderlich ist, wird deshalb im Steuerspiegel umgesetzt. Vorteilhaft an diesem Konzept ist, dass Störeinflüsse wie beispielsweise die Flieh- und Querkraft direkt in die Wellenlagerung abgeführt werden und nur einen sehr geringen Einfluss auf die Schmierspaltausprägung haben. Zusätzlich kann zur Drehzahlsteigerung freisaugender Einheiten, die Querschnittsverengung in der Kolbenkammer reduziert werden, ohne ein Aufweiten des Schmierspalt zu verursachen. Nachteilig an diesem Konzept sind die zusätzliche Lagerbelastung, sowie eine relativ aufwendige Lagerung und Abdichtung des Steuerspiegels. [102]

Alternative Pumpenkonzepte

Achten [3] verbesserte die Schmierfilmausprägung der eigens entwickelten Floating Cup Einheit (Abbildung 3.8a) mittels spezieller radialer Nuten und Reservoirs in Umfangsrichtung, die er in den Dichtsteg einbrachte. Abbildung 3.8b zeigt die Umsetzung äquivalent zum Kolbentrommel-Steuerspiegelkontakt einer SAKM. Das Funktionsprinzip basiert auf unterschiedlich umgesetzten hydraulischen Drosseln. So verfügen Zu- und Ablauf ohnehin über eine Fluidstromdrosselung aufgrund des Schmierspalt. In den Zulauf der Tasche wird zusätzlich eine verhältnismäßig kleine Nut von mehreren 10 µm eingebracht, die den Zulauf verstärkt. Da die Drosselung des Schmierspalt stark spalthöhenabhängig ist, verliert die Nut mit steigender Spalthöhe an Bedeutung. Der Druckverlauf baut sich dadurch schneller ab, die Entlastung wird reduziert und damit wiederum die Schmierspalthöhe. [2]

Auch weitere neuartige und alternative Verdrängerprinzipien wurden entwickelt, um unterschiedlichste Nachteile der Schwenkwiegeneinheit durch einen alternativen Lösungsansatz zu kompensieren. Eine übersichtliche Auflistung dazu bietet die Veröffentlichung von Achten [1] sowie die Ausführung von Berbuer [10].

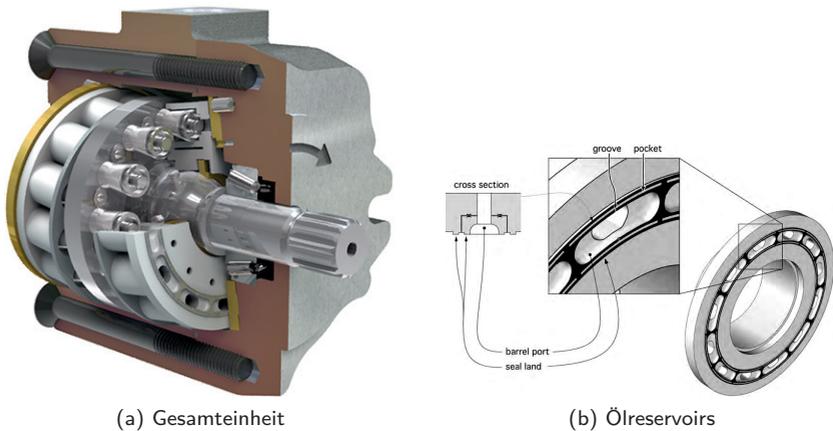


Abb. 3.8: Floating Cup Pumpe [3]

3.2.4 Ansätze zur variablen Entlastung: Kolbentrommel-Steuerspiegel

Betriebsartabhängige Entlastung

Zur Anpassung der Entlastung auf die entsprechende Betriebsart liefert Kriterion [90] einen Lösungsansatz. So wird eine der beiden Nieren im Steuerspiegel schmaler ausgestaltet als die andere. In der Kolbentrommel sind Bohrungen eingebracht, die mit den Kolbenkammern verbunden sind und sich auf einem Teilkreis befinden, der nur von einer der beiden Nieren überquert wird. Wird die Einheit regulär als Pumpe im 1. Quadranten betrieben, entsteht eine zusätzliche Entlastung im Schmierpalt durch die druckbeaufschlagten Bohrungen. Wird die Einheit nun in gleicher Richtung als Motor betrieben (4. Quadrant), entsteht keine zusätzliche Anpressung, da die druckbeaufschlagten Bohrungen nicht den Dichtsteg überqueren, sondern direkt mit der Hochdrucknieren verbunden sind.

Geregelte Anpressung

Ein weiterer Ansatz ist es, die Anpressung zu variieren. Forster beschreibt in [50] (Abbildung 3.9) wie durch zwei ineinander liegende Kolbenringe (4, 251) die Vorspannung der Zentralfeder variiert werden kann. Die Versorgung wird über Bohrungen (20a, 20b) in der Kolbentrommel und dem Steuer-
spiegel realisiert. Auch in [105] wird eine Hochdruckkammer zentral in der Kolbentrommel mit Druck beaufschlagt, allerdings wird hier die Versorgung durch die Antriebswelle realisiert und soll abhängig der Betriebsbedingungen variiert werden.

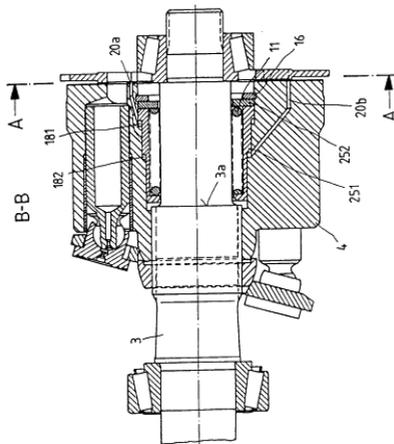


Abb. 3.9: Hydraulische Zusatzanpressung Kolbentrommel-Steuerspiegel [50]

3.3 Schwenklagerung

Die Schwenklagerung in der Ausführung als hydrostatisch gelagertes Gleitlager hat gegenüber dem Kolbentrommel-Steuerspiegelkontakt bezüglich der Leistungssteigerung von SAKM's eine eher untergeordnete Rolle. Da auch diese jedoch verlustbehaftet ist und einen gravierenden Einfluss auf Genauigkeit, Stabilität und Dynamik aufweist, bestehen unterschiedliche Ansätze,

die Schwenklagerung zu optimieren. Speziell im Betrieb geschlossener Kreisläufe werden hohe Herausforderungen an die Lagerung der Schwenkwaage gestellt. So sind beispielsweise Betriebspunkte ohne Druck zur Entlastung und Verschwenkung, aber mit Last auf den Lagerungen, möglich. Zusätzlich haben Systeme im geschlossenen Kreis zwei mögliche Druckseiten. Dies muss bei der Auslegung der hydrostatischen Schwenklagerung berücksichtigt werden. Speziell bei industriellen Anwendungen mit drehzahlvariablen Antrieben kommt hinzu, dass kurzzeitig beidseitig im Triebwerk Hochdruck anliegen kann. Einhergehend ist damit eine erhebliche Zusatzbelastung der Lagerung. Dementsprechend besteht auch in der Schwenklagerung Potential zur Optimierung der Schmierspaltausprägung, wie durch unterschiedliche im Folgenden beschriebene Ansätze aufgegriffen wurde. In den folgenden Abschnitten sollen zusätzlich zu typischen Serienkonzepten, der Stand der Forschung im Bereich der Simulation sowie Forschungsansätze an der Schwenklagerung beschrieben werden.

3.3.1 Schwenklagerkonzepte in Serieneinheiten

Konstantversorgte hydrostatische Gleitlagerungen

Zur Versorgung der hydrostatischen Gleitlagerung stehen prinzipiell zwei unterschiedliche Prinzipien zur Verfügung. Einerseits die kontinuierliche Versorgung über den Gegenkolben des Stellsystems [20], andererseits über Bohrungen in der Anschlussplatte und dem Pumpengehäuse. Die Variante über das Stellsystem bedingt eine Verstellung mit Gegenkolben, die nicht in allen SAKM Baureihen gegeben ist. Eine Versorgung über das Gehäuse erfordert hingegen relativ lange Bohrungen mit zusätzlichen Dichtungen, um das hochdruckbeaufschlagte Hydrauliköl an die Schwenklagerung zu bringen.

Pulsgeschmierte Gleitlagerung

Eine deutlich kostengünstigere Variante ist die Versorgung durch das Triebwerk selbst. Hierbei wird das Hydrauliköl durch Bohrungen in der Schwenkwiege am Tribokontakt zu den Kolbenschuhen entnommen. Die Herausforderung hierbei ist die zuverlässige Auslegung der beiden beeinflussten Kontaktstellen, wodurch dieses Prinzip bisher ausschließlich bei mittelgroßen und kleinen Einheiten zum Einsatz kommt. [20]

Wälzgelagerte Schwenklagerung

Einheiten speziell im Fahrtrieb erfordern aufgrund der speziellen Betriebsbedingungen sehr hohe Anforderungen an den Reibwiderstand zwischen den Kontaktpartnern. Dadurch werden vereinzelt Zylinderrollenlagerungen in das Schwenklager eingebracht. Diese können einerseits als vollständiges Lager im Drehpunkt der Schwenkwiege vorgesehen werden, andererseits in einer geöffneten Bauform äquivalent zu den bekannten Gleitlagern. Vorteilhaft an dieser Ausführung sind sowohl die geringeren hydraulisch-mechanischen Verluste, als auch eine höhere Dynamik des Schwenkprozesses. Kritisch ist hingegen die Belastung der Wälzkörper, da sich die bisherige Flächenlast auf eine Linienlast weniger Wälzkörper verteilt. Instabilitäten des Systems können bei dieser Ausführung nicht über die Gleitreibung gedämpft werden, sondern müssen anderweitig kompensiert werden. [22]

Taschengestaltung

Üblicherweise wird die Geometrie des mit Druck beaufschlagten Reservoirs rechteckig gestaltet. Um die Druckbeaufschlagung der gesamten Lagerung zu verbessern, werden in einzelnen Einheiten auch alternative Geometrien umgesetzt. So werden bei einigen Einheiten Aussparungen mit mehrfacher spitzwinkliger Richtungsänderung (Zickzack) eingebracht [133], wie in Abbildung 3.10 (30, 32) dargestellt. Alternativ werden auch halbmondförmige

Taschen, oder weitere Geometrien eingebracht, um bei möglichst großer, tragender Fläche einen ausgeprägten Schmierfilm zu erhalten [135] [125].

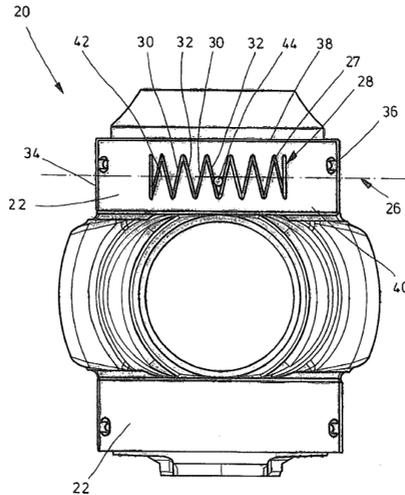


Abb. 3.10: Zickzack Entlastungstasche [133]

Buntmetallfreie Schwenklagerung

Zur Reduzierung von Buntmetallen in SAKM's werden die Lagerschalen der Schwenklagerung vereinzelt komplett eingespart. Vorteilhaft ist primär der potentielle Kostenvorteil durch eine reduzierte Anzahl an Bauteilen und Montageschritten. Zur Gewährleistung der Belastbarkeit müssen die Oberflächen des Gehäuses jedoch speziell bearbeitet werden, beispielsweise mit speziellen Wärmebehandlungen. [85]

3.3.2 Simulation: Schwenklagerung

Simulative Arbeiten zur Schwenklagerung wurden, verglichen zu anderen Kontaktstellen, in den letzten Jahren deutlich weniger veröffentlicht. Das kann einerseits an der geringeren Relevanz bezüglich Leistungssteigerung

und Wirkungsgrad liegen, andererseits unterscheidet sich diese tribologische Kontaktstelle auch grundlegend von den sonstigen Hauptkontaktstellen des Axialkolbentriebwerks. Durch geringere Relativgeschwindigkeiten und in der Regel einer deutlich reduzierten Entlastung, spielt die Hydrodynamik eine eher untergeordnete Rolle. Deutlich gravierender ist die elastische Deformation aufgrund der Triebwerksbelastung. Eine zuverlässige Abbildung der realen Schmierpalthöhe und Schmierfilmausprägung ist dementsprechend relativ aufwendig.

3.3.3 Forschungsansätze und Patente: Schwenklagerung

Unentlastete Schwenklagerungen

Um Kosten und volumetrische Verluste zu reduzieren, wurden gleitgelagerte Schwenklagerungen erprobt, die ohne hydrostatische Entlastung realisiert wurden. Die größte Herausforderung dieser Ausführung ist die tribologisch hohe Belastung der Kontaktpartner. Da sich hier kein hydrostatisches Feld abbilden kann, liegt überwiegend Festkörperreibung vor. Neben einer Materialpaarung für höhere Beanspruchungen, muss auch explizit auf eine Gleichbelastung der gesamten Lauffläche, so wohl der Hochdruck- als auch Niederdruckseite, geachtet werden. Zusätzlich gibt es weitere Lösungsansätze, die Flächenlast zu optimieren [97]. Bedingt durch die erhöhte Reibung im Stellsystem werden zwangsläufig größere Stellkräfte benötigt. Durch eine größere Dimensionierung des Stellsystems entstehen Defizite im Bauraum und zusätzliche Verluste an der vergrößerten Stellkolbenfläche.

Kompensation der Wiegendurchbiegung

Aufgrund der Belastung des Triebwerks und des Stellsystems auf die Schwenkwiege wird diese entsprechend eines beidseitig gelagerten Biegebalkens durchgebogen. Das führt dazu, dass speziell der innere Teil der Schwenklagerung die Belastung aufnimmt und sich an der Außenseite des

Schwenklagers der Schmierspalt aufweitet. Um die dadurch entstehenden volumetrischen Verluste zu reduzieren und den Traganteil an der Innenseite zu reduzieren, bieten Breuer und Friedrich [29] Möglichkeiten, die Durchbiegung an der Unterseite der Schwenkwiege zu vermindern oder die Möglichkeit, dass sich die Lagerschalen bzw. das Gehäuse elastisch mitverformen (12 in Abbildung 3.11).

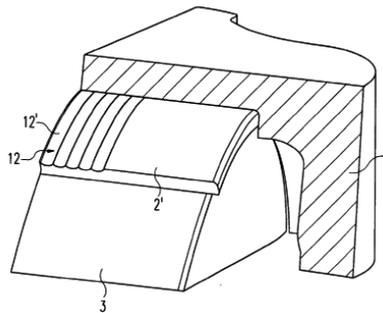


Abb. 3.11: Kompensation der Wiegendurchbiegung [29]

Druckseitenanpassung der Schwenklagerung

Zur Anpassung der Taschenentlastung je nach Druckseite bestehen unterschiedliche Lösungsansätze. Bei diesem Konzept werden jeweils ein oder mehrere Taschen mit der dazugehörigen Druckseite verbunden und gleichzeitig weitere Reservoirs mit der gegenüberliegenden Seite. Je nach Druckseite stellt sich auf den beiden unterschiedlichen Seiten nun das passende Entlastungsfeld ein. Zusätzlich dazu besteht die Möglichkeit, die Zufuhr je nach Druckseite zu steuern. Dies lässt sich prinzipiell auch direkt in Kombination mit einer druckseitenunabhängigen Hochdruckverstellung umsetzen. [72] [111].

3.3.4 Ansätze zur variablen Entlastung: Schwenklagerung

Variation der druckbeaufschlagten Fläche

Wie im Kapitel 2.3.2 ersichtlich, steigt die Normalkraft der Triebwerkskolben auf die Schwenkwiege, wohingegen die Entlastungskraft relativ unverändert bleibt. Um diese Problematik zu kompensieren wurde von Haug ein Konzept dargestellt (Abbildung 3.12), welches sowohl in der Schwenkwiege als auch der Lagerschale ein druckbeaufschlagtes Reservoir vorsieht. Bei geringem Schwenkwinkel überlappen sich die Reservoirs überwiegend und es stellt sich ein verhältnismäßig geringes Entlastungsfeld ein. Bei steigendem Schwenkwinkel steigt auch die hochdruckbeaufschlagte Fläche und somit auch das Entlastungsfeld. [66]

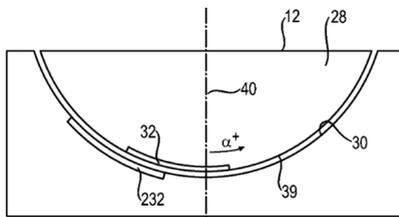


Abb. 3.12: Variation der druckbeaufschlagten Fläche [66]

Schaltbare Entlastungstaschen

Nafz [109] und Haug [70] beschreiben in ihren Schutzrechten Ansätze schaltbarer Entlastungen. So gehen die Ansätze von mehreren getrennten Reservoirs aus, die unterschiedlich ausgestaltet werden können und individuell mit Druck beaufschlagt werden (Abbildung 3.13 64, 66). Nafz fokussiert sich auf die Möglichkeit des Druckseitenwechsels und auf Logikventile, um die einzelnen Reservoirs zu- und abzuschalten. Haug betrachtet zusätzlich den Einsatz proportionaler Ventile, um betriebspunktspezifisch das Druckni-

veau zu regeln, sowie eine Regelfunktion um das überschüssige Öl aus dem Stellsystem effektiv zu nutzen.

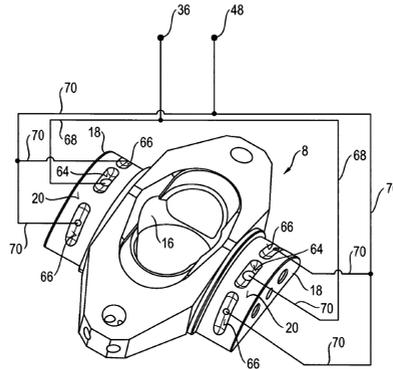


Abb. 3.13: Schaltbare Entlastungstaschen [109]

Schwenkwinkelabhängige Pulsschmierung

Mit der Optimierung pulsgeschmierter Schwenklagerungen beschäftigt sich Bosch et al. [18]. Durch die Anordnung zwei oder mehrerer Bohrungen auf der Gleitfläche der Kolbenschuhe, wie in Abbildung 3.14 (45) dargestellt, kann die Pulsation der Versorgung deutlich reduziert werden. Das Patent beschreibt zusätzlich die Verwendung von Rückschlagventilen und Kolbenspeichern um den Druckabfall des Reservoirs zu verringern. Alternativ kann durch die Anordnung unterschiedlicher Bohrungen für Hoch und Niederdruck auf unterschiedlichen Teilkreisen die Pulsation so pulsweitenmodelliert werden, dass sich auf den jeweiligen Seiten unterschiedliche Entlastungsniveaus einstellen. [86]

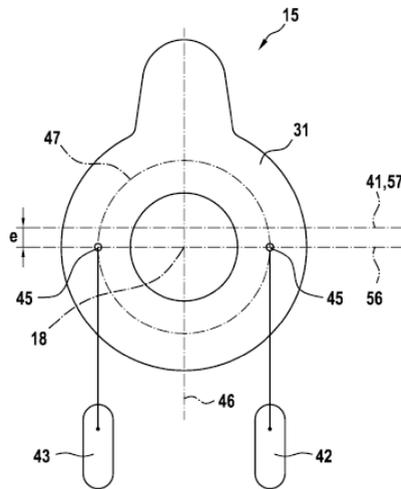


Abb. 3.14: Pulsationsausgleich [86]

Regelung des Volumenstromzulaufs

Mit der Regelung des Volumenstromzulaufs zur Schwenklagerung beschäftigen sich mehrere Schutzrechte. Cichon [34] beschreibt einen Ansatz mit einem konstanten Zulauf und einem weiteren, welcher über ein Ventil gedrosselt werden kann. Dadurch soll der Volumenstrom und somit das Druckniveau variiert werden. Assfalg [5] ermöglicht auch bei Druckseitenwechsel eine Versorgung mit Hochdruck durch ein Wechselventil. Für die Regelung der Druckniveaus sieht er jeweils ein Stromregelventil aus Messblende und nachgeschalteter Druckwaage vor. Haug [66] beschäftigt sich mit den unterschiedlichen Konzepten des Volumenstromzulaufs und beschreibt einen schwenkwinkelspezifischen Drosselansatz an den Übergängen der einzelnen Bauteile. So kann beispielsweise die Pulsweitenmodulation, die bereits erläutert wurde, auch für eine schwenkwinkelabhängige Regelung verwendet werden.

3.4 Kolbenschuh-Schwenkwiege

Auch die Kolbenschuhe der SAKM besitzen je nach Betriebspunkt eine variierende Schmierpaltausprägung. Hinzu kommen die bereits erläuterten, starken Schwankungen zwischen Hoch- und Niederdruck sowie dominantere Trägheitskräfte, reibungsbedingte Kippmomente und hydrodynamische Kräfte. Standard Kolbenschuhe werden prinzipiell rotationssymmetrisch gefertigt und verfügen über ein Hochdruckreservoir und einen Dichtsteg. Prinzipiell bestehen auch weitere konstruktive Lösungen für den Kolbenschuh, wie in Abbildung 3.15 dargestellt. Lösungen ohne hydrostatisch entlastete Kolbenschuhe kommen aufgrund der Belastbarkeit in typischen Anwendungen der SAKM nicht vor. Bei den Kolbenschuhkonzepten kommen aufgrund ihrer Einfachheit fast ausschließlich die Konzepte rechts oben und links unten vor.

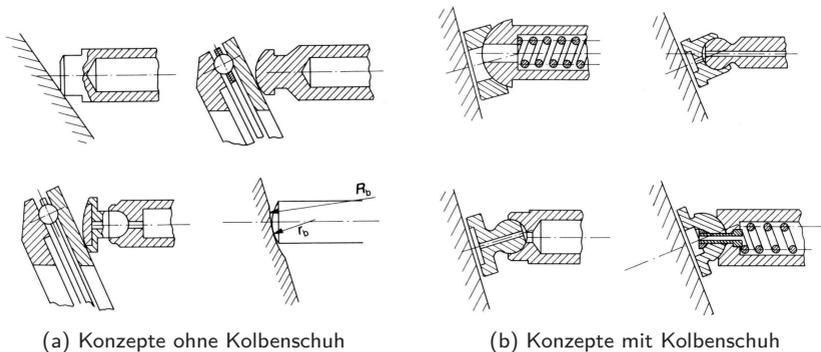


Abb. 3.15: Konzepte Kolben(schuh)-Schwenkwiege

Mehrere Dicht- und Tragstege

Um bei geringem Bauraum ein möglichst großes Druckfeld und gleichzeitig auch eine ausreichende tragende Fläche zu gewährleisten werden teilweise Pleuelschuhe mit mehreren Stegen gebaut. Prinzipiell verfügen auch diese lediglich über einen Dichtsteg. Weitere Stege innerhalb des Dicht-

steges werden am Umfang mit mindestens einem Durchgang versehen, um die Druckkammern miteinander zu verbinden. Weiter außen liegende Stege werden nach demselben Prinzip mit dem Gehäuseraum verbunden und dienen lediglich als Tragsteg zur Reduktion der Flächenlast und zusätzlichen hydrodynamischen Anteilen. [23]

Schräggestellte Kolben

Analog zum Kontakt Kolbentrommel-Steuerspiegel hat die Schrägstellung auch eine anpressende Wirkung auf den Kontakt der Kolbenschuhe. Durch die fliehkraftabhängige Zusatzanpressung wird die mit der Drehzahl zunehmende Hydrodynamik der Kolbenschuhe kompensiert. Speziell für drehzahlvariable Anwendungen ist dieses Konzept von Vorteil. [23]

Konkave oder stufenförmige Dichtstege

Durch die Abbildung einer konkaven oder stufenförmigen Gestaltung des Dichtsteges wird der Selbstregeleffekt des Schmierspalt verstärkt. Steigt die Anpressung des Kolbenschuhs, sinkt dadurch die Schmierspalthöhe. Dadurch verändert sich aber auch der Druckgradientenverlauf über den Dichtsteg hinweg und die Entlastungskraft steigt. Dies hat den Vorteil bei der Betriebszustandsänderung, da die Schmierspalthöhe weniger stark druckabhängig ist. Zusätzlich kommt es dadurch bei der Verkippung des Kolbenschuhs zu einer lokalen Schmierspaltverengung, dies führt zu einem Gegenmoment. [12]

Niederhalteprinzipien

Die Niederhalteprinzipien des Kolbenschuhs können in zwei unterschiedliche Kategorien unterteilt werden. Häufig wirkt neben der hydrostatischen Kolbenkraft eine Zentralfeder, die sich an der Kolbentrommel abstützt und über eine Niederhalteplatte alle Kolbenschuhe an die Schwenkwiege presst.

Alternativ dazu besteht das Konzept des Federtriebwerks, das in vereinzelt Einheiten [21] zum Einsatz kommt. Die Federn werden in die Kolbenkammer eingebracht und wirken wie die Kolbendruckkraft auf den Triebwerkskolben. Konstruktiv betrachtet ist dies das kostengünstigere Konzept. Die Federn müssen allerdings auf die hohe Anzahl an Lastwechseln ausgelegt werden.

3.4.1 Simulation: Kolbenschuh-Schwenkwiege

Nach ersten analytischen Auslegungsmodellen durch Shute und Turnbull [139] bewertete Renius [121] den Kontakt erstmals als hydrodynamisches Lagerelement. Dadurch mussten neben hydrostatischen Anteilen auch die Hydrodynamik sowie Trägheitskräfte berücksichtigt werden.

Weitere Untersuchungen von Boeighoff [16], Hooke [75] und Bräckelmann [26] beschäftigten sich mit detaillierten Validierungen ihrer Berechnungsgrundlagen an unterschiedlichen Versuchsträgern und erweiterten somit die Simulationen.

Bergade [11] beschäftigt sich umfangreich mit der simulativen und experimentellen Analyse an SAKM's und betrachtet hier unter anderem den Einfluss von Kerben, an den Gleitflächen des Kolbenschuhs.

Die Purdue Universität beschäftigt sich im Rahmen von CASPAR [148] auch mit dem Kolbenschuh-Schwenkwiegenkontakt. Aktuellere Publikationen beschäftigen sich mit der Erweiterung der Simulation zu einer transienten TEHD Simulation und mit dem Einfluss der Deformation auf die Verlustleistung [129].

Auch Hashemi beschäftigt sich zeitgleich mit dem Aufbau einer TEHD-Simulation mit Leckagemodell zur präzisen Abbildung der Kinematik und Tribologie am Kolbenschuh. [60]

3.4.2 Forschungsansätze und Patente: Kolbenschuh-Schwenkwiege

Gleitring

Durch die elliptische Kreisbahn, die bei beim Ausgeschwenken entsteht, sind durchgängig Konzepte, wie beispielsweise ein Gleitring, auf dem alle Triebwerkskolben fest verbunden sind, bei standardmäßigen Triebwerkskolben nicht möglich. Dennoch besteht die Motivation, den erforderlichen radialen Freiheitsgrad von dem des rotatorischen zu trennen. Vor allem können dadurch Effekte wie die Hydrodynamik reduziert, und Fliehkräfte sowie eine mangelnde Anpressung auf der Niederdruckseite und während der Kommutierung, direkt kompensiert werden. Ein Ansatz dafür bietet der Gleitring, beschrieben von Deininger [37] und Greiner [58]. Der mit dem Triebwerk mitrotierende Gleitring ermöglicht einen hydrostatischen Schmierfilm, ähnlich dem des Kolbentrommel-Steuerspiegels. Unterschieden werden können die beiden Patente unter anderem durch die Zuführung des druckbeaufschlagten Fluids. So wählt Deininger den klassischen Weg durch das Triebwerk und Greiner eine Versorgung durch die Schwenkwiege.

3.4.3 Ansätze zur variablen Entlastung: Kolbenschuh-Schwenkwiege

Drehzahlabhängige Entlastung

Unterschiedliche Schutzrechte beschäftigen sich mit der drehzahlabhängigen Drosselung des Druckniveaus zwischen dem Kolbenschuh und der Schwenkwiege [66] [137]. Die Motivation ist dabei, den zunehmenden hydrodynamischen Kräften entgegenzuwirken. Stangl und Schmelter [137] beschreiben beispielsweise einen federzentrierten Kugelgelenkolben (Abbildung 3.16 31, 32), der je nach Drehzahl ausgelenkt wird und dadurch den Öffnungsquerschnitt der zentralen Bohrung (41) reduziert.

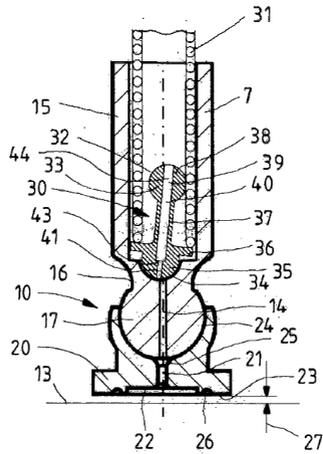


Abb. 3.16: Variation der druckbeaufschlagten Fläche [137]

Geregelte Niederhaltekraft

Mit den Ansätzen aus der geregelten Anpressung der Kolbentrommel können auch gleichzeitig die Kolbenschuhe auf die Schwenkwiege gepresst werden. Da die hydrodynamischen Effekte an beiden Kontakten unterschiedlich gravierend sind, muss entsprechend ein Kompromiss gefunden werden. [50] [83] [105]

4 Axialkolbenmaschinen in mobilen Anwendungen

Zur Steigerung der Effizienz von hydrostatischen Anwendungen ist ein Verständnis über die unterschiedlichsten Einsatzbedingungen grundlegend. In den folgenden Abschnitten wird ein spezieller Fokus auf die Arbeitshydraulik mobiler Anwendungen gelegt. Zusätzlich ergänzt ein Vergleich zu stationären Anwendungen die Übersicht relevanter Betriebsbedingungen und Lastkollektive.

Axialkolbenmaschinen werden aufgrund einer betriebssicheren Auslegung für hohe Belastungen in ihrem optimalen Betriebsverhalten auf den Bereich der Eckleistung ausgelegt [46]. Bei Betriebsbedingungen im Bereich der Eckleistung tritt aufgrund des hohen Leistungsumsatzes (absolut gesehen) auch die höchste Verlustleistung auf. Dennoch birgt eine präzisere Auslegung der Betriebsbedingungen im Teillastbereich, je nach Zeitanteilen, ein hohes Potenzial zur Optimierung der SAKM. Maßgeblich für die Optimierung des gesamten Betriebsbereiches ist deshalb, zusätzlich zur Verlustleistung, auch der zeitliche Anteil am Gesamtkollektiv und die dadurch übertragene Gesamtverlustenergie. In Abbildung 2.18 wird anhand einer Wirkungsgradbetrachtung (über den Druck- und Drehzahlgradienten betrachtet) ersichtlich, wie sich der Wirkungsgrad einer Axialkolbenmaschine verhält. Speziell der rapide Abfall bei reduzierter Leistung birgt ein hohes Optimierungspotential, wobei die absolute Leistungsabgabe berücksichtigt werden muss.

Eine Pauschalisierung von Lastkollektiven erweist sich bei der Diversität an Anwendungen und deren vielseitigen Einsatzbedingungen als sehr schwierig. Dennoch beschäftigen sich unterschiedliche Veröffentlichungen mit un-

terschiedlichen Verallgemeinerungen oder stützen sich auf standardisierte Fahrzyklen, wodurch eine eingeschränkte Aussagekraft möglich wird. [17] [38]

Um einen generellen Überblick über Kollektive mobiler Arbeitsmaschinen zu erhalten, werden in den folgenden Abschnitten unterschiedliche Anwendungen betrachtet. Am Beispiel eines Traktors und eines Radladers soll die Vorgehensweise näher erläutert und auf dieser Basis auf die Ergebnisse der Analyse von Planierern, Holzvollerntern und Teleskoparmstaplern eingegangen werden. Betrachtet werden im Rahmen dieser Arbeit die Betriebskollektive der Arbeitshydraulik, abgeleitet aus den Lastkollektiven der mobilen Arbeitsmaschinen. Für nähere Informationen dazu wird auf die im Rahmen dieser Arbeit entstandene Veröffentlichung von Voos [142] verwiesen.

Zur Darstellung der Zeitanteile wurde der Betriebsbereich in folgende Kategorien unterteilt (Abbildung 4.1). Zu beachten ist, dass nicht explizit einzelne Betriebspunkte verwendet werden, sondern auch die Bezeichnung wie „Eckleistung“ einen Bereich beschreiben. Als Teillastbereich wird der Bereich unterhalb der Eck- und Nennleistung bezeichnet.

- A: Eckleistung
- B: Nennleistung
- C: Druckhalten
- D: Standby
- E: Weitere

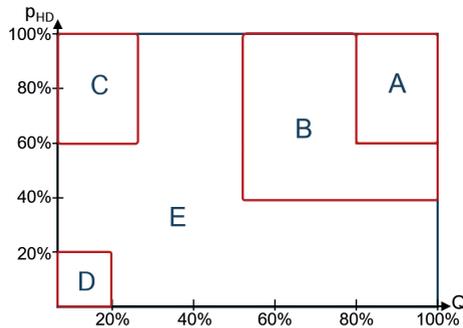


Abb. 4.1: Betriebsanteile anhand dem p/Q Diagramm

4.1 Arbeitshydraulik eines Traktors



Abb. 4.2: Beispiel Traktor [24]

Der Agrarsektor mit der Hauptanwendung der Traktoren bildet auch im Bereich von Axialkolbenmaschinen im offenen Kreislauf ein Hochstückzahlsegment ab, weshalb dieses zuallererst betrachtet wird. Um eine gewisse Aussagekraft über das Lastkollektiv von Traktoren zu erlangen, bieten beispielsweise die Teilkollektive des DLG-Powermix [116] und Betrachtungen im Forschungsprojekt TEAM [6] [129] eine sehr gute Grundlage. Kombiniert mit Veröffentlichungen zu Kollektivverteilungen [130] [136] können dadurch Zeitanteile einzelner Betriebspunkte ermittelt werden. Hinzu kommt, dass Traktoren aufgrund des umfangreichen Elektronifizierungsgrades [107], eine

ideale Basis für potentielle elektronifizierte Optimierungen der Axialkolbenmaschine bilden.

Die Einzelkollektive eines Traktors können laut DLG [42] in folgende Teilbereiche unterteilt werden:

- Miststreuen
- Ballenpressen
- Schwere Transportfahrt bergauf
- Leichte Transportfahrt in der Ebene
- Mähen bei 100, 70 und 40% Belastung
- Kreiseln bei 100, 70 und 40% Belastung
- Grubbern bei 100 und 60% Belastung
- Pflügen bei 100 und 60% Belastung

Basierend auf diesen Einzelkollektiven bietet die DLG auch acht unterschiedliche Gesamtzyklen (Abbildung 4.3). Auf Basis des grundsätzlichen Einsatzes und einer Punktevergabe bezüglich der Leistungsabgabe in Zugarbeit, Zapfwellenarbeit und hydraulischer Arbeit kann eine Zuordnung für die einzelnen Gesamtzyklen ermittelt werden.

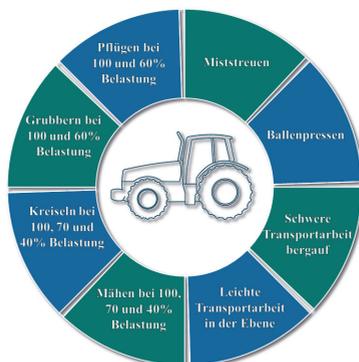


Abb. 4.3: Teilkollektive DLG nach [42]

Einen ähnlichen Ansatz bietet die Veröffentlichung von Späth [136]. Im Rahmen dieses Forschungsprojektes wurde ein pauschalisiertes Gesamtkollektiv ermittelt. Die angenommen Einzelkollektive wurden angelehnt an die DLG dargestellt.

- Arbeiten mit Frontgerät (z.B. Mulcher)
- Frontladen (Ladezyklus und Verladen)
- Bodenbearbeitung (z.B. Pflügen)
- Holzrücken
- Fahrt mit schwerer Brückenlast
- Fahrt mit Anhänger über Feld
- Transport mit Anhänger
- Transportfahrt mit ausgehobenem Gerät

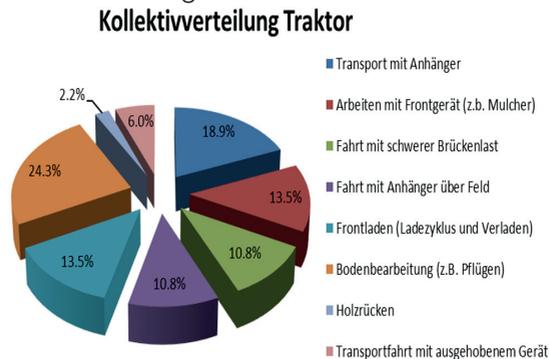


Abb. 4.4: Kollektiv eines Traktors auf Basis [136] und [42]

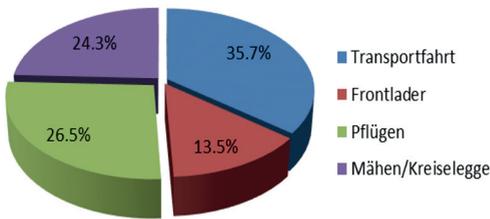
Um die Einzelkollektive der DLG mit den Bewertungen von Späth zu koppeln, werden im Rahmen dieser Arbeit anhand des Punkteschemas der DLG (Abbildung .1 und Abbildung .2 im Anhang) vergleichbare Lastfälle bezüglich des Einflusses auf die Arbeitshydraulik gebündelt (Abbildung 4.5a). So werden die Fahrt mit Anhänger über Feld, die Transportfahrt mit Anhänger und die Transportfahrt mit ausgehobenem Gerät als Transportfahrt betrachtet. Die Bodenbearbeitung (z.B. Pflügen) und das Holzrücken zählen beide

in das Kollektiv Pflügen. Die Fahrt mit schwerer Brückenlast und das Arbeiten mit Frontgerät (z.b. Mulcher) entsprechen Mähen/Kreiselegge

Dies ermöglicht unter Berücksichtigung vom Projektpartner Bosch Rexroth bereitgestellter Messdaten, die Belastung der AKM je Einzelkollektiv zu ermitteln. Mittels der Zeitanteile der Einzelkollektive kann ein Lastkollektiv der AKM für eine pauschalisierte Traktor-Arbeitshydraulik ermittelt werden. Aufgeteilt ist dies je Druck und Volumenstrom in unterschiedliche Kategorien in Abbildung 4.5b. Deutlich zu erkennen ist, dass die Einheiten überwiegend im Teillastbereich und vorallem in Standbybetrieb betrieben werden und ein Betrieb im oberen Leistungsbereich nur relativ kurzzeitig stattfindet. Logisch herleiten lässt sich diese Erkenntnis aufgrund der Verwendung von Verstelleinheiten. Hierbei entsteht der Effizienzvorteil vor allem bei Anwendungen, die nicht dauerhaft im hohen Leistungs- bzw. Volumenstromniveau betrieben werden.

Es bestätigt sich am Beispiel des Traktors die Annahme, dass der Teillastbereich einen hohen Stellenwert in der Optimierung der verstellbaren Hydrostaten einnehmen muss.

Abgeleitetes Traktorkollektiv



(a) Abgeleitetes Kollektiv

Traktorkollektiv	
(zeitlicher Betriebsdaueranteil)	
▪ Eckleistung:	2%
▪ Nennleistung:	8%
▪ Druckhalten:	1%
▪ Standby:	79%
▪ Weitere:	18%

(b) Zeitanteile Arbeitshydraulik

Abb. 4.5: Lastkollektiv Traktor

4.2 Arbeitshydraulik eines Radladers



Abb. 4.6: Beispiel Radlader [24]

Ein weiterer häufiger Anwendungsfall von Axialkolbenmaschinen ist die Arbeitshydraulik von Baumaschinen und hier beispielhaft aufgeführt die eines mittelgroßen Radladers. Für Radlader sind spezielle Betriebszyklen standardisiert.

Diese lassen sich folgendermaßen unterteilen:

- Kurzer Y-Zyklus
- Langer Y-Zyklus
- Laden Wand
- Haufen aufschieben
- Fullpower
- Rampe Abschieben

Auf Basis bestehender Forschungsberichte [17] [38] wurden, äquivalent zur Traktoranwendung, Annahmen zum Lastkollektiv getroffen. Anhand vorliegender Messdaten der Einzelkollektive und unter Berücksichtigung der Pauschalisierung im Gesamtkollektiv ergeben sich folgende Ableitungen für die Zeitanteile der Arbeitshydraulik in Radladern (Abbildung 4.7). Es lässt sich auch hier der hohe Zeitanteil im Teillastbereich erkennen. Zu erkennen ist, im Vergleich zur Traktoranwendung, eine deutlich höhere Auslastung

Radladerkollektiv	
(zeitlicher Betriebsdaueranteil)	
▪ Eckleistung:	6%
▪ Nennleistung:	19%
▪ Druckhalten:	4%
▪ Standby:	29%
▪ Weitere:	42%

Abb. 4.7: Zeitanteile Arbeitshydraulik eines Radladers

der Arbeitshydraulik. Nennswerte Zeitanteile (25 %) werden im Bereich der Nennleistung und Eckleistung betrieben. Dennoch ist auch beim Kollektiv des Radladers der Zeitanteil überwiegend unterhalb der Nennleistung verankert. Der Anteil von etwa 6 % in der Eckleistung, bedeutet eine erhöhte Anforderung an die Schmierpaltausprägung in den tribologische Kontakten gegenüber dem Traktor.

4.3 Arbeitshydraulik eines Planierers



Abb. 4.8: Beispiel Planierer

Ein zusätzliches Beispiel einer Baumaschine ist der Planierer (Grader). Diese Maschine soll Anwendungen mit sporadischen Einsätzen und geringer zeitlicher Auslastung der Arbeitshydraulik repräsentieren.

Planiererkollektiv	
(zeitlicher Betriebsdaueranteil)	
▪ Eckleistung:	1%
▪ Nennleistung:	4%
▪ Druckhalten:	2%
▪ Standby:	78%
▪ Weitere:	15%

Abb. 4.9: Zeitanteile Arbeitshydraulik eines Graders

Auch die Arbeitsprozesse eines Planierers lassen sich in unterschiedliche Standardzyklen unterteilen:

- Schweres Planieren
- Feinplanieren
- Aufreißen (mit dem Heck)
- Erde Bewegen
- Straßenwartung
- Straßenbau
- Frontplanieren (Dozer)

Am Beispiel des Betriebs in Europa, wird auch hier wieder ein Gesamtkollektiv angenommen. In Kombination mit vorliegenden Messdaten kann wiederum die Auslastung der Arbeitshydraulik abgeleitet werden (Abbildung 4.9). Wie bereits erwartet, ist der Einsatz im Bereich der Eck- (1%) und Nennleistung (4%), im Vergleich zu den Traktoren, nochmals um etwa die Hälfte reduziert. Der hauptsächliche Anteil befindet sich im unteren Leistungsbereich und überwiegend im Standbybetrieb (78%). Die Anwendung des Planierers ist dementsprechend sehr markant für die Verwendung von verstellbaren Axialkolbenmaschinen.

4.4 Arbeitshydraulik eines Holzvollernters



Abb. 4.10: Beispiel Holzvollernter [24]

Im Bereich der Land- und Forstmaschinen gilt der Holzvollernter (Harvester) als eine Anwendung mit einer starken zeitlichen Auslastung der Arbeitshydraulik. Da diese Systeme in der Regel in ihr Einsatzgebiet transportiert werden und sehr spezifisch für die Holzernte konzipiert sind, wird auf die individuelle Darstellung der Einzelkollektive im Rahmen dieser Arbeit verzichtet. Prinzipiell kann auf Basis der unterschiedlichen Funktionen der Hydraulik das Kollektiv in unterschiedliche Teilkollektive unterteilt werden. Dieses Kollektiv bezieht sich auf den Einsatz zur Verjüngung des Forstbestandes. Dies ist, im Gegensatz zu einer flächendeckenden Rodung, mit längeren Fahrwegen und höheren Zykluszeiten verbunden. Auffällig bei diesem Kollektiv ist der Betrieb im Druckhaltebetrieb, der 25 % der Gesamtzeit entspricht. Der Druckhaltebetrieb, oder auch als High-Standby bezeichnet, beschreibt den Betrieb bei hohem Druck aber geringem Volumenstrom. Es entstehen trotz geringer Leistungsabgabe ähnlich große Verluste, analog zum Betrieb bei Eckleistung. Zusätzlich kommen noch weitere Einflüsse auf die tribologischen Kontakte, die im weiteren Verlauf der Arbeit nochmals näher betrachtet werden.

Holzvollernterkollektiv	
(zeitlicher Betriebsdaueranteil)	
▪ Eckleistung:	2%
▪ Nennleistung:	5%
▪ Druckhalten:	25%
▪ Standby:	37%
▪ Weitere:	31%

Abb. 4.11: Zeitanteile Arbeitshydraulik eines Harvesters

4.5 Arbeitshydraulik eines Teleskoparmstaplers



Abb. 4.12: Beispiel Teleskoparmstapler [24]

Eine weitere Anwendung, die in unterschiedlichste Sektoren eingeordnet werden kann und speziell für einen sehr universellen Einsatz realisiert wurde, ist der Teleskoparmstapler (Telehandler).

Auch hier wurden auf Basis unterschiedlicher Forschungsarbeiten [76], [127] und erforderlichen Annahmen die Lastkollektive in Einzelkollektive unterteilt:

- Schüttgut verladen
- Leichte Transportfahrt
- Futter verteilen

- Schwere Transportfahrt
- Stroh/Heu
- Strassenfahrt leer
- Leerlauf
- Rampe abschieben
- Erdarbeiten
- Lasten versetzen

Die Betrachtung des Teleskoparmstaplers unterscheidet sich im oberen Leistungsbereich nicht wesentlich von weiteren Anwendungen. Unterschiede sieht man aber auch hier in den Zeitanteilen im Standbybetrieb. Dementsprechend wird diese Anwendung vermehrt im mittleren Leistungsbereich betrieben, verglichen zu vorherigen Anwendungen. Dies wird in den Kollektiven als "Weitere" bezeichnet.

Telehandlerkollektiv	
(zeitlicher Betriebsdaueranteil)	
▪ Eckleistung:	2%
▪ Nennleistung:	8%
▪ Druckhalten:	2%
▪ Standby:	65%
▪ Weitere:	23%

Abb. 4.13: Zeitanteile Arbeitshydraulik eines Teleskoparmstaplers

4.6 Gesamtbetrachtung der Anwendungskollektive

Trotz unterschiedlichster Anwendungen aus mehreren Marktsegmenten mobiler Arbeitsmaschinen ist bei allen betrachteten Beispielen ein hoher Zeitanteil im Teillastbereich (unterhalb der Nennleistung) bis hin zum Stand-

bybetrieb zu erkennen. Das gilt sowohl für sehr Spezialmaschinen, als auch universell einsetzbarer Geräte. Bezogen auf die Arbeitshydraulik kann man die Anwendungen nach der Auslastung trennen, in Systeme mit einem vermeintlich hohen Anteil der Arbeitshydraulik und solchen mit geringem Einsatz. Dies führt selbstverständlich zu einer Verschiebung des Kollektivs. Dennoch liegt auch bei Anwendungen wie dem Holzvollernter nur ein geringer Zeitanteil im oberen Leistungsbereich vor. Sicherlich gibt es weitere Anwendungen, die auch eine deutlich höhere Auslastung der Axialkolbenmaschine verursachen. Anhand der Stückzahlträger wie dem Traktor und dem Radlader lässt sich zeigen, dass Optimierungen der Schmierspaltausprägung über den gesamten Betriebsbereich eine hohe Bedeutung in der ganzheitlichen Optimierung von Axialkolbenmaschinen haben.

5 Ansätze zur Regelung der Schmierfilmausprägung

Axialkolbenmaschinen bestehen in heutigen Seriensystemen aus einer über Jahrzehnte ausgereiften Mechanik, die zunehmend durch elektronische Regelventile zur Volumenstromverstellung angesteuert werden. Dieser Trend und dadurch entstehende, neuartige Regelansätze sollen im Rahmen dieser Arbeit unter Betrachtung der tribologischen Kontakte untersucht werden. Wie bereits im Stand der Forschung Kapitel 3.2.4, Kapitel 3.3.4, Kapitel 3.4.3 erläutert, birgt der Ansatz der bedarfsangepassten Beeinflussung tribologischer Kontakte ein hohes Potenzial, leitungslimitierenden Effekten entgegenzuwirken und die Effizienz der Komponenten zu steigern.

Die wissenschaftliche Frage, die sich daraus ableitet, lautet:

“Wie kann durch elektronische Regelansätze das Verhalten in den tribologischen Kontaktstellen einer Schrägscheiben- Axialkolbenmaschine positiv beeinflusst werden?“

Die Beeinflussung des Tribokontaktes auf Basis einer elektronischen Regelung kann prinzipiell in zwei unterschiedliche Kategorien unterteilt werden. Einerseits kann die Anpressung, die auf den tribologischen Kontakt belastend wirkt, beeinflusst werden, andererseits kann die Kompensation der Belastung, also die entlastenden Kräfte, beeinflusst werden.

5.1 Bedarfsangepasste Belastung

Um eine bedarfsangepasste Belastung zu erreichen, ist es naheliegend, die vorliegenden anpressenden Kräfte auf die Mindestanforderung zu reduzieren.

Dadurch entsteht ein Potential einer variabel einstellbaren Anpressung zwischen der Mindestanforderung und einer maximal zulässigen Anpresskraft. Der Vorteil bestehender und erarbeiteter Konzepte aus diesem Bereich ist, dass prinzipiell Einschränkungen der Saugfähigkeit, wie beispielsweise die Querschnittsverengung am Kolbentrommel-Steuerspiegelkontakt, reduziert werden. Die Zusatzkräfte können an einer anderen Stelle aufgebracht werden. Nachteilig ist, dass diese Konzepte in der Regel lediglich die Problematik der mittleren Schmier-spalthöhe kompensieren. Probleme bezüglich dem Verkippen oder der Pulsation des Schmierfilms können dadurch meist nicht beeinflusst werden und werden teilweise sogar verstärkt.

5.2 Bedarfsangepasste Entlastung

Die bedarfsangepasste Entlastung entspricht der umgekehrten Vorgehensweise. Hier werden die kompensierenden Kräfte der tribologischen Kontaktstellen so weit reduziert, dass die maximal erforderliche Anpressung gewährleistet ist. Die je nach Betriebspunkt entstehende Unterkompensation kann nun durch eine zusätzliche, variabel realisierbare Entlastungskraft umgesetzt werden. Neben einer verbesserten Ausregelung der mittleren Schmier-spalthöhe lassen sich durch dieses Konzept Verkippen weitestgehend ausgleichen. Ansätze zur Reduktion pulsationsbedingter Schwankungen lassen sich in dieses Konzept elektronisch integrieren oder mit geometrischen Optimierungen kombinieren. Zwar lassen sich durch diesen Ansatz sauglimitierende Nierenverengungen nicht reduzieren, doch ist dieses Konzept mit alternativen Ansätzen zur Steigerung der Sauggrenzdrehzahl kombinierbar; beispielsweise durch die Kombination mit den schräggestellten Nieren in der Kolbentrommel aus Kapitel 3.2. Es könnte drehrichtungsabhängig die Grenzdrehzahl deutlich gesteigert werden und die entstehenden Kippmomente durch die druckbeaufschlagten Taschen mitkompensiert werden. Die Richtungsänderung des Volumenstroms für die vier Quadrantenfähigkeit der

Einheit wäre durch das Schwenken zu negativen Schwenkwinkeln weiterhin ohne weitere Einschränkungen möglich.

Betrachteter Lösungsansatz zur Ausregelung der Schmierfilmausprägung

Aufgrund der vielversprechenden Potentiale des Konzeptes wurde entschieden, die bedarfsangepasste Entlastung nach einem Konzept zu verfolgen, was im Folgenden beschrieben wird.

Eine Variation der Entlastung lässt sich prinzipiell durch die Beeinflussung der druckbeaufschlagten Flächen bzw. des Druckniveaus selbst realisieren. Die Versorgung der Zusatzentlastung erfolgt über eine Ventiltechnik im Zulauf der druckbeaufschlagten Flächen. Die Druckquelle wird im dargestellten Konzept aus dem mit Hochdruck beaufschlagten Strömungskanal versorgt. Die Umsetzung der elektronischen Beeinflussung des Druckniveaus erfolgt mittels proportional gesteuerten Wegeventilen. Eine Umsetzung mittels hochdynamischer Ventile muss aufgrund der begrenzten Robustheit bei der erforderlichen Dynamik und Präzision ausgeschlossen werden. Von Sensorik zur Schmierpaltermittlung wird im Zielsystem abgesehen, da dies als nicht wirtschaftlich und nicht ausreichend robust bewertet wird. Anstelle dessen wird das Konzept einer kennfeldbasierten Regelung des Druckniveaus realisiert. Dieses Kennfeld kann zielführend über eine entsprechende Simulation ermittelt werden, wobei eine Ermittlung am Prüfstand (Design of Experiments DoE) nach adäquater Vorauslegung alternativ vorstellbar wäre. Die Umsetzung des Systems auf der Zielanwendung soll mittels der Abbildung von Kennfeldern auf dem Pumpensteuergerät der elektronifizierten Einheit umgesetzt werden.

Der potentielle Mehrwert dieses Konzeptes ist relativ vielschichtig. Bezüglich des Leistungsbereichs können dadurch höhere Drücke sowie höhere Drehzahlen erreicht werden. Auch geringe Drehzahlen bis zum Stillstand unter Last sind dadurch möglich. Der Betrieb in allen vier Betriebsquadranten

ten kann dadurch ausgeregelt werden und ist somit ohne Einschränkungen an den tribologischen Kontakten möglich. Bei der Optimierung des Wirkungsgrades kann so neben spezifischen Betriebspunkten auch speziell der Teillastbereich verbessert werden. Zusätzlich lassen sich Ungenauigkeiten aufgrund von Hysteresen im Stelldruck sowie reduzierte Dynamiken bzw. Instabilitäten durch die Beeinflussung der Reibung im Stellsystem verbessern.

6 Konzept der kennfeldbasierten Regelung

Unter einer kennfeldbasierten Regelung wird eine Druckregelung verstanden, die auf Basis hinterlegter Solldrücke Druckkammern im Schmierspalt ansteuert. Diese können sowohl außerhalb der im Seriensystem belastenden Flächen liegen, als auch bereits bestehende Druckkammern sein. Wie bereits erläutert, wurden sowohl Ansätze einer betriebspunktspezifischen Steuerung mittels Proportionalventilen, als auch eine hochdynamische drehwinkelspezifische Ansteuerung mittels schnellschaltenden Logikventilen angedacht. Zweiteres musste allerdings aus wirtschaftlichen Gründen ausgeschlossen werden. Genauer hierzu sei aus den studentischen Arbeiten von Ross [126] und Klemm [88] zu entnehmen, die im Rahmen dieser Arbeit entstanden sind.

In den anschließenden Teilabschnitten werden die Lösungsansätze der einzelnen tribologischen Kontakte nochmals näher erläutert und auf die einzelnen Optimierungsziele kontaktspezifisch eingegangen.

6.1 Kennfeldbasierte Regelung

Unter der Randbedingung, drehwinkelspezifische Entlastungsschwankungen nicht auszuregulieren, und den Ergebnissen aus [88], kann zur Regelung der Ta-schendrucke auf handelsübliche Proportionalventile zurückgegriffen werden.

Um das Niveau in den Druckkammern regulieren zu können, wird eine untergeordnete Druckregelung verwendet. Abhängig von den Betriebsbedingungen (Druck, Drehzahl, Schwenkwinkel, Viskosität(über Temperatur)) und dem aus einem Kennfeld resultierenden Sollwert kann der Druck in

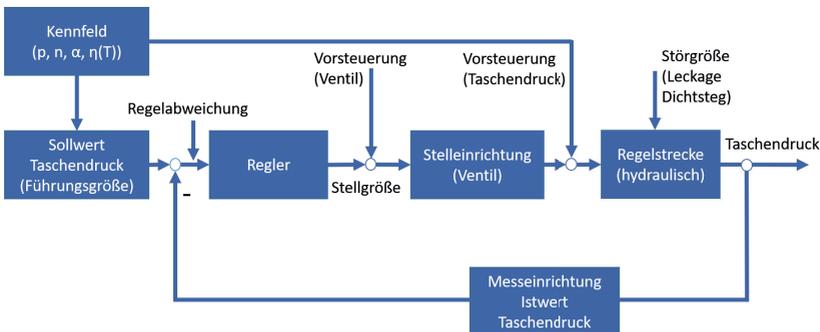


Abb. 6.1: Grundlegende Regelung der bedarfsangepassten Entlastung

der Tasche ausgeregelt werden. Der vollständig geschlossener Regelkreis der Spalthöhe würde zielführend eine Sensorik im Schmierpalt selbst bedingen.

Zur Ermittlung des tatsächlichen Schmierpalt wurde aus Forschungszwecken eine Spaltsensorik im Versuchsträger vorgesehen. Diese kann mittels unterschiedlicher Messprinzipien abgebildet werden. Ein Lösungsansatz ist die Ölwidestandsmessung [87]. Eine Alternative dazu bietet das Messprinzip mit induktiven Wirbelstromsensoren [71]. Da Wirbelstromsensoren über einen breiteren Messbereich verfügen und gleichzeitig serienmäßig zur Verfügung stehen, wurden diese im Rahmen dieser Arbeit verwendet.

Das Zielsystem basiert auf der bereits beschriebenen kennfeldbasierten Regelung, wie in Abbildung 6.1 dargestellt.

Da auf die drehwinkelspezifische Ausregelung der Schmierpalthöhe verzichtet wird, ist keine weitere Dimension des Kennfelds erforderlich. Das System wird dadurch auf ein mittleres Schmierpaltniveau eingeregelt. Für hochdynamische Effekte wird auf mechanisch-geometrische Optimierungen hingewiesen, die an einzelnen Kontakten mitbetrachtet wurden. Im Rahmen dieser Forschungsarbeit wurden diese durch Göttert [56] und Hirsch [74] näher beschrieben.

6.2 Konzept Kolbentrommel-Steuerspiegel

Am Kontakt Kolbentrommel-Steuerspiegel ergibt sich das Entlastungsfeld aufgrund der Volumenstromführung prinzipbedingt. Ziel ist es diese Entlastung so zu optimieren, dass ein gleichbleibender Schmierspalt vorliegt. Eine Anpassung des Druckniveaus der regulären Schmierspaltquelle wäre nicht zielführend. Deshalb werden bei diesem Ansatz zusätzliche Reservoirs vorgesehen, die in den Schmierspalt eingebracht werden (Abbildung 6.2). Die Ausprägung der Lauffläche in radialer Richtung sollte zur Einbringung der zusätzlichen Druckkammern im Steuerspiegel vorgesehen werden, versorgt über Proportionalventile aus dem Hochdruck des Systems.

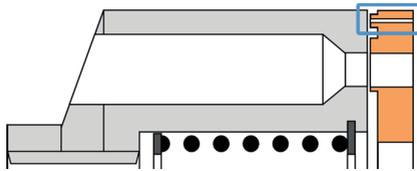


Abb. 6.2: Zusatzfelder Kolbentrommel-Steuerspiegel in radialer Richtung

Die Ausprägung des Schmierspaltens ist an dieser Kontaktstelle maßgeblich von der Stegbreite, die die beiden Steuerspiegeldurchführungen von dem umliegenden Gehäuseraum trennt, definiert. Bei Anwendungen mit reiner Pumpen- oder Motorfunktion werden deshalb unterschiedliche Stegbreiten umgesetzt. Um einen Spielraum für die Zusatzregelung zu ermöglichen, soll in diesem Ansatz die Stegbreite reduziert werden. Dies senkt den Grad der Entlastung. Die nun zusätzliche Entlastung kann durch die regelbaren Druckkammern optimal eingestellt werden. Dementsprechend kann die bisher rein geometrisch bedingte Schmierspaltausprägung geregelt werden.

Eine Ausregelung der mittleren Schmierspalthöhe bei gleichzeitiger flexibler Kompensation der Verkippung der Kolbentrommel bedingt ein Konzept mit mehreren Druckkammern. Vorzugsweise werden für die weitere Betrachtung aufgrund der statischen Bestimmtheit drei Felder realisiert. Die Posi-

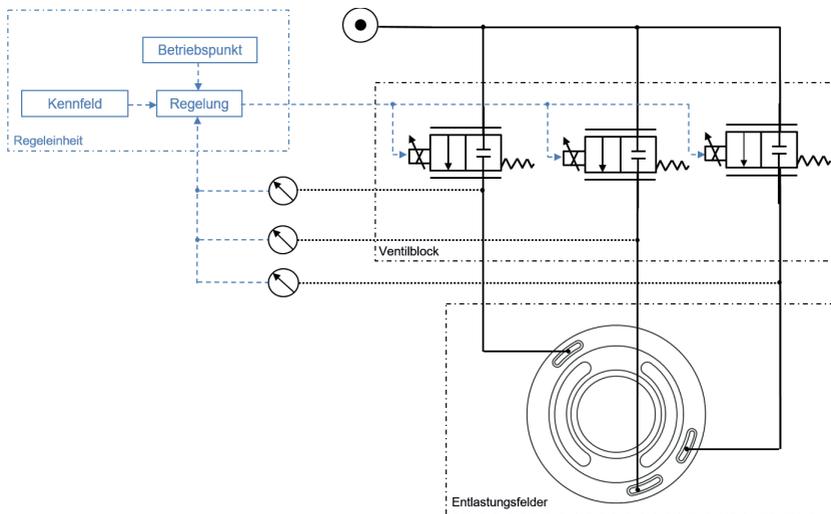


Abb. 6.3: Schaltplan geregelte Entlastung Kolbentrommel

tionierung der Felder orientiert sich an der Richtung der Verklippung und unter mehrer Simulationsiterationen. Unter Betrachtung der Serientauglichkeit des Systems kann die Summe der individuell regelbaren Kammern wahlweise reduziert werden. Eine Umsetzung mit drei individuell einstellbaren Druckkammern, wie es anschließend auch am Prüfstand umgesetzt wurde, ist in Abbildung 6.3 dargestellt. Bei der Gestaltung der Geometrie wurden die Fertigbarkeit, die Realisierung möglichst geringer Verluste und eine ausreichende Dimensionierung berücksichtigt.

Für weitere Informationen wird auf die Veröffentlichungen [67] [69] verwiesen.

Mechanische Ansätze Kolbentrommel-Steuerspiegel

Zum Ausgleich der Entlastungspulsation wurden unterschiedliche Ansätze angedacht, die vorerst nicht im Zielsystem umgesetzt wurden, da der Fokus der Arbeit auf den elektronisch geregelten Ansätzen liegt. Für eine konkrete-

re Darstellung wird hier auf das Kapitel 3.2 und die studentischen Arbeiten von [56] [74] [112], die im Rahmen dieser Arbeit entstanden sind, verwiesen.

6.3 Konzept Schwenklagerung

Wie bereits erläutert, ist das Schwenklager nicht zwingend für Problemstellungen bezüglich einem Multiquadrantenbetrieb oder Schmierfilmausprägungen bei hohen Relativgeschwindigkeiten relevant. Ziel ist es hier primär, die Dynamik des Stellsystems zu erhöhen und zusätzlich die Stabilität und die Präzision des Stellsystems positiv zu beeinflussen. Eine Wirkungsgradsteigerung durch Reduktion der volumetrischen Verluste wäre wünschenswert.

Der Ansatz zur Realisierung dieser Anforderungen ist auch für diese Kontaktstelle ein variabel einstellbares Entlastungsniveau, um dadurch situationsbedingt die Reibung in der Schwenklagerung zu erhöhen bzw. zu reduzieren. Die grundlegende Unterscheidung während des Betriebs ist, ob eine Verstellung des Schwenkwinkels erwünscht ist oder nicht. Auch hier soll das Prinzip umgesetzt werden, mit einer reduzierten Entlastung, die bei Bedarf durch Anhebung der Drücke in den druckbeaufschlagten Kammern erhöht wird. Als Druckkammern können beispielsweise die bereits vorhandenen Druckkammern verwendet werden. Hilfreich ist eine Versorgung mittels Hochdruck durch das Gehäuse. In Abbildung 6.4 ist der prinzipielle Aufbau des Konzeptes dargestellt.

Ziel an diesem tribologischen Kontakt ist es also, die Entlastung im statischen Zustand weitestgehend zu reduzieren, ohne kritische Flächenpressungen und dadurch erhöhten Verschleiß zu verursachen. Anhand dieses Ansatzes können Instabilitäten im Stellsystem umfangreich gedämpft und die volumetrischen Verluste des Schwenklagers, die einen relevanten Einfluss auf den Gesamtwirkungsgrad haben, reduziert werden. Andererseits kann dadurch bei Bedarf eines Schwenkvorgangs die Entlastung erhöht werden, wodurch die Reibung reduziert wird und hohe Schwenkdynamiken und eine

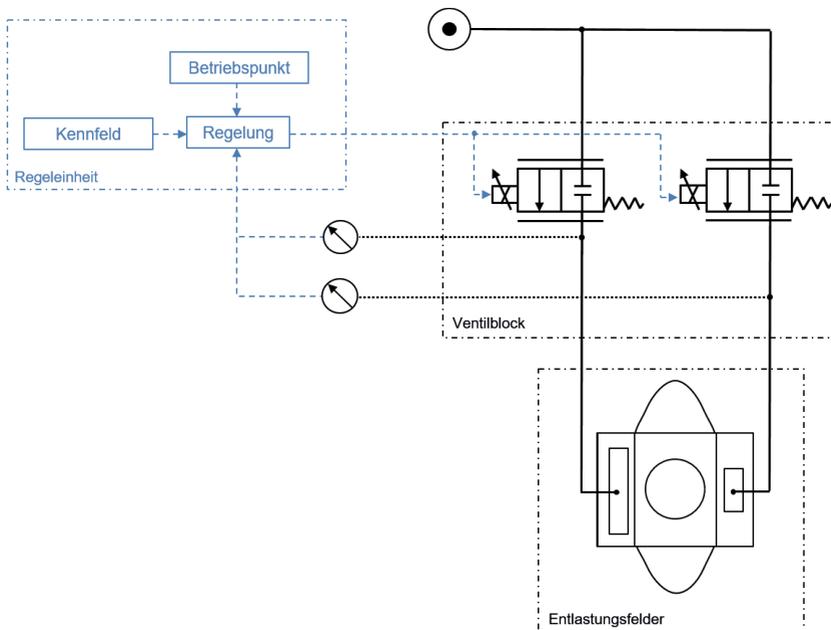


Abb. 6.4: Schaltplan geregelte Entlastung Schwenklagerung

Erreichung des gewünschten Schwenkwinkels ohne überhöhte Stelldruckhysterese realisiert werden.

Zur Umsetzung des Entlastungsaufbaus für den Schwenkvorgang stellt sich die grundlegende Frage der zulässigen Reaktionszeit des Systems. Beinhaltet der Regelkreis ein vergleichbar träges Regelglied, wie beispielsweise in mobilen Anwendungen den Maschinenbediener, ist es naheliegend, den Druck in den Taschen reaktiv nach Erfassung des Schwenkbedarfs aufzubauen. Auch für automatisierte Assistenzfunktionen wird das System als ausreichend dynamisch betrachtet. Es muss jedoch bedacht werden, dass Kollektivzustände mit hochdynamischen Druckaufbaugeschwindigkeiten, die eine agile Änderung des Schwenkwinkels erfordern, berücksichtigt werden müssen. Orientiert wurde sich diesbezüglich an Anforderungen wie sie beim

Projektpartner Bosch Rexroth zur Auslegung an SAKM's gestellt werden. In stationären Anwendungen, wie beispielsweise Spritzguss oder Werkzeugmaschinen, ist eine hohe Dynamik zwingend erforderlich. Ein Ansatz um diese Anforderungen auch erfüllen zu können, wäre sofern das reaktive System die erforderliche Dynamik nicht erreicht, die Realisierung eines prädiktiven Druckaufbaus. Bei wiederholenden Betriebszyklen könnte durch die Einbindung selbstlernender Regelkreise, beispielsweise durch künstliche neuronale Netze, eine prädiktive Regelung optimiert werden.

Mechanische Ansätze Schwenklagerung

Auch am tribologischen Kontakt der Schwenklagerung sind Ansätze einer rein mechanisch-geometrischen Optimierung möglich. Neben der Reduzierung der Flächenpressung durch eine Modifikation der Druckkammern können auch hier betriebspunktspezifische Optimierungen, beispielsweise durch eine Anpassung des Entlastungsfeldes je nach Schwenkwinkel, umgesetzt werden. Für nähere Informationen wird auf das im Rahmen dieser Arbeit entstandene Patent [66] und Röhms [125] verwiesen.

6.4 Konzept Kolbenschuhschwenkwiege

Die Kontaktstelle Kolbenschuhschwenkwiege hat einen Haupteinfluss auf die Verluste des Systems und auch die Kolbenschuhe ertragen nur eine begrenzte Leistungssteigerung bzw. Erweiterung des Betriebsbereichs in Richtung Multiquadrantenfähigkeit. Die Regelung des Kontakts der Kolbenschuhe zur Lauffläche der Schwenkwiege erweist sich allerdings deutlich komplexer als die beiden vorab beschriebenen Kontaktstellen. Grund für die komplexere Umsetzung einer bedarfsangepassten Regelung des Schmierpalts ist, dass keine der beiden Kontaktstellen statisch am Gehäuse oder der Anschlussplatte fixiert ist und dadurch die Aktorik der Regelung entweder im rotierenden Triebwerk oder in der schwenkbaren Schwenkwiege

platziert werden muss. Eine Anordnung der Aktorik in der Schwenkwiege erweist sich, aufgrund des eingeschränkten rotatorischen Freiheitsgrades des Schwenkwinkels, als zielführend. Anstelle einer kontinuierlich durchgängigen Gegenfläche sind die einzelnen Kolbenschuhe voneinander getrennt und je nach Schwenkwinkel entstehen unterschiedlich große Zwischenräume. Da die Laufbahn der Kolbenschuhe bei Abweichung aus der Neutralstellung der Schwenkwiege elliptisch ausgeprägt ist, ist eine radiale Bewegung der Kolbenschuhe zueinander zwangsläufig vorhanden.

Bei der realisierten Umsetzung handelt es sich um einen Lösungsansatz, der die radiale und rotatorische Relativbewegung voneinander trennt. Es wird zur bedarfsangepassten Entlastung eine mit dem Triebwerk mitrotierende Gleitscheibe (Abbildung 6.5) zwischen den Kolbenschuhen und der Gleitfläche der Schwenkwiege eingebracht. Die Schwenkwiege wird entsprechend so modifiziert, dass vergleichbar zum Steuerspiegel zwei nierenförmige druckbeaufschlagbare Kammern (26 und 36 Abbildung 6.6) abgebildet sind, die mit einer entsprechenden Umsteuerungsauslegung umgesetzt werden. Gleichzeitig wird die Gleitscheibe so modifiziert, dass sich auch hier entsprechend zu den Kolbenschuhen zwischen Gleitscheibe und Schwenkwiege ein Druckfeld abbilden kann. Die Versorgung der Druckkammer unter den Kolbenschuhen für die Radialbewegung kann nun wahlweise seitens der Gleitscheibe oder des Triebwerks aufgebracht werden.

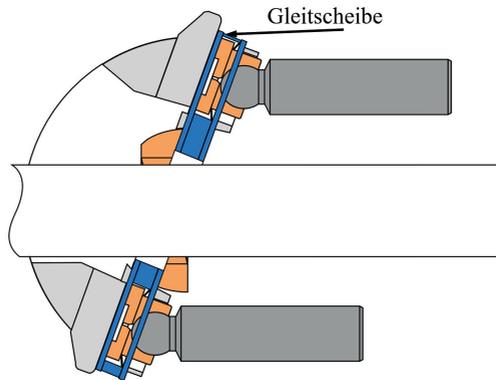


Abb. 6.5: Gleitscheibenkonzept Kolbenschuh-Schwenkwiege

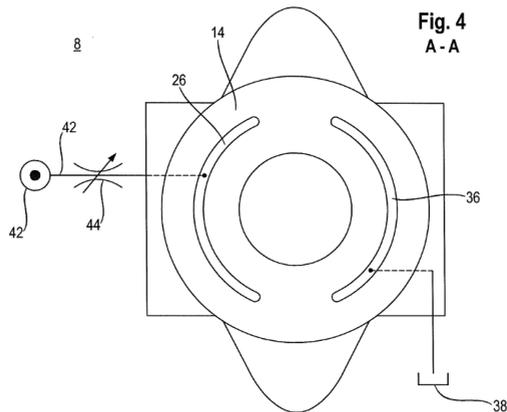


Abb. 6.6: Fluidzufuhr Gleitscheibenkonzept [68]

Diese Schmierpaltausprägung wird dementsprechend kennfeldgeregelt über Proportionalventile und Drucksensoren umgesetzt. Bei wechselnder druckbeaufschlagter Seite ist eine Umsetzung mit zwei Druckkammern erforderlich. Sofern lediglich eine Seite mit Druck beaufschlagt wird, kann die Kontaktstelle mit lediglich einer geregelten Tasche umgesetzt werden. In

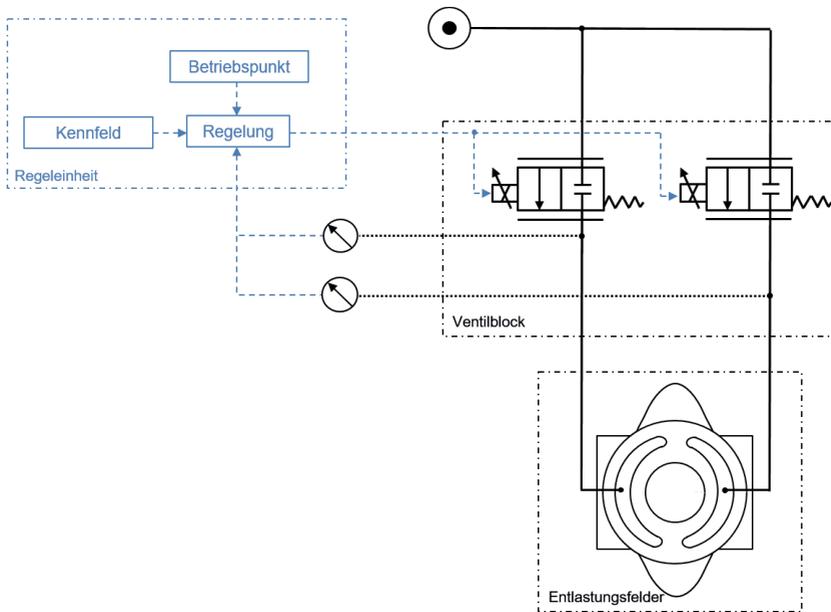


Abb. 6.7: Schaltplan geregelte Entlastung Gleitscheibe

Abbildung 6.7 ist das Konzept mit zwei individuellen Regelkreisen abgebildet.

Näheres zum Konzept der geregelten Gleitscheibe kann der Veröffentlichung [68] entnommen werden.

Mechanische Ansätze Kolbenschuhschwengwiege

Mechanische Lösungen zur Optimierung der Kolbenschuhe, die über aktuelle Serienlösungen hinaus gehen, erweisen sich aufgrund der geringen Fläche der Kolbenschuhe als schwierig. Dennoch wäre eine Modifikation des Druckabbaus über den Dichtsteg, mittels einer modifizierten Oberflächenstrukturierung oder -form, möglich. Diese Ansätze wurde im Rahmen dieses Arbeit nicht weiter verfolgt.

7 Simulative Ermittlung der bedarfsangepassten Entlastung

Im folgenden Kapitel werden die Simulationen beschrieben, die dieser Arbeit zugrunde liegen. Neben den allgemein gültigen Gleichungen, wie auch der Herleitung der Reynolds-Gleichung, werden in den weiteren Unterkapiteln die Simulationen der Kontakte Kolbentrommel-Steuerspiegel und Schwenklagerungen erläutert. Am Beispiel von Kolbentrommel-Steuerspiegel werden die Kennfelder zur Regelung der Taschendrücke simulativ ermittelt. Neben der eigentlichen Ausregelung des Schmierspaltens ist die Dynamik des Systems hoch relevant, welche im letzten Unterkapitel betrachtet wird.

7.1 Betriebspunkte zur Validierung der Simulation

Zur Validierung der Simulation werden Betriebspunkte definiert, die in Tabelle 7.1 aufgelistet sind. Entweder handelt es sich bei diesen um Extrempunkten für unterschiedliche physikalische Effekte oder sie sind typisch für den Betrieb der Axialkolbenmaschine. Betrachtungen und Bewertungen in diesem und in Kapitel 8 basieren auf einer Betrachtung dieser Betriebspunkte.

Betriebspkt.	Betriebsart	Druck	Drehzahl	Winkel
1	Pumpe	80%	60%	100%
2	Pumpe	80%	60%	25%
3	Pumpe	80%	60%	10%
4	Pumpe	80%	70%	80%
5	Pumpe	10%	100%	100%
6	Pumpe	100%	20%	100%
7	Pumpe	100%	100%	10%
8	Pumpe	100%	100%	100%
9	Pumpe	100%	150%	100%
10	Pumpe	150%	100%	100%
11	Motor	100%	10%	-100%
12	Motor	100%	100%	-100%

Tabelle 7.1: Relevante Betriebspunkte

Es werden hauptsächlich Betriebspunkte bei erhöhten Drücken oder Drehzahlen betrachtet da lediglich hier die Relevanz der hydrodynamischen oder hydrostatischen Kräfte zum tragen kommt.

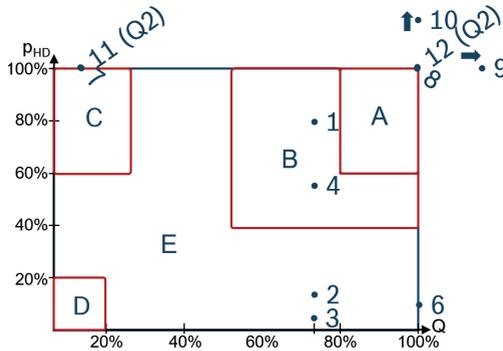


Abb. 7.1: Relevante Betriebspunkte im p/Q Diagramm

7.2 Berechnungsgrundlage

Die erarbeitete Simulation besteht aus unterschiedlichen Bausteinen, die in Summe die Elasto-Hydrodynamische-Simulation beschreiben. Diese werden in den folgenden Unterkapiteln beschrieben. Abschließend folgt eine Gesamtübersicht über die Gesamtstruktur des Modells.

Reynoldsgleichung und Diskretisierung

Für einzelne Kontaktstellen wird die Reynolds-Gleichung 2.11 in Polarkoordinaten transformiert.

$$\begin{aligned}
 & \frac{\partial}{\partial r} \left(r h^3 \cdot \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \vartheta} \left(h^3 \cdot \frac{\partial p}{\partial \vartheta} \right) \\
 = & 6\eta \cdot \left(\frac{\partial}{\partial r} (h(u_r^1 + u_r^0)) + \frac{\partial}{\partial \vartheta} (h(u_\vartheta^1 + u_\vartheta^0)) + 2r \frac{\partial h}{\partial t} \right) \quad (7.1)
 \end{aligned}$$

Bei einer rein statischen Betrachtung und einer konstanten Spalthöhe entfällt der dynamische Anteil, wobei diese Betrachtung lediglich für eine grobe Vorauslegung zu empfehlen ist.

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(r \cdot \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial^2 p}{\partial \theta^2} = 0 \quad (7.2)$$

Die für die Berechnung erforderlichen Randbedingungen der Drücke, von denen generell ausgegangen wird, sind:

- Der Druck an den Rändern des Schmierpaltes entspricht den dort vorherrschenden Systemdrücken (Hochdruck/ Saugdruck/ Gehäusedruck)
- Der Kavitationsdruck wird nicht unterschritten

Zur numerischen Lösung der Gleichung 7.1 wird der Ansatz der Finite-Differenzen-Methode (FDM) angewendet. Dadurch lassen sich die Differentialgleichungen in ein System linearer algebraischer Gleichungen überführen. Anhand der Vorwärts- und Rückwärtsdifferenzen können die Druckterme angenähert werden.

$$\begin{aligned} & p_{i+1,j} \left(\frac{r_{i+1,j} h_{i+1,j}^3}{\Delta r^2} \right) - p_{i,j} \left(\frac{r_{i,j} h_{i,j}^3 + r_{i+1,j} h_{i+1,j}^3}{\Delta r^2} + \frac{h_{i,j}^3 + h_{i,j+1}^3}{\Delta \theta^2 r_{i,j}} \right) \\ & + p_{i-1,j} \left(\frac{r_{i,j} h_{i,j}^3}{\Delta r^2} \right) + p_{i,j+1} \left(\frac{h_{i,j+1}^3}{\Delta \theta^2 r_{i,j}} \right) + p_{i,j-1} \left(\frac{h_{i,j}^3}{\Delta \theta^2 r_{i,j}} \right) \\ & = 12\eta \left(\frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial \theta} (r^2 h \omega) + r \frac{\partial h}{\partial t} \right)_{i,j} \end{aligned} \quad (7.3)$$

Aufgrund der Übersichtlichkeit werden die einzelnen Terme folgendermaßen abstrahiert, wobei | der betrachteten Koordinate entspricht, - dem Punkt davor/darunter und + dem Punkt danach/darüber:

$$a_{+|} = \frac{r_{i+1,j} h_{i+1,j}^3}{\Delta r^2} \quad (7.4)$$

$$a_{-|} = \frac{r_{i,j} h_{i,j}^3}{\Delta r^2} \quad (7.5)$$

$$a_{||} = \frac{r_{i,j} h_{i,j}^3 + r_{i+1,j} h_{i+1,j}^3}{\Delta r^2} + \frac{h_{i,j}^3 + h_{i,j+1}^3}{\Delta \theta^2 r_{i,j}} \quad (7.6)$$

$$a_{|+} = \frac{h_{i,j+1}^3}{\Delta \theta^2 r_{i,j}} \quad (7.7)$$

$$a_{|-} = \frac{h_{i,j}^3}{\Delta \theta^2 r_{i,j}} \quad (7.8)$$

$$\vec{b}_G = 12\eta \left(\frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial \theta} (r^2 h \omega) + r \frac{\partial h}{\partial t} \right)_{i,j} \quad (7.9)$$

Vereinfacht ergibt sich dann folgende Form der diskretisierten Differentialgleichung in vereinfachter Darstellung:

$$\begin{aligned} & p_{i+1,j} a_{+|} - p_{i,j} a_{||} + p_{i-1,j} a_{-|} + p_{i,j+1} a_{|+} \\ & + p_{i,j-1} a_{|-} = \vec{b}_G \end{aligned} \quad (7.10)$$

Anhand der Gleichung lässt sich für den gesamten tribologischen Kontakt nun das Gleichungssystem entsprechend der Reynolds-Gleichung erstellen (Abbildung 7.11). Das Gleichungssystem hat die Struktur $S\vec{p} = \vec{b}_G$ mit der Geometriematrix S , der Lösung der lokalen Drücke \vec{p} und den Randbedingungen beziehungsweise den Couette- und Quetschtermen \vec{b}_G .

$$\begin{pmatrix}
 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 a_{-|} & 0 & 0 & a_{|-} & a_{||} & a_{|+} & 0 & 0 & a_{+|} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & a_{-|} & 0 & 0 & a_{|-} & a_{||} & a_{|+} & 0 & 0 & a_{+|} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & a_{-|} & 0 & 0 & a_{|-} & a_{||} & a_{|+} & 0 & 0 & a_{+|} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & a_{-|} & 0 & 0 & a_{|-} & a_{||} & a_{|+} & 0 & 0 & a_{+|} & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & a_{-|} & 0 & 0 & a_{|-} & a_{||} & a_{|+} & 0 & 0 & a_{+|} & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{-|} & 0 & 0 & a_{|-} & a_{||} & a_{|+} & 0 & 0 & a_{+|} & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{-|} & 0 & 0 & a_{|-} & a_{||} & a_{|+} & 0 & 0 & a_{+|} & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{-|} & 0 & 0 & a_{|-} & a_{||} & a_{|+} & 0 & 0 & a_{+|} \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1
 \end{pmatrix}
 \begin{pmatrix}
 p_{11} \\
 p_{12} \\
 p_{13} \\
 p_{14} \\
 p_{21} \\
 p_{22} \\
 p_{23} \\
 p_{24} \\
 p_{31} \\
 p_{32} \\
 p_{33} \\
 p_{34} \\
 p_{41} \\
 p_{42} \\
 p_{43} \\
 p_{44}
 \end{pmatrix}
 =
 \begin{pmatrix}
 p_{Geh} \\
 p_{Geh} \\
 p_{Geh} \\
 p_{Geh} \\
 b_{21} \\
 b_{22} \\
 b_{23} \\
 b_{24} \\
 b_{31} \\
 b_{32} \\
 b_{33} \\
 b_{34} \\
 p_{Geh} \\
 p_{Geh} \\
 p_{Geh} \\
 p_{Geh}
 \end{pmatrix}$$

(7.11)

Druckaufbau

Der Druckaufbau in den einzelnen Kolbenräumen definiert sich maßgeblich durch die Betriebsbedingungen sowie der geometrischen Gestaltung der Totvolumina und des Umsteuerbereiches. Anhand eines Modells von Bosch Rexroth, welches hauptsächlich auf Druckaufbau und Blendengleichungen basiert, wird dies vorab bestimmt. Folgendes Beispiel stellt den Druckaufbau dar.

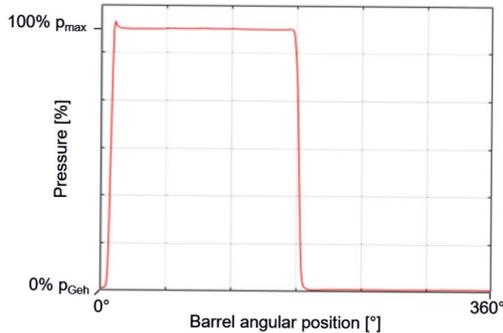


Abb. 7.2: Verlauf des Kolbendrucks bei unbegrenzter Hochdruckkapazität

Piezzoviskosität

Die Viskosität des Fluids hat einen großen Einfluss auf den Druckabbauverlauf im Schmier-spalt. Aufgrund dessen wird zur Abbildung des Druck-Viskositäts-Verhaltens das Roelandsgesetz [159] als Erweiterung des Barusgesetzes angewendet. η_0 entspricht der Viskosität bei Atmosphärendruck.

$$\eta = \eta_0 e^{(\ln(\eta_0) + 9.67)((1 + 5.1 \cdot 10^{-9} p)^{z_p} - 1)} \quad (7.12)$$

Die Konstanten werden, wie in Wiegert [149] erarbeitet, festgelegt und mittels Messergebnissen des Fluids abgeglichen. $z_p = 0.6$ zeigt eine sehr gute Übereinstimmung mit den vorliegenden Daten.

Aufgrund des Drucks im Exponenten der Viskosität lässt sich das gesamte Gleichungssystem der Reynolds-Gleichung lediglich iterativ lösen. Zur Reduktion der iterativen Lösung und dadurch einer Laufzeitverbesserung der Simulation, wird die Gleichung durch ein Potenzgesetz, wie in Zhu [159], und der Least-Square-Methode mit den Parametern n_L und θ_p angenähert.

$$\eta = \eta_0 (1 + \theta_p p)^{n_L} \quad (7.13)$$

Durch einsetzen in die Reynolds-Gleichung ergibt sich:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{rh^3}{\eta_0(1 + \theta_p p)^n} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{\eta_0(1 + \theta_p p)^n} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) \\ &= 12 \left(\frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial \theta} (rh\omega) + r \frac{\partial h}{\partial t} \right) \end{aligned} \quad (7.14)$$

Mithilfe der Substitutionsvariable q kann die Viskositätsabhängigkeit in gleicher Form wie in Gleichung 7.1 dargestellt werden.

$$\partial p = (1 + \theta_p p)^{n_L} \partial q \quad (7.15)$$

Dadurch ergibt sich die substituierte Reynolds-Gleichung:

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(rh^3 \frac{\partial q}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial q}{\partial \theta} \right) = 12\eta_0 \left(\frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial \theta} (rh\omega) + r \frac{\partial h}{\partial t} \right) \quad (7.16)$$

Zusätzlich wurde als Geschwindigkeit die Winkelgeschwindigkeit (ω) der Kolbentrommel eingesetzt. Integriert man nun die Gleichung 7.15 ergibt sich:

$$q = \frac{1}{1 - n_L} \cdot \frac{1}{\theta_p} \cdot \left((1 + \theta_p \cdot p)^{1 - n_L} - (1 + \theta_p p_{Geh}) \right) + C \quad (7.17)$$

$$p = \frac{1}{\theta_p} \cdot \left(\left(\theta_p (1 - n_L) \cdot \left(q - \frac{1}{\theta_p} (1 + \theta_p p_{Geh}) \right) \right)^{\frac{1}{1 - n_L}} - 1 \right) \quad (7.18)$$

Die Integrationskonstante C kann prinzipiell beliebig gewählt werden. Aufgrund der rechentechnischen Umsetzung wird $q(p_{Geh}) = 0$ gesetzt.

Unter Berücksichtigung der druckabhängigen Viskosität verändert sich die diskretisierte Reynolds-Gleichung in:

$$\begin{aligned} & q_{i+1,j} a_{+|} - q_{i,j} a_{||} + q_{i-1,j} a_{-|} + q_{i,j+1} a_{|+} \\ & + q_{i,j-1} a_{|-} = b \end{aligned} \quad (7.19)$$

Mehrkörpersimulation

Die maßgebliche Herausforderung der simulativen Abbildung ist es, diese zeiteffizient zu gestalten und dennoch in ausreichendem Rahmen kinematische/dynamische Effekte abzubilden. Diese erfordern eine gewisse Laufzeit bis sich die tatsächlichen Kräftegleichgewichte einstellen. Dennoch ist die Simulation dafür ausgelegt, den kompletten Einsatzbereich der Axialkolbenmaschine, bei gleichzeitiger iterativer Optimierung des Druckniveaus in den Entlastungstaschen, zu simulieren.

Auf Basis einer Mehrkörpersimulation werden die Effekte der Verkippung und die der Kinematik der tribologischen Kontakte abgebildet. Anhand von drei zu 120° versetzten Punkten auf selbem Teilkreis, wird die Ebene zur Beschreibung des dynamischen Kontaktpartners abgebildet. Der hydrodynamische Traganteil wird durch das Gleichgewicht der Bewegungsgleichungen, anhand der Verlagerungsgeschwindigkeiten, an den drei beschriebenen Koordinaten ermittelt. Als Ergebnis des Kräftegleichgewichtes stellt sich eine Schmierstalthöhe an den drei Koordinatenpunkten ein, wodurch sich die Schmierstalthöhe über den gesamten Bereich beschreiben lässt. Folgende Gleichungen, sind dafür relevant.

Die Beschreibung der Schmierstalthöhe anhand der drei Koordinaten:

$$h(r, \theta) = \frac{1}{R_o} \sqrt{\frac{1}{3}} (h_2 - h_3) r \sin(\theta) + \frac{1}{3R_o} (2h_1 - h_2 - h_3) r \cos(\theta) + \frac{1}{3} (h_1 + h_2 + h_3) \quad (7.20)$$

Die Höhenänderung nach der Zeit entsprechend für den Quetschterm:

$$\dot{h}(r, \theta) = \frac{1}{R_o} \sqrt{\frac{1}{3}} (\dot{h}_2 - \dot{h}_3) r \sin(\theta) + \frac{1}{3R_o} (2\dot{h}_1 - \dot{h}_2 - \dot{h}_3) r \cos(\theta) + \frac{1}{3} (\dot{h}_1 + \dot{h}_2 + \dot{h}_3) \quad (7.21)$$

Um den Keilterm numerisch zu lösen, wird die Zentralfdifferenz angewendet:

$$\frac{\partial h}{\partial \theta} \approx \frac{h_{j+1} - h_{j-1}}{2\Delta\theta} \quad (7.22)$$

Der Quetschterm wird durch die Lösung des nichtlinearen Gleichungssystems gelöst. Dafür werden die Kräfte- und Momentengleichgewichte der anpressenden und entlastenden Kräfte aufgestellt. Diese können auf Basis der Integration des Druckfeldes ermittelt werden. Die Trägheitsterme werden aufgrund der geringfügigen Bewegung der Kolbentrommel im μm -Bereich nach Wieczorek [148] vernachlässigt.

$$\begin{pmatrix} F_{An} \\ M_{x,An} \\ M_{y,An} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_{Ent} \\ M_{x,Ent} \\ M_{y,Ent} \end{pmatrix} \quad (7.23)$$

Die hydraulischen Entlastungsterme sind folgendermaßen definiert:

$$F_{Ent} = \int \int_A p(r, \theta) r dr d\theta \quad (7.24)$$

$$M_{x,Ent} = \int \int_A -p(r, \theta) r^2 \sin(\theta) dr d\theta \quad (7.25)$$

$$M_{y,Ent} = \int \int_A p(r, \theta) r^2 \cos(\theta) dr d\theta \quad (7.26)$$

Zur Bestimmung der Bewegungsgleichungen wird das Newtonverfahren verwendet, wodurch sich das nichtlineare Gleichungssystem numerisch lösen lässt. Um die gesamte Oberfläche zu beschreiben, werden die Terme der Hö-

Veränderung entsprechend der Geschwindigkeit an drei Punkten der Ebene aufgestellt.

$$\dot{h} = \begin{pmatrix} \dot{h}_1 \\ \dot{h}_2 \\ \dot{h}_3 \end{pmatrix} \quad (7.27)$$

Daraus können die neuen Schmierstathöhen zum nächsten Zeitschritt berechnet werden.

$$h_{k+1} = h_k + \Delta t \cdot \dot{h}_{k+1} \quad (7.28)$$

Schließlich lassen sich die Kräfte- und Momentengleichgewichte ermitteln.

$$f = \begin{pmatrix} F_{An} - F_{Ent}(h, \dot{h}) \\ M_{x,An} - M_{x,Ent}(h, \dot{h}) \\ M_{y,An} - M_{y,Ent}(h, \dot{h}) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (7.29)$$

Auf Basis von Finiten-Differenzen wird daraus die Jakobimatrix für die drei Referenzkoordinaten erstellt und damit die Spalthöhe über die gesamte Geometrie quasi-statisch bestimmt.

$$J(x) = \begin{pmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial \dot{h}_1} & \frac{\partial f_1}{\partial \dot{h}_2} & \frac{\partial f_1}{\partial \dot{h}_3} \\ \frac{\partial f_2}{\partial \dot{h}_1} & \frac{\partial f_2}{\partial \dot{h}_2} & \frac{\partial f_2}{\partial \dot{h}_3} \\ \frac{\partial f_3}{\partial \dot{h}_1} & \frac{\partial f_3}{\partial \dot{h}_2} & \frac{\partial f_3}{\partial \dot{h}_3} \end{pmatrix} \quad (7.30)$$

Broyden-Aufdatierung zur Laufzeitoptimierung

Da bei der Lösung der Bewegungsgleichungen die Reynolds-Gleichung mehrfach gelöst werden muss, ist eine Optimierung der Rechenlaufzeit durch-

aus relevant. Deshalb wurde die Approximation, das Quasi-Newtonverfahren nach Broyden, auch als Broyden-Aufdatierung bezeichnet, verwendet. Hierbei wird anstelle einer kompletten Neuberechnung der Jakobimatrix bei jedem weiteren Iterationsschritt eine Funktionsauswertung auf Basis des vorherigen Ergebnisses approximiert. [41]

$$J_{n+1} = J_n + \frac{f(\mathbf{x}_n)\Delta\mathbf{x}_n^T}{\Delta\mathbf{x}_n^T\Delta\mathbf{x}_n} \quad (7.31)$$

Strukturmechanik

Durch die vorherrschenden Flächenpressungen, aufgrund des hydraulischen Druckfeldes und der druckbeaufschlagten Flächen, müssen für eine adäquate Schmierpaltsimulation Deformationen berücksichtigt werden. Ein zusätzlicher Einfluss ist die Deformation aufgrund von Festkörperkontakt. Dadurch verformen sich die Oberflächen der tribologischen Kontaktpaarung in einer Größenordnung, in der sich in etwa auch der Schmierpalt ausprägt. Die simulative Ermittlung der Verformung wird anhand der Finite-Elemente-Methode (FEM) realisiert. Zur lauffzeiteffizienten Umsetzung der Berechnung von mehreren Betriebspunkten bzw. Zeitschritten werden die Verformungen der einzelnen Zellen unter definierten Lastfällen mit ANSYS Mechanical APDL bestimmt. Anhand der Annahme eines linearen Verhaltens kann dies überlagert werden. Über Nachgiebigkeitsmatrizen der einzelnen Bauteile werden diese Informationen an den Solver der Reynolds-Gleichung übergeben, um dort die tatsächliche Simulation der Verformung durchzuführen. Für eine weitere Detaillierung wird auf die im Rahmen der Forschungsaktivitäten entstandenen Arbeiten von Weiser [146], Kroneis [91] und Yarahmadi [156] verwiesen.

Das generelle Vorgehen wird in den Dissertationen von [158] und [81] näher beschrieben. Zur Übergabe der Daten ist die Form des Rechengitters zu beachten. So muss zur Kopplung des gleichmäßigen FDM-

Gitters des Druckfeldes und des geometrieoptimierten, unstrukturierten FEM-Gitters der Verformung eine Interpolation durchgeführt werden.

Kontaktbedingungen und Reibung

Das Optimum des volumetrischen als auch des hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrades entspricht einem geringen Schmierpalt in der Größenordnung der Oberflächenrauheit. Volumetrisch liegt dies offensichtlich bei $0 \mu\text{m}$, hydraulisch-mechanisch entsprechend Stribeck am Rande der Mischreibung. [138]

Kontaktkräfte, die zwischen den beiden tribologischen Partnern als Restanpressung übertragen werden, sollen möglichst gering gehalten werden, um mechanische Reibung und einhergehenden Verschleiß zu reduzieren. Dazu wird die theoretische Spalthöhe an den jeweiligen Knotenpunkten bestimmt. Bei Unterschreitung einer vorab definierten Mindestspalthöhe (h_{Ko}) wird die resultierende Kontaktspannung bestimmt. Die theoretische Mindestspalthöhe definiert sich, wie in Abbildung 2.16 dargestellt, über die Oberflächenrauheit und die spezifische Schmierfilmdicke. Als spezifische Schmierfilmdicke wird der Rand der Mischreibung $\lambda_{Ko} = 3$ angenommen. [152] [35]

$$h_{Ko} = \lambda_{Ko} \cdot \sqrt{R_1^2 + R_2^2} \quad (7.32)$$

Anhand der jeweiligen Elastizitätsmodule, der Kontaktflächen und der Länge des Kontaktbereiches ergibt sich dann die Kontaktspannung (σ_{Ko}). Eine genauere Erläuterung dazu ist der Arbeit von Richter [123] zu entnehmen.

$$\sigma_{Ko} = E_{KT} \cdot \frac{h_{i,j} - h_{Ko}}{l_{KT}} \quad (7.33)$$

Daraus lässt sich, unter Annahme eines Reibkoeffizienten μ stark vereinfacht das Moment der Coulombschen Festkörperreibung (M_{fest}) ermitteln.

Für die Berechnung der Verformung wird der Einfluss der Kontaktspannung dem hydraulischen Anteil aufaddiert.

$$M_{fest} = \int \int_A \mu \cdot \sigma_{Ko} \cdot r^2 dr d\theta \quad (7.34)$$

Die Flüssigkeitsreibung bestimmt sich aus der Schubspannung (τ_θ), wie durch [148] erläutert.

$$\tau_\theta = \eta \frac{\partial u_\theta}{\partial z} = \frac{\partial p}{r \partial \theta} \cdot \left(z - \frac{h}{2} \right) + \eta \cdot \omega \cdot \frac{1}{h} \quad (7.35)$$

Aus der Integration der Wandschubspannung über die Fläche und $z = h$ folgt das Moment der viskosen Reibung ($M_{flüssig}$):

$$M_{flüssig} = \int \int_A \left(\frac{\partial p}{r \partial \theta} \cdot \frac{h}{2} + \eta \cdot \omega \cdot \frac{1}{h} \right) r^2 dr d\theta \quad (7.36)$$

Unebenheiten

Da die Oberflächentoleranzen der beiden Bauteile in der Größenordnung des eigentlichen Schmierpaltes liegen, haben diese einen relevanten Einfluss auf die dynamischen Terme der Simulation. Speziell bei hohen Relativbewegungen sollten auch simulativ die Unebenheiten der realen Oberflächen angenähert werden. Bei Oberflächenbearbeitungen, wie dem Läppen oder auch einer Oberflächenänderung aufgrund von Verschleiß, sind konvexe Oberflächen üblich. Diese haben sowohl auf den Quetschterm als auch auf den Keilterm einen relevanten Einfluss. Durch Überlagerung der Höhenmatrix mit der Ausgangsoberfläche kann dies in den Berechnungen des Druckfeldes berücksichtigt werden. Jedoch ist zu beachten, dass die Unebenheiten der Kolbentrommel mitrotieren. Auch wenn der allgemeine Abgleich zwischen Simulation und Messung in Kapitel 8 erläutert wird, werden die Ergebnisse der Unebenheiten aufgrund der Übersichtlichkeit vorweg gegriffen. Die tatsächliche Relevanz der Unebenheiten lässt sich durch den Simulationsabgleich am Prüfstand mit der Berücksichtigung von Unebenheiten (Tabelle

Betriebspkt.	Tasche 1	Tasche 2	Tasche 3
1	38.4%	19.8%	154.0%
2	269.4%	5.4%	91.5%
3	162.5%	29.1%	105.5%
4	64.5	0.6%	870.0%
5	22.5%	3.5%	9.8%
6	15.0%	109.6%	49.8%
7	179.1%	15.3%	101.8%
8	39.7%	30.1%	176.8%
11	106.6%	69.8%	100.3%
12	126.5%	36.0%	96.9%

Tabelle 7.2: Simulationsabweichung der Taschendrucke zur Messung, mit Unebenheit gegenüber einer Ebene

7.2) und ohne die Berücksichtigung von Unebenheiten erkennen. Dargestellt ist die erforderliche Druck in den Druckreservoirs im Abgleich der Simulation zu den Versuchsergebnissen. Die Werte beschreiben die prozentuale Abweichung des Drucks, simuliert mit Unebenheiten in Bezug geteilt durch Abweichung ohne Unebenheiten. Dies bedeutet also, wenn die Abweichung von Simulation zur Messung bei Berücksichtigung der Unebenheit gleich der Simulationsabweichung ohne Unebenheit ist, liegt der Wert bei 100%. Ist die Abweichung der Simulation mit Unebenheiten zur Messung nur $\frac{1}{10}$ der Simulation ohne Unebenheiten entspricht dies einem Wert von 10%. An einzelnen Positionen und Betriebspunkten liegt die Abweichung über 100%. Betrachtet man diese Ergebnisse, handelt es sich hier um bereits sehr genaue Ergebnisse und deshalb absolut betrachtet um sehr geringe Abweichungen.

Zur Veranschaulichung ist die simulierte Geometrie nochmals in Abbildung 7.3 dargestellt. Zu erkennen sind die fertigungsbedingt unebenen

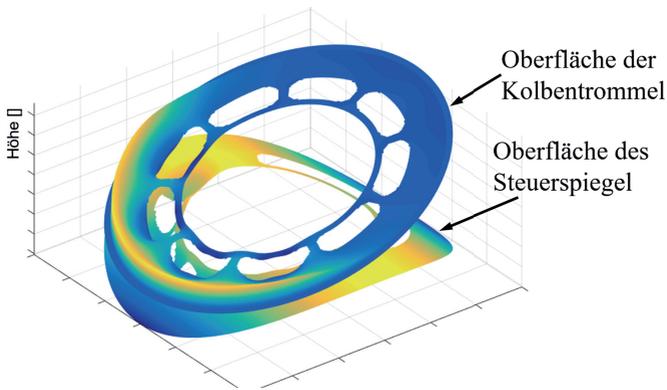


Abb. 7.3: Simulation mit Unebenheiten und Deformationen am Kolbentrommel-Steuer-
spiegelkontakt

und Betriebspunktbedingt zusätzlich verformten oberflächen und die da-
durch veränderte Ausprägung des Schmierpaltes dazwischen.

Daraus folgen die Aufaddierungen in den einzelnen Termen:

$$h = h_{KT} - h_{SSP} \quad (7.37)$$

$$\frac{\partial h}{\partial \theta} \approx \frac{h_{j+1} - h_{j-1}}{2\Delta\theta} \quad (7.38)$$

$$\frac{\partial h}{\partial t} \approx \frac{h^{\Delta\theta} - h^{-\Delta\theta}}{2\Delta t} \quad (7.39)$$

Weitere Berechnungsbausteine

Die erforderlichen Kolbendruckverläufe und Reibungen in der Kontaktstelle,
zwischen Kolbentrommel und Kolben, werden aus Laufzeitgründen durch
separate Simulationen ermittelt und in Kennfeldern hinterlegt. Der Kolben-
druckverlauf wurde bereits in Abbildung 7.2 dargestellt. Für die Kolbenrei-

bung wird auf das kommerzielle Programm SiKoBu, das auf der Dissertation von Gels [54] basiert, verwiesen.

Um die Defizite zwischen Anpressung und Entlastung auszugleichen, werden die erforderlichen Kräfte durch die Druckbeaufschlagung zusätzlicher Reservoirs realisiert und in einem Kennfeld abgespeichert. Zielgröße der Auslegung ist, neben einer möglichst geringen Nutation, die Positionierung der Kontaktpartner bei einer optimalen Spalthöhe.

Gesamtstruktur EHD-Simulation

Dadurch ergibt sich eine Gesamtstruktur, die in Abbildung 7.4 dargestellt ist. Zusätzlich zu den beschriebenen Simulationsbausteinen und der Berechnung der grundlegenden Kräfte- und Momentenbilanzen, beinhaltet die Simulation eine Oberfläche zur Eingabe der gewünschten Randbedingungen sowie ein Ausgabeprofil der ermittelten Ergebnisse. Simuliert werden die beschriebenen Betriebspunkte im ersten Schritt am Referenzsystem, um die eigentliche Problematik abzubilden. Im zweiten Schritt wird die bedarfsangepasste Entlastung simuliert, die als Grundlage zur Auslegung der Kontaktstellen dient. Die Genauigkeit der Simulation wird in Kapitel 8 anhand der ermittelten Taschendrucke und der Schmierpaltausprägung validiert. An der neuentwickelten Kontaktstelle Gleitscheibe-Schwenkwiege wurde eine automatisierte Geometrieoptimierung integriert. Dadurch werden mehrere Geometrieparameter mit dem Ziel des optimalen Entlastungsgrades und minimaler Verkipfung über das gesamte Betriebskennfeld variiert.

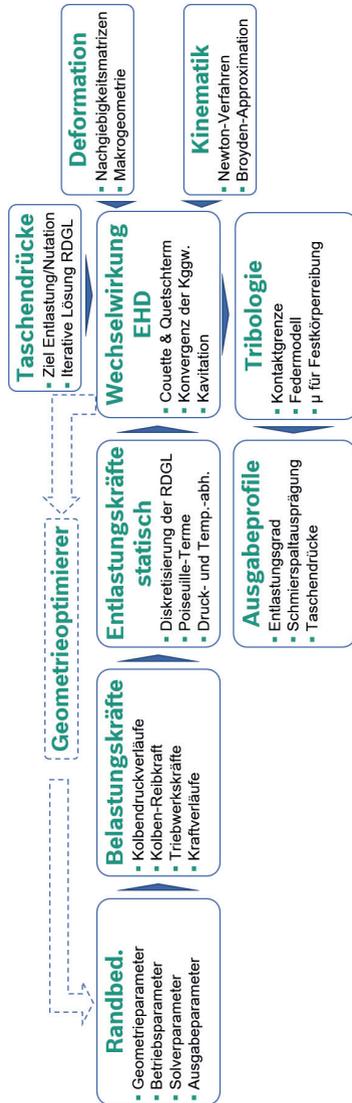


Abb. 7.4: Elemente der erarbeiteten EHD-Simulation

7.3 Berechnung Kolbentrommel-Steuerspiegel

Zur Beschreibung von Optimierungen am Kontakt Kolbentrommel-Steuerspiegel wird die Simulation auf Basis des Referenzsystems validiert (Details dazu im Anschluss Kapitel 8.5.1). Mithilfe der Simulation des Referenzsystems wird die eigentliche Problematik ermittelt und eine Basis für eine relative Betrachtung potentieller Optimierungen, geschaffen. Anschließend wird die simulative Abbildung der bedarfsangepassten Entlastung dargestellt und die theoretisch ermittelten Solldrücke der einzelnen Druckkammern aufgelistet. Zusätzlich zur elektronischen Ausregelung lassen sich einzelne Defizite bereits durch hydraulisch-mechanische Optimierungen mit einer rein geometrischen Veränderung der Kontaktpartner erreichen. Dies wird im letzten Abschnitt dieses Unterkapitels beschrieben.

Berechnung Referenzsystem Kolbentrommel

Eine erste Abschätzung zur Problematik am Kolbentrommel-Steuerspiegelkontakt wurde als Teil dieser Arbeit bereits in [63] und [64] veröffentlicht. Betrachtet wurden unterschiedliche markante Betriebsbedingungen, bei der eine Axialkolbenmaschine in der Ausführung als Pumpe generell eingesetzt wird. Die Simulation wurde auf Basis der Formel 7.2 durchgeführt. So wurden lediglich die Druck-Strömungsterme der Reynolds-Gleichung berücksichtigt, die Reibung sowie Einflüsse der Kolben auf die Kolbentrommel und der Druckaufbau in der Kolbenkammer. Simuliert wurde generell bei typischen Nennbetriebsbedingungen, wie sie dem Betriebspunkt 1 (BP1) aus Tabelle 7.1 entsprechen und jeweils ein Parameter wurde variiert. Zur einfacheren Einsortierung wurden die Betriebspunkte die dem Abgebildeten Betriebspunkt in etwa entsprechen auf den einzelnen Simulationen vermerkt. Die Grafiken in Abbildung 7.5 der linken Spalte stellen den Einfluss der Drehzahl auf den Restkraftverlauf dar. Die rechte Spalte entspricht der Variation des Pumpenhochdrucks. In Abbildung 7.6 wird in der linken Spalte der Schwenk-

winkel variiert. In der rechten Spalte von Abbildung 7.6 werden die kritischen Grenzen des Betriebsbereiches dargestellt. Hier entspricht die obere Grafik der Betriebsbedingung mit geringem Druck und dadurch geringer hydrostatischer Kräfte, aber hohen Störeinflüssen auf das Entlastungsfeld (BP5). Die untere Grafik entspricht der Eckleistung, also dem Betriebspunkt des höchsten Leistungsumsatzes der Verluste (BP8).

Zu erkennen ist bereits bei dieser vereinfachten Simulation, dass die Position der Restkraft (in Rot), die auf die Verkippungsrichtung der Kolbentrommel schließen lässt, stark variiert und dass alle Betriebsparameter einen relevanten Einfluss auf dieses Verhalten haben. Dies gilt sowohl im Vergleich der Betriebspunkte zueinander, als auch bezüglich des Restkraftverlaufs jedes Betriebspunktes, der die Taumelbewegung der Kolbentrommel beschreibt. Gleichzeitig ist über den Absolutwert der Entlastung in Zusammenhang mit dem Entlastungsgrad zu erkennen, dass auch die mittlere Spalthöhe bereits ohne hydrodynamische Einflüsse stark variiert. Eine kritische Betriebsbedingung mit Tendenz zum Abheben ist der Betrieb bei geringem Druck und hoher Drehzahl (BP5). Der Restkraftverlauf liegt in diesem Fall außerhalb der Wirkfläche. Dies führt zu einer starken Verkippung bis hin zum hydraulischen Kurzschluss zwischen Systemdruck und Gehäusedruck.

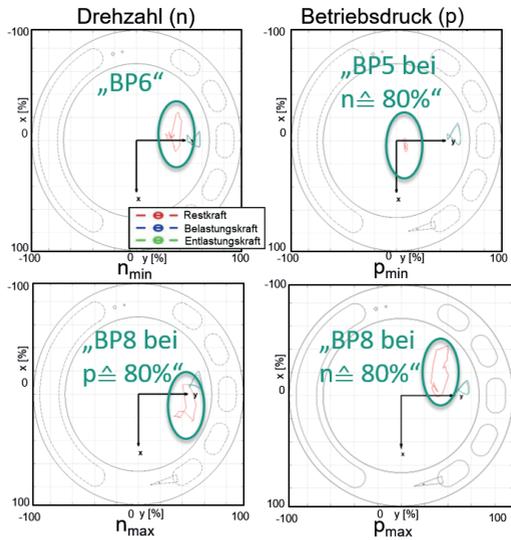


Abb. 7.5: Restkraft und Entlastung nach Formel: 7.2 Teil 1 nach [63]

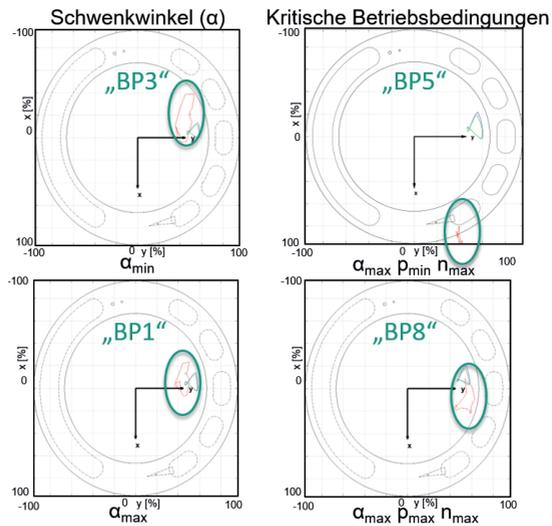


Abb. 7.6: Restkraft und Entlastung nach Formel: 7.2 Teil 2 nach [63]

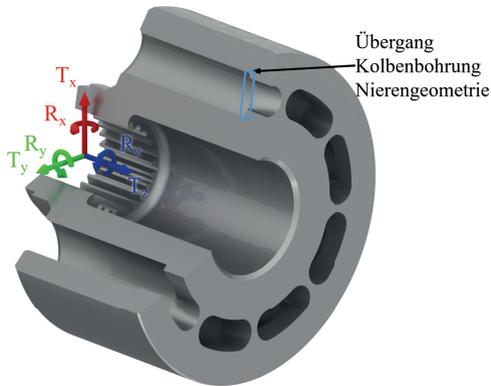


Abb. 7.7: Freiheitsgrade der Kolbentrommel

Zur Beschreibung der prinzipiellen Problematik ist eine Berechnung ohne vollständige Hydrodynamik ausreichend. Um jedoch die Taschendrucke für eine präzise Ausregelung simulativ zu ermitteln, werden im nächsten Schritt alle im Kapitel 7.2 beschriebenen Einflüsse berücksichtigt. Das Maß zur Bewertung des Schmierpaltes ist nun nicht mehr die Position und Größe der Entlastungskraft, sondern die Spalthöhe selbst. Bezüglich der Mehrkörpersimulation ist das Modell wie in Kapitel 7.2 erläutert umgesetzt. Bezüglich der Freiheitsgrade (Abbildung 7.7) können die Translationen T_x und T_y aufgrund von Spiel in der Verzahnung vernachlässigt werden. Die Rotation um die Triebwerksachse R_z wird vorgegeben. Dadurch reduziert sich das System auf drei Freiheitsgrade T_z , R_x und R_y .

Bei der Berücksichtigung der Verformungseinflüsse wird die Unterseite des Steuerspiegels in Z-Richtung als fest angenommen und alle weiteren Kräfte über die Verschraubung aufgenommen. Für eine präzisere Abbildung kann die Anschlussplatte mitberücksichtigt werden. Der Zylinder wird in Umfangsrichtung durch die Verzahnung fixiert. Bei einer umfangreichen Bewertung der Kolbentrommelverformung erweist sich eine Betrachtung ab dem Übergang der Kolbenbohrung in die Nierengeometrie, und somit fest in

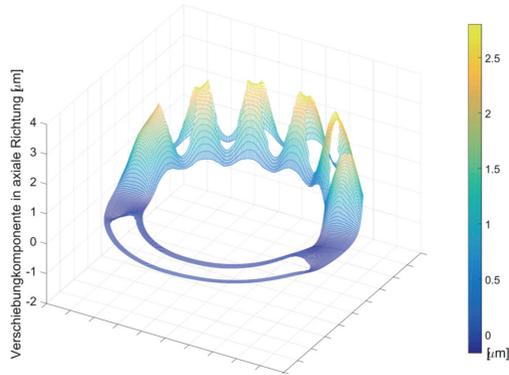


Abb. 7.8: Verformung ermittelt durch Steifigkeitsmatrizen in Matlab [146]

Z-Richtung, als ausreichend (Abbildung 7.7). Die resultierende Verformung wird in Abbildung 7.8 dargestellt und iterativ mit den ermittelten Spalthöhen der kinematischen Beschreibung überlagert.

Zur Betrachtung des Seriensystems wurden die Betriebspunkte aus Tabelle 7.1 berechnet und am Beispiel des (BP1) dargestellt. Neben der Darstellung der Spalthöhe an den drei Kontrollpunkten wird zur Übersichtlichkeit der Nutationswinkel, also das Maß der Verkippung, und der Präzessionswinkel, der der Richtung der Verkippung entspricht, dargestellt. Das Optimum der Nutation entspricht einer möglichst geringen Verkippung. Bei der Präzession hingegen ist ein Winkel von 90° erwünscht, da dies einer mittigen Verkippung in Richtung des Hochdrucks entspricht. Somit ist die Spalthöhe auf der Hochdruckseite geringer und in Richtung äußerem und innerem Totpunkt möglichst gleich.

Zur Erläuterung der Simulation werden die Ergebnisse am Beispiel des Nennebetriebes (BP1) dargestellt (Abbildung 7.9). Betrachtet werden in den Kräftediagrammen der 14. und 16. Kolbenwechsel. Ein Kolbenwechsel entspricht der Änderung eines Kolbens von Hoch zu Niederdruck und wieder zurück. Dies entspricht bei einem 9-Kolben-Triebwerk einem Winkelbereich von 560° bis 640° . Die Simulation ist zu diesem Zeitpunkt eingeschwungen.

Die Grafik links oben beschreibt farblich den Druckverlauf bezogen auf die Geometrie. Gelb entspricht der Randbedingung des Hochdrucks und blau der des Niederdrucks. Es ist zu erkennen, dass sich der Druck im Bereich der Vorkompression und Nachexpansion nicht gleichmäßig aufbaut bzw. abbaut. Aufgrund der Nierengestaltung und von Unebenheiten kommt es zu einer Ungleichmäßigkeit. Zu beachten ist, dass es sich wie erläutert, um eine quasistatische Ermittlung handelt und auch die Kontaktgrenze theoretisch ermittelt wurde.

Die Verläufe der Ortsvektoren der belastenden Kräfte in blau sowie der Entlastungskraft in Grün, sind zur Y-Achse verschoben. Das begründet sich einerseits durch den Unterschied von Druckaufbau und -abbau, andererseits anhand der Verdrillung des Steuerspiegels aus strömungstechnischen Aspekten.

Neben dem Druckverlauf sind auch die einzelnen Kräfte in Diagrammen dargestellt. Einerseits ermöglicht dies eine einfache Plausibilitätsprüfung der Simulation, aber auch Informationen für eine spezifische Betrachtung einzelner Einflüsse. Das Diagramm rechts unten beschreibt schlussendlich den Entlastungsgrad, der sich einstellt. Mit einem Wert zwischen 95 % und annähernd 100 % entspricht dies auch den Erwartungen der quasistatischen Simulation. Wie zu erwarten sind Schwankungen um ein mittleres Niveau von hier 95.76 % zu erkennen. Dieses Mittlere Niveau variiert je nach Betriebsbedingung sehr stark.

Abbildung 7.10 stellt die relevanten Größen der Spalthöhen und der Verkipfung dar. Die Spalthöhen zeigen eine mittlere Spalthöhe auf, die in etwa im Bereich des gewünschten Schmierpaltes liegt. Allerdings verändert sich diese über die Geometrie hinweg deutlich, so dass sich eine erhöhte Verkipfung in Richtung des Hochdrucks ermitteln lässt. Darüber hinaus ist die Pulsation des Schmierpaltes zu erkennen, die sich in einer akzeptablen Größenordnung befindet. Diese ist allerdings nur bei einer vollständig kinetischen Betrachtung tatsächlich belastbar. Die Präzession der Kolbentrommel liegt bei etwa 88° , bezogen auf die X-Achse, also einem engsten Spalt im Be-

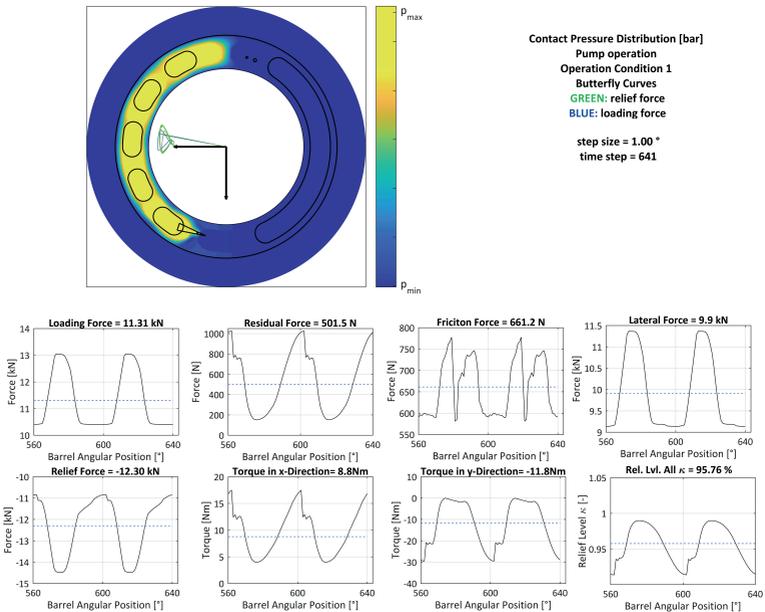


Abb. 7.9: Kolbentrommel-Steuerspiegel, Globaldaten bei (BP1)

reich zwischen der zweiten und dritten Hochdruckniete. Auch wenn sowohl die Belastenden als auch entlastenden Kräfte oberhalb von 90° liegen, ist dieses Ergebnis plausibel. Typische Verschleißbilder bei Eckleistung aus internen Betrachtungen dieser Einheit stimmen mit diesem Ergebnis überein. Die Nutation von etwa $(6.2 \cdot 10^{-3})^\circ$ deutet auf eine relativ starke Verkipfung, von etwa $11 \mu\text{m}$ über die Gesamtgeometrie hinweg, hin. Anhand der Abbildung des Drehwinkels von 0° bis 640° lässt sich auch das schnelle Einschwingverhalten erkennen.

7 Simulative Ermittlung der bedarfsangepassten Entlastung

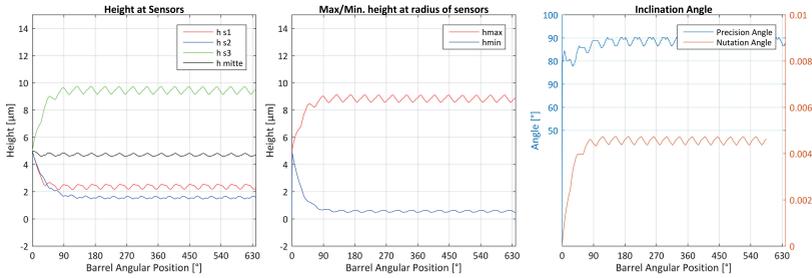


Abb. 7.10: Kolbentrommel-Steuerspiegel Spalthöhen bei (BP1)

In der linken Grafik in Abbildung 7.11 ist die Spalthöhenverteilung, beziehungsweise die Oberflächen der beiden Kontaktpartner, 3-dimensional dargestellt. Berücksichtigt werden dafür die Kinematik, die Druckbeaufschlagung, die Kontaktkräfte und die Unebenheiten. Dabei wird der Einfluss von letzterem anhand der Form des Steuerspiegels offensichtlich. Die rechte Darstellung entspricht der Druckverteilung an Kolbentrommel-Steuerspiegel, die einer direkten Abschätzung der Größenordnungen der Drucküberhöhungen sowie dem Druckaufbau dient.

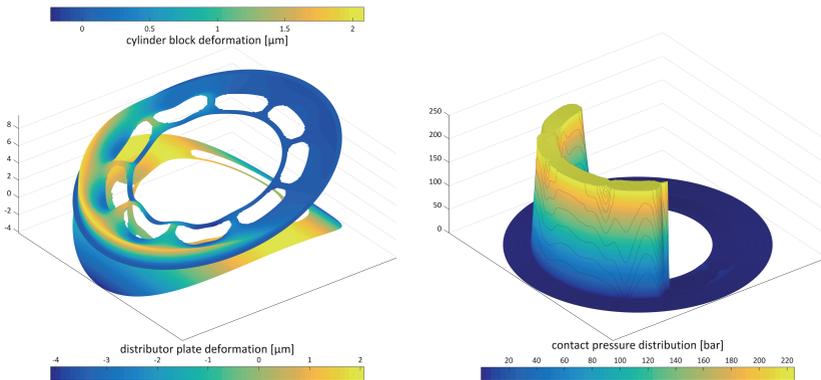


Abb. 7.11: Kolbentrommel-Steuerspiegel Verformung bei (BP1)

Ein Abgleich der vollständigen EHD-Simulation mit den vereinfacht ermittelten Ergebnissen bei konstantem Schmier-spalt und ebener Oberfläche, lässt folgende Abschätzung zu: Anhand der vereinfachten Simulation lassen sich die Richtung der Verkippung sowie der Grad der Verkippung bestimmen. Allerdings sind die vereinfachten Ergebnisse eher konservativer, sowohl im Grad der Verkippung, als auch in der Verkippungsrichtung. Eine Verwendung für die Bewertung des Mehrwerts der bedarfsangepassten Entlastung und zur Vorauslegung des Kennfeldes ist damit nicht zielführend. Es wird deshalb die beschriebene Vorgehensweise vollständig für die Stützstellen des gesamten Betriebsbereiches verwendet.

Unter Berücksichtigung des gesamten Betriebsbereiches wird ersichtlich, dass sowohl die Verkippung, als auch die Spalthöhe über den Betriebsbereich deutlich schwanken und deshalb eine Optimierung naheliegend ist. Da sich diese Änderungen allerdings nicht einem einzigen Betriebsparameter zuordnen lassen, sondern alle Parameter einen relevanten Einfluss haben, ist eine rein geometrische Optimierung äußerst komplex. Die geregelte bedarfsangepasste Entlastung erweist sich dadurch als zielführend.

Berechnung bedarfsangepasste Entlastung Kolbentrommel-Steuerspiegel

Zur Simulation der bedarfsangepassten Entlastung werden die Druckkammern in die Simulation miteingeschlossen. Durch die Anpassung des Druckniveaus wird der Schmier-spalt so ausgegletzt, dass sich eine erwünschte Spalthöhe, mit minimaler Verkippung, konstant über allen Betriebsbedingungen einstellt.

An der Abbildung 7.12 rechts unten, welche auch hier wieder den Betrieb bei Nennbetrieb (BP1) beschreibt, ist zu erkennen, dass sich durch die bedarfsangepasste Entlastung ein gleichmäßiges Entlastungsniveau einstellen lässt.

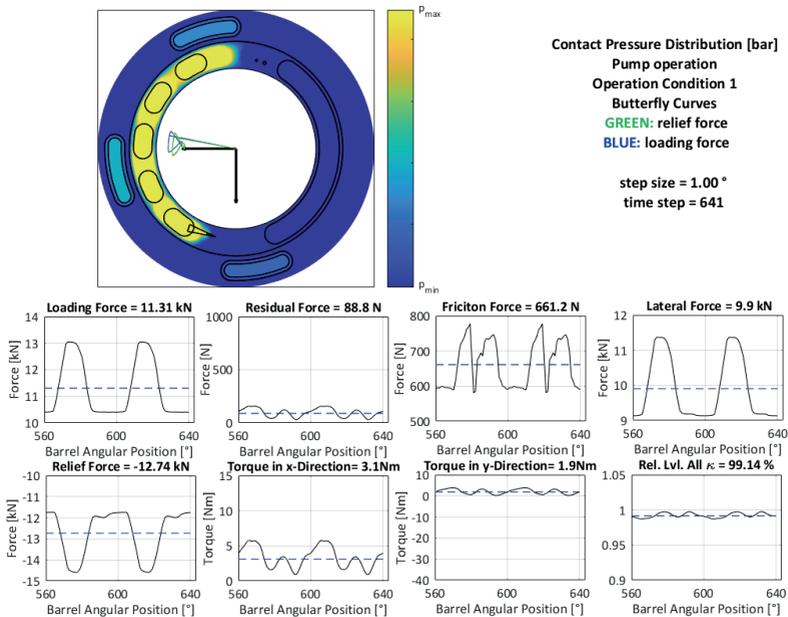


Abb. 7.12: Kolbentrommel-Steuerspiegel BAE, Globaldaten bei (BP1)

Auf eine Abbildung der der einzelnen Spalthöhen wird an dieser Stelle verzichtet. Grund dafür ist die quasistatische Simulation. Durch die Zusatzfelder, die konstant mit Druck versorgt werden, werden ohne Berücksichtigung der Trägheitskräfte der Kolbentrommel und Leckagen der Zusatzfelder starke Schwankungen abgebildet. Im realen System, welches im Rahmen der Validierung betrachtet wird, sind Schwankungen im Spaltsignal deutlich geringer.

Zur Vollständigkeit sind alle weiteren Betriebspunkte aus Tabelle 7.1 ermittelt worden. Die erforderlichen Taschendrucke, die sich daraus ergeben, unter Berücksichtigung der Unebenheit und der Kontaktschwelle, sind der Tabelle 7.3 zu entnehmen.

Das erforderliche Druckniveau ist durchgängig im möglichen Bereich zwischen dem Umgebungsdruck und dem Pumpenhochdruck. Die Einbindung

Betriebspkt.	Tasche 1 [p_{T_1}/p_{HD}]	Tasche 2 [p_{T_2}/p_{HD}]	Tasche 3 [p_{T_3}/p_{HD}]
1	54.1 %	14.4 %	21.9 %
2	44.3 %	13.1 %	19.9 %
3	43.7 %	13.7 %	19.6 %
4	51.8 %	11.5 %	20.2 %
5	16.8 %	8.1 %	13.5 %
6	63.1 %	30.5 %	30.6 %
7	50.8%	28.9%	25.2%
8	65.7 %	28.5 %	28.5 %
9	70.5 %	20.3 %	28.7 %
10	94.7 %	65.1 %	38.6 %
11	41.5 %	29.2 %	24.1 %
12	41.1 %	31.5 %	21.0 %

Tabelle 7.3: Simulativ ermittelte Taschendrucke der Betriebspunkte

eines Zusatzaggregats für die Aufbringung des Druckniveaus erübrigt sich dadurch. Rein simulativ ist eine Ausregelung des Schmierpaltes möglich.

Berechnung hydraulisch-mechanische Lösungsansätze Kolbentrommel-Steuerspiegel

Bei den hydraulisch-mechanischen Ansätzen ist die Kompensation der Verkipfung geringer als bei der aktiven Regelung. Dennoch ist eine Verbesserung simulativ vorhanden.

Zur Gegenkompensation der Verkipfung durch eine Zentrierung der Restkraft hat sich die Einführung einer inkonsistenten Stegbreite des Dichtspaltes bewährt. Also ein Dichtspalt der an einzelnen Stellen bewusst breiter ist als an anderen. So kann die Lage des Entlastungsfeldes so modifiziert werden, dass einer Verkipfung beliebig weit entgegengewirkt werden kann. Die Verkipfung kann dadurch über den gesamten Betriebsbereich hinweg reduziert werden. Bezüglich den Ergebnissen wird hier auf die Arbeiten von [56] und [74] verwiesen, die im Rahmen dieser Arbeit entstanden sind.

Die Reduzierung der Spalthöhenschwankung entspricht einem Ausgleich der Schwankungen im Entlastungsgrad. Dafür erscheinen die Simulationen der Nierenanpassungen und die Einführung von Bohrungen zur Unterbindung bzw. bewussten Einschnürung des Entlastungsfeldes als zielführend. Dadurch lässt sich die Schwankung des Entlastungsniveaus auf Basis der vereinfachten Simulation um etwa den Faktor sechs reduzieren.

7.4 Berechnung Schwenklagerung

Berechnung Referenzsystem Schwenklager

Auch das Schwenklager lässt sich relativ zeiteffizient, ohne die Berücksichtigung von Durchbiegungen berechnen. Bei der Abbildung des Rechengitters in der Simulation wurde ein nicht äquidistantes Gitter in Umfangsrichtung abgebildet. Dies liegt lediglich an der Projektion der Wiegenform in eine 2D-Fläche.

Die Schwenklagerung ist im Vergleich zu anderen tribologischen Kontakten des Triebwerks einer SAKM nur zeitweise und vergleichsweise geringeren

Relativgeschwindigkeiten ausgesetzt. Lediglich bei Bewegungen während des Schwenkvorgangs und bei intermittierenden Bewegungen oder Instabilitäten im statischen Betriebspunkt wirken Geschwindigkeiten auf die Kontaktstelle ein. Dies soll vorerst nicht betrachtet werden. Eine deutlich umfangreichere Relevanz hingegen haben Störeinflüsse aufgrund von Verformungen, da die Schwenklagerung mit ihrer zweiseitigen Auflage und den dazwischen wirkenden Triebwerkskräften ähnlich einem frei aufliegenden Biegebalken belastet wird.

Deshalb wird in der zugrundeliegenden Simulation die Mehrkörpersimulation nicht vollständig abgebildet, sondern die anhand von Messungen ermittelte Schwenkdynamik als relative Geschwindigkeit in der Reynoldsgleichung vorgegeben. Die Simulation der Strukturmechanik wird äquivalent zur Simulation von Kolbentrommel-Steuerspiegel in ANSYS Mechanical APDL vorberechnet und Matrizen an die Tribologiesimulation übergeben. Die Belastungen durch die Kolbenschuhe, das Stellsystem sowie die Reaktionskräfte der beiden Wiegenlagerungen müssen betrachtet werden. Die Darstellung der Schwenklagersimulation entspricht demzufolge einer quasi-statischen Betrachtung mit der Angabe der Belastungs-, Entlastungs- und Restkräfte sowie den dazugehörigen Ortsvektoren.

Am Seriensystem lässt sich, wie in Abbildung 7.13 gezeigt, eine Durchbiegung des Schmierspalt erkennen, simuliert nach den Betriebsbedingungen BP7. Diese ist, simulativ in diesem Betriebspunkt ermittelt, um bis zu Faktor sieben größer als das erwünschte Optimum eines gleichmäßig ausgeprägten Schmierspalt, wie er auch an der Kontaktpaarung Kolbentrommel-Steuer Spiegel angestrebt werden soll. Betrachtet wurde bei dieser Simulation die Durchbiegung einer Schwenkwiege und einem Lagerbock, wie in Abbildung 2.12 dargestellt. Wobei die Unterseite des Lagerbocks als steif angenommen wurde.

Anhand der Ausprägung des Schmierspalt, wie in Abbildung 7.14 durch [91] im Rahmen dieser Arbeit simuliert, lässt sich der Unterschied zwischen dem inneren (in Richtung Koordinatenursprung) und dem äußeren Dichtsteg

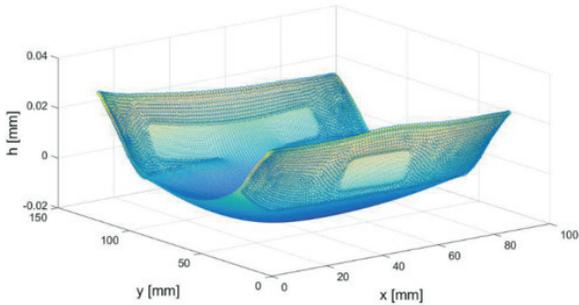


Abb. 7.13: Spalthöhe aufgrund der Durchbiegung der Schwenkwiege [91]

der beiden Wiegenlager erkennen. Aufgrund der Verengung des Schmier-
spaltes baut sich dort das Druckfeld deutlich langsamer ab. Am Verlauf der
Restkraft ist zusätzlich zu erkennen, dass sich die Belastung, trotz größerem
Entlastungsfeld der Hochdruckseite, vor allem auf diesem Lager abbildet.
Der Entlastungsgradverlauf der Schwenkwiege schwankt deutlich stärker als
der von Kolbentrommel-Steuerspiegel, da die Entlastungskraft annähernd
konstant ist und die Belastung je nach Kolbenzahl schwankt. Das gene-
relle Entlastungsniveau erweist sich auch als deutlich geringer. So ist im
Schwenklager klar von einer Kontaktkraft auszugehen.

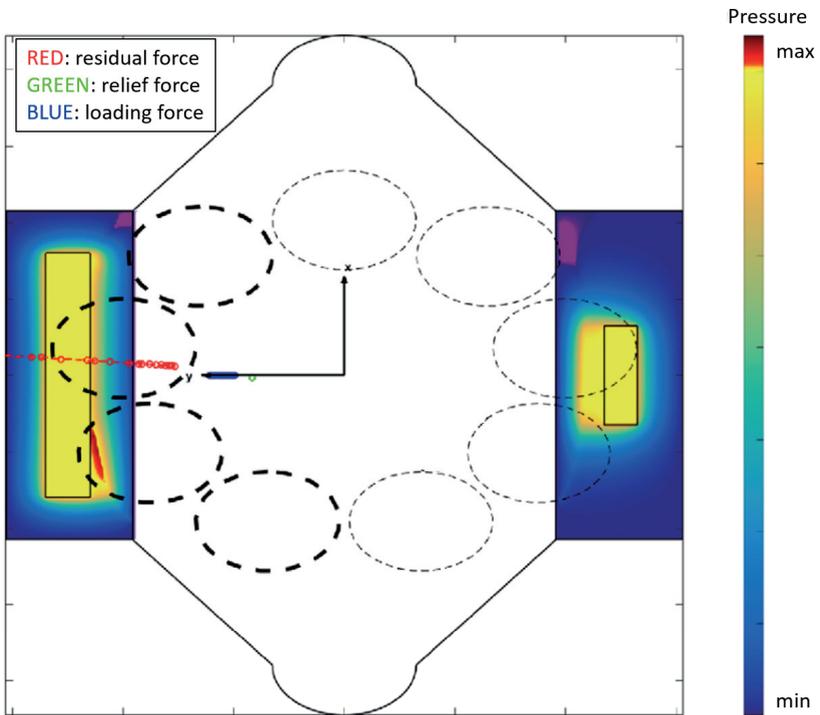


Abb. 7.14: Entlastungsfeld an der Schwenkwiege [91]

Da, wie bereits beschrieben, die Ausregelung des Schmierpaltes aufgrund der Durchbiegung als wenig erfolgversprechend anzunehmen ist, liegt der maßgebliche Mehrwert, wie erwartet, in der Absenkung des Entlastungsdrucks bei statischen Betriebsbedingungen. Zur Ermittlung der zulässigen Absenkung ist dafür die Bestimmung der kritischen Flächenpressung relevant. Als Kontaktmodell wurde dafür die theoretische Durchdringung ermittelt. Anhand Abbildung 7.15 lässt sich erkennen, dass sich die Last hauptsächlich an der inneren Kante der Hochdruckseite abbildet. Dies entspricht auch dem typischen Verschleißbild.

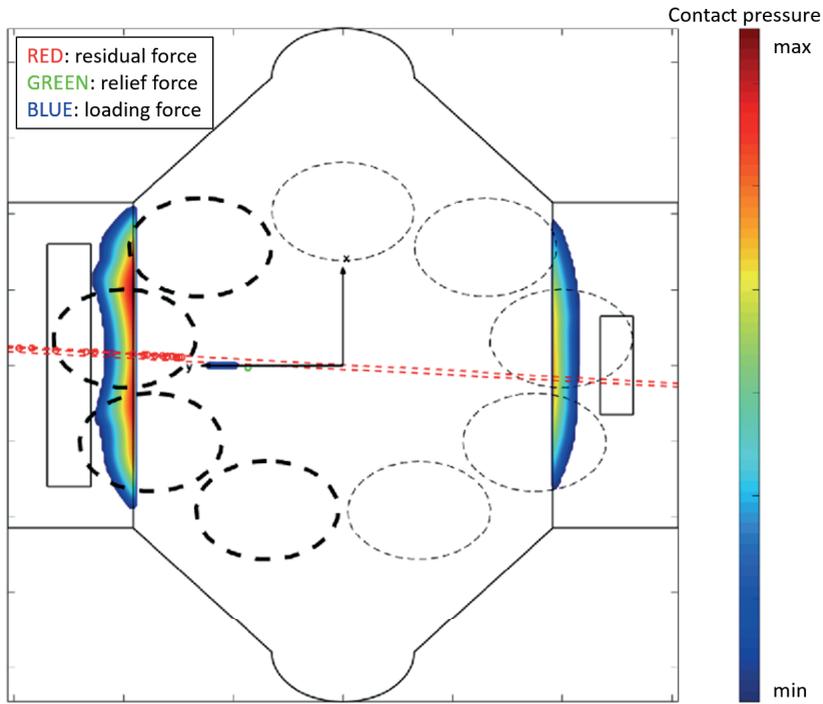


Abb. 7.15: Kontaktdruck an der Schwenkwaage [91]

Zu berücksichtigen bei diesen Simulationen sind auch die Fertigungstoleranzen der Wiegenlager. So können die Formen und Positionen der Wiegenlager zueinander auf mehrere Arten Abweichungen von einem idealisierten System vorweisen, welche Einfluss auf die Schmieraltausprägung des Systems nehmen. Ermittelt wurde, dass unter Einhaltung üblicher Fertigungstoleranzen eine starke Abweichung der Entlastung möglich ist.

Berechnung bedarfsangepasste Entlastung Schwenklager

Ziel der bedarfsangepassten Entlastung ist, einerseits ein stark gedämpftes Wiegenlager während der Verharrung in einem Betriebspunkt und ein möglichst reibungsfreies Wiegenlager während des Schwenkvorgangs zu erzielen.

Deshalb wird der Druck in den Entlastungstaschen für einen Entlastungsgrad nahe der Vollkompensation sowie nahe einer kritischen Flächenpressung bei deutlich reduzierter Entlastung ermittelt. Ein gleichzeitiges Ziel ist es, die Restkraft möglichst zentral zu platzieren, um die beiden Wiegenlager vergleichbar zu belasten.

Unter Betrachtung der Kräftegleichgewichte wird ersichtlich, dass die Restanpressung und die Fläche, welche die Kontaktkraft überträgt, stark vom Schwenkwinkel abhängig sind. Angestrebt ist eine Absenkung des Entlastungsgrades für eine verbesserte Stabilität und um einen höheren Wirkungsgrad zu erzielen. Um kritische Flächenpressungen und eine Ungenauigkeit der Regelung zu verhindern, wäre ein ausgeglichener Entlastungsgrad unabhängig vom Schwenkwinkel zielführend. Dies wird im Rahmen dieser Arbeit jedoch nicht weiter konkretisiert.

Für die Regelung der bedarfsangepassten Entlastung ist die bereits beschriebene Anhebung des Entlastungsniveaus im Schwenkvorgang, sowie die Absenkung des Entlastungsgrades im statischen Betrieb notwendig. Da sich die Taschen des Versuchsträgers nur geringfügig erweitern lassen, ist eine Erhöhung des Entlastungsgrades unter der Voraussetzung der Eigenversorgung nicht möglich. Gleichzeitig liegen auf der Hochdruckseite bereits erhöhte Flächenpressungen vor, wodurch sich wenig Spielraum für die Absenkung des Entlastungsdrucks ergibt. Um eine Absenkung des Entlastungsdrucks zu ermöglichen, wäre deshalb eine höhere Elastizität des Lagerbocks, beziehungsweise eine gleichmäßigere Verteilung der Lagerbelastung auf Hoch- und Niederdruckseite, erforderlich. Da das Funktionsprinzip aber vergleichbar zum Kontakt von Kolbentrommel und Schwenkwiege ist, wird auf die Ergebnisse dieser Kontaktstelle verwiesen.

7.5 Systemsimulation

Die zuverlässige, aktive Optimierung der Entlastung erfordert zusätzlich zu den eigentlichen Simulationen der Elasto-Hydrodynamik auch eine Simula-

tion der Systemdynamik des Regelkreises zur kennfeldbasierten Druckregelung.

Wie bereits im Rahmen dieser Doktorarbeit durch Klemm [88] dargestellt, kann der Druckaufbau der Entlastungstaschen folgendermaßen beschrieben werden:

$$\dot{p}_{ET} = \frac{1}{C_H} \sum (Q_{zu} - Q_{ab}) \quad (7.40)$$

Durch einsetzen der vorherrschenden Leckageströme ergibt sich:

$$\begin{aligned} \dot{p}_{ET} &= \frac{1}{C_H} \sum (Q_{ETV} - Q_{ETL}) \\ &= \frac{1}{C_H} \left(\alpha_D A \sqrt{\frac{2p - p_{ET}}{\rho}} - \frac{bh^3 p_{ET}}{12\eta l} \right) \end{aligned} \quad (7.41)$$

Unter der Annahme eines konstanten Drucks, der sich einstellt, ist $\dot{p}_{ET} = 0$ und die Formel lässt sich folgendermaßen reduzieren:

$$\frac{bh^3 p_{ET}}{12\eta l} = \alpha_D A \sqrt{\frac{2p - p_{ET}}{\rho}} \quad (7.42)$$

Aufgelöst nach p_{ET} ergibt sich folgende Gleichung:

$$\begin{aligned} p_{ET} &= - \frac{\alpha_D^2 A^2 \cdot 12^2 \eta^2 l^2}{\rho b^2 h^6} \\ &+ \sqrt{\left(\frac{\alpha_D A^2 \cdot 12^2 \eta^2 l^2}{\rho b^2 h^6} + p \frac{\alpha_D A^2 \cdot 12^2 \eta^2 l^2}{\rho b^2 h^6} \right)} \end{aligned} \quad (7.43)$$

Zur Einstellung der Regelparameter wird ein PI-Regler mit geringem Überschwingen nach dem Verfahren Chien , Hrones und Reswick [118] [157] angenommen:

k_s Entspricht hierbei dem Taschendruck der Entlastungstasche p_{ET} . Daraus ergibt sich für den Verstärkungsfaktor des Reglers k_p :

Regler	k_p	T_n
P	$0.30 \frac{T_g}{T_u k_s}$	
PI	$0.35 \frac{T_g}{T_u k_s}$	$1.20 T_g$

Tabelle 7.4: Einstellparameter aperiodischer Verlauf [118]

$$k_p = 0.35 \frac{T_g}{T_u} \left(- \frac{\alpha_D^2 A^2 \cdot 12^2 \eta^2 l^2}{\rho b^2 h^6} + \sqrt{\left(\frac{\alpha_D A^2 \cdot 12^2 \eta^2 l^2}{\rho b^2 h^6} \right)^2 + p \frac{\alpha_D A^2 \cdot 12^2 \eta^2 l^2}{\rho b^2 h^6}} \right)^{-1} \quad (7.44)$$

Der integrale Faktor bestimmt sich über $k_i = \frac{k_p}{T_n}$ und lässt sich folgendermaßen ermitteln:

$$k_i = 0.292 \frac{1}{T_u} \left(- \frac{\alpha_D^2 A^2 \cdot 12^2 \eta^2 l^2}{\rho b^2 h^6} + \sqrt{\left(\frac{\alpha_D A^2 \cdot 12^2 \eta^2 l^2}{\rho b^2 h^6} \right)^2 + p \frac{\alpha_D A^2 \cdot 12^2 \eta^2 l^2}{\rho b^2 h^6}} \right)^{-1} \quad (7.45)$$

Dementsprechend verändern sich die Regelparameter in unterschiedlicher Richtung, je nach Systemdruck, Spalthöhe und Ventilöffnung.

Modellierung der Systemregelstrecke

Das Gesamtsystem baut sich, aus den Elementen der hydraulisch-mechanischen Regelstrecke, der elektrischen Regelstrecke, des Ölmodells, der elektrischen Regelung, dem Kennfeld der Taschendrücke und der Einbindung der Lastzyklen auf.

Zur Verbesserung der Regeldynamik ist eine Vorsteuerung erforderlich. Mittels der Bestromung des Ventils, kann die positive Überdeckung reduziert werden. Zusätzlich ist ein Feinststeuerbereich für den eigentlichen Regelbereich erforderlich. Die gesamte Regelstrecke wurde bereits in Abbildung 6.1 dargestellt.

Abbildung 7.16 zeigt einen Y-Zyklus eines Radladers und Abbildung 7.17 einen beispielhaften Zyklus einer Industrieanwendung. Abgebildet ist die Simulation eines reaktiven Systems, welches keine Vorkenntnisse über den zukünftigen Systemdruck besitzt. In Blau ist jeweils der Systemdruck dargestellt, Gelb entspricht der Sollvorgabe der Zusatzentlastungsfelder und Rot dem Druck in der Entlastungstasche. Der Druck wird über Sensorik innerhalb des Simulationsmodells ermittelt und an die Regelung zurückgemeldet. Die Simulation zeigt sehr vielversprechende Ergebnisse und bestätigt, dass ein reaktives System mit ausreichender Regler-Stabilität und Dynamik realisierbar ist.

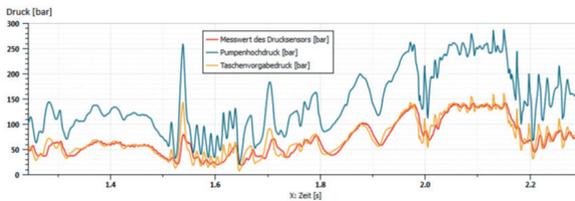


Abb. 7.16: Führungsverhalten Y-Zyklus Radlader [88]

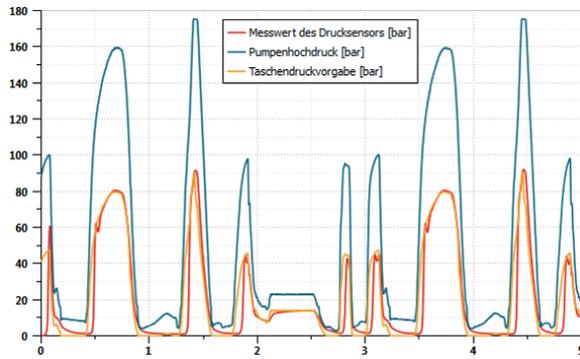


Abb. 7.17: Führungsverhalten Spritzgussmaschine [88]

8 Validierung der bedarfsangepassten Entlastung

8.1 Versuchseinrichtung

8.1.1 Anforderungen an die Versuchseinrichtung

Zur Validierung unterschiedlichster Anforderungen wurde ein Prüfstand aufgebaut, um Einheiten im offenen und geschlossenen Kreislauf zu betreiben. Gleichzeitig wird das System durch einen drehzahlvariablen Antrieb mit Potenzial zur Steigerung von Drehmoment und Drehzahl betrieben. Auch der Systemdruck ist auf erhöhte Anforderungen ausgelegt, die alle Komponenten, aber maßgeblich die Armaturen und die Verschlauchung betreffen. Die Ansteuerung dient, zusätzlich zur komponentenspezifischen Regelungen, der Überwachung und Regelung des gesamten Prüfstandes und ermöglicht Abbildung von unterschiedlichen Lastkollektiven aus dem mobilen und stationären Bereich.

8.1.2 Systematik des Aufbaus

Zur Ansteuerung beliebiger Betriebspunkte wird der Prüfling mit einem elektronischen Regler versehen. Auch die Ventiltechnik und die motorische Einheit lassen sich elektronisch steuern. Damit lassen sich Druck, Drehzahl und der Schwenkwinkel individuell voneinander einstellen.

Abbildung 8.1 zeigt den hydraulischen Aufbau in der Versuchseinrichtung für den offenen Kreislauf.

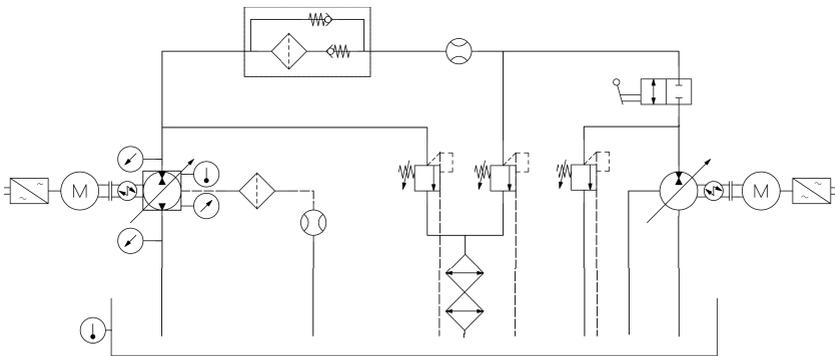


Abb. 8.1: Hydraulischer Schaltplan des Prüfstandes

Abbildung 8.2 zeigt den elektronischen Aufbau der Prüfstandseinrichtung einschließlich der Ansteuerung unterschiedlicher Komponenten mittels analoger Ansteuerung und Busansteuerung.

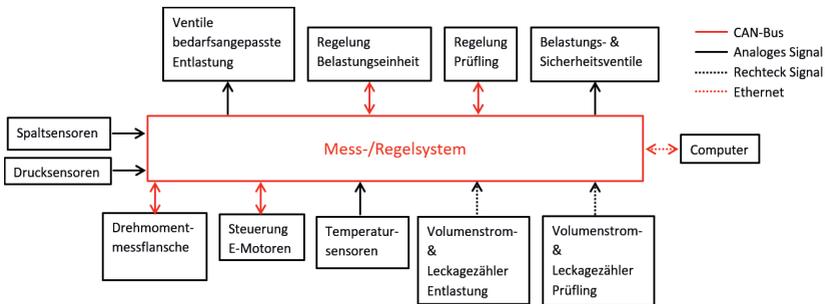


Abb. 8.2: Elektronischer Schaltplan des Prüfstandes

Zur Abbildung unterschiedlicher Szenarien können durch die Verschaltung sowohl rotatorische als auch einfache (lineare) Widerstände abgebildet werden.



Abb. 8.3: Prüfstands Aufbau

8.2 Aufbau des Demonstrators

Der Demonstrator, der für die Validierung der bedarfsangepassten Entlastung aufgebaut wurde, fokussiert sich ausschließlich auf die Kontaktstelle des Kolbentrommel-Steuerspiegelkontaktes. Der prinzipielle Aufbau entspricht Abbildung 6.3 aus Kapitel 6.2.

Der eigentliche Demonstrator des Systems wurde gegenüber dem Zielsystem mit externen Ventilblöcken zur Ansteuerung der Druckreservoirs umgesetzt (Abbildung 8.4), um hier in der Modifikation des Systems möglichst flexibel zu bleiben.

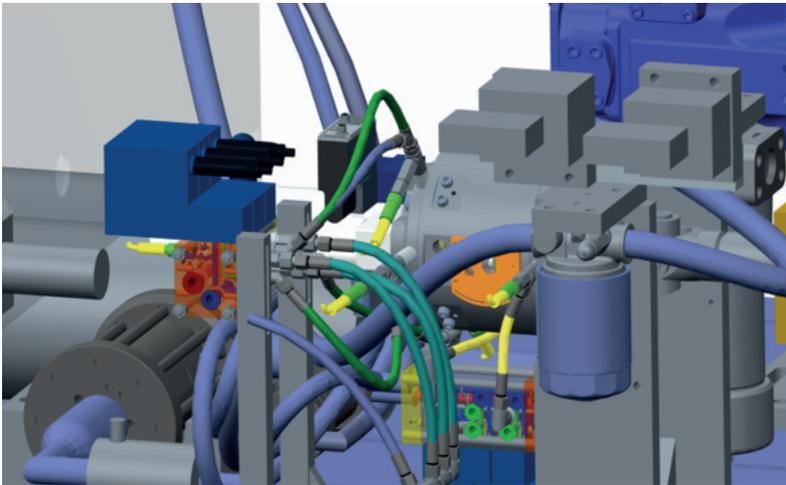


Abb. 8.4: Prüfstandsmodell mit externem Ventilblock

8.3 Relevante Messgrößen

Grundlegend für die Regelung des Systems ist die Erfassung der vorliegenden Betriebsbedingungen. Diese werden über die Standardsensorik des Hydrauliksystems ermittelt. Zusätzlich werden die Drehmomente, Volumenströme und Temperaturen im System an unterschiedlichen Stellen ermittelt.

Für die Drucksensorik des Taschendrucks wurden standardmäßige Druckmessumformer verwendet, da deren Genauigkeit als ausreichend bewertet wurde.

Zusätzlich zur kennfeldbasierten Regelung wurden induktive Wirbelstromsensoren außerhalb des druckbeaufschlagten Bereichs eingebracht (Abbildung 8.5), um die tatsächliche Schmierpaltausprägung ermitteln zu können. Von einer direkten Messung im Bereich des Hochdrucks wurde zum Schutz der Sensoren abgesehen. Neben der Ermittlung der Spalthöhe ist anhand der Spaltsensoren auch eine direkte Regelung der Schmierpalthöhe realisierbar. Die Kalibrierung der Spaltsensoren findet im druckfreien System,



Abb. 8.5: Spaltsensoren an Kolbentrommel und Steuerspiegel

bei sehr geringer Drehzahl und mehreren Umdrehungen statt. Der Mittelwert des einzelnen Sensors wird jeweils als Mindestspalthöhe (h_0) definiert. h_0 entspricht einem Festkörperkontakt mit geringer Anpressung und liegt dementsprechend zwischen 0 und h_{Ko} .

8.4 Kennfeldermittlung

Zur Durchführung der Validierung wurden Drucksteigerungen bei unterschiedlichen Drehzahlen und Schwenkwinkeln durchgeführt. Durch Interpolation zwischen den einzelnen Drehzahlen und Schwenkwinkeln entsteht ein Kennfeld für den gesamten Betriebsbereich.

8.5 Validierung am Kontakt Kolbentrommel- Steuerspiegel

Validiert wurden neben dem Referenzsystem, der hydraulisch-mechanische Regelansatz als auch die elektronisch geregelte Lösung. Die Ergebnisse werden in den folgenden Unterkapiteln beschrieben und abschließend miteinander verglichen.

8.5.1 Ergebnisse des Referenzsystems

Die Vermessung des Referenzsystems beschränkt sich, aufgrund der möglichen Einsatzfähigkeit, auf die Betriebsart im Pumpenbetrieb. Der Betrieb bei motorischen Einsatzbedingungen war ohne Einschränkungen mit dem vorgesehenen Prüfling nicht möglich.

Betrachtet man die drehwinkelspezifische Pulsation, ist zwischen physikalischen Effekten, die simulativ ermittelbar sind, und Unebenheiten zu unterscheiden. Unebenheiten der Kontaktpaarung werden zur Kalibrierung bei $n = 20 \text{ min}^{-1}$ ermittelt. Diese sind in Abbildung 8.6 anhand der drei Messsignale der Spaltsensoren (SP1; SP2; SP3) zu erkennen.

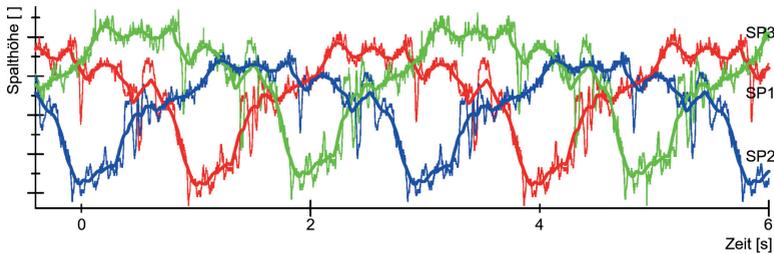


Abb. 8.6: Spalthöhenschwankung aufgrund von Unebenheit

Anhand der bei Nennbetrieb ermittelten Spalthöhenänderung und unter Kompensation der Unebenheiten, lässt sich die hochdynamische Schwankung der Spalthöhe ermitteln.

Ein entsprechend dynamischer Pulsationsausgleich ist durch die Elektronik nicht vorgesehen. Dennoch müssen die hochfrequenten Überlagerungen des Schmierpaltes im Betrieb an den Leistungsgrenzen bezüglich des Festkörperkontaktes und der übermäßigen Spaltaufweitung berücksichtigt und ggf. geometrisch kompensiert werden.

Am Verlauf des Wirkungsgrades in Abbildung 8.7 wird der umfangreiche Wirkungsgradabfall im Teillastbereich ersichtlich, hier am Beispiel einer Druckrampe bei konstanter Drehzahl und Schwenkwinkel. Gleiches gilt für

die Variation von Drehzahl oder Schwenkwinkel. Im Vergleich zu Hydrostaten mit konstantem Schluckvolumen sind die verstellbaren Einheiten klar im Vorteil. Im Vergleich zu Elektromotoren wird allerdings das Defizit des Wirkungsgrades ersichtlich. Wie aus Kapitel 4 bekannt, sind diese Bereiche jedoch aufgrund ihrer hohen Zeitanteile trotz geringem Leistungsumsatz von hoher Relevanz.

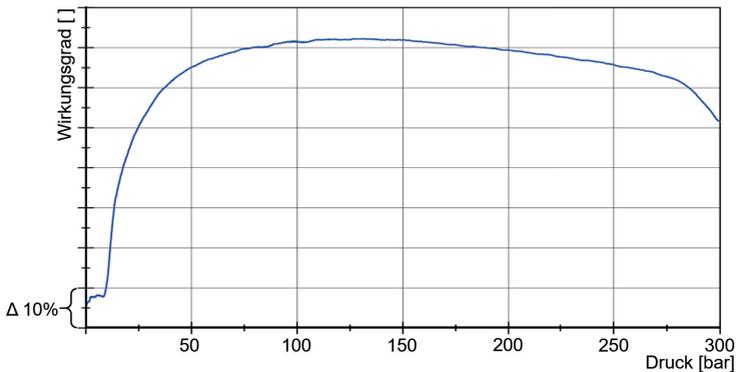


Abb. 8.7: Wirkungsgrad Drucksteigerung Referenzeinheit "(BP1)"

In Abbildung 8.8 ist zudem zu erkennen, dass sich die Spalthöhe je nach Betriebsbedingung stark ändert und auch die Nutation und Präzession stark vom Schwenkwinkel abhängig sind. So werden teilweise sehr geringe Spalthöhen gemessen, die zu einer kritischen Mindesthöhe bis zur Mangelschmierung und zu Verschleiß führen können. Eine anschließende Begutachtung der Bauteile bestätigt visuell diesen messtechnisch erfassten Zustand. Gleichzeitig sind teilweise aber auch sehr hohe Spalthöhen zu beobachten. Wirkungsgradtechnisch sind weder die Verkippung, noch die hohen Spalthöhen optimal und der Funktionsbereich wird dadurch limitiert. Es ist ersichtlich, dass die Beanspruchbarkeit dieser Kontaktstelle mit dem zulässigen Betriebsbereich weitestgehend ausgeschöpft ist und eine umfangreiche Erweiterung entsprechende Lösungsansätze fordert.

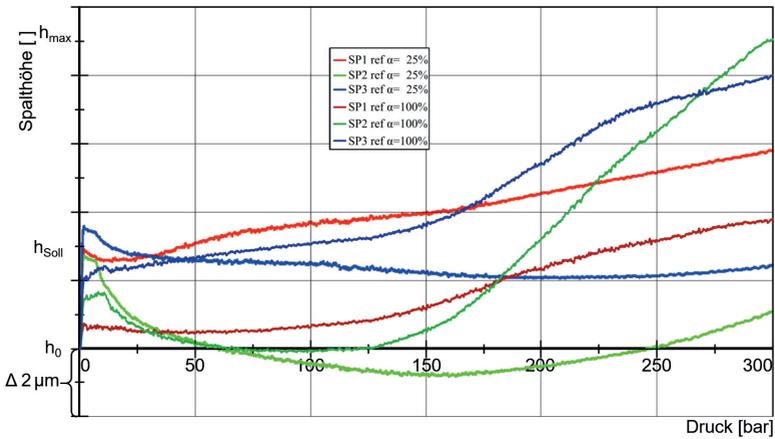


Abb. 8.8: Spalthöhe Referenzsystem, Druckkrampen bei unterschiedlichem Schwenkwinkel

Gleiches gilt für die Drehzahl (Abbildung 8.9). Gerade bei sehr geringen Geschwindigkeiten werden Spalthöhen unterhalb der in Ruhelage normierten Null gemessen. Neben der messtechnischen Erfassung ist dieses Verhalten sowohl visuell anhand von Verschleiß, als auch während des Betriebs akustisch belegt. Dem hingegen werden bei sehr hohen Drehzahlen große Spalthöhen erreicht, das Risiko eines Abhebens besteht. Dadurch liegt wenig Spielraum zur Betriebsbereichserweiterung vor.

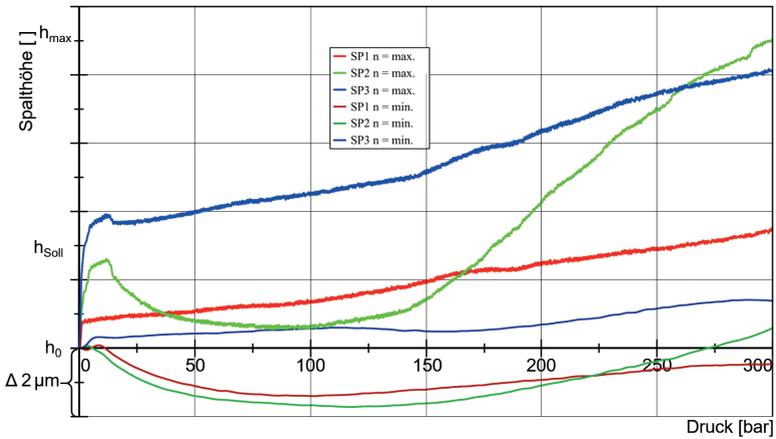


Abb. 8.9: Spalthöhe Referenzsystem, Druckrampen bei unterschiedlichen Drehzahlen

8.5.2 Ergebnisse der hydraulisch mechanischen Optimierung

Die inkonsistente Stegbreite birgt das höchste Potential ohne elektronische Regelungskomponenten. Eine deutliche Verbesserung des Wirkungsgrades (Abbildung 8.11) konnte im Rahmen dieser Arbeit mit dem ersten Prototypen nicht gezeigt werden, jedoch konnte die Nutation stark reduziert und so das Potential zur Leistungssteigerung ermöglicht werden. In Abbildung 8.10 sind die Verkippungen (SP1 hm; SP2 hm; SP3 hm) zu erkennen, die sich nun deutlich geringer ausprägen und einen gleichmäßigeren Schmier-spalt aufzeigen. [74]

Der hauptsächliche Mehrwert, neben einer leichten Wirkungsgradsteigerung, entsteht durch die Reduzierung der Verkippung und dadurch einer Erweiterung des Leistungsbereichs. Eine vollständige Mehrquadrantenfähigkeit ohne Einschränkungen im Betriebsbereich wird auch durch diese Ansätze nicht möglich sein, wobei ein umfangreicher zulässiger Motorbetrieb offensichtlich ist.

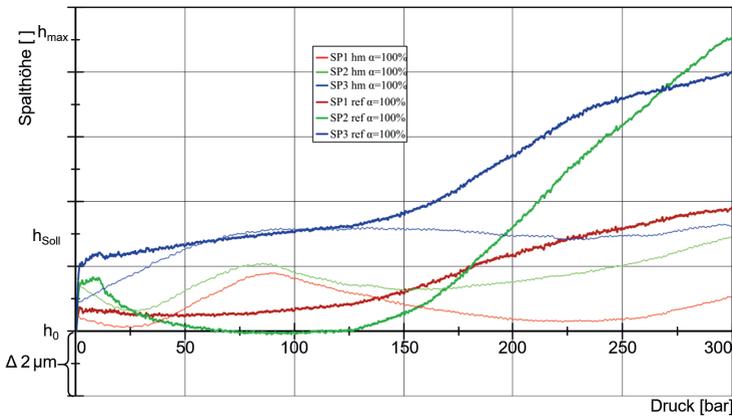


Abb. 8.10: Spalthöhenvergleich mit Zusatzflächen nach [74]

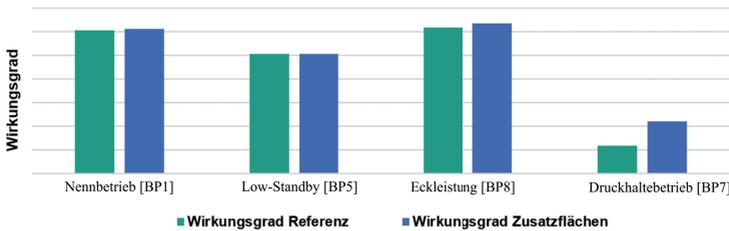


Abb. 8.11: Wirkungsgradvergleich mit Zusatzflächen nach [74]

8.5.3 Ergebnisse der elektronisch geregelten Entlastung

Die Versuche elektrohydraulisch geregelter Anpressung wurden zur Validierung der Kennfelder anhand der Spaltsensoren über eine Spaltregelung umgesetzt. Ziel der Regelung ist folglich, eine konstante Spalthöhe bei möglichst geringer Nutation.

Zu Beginn wurde anhand einer Analyse des Wirkungsgrades, bezogen auf den Schmerspalt, der Einfluss der Spalthöhe und somit der optimale Betriebspunkt ermittelt. Anhand der Abbildung 8.12 lässt sich erkennen wie

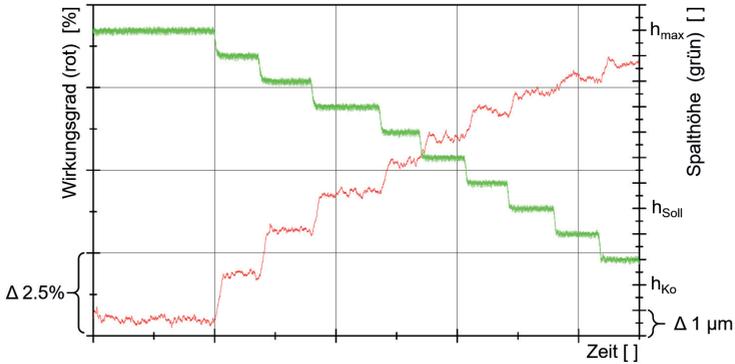


Abb. 8.12: Einfluss des Schmierpaltes auf den Wirkungsgrad (BP1)

sensitiv die Verluste auf die Spalthöhe reagieren. Die Schrittweite entspricht einer Steigerung der Spalthöhe um jeweils $1\ \mu\text{m}$

Zusätzlich zur kontinuierlichen Verbesserung über die Reduzierung der Spalthöhe ist zu erkennen, dass der Einfluss der Spalthöhe nicht linear ist, sondern die Wirkungsgradänderung bei höheren Spalthöhen gravierender ist. Das bestätigt die Berechnungsgrundlage in Kapitel 7. Trotz eines optimalen Wirkungsgrades in der Mischreibung wurde aus Sicherheitsgründen eine Sollvorgabe (h_{Soll}) der Spalthöhe berücksichtigt. Diese liegt etwas oberhalb der ermittelten Mindestspalthöhe (h_0). Die Sicherheit ist ausreichend groß gewählt um auch oberhalb der Spalthöhe der Kontaktbedingung (h_{Ko}) zu liegen. Als Konsequenz kann dadurch nicht das gesamte Potential der bedarfsangepassten Entlastung ausgeschöpft werden. Die Funktionalität und umfangreiche Verbesserung lassen sich aber trotz konservativer Spaltausregelung messen.

Neben den beschriebenen Parametern wurden die Drücke im Zulauf der Druckreservoirs gemessen. Am Beispiel des Betriebspunktes BP1 wurden auch hier wieder Änderungen der Betriebsparameter vorgenommen und das Verhalten der Taschendrucke analysiert. Speziell unter Berücksichtigung der

Drucksteigerung ist eine lineare Proportionalität des Hochdrucks und der Taschendrucke ersichtlich. Zu Forschungszwecken wurden die Druckreservoirs relativ groß gestaltet. Man kann anhand des Verhältnisses von Hoch- zu Taschendruck erkennen, dass eine kleinere Dimensionierung und dadurch auch geringere Verluste für ein Zielsystem möglich wären.

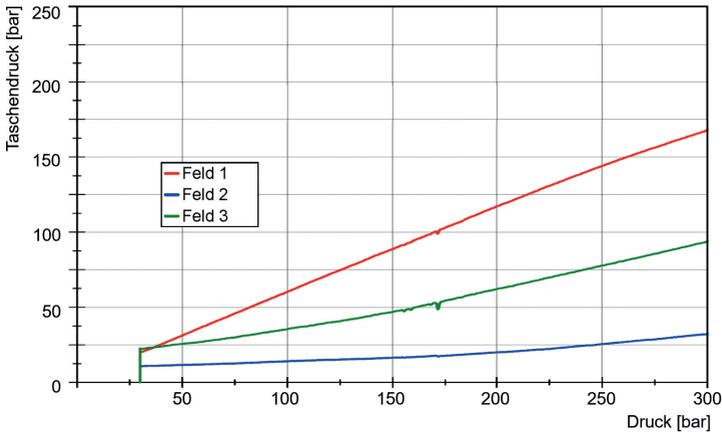


Abb. 8.13: Taschendruck Drucksteigerung BP1 Nennbetriebspunkt

Diese Linearität ist auch bei der Variation der Drehzahl und des Schwenkwinkels ersichtlich. Auch dort können die erforderlichen Drücke vollständig über den Hochdruck realisiert werden. Bei der Drehzahlvariation ist die Änderung der Taschendrucke lediglich bei geringen Drehzahlen ersichtlich (Abbildung 8.14).

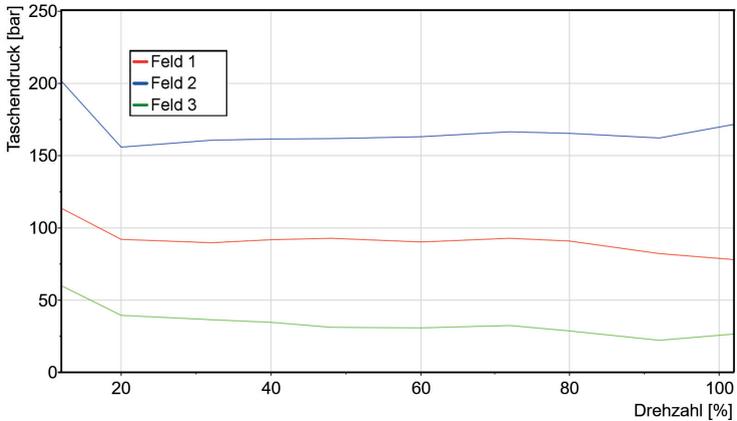


Abb. 8.14: Taschendruck über die Drehzahl BP1

Bezüglich der Änderung des Schwenkwinkels verändern sich vor allem die Momente und Kräfte, die durch die Reibkräfte im Kolben-Kolbentrommel Kontakt entstehen (Abbildung 8.15). Es lässt sich auch erkennen, dass bei einem Triebwerk mit achsparalleler Kolbenführung der Einfluss des Schwenkwinkels höher ist als der der Drehzahl.

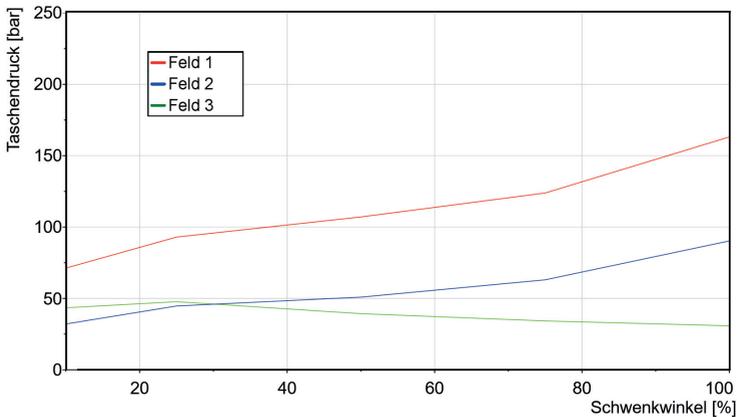


Abb. 8.15: Taschendruck über den Schwenkwinkel (BP1)

Neben der Betrachtung des Pumpenbetriebsbereichs ist auch die Funktionalität als motorische Anwendung von Relevanz (Abbildung 8.16). Da die Grundentlastung der modifizierten Anwendung der Motorentlastung entspricht, ist eine Funktionalität im Motorbetrieb gegeben. Die Herausforderung dieses Prototyps liegt dementsprechend in der Realisierung des Pumpenbetriebs. Dennoch wurde auch die Motoranwendung getestet, da auch hier Wirkungsgradsteigerungen und erhöhte Drehzahlen vermehrt gefordert werden.

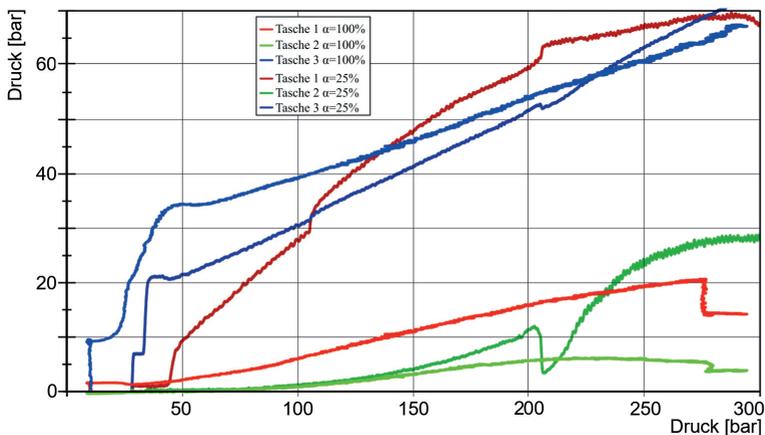


Abb. 8.16: Taschendruck Drucksteigerung Motorbetrieb Vollhub und 25% Schwenkwinkel

Unter Betrachtung der Betriebspunkte aus dem vorherigen Kapitel lassen sich die Taschendrucke prozentual zum Hochdruck für das gesamte Betriebskennfeld darstellen (Tabelle 8.1). Da sich die Betriebspunkte neun und zehn außerhalb des Betriebsbereichs befinden, wurden diese nicht betrachtet.

Betriebspkt.	Tasche 1 [p_{T_1}/p_{HD}]	Tasche 2 [p_{T_2}/p_{HD}]	Tasche 3 [p_{T_3}/p_{HD}]
1	58.2 %	9.9 %	31.1 %
2	34.9 %	17.6 %	16.3 %
3	31.5 %	19.2 %	13.5 %
4	49.0 %	11.4 %	24.1 %
5	52.7 %	20.9 %	38.7 %
6	53.9 %	13.5 %	31.7 %
7	31.6 %	21.5 %	15.8 %
8	59.0 %	9.1 %	26.6 %
11	8.6 %	14.5 %	7.8 %
12	19.7 %	24.5 %	4.1 %

Tabelle 8.1: Experimentell ermittelte Taschendrucke der relevanten Betriebspunkte

8.5.4 Abgleich des geregelten Ansatzes zum Referenzsystem

Grundlegend für die Bewertung der bedarfsangepassten Entlastung ist nun der direkte Vergleich zum unregulierten Referenzsystem. Ausschlaggebend für die Funktionalität des Lösungsansatzes ist der Abgleich der Schmierpaltausprägung.

Vergleich der Spalthöhe

Am Pumpenbetrieb lässt sich die Funktionalität der Regelung erkennen. Die Nutation des Systems ist quasi vollständig kompensiert und lässt sich über den gesamten Betriebsbereich variieren. Am Beispiel des Nennbetriebs unter Variation des Drucks wurde ein Abgleich der beiden Einheiten in Abbildung 8.17 dargestellt. Zu erkennen ist, dass sich die Verkipfung optimal ausre-

geln lässt und die Regelung zuverlässig über den gesamten Betriebsbereich funktioniert. Die geregelten Spalthöhen liegen so präzise übereinander (gerade Linie), wodurch diese Kurven in den folgenden Grafiken nur schwer voneinander zu unterscheiden sind.

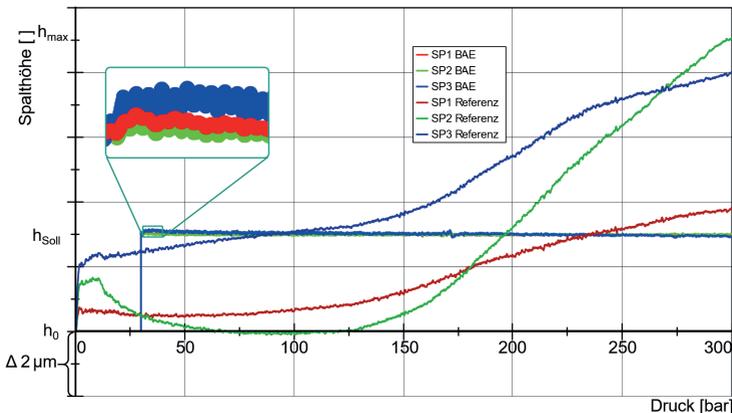


Abb. 8.17: Spalthöhenvergleich Drucksteigerung Vollhub (BP1)

Auch bei reduzierten Schwenkwinkeln lässt sich der Schmierpalt auf das gewünschte Niveau einstellen, wie in Abbildung 8.18 dargestellt. Das bedeutet, dass die Regelung Einflüsse wie beispielsweise die Querkräfte über den gesamten Betriebsbereich ausgleichen kann.

Wenn nun die Drehzahl variiert wird, ist der Spaltausprägung bei sehr hohen (Abbildung 8.19) und sehr geringen (Abbildung 8.20) Drehzahlen zu erkennen. Auch hier ist ersichtlich, dass sich die hydrodynamischen Unterschiede vollständig ausregeln lassen.

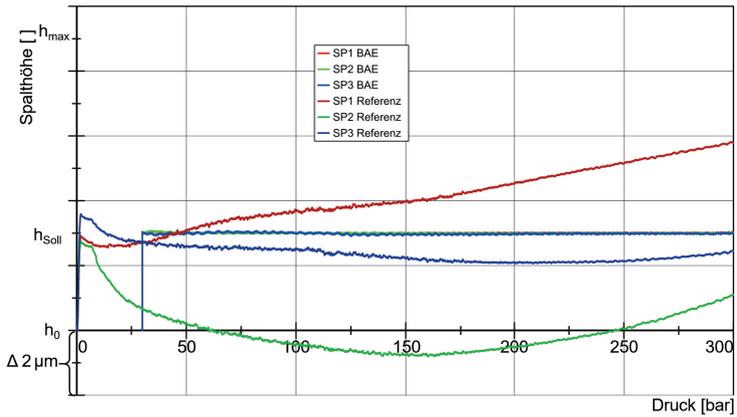


Abb. 8.18: Spalthöhenvergleich Drucksteigerung bei 25% Schwenkwinkel (BP2)

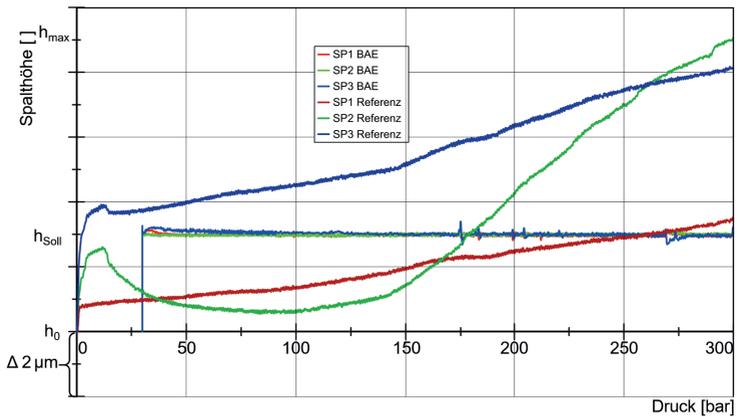


Abb. 8.19: Spalthöhenvergleich Drucksteigerung bei Maximaldrehzahl (BP8)

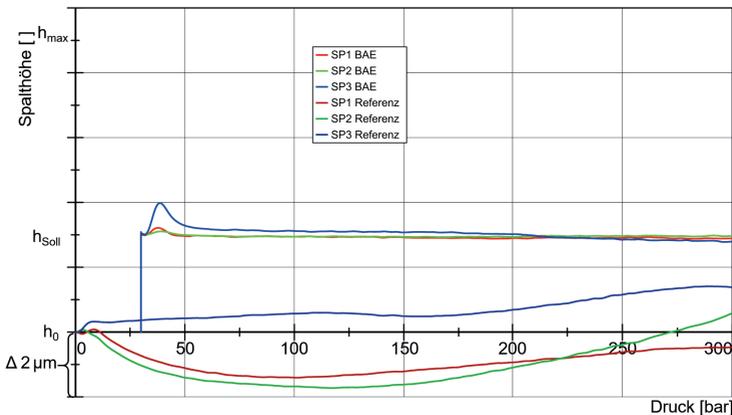


Abb. 8.20: Spalthöhenvergleich Drucksteigerung bei Minimaldrehzahl (BP6)

Vergleich des Wirkungsgrades

Eine Steigerung des Wirkungsgrades $\Delta\eta = \eta_{BAE} - \eta_{Ref}$ kann über weite Bereiche erreicht werden. Dargestellt sind diese über die Abbildungen 8.21, 8.22 und 8.23, bei drei unterschiedlichen Drehzahlen über Druck und Schwenkwinkel. Am deutlichsten wird dies an den Rändern des Kennfeldes. So lassen sich im Teillastbereich, im Druckhaltebetrieb und im Bereich der Eckleistung Wirkungsgradsteigerungen bis zu 15% erzielen. Im mittleren Betriebsbereich des Kennfeldes ist lediglich eine moderate Steigerung möglich und vereinzelt auch eine leichte Reduzierung. Das begründet sich hauptsächlich anhand der Auslegung dieser Einheiten. Die Verluste der bedarfsangepassten Entlastung, welche vollständig in der Wirkungsgradbetrachtung berücksichtigt sind, entstehen an den Druckreservoirs des Prototypen und deren Ansteuerungen. Ein Zielsystem, bei welchem die Taschen in den Dichtsteg integriert sind, die Größe der Taschen an den tatsächlichen Bedarf angeglichen sind und die Spalthöhe verringert wird, lassen sich die volumetrischen Verluste nochmals reduzieren.

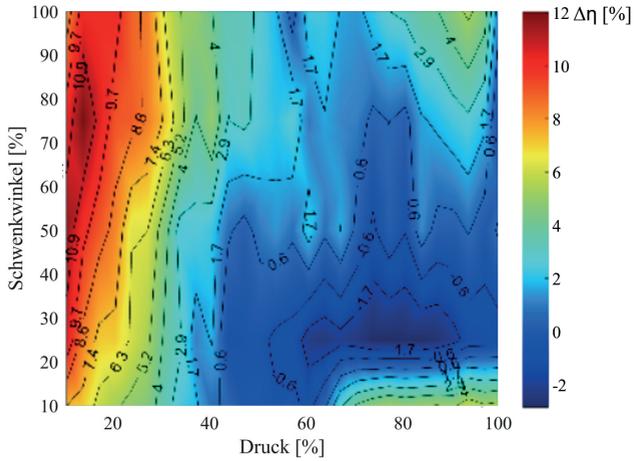


Abb. 8.21: Wirkungsgradvergleich 90% Drehzahl

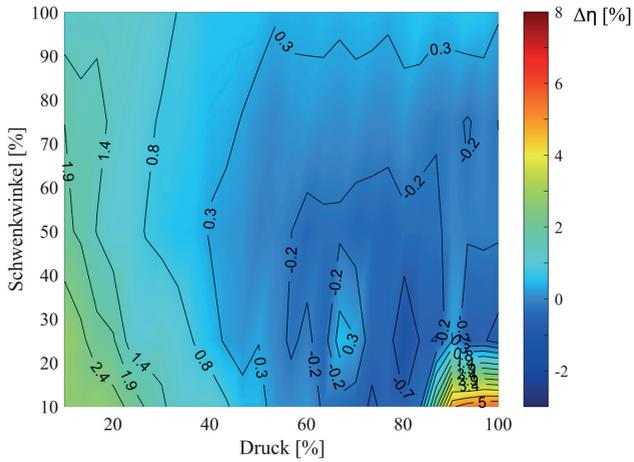


Abb. 8.22: Wirkungsgradvergleich 70% Drehzahl

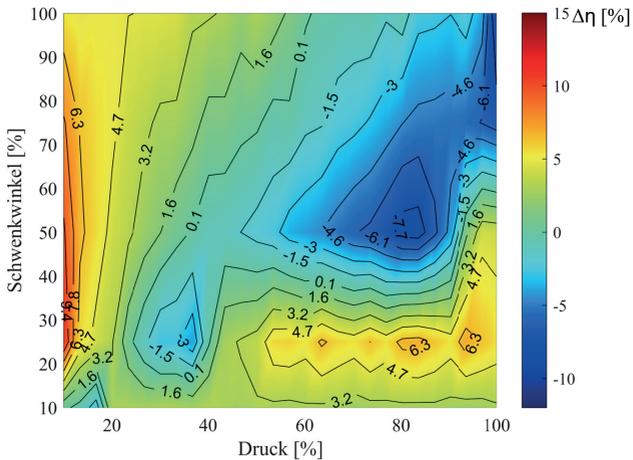


Abb. 8.23: Wirkungsgradvergleich 10% Drehzahl

Wird der Wirkungsgrad in die hydraulisch-mechanischen und die volumetrischen Verluste aufgeteilt, wird ersichtlich, dass die Ausregelung der Verkippung und die optimierte Gestaltung der Spalthöhe sowohl volumetrisch als auch hydraulisch-mechanisch einen Mehrwert bieten. Im Bereich der geringer Drücke und auch der Eckleistung sind es hydraulisch-mechanische Vorteile (Abbildung: 8.24). Im Bereich des Druckhaltebetriebes (geringer Schwenkwinkel, hoher Druck) und generell bei geringem Schwenkwinkel, sind es eher volumetrische Vorteile (Abbildung: 8.25), was sich im Referenzsystem an der fehlenden anpressenden Kolbenreibungskraft begründet.

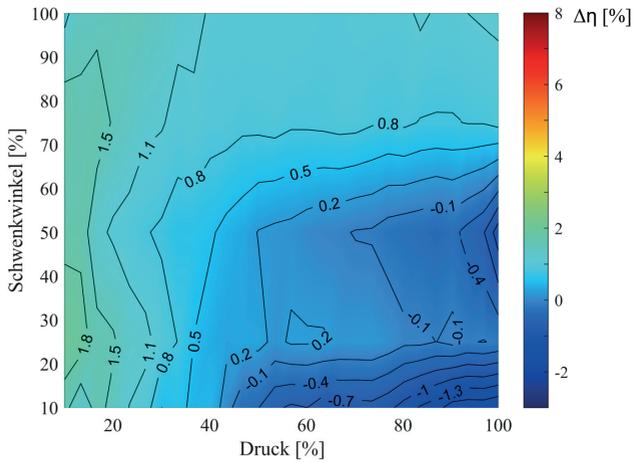


Abb. 8.24: Wirkungsgradvergleich hyd.-mech.70% Drehzahl

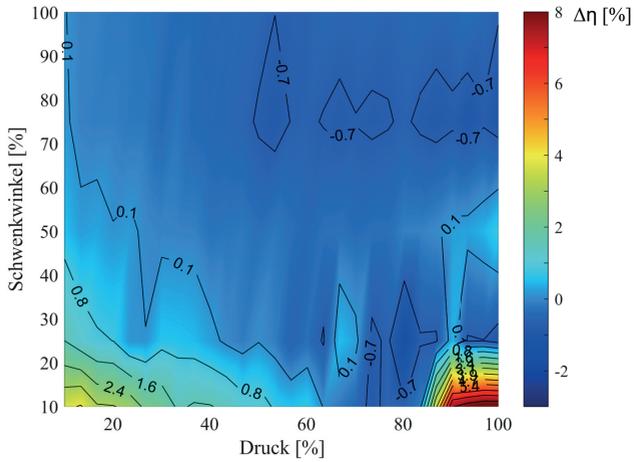


Abb. 8.25: Wirkungsgradvergleich volumetrisch 70% Drehzahl

8.5.5 Steigerung einzelner Betriebsparameter

Unter Betrachtung der unterschiedlichen Betriebsparameter lässt sich erschließen, welchen Mehrwert die bedarfsangepasste Entlastung neben einer Wirkungsgradsteigerung im Teillastbereich hat.

Drehzahl

Die hydrodynamischen Effekte und zusätzliche Kinematiken aus beispielsweise den Quer- und Fliehkräften konnten mit dem Ansatz der bedarfsangepassten Entlastung ausgegletzt werden. Für die Drehzahl bedeutet das, dass Limitierungen des Schmierpaltens am Kolbentrommel-Steuerpiegelkontakt sowohl für geringe als auch sehr hohe Drehzahlen gelöst werden konnten. Abgesehen von Sauggrenzkavitationen bei nicht aufgeladenen Systemen und weiteren potentiellen Limitierungen an den übrigen tribologischen Kontakten kann der Drehzahlbereich deutlich erweitert werden.

Druck

Auch die Belastung des Tribokontaktes aufgrund des Systemdrucks kann durch den parallelen Schmierpalt und durch Gewährleistung einer Mindestspalthöhe deutlich reduziert werden. Für den Systemdruck resultiert daraus, dass bei geringen Drehzahlen und dadurch reduzierter Hydrodynamik keine Einschränkungen im zulässigen Höchstdruck erforderlich sind und eine Druckerhöhung möglich wäre.

Viskosität/Temperatur

Die Schmierpaltregelung ermöglicht auch eine umfangreiche Anpassung an die Viskosität. So könnten dadurch beispielsweise erweiterte Temperaturen zugelassen und das System vor einem aggressiven Kaltstart geschont werden. Ergänzend können abweichende Viskositäten bei unterschiedlichen Ölen anhand des Kennfeldes ausgeglichen werden.

Wechsel der Betriebsart

Der Wechsel vom Pumpen in den Motorbetrieb, der bisher immer mit gewissen Limitierungen im Leistungsbereich verbunden war, kann aufgrund der Gegenkompensation sich umkehrender Kräfte, welche sich maßgeblich auf den Kolbentrommel-Steuerspiegelkontakt auswirken, erweitert werden. Belegen lässt sich dies neben der Spalthöhe aufgrund der Durchführung der Versuche mit einer Grundentlastung nahe der Motorentlastung.

8.5.6 Abgleich der Messung zur Simulation

Zur Ermittlung des Kennfeldes und einer Optimierung des Systems ist der Abgleich der am Prüfstand ermittelten Parametern mit den Simulationsergebnissen erforderlich. Unter Betrachtung der simulativ ermittelten Tascendrücke im Vergleich zu den gemessenen Drücken, lässt sich erkennen, dass eine Auslegung der Kennfelder über die Simulation realisierbar ist.

In Tabelle 8.2 sind die Abweichungen der Simulation bezogen auf den Systemdruck und unter Berücksichtigung von Verformungen und Unebenheiten dargestellt.

Betriebspkt.	Tasche 1 [p_{T_1}/p_{HD}]	Tasche 2 [p_{T_2}/p_{HD}]	Tasche 3 [p_{T_3}/p_{HD}]
1	-4.2 %	4.4 %	-9.2 %
2	9.4 %	-4.5 %	3.5 %
3	12.2 %	-5.5 %	6.1 %
4	2.8 %	0.1 %	-3.9 %
5	-2.4 %	3.1 %	1.5 %
6	-3.4 %	10.8 %	-7.2 %
7	9.0 %	1.6 %	4.3 %
8	-6.4 %	13.8 %	-3.8 %
11	28.6 %	11.6 %	13.7 %
12	17.2 %	3.7 %	14.7 %

Tabelle 8.2: Abweichung der Simulation anhand der Taschendrucke

Lediglich im motorischen Betrieb sind noch Defizite der Auslegung zu erkennen, die aber voraussichtlich auf abweichende Reibungen am Kolben-Kolbentrommelkontakt zurückzuführen sind.

Anhand der guten Überdeckung im Pumpenbetrieb, des simulativ ermittelten Kennfeldes und des Kennfeldes, welches experimentell ermittelt wurde, kann die Vorauslegung für weitere Einheiten und Nenngrößen anhand der Simulation erfolgen. Ein Abgleich am Prüfstand oder eine Nachregulierung im Betrieb ist dennoch zielführend für eine zuverlässige Auslegung.

9 Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Leistungs- und Effizienzsteigerung von Schrägscheiben-Axialkolbenmaschinen. Die maßgeblichen Grenzen des Betriebsverhaltens dieser Komponenten definieren sich über die hochbeanspruchten tribologischen Kontaktstellen und die Schmierfilmausprägung zwischen den beiden Kontaktpartnern. Unterschiedliche wissenschaftliche Projekte beschäftigen oder beschäftigten sich in den vergangenen Jahren mit der simulativen Abbildung und der geometrischen Optimierung dieser Einheiten.

Darüber hinaus wurden in den letzten zwei Jahrzehnten vermehrt potentielle Innovationen an hydrostatischen Verdrängereinheiten vorgestellt, die die Problemstellungen konventioneller Systeme reduzieren und speziell die Effizienz im Teillastbereich steigern sollen. Festzuhalten ist, dass ein Großteil dieser Ansätze sich aus unterschiedlichsten Gründen bis heute nicht im Markt platzieren konnten.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden Ansätze zur aktiven elektronischen Beeinflussung der kritischen Stellen, der hochbeanspruchten tribologischen Kontakte, in konventionellen Schrägscheibeneinheiten behandelt.

Es konnte gezeigt werden, wie sich anhand einer Standard-Schrägscheibeneinheit in Kombination der Hydraulik mittels elektronischer Regelkreise, Optimierungen erzielen lassen. Eine grundlegende Veränderung des mechanischen Konzeptes ist dafür nicht erforderlich.

Für die Limitierung des maximalen Drucks und der minimalen und maximalen Drehzahl ist hauptsächlich der Kontakt Kolbentrommel-Steuerspiegel relevant. Zusätzlich zählt diese Kontaktstelle zu einer der drei Hauptverlust-

stellen der Schrägscheiben Axialkolbenmaschine. Deshalb wurde im Rahmen dieser Arbeit ein Schwerpunkt auf den Kolbentrommel-Steuerspiegelkontakt gelegt. Anhand eines neuartigen Konzeptes konnte der Schmierpalt ausgeregelt werden, was simulativ ausführlich beschrieben und am Prüfstand validiert wurde.

Gleichzeitig wurden Ansätze zur simulativen Optimierung von Kolbenschuhschwenkwiege sowie der Schwenklagerung mittels bedarfsangepasster Entlastung vorgestellt. Beide Kontaktstellen haben sowohl einen Einfluss auf die Effizienz als auch auf die Mehrquadrantenfähigkeit der Einheit. Speziell an der Schwenklagerung kann durch den Ansatz der bedarfsangepassten Entlastung Einfluss auf die Stabilität und Dynamik genommen werden.

Eine umfangreiche Recherche in wissenschaftlichen Veröffentlichungen, Patentschriften und Veröffentlichungen von Herstellern ergab, dass die Problematik des variablen Schmierpaltens durchaus im Fokus unterschiedlichster Aktivitäten steht, die aktive elektronische Beeinflussung aber an keinem der tribologischen Kontakte betrachtet wurde.

Speziell die Optimierung im Teillastbetrieb, wie bereits erläutert, liegt im Fokus diverser Veröffentlichungen. Das Potential des Teillastbereichs wurde anhand von Lastkollektiven unterschiedlichster mobiler Anwendungen belegt. So befindet sich die Arbeitshydraulik mobiler Anwendungen zum Großteil der Zeit im Teillastbereich. Bei mobilen, aber speziell auch bei stationären Anwendungen ist der Druckhaltebetrieb bei geringem Schwenkwinkel und hohem Druck zeitlich durchaus relevant und auch aufgrund der vorliegenden Verluste ein markanter Betriebspunkt.

Eine industriell realisierbare Lösung wurde auf Basis einer kennfeldbasierten Regelung des Taschendrucks mittels Drucksensoren und 2/2-Wege-Proportionalventilen dargestellt. Je nach Anforderung können die Konzepte mit einem oder mehreren individuell geregelten Feldern umgesetzt werden.

Am Kolbentrommel-Steuerspiegelkontakt basiert das Konzept der bedarfsangepassten Entlastung auf zusätzlichen Druckkammern zwischen den beiden tribologischen Wirkflächen, die aktiv geregelt werden können. Am

Schwenklager wird das Druckniveau der vorhandenen Taschen geregelt. Für den Kontakt der Kolbenschuhe auf ihrer Lauffläche wird eine mitrotierende Gleitscheibe ergänzt.

Im Rahmen der simulativen Abbildung des Konzeptes wurde im ersten Schritt die Problematik des aktuellen Seriensystems abgebildet. Es konnte gezeigt werden, dass die Effekte der sich ändernden Schmierstalthöhe, der Verkippung und der Taumelbewegung des Triebwerks physikalisch beschreiben lassen. Darüber hinaus wurden die Optimierungsansätze simulativ abgebildet, um eine bestmögliche Regelstrecke und eine geometrische Gestaltung zu realisieren. Zusätzlich dient die Simulation zur Auslegung der Kennfelder, die den geregelten Druck für einen optimalen Schmierstalt vorgeben. Am Kontakt Kolbentrommel-Steuerspiegel wurden zusätzliche Ansätze ohne elektronischen Regelkreis bewertet und entsprechend ausgelegt.

Anhand einer Systemsimulation wurde die mögliche Dynamik des Systems ermittelt. Systeme können prädiktiv bei bekannten, beispielsweise stationären, Lastzyklen ausgelegt werden. Zusätzlich sind aber auch reaktive Systeme, ohne die Möglichkeit vorausschauend regeln zu können, aufgrund der hohen Dynamik umsetzbar. Letzteres ist speziell für mobile Anwendungen von hoher Relevanz.

Am Beispiel des Kolbentrommel-Steuerspiegelkontaktes wurden Versuche durchgeführt, um den Ansatz zu validieren. Es konnte gezeigt werden, dass eine aktive Beeinflussung des Schmierfilms möglich ist und einen positiven Effekt auf die Eigenschaften einer Axialkolbenpumpe hat.

Der Schmierstalt lässt sich über den gesamten Betriebsbereich im Pumpen- sowie Motorbetrieb genau auf das gewünschte Niveau ausregeln. Auch die Verkippung konnte in allen Betriebspunkten ausgeregelt werden. Damit ist die Funktionalität der bedarfsangepassten Entlastung bewiesen.

Der Wirkungsgrad kann dadurch speziell im Teillastbereich, auf welchen konventionelle Systeme nicht optimal ausgelegt sind, bis zu 15 % gesteigert werden. Je nach Betriebspunkt konnten anhand des Ansatzes sowohl die volumetrischen als auch die hydraulisch-mechanischen Verluste reduziert

werden. Das liegt neben der Gegenkompensation der Verkippung, auch an der Ausregelung der mittleren Spalthöhe. Eine weitere Steigerung des Wirkungsgrades ist möglich. Dafür müssen die Druckkammern verkleinert oder integriert und die Schmierpalthe weiter reduziert werden.

Speziell an den Grenzen des ursprünglichen Drehzahlbereichs ist eine stabile Spaltausprägung ersichtlich. Da sich die Drehzahlgrenzen hauptsächlich am Kolbentrommel-Steuerspiegelkontakt definieren, ist eine Erweiterung des Leistungsbereichs ersichtlich. Überdies zeigt sich über den gesamten Druckbereich ein sehr stabiler Schmierpalt, wodurch sich auch eine Drucksteigerung klar ableiten lässt.

Mittels des Betriebs im Bereich der Motoranwendung lässt sich erkennen, dass die Umkehr vom Pumpen- und Motorbetrieb ohne Leistungseinschränkung möglich ist und sich dementsprechend die veränderten Störgrößen ausregeln lassen.

Anhand der Forschungsaktivitäten im Rahmen dieser Arbeit konnte gezeigt werden, dass die Optimierung der Axialkolbenpumpe nicht abgeschlossen ist. Eine Erweiterung des Einsatzbereichs und eine Steigerung des Wirkungsgrades ist möglich und konnte wissenschaftlich belegt werden. Trends in Richtung Elektrifizierung, Hybridisierung, Digitalisierung und genereller Effizienzsteigerung lassen sich optimal mit der Hydraulik kombinieren. Erst die Kombination der Vorteile bewährter Technologien mit den Vorteilen neuartiger Technologien ermöglichen es, Systeme und Komponenten optimal auszulegen und auszulasten.

10 Ausblick

Am Beispiel des Kolbentrommel-Steuerspiegelkontaktes wurde das Potential des Ansatzes validiert und dargelegt. Die Auslegung des Kennfeldes konnte allerdings noch nicht ausschließlich über die Simulation durchgeführt werden, sondern benötigte noch einen Abgleich mit der Messtechnik am Prüfstand. Ziel der simulatorischen Auslegung sollte es sein, das Verhalten der Pumpe so umfangreich abzubilden, damit sich eine Validierung mit eingebauter Spaltsensorik erübrigt und dadurch die Aufwände weiterer Validierungsschritte reduziert werden können. Dies bedeutet eine Erstellung des Kennfeldes zur Ansteuerung der regelbaren Druckkammern auf Basis der Simulation. Dafür sollte in einem nächsten Schritt eine vollständige TEHD Simulation abgebildet werden.

Die weiteren Kontakte, wie beispielsweise die Schwenklagerung, sollten zudem anhand des Ansatzes validiert werden um deren Mehrwert abbilden zu können. Eine vollständige TEHD-Simulation ist auch hier wünschenswert, um den Validierungsaufwand möglichst gering zu halten. Darüber hinaus birgt das Schwenklager noch weitere Optimierungspotentiale. So kann durch eine regelbare Entlastung die Form der Druckreservoirs neu gestaltet und auch die Buntmetalle beseitigt werden. Zusätzlich wäre durch die Regelung und einer gezielten Reduzierung der Entlastung, gegen Ende des Schwenkvorgangs, ein vermindertes Überschwingen trotz hoher Dynamik möglich.

Der Kontakt des Kolbenschuhs zur Schwenkwiege birgt durch die Gleitscheibe ein hohes Potential. Auch dieser Ansatz müsste allerdings aufgrund

seiner Neuartigkeit umfangreich validiert und anhand der TEHD abgebildet werden.

Neben Ansätzen zur Regelung der entlastend wirkenden Kräfte sollte auch die entgegengesetzte Vorgehensweise einer regelbaren Anpressung bewertet werden. Denn dadurch lassen sich unterschiedliche Ansätze zur Performancesteigerung einer Schrägscheiben-Axialkolbenmaschine umsetzen.

Auch die Einbindung selbstlernender Algorithmen sollte bei der Erweiterung des Systems in Betracht gezogen werden. Dadurch lassen sich die Ansteuerung und explizit das Kennfeld während des Betriebs auf die vorliegenden Einsatzbedingungen anpassen und durch weitere Parameter, wie beispielsweise die Schwenkdynamik, dem Lecköl oder Gehäusedruck das System optimieren.

Anhang

Tabelle 1: Einteilung der landw. Geräte, Punkteschema und Auswertung

	Zugarbeit	Zapfwellenarbeit	Hydr. Arbeit	.DLG–PowerMix Zyklus
Bodenbearbeitung				
<i>Grundbodenbearbeitung</i>				
Pflug	••••••••			1
Tiefgrubber	••••••••			1
Fräse		••••••••		3
<i>Stoppelbearbeitung</i>				
Stoppelgrubber	•••••			1
Scheibenegge	•••••			1
Spatenrollegge	•••••			1
<i>Saatbettbereitung</i>				
Federzinkenegge	••••			2
Saatbettkombination	••••			2
Kreisellegge	•	••••••••		3
Mulchgerät	•	••••••••		3
Düngung				
<i>Wirtschaftsdünger</i>				
Mist / Kompost ausbringen	••••	••••	••••	6
Gülle ausbringen	••	••	•	6
<i>Mineraldünger</i>				
Anbauschleuderstreuer		••	•	5
Anhängeschleuderstreuer	••••	••	•	5
Bestellung				
<i>Säen</i>				
Sämaschine mechan.	••	•		2
Sämaschine pneum.	••	••••	•	4
Kreiselleggen Säkombination	••	••••••••	•	3
Grubber-Kreiselleggen- Säkombination	•••••	•••••		3
Saatbettkombination und Sämaschine	••••	•	•	2
Direktsaatmaschine	••••	••	•	4
<i>Einzelkornsaat</i>				
Einzelkornsämaschine	••	•	•	5
<i>Kartoffeln legen</i>				
Legemaschine	••••	•	•	2

Abb. .1: Leistungsabgabe Traktor je Lastfall Teil 1[42]

Pflanzenschutz / Pflanzenpflege					
<i>Pflanzenschutz</i>					
Anbauspritze			• •	•	5
Anhängespritze	• •		• •	•	5
<i>Pflanzenpflege</i>					
Hackmaschine	• •				2
Striegel	•				2
Häufeln	• •				2
Fräsen	•		• • •		4
Ernte					
<i>Strohbergung</i>					
HD-Ballenpresse	• •		• • • • •	• • •	7
Rundballenpresse	• •		• • • • •	• • •	7
Quaderballenpresse	• •		• • • • •	• • •	7
<i>Kartoffeln</i>					
Krautmulchen	•		• • •		4
Sammelroder	• • •		• • •	• •	4
<i>Silomais</i>					
Anbauhäcksler	• •		• • • • •	•	3
<i>Halmfütter</i>					
Kreiselmäherwerk	•		• • • •		3
Zetter / Wender	•		• • •		5
Schwader	•		• • •		5
Ladewagen	• •		• • •	• • •	6
HD-Ballenpresse	• •		• • • • •	• • •	7
Rundballenpresse	• •		• • • • •	• • •	7
Quaderballenpresse	• •		• • • • •	• • •	7
Transport					
allgemein	• • • • •				8

Abb. .2: Leistungsabgabe Traktor je Lastfall Teil 2 [42]

Abbildungsverzeichnis

2.1	Grundbauarten von Axialkolbenmaschinen [120]	8
2.2	Optimalbereiche von Fluidenergiemaschinen (Cordier-Diagramm) [57]	10
2.3	Schnittdarstellung einer Schrägscheiben-Axialkolbenmaschine . .	11
2.4	Betriebszustände im p/Q Diagramm	13
2.5	Betrachtete Kontaktstellen im Rahmen der Arbeit	14
2.6	shematische Druckverteilung in zylindrischem Radialgleitlager [39]	18
2.7	Kavitationsmodelle nichtmassererhaltender Kavitation am Bei- spiel Radiallager	20
2.8	Kontaktstelle Kolbentrommel-Steuerspiegel	23
2.9	Koordinatensystem Kolbentrommel-Steuerspiegel	24
2.10	Relevante Kräfte am Kontakt Kolbentrommel-Steuerspiegel . . .	25
2.11	Entlastungsschwankung über einen Kolbenwechsel	28
2.12	Kontaktstelle Schwenklagerung	30
2.13	Relevante Kräfte am Kontakt Schwenklagerung	33
2.14	Kontaktstelle Kolbenschuh-Schwenkwiege	36
2.15	Relevante Kräfte am Kontakt Kolbenschuh-Schwenkwiege . . .	38
2.16	Reibungs- und Schmierungs Zustände, dargestellt durch die Stri- beck-Kurve [35]	40
2.17	Hauptverluststellen einer Axialkolbenmaschine nach [106]	43
2.18	Qualitativer Wirkungsgradverlauf [104]	44
3.1	Sphärischer Kontakt Kolbentrommel-Steuerspiegel	51
3.2	Angestellte Triebwerkskolben	52

3.3	Anpassung des Durchflussquerschnitts an Kolbentrommel-Steuerspiegel	54
3.4	Stützdruckfelder im Tragring [55]	55
3.5	Angesteuertes Zusatzfeld [89]	56
3.6	Druckfeldeinschnürung am Steuerspiegel [132]	56
3.7	Pulsationsausgleich durch Speichervolumen [4]	57
3.8	Floating Cup Pumpe [3]	59
3.9	Hydraulische Zusatzanpressung Kolbentrommel-Steuerspiegel [50]	60
3.10	Zickzack Entlastungstasche [133]	63
3.11	Kompensation der Wiegendurchbiegung [29]	65
3.12	Variation der druckbeaufschlagten Fläche [66]	66
3.13	Schaltbare Entlastungstaschen [109]	67
3.14	Pulsationsausgleich [86]	68
3.15	Konzepte Kolben(schuh)-Schwenkwiege	69
3.16	Variation der druckbeaufschlagten Fläche [137]	73
4.1	Betriebsanteile anhand dem p/Q Diagramm	77
4.2	Beispiel Traktor [24]	77
4.3	Teilkollektive DLG nach [42]	78
4.4	Kollektiv eines Traktors auf Basis [136] und [42]	79
4.5	Lastkollektiv Traktor	80
4.6	Beispiel Radlader [24]	81
4.7	Zeitanteile Arbeitshydraulik eines Radladers	82
4.8	Beispiel Planierer	82
4.9	Zeitanteile Arbeitshydraulik eines Graders	83
4.10	Beispiel Holzvollernter [24]	84
4.11	Zeitanteile Arbeitshydraulik eines Harvesters	85
4.12	Beispiel Teleskoparmstapler [24]	85
4.13	Zeitanteile Arbeitshydraulik eines Teleskoparmstaplers	86

6.1	Grundlegende Regelung der bedarfsangepassten Entlastung . . .	94
6.2	Zusatzfelder Kolbentrommel-Steuerspiegel in radialer Richtung .	95
6.3	Schaltplan geregelte Entlastung Kolbentrommel	96
6.4	Schaltplan geregelte Entlastung Schwenklagerung	98
6.5	Gleitscheibenkonzept Kolbenschuh-Schwenkwiege	101
6.6	Fluidzufuhr Gleitscheibenkonzept [68]	101
6.7	Schaltplan geregelte Entlastung Gleitscheibe	102
7.1	Relevante Betriebspunkte im p/Q Diagramm	107
7.2	Verlauf des Kolbendrucks bei unbegrenzter Hochdruckkapazität	111
7.3	Simulation mit Unebenheiten und Deformationen am Kolben- trommel-Steuerspiegelkontakt	120
7.4	Elemente der erarbeiteten EHD-Simulation	122
7.5	Restkraft und Entlastung nach Formel: 7.2 Teil 1 nach [63] . . .	125
7.6	Restkraft und Entlastung nach Formel: 7.2 Teil 2 nach [63] . . .	125
7.7	Freiheitsgrade der Kolbentrommel	126
7.8	Verformung ermittelt durch Steifigkeitsmatrizen in Matlab [146]	127
7.9	Kolbentrommel-Steuerspiegel, Globaldaten bei (BP1)	129
7.10	Kolbentrommel-Steuerspiegel Spalthöhen bei (BP1)	130
7.11	Kolbentrommel-Steuerspiegel Verformung bei (BP1)	130
7.12	Kolbentrommel-Steuerspiegel BAE, Globaldaten bei (BP1) . . .	132
7.13	Spalthöhe aufgrund der Durchbiegung der Schwenkwiege [91] .	136
7.14	Entlastungsfeld an der Schwenkwiege [91]	137
7.15	Kontaktdruck an der Schwenkwiege [91]	138
7.16	Führungsverhalten Y-Zyklus Radlader [88]	142
7.17	Führungsverhalten Spritzgussmaschine [88]	143
8.1	Hydraulischer Schaltplan des Prüfstandes	146
8.2	Elektronischer Schaltplan des Prüfstandes	146
8.3	Prüfstandsaufbau	147
8.4	Prüfstandsmodell mit externem Ventilblock	148

8.5	Spaltsensoren an Kolbentrommel und Steuerspiegel	149
8.6	Spalthöhenschwankung aufgrund von Unebenheit	150
8.7	Wirkungsgrad Drucksteigerung Referenzeinheit "(BP1)"	151
8.8	Spalthöhe Referenzsystem, Druckrampen bei unterschiedlichem Schwenkwinkel	152
8.9	Spalthöhe Referenzsystem, Druckrampen bei unterschiedlichen Drehzahlen	153
8.10	Spalthöhenvergleich mit Zusatzflächen nach [74]	154
8.11	Wirkungsgradvergleich mit Zusatzflächen nach [74]	154
8.12	Einfluss des Schmierpaltes auf den Wirkungsgrad (BP1)	155
8.13	Taschendruck Drucksteigerung BP1 Nennbetriebspunkt	156
8.14	Taschendruck über die Drehzahl BP1	157
8.15	Taschendruck über den Schwenkwinkel (BP1)	157
8.16	Taschendruck Drucksteigerung Motorbetrieb Vollhub und 25% Schwenkwinkel	158
8.17	Spalthöhenvergleich Drucksteigerung Vollhub (BP1)	160
8.18	Spalthöhenvergleich Drucksteigerung bei 25% Schwenkwinkel (BP2)	161
8.19	Spalthöhenvergleich Drucksteigerung bei Maximaldrehzahl (BP8)	161
8.20	Spalthöhenvergleich Drucksteigerung bei Minimaldrehzahl (BP6)	162
8.21	Wirkungsgradvergleich 90% Drehzahl	163
8.22	Wirkungsgradvergleich 70% Drehzahl	163
8.23	Wirkungsgradvergleich 10% Drehzahl	164
8.24	Wirkungsgradvergleich hyd.-mech.70% Drehzahl	165
8.25	Wirkungsgradvergleich volumetrisch 70% Drehzahl	165
.1	Leistungsabgabe Traktor je Lastfall Teil 1[42]	175
.2	Leistungsabgabe Traktor je Lastfall Teil 2 [42]	176

Tabellenverzeichnis

7.1	Relevante Betriebspunkte	106
7.2	Simulationsabweichung der Taschendrücke zur Messung, mit Unebenheit gegenüber einer Ebene	119
7.3	Simulativ ermittelte Taschendrücke der Betriebspunkte	133
7.4	Einstellparameter aperiodischer Verlauf [118]	141
8.1	Experimentell ermittelte Taschendrücke der relevanten Betriebs- punkte	159
8.2	Abweichung der Simulation anhand der Taschendrücke	168

Eigene Veröffentlichungen im Rahmen des Projektes

- [62] Haug, S. „Entwicklung und Untersuchung eines Meßsystems zur Ermittlung des Reibmoments zwischen Zylinder und Verteilerplatte an Axialkolbenpumpen“. Diplomarbeit. Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Produktentwicklung, 2013.
- [63] Haug, S. „Optimierung von Axialkolbenmaschinen durch bedarfsangepasste Entlastung tribologischer Kontakte“. In: *Kolloquium Mobilhydraulik*. Bd. 9. Karlsruhe, Deutschland: KIT Scientific Publishing, 2016.
- [64] Haug, S. und Geimer, M. „Optimization of Axial Piston Units Based on Demand-driven Relief of Tribological Contacts“. In: *International Fluid Power Conference*. Bd. 10. 1. Dresden: Technische Universität Dresden, 2016, S. 295–306.
- [65] Haug, S., Hoppe, S., Nafz, T. und Sell, M. „Verteilerplatte für eine hydrostatische Axialkolbenmaschine und hydrostatische Axialkolbenmaschine“. Schutzrecht DE 10 2018 217 303 A1. GmbH., R. B. 10. Okt. 2018.
- [66] Haug, S., Nordt, F., Roehm, J. und Scheerer, R. „Hydrostatische Axialkolbenmaschine“. Schutzrecht DE 10 2016 214 422 A1. GmbH., R. B. 4. Aug. 2016.
- [67] Haug, S., Obermueller, D. und Bette, J. „Axialkolbenmaschine“. Schutzrecht DE 10 2015 120 767 A1. GmbH., R. B. 30. Nov. 2015.

- [68] Haug, S., Obermueller, D. und Bette, J. „Axialkolbenmaschine“. Schutzrecht DE 10 2015 120 765 A1. GmbH., R. B. 30. Nov. 2015.
- [69] Haug, S., Obermueller, D., Bette, J. und Kopecki, J. „Axialkolbenmaschine“. Schutzrecht DE 10 2015 120 764 A1. GmbH., R. B. 30. Nov. 2015.
- [70] Haug, S. und Sell, M. „Hydrostatische Axialkolbenmaschine“. Schutzrecht DE 10 2016 214 425 A1. GmbH., R. B. 4. Aug. 2016.

Studentische Veröffentlichungen im Rahmen des Projektes

- [14] Bette, J. „Simulative Auslegung einer bedarfsangepassten Entlastung des Tribokontaktes Gleitschuh Schwenkwiege zur Optimierung einer Schrägscheiben-Axialkolbeneinheit“. Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Institutsteil mobile Arbeitsmaschinen, 2015.
- [56] Göttert, T. „Simulative Ausarbeitung hydr.- mech. Lösungsansätze zur Optimierung des Tribokontaktes Zylinder-Verteilerplatte“. Bachelorarbeit. Hochschule Esslingen, Fakultät Maschinen und Systeme, 2017.
- [74] Hirsch, M. „Konkretisierung und Validierung hydr.-mech. Lösungsansätze am Tribokontakt Zylinder-Verteilerplatte zur Optimierung einer Schrägscheiben Axialkolbeneinheit“. Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Institutsteil mobile Arbeitsmaschinen, 2018.
- [88] Klemm, M. „Konstruktive und simulative Integration von Regelventilen zur bedarfsangepassten Be- und Entlastung einer Schrägscheiben Axialkolbeneinheit“. Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Institutsteil mobile Arbeitsmaschinen, 2018.
- [91] Kroneis, M. „Simulative Auslegung einer bedarfsangepassten Entlastung des Tribokontaktes der Schwenkwiegenlagerung zur Optimierung einer Schrägscheiben Axialkolbeneinheit“. Masterarbeit. Karls-

- ruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Institutsteil mobile Arbeitsmaschinen, 2017.
- [112] Obermüller, D. „Simulative Auslegung einer bedarfsangepassten Entlastung des Tribokontaktes Zylinder Verteilerplatte zur Optimierung einer Schrägscheiben Axialkolbeneinheit“. Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Institutsteil mobile Arbeitsmaschinen, 2015.
- [123] Richter, M. „Weiterentwicklung einer Schmierspaltsimulation für den Kolbentrommel-Steuerspiegel-Kontakt in einer Axialkolbenpumpe in Schrägscheibenbauweise“. Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Institutsteil mobile Arbeitsmaschinen, 2017.
- [126] Roß, B. „Realisierung einer bedarfsangepassten Entlastung des Tribokontaktes Zylinder - Verteilerplatte zur Optimierung einer Schrägscheiben-Axialkolbeneinheit“. Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Institutsteil mobile Arbeitsmaschinen, 2016.
- [142] Voos, A. „Experimentelle Validierung von Optimierungsansätzen an Axialkolbenpumpen, anhand definierter Lastkollektive mobiler Anwendungen“. Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Institutsteil mobile Arbeitsmaschinen, 2015.
- [146] Weiser, C. „Konkretisierung und Validierung hydr.-mech. Lösungsansätze am Tribokontakt Zylinder-Verteilerplatte zur Optimierung einer Schrägscheiben Axialkolbeneinheit“. Bachelorarbeit. Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Institutsteil mobile Arbeitsmaschinen, 2018.
- [156] Yarahmadi, B. „Erweiterung einer simulativen Auslegung einer bedarfsangepassten Entlastung des Tribokontakts der Schwenkwiegen-

lagerung zur Optimierung einer Schrägscheiben-Axialkolbeneinheit“. Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Institutsteil mobile Arbeitsmaschinen, 2018.

Literaturverzeichnis

- [1] Achten, P. „Innovation in the fluid power industry“. In: *International Fluid Power Conference*. Bd. 9. Aachen: RWTH Aachen University, 2014. URL: https://www.innas.com/assets/achten_ifk2014.pdf (besucht am 10.01.2019).
- [2] Achten, P. *The Floating Cup Technology*. INNAS BV, 2019. URL: <https://www.innas.com/floating-cup.html> (besucht am 07.10.2019).
- [3] Achten, P., Brink, T. van den und Vael, G. „A Robust Hydrostatic Thrust Bearing for Hydrostatic Machines“. In: *International Fluid Power Conference*. Bd. 7. RWTH Aachen University, Aachen, 2010, S. 100–112.
- [4] Appel, R. und Berneke, S. „Hydrostatische Axialkolbenmaschine“. Schutzrecht DE 10 2014 206 122 A1. GmbH., R. B. 1. Apr. 2014.
- [5] Assfalg, C., Geissler, G., Müller, M. und Zeiser, H. „Hydrostatische Axialkolbenmaschine mit verstellbarem Hubvolumen“. Schutzrecht DE 10 2015 208 018 A1. GmbH., R. B. 3. Nov. 2015.
- [6] Bach, M., Straßburger, F., Jacobs, G., Schneider, M., Koch, O. und Weber, J. „Entwicklung und Erprobung eines energieeffizienten Antriebs- und Steuerungssystems für den Grünen Radlader“. In: *Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen*. Bd. 30. Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing, 2015, S. 1–18.

- [7] Baker, J. und Ivantysynova, M. „Investigation of Power Losses in the Lubricating Gap between the Cylinder Block and Valve Plate of Axial Piston Machines“. In: *FPNI PhD Symposium*. Bd. 5. Cracow, Poland: Fluid Power Net International, 2008, S. 302–319.
- [8] Bartel, D. *Simulation von Tribosystemen: Grundlagen und Anwendungen*. 1. Auflage. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2010.
- [9] Bartelt, H.-C. „Entwicklung von Bauteilen aus keramischen Werkstoffen für Axialkolbenmaschinen der Hydrostatik“. Dissertation. Technische Universität Hamburg-Harburg, 2006.
- [10] Berbuer, J. „Efficiency by design: Piston pumps and motors with predefined tribological systems enable prediction and optimization of losses and efficiency“. In: *11th International Fluid Power Conference*. Bd. 3. Aachen: RWTH Aachen University, 2018, S. 296–307.
- [11] Bergada, J., Haynes, J., Watton, J., Davies, D. und Kumar, S. „A complete analysis of axial piston pump leakage and output flow ripples“. In: *Applied Mathematical Modelling* 36.4 (2012), S. 1731–1751.
- [12] Bergmann, M. „Hydrostatische Axialkolbenmaschine“. Schutzrecht DE 00 0019 752 021 B4. AG, L. 24. Nov. 1997.
- [13] Bergmann, M. und Christian, B. „Hydrostatische Axialkolbenmaschine“. Schutzrecht DE 10 2012 105 302 A1. GmbH., R. B. 19. Juni 2012.
- [15] Blust, M. „Effizientes Screening des tribologischen Eignungspotenzials alternativer Werkstoffpaarungen für den Einsatz in tribologischen Kontakten von Axialkolbenmaschinen als Beitrag zum Produktentstehungsprozess“. Dissertation. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2017.
- [16] Böinghoff, O. *Untersuchungen zum Reibungsverhalten der Gleitschuhe in Schrägscheiben-Axialkolbenmaschinen*. Techn. Ber. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1977.

- [17] Boog, M. „Steigerung der Verfügbarkeit mobiler Arbeitsmaschinen durch Betriebslasterfassung und Fehleridentifikation an hydrostatischen Verdrängereinheiten“. Dissertation. Karlsruher Institut für Technologie, 2011.
- [18] Bosch, P., Nonnenmacher, G. und Jakob, E. „Axialkolbenmaschine“. Schutzrecht DE 000002 101 078 A. GmbH., R. B. 12. Jan. 1971.
- [19] Bosch Rexroth AG. *Axialkolben-Verstellmotor A10VER Baureihe 52*. RD 91706. 2019.
- [20] Bosch Rexroth AG. *Axialkolben-Verstellpumpe A10VSO Baureihe 32*. RD 92714. 2015.
- [21] Bosch Rexroth AG. *Axialkolben-Verstellpumpe A1VO Baureihe 10*. RD 92650. 2016.
- [22] Bosch Rexroth AG. *Axialkolben-Verstellpumpe A4VSG Baureihe 1x und 3x*. RD 92100. 2018.
- [23] Bosch Rexroth AG. *Axialkolben-Verstellpumpe A4VSO Baureihe 1x und 3x*. RD 92050. 2018.
- [24] Bosch Rexroth AG. *Rexroth Imagepool*. 2019. URL: https://imagepool.boschrexroth.com/imagepool/galleryShow.htm?ccat_id=5484&filter.objectTypeId=14&filter.pagesize=30#galleryresults (besucht am 12.10.2019).
- [25] Bracht, D. van, Ehret, C. und Kliffken, M. G. „HRB, ein hydraulischer Hybrid für Müllfahrzeuge und Busse“. In: *Hybride und energieeffiziente Antriebe fuer mobile Arbeitsmaschinen*. Bd. 2. Karlsruhe, Deutschland: KIT Scientific Publishing, 2009.
- [26] Bräckelmann, U. „Reibung, Steifigkeit und Dämpfung in Schrägscheiben-Axialkolbenpumpen und -motoren“. Dissertation. Ruhr Universität Bochum, 2006.

- [27] Brandt, S. und Dahmen, H. D. *Mechanik, Eine Einführung in Experiment und Theorie*. 4. Aufl. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2005.
- [28] Breuer, D. „Reibung am Arbeitskolben von Schrägscheibenmaschinen im Langsamlauf“. Dissertation. Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen, 2006.
- [29] Breuer, D. und Friedrich, H. „Schwenkwiegenlagerung für Axialkolbenmaschinen“. Schutzrecht DE 10 2008 013 010 A1. GmbH., R. B. 7. März 2008.
- [30] Brinkschulte, L. und Geimer, M. „Echtzeitfähige Abschätzung der Restlebensdauer von Komponenten“. In: *ATZoffhighway 10* (2017), S. 54–61.
- [31] Brinkschulte, L., Mattes, J. und Geimer, M. „An approach to wear simulation of hydrostatic drives to improve the availability of mobile machines.“ In: *11th International Fluid Power Conference*. Bd. 1. Aachen: RWTH Aachen University, 2018, S. 392–407.
- [32] Bügener, N. „Analyse und Verbesserung des Ansaugverhaltens von Axialkolbenpumpen in Schrägscheibenbauweise“. Dissertation. Fakultät Maschinenwesen der Technischen Universität Dresden, 2013.
- [33] Chacon, R. und Ivantysynova, M. „An Investigation of the Impact of the Elastic Deformation of the End case/Housing on Axial Piston Machines Cylinder Block/Valve Plate Lubricating Interface“. In: *International Fluid Power Conference*. Bd. 10. Technische Universität Dresden, 2016, S. 283–294.
- [34] Chichon, M. „Axialkolbenmaschine“. Schutzrecht DE 10 2006 0 7 690 A1. GmbH., R. B. 11. Aug. 2006.
- [35] Czichos, H. *Tribologie-Handbuch: Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik*. 4. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2015.

- [36] Deibler, M. „Drehzahlsteigerung an Axialkolbeneinheiten“. Bachelorarbeit. DHBW Horb, Maschinenbau Fachrichtung Konstruktion, 2012.
- [37] Deininger, H. „Verstellbare Axialkolbenmaschine in Schrägscheibenbauweise“. Schutzrecht DE 000004 011 737 A1. AG, L. 11. Apr. 1990.
- [38] Deiters, H. „Standardisierung von Lastzyklen zur Beurteilung der Effizienz mobiler Arbeitsmaschinen“. Dissertation. TU Braunschweig, 2009.
- [39] Deters, L. und Bartel, D. „Gleitlagerungen“. In: *Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau*. Hrsg. von Grote, K.-H., Bender, B. und Göhlich, D. Springer Berlin Heidelberg, 2018, S. 540–554. ISBN: 978-3-662-54805-9. DOI: 10.1007/978-3-662-54805-9_48. URL: https://doi.org/10.1007/978-3-662-54805-9_48.
- [40] Deters, L., Fischer, A., Santner, E. und Stolz, U. *Tribologie Definitionen, Begriffe, Prüfung*. Techn. Ber. Gesellschaft für Tribologie e.V., 2002. URL: https://neu.gft-ev.de/wp-content/uploads/2002_AB_7_Tribologie.pdf (besucht am 18.06.2019).
- [41] Deuffhard, P. *Newton Methods for Nonlinear Problems: Affine Invariance and Adaptive Algorithms*. 35. Aufl. Springer Series in Computational Mathematics. Berlin Heidelberg: Springer, 2005.
- [42] Deutsche Landwirtschafts Gesellschaft. „DLG-PowerMix: Leistung, Effizienz, Kraftstoffverbrauch von Traktoren“. In: *Deutsche Landwirtschafts Gesellschaft* (2019). URL: <https://www.dlg.org/de/landwirtschaft/neu-dlg-qualitaetspruefungen-technik-betriebsmittel/dlg-powermix-hier-finden-sie-den-richtigen/> (besucht am 18.06.2019).

- [43] DIN Deutsches Institut für Normung e. V. *Flüssigkeitspumpen und -installationen - Allgemeine Begriffe, Definitionen, Größen, Formelzeichen und Einheiten - Teil 1: Flüssigkeitspumpen*. Techn. Ber. DIN EN ISO 17769-1. Beuth Verlag. Berlin: DIN Deutsches Institut für Normung e. V., 2012, S. 112–113.
- [44] DIN ISO 4378-2. *Gleitlager - Begriffe, Definitionen, Einteilung und Symbole - Teil 2: Reibung und Verschleiß*. Techn. Ber. Beuth Verlag. Berlin: International Organization for Standardization, 2014.
- [45] Ebertshäuser, H. und Helduser, S. *Fluidtechnik von A bis Z*. Mainz: Vereinte Fachverlage, 1995.
- [46] Enekes, C. P. „Ausgewählte Maßnahmen zur Effizienzsteigerung von Axialkolbenmaschinen“. Dissertation. RWTH Aachen, 2012.
- [47] Europäisches Parlament und Rat der Europäischen Union. *RICHTLINIE 2011/65/EU DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES: ROHS II*. 2011.
- [48] Europäisches Parlament und Rat der Europäischen Union. *VERORDNUNG (EU) 2016/1628 DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES über die Anforderungen in Bezug auf die Emissionsgrenzwerte für gasförmige Schadstoffe und luftverunreinigende Partikel und die Typgenehmigung für Verbrennungsmotoren für nicht für den Straßenverkehr bestimmte mobile Maschinen und Geräte*. 2019.
- [49] Findeisen, D. und Findeisen, F. *Ölhydraulik: Handbuch für die hydrostatische Leistungsübertragung in der Fluidtechnik*. 5. Aufl. Berlin: Springer, 2006.
- [50] Forster, F. „Axialkolbenmaschine“. Schutzrecht DE 3904782. AG, L. 23. Aug. 1990.

- [51] Gaumnitz, M., Breuer, D., Dantlgraber, J., Simon, M., Illmann, A. und Weingart, J. „Hydrostatischer Axialkolbenmotor“. Schutzrecht DE 10 2012 004 303 A1. GmbH., R. B. 1. März 2012.
- [52] Geimer, M. *Fluidtechnik*. Hrsg. von Arbeitsmaschinen, I. für mobile. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie, 2015.
- [53] Geimer, M. und Pohlandt, C. *Grundlagen mobiler Arbeitsmaschinen*. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing, 2014.
- [54] Gels, S. „Einsatz konturierter und beschichteter Kolben-buchse-Paare in Axialkolbenmaschinen in Schrägscheibenbauweise“. Dissertation. RWTH Aachen, 2011.
- [55] Gerker, W. „Axialkolbenpumpe“. Schutzrecht WO 00 1999 060 269 A1. GmbH., H. I. H. 11. Mai 1999.
- [57] Grabow, G. *Optimalbereiche von Fluidenergiemaschinen-Pumpen und Verdichter*. Techn. Ber. Berlin: Springer-Verlag, 2002.
- [58] Greiner, M. „Schrägscheibenmaschine“. Schutzrecht WO 00 2014 187 607 A1. GmbH, R. B. 27. Nov. 2014.
- [59] Haidarshin, G., Hesebeck, M., Su, E. und Diesselber, M. „Benchmarking of potential substituents for leaded bronze in axial sliding bearings for mobile hydraulic applications“. In: *International Fluid Power Conference*. Bd. 11. 2. Dresden: RWTH Aachen University, Aachen, 2018, S. 55–67.
- [60] Hashemie, S., Kroker, A., Bobach, L. und Bartel, D. *Multibody dynamics of pivot slipper pad thrust bearing in axial piston machines incorporating thermal elastohydrodynamics and mixed lubrication model*. Techn. Ber. Elsevier, 2016, S. 57–76. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X15005770> (besucht am 07.08.2018).

- [61] Hast, D., Glasbrenner, P., Beuter, B. und Gombos, A. „Smart Services - Added value throughout the complete life cycle“. In: *Mobile 2017*. Augsburg: Bosch Rexroth AG, 2017.
- [71] Hering, E. und Schönfelder, G. *Sensoren in Wissenschaft und Technik: Funktionsweise und Einsatzgebiete*. 1. Aufl. Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2012.
- [72] Heyl, W. „Einstellbare Axialkolbenmaschine in Schrägscheibenbauform“. Schutzrecht DE 3402634 A1. AG, L. 26. Jan. 1984.
- [73] Heyl, W. „Hohlkolben und Verfahren zu dessen Herstellung“. Schutzrecht DE 26 53 867 A1. AG, L. 26. Nov. 1976.
- [75] Hooke, C. J. und Kakoullis, Y. P. „The effects of centrifugal load and ball friction on the lubrication of slippers in axial piston pumps“. In: *International Fluid Power Symposium*. Bd. 6. Cambridge, UK: BHRA Fluid Engineering, 1981, S. 179–191.
- [76] Huber, A. „Ermittlung von prozess-abhängigen Lastkollektiven eines hydrostatischen Fahrtriebsstrangs am Beispiel eines Teleskopladlers“. Dissertation. Karlsruher Institut für Technologie, 2010.
- [77] Ivantysyn, J. und Ivantysynova, M. *Hydrostatische Pumpen und Motoren - Konstruktion und Berechnung*. Würzburg: Vogel, 1993.
- [78] Ivantysyn, R., Shorbagy, A. und Weber, J. „Analysis of the Run-in Behavior of Axial Piston Pumps“. In: *Symposium on Fluid Power and Motion Control*. Sarasota, USA: ASME, 2017, S. 1–9.
- [79] Ivantysyn, R., Shorbagy, A. und Weber, J. „Investigation of the Thermal Behaviour in the Lubricating Gap of an Axial Piston Pump with Respect to Lifetime“. In: *International Fluid Power Conference*. Bd. 11. 2. Dresden: RWTH Aachen University, Aachen, 2018, S. 68–83.

-
- [80] Ivantysyn, R., Shorbagy, A. und Weber, J. „Investigation of the wear behavior of the slipper in an axial piston pump by means of simulation and measurement“. In: *12th International Fluid Power Conference*. Bd. 1. Dresden: Technische Universität Dresden, 2020, S. 315–326.
- [81] Ivantysynova, M. „Innovations in Pump Design - What are future directions“. In: *JFPS International Symposium of Fluid Power*. Bd. 7. Toyama: The Japan Fluid Power System Society, 2008, S. 59–63.
- [82] Jang, D.-S. „Verlustanalyse an Axialkolbeneinheiten“. Dissertation. RWTH Aachen, 1997.
- [83] Jepsen, H. P. und Kristensen, E. „Hydraulischer Axialkolben-Motor“. Schutzrecht DE 4341845 C2. A/S, D. 7. Sep. 1995.
- [84] Kassem, S. und Bahr Kahlil, M. K. „On the dynamics of swash plate axial piston pumps with conical cylinder blocks“. In: *Triennial International Symposium on Fluid Control Measurement and Visualization Flucome*. Bd. 6. Sherbrooke Canada: Springer Verlag, 2000, S. 1–7.
- [85] Kawasaki Heavy Industries Ltd. *Swasch Plate Type Axial Piston Pump K3VLS Series*. 2017. URL: http://www.kpm-eu.com/files/Datasheets/K3VLS_series_E_Catalog.aspx (besucht am 06.02.2019).
- [86] Klausmann, N. „Hydrostatische Axialkolbenmaschine“. Schutzrecht DE 10 2019 203 410 A1. GmbH., R. B. 13. März 2019.
- [87] Kleist, A. „Berechnung von Dicht- und Lagerfugen in hydrostatischen Maschinen“. Dissertation. RWTH Aachen, 2002.
- [89] Kopecki, J. „Axialkolbenmaschine und Steuerspiegel“. Schutzrecht DE 10 2010 006 895 A1. GmbH., R. B. 5. Feb. 2010.
- [90] Krittian, L. „Hydrostatische Axialkolbenmaschine“. Schutzrecht DE 3904782. GmbH, L. M. H. 2. Nov. 2012.

- [92] KSB Aktiengesellschaft, Zentrale Kommunikation. *Auslegung von Kreiselpumpen*. Techn. Ber. Frankenthal (Pfalz): KSB Aktiengesellschaft, 2005.
- [93] Lang, O. R. und Steinhilper, W. *Gleitlager: Berechnung und Konstruktion von Gleitlagern mit konstanter und zeitlich veränderlicher Belastung*. Berlin: Springer Verlag, 2013.
- [94] Langlois, W. und Deville, M. *Slow Viscous Flow*. 2. Aufl. Berlin Heidelberg: Springer Science & Business Media, 2014.
- [95] Lasaar, R. und Ivantysynova, M. „Advanced gap design - basis for innovative displacement machines“. In: *International Fluid Power Conference*. Bd. 3. Aachen: RWTH Aachen University, Aachen, 2002.
- [96] Laurien, E. *Numerische Strömungsmechanik: Grundgleichungen und Modelle - Lösungsmethoden - Qualität und Genauigkeit*. 5. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013.
- [97] Lemmen, R. „Axialkolben mit einer in einem Schwenklager schwenkbar gelagerten Schrägscheibe“. Schutzrecht DE 000019 816 926 A1. GmbH., R. B. 16. Apr. 1998.
- [98] Liebherr Ges.m.b.H. „Hydrostatischer Antrieb“. Schutzrecht DE 200 14554 U1. Ges.m.b.H., L.-W. B. 23. Aug. 2000.
- [99] Lorentz, B. und Burger, W. *Angewandte Tribologie in der industriellen Entwicklung*. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Produktentwicklung, 2015.
- [100] Lösch, S. und Ognianov, M. „Piston with regular structured cellular core Cellular Piston“. In: *International Fluid Power Conference*. Bd. 9. 3. Aachen: RWTH Aachen University, Aachen, 2014, S. 96–102.
- [101] Martin, H. *Numerische Strömungssimulation in der Hydrodynamik: Grundlagen und Methoden*. Berlin: Springer, 2011.
- [102] Matsumoto, S. und Sato, K. „Hydraulic Transmission Device“. Schutzrecht US 4 771 676. Ltd, T. M. C. 20. Sep. 1988.

-
- [103] Matthies, H. J. *Einführung in die Ölhydraulik : Für Studium und Praxis*. 8. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014.
- [104] Matthies, H. J. und Renius, K. T. *Einführung in die Ölhydraulik*. 8. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014.
- [105] Meyerle, M. „Hydrostatische Axialkolbenmaschine, insbesondere für ein Kraftfahrzeuggetriebe mit Leistungsverzweigung“. Schutzrecht DE 3901064 A1. Meyerle, M. 27. Juli 1989.
- [106] Mohn, U. G. und Nafz, T. M. „Swash platepumps- the key to the future“. In: *International Fluid Power Conference*. Bd. 10. 2. Dresden: Technische Universität Dresden, 2016, S. 139–150.
- [107] Muzyk, B. „Die nahe Zukunft der Landtechnik“. In: *Mobile Maschinen* 1 (2019). URL: <https://www.fluid.de/anwendungen/mobile-maschinen/digitalisierung-der-hydraulik-in-der-landtechnik-115.html?page=3> (besucht am 10.01.2019).
- [108] Nafz, T. „Aktive Ventilumsteuerung von Axialkolbenpumpen zur Geräuschreduktion hydraulischer Anlagen -“. Dissertation. RWTH Aachen, 2011.
- [109] Nafz, T. „Einstellbare Axialkolbenmaschine in Schrägscheibenbauweise mit entlastetem Wiegenlager“. Schutzrecht DE 10 2012 022 999 A1. GmbH., R. B. 24. Nov. 2012.
- [110] Nguyen, H. T. „Optimierung des Schmiermittelangebots zur Steigerung der Energieeffizienz von hydrodynamischen Gleitlagern mittels Körperschallanalyse“. Dissertation. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2013.
- [111] Niidome, T., Yabuuchi, Y. und Kobayashi, T. „Hydraulische Schrägscheiben-Rotationsmaschine mit variabler Verdrängung“. Schutzrecht EP 000001 760 313 A1. Ltd., H. C. M. C. 18. Mai 2005.

- [113] Palmber, J.-O. und Petterson, M. „Verfahren und Vorrichtung zur Dämpfung von Strömungspulsation bei hydrostatischen Hydraulikmaschinen des Verdrängugstyps“. Schutzrecht DE 4229544 C2. Parker Hannifin AB Ulricehamn, S. 4. Sep. 1992.
- [114] Palmen, A. „Untersuchungen zur Leistungssteigerung und Bewertung der Effizienz von hydrostatischen Verdrängereinheiten“. Dissertation. RWTH Aachen, 2008.
- [115] Paulus, A. und Jacobs, G. „Tribolayer Formation on Bronze CuSn12Ni2 in the Tribological Contact between Cylinder and Control Plate in an Axial Piston Pump with Swashplate Design“. In: *International Fluid Power Conference*. Bd. 10. Aachen: Technische Universität Dresden, 2016, S. 251–262.
- [116] Pieke, C., Stark, W., Pfister, F. und Schyr, C. „DLG-PowerMix auf dem Leistungsprüfstand“. In: *ATZoffhighway* 10 (2017), S. 26–31. URL: <https://doi.org/10.1007/s35746-017-0020-9> (besucht am 20.09.2018).
- [117] Pyper, M. „Energieeffizienz und Digitalisierung sind zentral für Hydraulikaggregate“. In: *Fluid* 3 (2015). URL: <https://www.fluid.de/hydraulik/id-8937-103.html> (besucht am 12.10.2015).
- [118] Rädle, M. *Mess- und Regelungstechnik*. Mannheim: Fakultät für Verfahrens- und Chemietechnik, 2005. URL: <https://silo.tips/download/mess-und-regelungstechnik> (besucht am 07.09.2019).
- [119] Rahmfeld, R., Lang, T., Dopichay, T. und Johannes, U. „Efficiency Potential of Dry Case Operation for Bent-Axis Motors“. In: *10th International Fluid Power Conference*. Bd. 7. 1-2. Dresden: Technische Universität Dresden, 2010, S. 1–14.

- [120] Regenbogen, H. *Das Reibungsverhalten von Kolben und Zylinder in hydrostatischen Axialkolbenmaschinen*. Techn. Ber. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1978.
- [121] Renius, K. T. *Untersuchungen Reibung zwischen Kolben und Zylinder bei Schrägscheiben-Axialkolbenmaschinen*. Techn. Ber. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1977.
- [122] Reynolds, O. „On the theory of lubrication and its application to Mr. Beauchamp Tower’s experiments, including an experimental determination of the viscosity of olive oil“. In: *Ostwalds Klassiker der exakten Wissenschaften*. Bd. 218. London: The Royal Society, 1927, S. 39–108.
- [124] Rizzo, G., Bonanno, A., Massarotti, G. P., Pastrello, L., Raimondo, M., Veronesi, F. und Blosi, M. „Energy efficiency improvement by the application of nanostructured coatings on axial piston pump slippers“. In: *International Fluid Power Conference*. Bd. 10. 2. Dresden: Technische Universität Dresden, 2016, S. 313–328.
- [125] Roehm, J. „Hydrostatische Axialkolbenmaschine“. Schutzrecht DE 10 2017 213 760 A1. GmbH., R. B. 8. Aug. 2017.
- [127] Rüther, M. „SCORPION - moderne Teleskoplader mit einem innovativen Fahrtrieb“. In: *Kolloquium Mobilhydraulik*. Bd. 4. Braunschweig, Deutschland: Institut für Landmaschinen und Fluidtechnik (ILF) TU Braunschweig, 2006, S. 45–62.
- [128] Sanchen, G. „Auslegung von Axialkolbenpumpen in Schrägscheibenbauweise mit Hilfe der numerischen Simulation“. Dissertation. Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen, 2003.
- [129] Schenk, A. und Ivantysynova, M. „A transient thermoelastohydrodynamic lubrication model for the slipper / swashplate in axial piston machines“. In: *Journal of Tribology*. Bd. 137. ASME, 2015, S. 031701–031710.

- [130] Scherer, P. G. D. „Methodik zur Bewertung der Energieeffizienz von mobilen Arbeitsmaschinen“. Dissertation. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2017.
- [131] Schmidt, T. „Mischreibung und Verschleiß in Hydraulikdichtsystemen – Modellbildung, Simulation und experimentelle Analyse“. Dissertation. Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, 2011.
- [132] Schnell, M., Hoppe, S. und Nafz, T. „Hydrostatische Axialkolbenmaschine“. Schutzrecht DE 10 2014 223 564 A1. GmbH., R. B. 19. Nov. 2014.
- [133] Schnell, M. und Rudik, R. „Hydrostatische Axialkolbenmaschine in Schrägscheibenbauweise“. Schutzrecht DE 10 2011 121 523 A1. GmbH., R. B. 16. Dez. 2011.
- [134] Schutten, H., Wakefield, D., Zimmerer, D. und Malaney, D. „Noise Reduction at the Second Order Frequency“. Schutzrecht US 000005 358 388A. EATON CORP, U. 15. Okt. 1994.
- [135] Sell, M. und Friedrich, H. „Hydrostatische Axialkolbenmaschine mit verstellbarer Schrägscheibe oder Schenkwaage und Schwenkwaage“. Schutzrecht WO 002014 029 588 A1. GmbH., R. B. 30. Juli 2013.
- [136] Späth, R. „Dynamische Kräfte an Standardtraktoren und ihre Wirkungen auf den Rumpf“. Dissertation. Technische Universität München (TUM), 2004.
- [137] Stangl, M. und Schmelter, K. „Axialkolbenmaschine“. Schutzrecht DE 10 2009 014 927 A1. GmbH, R. B. 25. März 2009.
- [138] Stribeck, R. *Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager*. Berlin: Springer, 1903.
- [139] Turnbull, D. E. und Shute, N. A. „A preliminary investigation of the characteristics of hydrostatic slipper bearings“. In: *The British Hydromechanics Research Association* (1958), RR610.

- [140] Venner, C. H. und Lubrecht, A. A. *Multilevel Methods in Lubrication*. Hrsg. von D., D. Tribology and Interface Engineering. Amsterdam: Elsevier Science, 2000.
- [141] Vogelpohl, G. *Betriebssichere Gleitlager : Berechnungsverfahren für Konstruktion und Betrieb*. Berlin. Berlin: Springer Verlag, 1958.
- [143] Wagner, M. und Beck, J. „Hohlkolben mit radial verschweißtem Deckel“. Schutzrecht DE 196 20 167 C1. GmbH, B. H. 20. Mai 1996.
- [144] Wauthier, K. „Tribologisches Verhalten von Keramik/Metall-Frictionspaarungen mit lasertexturierter Wirkfläche unter ölgeschmierter, einsinniger Gleitbeanspruchung“. Dissertation. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2012.
- [145] Wegner, S., Löschner, F., Gels, S. und Murrenhoff, H. „Validation of the physical effect implementation in a simulation model for the cylinder block/valve plate contact supported by experimental investigations“. In: *International Fluid Power Conference*. Bd. 1. Dresden: Technische Universität Dresden, 2016, S. 269–282.
- [147] Wendt, J. F. und Anderson, J. D. *Computational fluid dynamics : an introduction*. Berlin: Springer, 2009.
- [148] Wieczorek, U. „Ein Simulationsmodell zur Beschreibung der Spaltströmung in Axialkolbenmaschinen der Schrägscheibenbauart“. Dissertation. TU Hamburg-Harburg, 2002.
- [149] Wiegert, B. „Nichtlineare Schwingungen von Systemen mit elasto-hydrodynamischen Linienkontakten“. Dissertation. Karlsruher Institut für Technologie, 2014.
- [150] Will, D. und Gebhardt, N. *Hydraulik*. 6. Berlin Heidelberg: Springer Vieweg, 2014.
- [151] Willkomm, J. „Modellprädiktive Optimierung drehzahlvariabler Verstellpumpen“. Dissertation. Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität Dresden, 2016.

- [152] Wittel, H., Muhs, D., Jannasch, D. und Voßiek, J. *Roloff/Matek Maschinenelemente: Normung Berechnung Gestaltung*. 22. Aufl. Wiesbaden: Springer-Verlag, 2014. Kap. 4.3, S. 91–93.
- [153] Wolking, S., Ansgar, H. und Vojko, P. „Schnelle, vereinfachte Berechnung versus TEHD-Simulation von Gleitlagern mit PTFE-Gleitschicht“. In: *Antriebstechnisches Kolloquium*. Bd. 4. Aachen: IME Aachen, 2017, S. 43–55.
- [154] Wondergrem, A. und Ivantysynova, M. „The Impact of Micro-Surface Shaping of the Piston on the Piston/Cylinder Interface of an Axial Piston Machine“. In: *International Fluid Power Conference*. Bd. 9. 2. Aachen: RWTH Aachen University, Aachen, 2016, S. 289–300.
- [155] Wustmann, W. „Experimentelle und numerische Untersuchung der Strömungsvorgänge in hydrostatischen Verdrängereinheiten am Beispiel von Außenzahnrad- und Axialkolbenpumpe“. Dissertation. Fakultät Maschinenwesen der Technischen Universität Dresden, 2009.
- [157] Zacher, S. und Reuter, M. *Regelungstechnik für Ingenieure - Analyse, Simulation und Entwurf von Regelkreisen*. 14. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014.
- [158] Zecchi, M. und Ivantysynova, M. „A novel approach to predict the cylinder block / valve plate interface performance in swash plate type axial piston machines“. In: *Symposium on Fluid Power and Motion Control*. Bath, UK: ASME, 2012, S. 13–28.
- [159] Zhu, D. *Elastohydrodynamic Lubrication in Extended Parameter Ranges—Part IV: Effect of Material Properties*©. Techn. Ber. 1. Park Ridge, Illinois, US: Taylor & Francis, 2004, S. 7–16.

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik
FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik
(ISSN 1869-6058)

- Band 1** Urs Wiesel
Hybrides Lenksystem zur Kraftstoffeinsparung im schweren Nutzfahrzeug
ISBN 978-3-86644-456-0
- Band 2** Andreas Huber
Ermittlung von prozessabhängigen Lastkollektiven eines hydrostatischen Fahrtriebsstrangs am Beispiel eines Teleskopladers
ISBN 978-3-86644-564-2
- Band 3** Maurice Bliesener
Optimierung der Betriebsführung mobiler Arbeitsmaschinen. Ansatz für ein Gesamtmaschinenmanagement
ISBN 978-3-86644-536-9
- Band 4** Manuel Boog
Steigerung der Verfügbarkeit mobiler Arbeitsmaschinen durch Betriebslastfassung und Fehleridentifikation an hydrostatischen Verdrängereinheiten
ISBN 978-3-86644-600-7
- Band 5** Christian Kraft
Gezielte Variation und Analyse des Fahrverhaltens von Kraftfahrzeugen mittels elektrischer Linearaktuatoren im Fahrwerksbereich
ISBN 978-3-86644-607-6
- Band 6** Lars Völker
Untersuchung des Kommunikationsintervalls bei der gekoppelten Simulation
ISBN 978-3-86644-611-3
- Band 7** 3. Fachtagung
Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 17. Februar 2011, Karlsruhe
ISBN 978-3-86644-599-4
- Band 8** Vladimir Iliev
Systemansatz zur anregungsunabhängigen Charakterisierung des Schwingungskomforts eines Fahrzeugs
ISBN 978-3-86644-681-6

- Band 9** Lars Lewandowitz
Markenspezifische Auswahl, Parametrierung und Gestaltung der Produktgruppe Fahrerassistenzsysteme. Ein methodisches Rahmenwerk
ISBN 978-3-86644-701-1
- Band 10** Phillip Thiebes
Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. Grundlegende Erkenntnisse und Zusammenhänge, Vorstellung einer Methodik zur Unterstützung des Entwicklungsprozesses und deren Validierung am Beispiel einer Forstmaschine
ISBN 978-3-86644-808-7
- Band 11** Martin Gießler
Mechanismen der Kraftübertragung des Reifens auf Schnee und Eis
ISBN 978-3-86644-806-3
- Band 12** Daniel Pies
Reifenungleichförmigkeitserregter Schwingungskomfort – Quantifizierung und Bewertung komfortrelevanter Fahrzeugschwingungen
ISBN 978-3-86644-825-4
- Band 13** Daniel Weber
Untersuchung des Potenzials einer Brems-Ausweich-Assistenz
ISBN 978-3-86644-864-3
- Band 14** **7. Kolloquium Mobilhydraulik. 27./28. September 2012 in Karlsruhe**
ISBN 978-3-86644-881-0
- Band 15** 4. Fachtagung
Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen 20. Februar 2013, Karlsruhe
ISBN 978-3-86644-970-1
- Band 16** Hans-Joachim Unrau
Der Einfluss der Fahrbahnoberflächenkrümmung auf den Rollwiderstand, die Cornering Stiffness und die Aligning Stiffness von Pkw-Reifen
ISBN 978-3-86644-983-1
- Band 17** nicht erschienen

- Band 18** Stefanie Grollius
**Analyse des gekoppelten Systems Reifen-Hohlraum-Rad-
Radführung im Rollzustand und Entwicklung eines
Rollgeräuschmodells**
ISBN 978-3-7315-0029-2
- Band 19** Tobias Radke
**Energieoptimale Längsführung von Kraftfahrzeugen
durch Einsatz vorausschauender Fahrstrategien**
ISBN 978-3-7315-0069-8
- Band 20** David Gutjahr
**Objektive Bewertung querdynamischer
Reifeneigenschaften im Gesamtfahrzeugversuch**
ISBN 978-3-7315-0153-4
- Band 21** Neli Ovcharova
**Methodik zur Nutzenanalyse und Optimierung
sicherheitsrelevanter Fahrerassistenzsysteme**
ISBN 978-3-7315-0176-3
- Band 22** Marcus Geimer, Christian Pohlandt
Grundlagen mobiler Arbeitsmaschinen
ISBN 978-3-7315-0188-6
- Band 23** Timo Kautzmann
Die mobile Arbeitsmaschine als komplexes System
ISBN 978-3-7315-0187-9
- Band 24** Roman Weidemann
**Analyse der mechanischen Randbedingungen zur Adaption der
oszillierenden Hinterschneidtechnik an einen Mobilbagger**
ISBN 978-3-7315-0193-0
- Band 25** Yunfan Wei
**Spurführungsregelung eines aktiv gelenkten
Radpaars für Straßenbahnen**
ISBN 978-3-7315-0232-6
- Band 26** David Schmitz
**Entwurf eines fehlertoleranten Lenkventils für
Steer-by-Wire Anwendungen bei Traktoren**
ISBN 978-3-7315-0264-7
- Band 27** Christian Schwab
**Beitrag zu einer universellen Baggerschnittstelle zur
Übertragung elektrischer und hydraulischer Leistung sowie
elektronischer Signale für komplexe Anbaugeräte**
ISBN 978-3-7315-0281-4

- Band 28** Peter Dengler
Untersuchung zum effizienten Betrieb von Hydraulikzylindern in Konstantdrucksystemen unter Verwendung einer Zwischendruckleitung
ISBN 978-3-7315-0295-1
- Band 29** Manuel Bös
Untersuchung und Optimierung der Fahrkomfort- und Fahrdynamikeigenschaften von Radladern unter Berücksichtigung der prozessspezifischen Randbedingungen
ISBN 978-3-7315-0310-1
- Band 30** 5. Fachtagung
Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 25. Februar 2015, Karlsruhe
ISBN 978-3-7315-0323-1
- Band 31** Michael Eckert
Energieoptimale Fahrdynamikregelung mehrmotoriger Elektrofahrzeuge
ISBN 978-3-7315-0332-3
- Band 32** Martin Scherer
Beitrag zur Effizienzsteigerung mobiler Arbeitsmaschinen. Entwicklung einer elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung mit aufgeprägtem Volumenstrom
ISBN 978-3-7315-0339-2
- Band 33** Rinaldo Arnold
Automatische Abstimmung der Sekundärseite eines dreiphasigen Systems zur berührungslosen induktiven Energieübertragung
ISBN 978-3-7315-0355-2
- Band 34** Johannes Gültlinger
Kraftübertragung und Fahrbahnverschleiß durch Spikereifen
ISBN 978-3-7315-0358-3
- Band 35** Thorsten Dreher
Energieeffizienz von Konstantdrucksystemen mit sekundärgeregelten Antrieben beim Einsatz in mobilen Arbeitsmaschinen
ISBN 978-3-7315-0377-4
- Band 36** Steffen Kölling
Konzeptionelle Untersuchung zur Neigekompensation von Stromabnehmern
ISBN 978-3-7315-0387-3

- Band 37** Michael Fritz
Entwicklungswerkzeuge für die Fahrzeugklimatisierung von Nutzfahrzeugen
ISBN 978-3-7315-0384-2
- Band 38** Ralf Oberfell
Stochastische Simulation von Energieflüssen im Nutzfahrzeug. Ein einsatzorientiertes Bewertungs- und Optimierungsverfahren
ISBN 978-3-7315-0403-0
- Band 39** Christoph Sturm
Bewertung der Energieeffizienz von Antriebssystemen mobiler Arbeitsmaschinen am Beispiel Bagger
ISBN 978-3-7315-0404-7
- Band 40** Florian Netter
Komplexitätsadaption integrierter Gesamtfahrzeugsimulationen
ISBN 978-3-7315-0414-6
- Band 41** Markus Springmann
Auslegung eines asynchronen Langstatorlinearmotors mit großem Luftspalt als Straßenbahnantrieb
ISBN 978-3-7315-0418-4
- Band 42** Alexander Basler
Eine modulare Funktionsarchitektur zur Umsetzung einer gesamtheitlichen Betriebsstrategie für Elektrofahrzeuge
ISBN 978-3-7315-0421-4
- Band 43** Hans-Georg Wahl
Optimale Regelung eines prädiktiven Energiemanagements von Hybridfahrzeugen
ISBN 978-3-7315-0422-1
- Band 44** Jennifer Heck
Zur Simulation des Rad-Schiene-Verschleißes bei Straßenbahnen
ISBN 978-3-7315-0443-6
- Band 45** Moritz Vaillant
Design Space Exploration zur multikriteriellen Optimierung elektrischer Sportwagenantriebsstränge: Variation von Topologie und Komponenteneigenschaften zur Steigerung von Fahrleistungen und Tank-to-Wheel Wirkungsgrad
ISBN 978-3-7315-0452-8

- Band 46** Philip Nagel
Entwicklung einer Betriebsstrategie zur Energierückgewinnung in hybriden Mehrverbrauchersystemen
ISBN 978-3-7315-0479-5
- Band 47** Matthias Pfriem
Analyse der Realnutzung von Elektrofahrzeugen in kommerziellen Flotten zur Definition einer bedarfsgerechten Fahrzeugauslegung
ISBN 978-3-7315-0489-4
- Band 48** Mohanad El-Haji
Ontologie-basierte Definition von Anforderungen an Validierungswerkzeuge in der Fahrzeugtechnik
ISBN 978-3-7315-0496-2
- Band 49** **9. Kolloquium Mobilhydraulik**
22./23. September 2016 in Karlsruhe
ISBN 978-3-7315-0573-0
- Band 50** 6. Fachtagung
Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 15. Februar 2017, Karlsruhe
ISBN 978-3-7315-0601-0
- Band 51** Fabian Schirmaier
Experimentelle Untersuchung und Simulation des Umformverhaltens nähgewirkter unidirektionaler Kohlenstofffasergelege
ISBN 978-3-7315-0620-1
- Band 52** Mathias Cabrera Cano
Neuronale Netze mit externen Laguerre-Filtern zur automatischen numerischen Vereinfachung von Getriebemodellen
ISBN 978-3-7315-0621-8
- Band 53** Arwed Schmidt
Flottenbetrieb von elektrischen und autonomen Serviceagenten im städtischen Personennahverkehr
ISBN 978-3-7315-0633-1
- Band 54** Katharina Knaisch
Untersuchung von Spulensystemen zur induktiven Energieübertragung von Elektrofahrzeugen. Vergleich von Topologien und Entwicklung einer Auslegungsmethodik
ISBN 978-3-7315-0630-0

- Band 55** Frank Christof Stalter
**Ansätze zur akustischen Optimierung von Reifen und
Fahrbahnen für Elektrofahrzeuge unter Antriebsmoment**
ISBN 978-3-7315-0645-4
- Band 56** Steffen Rose
**Modellbildung und Simulation von mobilen Arbeitsmaschinen.
Untersuchungen zu systematischen Modellvereinfachungen in
der Simulation von Antriebssystemen am Beispiel Bagger**
ISBN 978-3-7315-0684-3
- Band 57** Ulrich Peckelsen
**Objective Tyre Development. Definition and Analysis of Tyre
Characteristics and Quantification of their Conflicts**
ISBN 978-3-7315-0713-0
- Band 58** Stefan Haag
**Sequentieller Versuch zur HiL-unterstützten
Validierung hybrider Antriebssysteme mit
gekoppelten Antriebseinheiten**
ISBN 978-3-7315-0752-9
- Band 59** Dirk Hülsebusch
**Fahrerassistenzsysteme zur energieeffizienten Längsregelung -
Analyse und Optimierung der Fahrsicherheit**
ISBN 978-3-7315-0755-0
- Band 60** Christian Pohlandt
**Intelligentes Gesamtmaschinenmanagement
für elektrische Antriebssysteme**
ISBN 978-3-7315-0774-1
- Band 61** Oliver Maier
**Modellbasierte Entwicklung eines aktiven Sicherheitssystems
für elektrifizierte Fahrräder**
ISBN 978-3-7315-0778-9
- Band 62** Stephan Rhode
**Robust and Regularized Algorithms for Vehicle Tractive
Force Prediction and Mass Estimation**
ISBN 978-3-7315-0807-6
- Band 63** Péter Megyesi
**Methode zur Einbindung realer Nutzerprofile in die ökologische
und ökonomische Bewertung von Fahrzeugkonzepten**
ISBN 978-3-7315-0808-3

- Band 64** Benedikt Reick
Methode zur Analyse und Bewertung von stufenlosen Traktorgetrieben mit mehreren Schnittstellen
ISBN 978-3-7315-0815-1
- Band 65** Matthias Graf
Entwicklung und Validierung einer neuen Methode zur Charakterisierung des Scherverhaltens von Carbonfasergewebe mit Binderauftrag unter Normalkraft und viskoser Reibung bei hohen Prozesstemperaturen
ISBN 978-3-7315-0838-0
- Band 66** Christoph Kühn
Simulation von Fahrspielen und Energieflüssen in Nahverkehrssystemen
ISBN 978-3-7315-0740-6
- Band 67** 7. Fachtagung
Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 20. Februar 2019, Karlsruhe
ISBN 978-3-7315-0873-1
- Band 68** Oliver Krauss
Experimentelle Untersuchungen zum Innengeräusch von Fahrzeugluftreifen
ISBN 978-3-7315-0867-0
- Band 69** Tristan Reich
Beurteilung der Prüfprozesseignung bei Fahrzeugversuchen mit mobilen Arbeitsmaschinen
ISBN 978-3-7315-0848-9
- Band 70** Matthias Bürckert
Realitätsnahe Bewertung des Einflusses der Oberflächenspannung flüssiger Zwischenmedien auf den maximalen Reibschluss zwischen Reifen und Fahrbahn
ISBN 978-3-7315-0891-5
- Band 71** Matthias Greiner
Verfahren zur Prädiktion des Rollwiderstands bei variablen Betriebsparametern auf Basis standardisierter Rollwiderstandsmessungen
ISBN 978-3-7315-0898-4
- Band 72** David Hummelberger
Hybride Werkstoffsysteme: Systematische Betrachtung und Bewertung der physikalischen Wirkmechanismen
ISBN 978-3-7315-0901-1

- Band 73** Michael Kerber
**Analyse dynamischer Reifeneigenschaften und deren
Auswirkung auf den Schwingungskomfort**
ISBN 978-3-7315-0944-8
- Band 74** Kilian Berthold
**Techno-ökonomische Auslegungsmethodik
für die Elektrifizierung urbaner Busnetze**
ISBN 978-3-7315-0953-0
- Band 75** Bernd Wassertheurer
**Reifenmodellierung für die Fahrdynamiksimulation
auf Schnee, Eis und nasser Fahrbahn**
ISBN 978-3-7315-0957-8
- Band 76** Kai-Lukas Bauer
**Echtzeit-Strategieplanung für vorausschauendes
automatisiertes Fahren**
ISBN 978-3-7315-0949-3
- Band 77** Thomas Schirle
**Systementwurf eines elektromechanischen Fahrwerks
für Megacitymobilität**
ISBN 978-3-7315-0995-0
- Band 78** Dominik Dörr
**Simulation of the thermoforming process
of UD fiber-reinforced thermoplastic tape laminates**
ISBN 978-3-7315-0998-1
- Band 79** Dominik Robert Naake
**Simulation of damage mechanisms in weave reinforced
materials based on multiscale modeling**
ISBN 978-3-7315-1005-5
- Band 80** Martin Hohberg
**Experimental investigation and process simulation of the
compression molding process of Sheet Molding Compound
(SMC) with local reinforcements**
ISBN 978-3-7315-1007-9
- Band 81** Benedikt Fengler
**Manufacturing-constrained multi-objective optimization of
local patch reinforcements for discontinuous fiber reinforced
composite parts**
ISBN 978-3-7315-1006-2

- Band 82** Johannes Masino
Road Condition Estimation with Data Mining Methods using Vehicle Based Sensors
ISBN 978-3-7315-1004-8
- Band 83** **11. Kolloquium Mobilhydraulik**
10. September 2020, Karlsruhe
ISBN 978-3-7315-1036-9
- Band 84** Felix Weber
Beitrag zur Entwicklung von Konstantflusspumpen für Frischbeton unter genauerer Betrachtung der Dickstoffventile
ISBN 978-3-7315-1037-6
- Band 85** 8. Fachtagung
Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 23. Februar 2021, Karlsruhe
ISBN 978-3-7315-1071-0
- Band 86** Sebastian Fünfgeld
Vorausschauende Regelung von Fahrzeugsystemen durch stochastische Vorhersage der Fahrzeugdynamik
ISBN 978-3-7315-1060-4
- Band 87** Isabelle Charlotte Ays
Development of a CO₂e quantification method and of solutions for reducing the greenhouse gas emissions of construction machines = Entwicklung einer CO₂e Quantifizierungsmethode und von Lösungen zur Reduzierung von Treibhausgasemissionen in Baumaschinen
ISBN 978-3-7315-1033-8
- Band 88** Alexander Bernath
Numerical prediction of curing and process-induced distortion of composite structures
ISBN 978-3-7315-1063-5
- Band 89** Nils Bulthaupt
Objektivierung des Schwingungskomforts schwerer Nutzfahrzeuge
ISBN 978-3-7315-1075-8
- Band 90** Lars Brinkschulte
Assistenzsysteme zur Reduktion des Schädigungsverhaltens von Komponenten einer mobilen Arbeitsmaschine
ISBN 978-3-7315-1089-5

- Band 91** Dominik Dörr
**Adaptive Fahrhinweise für ein längsdynamisches
Fahrerassistenzsystem zur Steigerung der Energieeffizienz**
ISBN 978-3-7315-1090-1
- Band 92** Jürgen Römer
**Steuerung und Regelung des Lenkradmoments
durch Nutzung radselektiver Frontantriebe**
ISBN 978-3-7315-1104-5
- Band 93** Christian Riese
**Werkzeuge und Konzepte für die Untersuchung
und Entwicklung zukünftiger Kfz-Bremssysteme**
ISBN 978-3-7315-1125-0
- Band 94** Yaoqun Zhou
Dynamisches Bremsverhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems
ISBN 978-3-7315-1156-4
- Band 95** Stefan Haug
**Ganzheitliche Optimierung einer Axialkolbenpumpe durch
bedarfsangepasste Entlastung tribologischer Kontakte**
ISBN 978-3-7315-1150-2

Axialkolbeneinheiten nach dem Schrägscheibenprinzip werden in diversen mobilen sowie stationären Anwendungen zur Leistungsübertragung eingesetzt. Eine Optimierung dieses Verdrängerprinzips kann durch die aktive Beeinflussung der Schmierspaltausprägung in den hoch beanspruchten tribologischen Kontaktstellen erzielt werden.

Ziel der Optimierung ist es, einen hohen Wirkungsgrad über den gesamten Betriebsbereich zu ermöglichen, den Betriebsbereich zu erweitern sowie das Ansprechverhalten und die Stabilität des Betriebszustandes zu verbessern. Motivationen sind hierfür die Steigerung der Leistungsdichte, Ansätze der Hybridisierung sowie der Wettbewerb mit elektrifizierten Anwendungen. Der Lösungsansatz, der in dieser Arbeit behandelt wird, ist eine kennfeldbasierte Druckregelung von Zusatzfeldern bzw. Druckreservoirs, anhand derer betriebspunktspezifisch der Entlastungsgrad der einzelnen betrachteten Kontaktflächen ausgeregelt werden kann.

