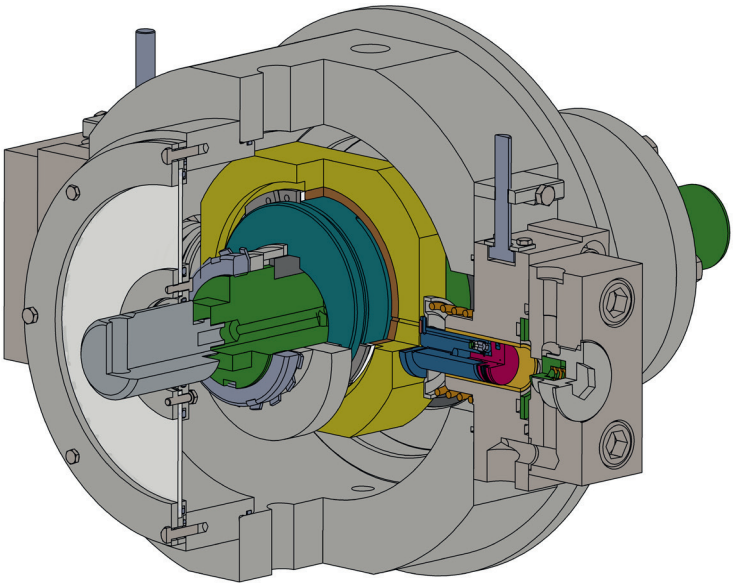
Reihe
Fluidtechnik

Florian Schoemacker

Erweiterung der Einsatzgrenzen von wasserhydraulischen Kolbenpumpen



ERWEITERUNG DER EINSATZGRENZEN VON WASSERHYDRAULISCHEN KOLBENPUMPEN

INCREASING THE OPERATING RANGE OF WATERHYDRAULIC PISTON PUMPS

Von der Fakultät für Maschinenwesen der
Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen
zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktors der Ingenieurwissenschaften
genehmigte Dissertation

vorgelegt von

Florian Schoemacker

Berichter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Katharina Schmitz
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Georg Jacobs

Tag der mündlichen Prüfung: 30. Oktober 2020

Diese Dissertation ist auf den Internetseiten der Universitätsbibliothek online verfügbar.

Reihe Fluidtechnik

A / Band 104

Florian Schoemacker

Erweiterung der Einsatzgrenzen von wasserhydraulischen Kolbenpumpen

Shaker Verlag
Düren 2020

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek
Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über http://dnb.d-nb.de abrufbar.

Zugl.: D 82 (Diss. RWTH Aachen University, 2020)

Copyright Shaker Verlag 2020
Alle Rechte, auch das des auszugsweisen Nachdruckes, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe, der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, vorbehalten.

Printed in Germany.

ISBN 978-3-8440-7743-8
ISSN 1437-8434

Shaker Verlag GmbH • Am Langen Graben 15a • 52353 Düren
Telefon: 02421 / 99 0 11 - 0 • Telefax: 02421 / 99 0 11 - 9
Internet: www.shaker.de • E-Mail: info@shaker.de

Für Hartmut, Heinrich, Gerd und Bernd

Pumpen sind echte Komponenten,
für die Simulation sinnvoll ist
und Validierung Spaß macht.

— PUM
Leitspruch der letzten Pumper

VORWORT UND DANKSAGUNG

Die hier dokumentierte Entwicklung einer wasserhydraulischen Kolbenpumpe repräsentiert das wesentliche Ergebnis meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für fluidtechnische Antriebe und Systeme der RWTH Aachen University. Für die Motivation zu promovieren, danke ich Hr. Prof. Murrenhoff und für die Betreuung meiner Arbeit danke ich Fr. Prof. Schmitz. Für Übernahme des Koreferats gilt mein Dank Hr. Prof. Jacobs und für den Prüfungsvorsitz Hr. Prof. Bergs.

Für die Schaffung der Rahmenbedingungen des Projekts „wasserhydraulische Kolbenpumpe“ danke ich der Fa. Hauhinco Maschinenfabrik und für den konstruktiven Austausch Hr. Dirk Schulze Schencking.

Für den regen wissenschaftlichen und nichtwissenschaftlichen Austausch sowie für die vielen DABs danke ich den Herren Tobias Mielke, Filipp Kratschun, Felix Fischer, Markus Gärtner, Stephan Wegner, Marcel Rückert, Max Waerder, und Matthias Hirtz.

Entscheidend für die einmalige Arbeitsatmosphäre am ifas war das Büro-Kollegium. Daher gilt mein Dank den Bürokollegen und den schwankenden Gestalten im Dunstkreis des legendären Büro 062: Tobias Pietrzyk, Seong-Ryeol Lee, Tobias Vonderbank, Christian Reese, Sebastian Deuster und Stefan Geffroy.

Seitens der Forschungsstelle ist die Durchführung eines solchen Projekts nicht allein durch den wissenschaftlichen Mitarbeiter möglich, sondern nur mit der tatkräftigen Unterstützung von findigen studentischen Mitarbeitern. An dieser Stelle möchte ich den folgenden Herren danken: Benedikt Kössendrup, Felix Wünsche, Vincent Gutsfeld und Yannic Willkomm.

Abschließend danke ich meinen Eltern für die Unterstützung im Studium. Mein besonderer Dank gilt meiner Frau Steffi: Ohne dich wäre das alles nicht möglich gewesen.

Pfaffenhofen, November 2020 Florian Schoemacker

ZUSAMMENFASSUNG

Kompakte wasserhydraulische Kolbenpumpen sind nach dem Stand der Technik als selbstgeschmierte Maschinen ausgeführt, deren zulässiger Druckbereich 210 bar aufgrund der hohen Lasten in den tribologischen Kontakten in der Praxis nicht übersteigt. Für Hochdruckanwendungen werden hingegen Plungerpumpen verwendet, deren Bauraumbedarf um eine Größenordnung über dem Bedarf von selbstgeschmierten Pumpen liegt. Daher gilt es die Lücke zu schließen und für die Wasserhydraulik kompakte Pumpen für Hochdruck zu entwickeln.

Um den Druckbereich von selbstgeschmierten wasserhydraulischen Kolbenpumpen abschätzen zu können und den Kontakt zwischen Kolbengleitschuh und Schrägscheibe der Auslegung zugänglich zu machen, wird ein Simulationsmodell zur Berechnung des Drucks im Schmiermedium anhand der Reynolds-Gleichung aufgebaut. Dieses Modell wird mit der Berechnung der Deformation der elastischen Gegenkörper kombiniert. Damit eignet sich das Modell zur Simulation von Gleitpartnern aus Kunststoff, die in der Wasserhydraulik üblich sind.

Weiterhin wird eine Radialkolbenmaschine mit innovativer Medientrennung entwickelt. Dazu wird zunächst ein geeignetes Triebwerk ausgelegt. Zur Abgrenzung der Medientrennung werden Möglichkeiten nach dem Stand der Technik aufgezeigt und die innovative Medientrennung vorgestellt. Diese wird für die Pumpe im Rahmen der Simulation untersucht und aus den Erkenntnissen ein Funktionsmuster abgeleitet.

Zur Erprobung des Funktionsmusters wird ein Komponentenprüfstand aufgebaut und die Medientrennung messtechnisch zugänglich gemacht. Die Ergebnisse fließen in ein Redesign des innovativen Funktionsprinzips ein.

ABSTRACT

State of the art water hydraulic piston pumps are lubricated with the pressure fluid and therefore the pressure level is limited to 210 bar due to the high load of the tribological contacts. For high pressure water hydraulic applications, plunger pumps are commonly used, which require a much greater installation space. These two examples show that there is a potential for the development of efficient, compact water hydraulic piston pumps.

A simulation model has been developed for the tribological contact of the piston slipper and the swash plate of an axial piston pump, which is based on the Reynold's equation. The model is combined with an elastic deformation calculation of the sliding surfaces. Within the simulation tribological contacts of metallic and plastic materials can be investigated. Plastic materials are often used in water hydraulics.

Furthermore, a radial piston machine with an innovative separation of pressure and lubrication fluid has been developed. This includes the choice of a suitable pump design and the separation itself. Therefore state of the art types of media separation are stated and a new principle is derived. The function is investigated using simulation models and from the results a prototype for experiments is designed.

In order to experimentally validate the function of the media separation a test bench has been built at the ifas laboratory. The results are used for a redesign and the development of a fully functional prototype.

INHALT

1 EINLEITUNG UND MOTIVATION 1

1.1 Anwendungsfelder für die Wasserhydraulik 2

1.2 Zielsetzung und Vorgehen 3

2 STAND DER TECHNIK 5

2.1 Serienmaschinen 5

2.1.1 Plungerpumpe 5
2.1.2 Schrägscheibenpumpe 6
2.1.3 Innen abgestützte Radialkolbenpumpe 7
2.1.4 Außen abgestützte Radialkolbenpumpe 9

2.2 Stand der Forschung 11

2.2.1 Untersuchungen von Teilsystemen 11
2.2.2 Konzepte wasserhydraulischer Kolbenpumpen 14
2.2.3 Forschung nach innovativen Druckmedien 16

3 TRIBOLOGISCHE UNTERSUCHUNG VON WASSERHYDRAULISCHEN KOLBENPUMPEN 17

3.1 Beständigkeit der Flüssigkeit 17

3.2 Betrieb hydraulischer Kolbenpumpen mit Wasser 18

3.2.1 Druckaufbau 18
3.2.2 Druckverluste 20
3.2.3 Leckagen 22
3.2.4 Kavitation 22

3.3 Simulation der Schmierung mit Wasser 24

3.3.1 Grundsätzliche Schmierfähigkeit 25
3.3.2 Geometrie des Gleitschuh-Schrägscheiben-Kontakts 29
3.3.3 Reynolds‘sche-Gleichung 32
3.3.4 Diskretisierung der Reynolds-Gleichung 33
3.3.5 Modell für den Kontaktdruck der Rauhigkeitsspitzen 36
3.3.6 Simulative Untersuchung der Spalthöhen bei Wasserschmierung 39

3.4 Bewertung 48

4 ENTWICKLUNG EINER WASSERHYDRAULISCHEN KOLBENPUMPE MIT NEUARTIGER MEDIENTRENNUNG 49

4.1 Entwicklung des Pumpenkonzepts 49

4.1.1 Anforderungen und Funktionsstruktur 49

4.1.2 Wirkprinzipien und Konzept ... 51
4.2 Entwicklung des Triebwerks ... 54
4.2.1 Triebwerksvarianten ... 54
4.2.2 Dimensionierung des Triebwerks ... 56
4.2.3 Stabilität des Triebwerks gegenüber Kippen im Betrieb ... 66
4.3 Entwicklung einer neuartigen Medientrennung ... 76
4.3.1 Konzepte nach dem Stand der Technik ... 76
4.3.2 Innovatives Konzept der Medientrennung ... 87
4.4 Simulative Untersuchung der innovativen Medientrennung ... 94
4.4.1 Modellierung der Kolbenbaugruppe ... 94
4.4.2 Simulation des dynamischen Druckaufbaus und des Bewegungsverhaltens ... 96
4.4.3 Einflussgrößen ... 99
4.4.4 Fazit ... 104
5 EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNG ... 105
5.1 Funktionsprüfstand zur Erprobung der Medientrennung ... 105
5.1.1 Konstruktion der Prüfpumpe ... 105
5.1.2 Prüfstandsaufbau und Messkonzept ... 107
5.2 Validierung der Funktion des Druckverstärkerkolbens ... 114
5.2.1 Messung mit mechanischer Umsteuerung ... 114
5.2.2 Messungen mit druckbetätigter Umsteuerung ... 119
6 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK ... 123
7 LITERATURVERZEICHNIS ... 127

FORMELZEICHEN UND ABKÜRZUNGEN

Formelzeichen

a	Beschleunigung	(m/s^2)
A	Fläche	(m^2)
b	Versatz der Kolbenachse	(mm)
B	Breite einer Geometrie	(mm)
c	Schallgeschwindigkeit	(m/s)
D	Durchmesser	(mm)
e	Exzentrizität	(mm)
E'_{Fl}	Kompressionsmodul	(bar)
F	Kraft	(N)
h	Spalthöhe	(µm)
$h_{\mathrm{K},i}$	Hebelarm eines Kolbens	(mm)
$h_{\mathrm{Stütz}}$	Hebelarm der Abstützung	(mm)
H	Höhe	(mm)
l	Veränderliche Länge	(m)
L	Länge	(m)
m	Masse	(kg)
M_{Kipp}	Kippmoment	(Nm)
M_{Reib}	Reibmoment	(Nm)
$M_{\mathrm{Stütz}}$	Stützmoment	(Nm)
p	Druck	(bar)
q_{C}	Entlastungsgrad	(-)
Q	Volumenstrom	(l/min)

r	Veränderlicher Radius	(m)
R	Radius	(m)
R_{q}	Quadratischer Mittelwert der Rauhigkeit	(µm)
$s_{\mathrm{K},i}$	Hubfunktion eines Kolbens	(mm)
u	Strömungsgeschwindigkeit	(m/s)
v	Geschwindigkeit	(m/s)
V	Volumen	(m^3)
V_{g}	Geometrisches Verdrängervolumen	(cm^3)
z	Anzahl der Kolben	(-)
α_{D}	Blendenkoeffizient	(-)
δ	Anstellwinkel	(°)
η	Viskosität	(Pa · s)
μ	Reibwert	(-)
ρ	Dichte	(kg/m^3)
σ	Standardabweichung der Rauheit	(µm)
φ	Drehwinkel	(rad)
ψ	Kippwinkel des Polygonrings	(rad)
ω	Winkelgeschwindigkeit	(rad/s)

Indizes

AK	Antriebskolben
FK	Flugkolben
G	Gehäuse
Gl	Gleitschuh
GT	Greenwood-Tripp Modell
K	Kolben
KR	Kompensationsraum
PR	Polygonring
PRL	Polygonringgleitlager
St	Stange des Flugkolbens
VR	Verdrängerraum
DQ	Externe Druckquelle

1 EINLEITUNG UND MOTIVATION

Als Antriebstechnologie zeichnet sich die Hydraulik durch eine hohe Leistungsdichte und insbesondere durch hohe Kräfte und Drehmomente, auch bei langsamen Bewegungen, aus. Weitere Vorteile sind die gute Regelbarkeit der Antriebe, sowie die Schmierung und Kühlung durch das Fördermedium. Für eine gewünschte Anwendung ist neben der Auswahl der Komponenten des Systems auch die Wahl des Druckmediums erforderlich. Das Medium ist ein Konstruktionselement des hydraulischen Systems und hat Einfluss auf den Wirkungsgrad und den Wärmehaushalt. An dieser Stelle differenziert sich die Wasserhydraulik von der Ölhydraulik.

Die Vorteile der Nutzung von Wasser oder wasserbasischen Druckflüssigkeiten sind mit dessen Eigenschaften begründet, das als Medium nicht brennbar und Leitungswasser als Quelle nicht toxisch ist. Dies ermöglicht zudem die einfache Entsorgung des genutzten Druckmediums am Ende eines jeden Wartungsintervalls. Herausforderungen beim Einsatz der Wasserhydraulik sind vor allem in der niedrigen Viskosität zu finden, welche die Schmierung der tribologischen Kontakte in den Komponenten erschwert. Daher ist der Druckbereich wassergeschmierter Komponenten gegenüber dem von ölgeschmierten Komponenten reduziert, siehe **Bild 1-1** am Beispiel von zwei wasserhydraulischer Kolbenpumpen.

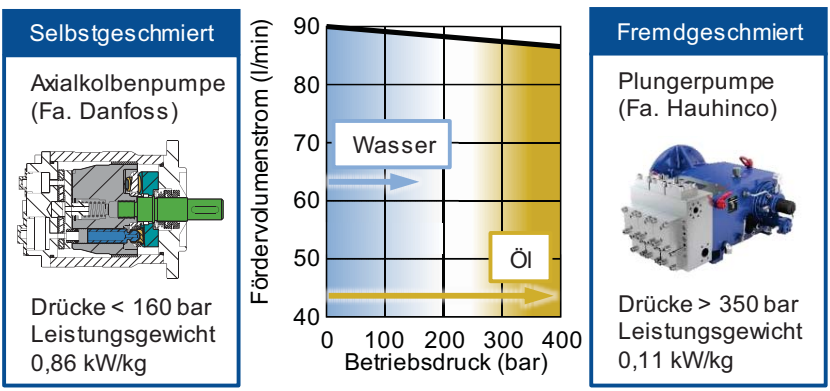


Bild 1-1: Druckbereich wasserhydraulischer Pumpen (/Dan18/, /Hau16/)

Aufgrund der geringeren Leistungsdichte, insbesondere der ölgeschmierten Komponenten, erscheint die Wasserhydraulik eher als Nischenanwendung der

Hydraulik. Wasserhydraulik selbst ist der Sammelbegriff für die Nutzung von wasserbasischen Fluiden, wie HFA-Flüssigkeiten, HFC-Flüssigkeiten oder Leitungswasser.

1.1 Anwendungsfelder für die Wasserhydraulik

Anwendungen der Wasserhydraulik ergeben sich aus den Eigenschaften, dass Wasser weder brennbar noch toxisch ist. Dies gilt vor allem für den klassischen Anwendungsbereich im Bergbau. Innerhalb der Schwerindustrie hat sich die Wasserhydraulik in Entzunderungsanlagen etabliert, in deren Prozessen nach dem Walzen von Stahlblechen die entstandene Zunderschicht mittels Wasserstrahlen entfernt wird. Diese Anwendung stellt zugleich hohe Anforderungen an die Hydraulik, da die Anlagen mit Hochdruck (> 300 bar) betrieben werden und die ausgelösten Entzunderungspartikel sehr hart sind. Die Komponenten müssen dementsprechend robust gegenüber der Partikelbeladung des Fluids sein.

Wasserhydraulik bietet Vorteile für den Einsatz in Pressen. Zur Aufprägung der hohen Kräfte bei Systemdrücken bis 500 bar sind große Flächen in den Presszylindern erforderlich, die wiederum sehr große Volumenströme, in der Größenordnung von über 1.000 l/min, benötigen. Zur Übertragung derartig großer Volumenströme mit geringen Druckverlusten bietet die Wasserhydraulik einen Vorteil gegenüber der Ölhydraulik, da durch die geringe Viskosität die Druckverluste in den Rohrleitungen deutlich geringer sind.

Der Aspekt der Umweltfreundlichkeit, die bei Wasserhydraulik im hohen Maße gegeben ist, wird heutzutage immer wichtiger, sodass sich darauf beruhende Anwendungen ergeben. Dies kann auch durch den Gesetzgeber erzwungen werden. Ein Beispiel ist das hydrostatische Getriebe einer Offshore-Windenergieanlage /Die18/. Der Einsatz des Mediums Seewasser anstelle von Mineralöl zur Übertragung der Leistung unter Wasser verhindert die Problematik von Leckagen in die Umwelt. Die gleichen Überlegungen gelten auch für Wellenenergiekonverter. Derartige Beispiele zeigen Anwendungsfelder wasserhydraulischer Antriebstechnik.

1.2 Zielsetzung und Vorgehen

Zur Versorgung der Verbraucher mit hydraulischer Leistung kommen in der Wasserhydraulik wie auch in der Ölhydraulik insbesondere dann Kolbenpumpen zum Einsatz, wenn hohe Druckbereiche (> 200 bar) gefordert sind. Der Stand der Technik von wasserhydraulischen Kolbenpumpen teilt sich bei Betrachtung des Druckbereichs in zwei grundsätzliche Gestaltungsvarianten auf. Die beiden Varianten bilden die Grundlage des Vergleichs in **Bild 1-1**. Bei geringen Drücken bis 160 bar können kompakte Axial- bzw. Radialkolbenpumpen verwendet werden, deren Triebwerke tatsächlich mit dem Fördermedium Wasser geschmiert sind. In der Hydraulik wird der Begriff „Triebwerk“ als Bezeichnung der Getriebekinematik verwendet, die die Drehbewegung des Antriebs in eine Hubbewegung der Kolben übersetzt. Bei hohen Drücken hingegen werden Plungerpumpen eingesetzt, deren Triebwerke mit einem zusätzlichen, ölbasierten Medium geschmiert sind, um die größeren Belastungen tragen zu können.

Die hier dokumentierte Entwicklung dient dazu, einen Kompromiss zwischen Kompaktheit und hohen Betriebsdrücken zu finden. Damit ist die Entwicklung zwischen den beiden beschriebenen Enden angesiedelt, d.h. eine kompakte wasserhydraulische Kolbenpumpe für hohe Druckbereiche ist zu entwickeln. Die Maschine soll für den Betrieb mit wasserbasierten Flüssigkeiten (HFA) und Klarwasser geeignet sein. Die Verwendung einer Medientrennung zwischen dem Fördermedium und einem zusätzlichen Schmiermedium ist zulässig. Als Anwendungsgebiet der Maschine ist der Einsatz in Entzunderungsanlagen vorgesehen. Daher ergeben sich zusätzliche Anforderungen an die Robustheit gegenüber Partikeln im Fördermedium. Weiterhin soll die methodische Entwicklung, ohne Beschränkung der Allgemeinheit, für Kolbenpumpen gültig sein.

Zunächst wird der Stand der Technik und der Forschung für wasserhydraulische Kolbenpumpen und deren Medientrennung zwischen dem Arbeitsfluid und dem Schmiermedium dargelegt. Die Thematik der Schmierung von Gleitkontakten mit hydrostatischer Entlastung, wie sie in der Hydraulik üblich sind, mit dem Schmiermedium Wasser wird in **Kapitel 3.3** ausführlich behandelt. Die Beanspruchung der Kontakte limitiert letztendlich den Druckbereich wasserhydraulischer Kolbenpumpen.

Da für hohe Drücke und hohe Leistungsdichten nur Öl als Schmiermedium in Frage kommt, wird am Beispiel der Kolbenpumpe in **Kapitel 4** die methodische Entwicklung nach VDI 2221 /VDI19/ einer neuartigen, innovativen Medientren-

nung beschrieben. Neben der Erarbeitung der notwendigen Werkzeuge zielt die Entwicklung auf die Ausarbeitung einer technischen Umsetzung der Medientrennung ab. Der Funktionsnachweis und die messtechnische Untersuchung der Medientrennung wird in **Kapitel 5** vollzogen und daran die Entwicklung kritisch bewertet.

2 STAND DER TECHNIK

Im Folgenden wird zunächst ein Überblick zu wasserhydraulischen Kolbenpumpen nach dem Stand der Technik gegeben. Anschließend werden Entwicklungen und Konzepte aus der Forschung vorgestellt und bewertet.

2.1 Serienmaschinen

In diesem Kapitel werden wasserhydraulische Kolbenpumpen nach dem Stand der Technik vorgestellt, die heute am Markt verfügbar sind, bzw. ältere Maschinentypen, die sich noch im Einsatz befinden. Weiterhin werden ihre Vor- und Nachteile angeführt.

2.1.1 Plungerpumpe

Plungerpumpen sind Kolbenpumpen mit radial zur Antriebswelle bewegten Kolben, die entlang der Drehachse in Reihe angeordnet sind. Damit ähneln sie in ihrem Aufbau Verbrennungsmotoren. In der Literatur ist zudem die Bezeichnung Reihenkolbenpumpen zu finden. Innerhalb der Maschine sind die Teilaufgaben „Hubbewegung erzeugen“ und „Fluid verdrängen“ räumlich voneinander getrennt, sodass die Funktionsintegration der Teilaufgaben hier die niedrigste Ausprägung hat. Eine ausführliche Beschreibung der Funktionsstruktur einer Kolbenpumpe wird in **Kapitel 4.1** gegeben.

Die Hubbewegung wird den Kolben von einer Kurbelwelle mit Pleueln aufgeprägt, sodass die Kinematik der klassischen Schubkurbel entspricht, siehe **Bild 2-1**. Das Triebwerk der Maschine ist vollständig mit Öl geschmiert. Auf der Druckseite befinden sich an den Kolben zusätzliche Kolbenköpfe, die mit den Buchsen im Zylinderkopf den Verdrängerraum bilden. Zwischen Kolben und Buchse sind zudem Dichtungselemente (meist Stopfbuchsen) vorgesehen. Die Umsteuerung zwischen Nieder- und Hochdruck erfolgt über Rückschlagventile innerhalb des Zylinderkopfs.

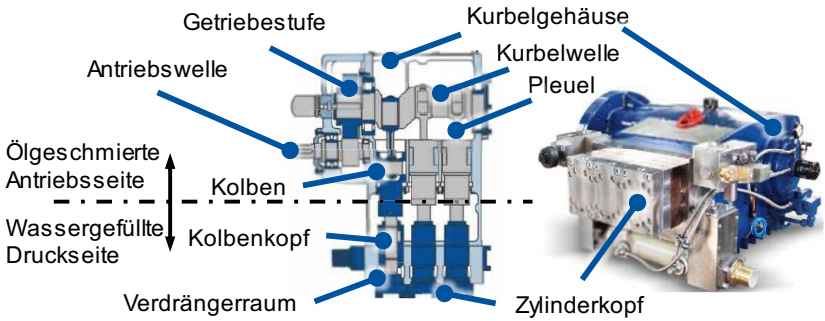


Bild 2-1: Plungerpumpe der Fa. Hauhinco /Shm18/

Die Vorteile von Plungerpumpen bestehen darin, dass niedrigviskose und verschmutze Flüssigkeiten unter hohen Drücken (> 300 bar) gefördert werden können. Dies ist mit der Medientrennung zu begründen. Weiterhin ermöglichen Plungerpumpen eine Zugänglichkeit zu den Funktionselementen am Kolben, da die Kolbenbaugruppen in einzelnen Pumpeneinsätzen im Zylinderkopf installiert sind. Dies erhöht die Wartungsfreundlichkeit der Maschine.

Der wesentliche Nachteil der Maschinen ist der hohe Bauraumbedarf. Weiterhin erfolgt an den Kurbelwellen in der Regel kein Massenausgleich der Unwucht, die sich aus den exzentrisch gelagerten Pleueln ergibt, sodass in der Praxis nicht mehr als fünf Kolben verwendet werden und somit die Pulsation des Fördervolumenstroms verglichen mit ölhydraulischen Pumpen (Kolbenzahl meist 7 oder 9) deutlich größer ist.

Die Bedeutung der Maschine für die Wasserhydraulik ist vor allem im Druckbereich begründet und zeigt sich zudem an einer großen Anzahl an Herstellern (/Hau16/, /Wep17/, /Kam15/, /Cat12/).

2.1.2 Schrägscheibenpumpe

Axialkolbenmaschinen in Schrägscheibenbauweise sind aus der Ölhydraulik für Anwendungen als Pumpen im Mittel- und Hochdruckbereich bekannt. Das Funktionsprinzip findet sich ebenfalls in der Wasserhydraulik wieder. Die Maschinen laufen selbstgeschmiert mit dem Fördermedium, sodass als Werkstoffe für die tribologischen Kontakte häufig Materialpaarungen mit Kunststoffen zum Einsatz kommen. Eine Variante dieses Maschinentyps ist in **Bild 2-2** dargestellt.

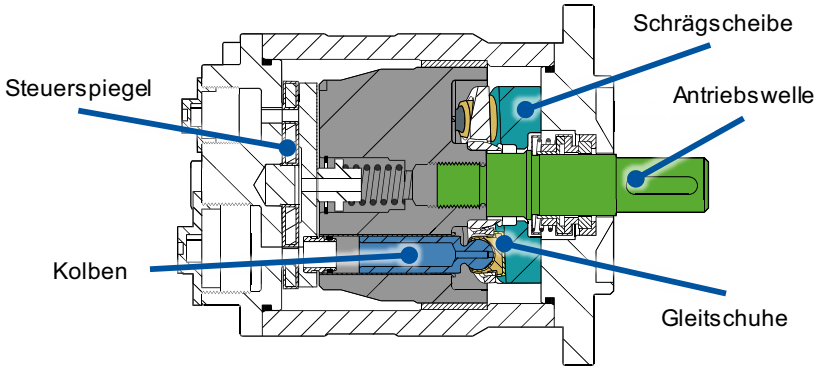


Bild 2-2: Danfoss PAH /Dan18/

Die Vorteile sind der Einsatz von wenigen Bauteilen und der hohe Grad der Funktionsintegration, sodass die Maschinen sehr kompakt aufgebaut sind. Weiterhin werden eine lange Lebensdauer und hohe Wirkungsgrade (> 90 %) erreicht.

Für die Wasserhydraulik bedeutet die Abstützung der Kolbenquerkräfte in der Kolbentrommel eine hohe Beanspruchung des tribologischen Kontakts, da das Fördermedium nur eine geringe Schmierfähigkeit aufweist. Eine ähnliche Problematik zeigt sich am Steuerspiegel. Da aufgrund der Funktionsintegration eine Medientrennung nicht praktikabel ist, sind die Maschinen selbstgeschmiert. Zur Reduzierung der Beanspruchung der tribologischen Kontakte ist das Druckniveau nach dem Stand der Technik auf 160 bis 210 bar beschränkt.

Im Rahmen des Nessie Programms der Fa. Danfoss /Tro96/ wurde dieser Maschinentyp gezielt für die Wasserhydraulik entwickelt. Ein ähnlicher Aufbau wird auch von der Fa. Hytar Oy verfolgt /Hyt13/. Die Fa. The Water Hydraulics bietet sogar eine wasserhydraulische Verstellpumpe an /Twh17/.

2.1.3 Innen abgestützte Radialkolbenpumpe

Bei Radialkolbenmaschinen bewegen sich die Kolben, wie bei der Plungerpumpe, auf Achsen radial zur Drehachse, allerdings sind die Kolben symmetrisch um die Antriebswelle in einer Ebene angeordnet, siehe **Bild 2-3**. Die Huberzeugung erfolgt über eine Exzenterscheibe, die bei jeder Umdrehung der Antriebswelle jedem Kolben die Hubbewegung aufprägt. Zur Übertragung der Kräfte sind zwischen Exzenter und Kolben zusätzliche Kolbenschuhe angeordnet.

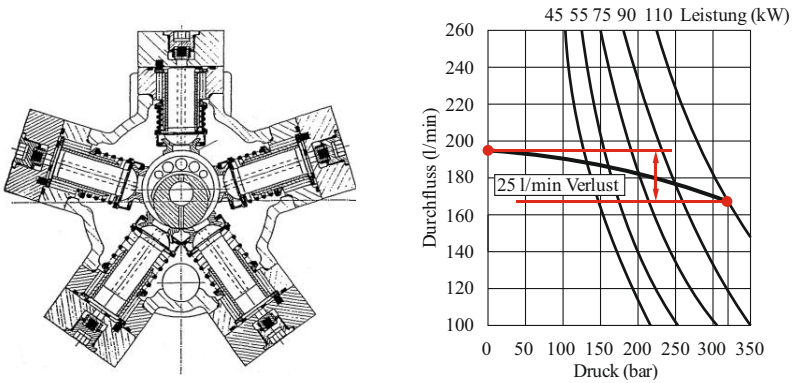


Bild 2-3: Schnittbild der Radialkolbenpumpe von Fa. Hauhinco mit Leistungskurven nach /Tro96/

Der Vorteil von Radialkolbenmaschinen ist ein hohes Verdrängervolumen bei kompakter Bauweise. Die Anordnung von mehreren Ebenen hintereinander begünstigt zudem die Skalierbarkeit des Funktionsprinzips. Weiterhin ist die Zugänglichkeit zu den Kolbenbaugruppen gegeben, sodass die Wartung der Maschinen erleichtert wird.

Nachteilig ist der Bauraumbedarf, der sich bei großen Kolbenanzahlen ergibt, und die oszillierende Bewegung der Kolbenschuhe, die eine Schmierung des Kontakts erschwert.

Die Fa. Hauhinco /Tro96/ hatte eine Radialkolbenpumpe im Programm, die mit dem Medium selbstgeschmiert war. Die Fa. Wepuko hatte ebenfalls eine selbstgeschmierte wasserhydraulische Radialkolbenpumpe im Programm /NN77/. Der Druckbereich beider Maschinen wird mit bis zu 320 bar bei Verwendung von HFA-Flüssigkeit angegeben.

Kreuzschubkurbel / Polygonring

Eine Weiterentwicklung der innen abgestützten Radialkolbenpumpe ist eine Variante mit zusätzlichem Polygonring zwischen Exzenter und Kolben anstelle der Kolbenschuhe. Der Polygonring nimmt die Kolbenkräfte entlang der Kolbenachsen auf, sodass theoretisch keine Querkräfte zwischen Kolben und Buchse auftreten. Der Aufbau ist in **Bild 2-4** dargestellt.

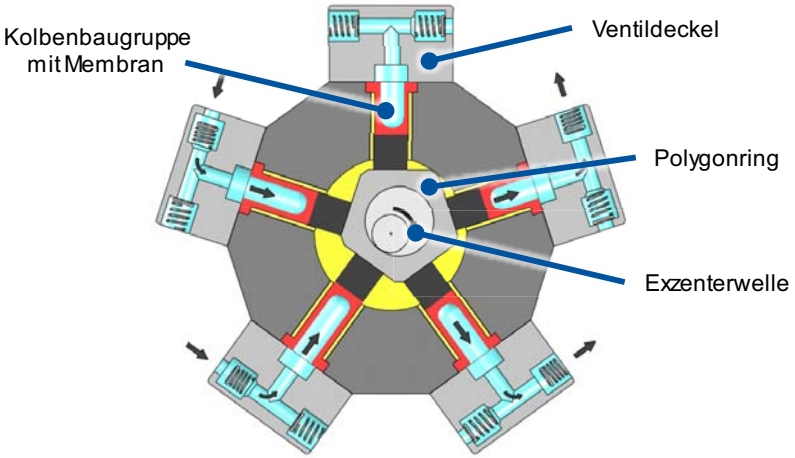


Bild 2-4: Schema der Hydrowatt RKP mit Polygonring um Exzenterwelle /Hdw19/

Der Vorteil liegt darin, dass die Beanspruchung des Kolben-Buchse-Kontakts geringer ist. Nachteilig ist der zusätzliche Freiheitsgrad im Triebwerk, der in **Kapitel 4.2.2** detailliert erläutert wird. Weiterhin ist die Flächenpressung im Gleitlager des Polygonrings um die Exzenterscheibe vergleichsweise hoch, sodass hier eine Selbstschmierung nicht praktikabel ist.

Die Fa. Hydrowatt /Hdw19/ nutzt das Funktionsprinzip in Kombination mit einer Medientrennung, die im Kolben-Buchse-Kontakt trennt. Das querkraftfreie Triebwerk entlastet die Trennstelle. Die Medientrennung führt zu einem deutlich größeren Druckbereich bis 415 bar. Das Leistungsgewicht der Maschinen ist geringfügig besser als das von Plungerpumpen. Die Medientrennung dieser Maschine wird ausführlich in **Kapitel 4.3.1** diskutiert.

2.1.4 Außen abgestützte Radialkolbenpumpe

Neben innen abgestützten Radialkolbenmaschinen gibt es auch außen abgestützte Radialkolbenmaschinen in der Wasserhydraulik. Bei dieser Bauform rotieren die Kolben zusammen mit dem Zylinderstern und bekommen über einen exzentrisch gelagerten Hubring die Hubbewegung aufgeprägt. Da die Verdrängerräume zusammen mit dem Zylinderstern rotieren, ist ein zusätzliches Drehschieberventil erforderlich, das die Umsteuerung zwischen Nieder- und Hochdruck

realisiert. Dieses Ventil wird aus den Bauteilen Steuerzapfen und Zylinderstern gebildet.

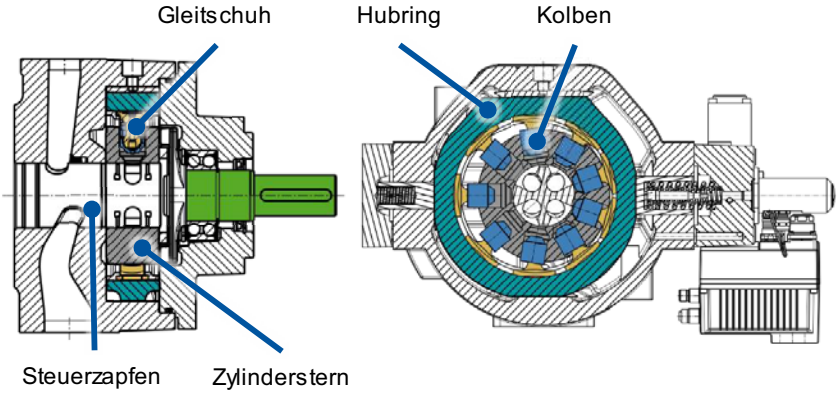


Bild 2-5: Schema RKP der Fa. Moog /Moo10/

Der Vorteil liegt darin, dass im Gegensatz zu innen abgestützten Maschinen durch Verschiebung des Hubrings eine Verstellung des Triebwerks realisiert werden kann.

Der wesentliche Nachteil liegt im hohen Wirkradius des Reibmoments bspw. der Kolbenschuhe. Außerdem ist die Passung zwischen Steuerzapfen und Zylinderstern nicht nachstellend, sodass sich Verschleiß negativ auf die Funktion des Drehschieberventils auswirkt.

Die Fa. Moog /Moo10/ bietet ihre außen abgestützte Radialkolbenpumpe auch als Variante für schwerentflammbare Flüssigkeiten an. Die genauen Änderungen gegenüber der Öl-Variante konnten nicht ermittelt werden. Die Leistungsgrenzen entsprechen den von Schrägscheibenpumpen, da die tribologischen Kontakte ähnlichen Belastungen ausgesetzt sind.

2.2 Stand der Forschung

Neben den beschriebenen Serienmaschinen gibt es Bestrebungen in der Forschung die Wasserhydraulik voranzutreiben. Diese sind heutzutage vor allem im asiatischen Raum zu finden.

2.2.1 Untersuchungen von Teilsystemen

Rinck /Rin92/ untersucht die Eignung verdickter HFA-Medien für den Einsatz in hydraulischen Anlagen, die im betriebsbereiten Zustand die Grundviskosität von Wasser im gewünschten Maße übersteigen. Hierzu werden die Verschleißvorgänge der tribologischen Kontakte von schnelllaufender Axial- und Radialkolbenmaschinen untersucht. Verdickte HFA-Flüssigkeiten erzeugen im Vergleich zu klassischen HFA-Lösungen eine höhere Lasttragfähigkeit der Kontakte, können im Dauerbetrieb jedoch nicht zufriedenstellend die Ausgangsviskosität halten, da die Viskosität bei Scherung sinkt. Neben den Verschleißuntersuchungen entwickelt Rinck mit seinen Erkenntnissen eine optimierte Axialkolbenpumpe, deren Wirkungsgrade Werte von ölhydraulischen Maschinen aufweisen.

Brookes et al. /Bro95/ führen Materialuntersuchungen durch, mit dem Ziel eine Axialkolbenpumpe für den Betrieb mit Seewasser zu entwickeln. Ihre Tribometerversuche werden an Prüfständen für den Gleitschuh-Schrägscheibe-Kontakt und einen Pin-on-Disk-Kontakt durchgeführt. Die Versuche zeigen eine gute Eignung von Paarungen aus keramischen Materialien mit den Kunststoff Polyetheretherketon (PEEK). Dies wird ebenfalls mit einem Dauerlauftest an einer Axialkolbenpumpe gezeigt, die für den Kolbentrommel-Steuerspiegel-Kontakt mit einem Kolbentrommelboden aus Keramik versehen ist. Die Standzeit dieser Konfiguration ist größer als eine Ausführung mit korrosionsfesten Stählen.

Terävä et al. /Ter95/ führen ebenfalls Tribometerversuche mit Seewasser durch. In dem Prüfstand wird ein Gleitschuh parallel auf eine rotierende Scheibe gepresst. Die Materialpaarung besteht aus einem korrosionsfester Stahl nach der Norm AISI 420 und dem Werkstoff PEEK. Zur Bewertung werden die Reibwerte verglichen. Die Reibwerte bei Relativbewegung zeigen ähnliche Werte für HFA, Klarwasser und Seewasser, wobei der Haftreibwert für die Schmierung mit Seewasser deutlich größer als mit Klarwasser ist. Mit den gewonnenen Erkenntnissen wird eine Axialkolbenmaschine für den Druckbereich bis 210 bar entwickelt. Die Pumpe ist ein Prototyp der Hytar Oy Axialkolbenmaschine. Eine Beschreibung der Maschine und Messergebnisse des volumetrischen Wirkungsgrads finden sich in

/Poh99/. Der volumetrische Wirkungsgrad liegt bei über 92 % im Betriebsbereich bis 210 bar bei einer 31 cm^3 Maschine.

Donders /Don98/ untersucht, welchen Anteil am Gesamtverlust einer wasserhydraulischen Schrägscheibenmaschine die einzelnen tribologischen Teilsysteme aufweisen. In Modellprüfständen werden die Kontakte Gleitschuh – Schrägscheibe, Kolben – Zylinder und Kolbentrommel – Steuerspiegel auf Leckage und Reibung untersucht, um Erkenntnisse über den Einfluss von Geometrie und Werkstoff zu erhalten. Bezüglich der Gleitschuhe können, durch relativ einfache Einflussnahme auf die Schleppströmung, die den hydrodynamischen Traganteil zur Abstützung der Kolbenkräfte bildet, Wirkungsrad und Verschleißverhalten verbessert werden. Letztendlich werden Gleitschuhe mit großen Laufflächen, ohne umlaufende Nuten zum Druckausgleich, verwendet. Die Erkenntnisse aus den Modellversuchen werden für die Entwicklung einer Axialkolbenpumpe verwendet. Wirkungsgradmessungen zeigen einen volumetrischen Wirkungsgrad von ca. 90 % bei 200 bar Betriebsdruck.

Oberem /Obe02/ entwickelt für den Betrieb mit HFA-Flüssigkeiten unter Betriebsdrücken bis 315 bar eine Schrägscheibenpumpe mit variablem Hubvolumen und einen Motor mit konstantem Hubvolumen, um diese zu einem hydrostatischen Getriebe verschalten zu können. Dazu werden Untersuchungen zu Materialpaarungen für HFA-Flüssigkeiten ähnlich zu den Untersuchungen von Donders durchgeführt. Für die Anpassung der Tribosysteme der Maschinen an die Eigenschaften der HFA-Fluide werden die Kontakte in Modellprüfständen untersucht. Die betrachteten Tribosysteme sind Gleitschuh – Schrägscheibe, Kolben – Zylinder und Steuerspiegel – Kolbentrommel. Darin werden Volumenströme, Reibkräfte und Spalthöhen messtechnisch erfasst. Im Anschluss wird das Wirkungsgradverhalten der entwickelten Verstellpumpe in verschiedenen Betriebspunkten untersucht. Zusammenfassend ergibt sich, dass für eine Wirkungsgradsteigerung der wasserhydraulischen Pumpe eine untersuchte Materialpaarung von Aeterna und Nitrierstahl werkstofftechnische Verbesserungen bringt. Mit diesen Maßnahmen können Wirkungsgrad und Standzeit auf ein akzeptables Niveau angehoben werden.

Weitere Materialuntersuchungen an einfachen Tribometern mit dem Schmiermedium Wasser werden von Römö et al. /Räm99/ und Jiao et al. /Jia03/ durchgeführt. Erste nutzen einen Prüfstandsaufbau, in dem ein Pin auf eine oszillierende Oberfläche gedrückt wird. Jiao et al. hingegen nutzen einen Prüfstandsaufbau, in dem eine Platte unter Last gegen eine drehende Scheibe gedrückt wird. Die wesentlichen Ergebnisse sind geringe Reib- und Verschleißwerte für korrosionsfeste

Stähle gegen den Kunststoff PEEK. Diese Materialpaarung ist Stand der Technik für wasserhydraulische Maschinen /Dan18/, /Hyt13/.

Kazama /Kaz05/ entwickelt ein Simulationsmodell für den Gleitschuh-Schrägscheiben-Kontakt im Mischreibungsgebiet beim Einsatz von Wasser. Dabei verwendet Kazama das Average Flow Modell von Partir und Cheng /Pat78/, sowie das Kontaktdruckmodell von Greenwood und Williamson /Gre66/. Somit kann die Berührung von Rauhigkeitsspitzen als Effekt der Mischreibung berücksichtigt werden. Kazama untersuchte damit den Einfluss von exzentrischen Lasten auf den Kolbenschuh, die zu größeren Anstellwinkeln beim Gleiten und höheren Kontaktdrücken führt. Weiterhin bildet sein Modell die dynamische Spalthöhenänderung beim Druckwechsel im Verdrängerraum ab.

Liu et al. /Liu09/ entwickeln einen Prüfstandsaufbau zur Untersuchung von Materialpaarungen für wasserhydraulische Axialkolbenpumpen. Der Aufbau besteht aus einer rotierenden Taumelscheibe, die die Hubbewegung für eine Kolbenbaugruppe erzeugt. Somit werden der Kolben-Buchse-Kontakt und der Gleitschuh-Schrägscheiben-Kontakt abgebildet. Die Versuche werden mit PEEK-Gleitschuhen gegen Metall und Keramiken durchgeführt. Die Verschleißrate der Paarung PEEK – Keramik ist gegenüber der anderen Paarung auf 38 % reduziert (korrosionsfester Stahl: 32 µm, ZrO2: 11.9 µm).

Rokala /Rok12/ untersucht den Kontakt zwischen Gleitschuh und Schrägscheibe von Axialkolbenmaschinen, um die Funktionsfähigkeit für eine verstellbare Kolbenpumpe nachzuweisen. Dies bedeutet, dass die Last für den Kontakt sich aufgrund des verstellbaren Schrägscheibenwinkels ändert. Für diese Untersuchung entwickelt Rokala einen Prüfstand mit einer verstellbaren, rotierenden Schrägscheibe, auf der eine Kolbenbaugruppe angeordnet ist. Messungen ergeben eine Spalthöhe im Kontakt von 7 bis 10 µm. Weiterhin führt Rokala Simulationen zur Deformation des Gleitschuhs durch und berechnet daraus das sich ändernde Druckprofil. Die Untersuchung beinhaltet zwei verschiedene Gleitschuh-Konstruktionen, die unterschiedliche Deformationen aufweisen. Abschließend kommt er zu dem Ergebnis, dass die Entwicklung einer Verstellpumpe möglich ist.

Ernst und Ivantysynova /Ern15/ untersuchten den wassergeschmierten Kolben-Buchse-Kontakt innerhalb der Simulation. Dabei werden Konturierungen mit balliger und einer wellenartigen Form mit der glatten Referenz verglichen. Die Resultate zeigen eine Zunahme der Lasttragfähigkeit sowie der Leckage. In weiteren

Arbeiten /Ern18/ wird die Konturierung der Buchse zur Steigerung des hydrodynamischen Druckaufbaus betrachtet.

2.2.2 Konzepte wasserhydraulischer Kolbenpumpen

Tammisto et al. /Tam99/ entwickeln eine wasserhydraulische Kolbenpumpe, die ähnlich dem Floating Cup Prinzip (/Ach05/) funktioniert. Dazu werden Voruntersuchungen zu Materialpaarungen, Kolbendichtungen, Verteilerplatte und Wellenlagerung durchgeführt. Am Ende steht ein funktionsfähiger Prototyp für Wirkungsgraduntersuchungen zur Verfügung. Der volumetrische Wirkungsgrad geht bei 1500 U/min und 140 bar Druck auf 80 % zurück und zeigt damit deutliche Nachteile gegenüber einer Referenzpumpe. Die Autoren sehen weiteren Entwicklungsbedarf für eine wasserhydraulische Schrägachsenpumpe.

Wang et al. /Wan01/ entwickeln eine Axialkolbenpumpe in Schrägscheibenbauweise für den Betrieb mit Meereswasser. Der Druckbereich liegt bei maximal 63 bar. Messungen des volumetrischen Wirkungsgrads über dem Betriebsdruck zeigen Werte über 92 % und sogar über 95 % bei 1000 U/min. Weiterhin wird das Saugverhalten bei Variation des Eingangsdrucks untersucht. Hier zeigt sich, dass die Pumpe bis 0,3 bar relativ zum Umgebungsdruck ohne Einbruch des Fördervolumenstroms ansaugen kann.

Nie et al. /Nie05/ entwickeln einen wasserhydraulischen Axialkolbenmotor für Unterwasser-Werkzeugsysteme. Der Motor besitzt einen Kippmoment ausgeglichenen Steuerspiegel. Diese Funktion wird durch zusätzliche Drucktaschen im Steuerspiegel, welche das Kippmoment der gegenüberliegenden Hoch- bzw. Niederdruckniere ausgleichen, erzwungen. Für die Auslegung wird eine analytische Beschreibung der Kippmomente hergeleitet. Weiterhin sind die Kolbenschuhe des Motors vollständig hydrostatisch gelagert, weshalb in der Zuleitung zum Kolbenschuh ein Vorwiderstand erforderlich ist, der den Verlustvolumenstrom und damit die Spalthöhe im Kolbenschuh-Schrägscheiben-Kontakt einstellt. Um den Vorwiderstand laminar auszuführen, wird in der hier gewählten Konstruktion das Fluid nicht direkt dem Verdrängerraum entnommen, sondern über eine seitliche Bohrung im Kolben dem Kolben-Buchse-Kontakt. Aufgrund der Spaltleckage im Kolben-Buchse-Kontakt ist der Druck an der Entnahmestelle linear um einen gewissen Betrag gegenüber dem Verdrängerraumdruck gefallen. Dies ist zunächst eine ideale Annahme. Der volumetrische Wirkungsgrad des Prototyps liegt bei ca. 88 % bei Betriebsdrücken von 120 bar. Der Gesamtwirkungsgrad erreicht Werte von 70 %.

Huang et al. /Hua09/ entwickeln eine wasserhydraulische Axialkolbenpumpe mit Taumelscheibe, die einen Mechanismus zur Reduzierung der Kolbenquerkräfte aufweist. Auf der Taumelscheibe ist ein exzentrischer Pin angeordnet, um den eine Platte drehbar gelagert ist. Die Platte weist Gelenkaufnahmen für Pleuelstangen, welche die Kolben aktuieren, auf. Die Umsteuerung wird über Rückschlagventile realisiert. Damit ist die Maschine eine Vereinigung des Taumelscheibenprinzips mit dem Schrägachsenprinzip. Die Wirkungsgrade der beschriebenen Pumpe werden im Prototypenstadium gemessen. Der volumetrische Wirkungsgrad liegt bei über 90 % bei einem Betriebsdruck von 100 bar.

Luo et al. /Luo11/ führen die Arbeiten von Huang et al. dahingehend weiterfort, dass die Umsteuerung über Rückschlagventile durch eine mechanische Zwangsumsteuerung ersetzt wird. Hierbei ist jeder Kolben mit einem Längsschieberventil verbunden, das die Verbindung zu Hoch- und Niederdruck für den Verdrängerraum eines anderen (um 90° versetzten) Kolben steuert. Dies erfordert, dass die Maschine eine Kolbenzahl von acht besitzt. Die Steuerzeiten der Maschine werden mittels Simulation ermittelt. Der gemessene volumetrische Wirkungsgrad eines Prototyps zeigt Werte von über 90 % bis zu einem Betriebsdruck von 15 bar. Bei 35 bar beträgt der volumetrische Wirkungsgrad nur noch 75 %.

Ein Zusammenschluss von japanischen Universitäten forscht unter dem Begriff „Aqua Drive System“ /Miy11/, /Sak17/, /Yos17/ an der Wasserhydraulik dahingehend, dass sie sich neben der klassischen Ölhydraulik und der Pneumatik als dritte fluidtechnische Antriebstechnik entwickelt. Das Ziel ist demnach nicht die Ölhydraulik umfänglich zu ersetzen, sondern die niedrigen Druckbereiche mit Wasser zu betreiben.

Die Firma DOT entwickelt für eine Offshore-Windenergieanlange eine wasserhydraulische Pumpe /Nij18/ mit 600 kW Leistung für den Langsamlauf. Die Maschine ist als außen abgestützte Radialkolbenpumpe ausgeführt. Eine Studie beschäftigt sich mit Konzepten für den Kontakt zwischen Kolben und Hubring. Ein Konzept basiert auf einer Anordnung aus Wälzkörpern, einem flexiblen Metallband und Gleitschuhen. Dies reduziert die Querkraftbelastung der Kolben. Als Vergleich wird ein Konzept mit Rollen als Kolbenschuhe genutzt. Die Studie zeigt die Schwierigkeiten bei der Lebensdauer für beide Konzepte.

2.2.3 Forschung nach innovativen Druckmedien

Neben der Entwicklung von Komponenten gibt es auch die Möglichkeit die Flüssigkeit an die bestehenden Komponenten anzupassen. Schwerentflammbare Flüssigkeiten aus der Gruppe HFC weisen durch den Zusatz von Verdickern die gleichen Viskositäten wie mineralölbasierte Hydraulikflüssigkeiten auf. Damit wird die erforderliche Lasttragfähigkeit der tribologischen Kontakte bei geringer Leckage realisiert.

Forschungsvorhaben am ifas beschäftigen sich mit dem Einsatz eines biologisch abbaubaren Polymers als Verdicker für HFC-Lösungen, sodass umweltverträgliche Hydraulikflüssigkeiten aus nachwachsenden Rohstoffen erzeugt werden können /Ott19/. In Langzeittests kann die Scherstabilität der Flüssigkeit nachgewiesen werden. Dies wird mit der geringen Veränderung der Viskosität begründet. Zusammenfassend wird die Funktionsfähigkeit von Bio-Polymeren als Verdicker gezeigt. Weiterer Forschungsbedarf besteht im Umgang mit der gegenüber Mineralölen deutlich erhöhten Kavitationsneigung.

3 TRIBOLOGISCHE UNTERSUCHUNG VON WASSERHYDRAULISCHEN KOLBENPUMPEN

Wasser ist die weitverbreitetste Flüssigkeit auf der Erde und ist in vielen Regionen uneingeschränkt zugänglich. Für den Einsatz von Wasser in hydraulischen Systemen werden zunächst die Auswirkungen der Eigenschaften von Wasser auf den Betrieb von Kolbenpumpen diskutiert. Die wesentlichen Aspekte sind auch in /Sho20/ zu finden. Grundlegende Beschreibungen der physikalischen Eigenschaften von Wasser können dem Buch von Trostmann /Tro01/ entnommen werden.

Weiterhin wird die Simulation der Schmierung des Kontakts zwischen Gleitschuh und Schrägscheibe einer Axialkolbenmaschine mit dem Medium Wasser beschrieben und anhand der Resultate eine Aussage zum realisierbaren Druckbereich abgeleitet.

3.1 Beständigkeit der Flüssigkeit

Bei Verwendung des Druckmediums Wasser ergeben sich zusätzliche Anforderungen an die Medienqualität, die in der Ölhydraulik nicht gegeben sind. Dies beginnt mit der Qualität der Wasserquelle, die Trinkwasserqualität haben sollte, um möglichst wenig Bakterien in den Kreislauf einzubringen /Rei98/. Ein weiteres Kriterium ist der Härtegrad des Wassers, der die Konzentration von Erdalkalimetallen im Wasser angibt. Abhängig vom Standort weist der Härtegrad verschieden große Werte auf. Reichel /Rei98/ verweist darauf, dass bei Verwendung einer Emulsion (bspw. HFA) ein zunehmender Härtegrad einen negativen Einfluss auf den Korrosionsschutz und die Stabilität der Emulsion hat. Trostmann /Tro96/ weist zusätzlich noch auf den pH-Wert der Flüssigkeit hin, da ein zu geringer Wert insbesondere in Klarwasser-Anwendungen zu Korrosionsproblemen führt. Typische wasserbasische Flüssigkeiten sind in **Tabelle 3-1** gezeigt. Weitergehend wird die Medienqualität durch Additive, Systemrückstände etc. beeinflusst.

Flüssigkeit	Zusammensetzung	Temperaturbereich
Klarwasser	Reines Wasser	5 bis 50 °C
HFA	Öl-in-Wasser-Emulsion 1 bis 5 % Öl	5 bis 55 °C
HFC	Wässrige Polymerlösung 35 bis 55 % Wasser	-20 bis 60 °C

Tabelle 3-1: Klarwasser und Emulsionen nach ISO 12922 /Iso13/

Im Laufe des Betriebs von wasserhydraulischen Anlagen setzt Bakterienbefall ein, der durch eine Betriebstemperatur zwischen 30 und 50 °C begünstigt wird. Dieser macht sich z.B. durch Filterblockierungen, Ablagerungen oder Geruchsbelästigungen bemerkbar. Dies hat Negativeinflüsse auf die Systemfunktionalität und stellt eine Belastung der Umwelt dar. Neben Faktoren wie dem pH-Wert und der Temperatur bestimmt vor allem die Existenz und Konzentration von Nährstoffen im Fluid, ob Mikroorganismen sich reproduzieren.

Maßnahmen zur Gewährleistung eines sterilen Systems sind wirtschaftlich nicht rentabel, daher schlagen Trostmann et al. /Tro01/ die im Folgenden beschriebenen Maßnahmen vor, um den Befall von Mikroorganismen auf ein akzeptables Level zu minimieren. Die Klarwasser-Basis sollte den EU-Richtlinien für Leitungswasser bezüglich der Zelldichte im Wasser entsprechen. Konstruktionswerkstoffe sollten nicht aus organischem Materialien bestehen und die Komponenten sollten vor der Montage von organischen Materialien wie z.B. Öl oder Fett befreit werden. Bis auf Luftfilter mit einer Mindestfeinheit von 3 µm sollte das wasserhydraulische System, insbesondere der Tank, dicht sein.

3.2 Betrieb hydraulischer Kolbenpumpen mit Wasser

Im Folgenden werden aus den gegebenen physikalischen Eigenschaften des Mediums Wasser die technischen Konsequenzen beim Einsatz als Druck- bzw. Schmiermedium erläutert. Dies umfasst die Auswirkungen auf den Druckaufbau, die Leckagen und die Kavitation.

3.2.1 Druckaufbau

Das Kompressionsmodul ist die wesentliche Größe, die für die Berechnung des Druckaufbaus in den Kapazitäten von hydraulischen Netzwerken erforderlich ist.

Die Druckaufbaugleichung (**Gl. 3-1**) ergibt sich aus der Definition des Kompressionsmoduls.

$$E'_{\mathrm{Fl}} = \rho \cdot \frac{dp}{d\rho}$$

$$\Rightarrow dp = E'_{\mathrm{Fl}} \cdot \frac{d\rho}{\rho} = E'_{\mathrm{Fl}} \cdot \left(\frac{dm}{m} - \frac{dV}{V}\right) \approx -E'_{\mathrm{Fl}} \cdot \frac{Q - dV}{V} \qquad \text{Gl. 3-1}$$

Das Kompressionsmodul der reinen Flüssigkeit Wasser, d.h. ohne Beladung mit ungelöster Luft, ist mit einem Wert von ca. 20.000 bar signifikant größer als von Öl (ca. 16.000 bar). Der Verlauf für beide Flüssigkeiten ist in **Bild 3-1** dargestellt. Neben dem Niveau ist zu erkennen, dass die Steigung des Kompressionsmoduls der reinen Flüssigkeit, d.h. in der Abhängigkeit des Drucks, bei Wasser geringer ist als bei Mineralöl.

Weiterhin ist, wie beim Medium Öl, das Fördermedium Wasser ein Gemisch aus Wasser und Luft. Der Verlauf des Kompressionsmoduls für einen Luftgehalt von 0,5 % ist in **Bild 3-1** dargestellt. Allen Verläufen liegt das Modell des ifas zur Berechnung des Kompressionsmoduls des jeweiligen Gemisches zu Grunde /Shm18/.

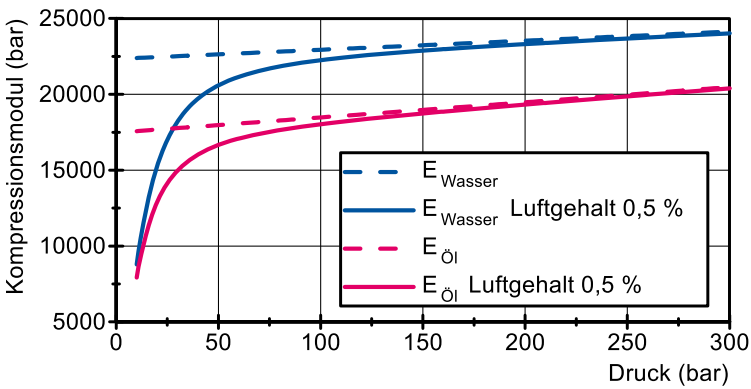


Bild 3-1: Kompressionsmodul von Wasser über dem Druck in Abhängigkeit des Luftgehalts (nach /Shm18/)

Der erhöhte Kompressionsmodul von Wasser führt dazu, dass der Druckaufbau mit Wasser als Druckmedium mit höherer Dynamik als bei Mineralöl in der Pumpe stattfindet. Für die Verdrängerräume von Pumpen bedeutet dies, dass die Trieb-

werke mit deutlich größeren Kraftanstiegsraten belastet werden, denen bspw. der Tragdruck in hydrodynamischen Lagern folgen muss. Weiter führt eine höhere Druckanstiegsrate zu größerer Geräuschentwicklung /Shl17/.

Eine weitere Herausforderung des größeren Kompressionsmoduls ist die erhöhte Belastung durch Druckschläge im System und in Komponenten, die mit der Gleichung von Joukowsky berechnet werden können, siehe **Gl. 3-2**. Darin beinhaltet ist auch die geänderte Schallgeschwindigkeit c in Wasser, die aufgrund des größeren Kompressionsmoduls gegenüber Öl um ca. 15 % erhöht ist.

$$\Delta p = \rho \cdot c \cdot \Delta v = \rho \cdot \sqrt{\frac{E'_{Fl}}{\rho}} \cdot \Delta v \qquad \text{Gl. 3-2}$$

3.2.2 Druckverluste

Druckverluste in hydraulischen Netzwerken entstehen durch Drosselstellen und durch Reibung aufgrund der Scherung des Fluids. Für beide Varianten werden im Folgenden die Auswirkungen der Stoffeigenschaften von Wasser beschrieben. Zunächst wird auf die Beschreibung der Drosselstellen eingegangen.

Drosselstellen werden durch Querschnittsverengungen, erzeugt durch Blenden oder Durchmessersprünge, und scharfkantige Umlenkungen, wie bspw. an den Steuerkanten von Ventilen, gebildet. Der Druckverlust wird bei turbulenter Durchströmung mit der Blendengleichung (**Gl. 3-3**) beschrieben. Darin taucht die Dichte der Flüssigkeit als Faktor auf.

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{Q}{\alpha_D \cdot A}\right)^2 \qquad \text{Gl. 3-3}$$

Die Dichte eines Stoffes ist definiert als sein volumenabhängiges Gewicht. Der Verlauf über der Temperatur für Wasser und Mineralöl ist in **Bild 3-2** dargestellt. Die Dichte von Wasser ist ca. 10 % größer als von Mineralöl. Für beide Stoffe steigt die Dichte mit größerem Druck.

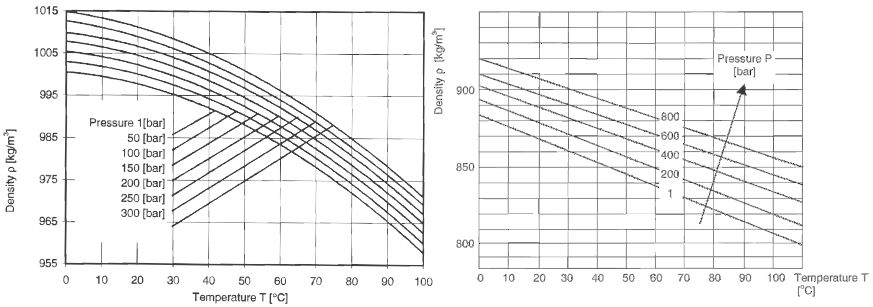


Bild 3-2: Dichte von Wasser (links) und Mineralöl (rechts) über der Temperatur /Tro01/

In der Rheologie ist die Viskosität bzw. Zähigkeit der Flüssigkeit ausschlaggebend für das Fließverhalten der Flüssigkeit selbst. Die Viskosität von Wasser ist im Vergleich zu einem Hydrauliköl HLP mit ISO VG 22 um den Faktor 30 bei einer Temperatur von 40 °C reduziert. **Bild 3-3** zeigt zum einen die kinematische Viskosität von Wasser als auch die dynamische Viskosität im Vergleich zu einem Mineralöl. Im Vergleich zum Mineralöl ist die Viskosität von Wasser sehr gering, allerdings ist der Abfall der Viskosität über der Temperatur geringer. Aufgrund der Kavitationsneigung erreichen wasserhydraulische Anlagen in der Regel keine Temperaturbereiche über 50 °C. Hingegen können derartige Temperaturen lokal in hochbelasteten tribologischen Kontakten auftreten. Neben der Temperatur hängt die Viskosität einer Flüssigkeit vom Druck ab. Bei Mineralölen steigt die Viskosität mit dem Druck, sodass die Schmierung von tribologischen Kontakten unterstützt wird. In **Bild 3-3** links ist dargestellt, dass die Viskosität von Wasser mit zunehmendem Druck geringfügig sinkt.

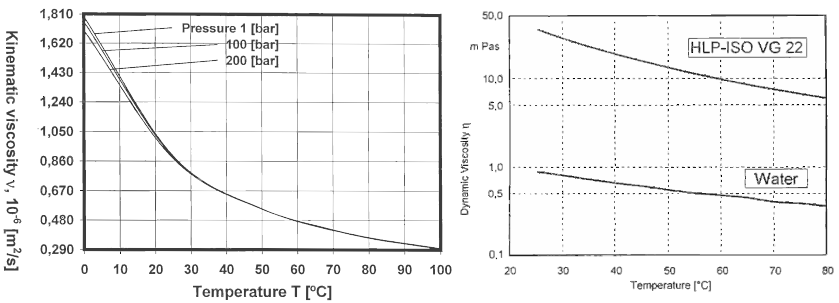


Bild 3-3: links: kinematische Viskosität von Wasser /Tro01/, rechts: Vergleich der dynamischen Viskosität von Wasser und Öl /Bac99/

Die gegenüber Öl reduzierte Viskosität führt nach der Gleichung von Hagen-Poiseuille (**Gl. 3-4**) zu einem verringerten Druckverlust bei der Leistungsübertragung durch lange Rohrleitungen aufgrund des reduzierten Widerstands gegen Scherung.

$$\Delta p = \frac{8 \cdot \eta \cdot L}{R^4 \cdot \pi} \cdot Q \qquad \text{Gl. 3-4}$$

Somit können Volumenströme bei geringen Druckdifferenzen transportiert werden. Dieser Umstand wird bei wasserhydraulischen Pressen genutzt, die hohe Volumenströme benötigen.

3.2.3 Leckagen

Aufgrund der reduzierten Viskosität steigt die Leckage durch Spaltabdichtungen und verringert den Wirkungsgrad wasserhydraulischer Komponenten. Die Gleichung für die Leckage in einem rechteckigen Spalt mit der Breite B und der Spalthöhe h ist in **Gl. 3-5** gegeben. Der Druckabfall ist linear über der Länge L des Spalts.

$$Q = \frac{B \cdot h^3}{12 \cdot \eta \cdot L} \cdot \Delta p \qquad \text{Gl. 3-5}$$

Bei gleichen Spalthöhen steigt die Leckage um den Faktor 30 zwischen den beiden Viskositäten (Wasser und ISO VG 22 bei 40 °C), siehe **Gl. 3-6**. Dieselben Zusammenhänge gelten auch für die Betrachtung der Schmierung von Gleitkontakten.

$$\frac{Q_{\text{Wasser}}}{Q_{\text{Öl}}} = \frac{\eta_{\text{Öl}}}{\eta_{\text{Wasser}}} = 30 \qquad \text{Gl. 3-6}$$

Der Einfluss der Viskosität auf den dynamischen Druckaufbau in Gleitkontakten wird in **Kapitel 3.3.1** beschrieben.

3.2.4 Kavitation

Kavitation wird grundsätzlich in drei Varianten eingeteilt: Dampfkavitation, Gaskavitation und Pseudo-Kavitation /Kle79/, /Shr15/. Alle drei Varianten führen zu erhöhter Geräuschentwicklung in hydraulischen Systemen und reduzieren den Wirkungsgrad der Komponenten. Das wesentliche Problem ist das Auftreten von Kavitationserosion, d.h. Materialabtrag infolge der Implosion einer Dampf- oder

Gasblase in Wändnähe. Dieser Effekt schädigt die Komponenten und führt auf Dauer zu einem Ausfall des Systems. Im Folgenden werden die drei Varianten der Kavitationsentstehung für den Einsatz der Wasserhydraulik diskutiert.

Dampfkavitation beschreibt das Phänomen, dass aufgrund einer lokalen Unterschreitung des Dampfdrucks der homogenen Flüssigkeit Moleküle in die Gasphase übergehen und somit Dampfbläschen bilden. Die Sättigungsdampfdruckkurve von Wasser ist in **Bild 3-4** gezeigt. Da der Dampfdruck im Vergleich zu Mineralöl ($4 \cdot 10^{-2}$ mbar bei 50 °C /Shm18/) relativ groß ist, ist Dampfkavitation in der Wasserhydraulik ein größeres Problem als in der Ölhydraulik. Diesem Umstand kann in Applikationen mit einer Vorspannung des Niederdrucks begegnet werden. Wasser als Druckmedium bietet zudem den Vorteil, dass kein Mikrodiesel-Effekt auftritt. Bei diesem Effekt zündet ein Gemisch aus verdampftem Mineralöl und ungelöster Luft bei erneutem Druckanstieg, sodass das Druckmedium geschädigt wird.

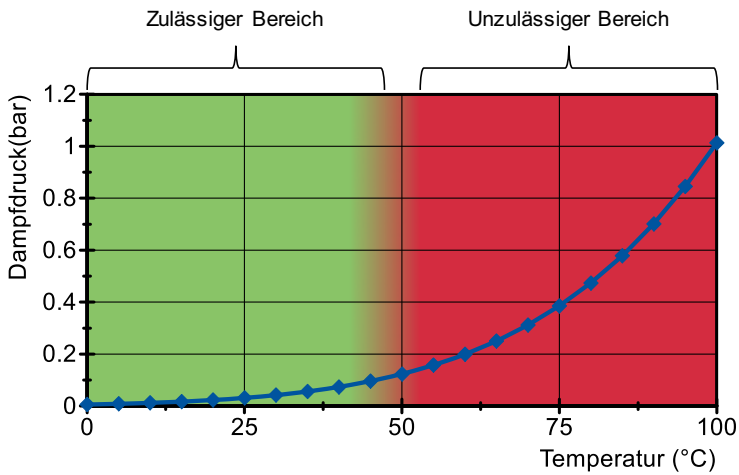


Bild 3-4: Dampfdruck von Wasser nach /Tro01/

Aus dem Diagramm ergibt sich die willkürliche gesetzte Temperaturobergrenze von 50 °C. Damit ergeben sich für die Entwicklung von wasserhydraulischen Pumpen erhöhte Anforderungen an den Wärmehaushalt der Maschine, da der Temperaturbereich gegenüber der Ölhydraulik deutlich eingeschränkt ist.

Gaskavitation ist das Auslösen von gelöster Luft in der Flüssigkeit. In Abhängigkeit des Drucks wird dies durch den Bunsenkoeffizient beschrieben, der die

Steigung des Luftlösevermögens über dem Druck angibt. Der Bunsenkoeffizient ist für Wasser deutlich niedriger als für Öl (siehe **Bild 3-5**), daher tritt weniger Gaskavitation auf. Weiterhin sinkt das Luftlösevermögen mit steigender Temperatur bei Wasser.

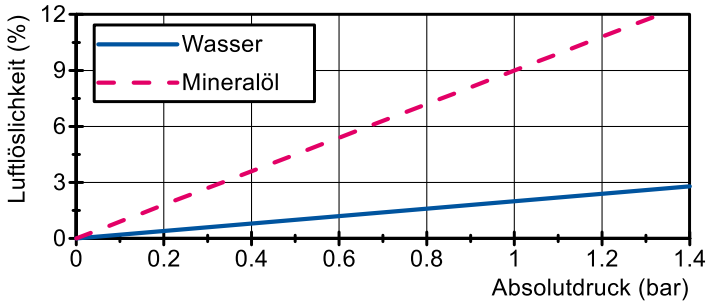


Bild 3-5: Luftlösevermögen Wasser nach /Tro01/

Die sogenannte Pseudo-Kavitation beschreibt, dass Agglomerieren von Luftbläschen aus ungelöster Luft, die im Luft-Wasser-Gemisch vorliegen. Diese Art der Kavitation wird außerdem durch das Mitreißen von Luftbläschen aus dem Tank und durch das Ansaugen von Luft über Dichtungen begünstigt.

Untersuchungen zur Kavitationsersosion, d.h. der Auswirkung auf die Materialien in Folge der Kavitation, wurden von Kleinbreuer /Kle79/ für verschiedene Druckflüssigkeiten und von Berger /Ber83/ zu HFA-Flüssigkeiten unternommen. Berger zeigt, dass neben dem Auftreten von Kavitationsblasen in wasserhydraulischen Systemen der Materialabtrag vergrößert ist.

3.3 Simulation der Schmierung mit Wasser

In diesem Kapitel wird die Schmierung von tribologischen Kontakten mit dem Medium Wasser diskutiert und simulativ untersucht. Dazu wird zunächst die Schmierfähigkeit von Wasser mit der von einem Mineralöl am Beispiel eines Keilspalts verglichen. Dies dient als Vorbereitung der Schmierspaltsimulation des Kontakts von einem Gleitschuh auf der Schrägscheibe einer Axialkolbenmaschine. Dieser Maschinentyp wird aufgrund seines hohen Verbreitungsgrads für die Untersuchung herangezogen. Axialkolbenmaschinen werden sowohl in der Öl- als auch in der Wasserhydraulik eingesetzt. Das Ziel der Simulation ist die Berechnung der Spalthöhenverteilung und der resultierenden Leckage im Kontakt. Diese Berechnung bildet den Hauptteil des Kapitels.

Die Ergebnisse von Spalthöhenverteilung und Leckage können mit Einschränkung auch auf die Gleitschuhe der im Verlauf der Arbeiten entwickelten innen abgestützten Radialkolbenmaschine mit Polygonring übertragen werden. Der wesentliche Unterschied ist die oszillierende Bewegung des Gleitschuhs der Radialkolbenmaschine.

3.3.1 Grundsätzliche Schmierfähigkeit

Das Thema der Schmierung ist die Hauptthematik der Wissenschaft der Tribologie. Grundsätzlich ist der Begriff der Schmierung nicht genormt oder definiert. Die Bezeichnung „Schmierfähigkeit“ zum Beispiel beschreibt nach Norm die Eigenschaften der Grenzschmierung von Diesel-Kraftstoffen /Din16/.

Bei Betrachtung der Schmierung mit Wasser zeigt sich, dass für das Medium Wasser die gleichen Randbedingungen wie für Mineralöl gelten. Für die Berechnung der Reynolds’schen Gleichung, bspw. für einen Keilspalt, die einzige Voraussetzung für das Medium selbst ist, dass es sich um eine Newton’sche Flüssigkeit handelt. Dies ist für Wasser wie für Mineralöl gegeben, somit kann die Theorie für die Berechnung der Hydrodynamik bei Wasserschmierung herangezogen werden.

Aufgrund der geringeren Viskosität im Vergleich zu Öl wird auch die Spalthöhe reduziert. Um die Änderung der Spalthöhe grob abzuschätzen, wird zunächst die Geometrie eines Keilspalts in **Bild 3-6** betrachtet. Für Wasser und ein Hydrauliköl HLP 22 wird der gleiche hydrodynamische Druckaufbau angenommen. Weiterhin werden für die Änderung des Winkels zwei verschiedene Annahmen vorausgesetzt.

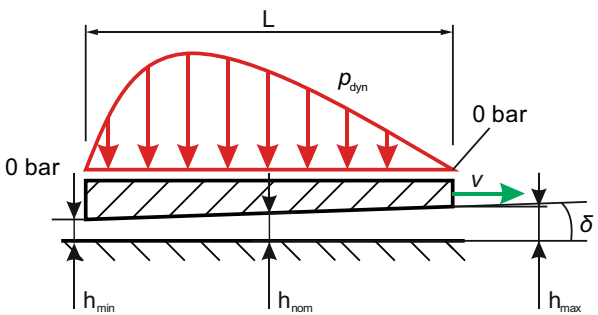


Bild 3-6: Keilspalt zwischen einem bewegten Segment und der Umgebung /Sho18/

Der Druckaufbau im unendlich breiten Keil kann analytisch aus der Reynolds'schen Gleichung (Gl. 3-15) hergeleitet werden /Jac13/, siehe **Gl. 3-7**.

$$p_{\mathrm{dyn}} = \frac{6 \cdot v \cdot \eta}{\delta} \cdot \frac{(h_{\mathrm{min}} - h) \cdot (h_{\mathrm{max}} - h)}{(h_{\mathrm{min}} + h_{\mathrm{max}}) \cdot h^2} \qquad \text{Gl. 3-7}$$

Nach Backé /Bac99/ folgt die Annahme, dass die Änderung der Größe des Keils $(h_{\mathrm{max}} - h_{\mathrm{min}})$ und damit auch des Winkels den gleichen Wert wie die minimale Schmierspalthöhe h_{min} hat. Damit ändert sich die Spalthöhe und der Winkel, wenn Wasser und Öl verglichen werden. Die Annahme führt zu dem Ergebnis von **Gl. 3-8**.

$$\left.\frac{h_{\mathrm{Wasser}}}{h_{\mathrm{Öl}}}\right|_{\mathrm{Backé}} = \sqrt{\frac{\eta_{\mathrm{Wasser}}}{\eta_{\mathrm{Öl}}}} \approx \sqrt{\frac{1}{30}} = 0{,}18 \qquad \text{Gl. 3-8}$$

Die Schmierspalthöhe h_{Wasser} ist auf 18 % der Spalthöhe eines HLP 22 bei 40 °C reduziert.

Im Gegensatz dazu kann angenommen werden, dass der Winkel identisch für beide Schmiermedien ist, da bspw. der Anstellwinkel von Gleitschuhen sich aus Reibkräften ergibt /Böi77/. Somit ändert sich nur die Schmierspalthöhe. Die Berechnung führt nun zu dem Quotienten für die nominelle Spalthöhe in **Gl. 3-9**.

$$\left.\frac{h_{\mathrm{Wasser}}}{h_{\mathrm{Öl}}}\right|_{\mathrm{So}} = \sqrt[3]{\frac{\eta_{\mathrm{Wasser}}}{\eta_{\mathrm{Öl}}}} \approx \sqrt[3]{\frac{1}{30}} = 0{,}32 \qquad \text{Gl. 3-9}$$

Der Wasserschmierfilm ist auf 32 % der Höhe des Ölschmierfilms reduziert. Im Vergleich zur Annahme nach Backé ist der Schmierfilm um den Faktor 1,78 vergrößert. Unter der Annahme, dass sich der Winkel ebenfalls ändern kann, liegt der wahre Wert irgendwo zwischen den beiden Extrema.

Weiterhin treten bei der reduzierten Schmierfilmhöhe Effekte hervor, die auch aus konventioneller Schmierung bekannt sind. Dies sind vor allem die Berührung von Rauhigkeitsspitzen der Oberflächen und die elastische Deformation der Kontaktpartner aufgrund hoher Lasten /Bac99/. Daher müssen diese für die Betrachtung der hydrodynamischen Lasttragfähigkeit der Kontakte beachtet werden.

Ein weiterer Aspekt ist die korrosive Wirkung von Wasser in den tribologischen Kontakten, im Gegensatz zur Wirkung an benetzen freien Oberflächen. Die

freien Oberflächen können bereits durch Beschichten (Chromatieren, Brünieren) oder durch den Einsatz von korrosionsbeständigen Werkstoffen, die eine Passivschicht ausbilden, vor Korrosion geschützt werden. Die Oberflächen in den Gleitkontakten sind zum einen dem Verschleiß unterlegen, der die Passivschicht entfernt, und zum anderen der Aktivierungsenergie durch die Reibleistung. Ein Neuaufbau einer Passivschicht findet ggf. nicht statt und fortschreitende Korrosion zerstört auch die tieferen Schichten.

Die Bewertung eines tribologischen Kontakts in Bezug auf den Festkörperkontakt und den damit einhergehenden Verschleiß ist nur experimentell möglich. Dazu wurden am ifas bereits zahlreiche Untersuchungen zur Schmierung mit dem Medium HFA durchgeführt. Donders /Don98/ erarbeitete die Grundlagen der Schmierung der tribologischen Systeme einer wasserhydraulischen Pumpe. Oberem /Obe02/ führte die Untersuchungen am Beispiel eines wasserhydraulischen Motors weiter. In den Forschungsprojekten wurde der in **Bild 3-7** dargestellte Tribometerprüfstand für Versuche mit Materialpaarungen beim Einsatz von HFA-Flüssigkeiten verwendet.

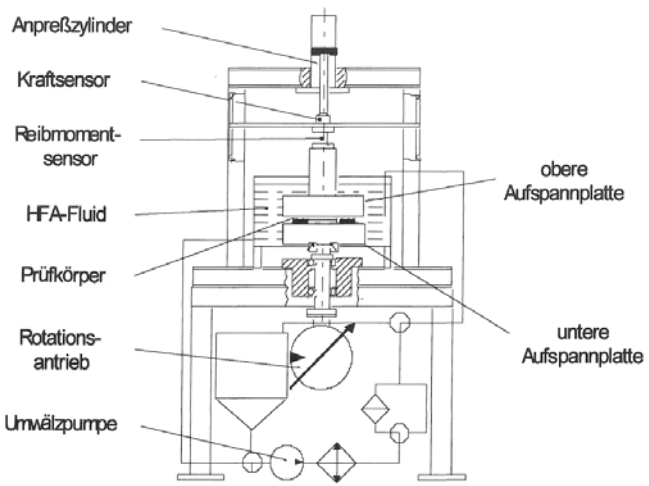


Bild 3-7: Tribometer-Prüfstand /Obe99/

In dem Prüfstand übt der Anpresszylinder eine Kraft auf die obere Aufspannplatte aus, deren Drehbewegung durch einen Reibmomentsensor gehemmt wird. Die untere Aufspannplatte wird von dem Rotationsantrieb bewegt. Zwischen den beiden Aufspannplatten befinden sich die Prüflinge in einem Bad gefüllt mit dem

Schmiermedium. In dem Prüfstand wurden sowohl Materialversuche an Scheibe-Scheibe-Konfigurationen als auch Komponentenversuche an Gleitschuhen durchgeführt.

Die Versuche zeigen gute Ergebnisse für eine Materialpaarung aus Nitrierstahl mit einem Messingwerkstoff aus Aeterna bei der Verwendung von HFA-Flüssigkeiten /Obe02/. In einer weiteren Versuchsreihe wurde eine Werkstoffpaarung aus korrosionsfestem Stahl und Aeterna mit dem Medium Klarwasser geprüft. Diese zeigt nach 10 Minuten Versuchszeit bereits erheblichen Materialübertrag von Aeterna zum korrosionsfesten Stahl /Obe99/, siehe **Bild 3-8** rechtes oberes Bild. Der Versuch wurde daher abgebrochen.

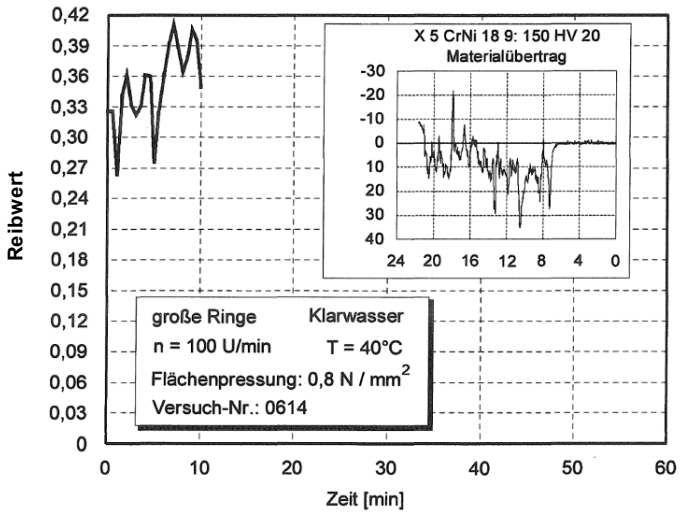


Bild 3-8: Versuch mit Klarwasser /Obe99/

Für Anwendungen mit dem Medium Klarwasser sind sinnvolle Materialpaarungen Kunststoffe in Kombination mit korrosionsbeständigen Stählen. Oberem untersucht die Materialpaarung Polyetheretherketon (PEEK) gegen Nitrierstahl mit HFA-Flüssigkeit /Obe02/. Es zeigte sich, dass Karbonfaser verstärktes PEEK niedrige Reibwerte und niedrigen Verschleiß erzeugt. Dieses Ergebnis konnten auch Liu et al. /Liu09/ an Versuchen mit Gleitschuh-Geometrien für Klarwasser bestätigen. Die Untersuchung von Rokala /Rok12/ zu Gleitschuhen in wasserhydraulischen verstellbaren Axialkolbenpumpen nutzten auch den Werkstoff PEEK.

3.3.2 Geometrie des Gleitschuh-Schrägscheiben-Kontakts

Wie zuvor beschrieben wird die Simulation der Spalthöhenverteilung und der Leckage für den tribologischen Kontakt zwischen einem Gleitschuh und der Schrägscheibe einer Axialkolbenmaschine entwickelt. Die Geometrie des Gleitschuhs ist in **Bild 3-9** dargestellt.

Die betrachteten Betriebspunkte liegen im Bereich von Drehzahlen bis 1500 U/min und Drücken bis 300 bar. Als Druckmedium kommt Klarwasser bzw. HFA-Flüssigkeit zum Einsatz, deren Viskosität mit hinreichender Genauigkeit der von Wasser entspricht.

Kolbengleitschuh	
Geometrie	**Wert**
D_{Kolben}	17 mm
D_{Tasche}	13 mm
$D_{\text{Gleitschuh}}$	20 mm
$q_{\text{C,th}}$	0,93
$q_{\text{C,in}}$	0,58
$R_{\text{Teilkreis}}$	38 mm

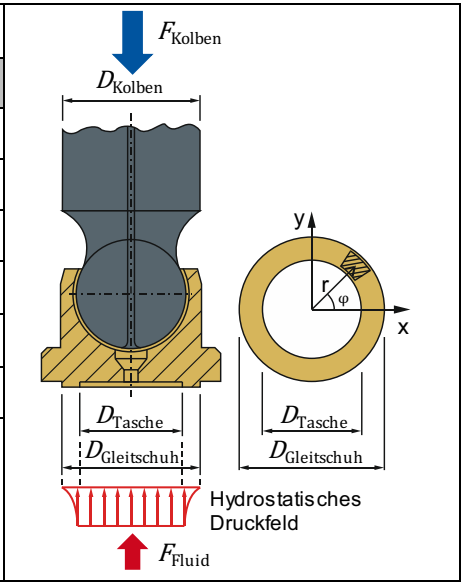


Bild 3-9: Beschreibung des Kolbenschuhs einer Axialkolbenmaschine

Die Fluiddaten sowie die genutzten Materialdaten sind in **Tabelle 3-2** aufgeführt. PEEK ist die Abkürzung für den thermoplastischen Kunststoff Polyetheretherketon.

Wasserhydraulischer Kontakt	
Medium / Werkstoff	**Eigenschaften**
Wasser	Dichte: 1000 kg/m^3
	Viskosität: $1 \cdot 10^{-6}$ m^2/s
Korrosionsbeständiger Stahl (z.B. 1.4305)	Elastizitätsmodul: $210 \cdot 10^9$ N/m^2
	Querkontraktionszahl: 0,3
Kunststoff (PEEK)	Elastizitätsmodul: $3{,}6 \cdot 10^9$ N/m^2
	Querkontraktionszahl: 0,42

Tabelle 3-2: Fluid- und Materialdaten für Gleitschuh-Simulation (Daten nach /Vic19/)

Der Kontakt zwischen Kolbenschuh und Schrägscheibe ist üblicherweise hydrostatisch entlastet, d.h. ein Teil der Last wird durch ein hydrostatisches Druckfeld getragen. Der verbleibende Anteil der Last wird zum einen durch ein hydrodynamisches Druckfeld, das sich aufgrund von Relativbewegungen im Dichtspalt aufbaut, und zum anderen durch Festkörperkontakt aufgenommen. Der Nachteil der Methode der hydrostatischen Entlastung ist ein permanenter Verlustvolumenstrom aus dem Dichtspalt. Daher muss ein Kompromiss zwischen einer hohen Lasttragfähigkeit und einer geringen Leckage gefunden werden. Um die Größe der hydrostatischen Entlastung abzuschätzen, wird der theoretische Entlastungsgrad $q_{\mathrm{C,th}}$ (Englisch: compensation) als Quotient der Kräfte definiert, der in den folgenden Gleichungen (**Gl. 3-10** bis **Gl. 3-12**) für einen Gleitschuh hergeleitet wird. Für die Entlastung gilt grundsätzlich:

$$q_{\mathrm{C}} = \frac{F_{\mathrm{Fluid}}}{F_{\mathrm{Kolben}}} = \frac{p_{\mathrm{Tasche}} \cdot A_{\mathrm{Tasche}} + \int_{D_{\mathrm{Tasche}}/2}^{D_{\mathrm{Gleitschuh}}/2} p_{(r,\varphi)} \cdot dA}{p_{\mathrm{HD}} \cdot A_{\mathrm{Kolben}}} \qquad \text{Gl. 3-10}$$

Die Kraft F_{Kolben} ergibt sich aus dem Druckfeld, welches auf den Kolben wirkt. Für die Kraft F_{Fluid} wird ein logarithmischer Druckabfall über dem ringförmigen Steg der Tasche berechnet.

$$q_{\mathrm{C,th}} = \frac{1}{p_{\mathrm{HD}} \cdot A_{\mathrm{Kolben}}} \cdot \left(p_{\mathrm{HD}} \cdot D_{\mathrm{Tasche}}^2 \cdot \frac{\pi}{4} + \int_{D_{\mathrm{Tasche}}/2}^{D_{\mathrm{Gleitschuh}}/2} \left(p_{\mathrm{HD}} - p_{\mathrm{HD}} \cdot \frac{\ln(2 \cdot r / D_{\mathrm{Tasche}})}{\ln(D_{\mathrm{Gleitschuh}} / D_{\mathrm{Tasche}})} \right) \cdot 2\pi \cdot r \cdot dr \right) \quad \text{Gl. 3-11}$$

Weiterhin wird angenommen, dass der Taschendruck dem Kolbendruck p_{HD} entspricht. Damit ergibt sich die von Böinghoff /Böi77/ bekannte Formel für den theoretischen Entlastungsgrad $q_{\mathrm{C,th}}$ von Kolbenschuhen, siehe **Gl. 3-12**.

$$q_{\mathrm{C,th}} = \frac{p_{\mathrm{HD}} \cdot (D_{\mathrm{Gleitschuh}}^2 - D_{\mathrm{Tasche}}^2) \cdot \frac{\pi}{8} / \ln(D_{\mathrm{Gleitschuh}} / D_{\mathrm{Tasche}})}{p_{\mathrm{HD}} \cdot D_{\mathrm{Kolben}}^2 \cdot \frac{\pi}{4}} = \frac{D_{\mathrm{Gleitschuh}}^2 - D_{\mathrm{Tasche}}^2}{2 \cdot D_{\mathrm{Kolben}}^2 \cdot \ln\left(\frac{D_{\mathrm{Gleitschuh}}}{D_{\mathrm{Tasche}}}\right)} \quad \text{Gl. 3-12}$$

Das genutzte Druckprofil tritt nur bei konstanter Spalthöhe auf. Der Druckverlauf ergibt sich somit aufgrund der Leckage am Steg. Weiterhin darf keine Relativbewegung der Oberflächen vorliegen. Bei der Auslegung von nachstellenden Kontakten wird der Entlastungsgrad $q_{\mathrm{C,th}}$ zu kleiner als 1 gewählt, damit der verbleibende Anteil der Kraft in Richtung des Spalts wirkt und diesen zudrückt. Damit sollen eine Überkompensation und daraus resultierend ein Aufschwimmen des bewegten Kontaktpartners verhindert werden. In diesem Fall würde aufgrund der vergrößerten Spalthöhe die Leckage unzulässig stark ansteigen.

Eine Wahl des Entlastungsgrads $q_{\mathrm{C,th}}$ kleiner als 1 widerspricht aufgrund der schließenden Wirkung der Voraussetzung einer konstanten, positiven Spalthöhe. Daher kann der theoretische Entlastungsgrad nur als Abschätzung für die Entwicklung tribologischer Kontakte verwendet werden.

Die Leckage $Q_{\mathrm{Leckage,th}}$, die in dem Kontakt auftritt, kann analytisch für den Fall eines parallelen Gleitschuhs ohne Relativbewegung mit Gleichung **Gl. 3-13** berechnet werden. Dies sind dieselben Bedingungen, die für den theoretischen Entlastungsgrad gelten.

$$Q_{\text{Leckage,th}} = \frac{\pi \cdot h_0^3}{6 \cdot \eta \cdot \ln\left(\frac{D_{\text{Schuh}}}{D_{\text{Tasche}}}\right)} \cdot p_{\text{Tasche}} = \frac{\pi \cdot h_0^3 \cdot D_{\text{Kolben}}^2}{3 \cdot \eta \cdot (D_{\text{Schuh}}^2 - D_{\text{Tasche}}^2)} \cdot p_{\text{HD}} \qquad \text{Gl. 3-13}$$

Die Grenze der analytischen Betrachtung zeigt sich anhand der Betrachtung des Anteils des in der Gleitschuh-Tasche ausgebildeten hydrostatischen Druckfelds am theoretischen Entlastungsgrad $q_{\text{C,th}}$. Die Lasttragfähigkeit des hydrostatischen Druckfelds (ohne das logarithmische Druckprofil) ist durch den inneren Entlastungsgrad $q_{\text{C, in}}$ in Gleichung **Gl. 3-14** gegeben, der hier dem Quotienten der Flächen entspricht.

$$q_{\text{C, in}} = \frac{F_{\text{Fluid, Tasche}}}{F_{\text{Kolben}}} = \frac{A_{\text{Tasche}} \cdot p_{\text{HD}}}{A_{\text{Kolben}} \cdot p_{\text{HD}}} = \frac{A_{\text{Tasche}}}{A_{\text{Kolben}}} \qquad \text{Gl. 3-14}$$

Im vorliegenden Beispiel liegt der Wert bei $q_{\text{C, in}} = 0{,}58$ im Vergleich zu $q_{\text{C,th}} = 0{,}93$. Dies bedeutet, dass die Lasttragfähigkeit in nicht vernachlässigbarer Größe von dem Druckprofil über dem Steg abhängt. Die resultierende Spalthöhe im Betrieb ist somit ebenfalls stark vom hydrodynamischen Druckaufbau abhängig. Für den Druckaufbau ist ein konvergenter Spalt erforderlich, der durch die Gestalt der Oberflächen und deren Deformation unter Druck beeinflusst wird. Um diese Abhängigkeiten darzustellen, wird eine Berechnung des Druckfelds über die Reynolds'sche Gleichung genutzt.

3.3.3 Reynolds'sche-Gleichung

Die Berechnung des dynamischen Druckaufbaus im Bereich enger Spalte erfolgt in der Tribologie mittels der Reynolds'schen Gleichung, welche sich aus den vereinfachten Navier-Stokes-Gleichungen herleiten lässt /Ham04/. Weitere Herleitung sind bspw. bei Jacobs /Jac13/ und Kleist /Kle02/ zu finden.

Grundsätzlich beschreiben die Navier-Stokes-Gleichungen die Flüssigkeit als Zusammensetzung aus einzelnen Fluidelementen, ähnlich zu der linear-elastischen Mechanik. Diese Elemente erfahren eine Verformung und wirken dieser durch ihre Zähigkeit (Viskosität) entgegen. Für die Herleitung der Reynolds'schen Gleichung wird angenommen, dass die Flüssigkeit eine Newton'sche Flüssigkeit und zudem inkompressibel ist. Für den betrachteten Kontakt gilt die Annahme, dass die Visko-

sität konstant ist und eine schleichende Strömung vorliegt, d.h. die Trägheitskräfte gegenüber den Reibkräften vernachlässigt werden können. Zusätzlich sind die Geschwindigkeitsgradienten in x- und y-Richtung wesentlicher kleiner als in z-Richtung, dafür ist der Druckgradient in z-Richtung gering und die Spalthöhe in z ändert sich sehr langsam.

Das Gleichungssystem mit den angegebenen Annahmen wird auf einen Keilspalt unter Beachtung der Kontinuitätsgleichung angewendet. Damit ergibt sich die Reynolds'sche Gleichung in **Gl. 3-15** in kartesischen Koordinaten.

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{h^3}{12\cdot\eta}\cdot\frac{\partial p}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{h^3}{12\cdot\eta}\cdot\frac{\partial p}{\partial y}\right)-\frac{u_x}{2}\cdot\frac{\partial h}{\partial x}-\frac{u_y}{2}\cdot\frac{\partial h}{\partial y}=\frac{\partial h}{\partial t} \qquad \text{Gl. 3-15}$$

Die Aussage der Gleichung ist die Änderung der Spalthöhe aufgrund der Druckströmung und der Scherströmung. In der Literatur werden diese auch als Hagen-Poiseuille-Strömung und Couette-Strömung bezeichnet. Im Wesentlichen wird also bei der Reynolds'schen Gleichung ausgenutzt, dass das Geschwindigkeitsprofil als Superposition beider Strömungen bekannt ist.

Die Gleichung kann auch für ein Polarkoordinatensystem transformiert werden, damit ergibt sich Gleichung **Gl. 3-16**.

$$\frac{\partial}{\partial r}\left(r\cdot\frac{h^3}{12\cdot\eta}\cdot\frac{\partial p}{\partial r}\right)+\frac{\partial}{\partial\varphi}\left(\frac{h^3}{12\cdot\eta}\cdot\frac{1}{r}\cdot\frac{\partial p}{\partial\varphi}\right)$$
$$-\frac{u_r}{2}\cdot\frac{\partial}{\partial r}\cdot(r\cdot h)-\frac{u_\varphi}{2}\cdot\frac{\partial h}{\partial\varphi}=\frac{\partial h}{\partial t}\cdot r \qquad \text{Gl. 3-16}$$

Die Formel berücksichtigt, dass die Volumenelemente und die durchströmten Flächen bei größeren Radien ebenfalls größer werden. Dies bedeutet, dass allein durch die kreisrunde Geometrie eine Druckänderung der Strömung in radialer Richtung auftritt.

3.3.4 Diskretisierung der Reynolds-Gleichung

Für die Berechnung von Gleitschuhen eignet sich vor allem die Reynolds-Gleichung in Polarkoordinaten, da hiermit die Geometrie des Stegs einfach beschrieben ist. Gleichung **Gl. 3-16** wird dahingehend vereinfacht, dass die dynamische Änderung der Spalthöhe nicht betrachtet $\left(\frac{\partial h}{\partial t}\cdot r=0\right)$ wird. Die Terme der Reynolds-Gleichung, in der **Gl. 3-17** gegebenen Form, beschreiben die Spalthöhe

aufgrund der Änderung von Druck- und Scherströmung durch ein diskretes Volumenelement.

$$\Delta Q_{\text{Druck, r}} + \Delta Q_{\text{Druck, }\varphi} + \Delta Q_{\text{Couette, r}} + \Delta Q_{\text{Couette, }\varphi} = 0 \qquad \text{Gl. 3-17}$$

Mittels der Reynolds'schen Gleichung können die Druckverteilung und die Volumenströme im Fluid berechnet werden. Die Diskretisierung der Stegfläche mittels des Finite-Volumen-Verfahrens ist in **Bild 3-10** gezeigt. Für jedes Element ist die Spalthöhe im Mittelpunkt und an den Rändern bekannt, und der lokale Schmierfilmdruck wird berechnet. Daraus ergibt sich die Druckverteilung im Kontakt.

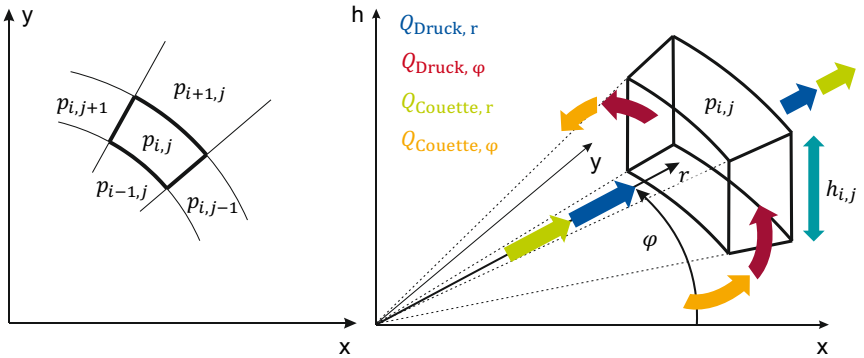


Bild 3-10: Volumenelement innerhalb des Polar-Koordinaten-Systems sowie Volumenstrombilanz über das Element

Die Volumenströme in diskretisierter Form sind in den folgenden Gleichungen gegeben.

$$\Delta Q_{\text{Druck, r}} = Q_{\text{Druck, r, in}} - Q_{\text{Druck, r, out}} =$$

$$\left(r - \frac{dr}{2}\right) \cdot \frac{d\varphi}{12 \cdot \eta} \cdot \left(\frac{h_{i-1,j} + h_{i,j}}{2}\right)^3 \cdot \frac{p_{i-1,j} - p_{i,j}}{dr} \qquad \text{Gl. 3-18}$$

$$-\left(r + \frac{dr}{2}\right) \cdot \frac{d\varphi}{12 \cdot \eta} \cdot \left(\frac{h_{i,j} + h_{i+1,j}}{2}\right)^3 \cdot \frac{p_{i,j} - p_{i+1,j}}{dr}$$

$$\Delta Q_{\text{Druck, }\varphi} = Q_{\text{Druck, }\varphi\text{, in}} - Q_{\text{Druck, }\varphi\text{, out}} =$$

$$\frac{dr}{12 \cdot \eta} \cdot \left(\frac{h_{i,j-1} + h_{i,j}}{2}\right)^3 \cdot \frac{p_{i,j-1} - p_{i,j}}{r \cdot d\varphi} \qquad \text{Gl. 3-19}$$

$$-\frac{dr}{12 \cdot \eta} \cdot \left(\frac{h_{i,j} + h_{i,j+1}}{2}\right)^3 \cdot \frac{p_{i,j} - p_{i,j+1}}{r \cdot d\varphi}$$

$$\Delta Q_{\text{Couette, r}} = Q_{\text{Couette, r, in}} - Q_{\text{Couette, r, out}} =$$

$$\frac{1}{2} \cdot \left(r - \frac{dr}{2}\right) \cdot d\varphi \cdot \frac{h_{i-1,j} + h_{i,j}}{2} \cdot v_r \qquad \text{Gl. 3-20}$$

$$-\frac{1}{2} \cdot \left(r + \frac{dr}{2}\right) \cdot d\varphi \cdot \frac{h_{i,j} + h_{i+1,j}}{2} \cdot v_r$$

$$\Delta Q_{\text{Couette, }\varphi} = Q_{\text{Couette, }\varphi\text{, in}} - Q_{\text{Couette, }\varphi\text{, out}} =$$

$$\frac{1}{2} \cdot dr \cdot \frac{h_{i,j-1} + h_{i,j}}{2} \cdot v_\varphi - \frac{1}{2} \cdot dr \cdot \frac{h_{i,j} + h_{i,j+1}}{2} \cdot v_\varphi \qquad \text{Gl. 3-21}$$

Für die Betrachtung wird die Bewegung der Kolbenschuhe, die auf der Schrägscheibe eine Kreisbahn mit dem Radius des Teilkreises der Kolbentrommel $R_{\text{Teilkreis}}$ ausführen, als eine lineare Bewegung in x-Richtung vereinfacht. Daher sind die Gleichungen für die Couette-Strömung von der Geschwindigkeit v_x abhängig, und nicht von v_r oder v_φ. Diese Änderung führt zu den folgenden Formeln.

$$Q_{\text{Couette, r, in}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{h_{i-1,j} + h_{i,j}}{2} \cdot v_x \cdot 2 \cdot \left(r - \frac{dr}{2}\right) \cdot \sin\left(\frac{d\varphi}{2}\right) \cdot \cos\varphi \qquad \text{Gl. 3-22}$$

$$Q_{\text{Couette, r, out}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{h_{i,j} + h_{i+1,j}}{2} \cdot v_x \cdot 2 \cdot \left(r + \frac{dr}{2}\right) \cdot \sin\left(\frac{d\varphi}{2}\right) \cdot \cos\varphi \qquad \text{Gl. 3-23}$$

$$Q_{\text{Couette, }\varphi\text{, in}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{h_{i,j-1} + h_{i,j}}{2} \cdot v_x \cdot dr \cdot \sin\left(\varphi - \frac{d\varphi}{2}\right) \qquad \text{Gl. 3-24}$$

$$Q_{\text{Couette, }\varphi\text{, out}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{h_{i,j} + h_{i,j+1}}{2} \cdot v_x \cdot dr \cdot \sin\left(\varphi + \frac{d\varphi}{2}\right) \qquad \text{Gl. 3-25}$$

3.3.5 Modell für den Kontaktdruck der Rauhigkeitsspitzen

Die meisten tribologische Kontakte werden im Mischreibungsgebiet betrieben, d.h. die Last wird teilweise über ein hydrostatisches und hydrodynamisches Druckfeld und zusätzlich über Festkörperkontakte getragen, siehe **Bild 3-11**. Das hydrostatische und das hydrodynamische Druckfeld kann mit der Reynolds'schen Gleichung, die im vorangegangen Kapitel beschrieben ist, berechnet werden. Um einen hydrodynamischen Druckaufbau zu ermöglichen, muss der Kolbenschuh gegen die Schrägscheibe angestellt sein und eine Relativgeschwindigkeit der Gleitpartner vorliegen. Aufgrund der niedrigen Viskosität ist der Druckaufbau beim Einsatz von Wasser als Schmiermedium gegenüber Mineralöl reduziert. Daher ist der Anteil der Last, der durch Festkörperkontakt (auch Kontaktdruck genannt) getragen wird, erhöht.

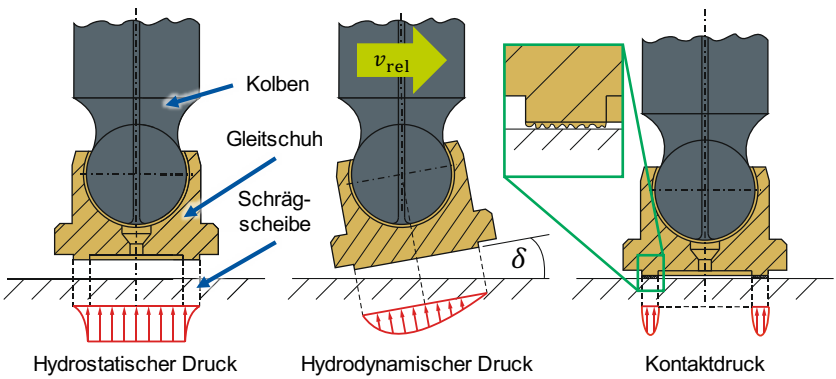


Bild 3-11: Druckfelder im tribologischen Kontakt

Der Kontaktdruck wird durch eine Berührung der Rauhigkeitsspitzen der Oberflächen erzeugt. Um die Spalthöhen in der Simulation berechnen zu können, muss

die Reynolds'sche Gleichung um ein zusätzliches Modell für den Kontaktdruck ergänzt werden, da die Spalthöhe alle drei Druckfelder beeinflusst.

In der Literatur hat sich für die Berechnung des Kontaktdrucks das Modell von Greenwood durchgesetzt. Das Modell existiert in zwei verschiedenen Varianten: ein Modell berücksichtigt nur eine rauhe Oberfläche (Greenwood-Williamson /Gre66/) und das zweite berücksichtigt die Rauhigkeiten beider Oberflächen (Greenwood-Tripp /Gre70/). Die Modelle beschreiben die Abhängigkeit des Kontaktdrucks von der Spalthöhe und den Oberflächenrauhigkeiten. In den folgenden Berechnungen wird das Modell von Greenwood-Tripp verwendet, da beide Oberflächen als rau angenommen werden, wie in den meisten tribologischen Kontakten. Der Kontaktdruck kann mit **Gl. 3-26** berechnet werden /Gre70/.

$$p_c(h) = \frac{16 \cdot \sqrt{2}}{15} \cdot \pi \cdot E' \cdot (\eta \cdot \beta \cdot \sigma_{\mathrm{GT}})^2 \cdot \sqrt{\frac{\sigma}{\beta}} \cdot F_{5/2}\left(\frac{h}{\sigma_{\mathrm{GT}}}\right) \qquad \text{Gl. 3-26}$$

Das Modell erfordert den Einsatz verschiedener Parameter. E' ist der reduzierte, kombinierte Elastizitätsmodul beider Oberflächen. η (1/m^2) ist die Dichte der Rauhigkeitsspitzen auf einer endlichen Fläche, β (m) der Krümmungsradius der Spitzen und σ_{GT} die Standardabweichung der Verteilung der Rauhigkeitsspitzen. Diese drei Parameter sind nicht unabhängig voneinander und ihr Produkt wird in der Literatur für technische Oberflächen als 0,05 angegeben /Gre70/. Der Wert der Standardabweichung wird zudem zur Bestimmung der dimensionslosen Spalthöhe benötigt.

Im Greenwood-Tripp Modell wird die Standabweichung der Höhe der Rauhigkeitsspitzen oberhalb einer Referenzebene berücksichtigt. Damit weicht die Definition der Standardabweichung von den im Maschinenbau üblichen Größen zur Charakterisierung von rauhen Oberflächen ab. Der Unterschied wird anhand der in **Bild 3-12** schematisch dargestellten Oberflächen erläutert.

Eine rauhe Oberfläche besteht aus einem langwelligen Profil, d.h. der makroskopischen Formabweichung, und einem kurzwelligen Profil, also der Rauhigkeit. Im Anschluss an die Aufnahme einer Oberfläche mittels eines Tasters, wird über eine Grenzfrequenz zwischen den beiden Profilen unterschieden. Das langwellige Profil bildet die Nulllinie für das kurzwellige Profil. In **Bild 3-12** ist dieses kurzwellige Profil mit dieser Nulllinie dargestellt. Auf der linken Seite ist die Verteilung der Rauhigkeiten um die Nulllinie mit deren Standardabweichung zu erkennen.

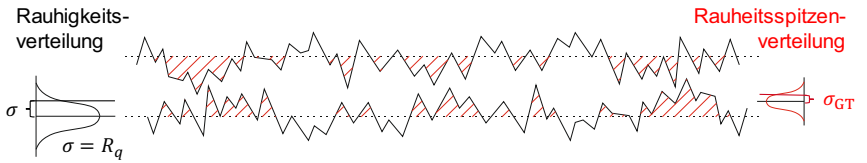


Bild 3-12: Beschreibung der Oberflächenrauhigkeit nach DIN und nach Greenwood-Tripp

Diese Verteilung wird für die Berechnung der im Maschinenbau üblichen Werte von R_a und R_q benötigt /Din10/. R_q ist der quadratische Mittelwert der Rauhigkeit und entspricht damit der empirischen Standardabweichung der Verteilung, siehe **Gl. 3-27**.

$$R_q = \sqrt{\frac{1}{l} \cdot \int_0^l Z^2(x)} \qquad \text{Gl. 3-27}$$

Auf der rechten Seite in **Bild 3-12** ist die Charakterisierung der Oberfläche nach Greenwood-Tripp dargestellt. Als Eingangsgröße der Verteilung wird nicht das gesamte Profil betrachtet, sondern nur die Rauhigkeitsspitzen oberhalb einer Referenzebene. Die Lage der Ebene ist nicht definiert und in **Bild 3-12** deckungsgleich mit der Nulllinie gewählt. Damit ergibt sich eine andere Standardabweichung für die Oberflächenrauhigkeit als diejenige, die mit Messmethoden des Maschinenbaus erfasst wird.

Um diese Diskrepanz in der Simulation zu berücksichtigen, wird für die Berechnung der Wert von σ_{GT} auf 70 % von Rq bzw. σ gesetzt. Dieselbe Skalierung wird auch von Kazama /Kaz05/ genutzt.

Die Funktion $F_{5/2}\left(\frac{h}{\sigma_{GT}}\right)$ beschreibt die Wahrscheinlichkeit, dass bei einer gegebenen normierten Spalthöhe $\frac{h}{\sigma_{GT}}$ eine Anzahl an Rauhigkeitsspitzen in Kontakt kommen. Die Funktion ist in **Gl. 3-28** gezeigt und als Verteilungsfunktion $\phi^*(s)$ eine Gauß'sche Verteilung eingesetzt. Generell wird angenommen, dass die Rauhigkeiten auf einer technischen Oberfläche normalverteilt sind. Die **Gl. 3-28** kann nur numerisch gelöst werden.

$$F_{5/2}\left(\frac{h}{\sigma_{GT}}\right) = \int_u^\infty (s-u)^{\frac{5}{2}} \cdot \phi^*(s) \cdot ds$$
$$= \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \cdot \int_u^\infty (s-u)^{\frac{5}{2}} \cdot e^{-s^2/2} \cdot ds \qquad \text{Gl. 3-28}$$

Zusätzlich zum Greenwood-Tripp Modell wird das Average Flow Modell von Patir und Cheng /Pat78/ für die Simulation verwendet, da bei Berührung der Rauhigkeitsspitzen auch der Volumenstrom im Kontakt geändert wird. Im Vergleich mit der klassischen Reynolds'schen Gleichung sind Flussfaktoren für die Druckströmung ($\phi_{p,r}$, $\phi_{p,\varphi}$) und die Scherströmung ($\phi_{s,r}$, $\phi_{s,\varphi}$) in der Gleichung implementiert, welche die Volumenströme in Abhängigkeit von der texturierten Oberfläche reduzieren oder verstärken. Das Ergebnis der erweiterten Gleichung **Gl. 3-29** ist ein gemittelter Druck für ein finites Volumenelement, der auf einer gemittelten Spalthöhe beruht.

$$\frac{\partial}{\partial r}\left(\phi_{p,r} \cdot r \cdot \frac{h^3}{12 \cdot \eta} \cdot \frac{\partial \bar{p}}{\partial r}\right) + \frac{\partial}{\partial \varphi}\left(\phi_{p,\varphi} \cdot \frac{h^3}{12 \cdot \eta} \cdot \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi}\right)$$
$$- \frac{u_r}{2} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \cdot \left(r \cdot \bar{h}_T\right) - \frac{u_r}{2} \cdot \sigma \cdot \frac{\partial}{\partial r} \cdot \left(r \cdot \phi_{s,r}\right) \qquad \text{Gl. 3-29}$$
$$- \frac{u_\varphi}{2} \cdot \frac{\partial \bar{h}_T}{\partial \varphi} - \frac{u_\varphi}{2} \cdot \sigma \cdot \frac{\partial \phi_{s,\varphi}}{\partial \varphi} = \frac{\partial \bar{h}_T}{\partial t} \cdot r$$

Die Flussfaktoren werden basierend auf dem Formelwerk von Patir und Cheng /Pat79/ für einen Peklenik-Faktor von 1 berechnet. Der Peklenik-Faktor gibt an in welcher Vorzugsrichtung eine Oberfläche texturiert ist /Pat78/. Daraus resultiert ein reduzierter oder vergrößerter Volumenstrom, abhängig davon, ob die Rauhigkeiten den Volumenstrom in einer betrachteten Richtung hemmen oder unterstützen. Ein Peklenik-Faktor von 1 sagt aus, dass keine Texturierung mit Vorzugsrichtung vorliegt und der Einfluss auf die Volumenströme unabhängig von der Richtung ist.

3.3.6 Simulative Untersuchung der Spalthöhen bei Wasserschmierung

Die beschriebene Modellierung wird im Folgenden für rauhe Oberflächen angewandt und anschließend um die Deformation der Oberflächen ergänzt.

Resultat mit rauhen Oberflächen

Das zuvor beschriebene Modell, bestehend aus der gemittelten Reynolds'schen Gleichung nach Patri und Cheng in Kombination mit dem Greenwood-Tripp Modell, wurde als Simulationssoftware in MATLAB implementiert. Damit kann die Verteilung der Spalthöhe unter dem Gleitschuh berechnet werden, für den Fall, dass die Last durch den Druck im Schmierfilm (hydrostatisch und hydrodynamisch) und zusätzlich durch den Kontaktdruck aufgrund von Festkörperkontakten getragen wird. Daher beträgt der Wert der Lasttragfähigkeit, dargestellt durch den effektiven Entlastungsgrad $q_{\mathrm{C,eff}}$, genau 1, da die vollständige Last getragen wird, siehe **Gl. 3-30**.

$$q_{\mathrm{C,eff}} = \frac{F_{\mathrm{Fluid}} + F_{\mathrm{Kontakt}}}{F_{\mathrm{Kolben}}} = \frac{\int_{\mathrm{A}} \left(p_{\mathrm{Fluid}}(r,\varphi) + p_{\mathrm{Contact}}(r,\varphi)\right) \cdot dA}{p_{\mathrm{HP}} \cdot D_{\mathrm{Kolben}}^2 \cdot \frac{\pi}{4}} = 1 \qquad \text{Gl. 3-30}$$

Die Leckage wird am Radius der Tasche bilanziert, sodass alle Volumenströme berücksichtig werden, die den Gleitschuh verlassen, siehe **Gl. 3-31**.

$$Q_{\mathrm{Leckage}} = Q_p\big|_{r=D_{\mathrm{Tasche}}/2} + Q_v|_{r=D_{\mathrm{Tasche}}/2} \qquad \text{Gl. 3-31}$$

Das Modell ermöglicht die Berechnung der Spalthöhe und der resultierenden Leckage für verschiedene Betriebspunkte unter Variation der Oberflächenrauhigkeit und des Anstellwinkels. Die Parameter für die Simulation sind in **Tabelle 3-3** gegeben.

Name und Variable	Parameter und Einheit
Druck p	50; 100; 150; 200; 250; 300 bar
Geschwindigkeit v	1; 2; 6 m/s
Anstellwinkel δ	0,005; 0,01°
Oberflächenrauhigkeit σ (Rq)	0; 0,4; 1,6 µm

Tabelle 3-3: Parameter der Simulation

Die Parameter für die Geschwindigkeit entsprechen einer Axialkolbenmaschine mit einem Teilkreisradius von 38 mm, die mit einer Drehzahl von 250, 500 und

1500 U/min dreht. Eine Rauhigkeit von σ = 0,4 µm wird bereits als technisch glatte Oberfläche angesehen. Böinghoff zeigte, dass der Anstellwinkel des Gleitschuhs sich nach den Reibungswerten im Kolben-Buchse-Kontakt und im Kugelgelenk einstellt /Böi77/. Dieser Wert wurde von ihm zu 0,01° bestimmt. Ähnliche Werte sind auch von Donders /Don98/ und Rokala /Rok12/ für wasserhydraulische Kolbenschuhe gemessen worden. **Bild 3-13** zeigt die Spalthöhe und Leckage über dem Druck als Resultat der Simulation von Anstellwinkeln von 0,005° und 0,01°. Die Spalthöhe ist die nominelle Spalthöhe, d.h. an der Stelle der Gleitschuhachse.

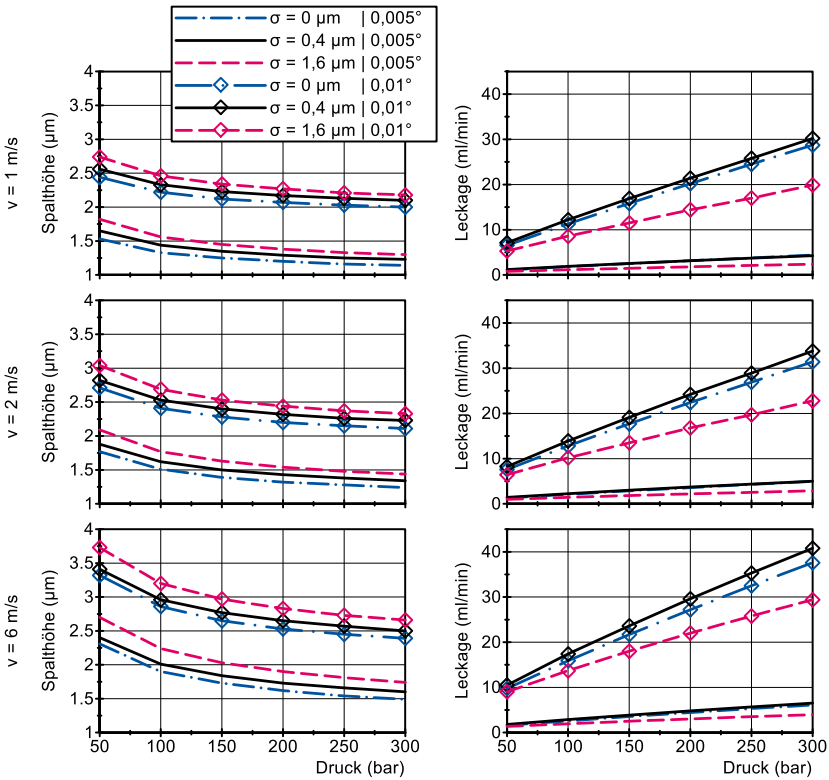


Bild 3-13: Ergebnisse für Anstellwinkel δ von 0,005° und 0,01° /Sho19/

Die Spalthöhe sinkt mit steigendem Druck, da für die höheren Lasten ein größerer Druckaufbau im konvergenten Spalt erforderlich ist. Die Leckage hingegen steigt aufgrund des höheren Drucks. Die resultierende Spalthöhe zeigt weiterhin eine starke Abhängigkeit vom Anstellwinkel und der Relativgeschwindigkeit.

Dabei liegt der Wertebereich bei 1 bis 4 µm, mit größeren Werten bei höheren Geschwindigkeiten, da der hydrodynamische Druckaufbau durch steilere Anstellwinkel und höhere Relativgeschwindigkeiten verstärkt wird. Aufgrund der größeren Spalte ist zudem die Leckage erhöht. Die Ergebnisse zeigen auch, dass mit größeren Werten der Standardabweichung der Rauhigkeiten die Spalthöhe leicht zunimmt. Weiterhin ist die Leckage dann reduziert, wenn die Standardabweichung der Rauhigkeit dieselbe Größenordnung wie die Spalthöhe hat. Daher kann der Effekt für glatte Oberflächen vernachlässigt werden.

Donders /Don98/ hatte mit Tribometerversuchen an Gleitschuhen mit HFA-Flüssigkeit die Spalthöhe im Bereich von 2 bis 3 µm gemessen, bei einem Anstellwinkel von 0,01°. Rokala /Rok12/ dagegen erreichte Messwerte oberhalb von 7 µm. Im Vergleich zu den Simulationsergebnissen, zeigt sich der gleiche Wertebereich wie bei Donders. Die Resultate von Rokala scheinen recht hoch, ähnlich zu Erwartungswerten für ölhydraulische Kontakte. Rokala verwendet Gleitschuhe aus Kunststoffen, wodurch große Deformationen im Kontakt aufgrund der geringen Materialsteifigkeit zu erwarten sind. Weiterhin verformt sich die Geometrie der Gleitschuhe konkav, sodass die Lasttragfähigkeit unter Druck erhöht wird. Um diesen Aspekt mit dem Simulationsergebnissen zu vergleichen, wird zusätzlich die Deformation der Oberflächen im Gleitschuh-Kontakt untersucht. Die Deformation bei Gleitschuhen aus Kunststoff kann in derselben Größenordnung wie die Spalthöhe selbst liegen, wie im folgenden Unterkapitel gezeigt wird.

Einfluss der Deformation

Der Einsatz von Kunststoffen für die Materialpaarung von wasserhydraulischen Komponenten führt zu größeren Deformationen der Gleitschuhoberfläche im Vergleich zu metallischen Werkstoffen, da sich die Werte des Elastizitätsmoduls der beiden Werkstoffe um zwei Größenordnungen unterscheidet. Da die resultierende Deformation der Gleitflächen aus Kunststoff die gleiche Größenordnung wie die nominelle Spalthöhe hat, muss der Einfluss auf die Lasttragfähigkeit bei der Berechnung berücksichtigt werden. Aus diesem Grund wird die Berechnung der Reynolds'schen Gleichung in MATLAB mit einer FEM-Berechnung in ANSYS Workbench gekoppelt.

Der Kolbenschuh besteht aus zwei Teilen: einem Grundkörper aus Stahl und einer Gleitscheibe aus dem Werkstoff PEEK, welche die Steggeometrie für den Schmierfilm darstellt. Der Kontakt der beiden Körper wird als fest verbunden modelliert. Für die Berechnung wird der Kunststoff als linear elastischer Werkstoff

angenommen, mit den gegebenen Eigenschaften aus **Bild 3-9**, da die Deformationen verglichen mit der Dicke der Gleitscheibe (1 mm) sehr klein sind.

Zunächst wird die Druckverteilung für den Kolbenschuh mit parallelem Spalt mittels des MATLAB Skripts berechnet. Anschließend wird mittels ANSYS die Deformation des Gleitschuhs aufgrund des hydrostatischen und hydrodynamischen Druckfeldes berechnet. Die veränderte Spalthöhenverteilung wird wiederum als Eingangsgröße für die Reynolds'sche Gleichung genutzt. Dieses Vorgehen (**Bild 3-14**) wird iterativ wiederholt bis die Änderung der Deformation in ANSYS geringer als 0,01 µm bzw. die Änderung der Spalthöhe in MATLAB geringer als 0,001 µm ist.

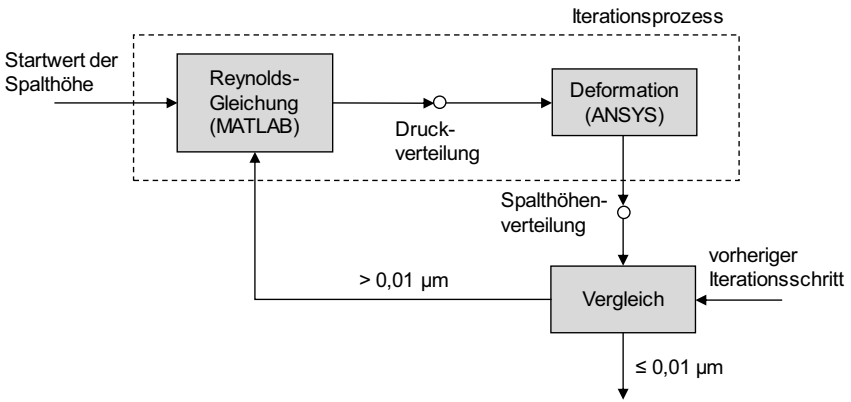


Bild 3-14: Vorgehen bei der Kopplung der Simulationsmodelle

Eine erste Betrachtung erfolgt für einen Gleitschuh mit paralleler Spalthöhe ohne Bewegung. Die Deformation des Kolbenschuhs ist in **Bild 3-15** mit einem Verstärkungsfaktor von 550 dargestellt. **Bild 3-16** zeigt zudem die Spalthöhenverteilung und das resultierende Druckfeld aufgrund der Reynolds'schen Gleichung.

Die Verformung der Gleitschuhoberfläche ist am Innenradius des Stegs größer als am Außenradius, da hier die Drücke größer sind als am Rand. Dies wird als konkave Deformation (nach Manring /Man02/) bezeichnet. Da der Spalt im Bereich des Innenradius aufgrund der Deformation vergrößert ist, ist der Druckabfall hier zunächst gering, hingegen steigt der Druckgradient im Bereich des Außenradius. Schließlich vergrößert dieser Effekt die Lasttragfähigkeit und die Spalthöhe, allerdings auch die Leckage. Der Verlauf der Druckverteilung und der Deformation ist vergleichbar zu den Ergebnissen von Rokala /Rok12/.

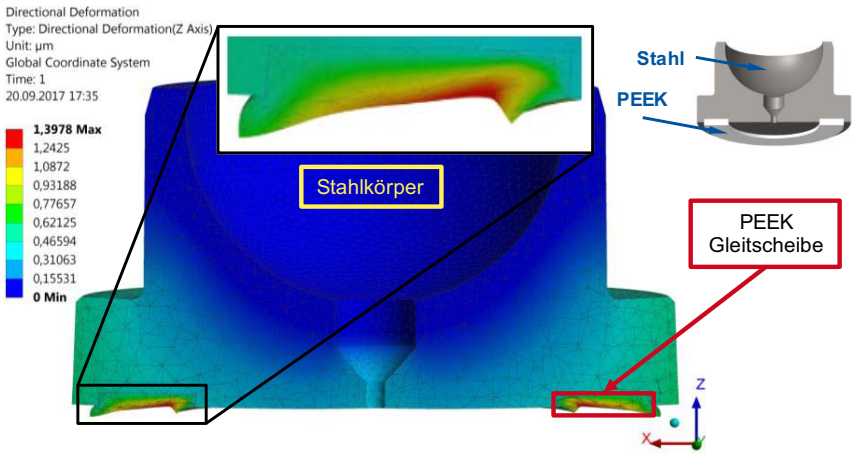


Bild 3-15: Deformation der Oberflächen, ohne Bewegung bei 100 bar /Sho18/

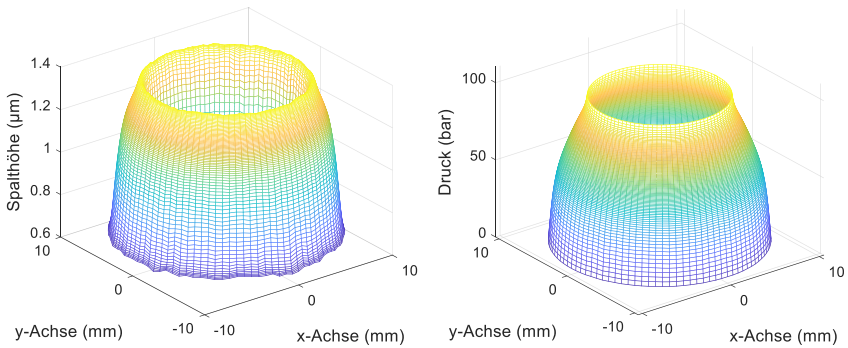


Bild 3-16: Deformation des Kolbenschuhs; Spalthöhenverteilung (links) und Druckverteilung (rechts) /Sho18/

Für den parallelen Gleitschuh mit konstanter nomineller Spalthöhe beträgt die resultierende Lasttragfähigkeit $q_{C,\mathrm{eff}} = 1{,}067$, sodass der Kolbenschuh überkompensiert ist und damit aufschwimmen wird. Die Leckage beträgt 0,811 ml/min und ist um den Faktor 5 größer im Vergleich zu einem nicht deformierten Kolbenschuh bei einer konstanten Spalthöhe von 0,6 µm. Dieser Effekt von konkaven Deformationen, die zu größeren Lasttragfähigkeiten führen und gleichzeitig die Leckage vergrößern, stimmt gut mit den Berechnungen von Manring /Man02/ überein. Eine konvexe Deformation führt zu einer Reduzierung der Lasttragfähigkeit und damit

der Spalthöhe. Diese ist für eine Schmierung mit Wasser nicht geeignet, da die relativ kleine Spalthöhe noch weiter reduziert wird.

Die Berechnung wird erweitert um eine Relativbewegung des Gleitschuhs zur Oberfläche in x-Richtung. Durch die geneigte Gleitfläche kommt es zu einem hydrodynamischen Druckaufbau, der sich zusätzlich auf die Deformation der Oberflächen auswirkt. Die folgenden Parameter werden für die Simulation verwendet: Standardabweichung der Rauhigkeit $\sigma = 0{,}4$ µm, Anstellwinkel $\delta = 0{,}01°$. Die Ergebnisse sind in **Bild 3-17** und **Bild 3-18** für Drücke von 100 und 300 bar dargestellt. Die Relativgeschwindigkeit beträgt 6 m/s. Die Deformation in der FEM ist mit einem Faktor von 200 verstärkt.

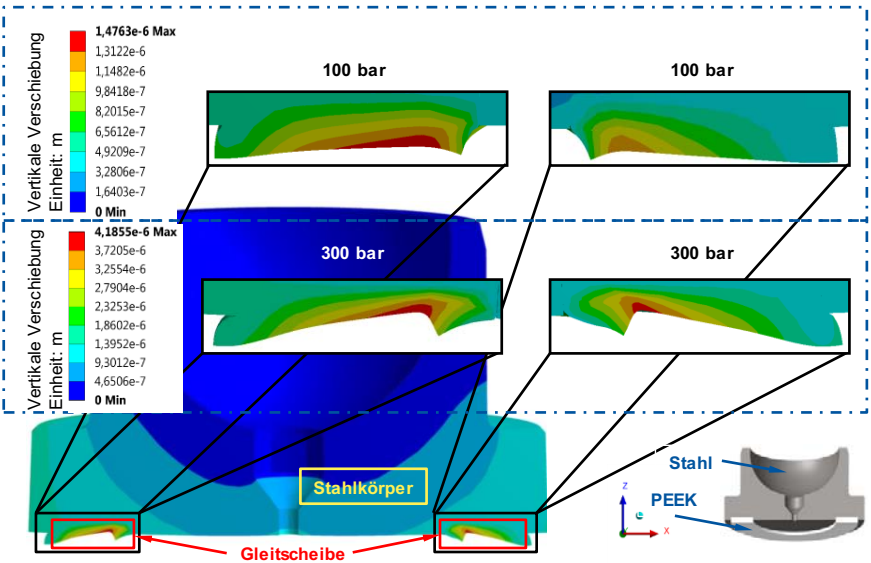


Bild 3-17: Deformation der Oberflächen in ANSYS ($\sigma = 0{,}4$ µm, $\delta = 0{,}01°$) /Sho19/

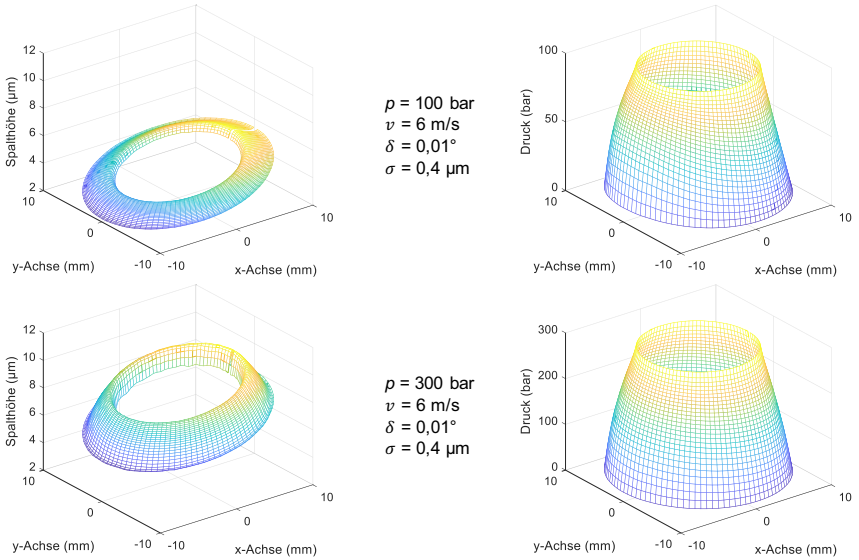


Bild 3-18: Deformation der Oberflächen in MATLAB (σ = 0,4 µm, δ = 0,01°) sowie Druckfeld unter dem Gleitschuh /Sho19/

Die Verteilung der Deformation ist abhängig von Radius und Winkel, da die Druckverteilung aufgrund der Bewegung nicht symmetrisch ist. Die Deformation bei 300 bar ist ca. dreimal größer als bei 100 bar und entspricht dem Erwartungswert für eine linearelastische Verformung. Die konkave Deformation bleibt gegenüber den Ergebnissen aus **Bild 3-16** erhalten.

Die Simulation mit Berücksichtigung der Deformation des Gleitschuhs bei Bewegung wurde für eine Reihe von Betriebspunkten durchgeführt. Die resultierenden Spalthöhen und Leckagen sind in **Bild 3-19** dargestellt. Die Spalthöhe ist die nominelle Spalthöhe, d.h. an der Stelle der Gleitschuhachse ohne Deformation. Zu der nominellen Spalthöhe muss für die Berechnung der Reynolds'schen Gleichung noch die Spalthöhenverteilung aufgrund der Deformation addiert werden. Die lokale Spalthöhe ist also größer.

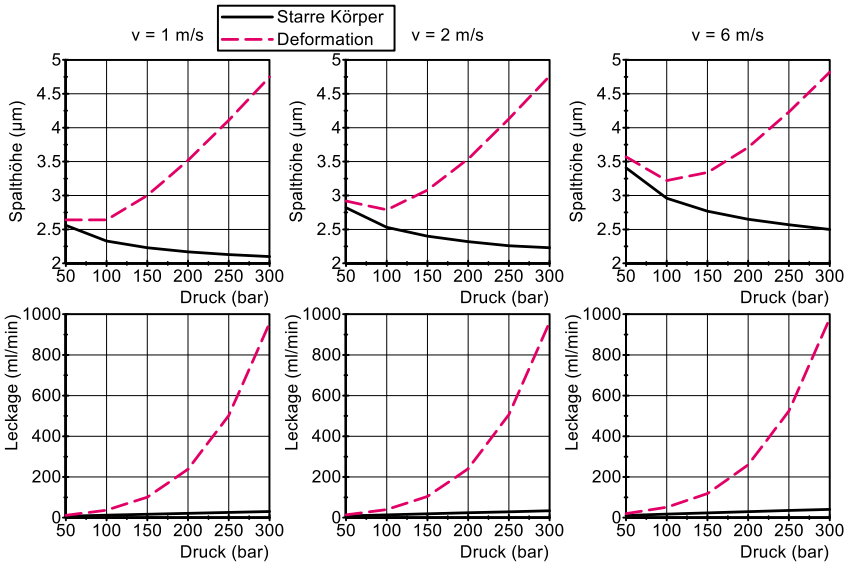


Bild 3-19: Ergebnis der Simulationen (σ = 0,4 µm, δ = 0,01°) /Sho19/

Aus den vorherigen Resultaten ist bekannt, dass bei einem nicht deformierten Gleitschuh die Spalthöhe mit größeren Drücken geschlossen wird. **Bild 3-19** zeigt, dass dieses Verhalten sich umkehrt, wenn zusätzlich die Deformation betrachtet wird. Die Vergrößerung der Spalthöhe mit zunehmendem Druck von 1 bis 2 µm ist groß verglichen mit der ursprünglichen Spalthöhe. Die Geschwindigkeit hat nur noch einen geringfügigen Einfluss auf die Spalthöhe. Weiterhin steigt die Leckage um einen Faktor von 25 an und nimmt Werte von bis zu 1 l/min an. Dies gilt nur für einen Kolben der Pumpe. Die aufsummierte Leckage aller mit Hochdruck belasteten Kolben führt zu einem erheblichen Wirkungsgradeinbruch der Pumpe. Aus diesen Ergebnissen kann eine Limitierung des Drucks für den betrachteten Gleitschuh-Kontakt von etwa 200 bar abgeleitet werden. Bei diesem Druck erreicht die Leckage einen Wert von 0,2 l/min. Eine Druckerhöhung auf 300 bar verfünffacht die Leckage nochmals und erzeugt 0,5 kW Leistungsverlust pro Kolben.

3.4 Bewertung

Aus **Bild 3-19** ist zu entnehmen, dass ein Einsatz von Gleitschuhen aus dem Kunststoff PEEK durch die Deformation der Oberflächen begrenzt ist. Dies ist das wesentliche Ergebnis aller Simulationen. Letztendlich gelten die Resultate nur für die hier verwendeten Geometrien. Dies führt zu den folgenden Schlussfolgerungen.

Die Schmierung eines tribologischen Kontakts mit dem Medium Wasser ist aus technischer Sicht nur bis zu einem Druck von ca. 200 bar sinnvoll, da die Leckage aufgrund der geringen Viskosität einen zu hohen volumetrischen Verlust bedeutet. Der Zielkonflikt zwischen geringer Spalthöhe zur Reduzierung der Leckage und ausreichend großer Spalthöhe zur Trennung der Oberflächen bzw. der Rauhigkeitsspitzen kann mit den Materialpaarungen des Stands der Technik derzeit nicht gelöst werden. Eine alternative Materialpaarung mit Kunststoffen konnte nicht ermittelt werden.

Auf der einen Seite können Deformationen mit metallischen Gleitpartner gering gehalten werden, aber die Materialpaarung ist nicht für geringe Spalthöhen geeignet, da die Grenzschmierung nicht ausreichend ist. Auf der anderen Seite ermöglicht der Einsatz eines Kunststoffgleitpartners die Spalthöhe zu verringern, aber die Deformation vergrößert lokal die Spalthöhe wieder derart, dass die Leckage deutlich ansteigt.

Die genannten Aspekte bedingen für die Entwicklung von wasserhydraulischen Pumpen für Druckbereiche größer als 200 bar die Einführung einer Medientrennung. Das Prinzip ermöglicht die Anwendung konventioneller Schmierungskonzepte und Berechnungsverfahren aus der Tribologie, während auf der hydraulischen Seite hohe Drücke bei den notwendigen Volumenströmen gehalten werden können. Nach dem Stand der Technik arbeiten sämtliche Hochdruckwasserpumpen mit einer Medientrennung.

4 ENTWICKLUNG EINER WASSERHYDRAULISCHEN KOLBENPUMPE MIT NEUARTIGER MEDIENTRENNUNG

Die Simulation der Schmierung von tribologischen Kontakten mit dem Medium Wasser hat gezeigt, dass dies bei hohen Drücken aufgrund der sehr geringen resultierenden Spalthöhe und der hohen Leckage technisch nicht erstrebenswert ist. Die Problematik der Schmierung mit Wasser kann durch eine Medientrennung in der Maschine vermieden werden. In diesem Kapitel wird die Entwicklung einer wasserhydraulischen Kolbenpumpe mit neuartiger Medientrennung beschrieben. Im Rahmen der Simulation wurden Gleitschuhe aus Axialkolbenmaschinen betrachtet. Für die Neuentwicklung werden allgemein Kolbenpumpen als Lösungsfeld herangezogen.

4.1 Entwicklung des Pumpenkonzepts

Die Entwicklung orientiert sich am Konstruktionsprozess nach VDI 2221 /VDI19/, der umfassend von Pahl/Beitz /Fel13/ dokumentiert ist. Die Anforderungen werden zu Beginn festgelegt. Die Funktionsstruktur einer hydraulischen Kolbenpumpe wird aufgearbeitet, um den Ort für die Medientrennung abzuleiten. Dies ergibt sich daraus, welche Funktionen mit welchem Schmiermedium arbeiten sollen. Anschließend werden für die Teilfunktionen Wirkprinzipien ausgewählt und diese zu einem Gesamtkonzept ausgearbeitet.

4.1.1 Anforderungen und Funktionsstruktur

Die folgenden Anforderungen gelten an die Maschine: Die hydraulischen Leistungsdaten sind ein Verdrängungsvolumen von 60 cm^3, was einem theoretischen Volumenstrom von 90 l/min bei einer Drehzahl von 1500 U/min entspricht, sowie ein angestrebter Betriebsdruck von 350 bar. Das Fördermedium ist Klarwasser bzw. HFA. Weiterhin sollen Drehzahlen von 500 bis 1500 U/min möglich sein. Als Abgrenzung zu Plungerpumpen des Stands der Technik, wird die Entwicklung einer wesentlich kompakteren Maschine angestrebt, deren Leistungsgewicht in der Größenordnung von selbstgeschmierten Maschinentypen liegt. Weitere Anforderungen betreffen die Robustheit der Maschine gegenüber Partikelbeladung des Fördermediums sowie möglichst lange Wartungsintervalle.

Die Funktionsstruktur dient der Darstellung aller Funktionen und Teilfunktionen einer technischen Aufgabenstellung. Für eine Kolbenpumpe ist die Funktionsstruktur in **Bild 4-1** dargestellt. Eingangsseitig gehen ein Stoffstrom, der mit der hydraulischen Energie $E_{\mathrm{hydr,ND}}$ behaftet ist, und die rotarische mechanische Energie $E_{\mathrm{mech,rot}}$in die Maschine. Die Rotation wird mittels einer Funktion in eine translatorische, oszillierende Hubbewegung mit der Energie $E_{\mathrm{mech,trans}}$ gewandelt. Im Verdrängerraum wird diese Energie beim Verdrängen auf das Fluid übertragen. Der Stoffstrom verlässt schließlich die Maschine mit gegenüber dem Eingang erhöhter Energie $E_{\mathrm{hydr,HD}}$. Zwei zusätzliche Funktionen verbinden den Verdrängerraum jeweils mit der Nieder- und der Hochdruckseite.

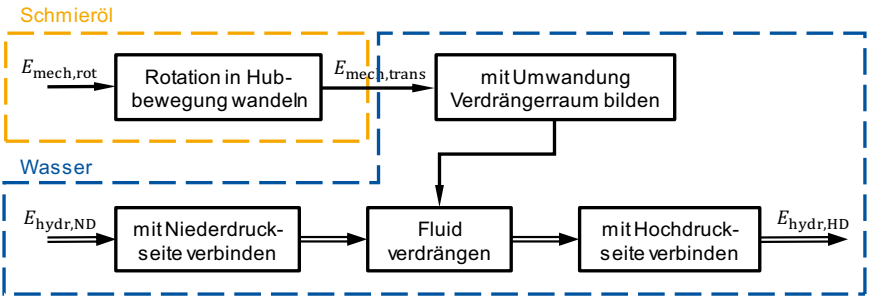


Bild 4-1: Funktionsstruktur einer Kolbenpumpe mit Medientrennung

Weiterhin ist in der Funktionsstruktur in **Bild 4-1** dargestellt, dass bei einer Medientrennung sämtliche Funktionen bis auf die Huberzeugung mit dem Fördermedium in Berührung kommen. Demnach ist nur das Triebwerk, das zur Umwandlung der rotatorischen in die translatorische Bewegung dient, mit dem Schmiermedium versehen. Die Trennstelle zwischen den Fluiden liegt zwischen den Funktionen „Rotation in Hubbewegung wandeln“ und „mit Umwandung Verdrängerraum bilden“. Für Kolbenpumpen bedeutet dies, dass die Medientrennung zwischen ölgeschmiertem Kolben-Buchse-Kontakt und dem wassergefüllten Verdrängerraum angeordnet ist. Die tribologischen Kontakte der Umsteuerung zwischen den Druckniveaus hingegen liegen im Bereich des Fördermediums Wasser.

4.1.2 Wirkprinzipien und Konzept

Ausgehend von der Funktionsstruktur werden Wirkprinzipien für die einzelnen Funktionen ausgewählt und diese zu einem Konzept für die wasserhydraulische Kolbenpumpe zusammengesetzt.

Die Auswahl eines geeigneten Wirkprinzips für das Pumpentriebwerk hat durch die Festlegung der Funktionsintegration einen Einfluss auf die erreichbare Kompaktheit und das Wirkprinzip der Medientrennung. Die Triebwerke von Verdrängermaschinen mit einem hohen Grad der Funktionsintegration (Axialkolbenmaschinen in Schrägscheibenbauweise, außen abgestützte Radialkolbenmaschinen) ermöglichen die Gestaltung einer kompakter Maschine, erschweren aber die Konstruktion der Medientrennung. Der Kolben-Buchse-Kontakt befindet sich in der mitrotierenden Kolbentrommel, die gleichzeitig Teil des Kolbentrommel-Steuerspiegel-Kontakts zur Umsteuerung ist. Damit resultiert eine größere Anzahl an Trennstellen, wie bspw. die Mantelfläche der Kolbentrommel.

Axialkolbenmaschinen in Taumelscheibenbauweise und innen abgestützte Radialkolbenmaschinen ermöglichen die Medientrennung im Kolben-Buchse-Kontakt, sodass das gesamte Triebwerk mit Öl geschmiert werden kann, und erfüllen somit die Anforderungen. Zur Übersicht sind die Triebwerke beider Maschinentypen in **Bild 4-2** dargestellt. Die Radialkolbenpumpe hat das Prinzip einer Schubkurbel als Triebwerk und die Taumelscheibenpumpe das eines Kurvengetriebes.

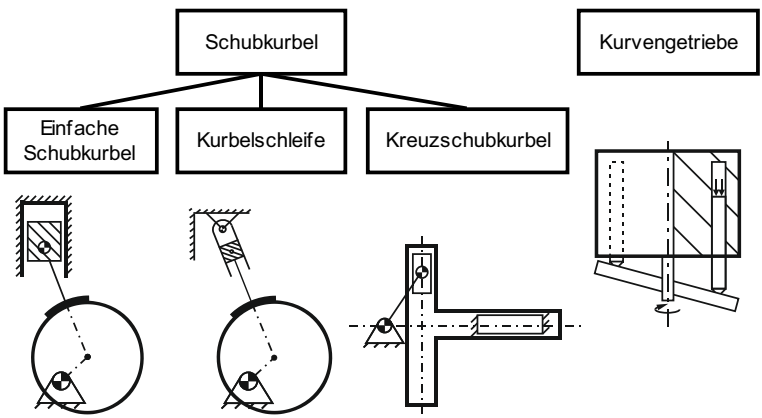


Bild 4-2: Übersicht der Triebwerke von innen abgestützten Radialkolbenmaschinen und Axialkolbenmaschinen in Taumelscheibenbauweise

Für die Konstruktion der wasserhydraulischen Pumpe wird das Triebwerk der Radialkolbenmaschine ausgewählt, da die Schubkurbel in der Ausführung der Kurbelschleife und der Kreuzschubkurbel deutlich reduzierte Querkräfte im Kolben-Buchse-Kontakt aufweist. Zunächst wird auf die grundsätzliche Funktion einer innen abgestützten Radialkolbenmaschine eingegangen.

Eine innen abgestützte Radialkolbenmaschine mit außenliegenden Verdrängerräumen ist in **Bild 4-3** dargestellt.

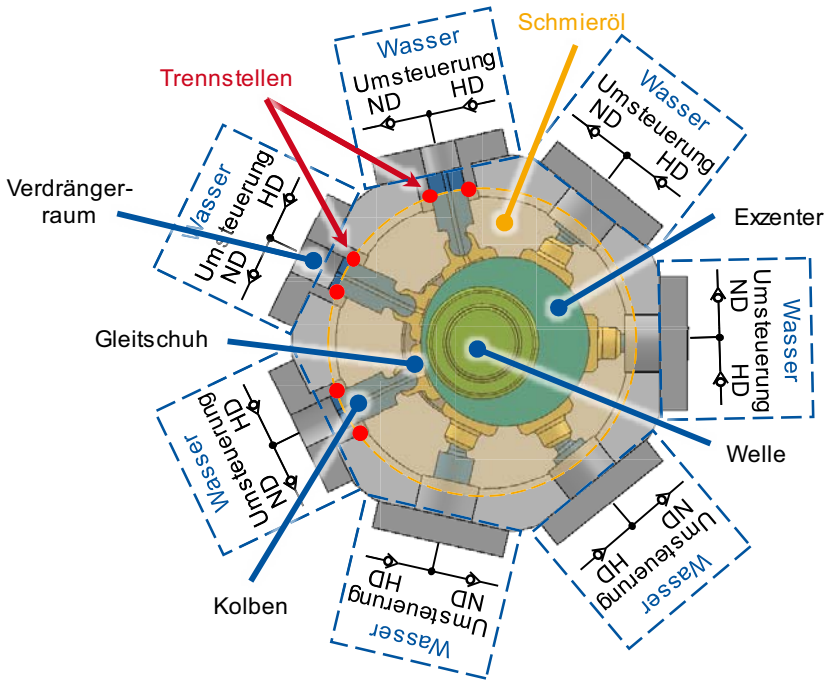


Bild 4-3: Konzeptentwurf der innen abgestützten Radialkolbenmaschine mit Medientrennung

Die Maschine funktioniert als Pumpe nach dem Prinzip, dass eine Exzenterscheibe die Kolben im Gehäuse aktuiert. Zur Übertragung der Kräfte sind die Kolben über Gleitschuhe mit der Exzenterscheibe verbunden. Da die Kolbenachse ortsfest ist und die Exzenterscheibe Kräfte senkrecht zur Oberfläche überträgt, ergeben sich Querkräfte ähnlich zu Axialkolbenmaschinen. Ein wesentlicher Un-

terschied ist hingegen, dass die Gleitschuhe um die Kolbenachse pro Umdrehung eine oszillierende Kippbewegung ausführen (siehe Winkel der Gleitschuhe in **Bild 4-3**). Das Kippen resultiert daher, dass der Gleitschuh seinen Krümmungsradius an den Krümmungsradius des Exzenters anschmiegt.

Weiterhin ermöglicht die innen abgestützte Radialkolbenpumpe eine gute Zugänglichkeit zur Kolbenbaugruppe, da diese in einem herausnehmbaren Pumpeneinsatz gelagert werden kann. Dies vereinfacht das Austauschen von Funktionsträgern der Medientrennung im Versuch. Zudem wird die Wartungsfreundlichkeit der Maschine verbessert.

Die Medientrennung erfolgt zwischen Kolben und Buchse (siehe **Bild 4-3**) anschließend an den eigentlichen Kolben-Buchse-Kontakt, der die Querkräfte aus dem Triebwerk aufnimmt. Querkraftbelastete Kolben erfahren ein Biegemoment und daraus resultierend eine Biegeverformung, welche die Dichtwirkung der Medientrennung beeinflusst und zudem Verschleiß durch Kantentragen hervorrufen. Um daher die Medientrennung im Kolben-Buchse-Kontakt zu entlasten, wird die Triebwerksgeometrie modifiziert, sodass die Kolbenquerkräfte erheblich reduziert werden. Dieser Aspekt wird in **Kapitel 4.2** detailliert beschrieben.

Das Wirkprinzip einer neuartigen Medientrennung wird in **Kapitel 4.3** erarbeitet und beschrieben. Die Umsteuerung zwischen den Druckniveaus erfolgt wie beschrieben im Bereich des Fördermediums Wasser. Für eine innen abgestützte Radialkolbenmaschine sind Lösungen zur Umsteuerung mit Rückschlagventile oder einem separat rotierendem Steuerspiegel Stand der Technik. Im Folgenden wird die Lösung mit Rückschlagventilen betrachtet, da eine Lösung mit Steuerspiegel wieder die Problematik der Schmierung mit Wasser aufweist.

4.2 Entwicklung des Triebwerks

4.2.1 Triebwerksvarianten

Die Reduzierung der Querkräfte im Kolben-Buchse-Kontakt erfolgt durch konstruktive Modifikationen des Triebwerks. Nach dem Stand der Technik (siehe **Bild 4-2**) sind neben der einfach Schubkurbel zwei weitere Gestaltungen für innen abgestützte Radialkolbenmaschinen bekannt. Die erste Variante ist die sogenannte Kurbelschleife, bei welcher die Kolbenachse zur Anpassung der Krümmungsradien (siehe **Bild 4-4** links) nachgeführt wird. Die zweite Variante wird als Kreuzschubkurbel bezeichnet und ist dadurch gekennzeichnet, dass um den Exzenter ein zusätzlicher Polygonring rotatorisch gelagert ist (siehe **Bild 4-4** rechts). Der Polygonring erlaubt die Aktuierung der Kolben ausschließlich entlang deren Kolbenachsen. Beide Varianten werden im Folgenden vorgestellt und diskutiert.

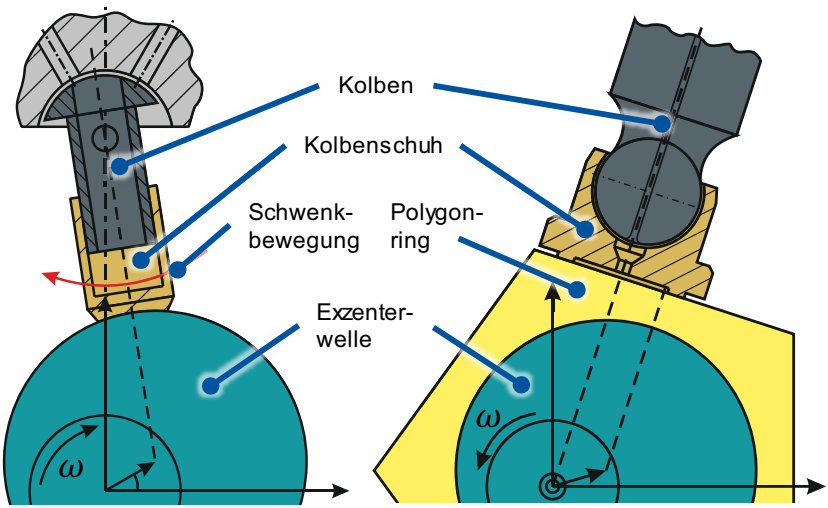


Bild 4-4: Triebwerk der Kurbelschleife (links) und der Kreuzschubkurbel (rechts)

Bei der Kurbelschleife werden die Längsachsen der Kolben im Betrieb derartig geschwenkt, dass die Krümmungsradien von Gleitschuh und Exzenterscheibe übereinstimmen. In Bezug auf die Medientrennung ergeben sich zwei Dichtstellen innerhalb des Triebwerks, da sowohl der Kolben-Buchse-Kontakt getrennt werden

muss als auch das Gelenklager für die Schwenkbewegung der Kolbenachse. Dieser Maschinentyp ist damit nicht praktikabel für den Einsatz einer Medientrennung.

Bei der Kreuzschubkurbel ist wie beschrieben ein zusätzlicher Polygonring drehbar um die Exzenterscheibe gelagert. Der Polygonring wird von dem umlaufenden Exzenter auf einer Kreisbahn geführt, behält aber seine Orientierung im Raum bei, sodass die Laufflächen der Kolben immer senkrecht zur Kolbenachse stehen. Somit nimmt der Polygonring die Kolbenkräfte direkt in ihrer Wirkrichtung längs der Kolbenachse auf, sodass nur Querkräfte, die aus der Relativbewegung zwischen Gleitschuh und Polygonringlauffläche resultieren, abgestützt werden müssen.

Der Vorteil der Kreuzschubkurbel liegt neben den querkraftfreien Kolben darin, dass alle Kolbenkräfte vom Polygonring aufgenommen und resultierend auf die Exzenterscheibe übertragen werden. Die Exzenterscheibe sieht die resultierende Kraft durch die eigene Drehbewegung immer im selben Winkelbereich, sodass die Gleitlagerung gleichmäßig läuft.

Der wesentliche Nachteil des Pumpentyps ist, dass der zusätzliche rotatorische Freiheitsgrad eine Kippbewegung des Polygonrings um die Exzenterscheibe ermöglicht. Auf diese Problematik wird in den folgenden **Kapitel 4.2.2** und **4.2.3** eingegangen.

Aufgrund des Vorteils eines nahezu querkraftfreien Triebwerks wird die Kreuzschubkurbel für die Entwicklung der wasserhydraulischen Kolbenpumpe und die Implementierung einer neuartigen Medientrennung ausgewählt.

4.2.2 Dimensionierung des Triebwerks

Im Folgenden wird auf die Dimensionierung des Triebwerks eingegangen und die Problematik des Kippmoments am Polygonring erläutert. Für die Dimensionierung ist vor allem das Verdrängungsvolumen relevant. Dies berechnet sich für eine innen abgestützte Radialkolbenmaschine nach Gleichung **Gl. 4-1**. Kolbenanzahl z, Kolbendurchmesser D_K und Exzentrizität e bestimmen hierbei maßgeblich das Verdrängungsvolumen.

$$V_g = 2 \cdot z \cdot D_K^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot e \qquad \text{Gl. 4-1}$$

Kippmoment infolge des zusätzlichen Freiheitsgrads

Zur Analyse des Kippmoments ist der Polygonring der Kreuzschubkurbel mit angetragenen Kräfte und Momenten in **Bild 4-5** dargestellt. Zur Übersicht sind die nachfolgenden Schemazeichnungen auf eine Maschine mit fünf Kolben beschränkt. Im Bild sind Kolben 2 und 3 mit Hochdruck beaufschlagt.

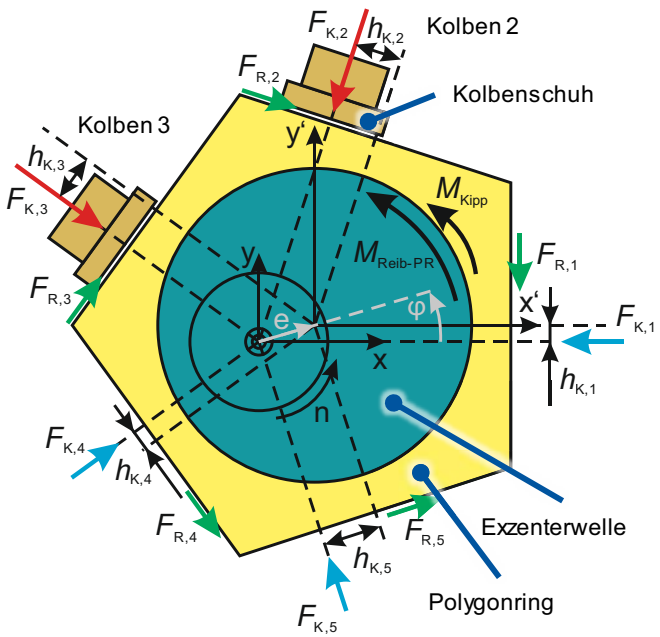


Bild 4-5: Schematische Darstellung des Polygonrings

Durch die Lagerung des Polygonrings auf dem Exzenter ergibt sich ein zusätzlicher Freiheitsgrad im Triebwerk. Die aus dem Hochdruck resultierenden Kolbenkräfte (Kolben 2 und 3, siehe **Bild 4-5**) erzeugen ein Kippmoment in voreilender Richtung am Polygonring. Die Beträge und Hebelarme der Kolbenkräfte und Reibkräfte hängen vom Drehwinkel und den Betriebsparametern Druck und Drehzahl ab. Im Folgenden wird die Berechnung des Kippmoments gezeigt und diskutiert. Letztendlich wird der rotatorische Freiheitsgrad zwischen Polygonring und Exzenterscheibe bzw. Exzenterwelle durch Abstützung an den Gleitschuhen gefesselt. Die Auswirkung auf den Kippwinkel wird im **Kapitel 4.2.3** besprochen.

Bei der Triebwerksvariante mit Polygonring bewegen sich die Kolben entlang ihrer ortsfesten Kolbenachsen rein sinusförmig. Durch die Wahl des xy-Koordinatensystem in **Bild 4-5** ergibt sich für den *i*-ten Kolben die Hubfunktion in **Gl. 4-2**. Dies resultiert für Kolben 1 darin, dass der Saughub von 0 bis 180° und der Förderhub von 180° bis 360° vollzogen wird.

$$s_{\mathrm{K},i} = e \cdot \cos\left(\varphi - (i-1) \cdot \frac{2\pi}{z}\right) \qquad \text{Gl. 4-2}$$

Damit ergeben sich Geschwindigkeit und Beschleunigung mit den Gleichungen **Gl. 4-3** und **Gl. 4-4**.

$$v_{\mathrm{K},i} = -\omega \cdot e \cdot \sin\left(\varphi - (i-1) \cdot \frac{2\pi}{z}\right) \qquad \text{Gl. 4-3}$$

$$a_{\mathrm{K},i} = -\omega^2 \cdot e \cdot \cos\left(\varphi - (i-1) \cdot \frac{2\pi}{z}\right) \qquad \text{Gl. 4-4}$$

Weiterhin kann die Position des Kolbens relativ zur Mittelachse der zugehörigen Polygonringlauffläche mit **Gl. 4-5** angegeben werden. Diese wird benötigt, da sich in dem x'y'-Koordinatensystem des Polygonrings das Kippmoment am Polygonring ergibt. Das Kippmoment wirkt nur im x'y'-Koordinatensystems des Polygonrings und nicht global im xy-Koordinatensystem.

$$h_{\mathrm{K},i} = -e \cdot \sin\left(\varphi - (i-1) \cdot \frac{2\pi}{z}\right) \qquad \text{Gl. 4-5}$$

Die auf den Polygonring wirkende Kolbenkraft $F_{\mathrm{K},i}$ ergibt sich pro Kolben und wird über Formel **Gl. 4-6** berechnet.

$$F_{\mathrm{K},i} = p_{\mathrm{K},i} \cdot D_{\mathrm{K}}^2 \cdot \frac{\pi}{4} \qquad \text{Gl. 4-6}$$

Das Kippmoment pro Kolben wird mittels **Gl. 4-7** berechnet.

$$M_{\mathrm{Kipp,n},i} = F_{\mathrm{K},i} \cdot h_{\mathrm{K},i} = -p_{\mathrm{K},i} \cdot D_{\mathrm{K}}^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot e \cdot \sin\left(\varphi - (i-1) \cdot \frac{2\pi}{z}\right) \qquad \text{Gl. 4-7}$$

Weitere Anteile des Kippmoments ergeben sich durch die Reibung am Gleitschuh in **Gl. 4-8** und der Reibung des Polygonringlagers in **Gl. 4-9**.

$$M_{\mathrm{Kipp,q},i} = F_{\mathrm{R},i} \cdot \mathrm{sign}\left(\frac{dh_{\mathrm{K},i}}{dt}\right) \cdot H_{\mathrm{PR}} = \mu_{\mathrm{G}} \cdot F_{\mathrm{K},i} \cdot \mathrm{sign}\left(\frac{dh_{\mathrm{K},i}}{dt}\right) \cdot H_{\mathrm{PR}} \qquad \text{Gl. 4-8}$$

Bei der Betrachtung des Kräftegleichgewichts für den Polygonring zeigt sich, dass sich die Kolbenkräfte am Polygonring aufsummieren und als resultierende Last auf die Antriebswelle übertragen werden. Daraus folgt ein Reibmoment im Polygonringlager (PRL), das aufgrund der Drehrichtung der Welle in positiver Kipprichtung wirkt.

$$M_{\mathrm{Reib-PR}} = \mu_{\mathrm{PR}} \cdot \frac{D_{\mathrm{PRL}}}{2} \cdot \sqrt{(F_{x'})^2 + \left(F_{y'}\right)^2} \qquad \text{Gl. 4-9}$$

Dafür werden die aufsummierten Kräfte am Polygonring in x‘ und y‘ Richtung benötigt, siehe **Gl. 4-10** und **Gl. 4-11**.

$$F_{x'} = \sum_{i=1}^{z} \left[-F_{\mathrm{K},i} \cdot \cos\left((i-1) \cdot \frac{2\pi}{z}\right) - \mu_{\mathrm{G}} \cdot F_{\mathrm{K},i} \cdot \mathrm{sign}\left(\frac{dh_{\mathrm{K},i}}{dt}\right) \cdot \sin\left((i-1) \cdot \frac{2\pi}{z}\right) \right] \qquad \text{Gl. 4-10}$$

$$F_{y'} = \sum_{i=1}^{z} \left[-F_{\mathrm{K},i} \cdot \sin\left((i-1) \cdot \frac{2\pi}{z} \right) + \mu_{\mathrm{G}} \cdot F_{\mathrm{K},i} \cdot \mathrm{sign}\left(\frac{dh_{\mathrm{K},i}}{dt} \right) \cdot \cos\left((i-1) \cdot \frac{2\pi}{z} \right) \right] \qquad \text{Gl. 4-11}$$

Der Verlauf des so berechneten Kippmoments ist in **Bild 4-7** oben gezeigt.

Abhilfemaßnahme für das Kippmoment

Die Kippmomentbelastung am Polygonring würde im Betrieb zu einem ungewollten Kippen führen, woraus Querkräfte und Biegemomente an den Kolben resultieren. Diesem Umstand wird dadurch begegnet, dass die Kolbenachsen entgegen der Drehrichtung im Gehäuse um den Betrag *b* verschoben sind, siehe **Bild 4-6**. Dies wird über eine Verschiebung der Pumpeneinsätze im Gehäuse erreicht und hier als „Achsverschiebung“ bezeichnet. Der zusätzliche Hebelarm erzeugt mit den Kolbenkräften ein kompensierendes Moment.

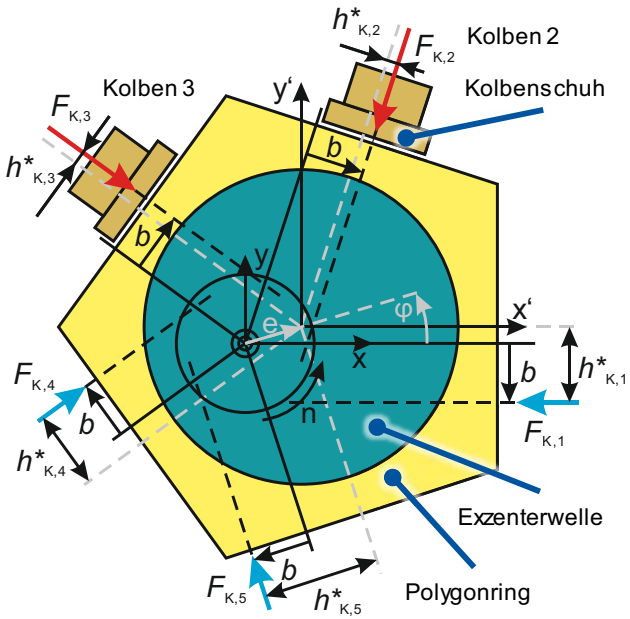


Bild 4-6: Schematische Darstellung des Polygonrings mit Kippmomentkompensation

Da im Pumpbetrieb nur im Förderhub Hochdruck im Verdrängerraum anliegt und damit die Kolbenkraft entsprechend groß ist, entspricht der Verlauf des Kippmoments eines Kolbens nur einer Sinushalbwelle (im Winkelbereich 180° bis 360°). Der Betrag b der Achsverschiebung als Größe der Kompensation wird zwischen der halben Exzentrizität und dem Mittelwert der Sinushalbwelle gewählt, siehe **Gl. 4-12**. In den Simulationen erwies sich der Mittelwert als optimale Lösung.

$$\frac{e}{2} < b < \frac{1}{\pi} \cdot \int_0^{\pi} e \cdot \sin(\varphi)\, d\varphi = \frac{2}{\pi} \cdot e \approx 0{,}64 \cdot e \qquad \text{Gl. 4-12}$$

Mit der Verschiebung um den Betrag b ergibt sich Gleichung **Gl. 4-13** für das kompensierte Kippmoment pro Kolben.

$$M^*_{\mathrm{Kipp,n},i} = F_{\mathrm{K},i} \cdot h^*_{\mathrm{K},i} = p_{\mathrm{K},i} \cdot d_{\mathrm{K}}^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot [-e \cdot \sin(\varphi_i) - b] \qquad \text{Gl. 4-13}$$

$$\text{mit } \varphi_i = \varphi - (i-1) \cdot \frac{2\pi}{z}$$

Das Kippmoment einer 7-Kolben-Pumpe und das resultierende Kompensationsmoment aller Kolben ist in **Bild 4-7** dargestellt. Die Berechnung berücksichtigt den Druckaufbau in den Verdrängerräumen. Das Kippmoment selbst ist eine periodische Schwankung um einen statischen Wert, der die Größenordnung des Antriebsmoments der Pumpe ($M_{\mathrm{th}} = \frac{V_{\mathrm{g}}}{2\pi} \cdot \Delta p = 334\ \mathrm{Nm}$) beträgt. Die Periodizität resultiert aus dem Druckaufbau und -abbau der sieben Kolben über einer Umdrehung.

Da sich für die Kompensation ein festgelegter Hebelarm aufgrund der Achsverschiebung ergibt, zeigt das Kompensationsmoment (**Bild 4-7** unten) den gewünschten statischen Wert, um den eine Schwankung aufgrund des Druckverlaufs an den Kolben resultiert. Da die Schwankung beider Momente nicht identisch ist, gleicht die Kompensation nur das hohe Niveau des Kippmoments aus, ist aber nicht in der Lage den pulsierenden Anteil auszugleichen.

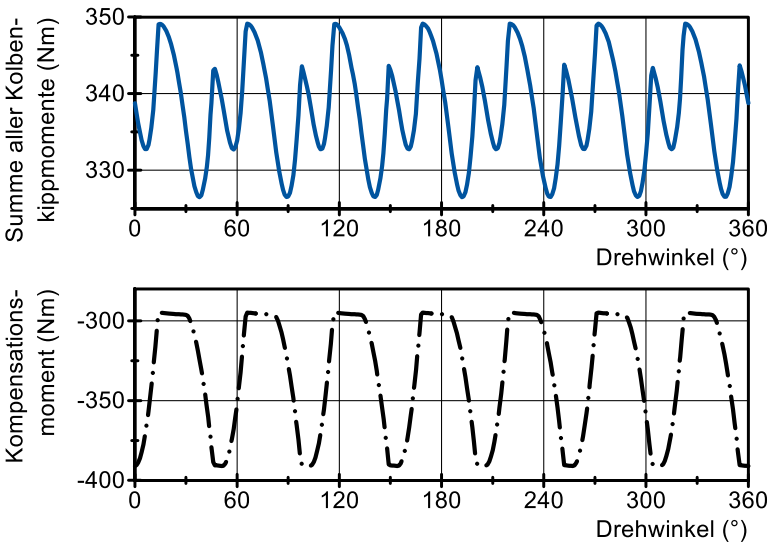


Bild 4-7: Aufsummiertes Kippmoment am Polygonring (oben) und Kompensationsmoment aller Kolben (unten), (Drehzahl n = 1500 U/min, Druck p_{HD} = 350 bar, z = 7 Kolben, V_g = 60 cm^3)

Da das Kompensationsmoment nicht die Schwankung ausgleicht, wird tatsächlich dem Polygonring eine zusätzliche Drehmomentpulsation aufgeprägt. Das resultierende Kippmoment ist für verschiedene Kolbenzahlen in **Bild 4-8** dargestellt. Die Amplitude des Kippmoments nimmt mit größeren Kolbenanzahlen ab, da das Verdrängervolumen der Maschine auf mehr Kolben aufgeteilt wird und somit die Druckkräfte aufgrund der kleineren Kolbendurchmesser geringer ausfallen. Die Frequenz der Schwankung wird größer mit höheren Kolbenzahlen. Die Auswirkung der Drehmomentpulsation auf die Stabilität des Triebwerks wird in **Kapitel 4.2.3** diskutiert.

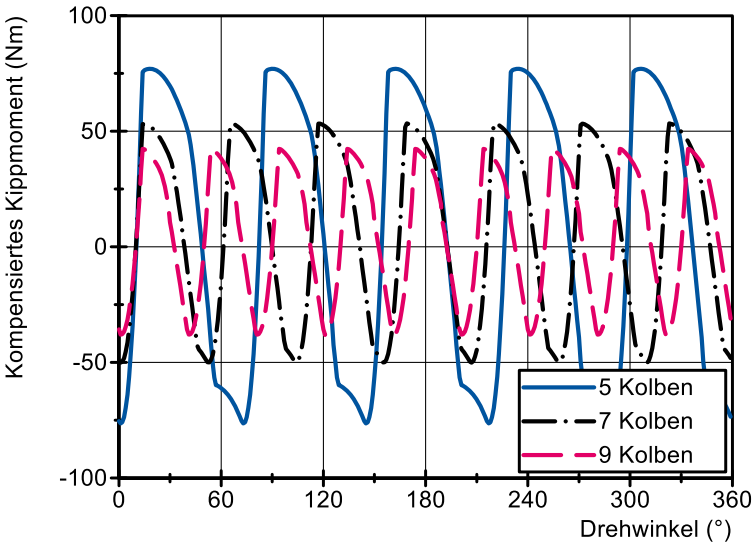


Bild 4-8: Kompensiertes Kippmoment über dem Drehwinkel für verschiedene Kolbenanzahlen für ein gefordertes Verdrängungsvolumen von 60 cm^3, (Drehzahl n = 1500 U/min, Druck p_{HD} = 350 bar)

Bauraumbedarf des Triebwerks und der gesamten Maschine

Der zusätzliche Polygonring und die erforderliche Achsverschiebung der Pumpeneinsätze wirken sich auf den Bauraumbedarf des Triebwerks aus. Die Achsverschiebung b muss bei der Dimensionierung der Polygonringlauffläche beachtet werden. Da der Polygonring symmetrisch ausgeführt ist, ergibt sich die Strecke b zweimal auf der Lauffläche, siehe **Bild 4-9**.

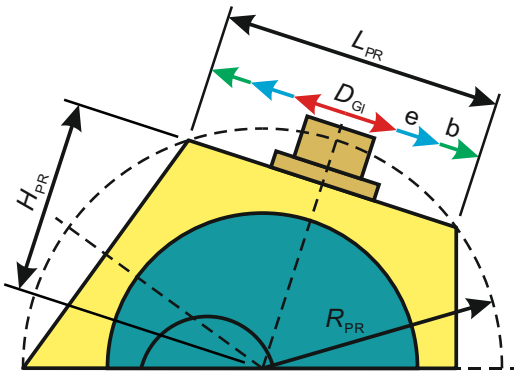


Bild 4-9: Dimensionierung der Gleitfläche auf dem Polygonring

Mit dem Bauraum für den Gleitschuh und dem Verfahrweg für die Exzentrizität ergibt sich die erforderliche Länge der Gleitfläche L_{PR} zu **Gl. 4-14**. Dabei wird die Annahme getroffen, dass der Gleitschuh-Außendurchmesser ca. 4 mm größer ist als der Kolbendurchmesser.

$$L_{PR} = D_{Gl} + 2 \cdot (e + b) \approx (D_K + 4\,\text{mm}) + 2e \cdot \left(1 + \frac{2}{\pi}\right) \qquad \text{Gl. 4-14}$$

Über die geometrischen Beziehungen am Polygonring kann der Umkreisdurchmesser D_{PR} berechnet werden.

$$D_{PR} = 2 \cdot R_{PR} = 2 \cdot \frac{L_{PR}}{2 \cdot \sin\left(\frac{1}{2} \cdot \frac{2\pi}{z}\right)} = \frac{L_{PR}}{\sin\left(\frac{\pi}{z}\right)} \qquad \text{Gl. 4-15}$$

Da der Kolbendurchmesser und die Exzentrizität über das Verdrängungsvolumen in **Gl. 4-1** zusammenhängen, kann bei festgelegten Verdrängungsvolumen die Abhängigkeit der erforderlichen Größe des Polygonrings, hier der Umkreisdurchmesser, von der Exzentrizität hergleitet werden. Der Verlauf des Umkreisdurch-

messers und des Kolbendurchmessers über der Exzentrizität ist in **Bild 4-10** dargestellt. Die Verläufe sind für Maschinen mit 5, 7 und 9 Kolben gegeben, und dienen der Auslegung der Exzentrizität.

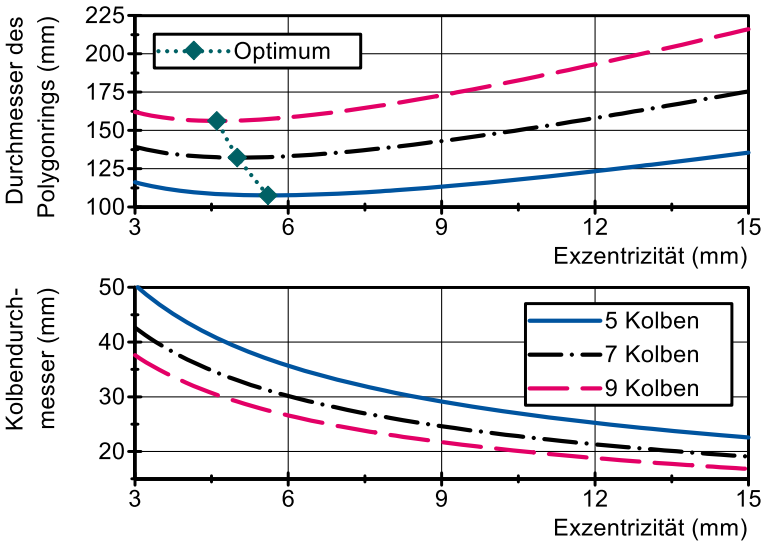


Bild 4-10: Umkreisdurchmesser des Polygonrings (oben) und erforderlicher Kolbendurchmesser (unten) für ein gefordertes Verdrängungsvolumen von 60 cm³

Als weiterer Punkt für die Diskussion der Dimensionierung der Maschine wird zunächst noch die Abhängigkeit des Bauraumbedarfs der gesamten Maschine von der Exzentrizität hergeleitet. Der Aufbau besteht aus dem Triebwerk mit Polygonring und den darauf angeordneten Kolben, die in Pumpeneinsätzen im Gehäuse gelagert sind. Zu den Pumpeneinsätzen gehören die Kolbenbaugruppe, die Aufnahme der Gleitbuchse und der Ventildeckel. Die Gestalt der gesamten Maschine entspricht einem Polygon.

Die Höhe eines Polygonsegments ergibt sich aus dem Umkreisradius des Polygonrings R_{PR} und der Exzentrizität e für den Umlauf des Polygonrings, sowie der Stärke der Gehäusewand $H_{\mathrm{Gehäuse}}$ und der Höhe des Pumpeneinsatzes $H_{\mathrm{Pumpeneinsatz}}$. Daraus kann über Gleichung **Gl. 4-16** der Durchmesser der Radialkolbenmaschine D_{Maschine} berechnet werden.

$$D_{\text{Maschine}} = 2 \cdot R_{\text{Maschine}} = 2 \cdot \frac{R_{\text{PR}} + e + H_{\text{Gehäuse}} + H_{\text{Pumpeneinsatz}}}{\cos\left(\frac{\pi}{z}\right)} \qquad \text{Gl. 4-16}$$

Der resultierende Maschinendurchmesser über der Exzentrizität ist in **Bild 4-11** dargestellt. Aus dem Diagrammen in **Bild 4-10** geht hervor, dass sich bei Betrachtung der baulichen Dimensionen des Polygonrings ein Optimum im Bereich der Exzentrizität von 4,6 bis 5,6 mm ergibt. **Bild 4-11** hingegen zeigt das Optimum bei noch kleineren Exzentrizitäten. Tatsächlich sind die Triebwerkskräfte aufgrund der noch großen Kolbendurchmesser (> 25 mm) zu groß für die tribologischen Kontakte, insbesondere für das Gleitlager des Polygonrings. Daher muss für eine finale Auslegung die Triebwerkskraft, die der Lagerlast des Polygonringlagers entspricht, mitberücksichtigt werden. Eine Vergrößerung der Exzentrizität von 5 mm auf 10 mm führt zu einer Reduktion des Kolbendurchmessers von 33 mm auf 23,5 mm, die eine Reduktion der Triebwerkskraft um 50 % ermöglicht. Hingegen werden der Polygonring um 12 % und die Maschine um 7,5 % größer, siehe **Bild 4-10**. Die Daten basieren auf der 7-Kolben-Variante.

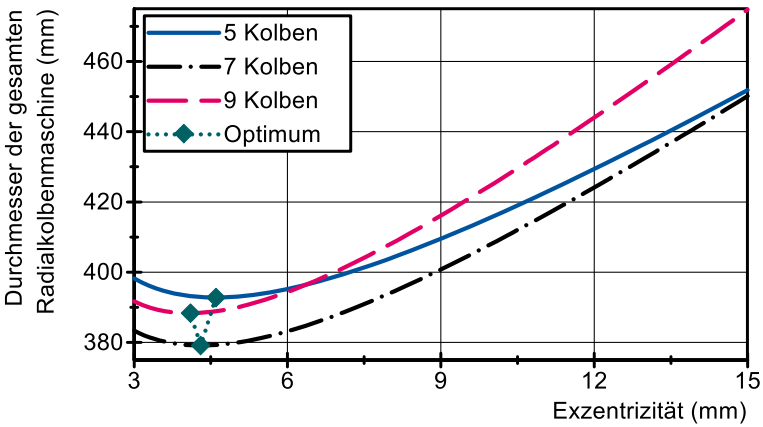


Bild 4-11: Größe der Pumpe für ein gefordertes Verdrängungsvolumen von 60 cm³

Weiterhin zeigt **Bild 4-11**, dass eine Wahl von fünf Kolben sich als ungünstig für die Dimension der gesamten Maschine erweist, weil der Platzbedarf der Aufbauten des Pumpeneinsatzes (bspw. Ventildeckel mit Rückschlagventilen) zu

überproportional vergrößerten Maschinendurchmessern führt. Diese Aufbauten haben unabhängig von der Exzentrizität die gleichen Dimensionen.

Eine weitere Aussage aus **Bild 4-11** ist, dass mit größerer Kolbenanzahl die Steigung der Kurven des Gehäusedurchmessers über der Exzentrizität größer ist und somit die Dimensionen der Pumpe bei großen Exzentrizitäten stark ansteigen. Für eine kompakte Bauweise darf die Exzentrizität dementsprechend nicht zu groß gewählt werden.

Weiterhin muss beachtet werden, dass die Volumenstrom- und Druckpulsation der Maschine mit größerer Kolbenzahl kleiner wird. Für anspruchsvolle Applikationen ist eine möglichst geringe Pulsation erforderlich, die vorzugsweise durch die Pumpe bereits erfüllt werden kann und keine zusätzliche Dämpfung notwendig ist. Der Ungleichförmigkeitsgrad der kinematischen Volumenstrompulsation berechnet sich nach /Shm18/ zu **Gl. 4-17**.

$$\delta \approx 1 - \cos\left(\frac{90°}{z}\right) \qquad \text{Gl. 4-17}$$

Die kinematische Volumenstrompulsation einer 7-Kolben-Maschine ist daher mit 2,5 % halb so groß wie die Pulsation einer 5-Kolben-Maschine. Der Sprung auf 9 Kolben verbessert die Pulsation nur noch auf 1,5 %. Daher ist der Aufwand von 5 auf 7 eher gerechtfertigt als von 7 auf 9 Kolben.

Die hier vorgestellten Diagramme und Dimensionen gelten für eine Radialkolbenpumpe mit einem Verdrängungsvolumen von 60 cm^3. Die Berechnungen sind ohne Beschränkung für alle Verdrängervolumen gültig und ähnliche Diagramme können auch für andere Pumpengrößen bzw. Verdrängervolumen erzeugt werden.

4.2.3 Stabilität des Triebwerks gegenüber Kippen im Betrieb

Die bisherigen Betrachtungen beziehen sich auf die Berechnung der Kippmomente am Polygonring unter quasistatischen Bedingungen. Im Betrieb kommt es zu einem dynamischen Kippen des Polygonrings um seine Drehachse, sodass der Kippwinkel sich fortwährend ändert. Der nicht kompensierte, pulsierende Anteil des Kippmoments stützt sich an den Gleitschuhen ab und verursacht eine Querkraftbelastung im Kolben-Buchse-Kontakt. Dies hat zudem in geringem Maße Einfluss auf die Hubbewegung und auf die Leckage des Gleitschuhs, da das Kippen des Polygonrings den Spalt im Gleitschuh-Kontakt vergrößern kann. Entschei-

dend für die Auslegung des Triebwerks ist allerdings, dass diese Schwingung ausreichend stark gedämpft wird.

Der Restbetrag des bereits kompensierten Kippmoments stützt sich entweder an den Gelenken der Gleitschuhe oder bei starren Kolben über die Materialsteifigkeit der Bauteile ab. Das zusätzliche Gelenk zwischen Kolben und Gleitschuh hat die Aufgabe das Kippen im Gleitschuh-Polygonring-Kontakt auszugleichen. Somit wird eine Vergrößerung des Spalts und die damit einhergehende vergrößerte Leckage vermieden. In Variante 2 ohne Gelenk wird darauf bewusst verzichtet. Beide möglichen Varianten sind in **Bild 4-12** dargestellt und werden im Folgenden näher untersucht.

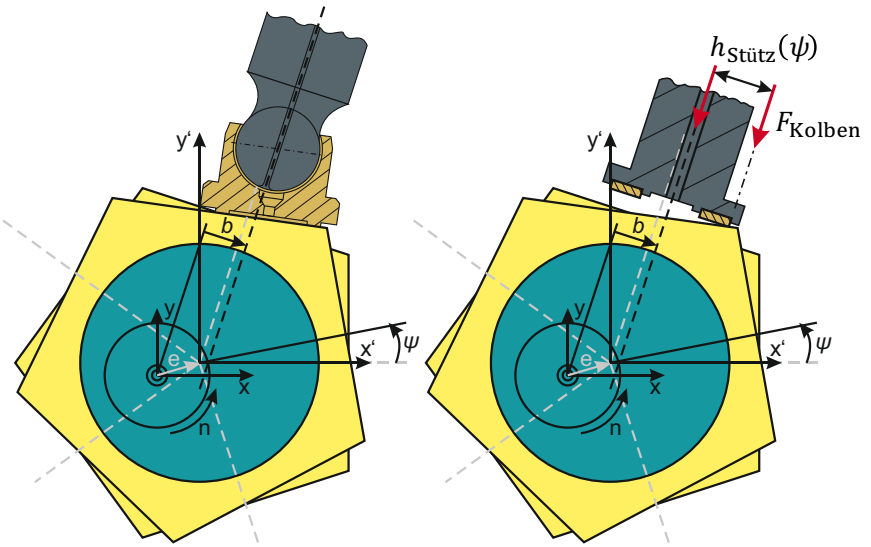


Bild 4-12: Varianten der Kippmomentabstützung

Die Strecke $h_{\text{Stütz}}(\psi)$, siehe **Bild 4-12** rechts, entspricht der Verschiebung des Kraftangriffspunkts der Kolbenkraft aus der Mittelachse des Gleitschuhs aufgrund des Kippwinkels ψ des Polygonrings und erzeugt ähnlich wie die Strecke b ein Stützmoment am Polygonring.

$$M_{\text{Stütz}} = F_{\text{K},i} \cdot h_{\text{Stütz}}(\psi) \qquad \text{Gl. 4-18}$$

Die Größe dieses Stützmoments ist entscheidend dafür, wie groß das Beschleunigungsmoment zum Kippen des Polygonrings ist. Die Winkelbeschleunigung wird mit dem Momentengleichgewicht in **Gl. 4-19** berechnet und bestimmt die Dynamik des Kippens.

$$J \cdot \ddot{\psi} + d \cdot \dot{\psi} = \sum_{i=1}^{z} M^{*}_{\mathrm{Kipp,n},i} - M_{\mathrm{Stütz}} \qquad \text{Gl. 4-19}$$

Die beiden gezeigten Gleitschuh-Varianten weisen unterschiedliche Funktionen der Strecke $h_{\mathrm{Stütz}}(\psi)$ auf, wie im Folgenden gezeigt wird.

Abstützung über Gleitschuh-Gelenke (Variante 1)

Für den Fall, dass die Gleitschuhe über ein zusätzliches Gelenk an die Kolben gekoppelt sind, kann eine analytische Lösung für das Stützmoment angegeben werden. Dieses wird über die geometrischen Beziehungen in **Bild 4-13** hergeleitet.

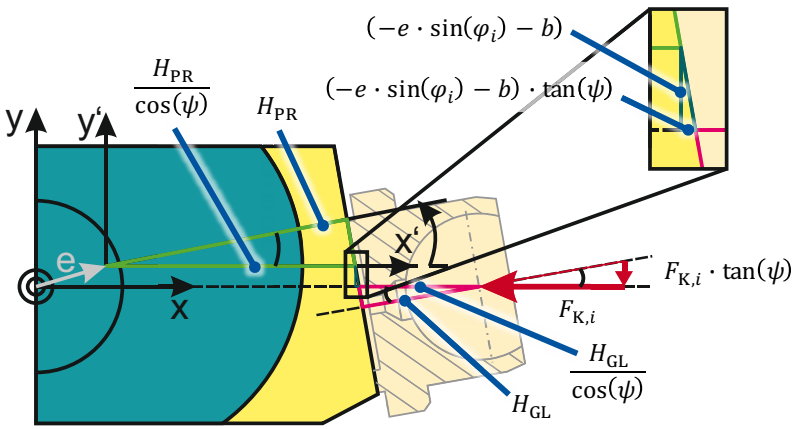


Bild 4-13: Geometrische Beziehungen der Abstützung über Kolbenschuhe

Das Stützmoment resultiert aus der Querkraft und dem dazugehörigen Hebelarm. Der Hebelarm bildet sich aus den horizontalen Strecken des roten und grünen Dreiecks. Weiterhin wirkt der Vektor der Exzentrizität und der Versatz der Kolbenachse im Gehäuse, die je nach Winkellage den rückstellenden Effekt verstärken oder schwächen. Die Schwächung tritt im Förderhub auf. Das resultierende

Stützmoment ist in **Gl. 4-20** gegeben. Die Auswirkung der Normalkraft ist bereits in Formel **Gl. 4-13** berücksichtigt.

$$M_{\text{Stütz}} = F_{\text{K},i} \cdot \tan(\psi) \cdot \left[\frac{H_{\text{PR}} + H_{\text{GL}}}{\cos(\psi)} - (-e \cdot \sin(\varphi_i) - b) \cdot \tan(\psi)\right] \qquad \text{Gl. 4-20}$$

$$\text{mit } \varphi_i = \varphi - (i-1) \cdot \frac{2\pi}{z}$$

Im Rahmen einer dynamischen Triebwerksimulation an einer Maschine mit 7 Arbeitskolben kann der Verlauf für den Kippwinkel berechnet werden.

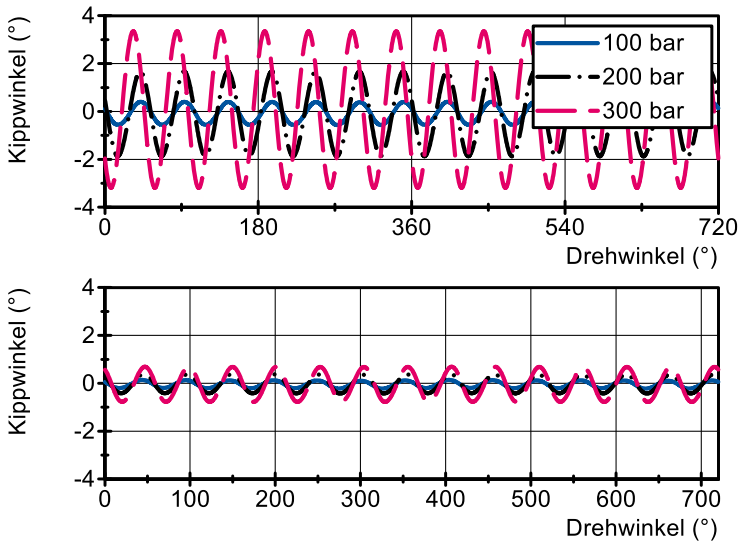


Bild 4-14: Dynamischer Verlauf des Kippwinkels (oben: 1000 U/min, unten: 1500 U/min)

In **Bild 4-14** ist zu erkennen, dass die Amplitude des Kippwinkels sowohl vom Druck als auch von der Drehzahl abhängt. Die Amplitude nimmt mit steigendem Druck zu, da die Kraftanregung größer wird. Mit steigender Drehzahl hingegen stabilisiert sich das System.

Für die Berechnung der Leckage wird angenommen, dass die Oberflächen von Gleitschuh und Polygonringlauffläche parallel zueinander sind. Dieser Zustand soll durch die Bewegung im Kugelgelenk ermöglicht werden. Die Leckage über der Spalthöhe für verschiedene Drücke ist in **Bild 4-15** dargestellt. Die Spalthöhe ist

vom Entlastungsgrad der Gleitschuhe, der Viskosität des Schmieröls im Kontakt und von den Betriebsparametern Druck und Drehzahl abhängig. Die Viskosität entspricht der eines Mineralöls HLP 68 bei 40°C und ist durch die Auslegung des Polygonringleitlagers vorgegeben. Der Entlastungsgrad beträgt aufgrund der hohen Viskosität nur 0,88. Die berechneten Werte für die Leckage geben Aufschluss über die Größenordnung und dienen dem Vergleich.

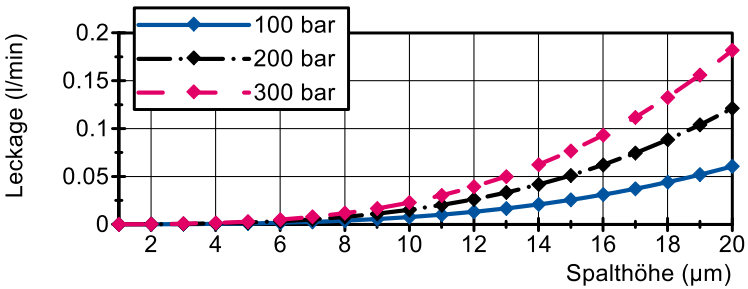


Bild 4-15: Verlauf der Leckage über der Spalthöhe für verschiedene Drücke

Weiterhin ist bei der Abstützung über die Gleitschuhe-Gelenke zu beachten, dass das Kugelgelenk dem dynamischen Kippwinkel auch tatsächlich folgen kann, um die Leckage gering zu halten. Nach Böinghoff /Böi77/ ist bekannt, dass das Kugelgelenk im Betrieb versteift, wenn die hydrostatische Entlastung im Kugelgelenk konstruktiv bedingt zu gering ausgeführt ist. Dies erfordert die Auslegung des Kugelgelenks mit großer Entlastung und damit auch dem Auftreten von Leckagen im Gelenk.

Abstützung über starre Kolben (Variante 2)

Wie bereits beschrieben wird bei der Variante mit starren Kolben auf den Ausgleich der Verkippung im Gleitschuh-Polygonring-Kontakt verzichtet. Dies wird mit der Annahme begründet, dass das Stützmoment größer ist und somit die Kippwinkel prinzipbedingt kleiner, wodurch eine Leckage ebenfalls vermieden wird. Die geometrischen Beziehungen dieser Variante sind in **Bild 4-16** dargestellt.

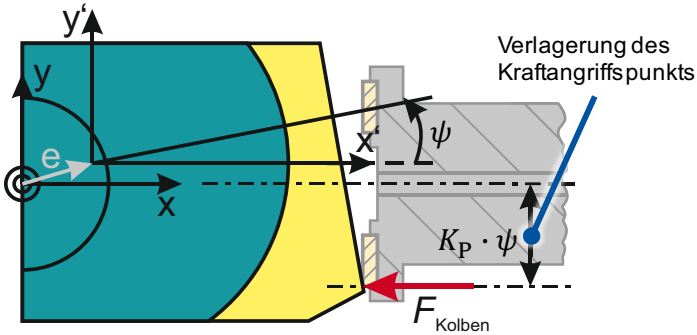


Bild 4-16: Geometrische Beziehungen der Abstützung über starre Kolben

Bei der Abstützung über starre Kolben bildet sich eine Durchdringung der beiden Bauteile, in dessen Schwerpunkt der Kraftangriffspunkt liegt. Dadurch ändern sich die Hebelarme für die Kippmomente. Mit der Randbedingung, dass die Verschiebung nicht größer werden kann als der Abstand zur Gleitschuh-Außenkante, ergibt sich das Stützmoment nach **Gl. 4-21**.

$$M_{\text{Stütz}} = F_{\text{K},i} \cdot K_{\text{P}} \cdot \psi < F_{\text{K},i} \cdot \frac{D_{\text{Gleitschuh}}}{2} \qquad \text{Gl. 4-21}$$

Der Faktor K_{P} ist dabei abhängig von der Materialsteifigkeit der Bauteile, wird aber im Vergleich zu **Gl. 4-20** wesentlich größer sein. Der Term $K_{\text{P}} \cdot \psi$ entspricht der Verlagerung des Kraftangriffspunkts aus der Kolbenachse. Zunächst wird die erforderliche Verlagerung zur Erzeugung eines ausreichenden Stützmoments betrachtet. Das erforderliche Stützmoment bei einem Betriebsdruck von 350 bar entspricht dem Negativen des in **Bild 4-17** oben gezeigten resultierenden Kippmoments am Polygonring. Daraus folgt auch die erforderliche Verlagerung des Kraftangriffspunkts, die in **Bild 4-17** unten gezeigt ist.

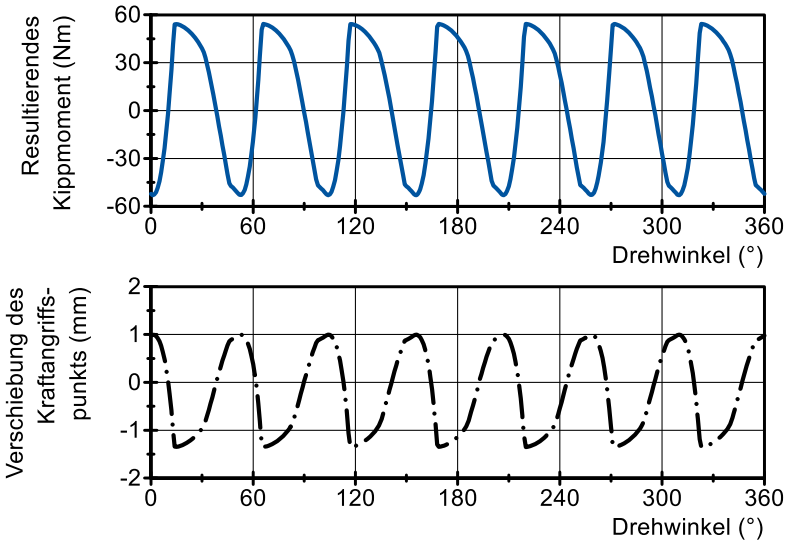


Bild 4-17: Erforderliche Verschiebung des Kraftangriffspunkts

Der Kraftangriffspunkt variiert zwischen -1 und +1,5 mm außerhalb der Kolbenachse. Die Verlagerung liegt um den Faktor 10 unterhalb der Größe des Gleitschuhaußenradius. Da somit das erforderliche Stützmoment deutlich geringer als das maximal theoretische Stützmoment (siehe Gleichung **Gl. 4-21** rechts) ist, können nur geringe Kippwinkel des Polygonrings gegenüber den Kolbenschuhen hervorgerufen werden.

Nach Böinghoff /Böi77/ ist bekannt, dass verkippte Gleitschuhe ein Drehmoment aufgrund der Änderung der hydrostatischen Druckfelder erfahren, dass dem Kippen entgegen wirkt. Die Überlegungen können auf das Kippen des Polygonrings übertragen werden, da im Fall der starren Kolbenabstützung die keilförmige Öffnung im Kontakt durch das Kippen des Polygonrings unter den starren Kolben erfolgt.

Mittels des in **Kapitel 3.3** vorgestellten Gleitschuhmodells kann die Verlagerung des Kraftangriffspunkts aufgrund des Drehmoments am Kolbenschuh für einen gegebenen Kippwinkel des Gleitschuhs berechnet werden. Dies ist in **Bild 4-18** dargestellt. Für die Berechnung wurden dieselben Randbedingungen wie bei der Abstützung über die Gleitschuh-Kugelgelenke berücksichtigt (HLP 68 bei

40°C, Entlastungsgrad 0,88). Im oberen Diagramm ist der Zusammenhang zwischen Kippwinkel und Kraftangriffspunktverlagerung für eine konstante Spalthöhe von 10 µm gezeigt. Die gezeigten Ergebnisse ergeben sich auch aus den Berechnungen von Böinghoff /Böi77/.

Im Betrieb ist die Spalthöhe allerdings für die gegebenen Relativgeschwindigkeiten nicht dieselbe, sondern stellt sich je nach Lasttragfähigkeit durch den dynamischen Druckaufbau ein. In **Bild 4-18** unten ist die Verlagerung bei Berücksichtigung der geänderten Spalthöhe aufgrund des dynamischen Druckaufbaus gezeigt. Der Verlauf der Kurven ändert sich zudem vom progressiven in einen degressiven Verlauf, da ein größerer Kippwinkel den dynamischen Druckaufbau unterstützt und somit die Spalthöhe ansteigt. Dies verringert die Verlagerung, da bei größeren Spalthöhen das Stützmoment geringer wird. Die dynamische Änderung der Spalthöhe tritt nur bei Relativgeschwindigkeit auf, weswegen die blaue Kurve für 0 m/s entfällt.

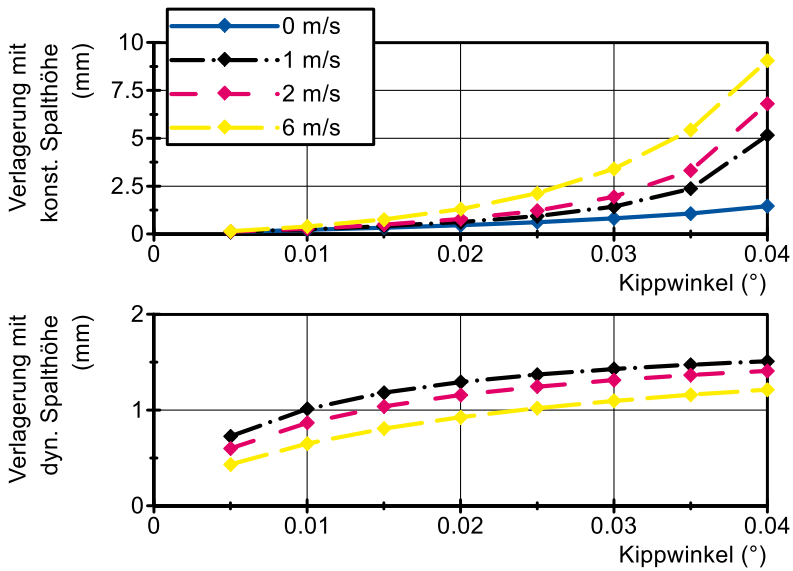


Bild 4-18: Verlagerung des Kraftangriffspunkts in Abhängigkeit des Kippwinkels (oben: konstante Spalthöhe von 10 µm für alle Punkte, unten: dynamische Änderung der Spalthöhe berücksichtigt)

Mit den Ergebnissen kann die Verdrehung des Polygonrings abgeschätzt werden. Die Relativgeschwindigkeit zwischen Gleitschuh und Lauffläche des Polygo-

nrings beträgt bis zu 1,8 m/s bei einer Drehzahl von 1500 U/min. Für Geschwindigkeiten von 1 und 2 m/s ergeben sich die in **Bild 4-19** gezeigten Verläufe des Kippwinkels für eine Abstützung über starre Kolben. Der Kippwinkel ist somit kleiner als 0,04°.

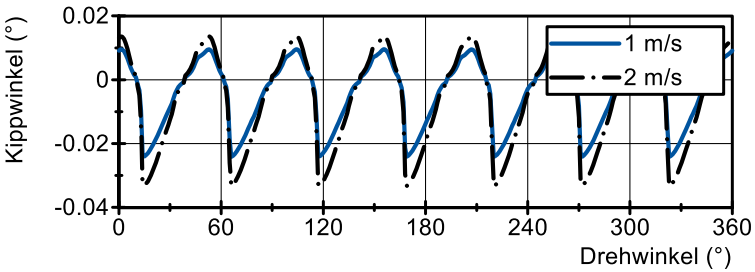


Bild 4-19: Kippwinkel der Abstützung über starre Kolben für Relativgeschwindigkeiten von 1 und 2 m/s

Durch das Kippen des Gleitschuhs steigt die Leckage aus dem tribologischen Kontakt. Für die gezeigten Kippwinkel ist die Leckage für einen Kolbendruck von 350 bar in **Bild 4-20** dargestellt. Die dynamische Änderung der Spalthöhe ist hier ebenfalls berücksichtigt. Die Leckage ist mit der Viskosität eines HLP 68 bei 40°C berechnet.

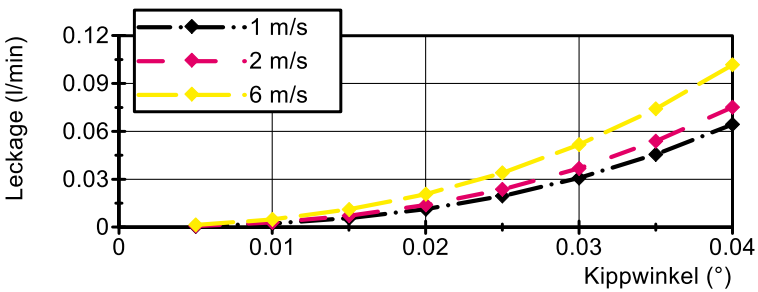


Bild 4-20: Leckage bei 350 bar in Abhängigkeit des Kippwinkels (dynamische Änderung der Spalthöhe für Relativgeschwindigkeit berücksichtigt)

Fazit

Der Vergleich des dynamischen Kippwinkels für die Abstützung über Gleitschuhe (**Bild 4-14**) und über starre Kolben (**Bild 4-19**) zeigt, dass zwei Größenord-

nungen zwischen den Werten für den Kippwinkel liegen und die Abstützung über starre Kolben somit wesentlich geringere Kippwinkel hervorruft. Der resultierende Kippwinkel kann zu maximal 0,04° abgeschätzt werden.

Bei kleinen Spalthöhen ist die Leckage bei der Abstützung über Gleitschuhe geringer, da die Laufflächen von Gleitschuh und Polygonring parallel zu einander sind. Für größere Spalte ist die Leckage für beide Varianten in der Größenordnung von 0,1 l/min. Dieser Wert ist für die weitere Auslegung akzeptabel.

Mit den diskutierten Ergebnissen wird aufgrund des geringen Kippwinkels und der damit erhöhten Stabilität des Triebwerks die Abstützung über starre Kolben für die weitere Entwicklung ausgewählt.

4.3 Entwicklung einer neuartigen Medientrennung

Neben der Wahl eines geeigneten Pumpentyps kommt der Wahl der Elemente der Medientrennung die wichtigste Aufgabe zu. Das Lösungsfeld der technisch sinnvollen Medientrennung für Kolbenpumpen ist in **Bild 4-21** übersichtlich dargestellt. Umsetzungen der Wirkprinzipien werden im Folgenden aufgezeigt und daraus eine neuartige Konstruktion der Medientrennung für eine Radialkolbenpumpe abgeleitet.

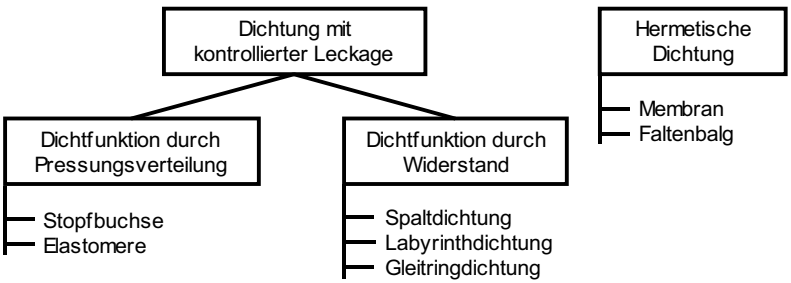


Bild 4-21: Übersicht zu Medientrennungen

4.3.1 Konzepte nach dem Stand der Technik

Spaltdichtung

Als Referenz wird zunächst der Standardkolben einer Maschine betrachtet und der Druckverlauf im Dichtspalt des Kolben-Buchse-Kontakts aufgezeigt, siehe **Bild 4-22**. Der Druckverlauf ist ausschlaggebend für die auftretende druckabhängige Leckage. Der Kolben-Buchse-Kontakt inklusive des Druckverlaufs im Fluid ist in **Bild 4-22** dargestellt.

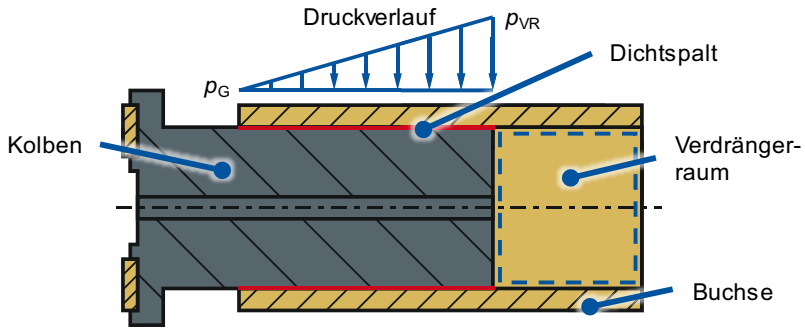


Bild 4-22: Druckfeld im Kolben-Buchse-Kontakt, Leckage entlang des Druckgefälles

Unter der Annahme einer zentrischen Lage des Kolbens in der Buchse ohne Verkippung des Kolbens ergibt sich ein linearer Druckabfall vom Verdrängerraum (VR) in Richtung des Gehäuses (G). Die auftretende Leckage Q_{Leck} in dem Kontakt kann mittels **Gl. 4-22**, die Druck- und Couette-Strömung berücksichtigt, berechnet werden.

$$Q_{\mathrm{Leck}} = \frac{\pi \cdot d \cdot h^3}{12 \cdot \eta \cdot l} \cdot \Delta p - \frac{v_{\mathrm{K},i} \cdot h \cdot \pi \cdot d}{2} \qquad \text{Gl. 4-22}$$

Die Subtraktion der beiden Terme ergibt sich im Förderhub, d.h. der Kolben fördert an ihm haftendes Fluid aus dem Gehäuse zurück in den Kontakt. Im Saughub ist die Geschwindigkeit $v_{\mathrm{K},i}$ negativ, sodass sich die Terme addieren. Die Größe der Leckage wird im Wesentlichen von der Spalthöhe h, die mit der dritten Potenz in die Gleichung eingeht, bestimmt. Die Parameter Länge l und Durchmesser d sowie die Viskosität η des Fluids beeinflussen die Leckage nur linear.

Der Vorteil der Spaltdichtung liegt darin, dass keine Verschleißteile wie Elastomerdichtungen in dem Kontakt verwendet werden und somit deren Anteile an der Reibung im tribologischen Kontakt entfallen. Nachteile ergeben sich daraus, dass zum einen der Kontakt nicht nachstellend ist, d.h. bei auftretendem Verschleiß wird der Spalt größer. Zum anderen erfolgt keine Trennung zwischen den Fluiden im Verdrängerraum und im tribologischen Kontakts des Dichtspalts.

Diese Art der Spaltdichtung ist Stand der Technik in sämtlichen ölhydraulischen Kolbenmaschinen. Aufgrund der Leckage ist diese Konstruktion allerdings nicht als Medientrennung zwischen nicht mischbaren Flüssigkeiten geeignet. Die

Möglichkeit besteht aber, den Verdrängerraum durch eine Spaltdichtung gegenüber einem Leckageraum abzudichten, dessen Fluid nicht der Schmierung dient und gesondert abgeführt wird.

Elastomerdichtung

Eine Elastomerdichtung hingegen kann zur Medientrennung eingesetzt werden. Diese Art wird bspw. für Kolbenspeicher verwendet /Hyd18/ und allgemein bei Zylinderstangendichtungen, die ebenfalls als Medientrennung aufgefasst werden können. Bei dieser Dichtungsart wird der Druckverlauf im Schmierfilm durch die Anpressung eines elastischen Dichtkörpers bestimmt. Nach Müller /Mue90/ kann angenommen werden, dass sich unter der Dichtung immer ein Schmierfilm befindet, der aufgrund von Gleichgewichtsbedingungen denselben Druckverlauf wie die Pressung selbst hat. Die Anordnung der Elastomerdichtung und der Druckverlauf sind in **Bild 4-23** dargestellt. Eine Anmerkung betrifft die Führung des Kolbens. In dem Bild ist gezeigt, dass die Toleranzen des Einbauraums für die Elastomerdichtung ein relativ großes Passungsspiel des Kolbens in der Buchse erfordern. Dies bedeutet, dass zur Führung des Kolbens eine weitere Buchse oder zusätzliche Führungsbänder, wie bei Zylinderstangendichtungen, erforderlich sind. Daraus folgt auch, dass die Gestaltung mit der möglichen Querbelastung der Kolben bei nicht querkraftfreien Triebwerken abgestimmt werden muss, also die Querkräfte vor der Dichtstelle bereits vollständig ins Gehäuse geleitet sind.

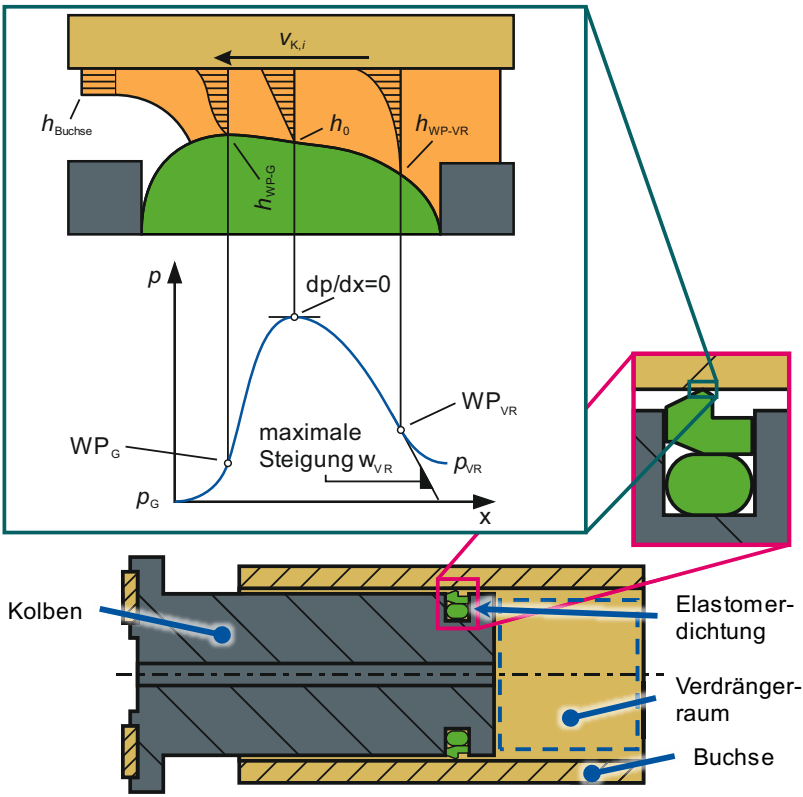


Bild 4-23: Medientrennung mit Elastomerdichtung und Pressungsverlauf für Berechnung der Spalthöhenverteilung

Zur Abschätzung der auftretenden Leckage wird aus dem bekannten Druckverlauf mittels der inversen Reynolds'schen-Gleichung die Spalthöhenverteilung berechnet. Der Druckverlauf entspricht dabei dem Verlauf der Pressung. Die Berechnung wird nach Müller /Mue90/ durchgeführt und das Ergebnis für den Einsatz als Medientrennung diskutiert.

Zunächst wird die stationäre Reynolds'sche Gleichung in **Gl. 4-23** betrachtet.

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{h^3}{12\cdot\eta}\cdot\frac{\partial p}{\partial x}\right)=\frac{v_{K,i}}{2}\cdot\frac{\partial h}{\partial x} \qquad \text{Gl. 4-23}$$

Die Ableitung von **Gl. 3-23** nach x und Umstellen der Gleichung ergibt **Gl. 4-24**.

$$h^3 \cdot \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial h}{\partial x} \cdot \left(3 \cdot h^2 \cdot \frac{\partial p}{\partial x} - 6 \cdot \eta \cdot v_{\mathrm{K},i} \right) = 0 \qquad \text{Gl. 4-24}$$

Einer der Wendepunkte zeichnet sich durch $\frac{\partial h}{\partial x} = 0$ aus (WP_G). Für den anderen Wendepunkt (WP_{VR}) ist $\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = 0$, aber $\frac{\partial h}{\partial x} \neq 0$, somit ergibt sich für die Spalthöhe in WP_{VR}, siehe **Gl. 4-25**.

$$h_{\text{WP-VR}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \eta \cdot v_{\mathrm{K},i}}{\left.\frac{\partial p}{\partial x}\right|_{\text{WP-VR}}}} \qquad \text{Gl. 4-25}$$

Die Integration der Reynolds'schen Gleichung aus **Gl. 4-23** mit der Randbedingung, dass $\frac{\partial p}{\partial x} = 0$ an der Stelle $h = h_0$, ergibt **Gl. 4-26**.

$$h^3 \cdot \frac{\partial p}{\partial x} - 6 \cdot \eta \cdot v_{\mathrm{K},i} \cdot (h - h_0) = 0 \qquad \text{Gl. 4-26}$$

Mit Einsetzen von **Gl. 4-25** in **Gl. 4-26** folgt für h_0.

$$h_0 = \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \eta \cdot v_{\mathrm{K},i}}{\left.\frac{\partial p}{\partial x}\right|_{\text{WP-VR}}}} = \frac{2}{3} \cdot h_{\text{WP-VR}} \qquad \text{Gl. 4-27}$$

Unter der Annahme eines nicht ölgefüllten Gehäuses bewegt sich der Schmierfilm mit der Geschwindigkeit der Buchse weiter. Die Kontinuitätsgleichung für h_{Buchse} und h_0 führt zu dem Zusammenhang zwischen den beiden Spalthöhen in **Gl. 4-28** und ergibt somit die Spalthöhe beim Fördern.

$$Q = \text{konst.} \Rightarrow h_{\text{Buchse}} \cdot v_{\mathrm{K},i} \cdot B = \frac{1}{2} \cdot h_0 \cdot v_{\mathrm{K},i} \cdot B$$

$$\Rightarrow h_{\text{Buchse, Fördern}} = \frac{1}{2} \cdot h_0 = \frac{1}{3} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \eta \cdot v_{\mathrm{K},i}}{\left.\frac{\partial p}{\partial x}\right|_{\text{WP-VR}}}} \qquad \text{Gl. 4-28}$$

Mit den gleichen Überlegungen lässt sich die Spalthöhe im Saughub bestimmen, siehe **Gl. 4-29**.

$$h_{\text{Buchse, Saugen}} = \frac{1}{2} \cdot h_0 = \frac{1}{3} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \eta \cdot v_{\text{K},i}}{\left.\frac{\partial p}{\partial x}\right|_{\text{WP-G}}}} \qquad \text{Gl. 4-29}$$

Die Medientrennung kann nur funktionieren, wenn die Rückförderung im Saughub ausreichend groß ist, um sämtliche Leckage wieder in den Verdrängerraum zu fördern, siehe **Gl. 4-30**.

$$h_{\text{Buchse, Saugen}} - h_{\text{Buchse, Fördern}} =$$

$$\frac{1}{3} \cdot \sqrt{2 \cdot \eta \cdot v_{\text{K},i} \cdot \left(\frac{1}{\left.\frac{\partial p}{\partial x}\right|_{\text{WP-G}}} - \frac{1}{\left.\frac{\partial p}{\partial x}\right|_{\text{WP-VR}}} \right)} > 0 \qquad \text{Gl. 4-30}$$

Die Berechnung zeigt, dass nur der Pressungsverlauf in der Dichtstelle ausschlaggebend dafür ist, wie groß die Leckage ist bzw., ob die Dichtung überhaupt als Medientrennung funktioniert. Bei einem gefüllten Pumpengehäuse ergeben sich die gleichen Überlegungen. Weiterhin ergibt sich der Umstand, dass über das Schleppöl Fluid entgegen des Druckgefälles in der Maschine gefördert werden kann, d.h. es besteht die Möglichkeit Schmieröl aus dem Gehäuse in den Verdrängerraum zu fördern.

Der Vorteil dieses Dichtungstyps liegt darin, dass bei richtiger Auslegung vollständig gedichtet werden kann bzw., dass Leckagen bedingt durch das Schleppöl wesentlich geringer als beim Referenzkolben sind.

Nachteilig bei dieser Art der Medientrennung ist, dass sowohl die Hubgeschwindigkeit innerhalb der Spezifikationen des Elastomeres liegen muss, sowie die maximale Frequenz der Lastspiele durch die hohen Drehzahlen der Pumpe schnell überschritten wird. Weiterhin kann die maximal ertragbare Relativgeschwindigkeit der Dichtung durch die hohe Belastung des Drucks reduziert werden. Diese Aspekte führen dazu, dass die Dichtung als Medientrennung in der Pumpe stark beansprucht wird, sodass die Lebensdauer eher gering ist.

Stopfbuchse

In Plungerpumpen wird nach dem Stand der Technik eine Stopfbuchse als Dichtung im Kolben-Buchse-Kontakt, und damit zur Medientrennung, eingesetzt. Die Stopfbuchse ist dadurch gekennzeichnet, dass Packungsmaterial zwischen Gehäuse und Kolben gelegt und dieses über eine Vorspannung im Kontakt verpresst wird. Somit ergibt sich eine hohe Dichtwirkung. Für die Stopfbuchse gilt genauso wie für die Elastomerdichtung, dass die Führung des Kolbens separat erfolgen muss. Eine Gestaltung der Stopfbuchsendichtung ist in **Bild 4-24** dargestellt.

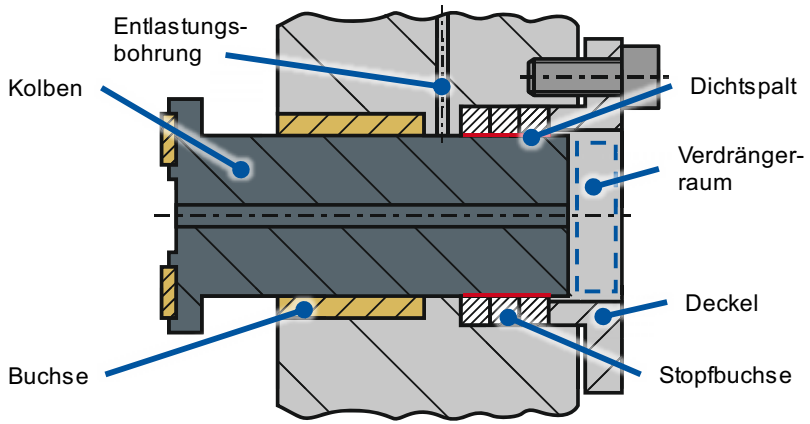


Bild 4-24: Gestaltung einer Stopfbuchsendichtung

Als Packungsmaterial kommen Knetpackungen aus Spänen oder Pulvern sowie Geflechtpackungen aus Fasermaterialien zum Einsatz /Jac13/. Diese Materialien bedingen, dass die Stopfbuchse im Betrieb mit dem Fluid aus dem Verdrängerraum gesättigt ist, um eine ausreichende Kühlung der Packung zu garantieren. Ansonsten könnte die Packung beim Heißlaufen thermisch geschädigt werden. Der auftretende Leckagevolumenstrom wird über die Entlastungsbohrung abgeleitet. Der Pressungsverlauf einer Stopfbuchse ist theoretisch ein exponentieller Verlauf mit hohen Pressungen im Bereich der Vorspannung durch den Deckel. Die Pressung fällt über der Dichtlänge in Richtung Entlastungsbohrung ab. Da der Pressungsverlauf praktisch von vielen Faktoren abhängig ist, wird darauf verzichtet eine Leckage abzuschätzen.

Die Stopfbuchse bietet neben dem Vorteil, dass die Dichtstelle eine hohe Dichtwirkung aufweist, den Vorteil, dass das Dichtelement experimentell erprobt ist und die Hersteller über praktische Erfahrung zur Auslegung verfügen.

Nachteilig ist, dass die Stopfbuchsenpackung zur Kühlung mit dem abzudichtenden Fluid gesättigt ist. Dies führt dazu, dass bei Erwärmung der Stopfbuchse das Fluid im Bereich des Gehäusedrucks als Leckage austritt. Zum anderen ist aufgrund der erforderlichen Vorspannung die Reibung im Dichtkontakt größer als bei den bereits vorgestellten Medientrennungen. Zudem ist auch die Kontaktfläche größer, sodass insgesamt die Reibkraft einen höheren Wert aufweist.

Hermetische Dichtung

Zur Bewerkstelligung einer hermetischen Dichtung ist die vollständige räumliche Trennung der Medien notwendig. Dies erfordert ein nicht permeables Zwischenelement, bspw. eine Membran, zwischen den zu trennenden Druckräumen. Eine wasserhydraulische Pumpe nach dem Stand der Technik mit hermetischer Dichtung ist die Radialkolbenpumpe der Fa. Hydrowatt, die bereits in **Kapitel 2.1.3** gezeigt wurde. Die Medientrennung mit einer Membran und die dazu erforderliche Gestaltung werden am Beispiel der Hydrowatt Pumpe diskutiert. Die Kolben-Baugruppe der Maschine ist in **Bild 4-25** gezeigt.

Der Kolben der Maschine besteht aus einer elastischen Membran, die zwischen dem Kolbenkopf und dem Gehäuse aufgehangen ist. Die Membran wird pro Umdrehung der Maschine um den vollständigen Kolbenhub gelängt. Da die Membran innen mit dem Fördermedium unter Druck gefüllt ist, muss die Membran außen an einer Buchse abgestützt werden, um eine radiale Dehnung zu vermeiden. Dies führt aber zu der Problematik, dass ein Schmierfilm im Kontakt zwischen Membran und Buchse vorhanden sein muss, um Reibung und Verschleiß zu reduzieren. Da der Verdrängerraum hermetisch abgeschlossen ist, steht keine unter Druck stehende Schmierflüssigkeit zur Verfügung, die entgegen dem Druckfeld in den Schmierspalt gepresst werden kann. Die gleiche Überlegung trifft auf den Gleitschuh / Polygonring Kontakt zu, der nicht hydrostatisch entlastet werden kann.

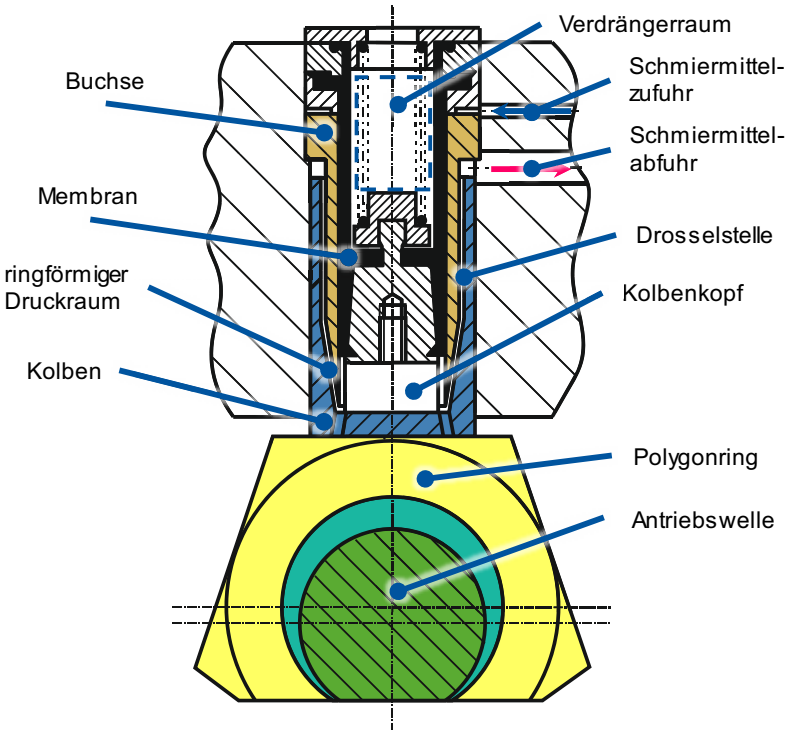


Bild 4-25: Radialkolbenpumpe der Fa. Hydrowatt nach /Hdw80/ und /Cüp82/

Die Fa. Hydrowatt hat dieses Problem derartig gelöst, dass im Saughub Schmieröl in die Kontaktstelle zwischen Membran und Buchse gedrückt wird. Das Schmieröl fließt bis in den ringförmigen Raum, der aus Kolben, Kolbenkopf und Buchse gebildet wird. Im Förderhub liegt die Membran an der Buchse an, sodass das vorhandene Schmieröl unter Druck steht und teilweise aus dem Kontakt gedrückt wird. Ein Rückfluss in den Kontakt oder in Richtung der Schmiermittelzufuhr ist nicht möglich. Das Öl im ringförmigen Raum wird durch die Hubbewegung des Kolbens ebenfalls komprimiert und fließt über die Drosselstelle zwischen Kolben und Buchse ab. Der Druck in diesem Raum kann zur Entlastung des Kontakts zwischen Kolben und Polygonring genutzt werden und bestimmt ausschließlich die Größe der Entlastungskraft. Daher ist der Entlastungsgrad als Quotient aus Entlastungskraft geteilt durch die Belastung der Kolbendruckkraft keine Konstante für verschiedene Betriebsdrücke der Pumpe. Dies legt den Schluss nahe, dass die

Entlastung eher gering ist, um eine Überkompensation bei Betrieb mit geringen Drücken zu vermeiden.

Der Vorteil des Konzepts zur Medientrennung liegt in der hermetischen Dichtung zwischen Fördermedium und Schmiermedium, sodass Durchmischung in allen Betriebspunkten vollständig vermieden wird. Weiterhin können verschmutzte Medien gefördert werden, da keine Gefahr besteht, dass die Partikel in die Dichtstellen eindringen und diese beschädigen.

Der wesentliche Nachteil der Maschine ist die aufwendige Gestaltung der Schmierung. Weiterhin ist die Funktionsfähigkeit und Lebensdauer der Maschine vollständig von der Membran abhängig, sodass Kompetenzen im Bereich Membrantechnologie erforderlich sind.

Eine weitere Möglichkeit für hermetische Dichtungen besteht darin einen Kolben innerhalb der zu verdrängenden Flüssigkeit über Magnetkräfte anzutreiben. Nachteilig sind der geringe erreichbare Hub und die vergleichsweise geringen Kräfte, die übertragen werden können.

Dichtung durch inertial gefüllten Zwischenraum

In der Prozesstechnik wird eine Medientrennung zwischen Prozessgasen bspw. über einen Zwischenraum, der mit einem unter Druck stehenden Inertgas gefüllt ist, realisiert. Das Prinzip wird in der Hydraulik für einen Kolbenspeicher von der Fa. Hydac verwendet. Die Skizze des Kolbenspeichers ist als Auszug aus dem Patent EP 0854296 B1 /Hyd97/, /Hyd98/ in **Bild 4-26** dargestellt. Der Kolben ist hier zweiteilig ausgeführt, sodass sich zwischen den beiden Teilkolben ein Zwischenraum bildet. Der Raum ist mit dem Druckmedium des Speichers inertial vorgefüllt. Dadurch, dass ein Kolben über eine Führungsstange in dem zweiten beweglich gelagert wird, ist die wirksame Ringfläche des Zwischenraums kleiner als die beiden Kolbenflächen auf Gas- und Flüssigkeitsseite. Darüber hinaus ist der Zwischenraum mit einer Feder vorgespannt, sodass bei ohne anliegende Drücke ein Inertialdruck im Zwischenmedium herrscht. Nach Befüllung des Speichers, steht die Gasseite unter dem eingestellten Vorfülldruck. Aufgrund der geringeren Ringfläche im Zwischenraum ist der dort herrschende Druck größer als auf der Gasseite, sodass ein Eindringen des Gases in das Druckmedium verhindert wird, da die Leckage nicht entgegen dem Druckgefälle fließen kann.

Im Betrieb des Speichers wirkt sowohl auf der Flüssigkeitsseite als auch auf der Gasseite der Betriebsdruck. Da der Druck zudem auf der Stirnseite der Führungsstange anliegt, ist der Druck im Zwischenraum nur noch um die Druckkraft der

Feder gegenüber den beiden Kolbenräumen vergrößert. Diese Gestaltung verhindert somit effektiv das Eindringen des Gases in die Ölseite. Das Trennmedium hingegen kann über Leckage in die Gas- und Ölseite gelangen.

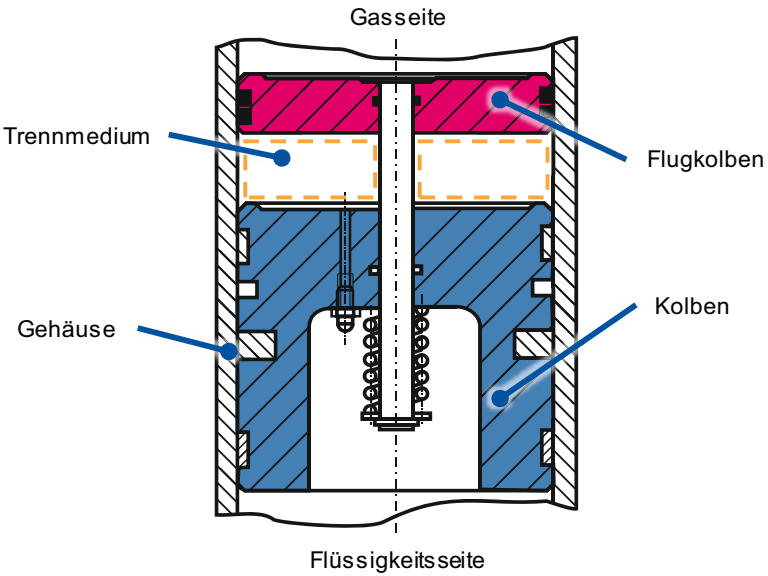


Bild 4-26: Skizze aus Hydac Patent für Kolbenspeicher /Hyd98/

Der Vorteil dieses Prinzips liegt darin, dass die Dichtwirkung systematisch erzeugt bzw. sogar erzwungen wird. Nachteilig an dieser Konstruktion ist, dass über der Zeit eine auftretende Leckage die Vorfüllung aufbraucht und somit die Funktion nicht mehr gegeben ist. Die Nachfüllung ist zwar möglich, erfordert aber die Demontage des Speichers.

4.3.2 Innovatives Konzept der Medientrennung

Für die zu entwickelnde Radialkolbenpumpe wird eine Medientrennung entwickelt, die eine Weiterentwicklung des Prinzips für den Hydrospeicher aus dem vorangegangenen Kapitel darstellt.

Dynamische Dichtungen, außer hermetische Dichtungen, weisen immer eine geringe Leckage auf, die erforderlich ist, um ein Heißlaufen des Dichtkontakts und somit eine thermische Überlastung des Dichtelements zu verhindern. Für das Dichtkonzept wird daher festgelegt, dass eine Leckage von der Ölseite in die Wasserseite in geringen Mengen auftreten darf. Da wasserhydraulische Systeme meist mit additivierten HFA- oder HFC-Flüssigkeiten betrieben werden, kann die Aufnahme von geringen Mengen an Öl toleriert werden. Zudem ist die Dichte von Mineralöl geringer, sodass sich die aufgenommene Menge auf der Oberfläche des Tanks der Anlage ansammelt. Die Eigenschaften des Druckmediums werden somit nicht beeinträchtigt.

Umgekehrt wird als Bedingung festgelegt, dass ein Übertritt des Wassers auf die Ölseite in allen Betriebszuständen unbedingt verhindert werden muss. Das Aufnahmevermögen von Öl für Wasser ist sehr gering und die Sättigung bei einem HLP-Öl bereits bei ca. 200 ppm erreicht /Mie18/. Eine weitere Zuführung von Wasser resultiert in einer zusätzlichen Phase von freiem Wasser, wodurch es zu einer Reduzierung der Schmierwirkung des Fluid und Korrosion kommt.

Aufbau des Dichtsystems

Die oben beschriebenen Anforderungen werden von einem zweigeteilten Kolben erfüllt, in dessen schmierölgefüllten Trennraum ein höherer Druck als im Verdrängerraum herrscht. Um dies zu erreichen ist ein Teilkolben, genannt Flugkolben, mit unterschiedlich großen Wirkflächen ausgeführt. Die Kolbenfläche zum Verdrängen des Fördermediums ist größer als die Fläche zum Trennraum, hier Kompensationsraum (KR) genannt. Die Reduktion der Fläche wird dadurch erreicht, dass der Flugkolben mittels einer Stange im zweiten Teilkolben, genannt Antriebskolben (AK), geführt ist.

Mit diesem Konzept wird realisiert, dass der Druck auf der Ölseite immer größer als auf der Wasserseite ist. Dies ist in allen Betriebszuständen gewährleistet. Der zweigeteilte Kolben wird in dieser Arbeit als Druckverstärkerkolben (DVK) bezeichnet. Der Aufbau ist in **Bild 4-27** dargestellt. Zu erkennen ist eine Kolbenbaugruppe in einem Pumpeneinsatz. Die Kolbenbaugruppe besteht wie oben beschrieben aus Antriebs- und Flugkolben. Der Antriebskolben ist mit zusätzlichen

Bohrungen versehen, deren Funktion im weiteren Verlauf des Kapitels erläutert wird. Der Flugkolben ist mit den zwei unterschiedlich großen Wirkflächen ausgestattet und zudem mit einer Elastomere-Dichtung. Die Funktion der Dichtung wird am Ende dieses Kapitels erklärt.

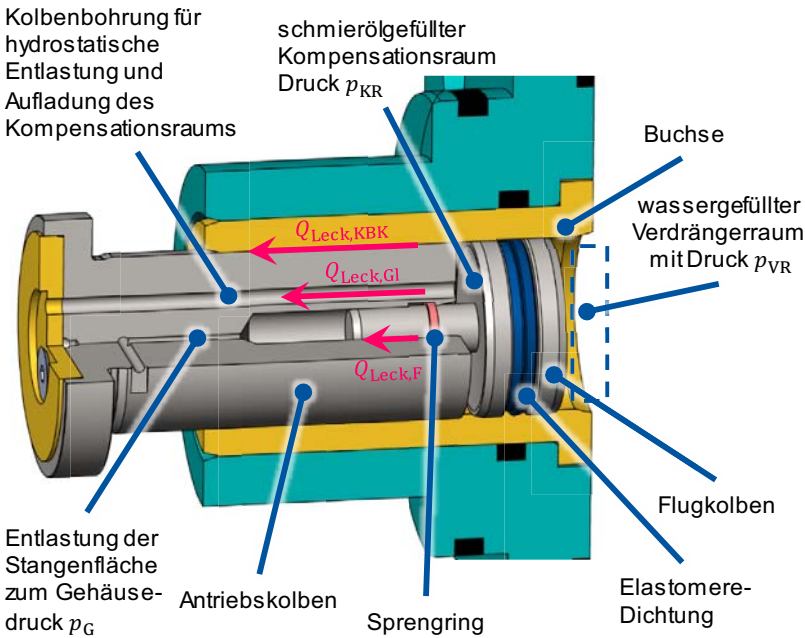


Bild 4-27: Druckverstärkerkolben für eine Radialkolbenpumpe

Im Förderhub führt der im Verdrängerraum anliegende Wasserdruck p_{VR} aufgrund der Flächendifferenz zwischen Verdrängerraum und Kompensationsraum zu einem höheren Druck p_{KR} des Schmieröls im Kompensationsraum. Es gilt das Kräftegleichgewicht in **Gl. 4-31** unter Vernachlässigung von Trägheits- und Reibkräften. Diese sind gegenüber den Druckkräften sehr klein und damit vernachlässigbar. Die Flächen sind nochmals in **Bild 4-31** ersichtlich.

$$p_{KR} \cdot (A_K - A_{St}) + p_G \cdot A_{St} = p_{VR} \cdot A_K \qquad \text{Gl. 4-31}$$

Dies erfordert, dass die Stangenstirnseite A_{St} des Flugkolbens zum Gehäusedruck hin entlastet ist. Unter der Annahme, dass der Gehäusedruck p_G geringfügig

oberhalb des Umgebungsdrucks liegt und somit aufgrund der deutlich höheren Verdrängerraumdrücke vernachlässigbar ist, ergibt sich die Abhängigkeit des Drucks im Kompensationsraum p_{KR} vom Verdrängerraumdruck p_{VR} in **Gl. 4-32**.

$$p_{KR} = p_{VR} \cdot \frac{A_K}{A_K - A_{St}} = p_{VR} \cdot \frac{D_K^2}{D_K^2 - D_{St}^2} \qquad \text{Gl. 4-32}$$

Die betriebspunktabhängige Drucküberhöhung ist in **Bild 4-28** dargestellt für zwei beispielhafte Stangendurchmesser D_{St}.

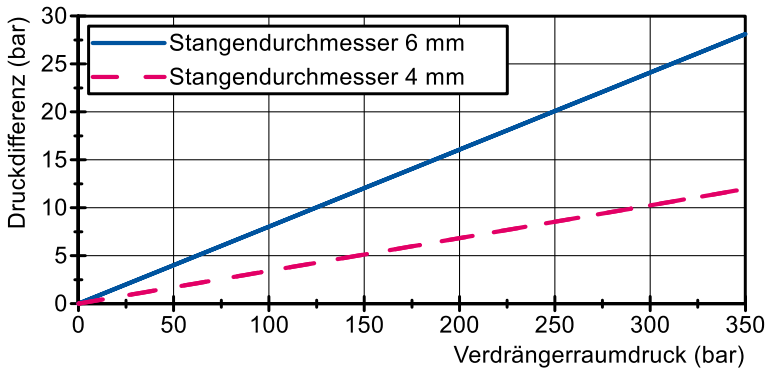


Bild 4-28: Drucküberhöhung im Kompensationsraum in Abhängigkeit des Verdrängerraumdrucks

Das Schmieröl aus dem Kompensationsraum wird weiterhin zum Ausgleich der Leckage im Kolben-Buchse-Kontakt genutzt und außerdem durch eine Bohrung im Antriebskolben zum Kolbenschuh geleitet, um dort das hydrostatische Druckfeld zur Entlastung der Kolbenkräfte zu nutzen. Beide Volumenströme sind Leckagen, sodass das Volumen in dem Kompensationsraum mit der Zeit kleiner wird und eine Aufladung bzw. Füllung des Kompensationsraums im Saughub notwendig ist.

Im Saughub wird der Flugkolben mittels eines Sprengrings mechanisch vom Antriebskolben mitgenommen. Auf diese Weise wird die Funktion des Ansaugens erzwungen. Weiterhin ist im Saughub die Wasserseite ggf. auf einen Vordruck vorgespannt, um Kavitation beim Saugen von Wasser zu verhindern. Da auf der Ölseite in dem Kompensationsraum kein Druck aufgebaut wird, muss ein externer Druck in den Kompensationsraum eingeleitet werden, damit die Forderung nach einem größeren Öldruck erfüllt wird. Die Aufladung des Kompensationsraums vergrößert den Abstand zwischen Flugkolben und Antriebskolben auf die maxima-

le Distanz, sodass für den nächsten Förderhub wieder die volle Kompensation zum Ausgleich von Leckagen zur Verfügung steht.

Druckversorgung

Die Druckversorgung wird unter den Kolbenschuhen bereitgestellt, sodass die Kolbenbohrung im Saughub zur Aufladung genutzt werden kann. Die Gestaltung der Druckversorgung ist in **Bild 4-29** dargestellt. Die Antriebswelle ist zentral durchbohrt und über eine Querbohrung sowie eine Nut auf der Oberfläche der Exzenterscheibe mit einer Bohrung in der Lauffläche des Polygonrings verbunden.

Da dieselbe Kolbenbohrung für die Versorgung der Entlastung des Gleitschuhs im Förderhub und für die Aufladung des Kompensationsraums im Saughub verwendet wird, ist eine Umsteuerung notwendig. Die Umsteuerung verbindet nur im Saughub die Bohrung im Polygonring mit der Druckversorgung. Diese Funktionalität wird über ein Drehschieberventil realisiert, das durch die Nut in der Exzenterscheibe und durch die Bohrung im Polygonring gebildet wird. Mit der Relativdrehung zwischen den beiden Bauteilen und dem Winkelbereich der Nut ergeben sich die Steuerzeiten der Umsteuerung. Diese sind derartig ausgelegt, dass im Saughub kurz nach Durchfahren des inneren Totpunkts (IT) das Drehschieberventil öffnet und bei Erreichen des äußeren Totpunkts (AT) wieder schließt, um den Druckaufbau im Verdränger- und Kompensationsraum zu ermöglichen. Der innere Totpunkt ist dadurch definiert, dass der Kolben vollständig eingefahren ist.

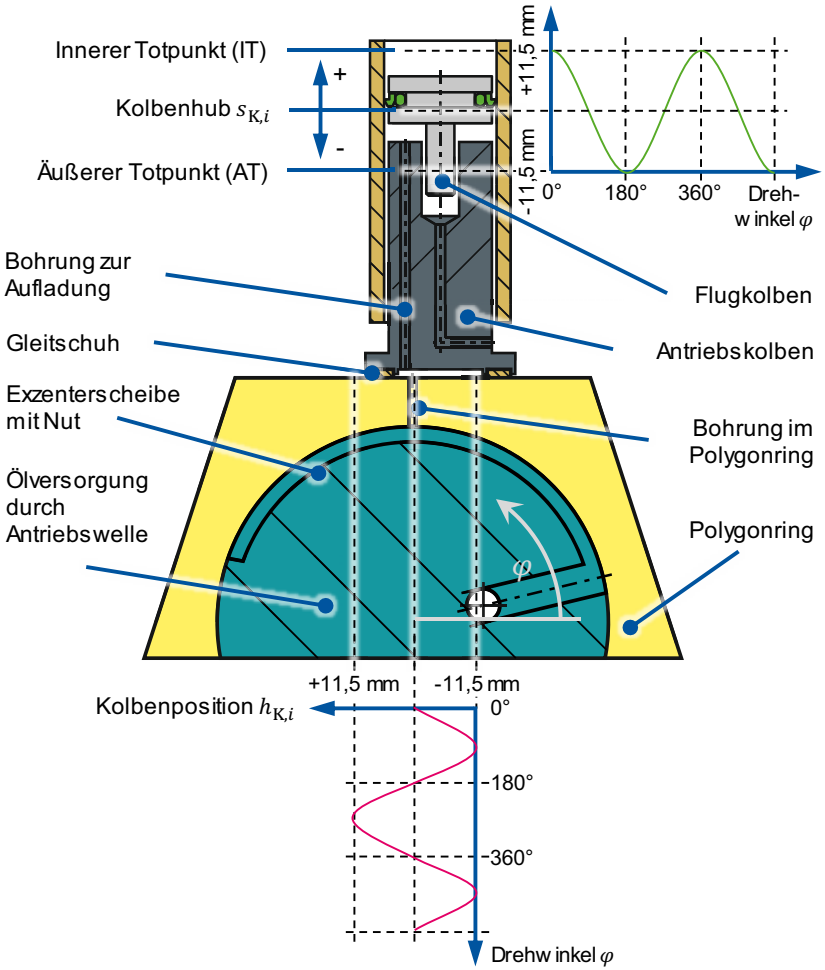


Bild 4-29: Mechanische Umsteuerung mittels Drehschieberventil

Bei der Ausgestaltung der Umsteuerung ergibt sich die Problematik, dass die Bohrung in der Lauffläche des Polygonrings im Saughub zeitweise durch den Gleitschuh verdeckt wird, sodass der Versorgungsdruck nur zu Beginn und gegen Ende des Saughubs anliegt, d.h. im Bereich des inneren und äußeren Totpunkts. Dieses Verhalten wird in der Simulation (**Bild 4-37** und **Bild 4-38**) und den Messungen (**Bild 5-9**) sichtbar und wird anhand der Simulation weiter ausgeführt.

Zusätzliches Dichtelement

Um die Leckage von Öl aus dem Kompensationsraum in Richtung der Wasserseite zu minimieren sowie die Leckage des Wassers in den Kompensationsraum bei nicht ausreichender Druckverstärkung zu verhindern, wird ein zusätzliches Dichtelement im Flugkolben angeordnet. Die Anforderungen an das Element sind eine einseitige Dichtwirkung bei einer Druckdifferenz von maximal 350 bar zwischen Wasser- und Ölseite, die sich bei nicht vorhandener Druckverstärkung ergäbe, und eine ertragbare Relativgeschwindigkeit von bis zu 2 m/s bei einer Lastspielfrequenz von 25 Hz. Diese Werte gelten für einen Betrieb der Radialkolbenmaschine bei 1500 U/min. Da die geforderte Lastspielfrequenz von Elastomere-Dichtungen namhafter Hersteller nicht erfüllt werden kann, wird zunächst ein Dichtelement für Prüfstandversuche bei Drehzahlen bis 500 U/min (0,6 m/s und 8,3 Hz) ausgewählt.

Eine Elastomere-Dichtung des Typs Stepseal 2K der Fa. Trelleborg /Tre13/ erfüllt die reduzierten Anforderungen und wurde daher ausgewählt. Die Anordnung des Dichtelements im Flugkolben ist in **Bild 4-30** dargestellt.

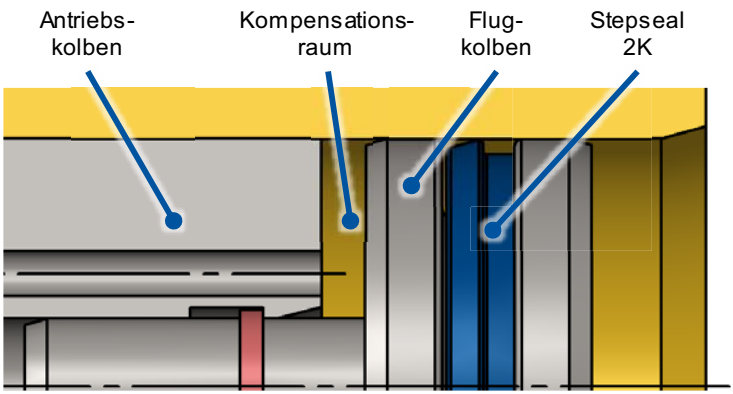


Bild 4-30: Stepseal 2K im Flugkolben

Wie in **Kapitel 4.3.1** gezeigt, bestimmt bei dieser Art der Dichtung die Anpressung des Dichtungswerkstoffs den Druckverlauf im Dichtspalt. Daher besitzt das Dichtelement eine Rückfördermöglichkeit in die Hochdruckseite, die von einseitig wirkenden Stangendichtungen in Hydraulikzylindern bekannt ist. Dies wurde derart berücksichtigt, dass die Hochdruckseite der Dichtung der Wasserseite zuge-

wandt ist, obwohl der Druck im Kompensationsraum größer ist. Im Saughub verlässt Öl aufgrund der Druckdifferenz zwischen Kompensationsraum und Verdrängerraum sowie aufgrund des Schleppöls den Kompensationsraum und haftet an der Oberfläche der Buchse innerhalb des Verdrängerraums. Im Förderhub ist die Menge an Fluid, die von der Oberfläche wieder in den Kompensationsraum geschleppt werden kann, geringer und somit sichergestellt, dass kein Wasser in die Ölseite eindringt.

4.4 Simulative Untersuchung der innovativen Medientrennung

Das entwickelte Konzept zur Medientrennung wird mittels Simulation untersucht. Dazu wird ein Simulationsmodell aufgebaut und erläutert.

4.4.1 Modellierung der Kolbenbaugruppe

Für die simulative Untersuchung wird eine Kolbenbaugruppe, bestehend aus Antriebskolben und Flugkolben abgebildet. Die nötigen Bauteile und Parameter sind in **Bild 4-31** dargestellt.

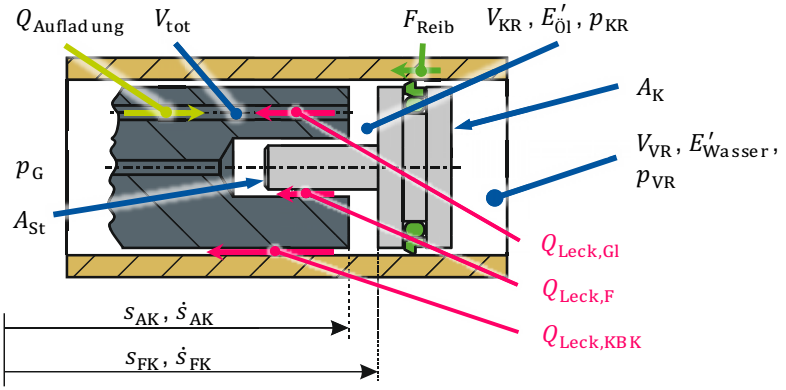


Bild 4-31: Kolbenbaugruppe für Modellierung

Der Druckaufbau im Kompensationsraum wird durch **Gl. 4-33** beschrieben und hängt im Wesentlichen von der Relativbewegung der beiden Teilkolben ab. Im Saughub $(0 \leq \varphi < 180)$ wird über die Kolbenbohrung der Volumenstrom $Q_{\text{Aufladung}}(\varphi, \Delta p_{\text{DQ-KR}})$ zugeführt.

$$\dot{p}_{\text{KR}} = \frac{E'_{\text{Öl}}}{V_{\text{KR}} + V_{\text{tot}}} \cdot \sum \left(Q_{\text{zu}} - Q_{\text{ab}} - \dot{V}\right)$$

$$= \frac{E'_{\text{Öl}}}{(s_{\text{FK}} - s_{\text{AK}}) \cdot (A_{\text{K}} - A_{\text{St}}) + V_{\text{tot}}} \cdot \left[(\dot{s}_{\text{AK}} - \dot{s}_{\text{FK}}) \cdot (A_{\text{K}} - A_{\text{St}})\right. \qquad \text{Gl. 4-33}$$

$$\left. - Q_{\text{Leck,KBK}} - Q_{\text{Leck,Gl}} - Q_{\text{Leck,F}} + Q_{\text{Aufladung}}(\varphi, \Delta p_{\text{DQ-KR}})\right]$$

Der Leckagevolumenstrom $Q_{\mathrm{Leck,KB}}$ (**Gl. 4-34**) wird über den Kolben-Buchse-Kontakt zum Gehäuse abgeführt. In der Berechnung kann der Einfluss eines exzentrisch geführten Kolbens berücksichtigt werden zur Abschätzung von minimaler und maximaler Leckage.

$$Q_{\mathrm{Leck,KBK}} = \frac{\pi \cdot D_{\mathrm{K}} \cdot h_{\mathrm{KB}}^3}{12 \cdot \eta_{\mathrm{Öl}} \cdot (l_{\min} + s_{\mathrm{AK}})} \cdot \left(1 + 1{,}5 \cdot \left(\frac{e_{\mathrm{KB}}}{h_{\mathrm{KB}}}\right)^2\right) \cdot \Delta p_{\mathrm{KR-G}} \qquad \text{Gl. 4-34}$$

Der Leckagevolumenstrom $Q_{\mathrm{Leck,Gl}}$ (**Gl. 4-35**) wird durch die Kolbenbohrung zum Gleitschuh geführt und dort zur Schmierung genutzt. In der Gleichung ist der Gleitschuh parallel zur Polygonringoberfläche.

$$Q_{\mathrm{Leck,Gl}} = \frac{\pi \cdot h_{\mathrm{Gl}}^3}{6 \cdot \eta_{\mathrm{Öl}} \cdot \ln\left(\frac{D_{\mathrm{Gl,a}}}{D_{\mathrm{Gl,i}}}\right)} \cdot \Delta p_{\mathrm{KR-G}} \qquad \text{Gl. 4-35}$$

Der Leckagevolumenstrom $Q_{\mathrm{Leck,F}}$ (**Gl. 4-36**) wird an der Führung des Flugkolbens in Richtung Gehäuse geleitet. In der Gleichung wird eine zentrische Führung angenommen.

$$Q_{\mathrm{Leck,F}} = \frac{\pi \cdot D_{\mathrm{St}} \cdot h_{\mathrm{F}}^3}{12 \cdot \eta_{\mathrm{Öl}} \cdot (l_{\mathrm{F}})} \cdot \Delta p_{\mathrm{KR-G}} \qquad \text{Gl. 4-36}$$

Der Kompensationsraumdruck wirkt auf den Flugkolben und beschleunigt diesen in positiver Richtung, siehe **Gl. 4-37**. Im Saughub ($0 \leq \varphi < 180$) wirkt zusätzlich die Kraft $F_{\mathrm{Sprengring}}(\varphi, s_{\mathrm{AK}} - s_{\mathrm{FK}})$.

$$\begin{aligned} m \cdot \ddot{s}_{\mathrm{FK}} + d \cdot \dot{s}_{\mathrm{FK}} = {} & p_{\mathrm{KR}} \cdot (A_{\mathrm{K}} - A_{\mathrm{St}}) + p_{\mathrm{G}} \cdot A_{\mathrm{St}} - p_{\mathrm{VR}} \cdot A_{\mathrm{K}} \\ & - F_{\mathrm{Reib}} - F_{\mathrm{Sprengring}}(\varphi, s_{\mathrm{AK}} - s_{\mathrm{FK}}) \end{aligned} \qquad \text{Gl. 4-37}$$

Der Bewegung stehen zum einen die Trägheitskraft des Kolbens, Reibkräfte an der Dichtung und vor allem der Druck bzw. Druckaufbau im Verdrängerraum entgegen. Der Druck berechnet sich nach **Gl. 4-38**. Im Wesentlichen ist der Druckaufbau durch der Kompressionsmodul E'_{Wasser} des Wassers geprägt.

$$\begin{aligned} \dot{p}_{\mathrm{VR}} &= \frac{E'_{\mathrm{Wasser}}}{V_{\mathrm{VR}} + V_{\mathrm{tot}}} \cdot \sum \left(Q_{\mathrm{zu}} - Q_{\mathrm{ab}} - \dot{V}\right) \\ &= \frac{E'_{\mathrm{Wasser}}}{V_{\mathrm{tot}} - s_{\mathrm{FK}} \cdot A_{\mathrm{K}}} \cdot \left(\dot{s}_{\mathrm{FK}} \cdot A_{\mathrm{K}} - Q_{\mathrm{RSV,HD}} - Q_{\mathrm{Leck,VR}}\right) \end{aligned} \qquad \text{Gl. 4-38}$$

Bei Betrachtung der Gleichungen wird die Kausalkette verständlich, dass sich zuerst Druck im Kompensationsraum aufbauen muss, um den Flugkolben bewegen zu können. Der Druck im Verdrängerraum wiederum kann sich erst durch die Bewegung des Flugkolbens aufbauen. Aus diesen Überlegungen ergibt sich, dass auch bereits beim Druckaufbau im Verdrängerraum der Kompensationsraumdruck größer als der Verdrängerraumdruck ist. Weiterhin vermeidet die Funktionsweise der Medientrennung Druckschläge auf das Triebwerk beim Komprimieren der Wassersäule, da das Öl im Kompensationsraum den Druckanstieg bestimmt und damit Druckschläge dämpft. Die Abhängigkeit der Druckschläge vom Kompressionsmodul ist bereits in **Kapitel 3.2** erläutert worden.

Im Saughub wird der Kompensationsraum mit externem Druck aufgeladen und der Kompensationsraumdruck höher als der Verdrängerraumdruck gehalten. Daher wird der Flugkolben über den Sprengring formschlüssig zurückgezogen.

Bei Betrachtung der auftretenden Leckagen zeigt sich außerdem, dass Wirkungsgradeinbußen durch Leckageverluste abhängig von der Viskosität des Schmieröls sind und somit der volumetrische Wirkungsgrad der Maschine besser als der einer selbstgeschmierten wasserhydraulischen Pumpe sein sollte. Dies wirkt sich zudem positiv auf den Wärmehaushalt der Maschine aus, der allerdings auch durch Reibungsverluste in den tribologischen Kontakten beeinflusst wird. Weiterhin muss für den Gesamtwirkungsgrad der Maschine der Leistungsbedarf der Schmiermittelversorgung beachtet werden.

4.4.2 Simulation des dynamischen Druckaufbaus und des Bewegungsverhaltens

Die dynamische Simulation des gezeigten Modells erfolgt in DSHplus (Version 3.9.0.R174) der Fa. Fluidon GmbH. Das Programm ist für die Berechnung hydraulischer Netzwerke entwickelt worden und lässt sich daher auch für die Berechnung hydraulischer Komponenten verwenden. Das Modell umfasst die beschriebenen Zusammenhänge aus **Gl. 4-33** bis **Gl. 4-38**. Der wesentliche Vorteil in der Nutzung liegt darin, dass zum einen Kennfelder für den Kompressionsmodul der Flüssigkeit hinterlegt sind und zum anderen, dass bei der Berechnung des Druckaufbaus in Zylindern bzw. Kolbenkammern die Kompression der Volumenänderung durch Kolbenbewegung mitberechnet wird. In **Bild 4-32** ist das Schema der Simulation im Programm DSHplus gezeigt.

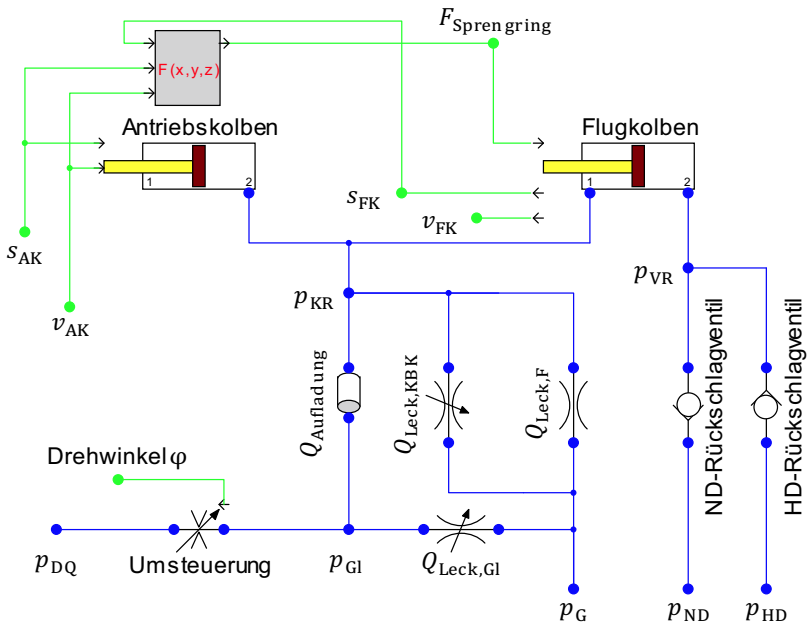


Bild 4-32: Vereinfachte Darstellung des Simulationsmodells in DSHplus

Im Modell wird die Bewegungsgleichung nur für den Flugkoben berechnet. Der Antriebskolben dient der Umsetzung der Hubbewegung in Volumenstrom. Der Druckaufbau wird in Kompensations- und Verdrängerraum berechnet. Die Umsteuerung des Verdrängerraums erfolgt über Rückschlagventile, deren Dynamik zum Öffnung bzw. Schließen nicht berücksichtigt wird. Die Leckagen aus dem Kompensationsraum sind nach den Gleichungen **Gl. 4-34** bis **Gl. 4-36** implementiert. Weiterhin wird die mechanische Umsteuerung mit den geometrisch berechneten Öffnungen berechnet.

Das Resultat des Simulationsmodells sind Verläufe der Hubbewegungen und der Drücke, insbesondere des Kompensationsraums und des Verdrängerraums, in Abhängigkeit der Zeit. Die Simulation ermöglicht die Untersuchung der Einflüsse auf die Dynamik des Druckaufbaus im Kompensationsraum und auf das Bewegungsverhalten des Flugkolbens.

Zur Verdeutlichung der Hubbewegung des Antriebs- und Flugkolbens und des Verdränger- und Kompensationsraumdrucks sind die Größen in **Bild 4-33** über dem Drehwinkel der Antriebswelle dargestellt. Links im Bild ist zum einen die

Abweichung der Bewegung des Flugkolbens vom Antriebskolben aufgrund von Leckagen im Förderhub zu erkennen. Der Kompensationsraumdruck baut sich voreilend zum Verdrängerraumdruck auf und erreicht aufgrund der Druckverstärkung einen höheren Wert. Im Saughub wird der Flugkolben erst nach der Dekompression über den Sprengring vom Antriebskolben mitgenommen. Im Verlauf des Kompensationsraumdrucks sind zudem Druckschwankungen im Saughub erkennbar, die auf die Modellierung der Kolbenbohrung als Induktivität zurückzuführen sind. Der Volumenstrom in der Kolbenbohrung wird erst durch eine Drucküberhöhung im Kompensationsraum gebremst, sodass eine Druckschwingung resultiert, bis der Kompensationsraumdruck der Druckversorgung entspricht.

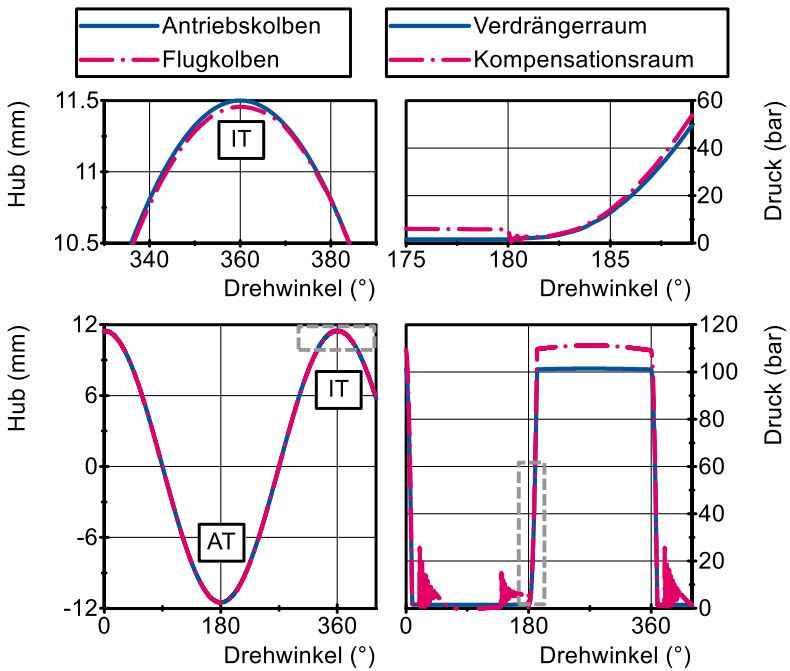


Bild 4-33: Vergleich der Kolbenhübe und Drücke (Drehzahl n = 500 U/min, Druck p_{HD} = 100 bar, Druck p_{ND} = 1,8 bar, Druck p_{DQ} = 6 bar)

4.4.3 Einflussgrößen

Im Folgenden wird auf den Einfluss der Betriebsparameter Förderdruck, Drehzahl und externer Versorgungsruck eingegangen.

Förderdruck

Der Förderdruck, gegen den die Pumpe arbeitet, wird variiert, um den Einfluss der Leckage aus dem Kompensationsraum auf den Hub des Flugkolbens zu verdeutlichen. Dies ist in **Bild 4-34** dargestellt. Mit steigenden Druck nimmt die druckabhängige Leckage zu, sodass die beiden Kolben sich aufeinander zu bewegen. Dies resultiert schließlich in einem geringeren Hub des Flugkolbens und kann als volumetrischer Verlust der Verdrängermaschine gewertet werden.

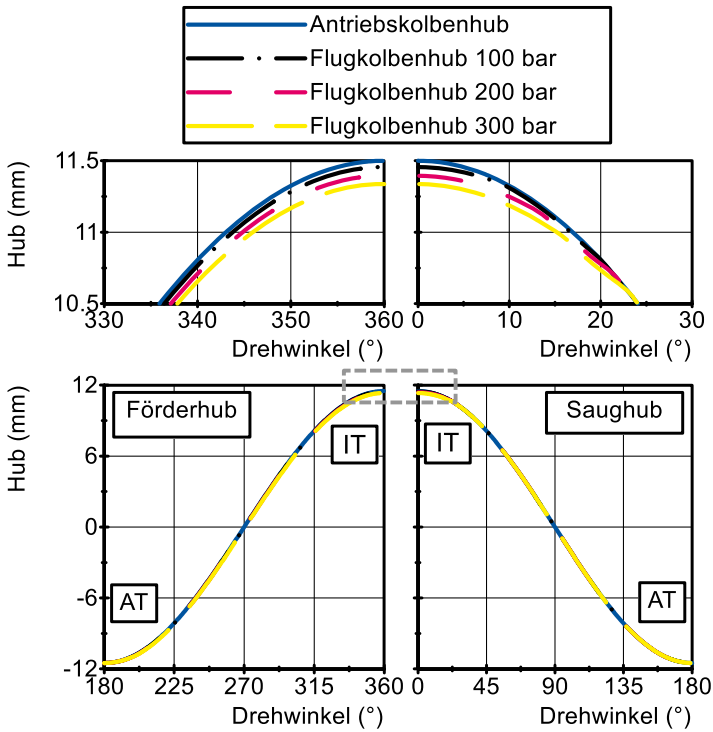


Bild 4-34: Vergleich des Flugkolbenhubs bei Variation des Förderdrucks (Drehzahl n = 500 U/min, Druck p_{HD} = variabel, Druck p_{ND} = 1,8 bar, Druck p_{DQ} = 6 bar)

Der Hub des Flugkobens im inneren Totpunkt ist um 1,5 % gegenüber dem Hub des Antriebskolbens für einen Hochdruck von 300 bar reduziert. Dieser Wert ist vergleichbar mit dem Einfluss der Kompression von ölhydraulischen Pumpen und wird daher als ausreichend klein gewertet.

Minimale Drehzahl

Die Drehzahl bildet mit dem Förderdruck der Pumpe die beiden wesentlichen Betriebsparameter einer Hydraulikpumpe. Von schlitzgesteuerten Axialkolbenmaschinen ist bekannt, dass die Drehzahl einen Einfluss auf die Umsteuerung hat, da sich die Volumenströme durch die Feinsteuerkerben und -bohrungen ändern /San03/. Es wird untersucht, inwiefern sich eine Drehzahlabhängigkeit der Drücke bemerkbar macht und bis zu welchen geringen Drehzahlen die Maschine den Kompensationsraumdruck noch aufrechterhalten kann.

Die Drehzahl hat Einfluss auf die Leckage aus dem Kompensationsraum, da bei einer höheren Drehzahl ein längerer Zeitraum für Leckagen zur Verfügung steht. Dies ist in **Bild 4-35** dargestellt. Der Einfluss ist um den Faktor 3 geringer als der Einfluss des Förderdrucks.

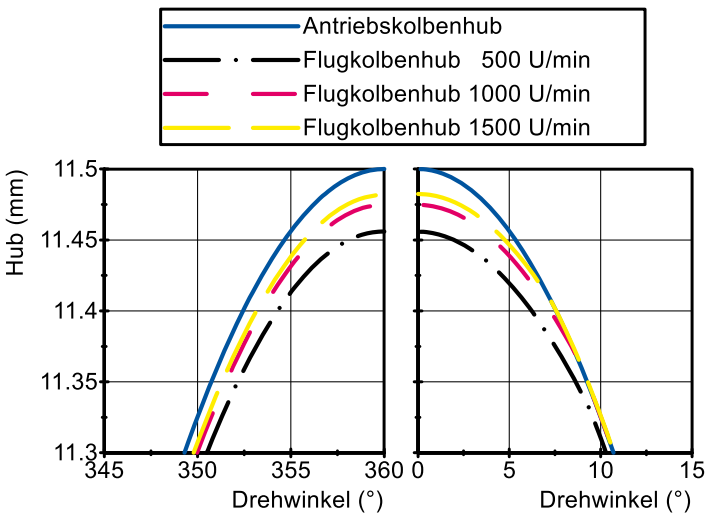


Bild 4-35: Vergleich des Flugkolbenhubs bei Variation der Drehzahl (Drehzahl = variabel, Druck p_{HD} = 100 bar, Druck p_{ND} = 1,8 bar, Druck p_{DQ} = 6 bar)

Die Drehzahl hat keinen ausgeprägten Einfluss auf den Druckaufbau im Verdrängerraum. In der Simulation liegt dies vor allen an den einfach modellierten Rückschlagventilen. Im Wesentlichen steigt der benötigte Druck von Kompensations- und Verdrängerraum, da das Hubvolumen in kürzerer Zeit den Widerstand der Rückschlagventile überwinden muss, **Bild 4-36**. Die Drehzahl hat zudem einen Einfluss auf die Druckschwingung im Kompensationsraum bei der Aufladung im Saughub. Daher muss bei der experimentellen Validierung die vollständige Aufladung beachtet werden.

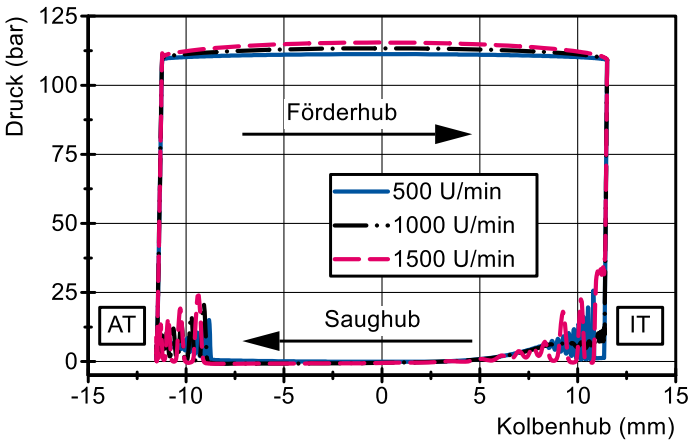


Bild 4-36: Vergleich des Kompensationsraumdrucks bei verschiedenen Drehzahlen (Drehzahl = variabel, Druck p_{HD} = 100 bar, Druck p_{ND} = 1,8 bar, Druck p_{DQ} = 6 bar)

Externer Versorgungsdruck

Für die Radialkolbenmaschine mit innovativer dynamischer Medientrennung ergibt sich noch eine dritte Einflussgröße, die für den Betrieb der Maschine variiert werden kann, und zwar den Druck der externen Schmierölversorgung p_{DQ}. Diese hat die Aufgabe während des Saughubs den Kompensationsraum aufzuladen und dort einen Gegendruck zum Vorfülldruck der Wasserseite zu halten.

Der Einfluss des Versorgungsdrucks kann innerhalb der Simulation untersucht werden. **Bild 4-37** zeigt die geometrisch berechnete Öffnungsfläche der Umsteuerung und den Verlauf des Drucks in dem Kompensationsraum für verschiedene Versorgungsdrücke. Die Aufladung des Kompensationsraums funktioniert auch beim niedrigsten Versorgungsdruck. Dies ist daran erkennbar, dass der Kompensa-

tionsraumdruck über dem gesamten Förderhub gehalten werden kann. Innerhalb der Simulation ist die Induktivität der Kolbenbohrung berücksichtigt, um einen Einfluss der Trägheit auf die Aufladung zu untersuchen. Daraus resultieren die Schwankungen im Druckverlauf bei der Aufladung im Saughub.

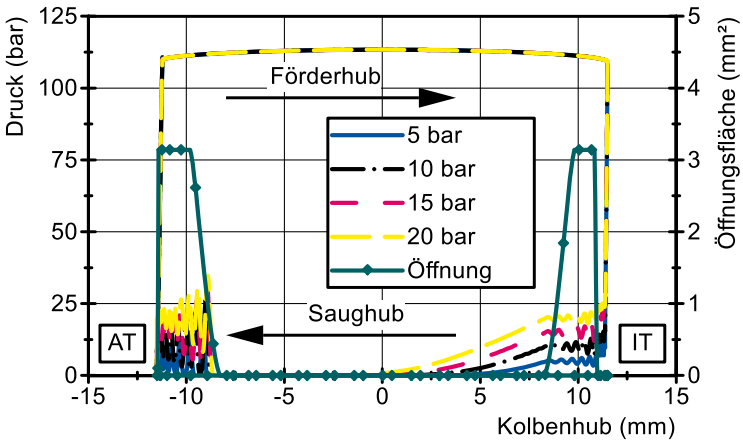


Bild 4-37: Vergleich des Kompensationsraumdrucks bei verschiedenen Versorgungsdrücken (Drehzahl n = 1000 U/min, Druck p_{HD} = 100 bar, Druck p_{ND} = 1,8 bar, Druck p_{DQ} = variabel)

Die geometrische Öffnungsfläche wird durch die Umsteuerung im Drehschieberventil und durch die Überdeckung der Bohrung in der Lauffläche des Polygonrings über einen bestimmten Hubbereich bestimmt. Die Bereiche des Kolbenhubs, in denen die Verdeckung auftritt, sind in **Bild 4-38** nochmals verdeutlicht.

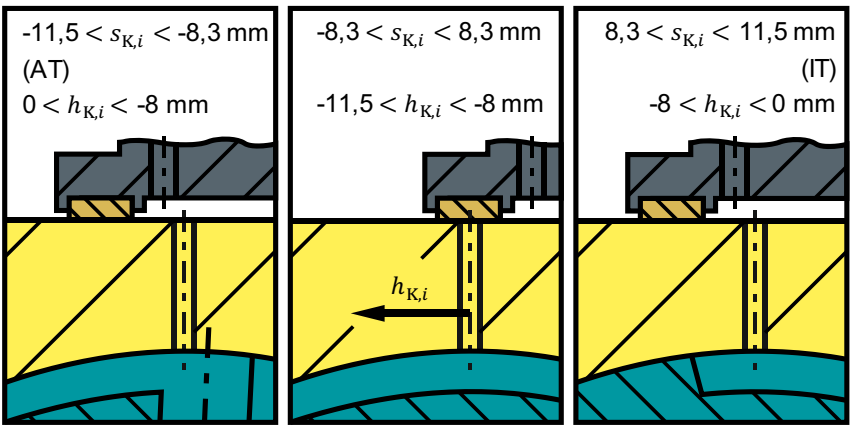


Bild 4-38: Öffnung der Umsteuerung im Saughub in Abhängigkeit des Kolbenhubs $s_{K,i}$ und der Kolbenposition $h_{K,i}$

Nach Durchfahren des inneren Totpunkts (**Bild 4-38** rechts) öffnet das Drehschieberventil, um den Kompensationsraum mit der Druckversorgung zu verbinden. Dies erfolgt erst kurz nach dem inneren Totpunkt, da der Verdrängerraum noch unter Hochdruck steht und die Kolbenhubbewegung zum Dekomprimieren genutzt werden soll. Ein sofortiges Verbinden mit der Druckversorgung würde zu einer undefinierten Rückbewegung des Kolbens führen, da der Kompensationsraumdruck über die Umsteuerung schlagartig abgebaut und auf den Flugkolben nur der Verdrängerraumdruck wirken würde.

Im weiteren Verlauf des Saughubs (**Bild 4-38** Mitte) bewegt sich der Kolben in Richtung des äußeren Totpunkts und gleichzeitig bewegen sich Kolbengleitschuh und Polygonringlauffläche relativ zueinander (siehe auch **Bild 4-29**). Im mittleren Bereich des Kolbenhubs erreicht der Kolbengleitschuh seine äußere Position auf der Lauffläche und der Gleitschuh verdeckt dadurch die Bohrung im Polygonring. Dies ist konstruktiv durch die Abhängigkeit von Kolbendurchmesser, Exzentrizität und der Stegbreite des Gleitschuhs bedingt, die Verdrängervolumen, Triebwerkskraft und Entlastungsgrad des Gleitschuhs bestimmen. Die Verdeckung führt dazu, dass sich die Öffnungsfläche der Umsteuerung auf null reduziert (siehe **Bild 4-37**).

Vor Erreichen des äußeren Totpunkts (**Bild 4-38** links) wird die Bohrung wieder freigegeben, da die Kolbenposition sich in Richtung der Bohrung zurückbewegt. Im Zeitraum bis zum äußeren Totpunkt wird der Kompensationsraumdruck auf das Niveau der Druckversorgung aufgeladen. Im äußeren Totpunkt schließt das

Drehschieberventil und der Druckaufbau im Verdränger- und Kompensationsraum erfolgt durch die Kolbenhubbewegung.

4.4.4 Fazit

Die simulative Untersuchung der innovativen Medientrennung zeigt die prinzipielle Funktionsfähigkeit des Konzepts. Weiterhin wird das Verhalten der Flugkolbenbewegung und auch des Drucks im Kompensationsraum vernachlässigbar klein von den Betriebsgrößen Druck und Drehzahl beeinflusst.

Wie zuvor beschrieben ist die geometrische Überdeckung der Kolbenbohrung durch den Gleitschuh im Simulationsmodell berücksichtigt. Die Resultate in **Bild 4-37** zeigen, dass trotz der Unterbrechung des Aufladevorgangs im Saughub eine vollständige Aufladung des Kompensationsraums auch bei niedrigen, externen Versorgungsdrücken realisiert werden kann.

5 EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNG

Abschließend zur Entwicklung einer wasserhydraulischen Radialkolbenpumpe mit innovativer Medientrennung durch dynamische Drucküberhöhung, dargestellt in **Kapitel 4.3**, wird die Maschine als Funktionsmuster ausgestaltet. Dieses Funktionsmuster, im Folgenden auch Prüfpumpe genannt, ist im Komponentenprüfstand für Klarwasser-Radialkolbenmaschinen (KLARA) abgebildet. Die Gestaltung der Prüfpumpe, der Aufbau des Prüfstands und die Resultate sind im Folgenden dargestellt und diskutiert.

5.1 Funktionsprüfstand zur Erprobung der Medientrennung

Um die Funktion des Druckverstärkerkolbens zu überprüfen, wurde ein Komponentenprüfstand konstruiert und aufgebaut. Die Prüfpumpe ist für den vollständigen Betriebsbereich bis 350 bar und 1500 U/min ausgelegt. Der Prüfstandsaufbau erlaubt hingegen Messungen bis 350 bar und maximal 600 U/min, sodass insbesondere die Messung bei langsamen Drehzahlen durchgeführt werden können. Hier ist der Einfluss der Leckage auf den Druck im Kompensationsraum am größten. Dieser Einfluss auf die Funktion ist kritischer als eine unzureichende Aufladung des Kompensationsraums bei höheren Drehzahlen. Die vollständige Aufladung kann mittelbar über einen hohen externen Druck erzwungen werden.

Im Weiteren ist zunächst die Konstruktion der Prüfpumpe dargestellt und anschließend der gesamte Prüfstandsaufbau.

5.1.1 Konstruktion der Prüfpumpe

Die Prüfpumpe verfügt über zwei Kolbenbaugruppen, die mit der neuartigen Medientrennung ausgestattet sind, siehe **Bild 5-1**. Die beiden Kolben stützen sich auf einem Polygonring mit vier Flächen ab, der auf einer separaten Exzenterscheibe gelagert ist. Von den beiden Kolbenbaugruppen wird nur eine Baugruppe geprüft, in dessen Kompensationsraum sich ein Drucksensor befindet. Die Gestaltung der Messstelle wird im weiteren Verlauf des Kapitels detailliert beschrieben. Die Anordnung mit zwei Kolben in der Prüfpumpe wurde gewählt, um den Polygonring im Falle eines unzulässigen Kippens stabilisieren zu können. Dazu könnte das Kippmoment des zu prüfenden Kolbens durch synchrone, externe Druckbeaufschlagung des gegenüberliegenden Kolbens aufgehoben werden.

Die Durchmesser der Kolben und des Polygonringlagers sowie die Höhe der Polygonringlaufflächen entsprechen denen der in **Kapitel 4.2** erarbeiteten sieben Kolbenmaschine mit 60 cm^3, sodass die Kinematik und die resultierenden Druckkräfte vergleichbar sind. Die Triebwerkskraft und damit die Last des Polygonringlagers ist aufgrund der kleineren Kolbenzahl reduziert.

Die Umsteuerung zwischen Nieder- und Hochdruck erfolgt über Rückschlagventile, die in den Pumpeneinsätzen für jeden Kolben einzeln untergebracht sind. Die Rückstellung der Kolben wird durch Federn an den Kolben realisiert. Somit ist die Maschine prinzipiell selbstsaugend ausgeführt.

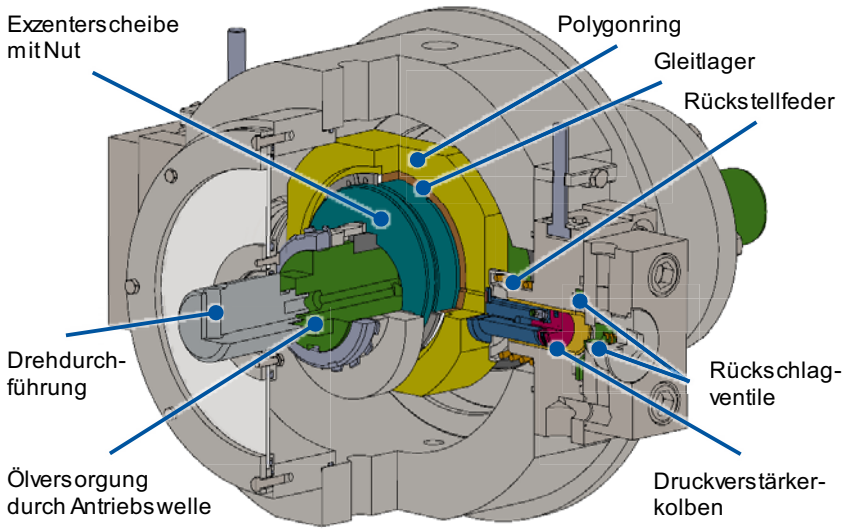


Bild 5-1: Prüfpumpe mit einem Druckverstärkerkolben

Wie in **Kapitel 4.3.2** beschrieben, ist eine externe Druckversorgung des Kompensationsraums im Saughub notwendig, um den Kompensationsraum wieder auf sein vollständiges Volumen aufzuladen. Der Volumenstrom einer externen Druckquelle wird mittels einer Drehdurchführung in eine zentrale Versorgungsbohrung innerhalb der Antriebswelle geleitet. Eine radiale Bohrung in der Exzenterscheibe verbindet die zentrale Versorgungsbohrung mit einer tangential eingefrästen Nut auf dem Polygonringlagerdurchmesser der Exzenterscheibe.

Die Konstruktion des Drehschieberventils, bestehend aus Exzenterscheibe und Polygonring, ist anhand der Prüfpumpe in **Bild 5-2** gezeigt. Auf den Laufflächen

des Polygonrings befinden sich pro Kolben jeweils eine Bohrung, die den Kolbenschuh mit der Nut auf der Exzenterscheibe verbindet. Da die Nut nicht vollständig umläuft, bildet diese mit den Bohrungen im Polygonring das Drehschieberventil. Die Versorgung des Kolbenschuhs mit externem Druck erfolgt nur im Saughub, da hierfür ausgenutzt wird, dass aus Sicht der Exzenterscheibe sich Hoch- und Niederdruck immer auf denselben Seiten befinden.

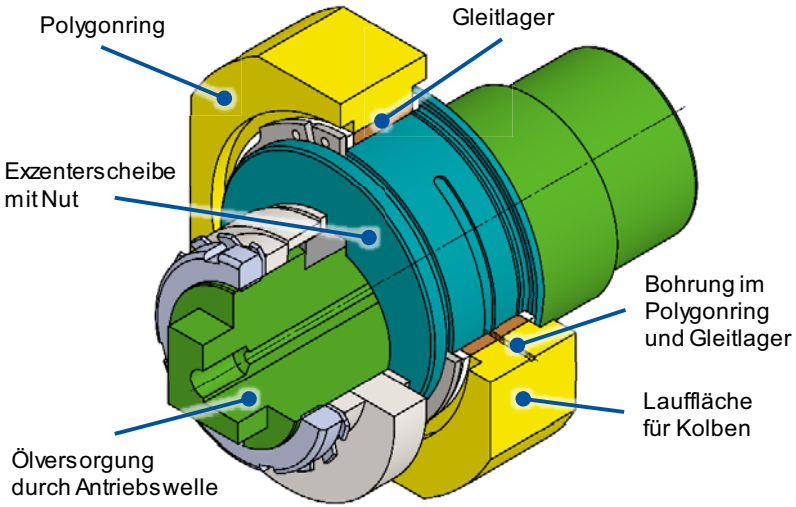


Bild 5-2: Exzenterscheiben-Baugruppe zur Umsteuerung der Aufladung des Kompensationsraum

Die Versorgung des Kompensationsraums erfolgt schließlich über eine Bohrung im Antriebskolben, die parallel zur Kolbenachse liegt. Die Kolbenbaugruppe entspricht der Beschreibung aus **Kapitel 4.3.2**, die in **Bild 4-27** gezeigt ist.

Das Funktionsprinzip der dynamischen Drucküberhöhung beruht somit auf einer mechanischen Umsteuerung der externen Druckversorgung. Die Steuerzeiten werden durch die Geometrie der tangentialen Nut in der Exzenterscheibe vorgegeben, d.h. über welchen Winkelbereich die Nut ausgeführt ist.

5.1.2 Prüfstandsaufbau und Messkonzept

Die Erprobung und Prüfung der Entwicklung erfordern, dass die Funktion auf messbare Größen heruntergebrochen wird. In der Hydraulik sind die Messsignale in der Regel Druck und Volumenstrom. Der Komponentenprüfstand ermöglicht die

Untersuchung der Einflussgrößen von Druck und Drehzahl sowie der Kippmomentkompensation auf den Druckaufbau im Kompensationsraum.

Der Prüfstand besteht aus drei Hydraulikkreisen. Die Kreise und deren Komponenten sind in **Bild 5-3** dargestellt und werden nachfolgend erläutert.

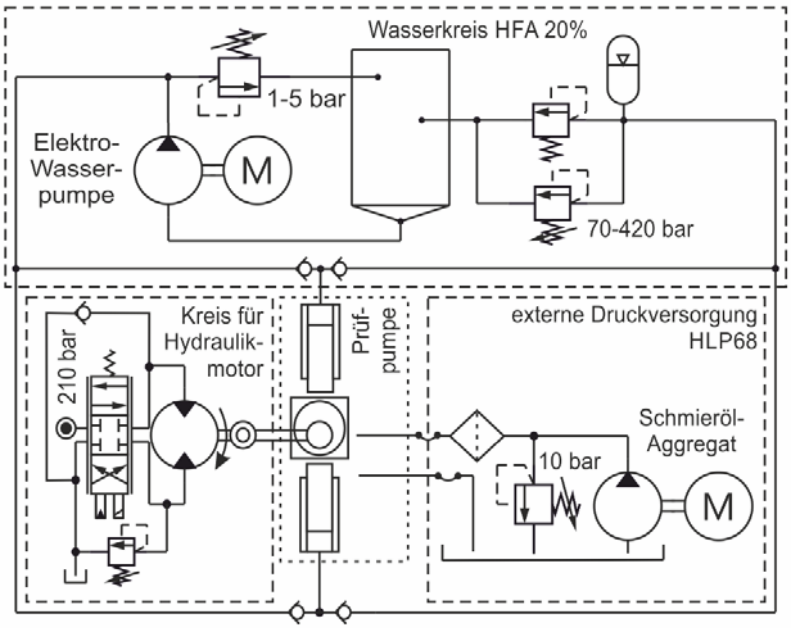


Bild 5-3: Schaltplan des KLARA-Prüfstands

Die Drehzahl wird von einem drehzahlgeregelten Hydromotor vorgegeben. Der Hydraulikmotor ist ein Langsamläufer der Fa. Düsterloh mit 21 Kolben und einem Verdrängungsvolumen von 90 cm^3. Somit können bei geringen Drücken pulsationsarm Drehmomente aufgeprägt werden. Die maximal erreichbare Drehzahl ist auf 500 U/min begrenzt.

Die zwei Kolben der bereits in **Bild 5-1** gezeigten Prüfpumpe fördern in den Wasserkreis des Komponentenprüfstands. Zur Einstellung von Nieder- und Hochdruck ist zur Lastaufprägung jeweils ein Druckbegrenzungsventil installiert. Der nötige Volumenstrom zur Vorspannung des Niederdrucks wird von einer Kreiselpumpe bereitgestellt, welche zudem die Volumenstromversorgung der Verdrängerräume im Saughub sicherstellt. Die Versorgung ist aufgrund der Leitungslängen

und der Rückschlagventile im Niederdruck notwendig. Der maximale Niederdruck ist durch die Kennlinie der Kreiselpumpe begrenzt.

Den dritten Kreis bildet die externe Druckversorgung des Schmieröls. Dazu dient ein Schmieröl-Aggregat, dass unabhängig von dem Betriebspunkt der Prüfpumpe den Druck zur Aufladung des Kompensationsraums bereitstellt.

Während des Förderhubs sind die Dynamik des Druckaufbaus im Kompensationsraum sowie im Verdrängerraum und die dabei auftretenden Leckagen relevant, siehe **Kapitel 4.3.2**. Da der Kompressionsmodul von Wasser ($E_{\mathrm{Wasser}} \approx 20.000$ bar) deutlich größer ist als der von Hydrauliköl ($E_{\mathrm{Öl}} \approx 16.000$ bar) /Shm18/, ergibt sich für die Untersuchungen am Prüfstand die Notwendigkeit, dass die Prüfpumpe mit Wasser betrieben wird, um Einflüsse des Druckaufbaus messen zu können.

Die genutzten Fluide sind in **Tabelle 5-1** zusammengestellt. Der hohe Konzentratanteil von 20 % in der HFA-Flüssigkeit wird genutzt, um ölhydraulische Komponenten im Wasserkreis verwenden zu können.

Medium	Sensor
Schmieröl	HLP 68 Fuchs Renolin
Wasser HFA 20%	80 % Leitungswasser 20 % Hydrocor

Tabelle 5-1: Fluiddaten des Komponentenprüfstands

Der Prüfstandsaufbau in der Versuchshalle des ifas mit den beschriebenen Komponenten ist in **Bild 5-4** gezeigt. Die Prüfpumpe befindet sich in der Mitte des Bildes und daran links angeschlossen ist der Wasserkreis, bestehend aus korrosionsfesten Stählen. Der Hydraulikmotor zum Antrieb der Prüfpumpe ist auf der rechten Seite zu erkennen und das Schmierölaggregat ist im Hintergrund angeordnet.

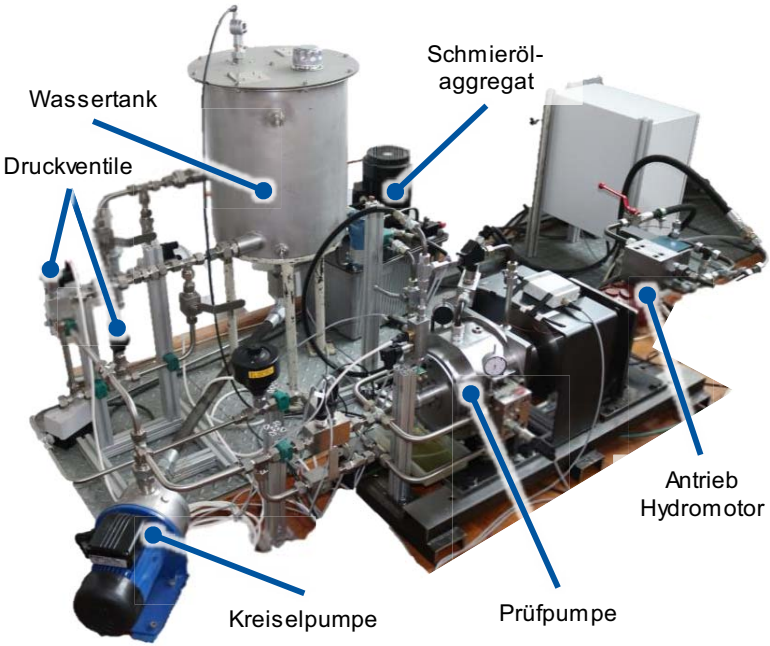


Bild 5-4: Prüfstandsaufbau in der Versuchshalle des ifas

Die Erprobung und Prüfung der neuartigen Medientrennung im Komponentenprüfstand erfordert die Erfassung diverser Messgrößen. Alle Messstellen sind in **Bild 5-5** als Schaltplan um einen Kolben dargestellt und werden nachfolgend beschrieben.

Zur Validierung der Auslegung wurde eine Druckmessung im Kompensationsraum des mitbewegten Kolbens mittels eines Miniatur-Drucksensors konstruiert, siehe Foto in **Bild 5-5** rechts. Mit der Messung des Kompensationsraumdrucks (p_{KR}) kann im Vergleich mit dem Verdrängerraumdruck die Drucküberhöhung für sämtliche Betriebspunkte nachgewiesen werden.

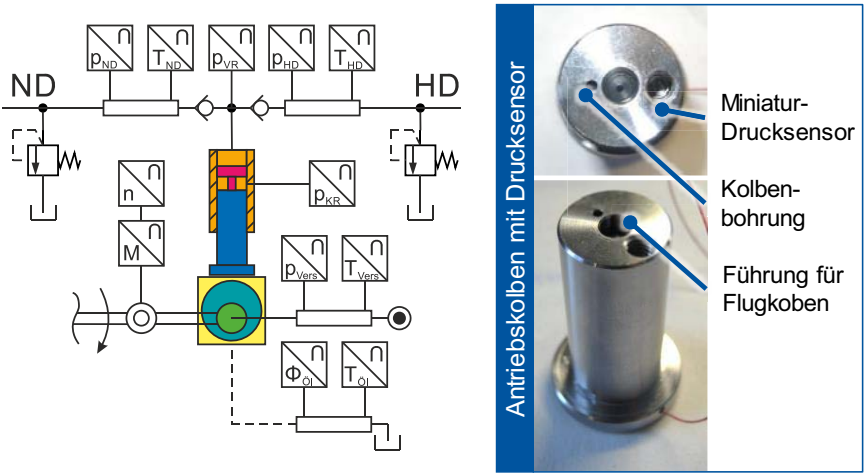


Bild 5-5: Anordnung der Messstellen (links) und Antriebskolben mit Miniatur-Drucksensor (rechts)

Weiterhin ermöglicht diese Messstelle (p_{KR}) die Beurteilung des Aufladedrucks während des Saughubs und somit die Optimierung der Steuerzeiten für die Ölzuführung aus der externen Druckquelle. Der Miniatur-Drucksensor ermöglicht die Messung der als simulative Ergebnisse in **Bild 4-33** dargestellten Druckverläufe. Diese Messungen sind in **Kapitel 5.2.1** gezeigt und diskutiert. Die Konstruktion des Miniatur-Drucksensors innerhalb des Antriebskolbens ist **Bild 5-6** zu entnehmen. Das Kabel des Sensors wird durch den Kolben ins Gehäuse geführt und der Sensor selbst über eine Halterung im Kolben fixiert.

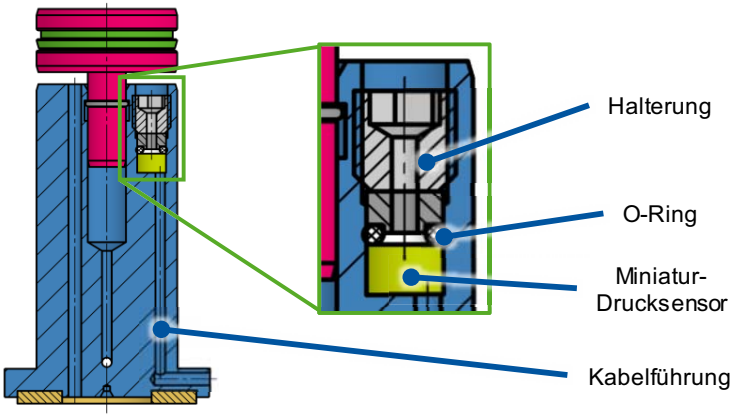


Bild 5-6: Konstruktion des Antriebskolbens mit Drucksensor

Ein weiterer Punkt der Validierung der Medientrennung ist die Dichtheit des Systems. Daher ist im Rücklauf aus dem Gehäuse der Prüfpumpe ein Ölfeuchtesensor installiert, der den Sättigungsgrad von Wasser im Hydrauliköl erfasst. Diese Information gibt Aufschluss darüber, ob Wasser über die Medientrennung ins Schmiermedium eindringt.

Die Drücke im Nieder- und Hochdruck sowie in den beiden Verdrängerräumen werden ebenfalls erfasst. Hierfür kommen konventionelle Drucksensoren für Prüfanwendungen zum Einsatz. Aufgrund ihrer vergleichsweise geringen Grenzfrequenz ist das Drucksignal nur für niedrige Drehzahlen der Prüfpumpe geeignet.

Weiterhin ist ein Drehmomentmessflansch im Antriebstrang installiert. Das Drehmoment ist für die Erprobung zunächst nicht relevant, sondern im weiteren Verlauf der Entwicklung für die Auswahl des Schmiermediums. Der Vergleich des Drehmoments verschiedener Öle gibt Aufschluss über die Reibung im Polygonringlager.

In **Tabelle 5-2** ist eine Auflistung der genannten Sensoren und deren Eigenschaften aufgeführt.

Messgröße	Sensor
Kompensations-raumdruck p_{KR}	Keller 2Mi 400 bar Piezoresistiver Miniatur-Druckaufnehmer Grenzfrequenz 10 kHz
Verdränger-raumdruck p_{VR}	WIKA S-20 600 bar Industriedrucksensor
Sättigungs-grad $\Phi_{\mathrm{Öl}}$	Hydac AS 1000 Ölfeuchtesensor
Drehmoment	ATESTEO DF1 500 Nm Genauigkeitsklasse 0,03

Tabelle 5-2: Eigenschaften der Sensorik

5.2 Validierung der Funktion des Druckverstärkerkolbens

Die Validierung des Funktionsprinzips erfolgt mittels der beschriebenen Prüfpumpe als Teil des Komponentenprüfstands. Im Folgenden wird die Validierung der mechanischen Umsteuerung des externen Versorgungsdrucks zur Aufladung des Kompensationsraums diskutiert und anschließend auf eine alternative Umsteuerung über Rückschlagventile eingegangen.

5.2.1 Messung mit mechanischer Umsteuerung

Das Ziel der messtechnischen Untersuchungen ist der Nachweis, dass sich der Druck im Kompensationsraum oberhalb des Verdrängerraumdrucks aufbaut und somit die Dichtheit durch die dynamische Drucküberhöhung realisiert wird. Die gemessenen Drücke von Hoch- und Niederdruck sowie die Drücke im Verdrängerraum und Kompensationsraum sind in **Bild 5-7** als zeitlicher Verlauf dargestellt. Zu erkennen ist, dass der Verdränggerraumdruck zwischen den Niveaus von Nieder- und Hochdruck wechselt und sich der Druck im Kompensationsraum tatsächlich voreilend und oberhalb des Verdrängerraumdrucks aufbaut, wie es von dem Funktionsprinzip gefordert ist.

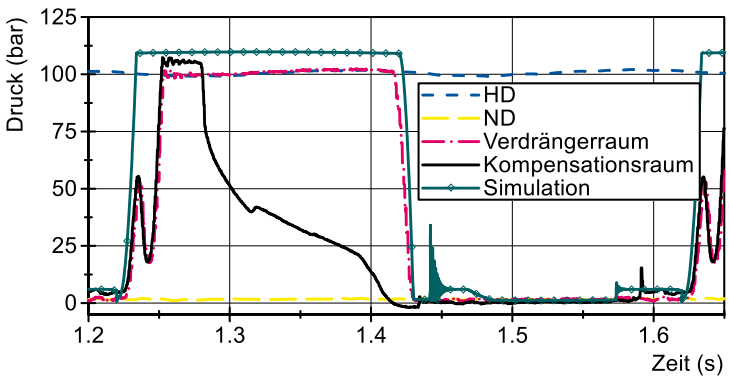


Bild 5-7: Gemessene Drücke am Druckverstärkerkolben der Pumpe (Drehzahl n = 150 U/min, Druck p_{HD} = 100 bar, Druck p_{ND} = 1,8 bar, Druck p_{DQ} = 15 bar)

Zu Beginn des Förderhubs bricht der Verdrängerraum- und Kompensationsraumdruck während des Druckaufbaus kurzzeitig wieder zusammen. Dieses Verhalten wird bei verschiedenen Betriebspunkten nicht reproduzierbar beobachtet. Dieses Verhalten kann auf zwei mögliche Effekte zurückgeführt werden. Erstens,

steigt beim Druckaufbau durch die resultierende Kolbenkraft das Kippmoment auf den Polygonring, sodass ein Kippen des Polygonrings den Spalt zwischen Gleitschuh und Polygonringlauffläche öffnet. Die entstehende Leckage führt zu einer Unterbrechung des Druckaufbaus im Kompensations- und Verdrängerraum. Dabei ist zu beachten, dass die Prüfpumpe nur mit zwei Kolben ausgestattet ist, die nacheinander fördern, sodass das kompensierte Kippmoment größere Schwankungen als das Kippmoment einer 7-Kolben-Maschine aufweist. Der zweite Effekt, der den Druckeinbruch erklären könnte, ist eine ungewollte Beschleunigung des Flugkolbens beim Druckaufbau, sodass der Flugkolben sich kurzzeitig schneller als der Antriebskolben bewegt. Da beim Druckaufbau das Druckniveau durch den Kompensationsraum vorgegeben wird und dieser Raum sich durch die Beschleunigung vergrößert, fällt der Druck in Kompensations- und Verdrängerraum ab. Die Druckdifferenz zwischen beiden Räumen muss sich sogar umdrehen, um den Flugkolben wieder abzubremsen. Sobald der Flugkolben sich wieder mitbewegt, erfolgt ein erneuter Druckaufbau in beiden Räumen. Diese Überlegung wird durch die Stick-Slip Erscheinung bei Erreichen des Hochdruckniveaus unterstützt.

Weiterhin kann der Kompensationsraumdruck nicht über den vollständigen Förderhub gehalten werden und bricht wieder zusammen. Da am Ende des Saughubs ein konstanter Druck in der Höhe des Versorgungsdrucks im Kompensationsraum anliegt, ist der Kompensationsraum vollständig aufgeladen. Zum Vergleich mit der Simulation ist ebenfalls der berechnete Verlauf des Kompensationsraumdrucks in **Bild 5-7** dargestellt, der über den vollständigen Förderhub aufrecht erhalten bleibt. Im Saughub ist der Kompensationsraum früher geladen, da der Versorgungsdruck früher im Kompensationsraumdruck anliegt.

Der gemessene Druckverlauf bedeutet, dass ab dem Zeitpunkt des Druckeinbruchs die Dichtheit der Medientrennung nicht mehr gegeben ist. Um unabhängig von der Dichtheit des Funktionsmusters Messungen durchführen zu können, ist in den Flugkolben der Prüfpumpe eine zusätzliche Elastomere-Kolbendichtung vorgesehen, die das Eindringen von Wasser in den Kompensationsraum verhindert, siehe **Bild 4-30**.

Das Verhalten des Kompensationsdrucks wurde für eine Reihe von Betriebspunkten festgestellt. Im Folgenden wird nur der Druck im Kompensationsraum betrachtet, da der Verlauf dieses Drucks maßgebend für die Funktion der Medientrennung ist. Der gemessene Kompensationsdruck über dem Kolbenhub ist für verschiedene Drehzahlen in **Bild 5-8** dargestellt.

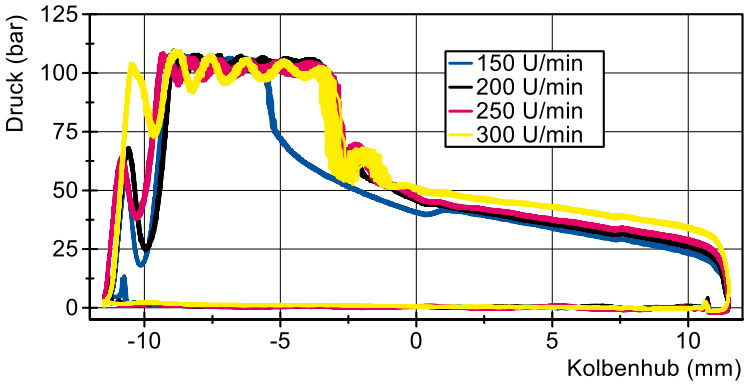


Bild 5-8: Gemessener Druck im Kompensationsraum über dem Kolbenhub (Drehzahl n = variabel, Druck p_{HD} = 100 bar, Druck p_{ND} = 1,8 bar, Druck p_{DQ} = 15 bar)

Die Schwankung beim Druckaufbau im Kompensationsraum tritt in verschiedener Ausprägung bei allen Drehzahlen auf und der Einbruch des Kompensationsraumdrucks während des Förderhubs ist deutlich zu erkennen. Weiterhin zeigt sich, dass der Druckabfall bei höheren Drehzahlen an der gleichen Stelle erfolgt. Dies legt den Schluss nahe, dass die Ursache in der Geometrie bzw. der Öffnung eines Leckagepfades zu suchen ist und nicht in der Drehzahlabhängigkeit der zeitabhängigen Leckagen. Bei höheren Drehzahlen weist die Leckage aus dem Kompensationsraum aufgrund des kürzeren Förderhubs ein geringeres Volumen auf.

Validierung der Umsteuerung

Um auszuschließen, dass die mechanische Umsteuerung andere Steuerzeiten als in der Auslegung bestimmt aufweist, wird der Kompensationsraumdruck im Saughub bei niedrigen Drehzahlen (ca. 2 U/min) betrachtet. Bei den Prüfstandversuchen wurde zu diesem Betriebspunkt der Hochdruck zum Tankniveau freigeschaltet und der Prüfstand langsam drehen gelassen. Die geometrische Öffnungsfläche und der simulierte sowie gemessene Kompensationsraumdruck sind in **Bild 5-9** zum Vergleich dargestellt. Der Saughub wird im Diagramm von rechts nach links durchlaufen. Wie bereits anhand von **Bild 4-37** und **Bild 4-38** diskutiert, ist der Kompensationsraum nicht über den vollständigen Saughub mit der Versorgung verbunden, da konstruktiv die Bohrung im Polygonring teilweise verschlossen ist.

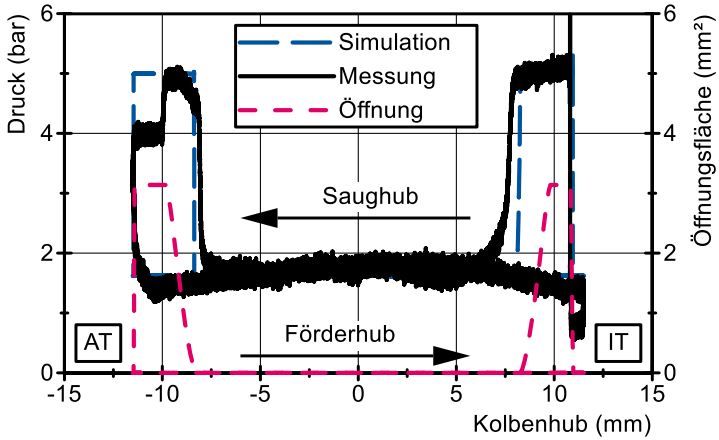


Bild 5-9: Vergleich des Kompensationsraumdrucks von Messung und Simulation (Drehzahl n = 2 U/min, Druck p_{HD} = 0 bar, Druck p_{ND} = 1,8 bar, Druck p_{DQ} = 5 bar)

Aufgrund der Leckage im radialen Spalt des Drehschieberventils zeigt sich, dass sich der Kompensationsraumdruck sowohl verzögert abbaut und voreilend aufbaut. Da die Verläufe für Simulation und Messung gut übereinstimmen, wird festgehalten, dass die ausgeführte mechanische Umsteuerung der Auslegung entspricht. Dies bedeutet weiterhin, dass der Kompensationsraum am Ende des Saughubs vollständig aufgeladen ist und damit nicht für den Druckeinbruch des Kompensationsraumdrucks, siehe **Bild 5-7** und **Bild 5-8**, verantwortlich ist. Der Druckeinbruch zum Ende des Saughubs resultiert aus einer Leckage aus dem Kompensationsraum, sodass der Druck der externen Versorgung und somit auch der Kompensationsraumdruck reduziert sind.

Ursache für den Druckeinbruch im Kompensationsraum im Förderhub

Im Rahmen der Aufbereitung der Messergebnisse und dem Abgleich mit der Simulation wird eine erhöhte Leckage in das Lager des Polygonrings als Ursache für den Druckabfall festgestellt. Der Vergleich zwischen einer Messung (blaue, durchgezogene Kurve) und der Simulation (schwarze, gestrichelte Kurve) ist in **Bild 5-10** dargestellt. Für die Analyse werden alle Leckagepfade mit ihrem Maximum angenommen, aber nur die Vergrößerung der Leckage in das Polygonringlager führt zu dem in **Bild 5-10** gezeigten Verlauf. Somit kann dieser Leckagepfad als Ursache für den Druckeinbruch bestimmt werden. Im Diagramm ist zudem die Simulation des Druckverlaufs mit einer druckbetätigen Umsteuerung mittels Rückschlagventilen (RSV) gezeigt. Diese wird im nachfolgenden **Kapitel 5.2.2** erläutert und untersucht.

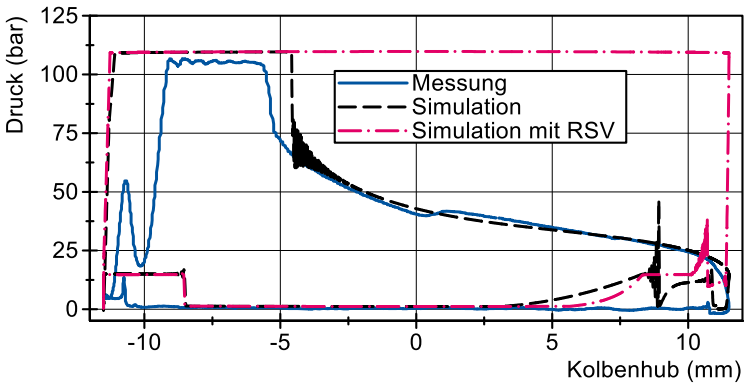


Bild 5-10: Vergleich zwischen Messung und Simulation der mechanischen Umsteuerung, und Simulation mit Rückschlagventilen (Drehzahl n = 150 U/min, Druck p_{HD} = 100 bar, Druck p_{ND} = 1,8 bar, Druck p_{DQ} = 15 bar)

5.2.2 Messungen mit druckbetätigter Umsteuerung

Als Abhilfemaßnahme wird der Einsatz von Rückschlagventilen ausgewählt, die den Rückfluss aus dem Kompensationsraum über die Kolbentasche in das Polygonringlager unterbindet. Die Konstruktion mit zusätzlichen Rückschlagventilen ist in **Bild 5-11** rechts im Vergleich zur ursprünglichen Konfiguration (links) dargestellt.

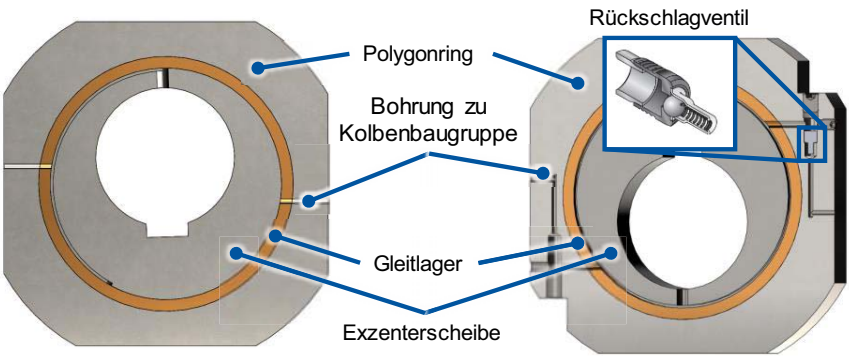


Bild 5-11: Polygonring mit Rückschlagventilen zur druckbetätigten Aufladung des Kompensationsraums (Rückschlagventile von LEE GmbH)

Die Auslegung erfordert den Einsatz je eines Rückschlagventils pro Kompensationsraum. Damit erhöht sich der Fertigungsaufwand für den Polygonring. Weiterhin birgt diese Konstruktion ein zusätzliches Risiko, da die maximale Anzahl an Schaltspielen der Rückschlagventile begrenzt ist, diese aber jede Umdrehung des Triebwerks schalten müssen. Dies gilt gleichermaßen für die Rückschlagventile der Umsteuerung im Wasserkreis.

Die Simulation des Drucks im Kompensationsraum über dem Kolbenhub dieser Variante ist ebenfalls in **Bild 5-10** (rot, strichpunktierte Kurve) dargestellt. Die Kurve zeigt keinen Einbruch des Drucks, da die Leckage ins Polygonringlager durch die Rückschlagventile unterbunden wird.

Die Ergebnisse der Simulation werden experimentell an einem Polygonring mit Rückschlagventilen überprüft. Eine Messung der Drücke von Hoch- und Niederdruck, sowie der Drücke des Verdrängerraums und des Kompensationsraums, über der Zeit ist in **Bild 5-12** dargestellt.

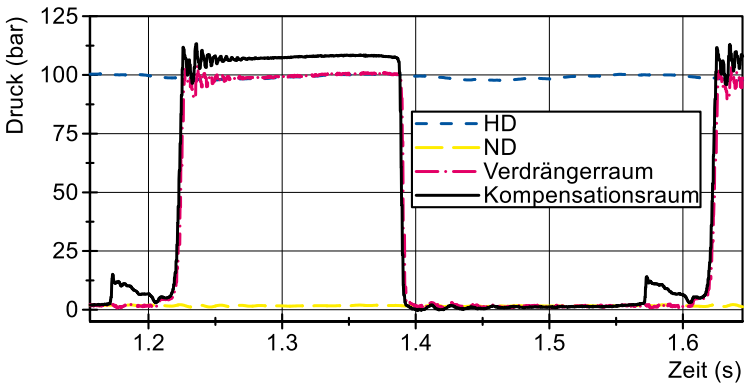


Bild 5-12: Messung der druckbetätigten Umsteuerung mit Rückschlagventilen (Drehzahl n = 150 U/min, Druck p_{HD} = 100 bar, Druck p_{ND} = 1,8 bar, Druck p_{DQ} = 10 bar)

Der Druck im Kompensationsraum baut sich voreilend zum Verdrängerraumdruck auf und kann über den gesamten Förderhub oberhalb dessen gehalten werden. Die Aufrechterhaltung des Drucks ist der wesentliche Unterschied zur mechanischen Umsteuerung. In **Bild 5-13** ist zudem der Kompensationsraumdruck über dem Kolbenhub für verschiedene Drehzahlen gezeigt.

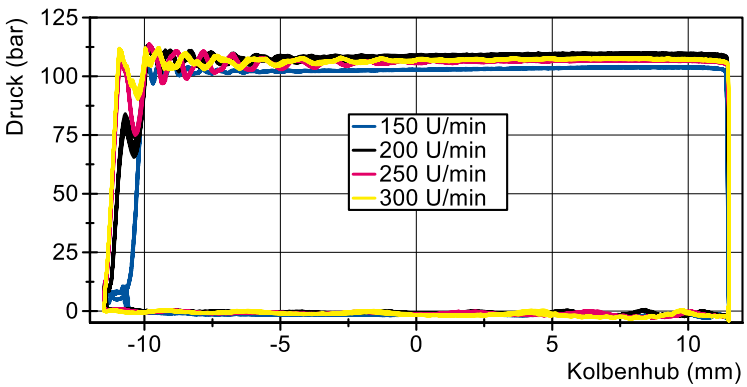


Bild 5-13: Gemessener Druck im Kompensationsraum über dem Kolbenhub (Drehzahl n = variabel, Druck p_{HD} = 100 bar, Druck p_{ND} = 1,8 bar, Druck p_{DQ} = 10 bar)

Auch diese Messungen zeigen eine Schwankung beim Druckaufbau im Kompensationsraum, ähnlich zu den Messungen in **Bild 5-7** und **Bild 5-8** der mechanischen Umsteuerung. Die möglichen Effekte zur Erklärung dieses Verhaltens sind dieselben.

Abschließend zeigen die Messungen mit druckbetätigter Umsteuerungen die prinzipielle Funktionsfähigkeit des Konzepts. Im Gegensatz zur mechanischen Umsteuerung kann der Kompensationsraumdruck über dem Förderhub in hier gezeigten Messpunkten gehalten werden.

Für eine spätere Serieneinheit ist der Einsatz von Rückschlagventilen nicht praktikabel, da aufgrund der hohen Drehzahl die Anzahl an maximalen Lastspielen der Ventile verhältnismäßig schnell erreicht wird. Daher ist eine mechanische Umsteuerung zu bevorzugen. Dies bedeutet, dass die Funktionen von Polygonringlager und Drehschieberventil getrennt werden müssen. Dies könnte konstruktiv mit unterschiedlichen Wirkflächen erfolgen. Weiterhin ist der Einsatz einer radialen Drehdurchführung am Polygonring möglich.

6 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Kompakte wasserhydraulische Kolbenpumpen sind nach dem Stand der Technik als selbstgeschmierte Maschinen ausgeführt, deren zulässiger Druckbereich 210 bar nicht übersteigt. Im Gegensatz dazu erfordern Plungerpumpen für Hochdruckanwendungen mit Drücken größer als 300 bar einen deutlich größeren Bauraum. Daher gilt es die Lücke zu schließen und für die Wasserhydraulik kompakte Pumpen für Hochdruckanwendungen zu entwickeln.

Die Nutzung des Fördermediums Wasser ist von drei wesentlichen Herausforderungen begleitet. Erstens führt der geringe Dampfdruck von Wasser zu einer erhöhten Kavitationsneigung im System. Zweitens ist die Viskosität deutlich geringer als von Mineralöl, sodass die Lasttragfähigkeit der tribologischen Kontakte reduziert ist und sich die erhöhten Leckagen negativ auf den volumetrischen Wirkungsgrad ausüben. Schließlich ist die Schmierwirkung von Wasser im Bereich der Grenzschmierung wesentlich geringer, was bei der Wahl der Materialpaarung berücksichtigt werden muss.

Die Aufbereitung des Stands der Technik zeigt, dass in den tribologischen Kontakten von wasserhydraulischen Pumpen Werkstoffpaarungen von korrosionsfesten Stählen mit Kunststoffen verwendet werden. Im Vergleich zu konventionellen metallischen Materialpaarungen aus der Ölhydraulik weisen die Kunststoffe ein hohes Maß an Deformationen unter Druck auf. Um dies für die Auslegung einer wasserhydraulischen Pumpe verfügbar zu machen, wurde ein Simulationsmodell für den Kolbengleitschuh-Schrägscheiben-Kontakt aufgebaut.

Bei der Auslegung der wassergeschmierten Kontakte der Radialkolbenpumpe für einen Betriebsdruck von größer 200 bar zeigte sich, dass die Leckage aufgrund der Deformationen unzulässig große Werte annimmt und die Maschine nicht mehr technisch-wirtschaftlich günstig betrieben werden kann. Die Deformation des Gleitschuhs ist eine konkave Verformung, die zu einer größeren Lasttragfähigkeit führt, gleichzeigt nimmt die Leckage zu. Die Limitierung des Betriebsdrucks gilt grundsätzlich zunächst nur für die hier verwendete Geometrie des Gleitschuhs.

Mit den Ergebnissen der tribologischen Untersuchung zeigt sich, dass die Zielsetzung der Entwicklung einer wasserhydraulischen Kolbenmaschine für Druckbereiche größer als 200 bar die Einführung einer Medientrennung bedingt. Somit können aus der Ölhydraulik bekannte Schmierungskonzepte für Pumpen verwendet

werden und trotzdem die geforderten Leistungsdaten der wasserhydraulischen Pumpe realisiert werden. Die Einführung einer Medientrennung erfordert allerdings mehr Bauraum zu Lasten der Kompaktheit der Maschine.

Nach dem Stand der Technik arbeiten sämtliche Hochdruckwasserpumpen mit einer Medientrennung. Um sich von den bestehenden Lösungen abzugrenzen, wurde ein innovatives Konzept zur Medientrennung entwickelt. Dieses basiert darauf, dass das Schmieröl im Trennbereich eines geteilten Arbeitskolbens einen höheren Druck als das zu fördernde Wasser hat. Damit wird ausgeschlossen, dass das Wasser in den Schmierkreislauf eindringen kann. Das gewählte Konzept für das Triebwerk der Radialkolbenpumpe begünstigt das Medientrennungskonzept dahingehend, dass die Kolbenbaugruppe nicht unzulässig auf Biegung belastet wird.

Die Untersuchung der Neuentwicklung wird zunächst mittels Simulation zugänglich gemacht. Im Rahmen der Berechnung des Drucksaufbaus im Verdrängerraum und im Kompensationsraum der Maschine sowie der Berechnung der Bewegung des Flugkolbens konnte die Funktionalität des Prinzips gezeigt werden. Weiterhin wurden die Einflüsse von Druck, Drehzahl und Versorgungsdruck untersucht. Die Resultate zeigen zum einen, dass der Betriebsdruck zu volumetrischen Verlusten vergleichbar mit ölhydraulischen Maschinen führt. Zum anderen kann die Dichtfunktion mittels der dynamischen Drucküberhöhung für den geforderten Drehzahlbereich erreicht werden und für die Aufladung des Trennraums sind von der externen Versorgung nur moderate Drücke von bis 10 bar notwendig.

Zur Erprobung des Konzepts wurde ein Komponentenprüfstand konstruiert und am ifas in Betrieb genommen. Die Resultate der Messreihen zeigen, dass der Druck des Schmieröls im Trennbereich oberhalb des Verdrängerraumdrucks aufgebaut werden kann. Mit der Konfiguration einer mechanischen Umsteuerung kann der Druck allerdings nicht über dem gesamten Förderhub gehalten werden. Dies ist nicht dem Funktionsprinzip der Medientrennung geschuldet, sondern der gewählten Konfiguration einer mechanischen Umsteuerung mittels Drehschieberventil zur Aufladung des Trennraums. Daher wurde eine alternative, druckbetätigte Konfiguration zur Umsteuerung entwickelt. Hier wurde das mechanische Drehschieberventil durch jeweils ein Rückschlagventil pro Kolben ersetzt. Das Rückschlagventil lädt den Kompensationsraum, sobald hier der Druck geringer als die externe Druckversorgung ist. Im Förderhub ist eine Leckage in die Gegenrichtung unterbunden.

Die Prüfung der neuen Konfiguration im Komponentenprüfstand zeigt, dass die Leckage ins Polygonringlager effektiv vermieden wird und somit der Druckaufbau im Kompensationsraum erwartungsgemäß funktioniert. Im Gegensatz zur vorherigen Konfiguration kann der Druck über den gesamten Förderhub gehalten werden. Damit ist abschließend die Funktion der neuartigen Medientrennung experimentell nachgewiesen.

7 LITERATURVERZEICHNIS

/Ach05/ Achten, P. et al.: „Design of a variable displacement floating cup pump", Proceedings of the 9th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping, Sweden, 2005

/Bac99/ Backé, W.: „Water- or oil-hydraulics in the future", The Sixth Scandinavian International Conference on Fluid Power. Proceedings of the Conference, Tampere, Finnland, 1999, S. 51-65

/Ber83/ Berger, J.: „Kavitationserosion und Maßnahmen zu ihrer Vermeidung in Hydraulikanlagen für HFA-Flüssigkeiten", Dissertation, RWTH Aachen, 1983

/Böi77/ Böinghoff, O.: „Untersuchungen zum Reibungsverhalten der Gleitschuhe in Schrägscheiben-Axialkolbenmaschinen", Dissertation, TU Braunschweig, 1977

/Bro95/ Brookes, C. A. et al.: „The development of water hydraulic pumps using advanced engineering ceramics", The Fourth Scandinavian International Conference on Fluid Power. Proceedings of the Conference, Tampere, Finnland, 1995, S. 965-977

/Cat12/ CAT Pumps Deutschland GmbH: „Plungerpumpe Modell 6762", Datenblatt, Idstein, 2012

/Cüp82/ Cüppers, H.; Herold, W.: „Wasserhydraulische Einzelantriebe", O+P Ölhydraulik und Pneumatik, Jahrgang 26 Heft 8, 1982, S. 550-560

/Dan18/ Danfoss A/S: „PAH Pumps", Datenblatt 2018.11, 2018

/Die18/ Diepeveen, N. et al.: „Field tests of the DOT500 prototype hydraulic wind turbine", Proceedings of the 11th International Fluid Power Conference, Aachen, 2018, S. 530-537

/Din10/ DIN Deutsches Institut für Normung e. V.: „Geometrische Produktspezifikation (GPS) – Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren – Benennungen, Definitionen und Kenngrößen der Oberflächenbeschaffenheit", DIN EN ISO 4287, Beuth Verlag, 2010

/Iso13/ DIN Deutsches Institut für Normung e. V.: „Schmierstoffe, Industrieöle und verwandte Produkte (Klasse L) – Familie H (Hydraulische Systeme). Anforderungen an Druckflüssigkeiten in den Kategorien HFAE, HFAS, HFB, HFC, HFDR und HFDU“, DIN EN ISO 12922, Beuth Verlag, 2013

/Din16/ DIN Deutsches Institut für Normung e. V.: „Dieselkraftstoff - Bestimmung der Schmierfähigkeit unter Verwendung eines Schwingungsverschleiß-Prüfgerätes (HFRR). Teil 1: Prüfverfahren“, DIN EN ISO 12156-1, Beuth Verlag, 2016

/Don98/ Donders, S.: „Kolbenmaschinen für HFA-Flüssigkeiten. Verlustanteile einer Schrägscheibeneinheit“, Dissertation, RWTH Aachen, 1998

/Ern15/ Ernst, M.; Ivantysynova, M.: „Micro Surface Shaping for the High-Pressure Operation of Piston Machines with Water as a Working Fluid”, Proceedings of the ASME/Bath 2015 Symposium on Fluid Power and Motion Control, Chicago, USA, 2015

/Ern18/ Ernst, M.; Ivantysynova, M.: „Axial Piston Machine Cylinder Block Bore Surface Profile for High-Pressure Operating Conditions with Water as Working Fluid”, 2018 Global Fluid Power Society PhD Symposium (GFPS), Samara, Russland, 2018

/Fel13/ Feldhusen, J.; Grote, K.-H.: „Pahl/Beitz Konstruktionslehre“, 8., vollständig überarbeitete Auflage, Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg, 2013

/Hdw80/ Frey, B.: „Kolbenmaschine, insbesondere Kolbenpumpe“, EP 0153982 B1, angemeldet durch Hydrowatt Systems Limited am 17.06.1980

/Gre70/ Greenwood, J. A.; Tripp, J. H.: „The Contact of two Nominally Flat Rough Surfaces”, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Jahrgang 185 Heft 1, 1970, S. 625-633

/Gre66/ Greenwood, J. A.; Williamson, J.B.P.: „Contact of Nominally Flat Surfaces”, Proceedings of the Royal Society of London, Series A, Mathematical and Physical Sciences, Jahrgang 295 Heft 1442, 1966, S. 300-319

/Ham04/ Hamrock, B. J. et al.: „Fundamentals of Fluid Film Lubrication”, Mechanical engineering Nr. 169, 2nd ed., Marcel Dekker, New York, 2004

/Hau16/ Hauhinco Maschinenfabrik GmbH & Co.KG: „Triplex-Plunger-Pumpe EHP-3K 75. für Bergbau und Industrie“, Datenblatt, 2016

/Hua09/ Huang, G. et al.: „Novel seawater hydraulic axial piston pump and its experiment", Proceedings of the Seventh International Conference on Fluid Power Transmission and Control, Hangzhou, 2009, S. 494-497

/Hyd18/ Hydac Technology GmbH: „Hydro-Kolbenspeicher. Standardausführung", Datenblatt 04.18, 2018

/Hdw19/ Hydrowatt AG: „Hydrowatt Pumpentechnologie", Internetseite, online verfügbar unter http://www.hydrowatt.com/pages/hochdruck-pumpen/pumpentechnologie.php, zuletzt aktualisiert am 30.01.2019, zuletzt geprüft am 06.02.2019

/Hyt13/ Hytar Oy: „Axial Piston Pump APP", Datenblatt 03/2013, Tampere, 2013

/Jac13/ Jacobs, G.; Plogmann, M.: „Tribologie. Vorlesungsumdruck", 4. Aufl., Druck & Verlagshaus Mainz, Aachen, 2013

/Jia03/ Jiao, S. et al.: „Investigation on materials for friction pairs in water hydraulic piston pump", The Eigth Scandinavian International Conference on Fluid Power. Proceedings of the Conference, Tampere, 2003, S. 411-419

/Kam15/ KAMAT GmbH & Co.KG: „Triplex Plungerpumpe K 8000 - 3G", Datenblatt, Witten, 2015

/Hyd97/ Kany, H.: „Kolbenspeicher mit Dichtungsvorrichtung", EP 0854296 B1, angemeldet durch Hydac Technology GmbH am 23.10.1997

/Hyd98/ Kany, H.: „Kolbenspeicher mit Tiefenfiltrationsdichtung", EP 0902193 B1, angemeldet durch Hydac Technology GmbH am 15.07.1998

/Kaz05/ Kazama, T.: „Numerical simulation of a slipper model for water hydraulic pumps/motors in mixed lubrication", Proceedings of the 6th JFPS International Symposium on Fluid Power, Tsukuba, Japan, 2005, S. 509-514

/Kle79/ Kleinbreuer, W.: „Untersuchung der Werkstoffzerstörung durch Kavitation in ölhydraulischen Systemen", Dissertation, RWTH Aachen, 1979

/Kle02/ Kleist, A.: „Berechnung von Dicht- und Lagerfugen in hydrostatischen Maschinen", Dissertation, RWTH Aachen, 2002

/Liu09/ Liu, Y. et al.: „Materials screening of matching pairs in a water hydraulic piston pump", Industrial Lubrication and Tribology, Jahrgang 61 Heft 3, 2009, S. 173-178

/Luo11/ Luo, X. et al.: „Analysis and design of an axial piston water-pump with piston valve", Journal of Mechanical Science and Technology, Jahrgang 25 Heft 2, 2011, S. 371-378

/Man02/ Manring, N. D. et al.: „The Impact of Linear Deformations on Stationary Hydrostatic Thrust Bearings", Journal of Tribology, Jahrgang 124 Heft 4, 2002, S. 874-877

/Mie18/ Mielke, T. et al.: „Wasserzutritt in hydraulische Systeme", O+P Fluidtechnik, Jahrgang 62 Heft 7-8, 2018, S. 44-50

/Miy11/ Miyakawa, S.: „New Applications of Water Hydraulics (Aqua-Drive-System)", 12th Scandinavian International Conference on Fluid Power. SICFP'11, Tampere, Finnland, 2011, S. 27-34

/Moo10/ Moog Inc.: „Radialkolbenpumpe RKP-II. Für schwerentflammbare Flüssigkeiten HFA, HFB, HFC, HFD", Datenblatt Rev. 3 Mai 2010, 2010

/Mue90/ Müller, H. Konrad: „Abdichtung bewegter Maschinenteile. Funktion, Gestaltung, Berechnung, Anwendung", Medienverl. Müller, Weiblingen, 1990

/NN77/ N.N.: „Gibt es eine Renaissance der Druckwasserhydraulik? O+P-Gespräch", O+P Ölhydraulik und Pneumatik, Jahrgang 21 Heft 4, 1977, S. 271-274

/Nie05/ Nie, S. et al.: „SEWHAPM: development of a water hydraulic axial piston motor for underwater tool systems", Proceeding IMechE Vol. 219 Part C: J. Mechanical Engineering Science, 2005, S. 639-656

/Nij18/ Nijssen, J. et al.: „Development of an interface between a plunger and an eccentric running track for a low-speed seawater pump", Proceedings of the 11th International Fluid Power Conference, Aachen, 2018, S. 370-379

/Obe99/ Oberem, R.: „Entwicklung der Grundlagen zur Optimierung schnellaufender Verstellpumpen und Motoren für HFA-Flüssigkeiten. 78 Hy 50", Abschlussbericht, RWTH Aachen, 1999

/Obe02/ Oberem, R.: „Untersuchung der Tribosysteme von Axialkolben-Schrägscheibenmaschinen der HFA-Hydraulik“, Dissertation, RWTH Aachen, 2002

/Ott19/ Otto, N.: „Experimentelle Untersuchung nachhaltiger Hydraulikfluide auf Ester- und Wasserbasis“, Dissertation, Shaker Verlag, Aachen, 2019

/Pat78/ Patir, N.; Cheng, H. S.: „An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication”, Journal of Lubrication Technology, Jahrgang 100 Heft 1, 1978, S. 12-17

/Pat79/ Patir, N.; Cheng, H. S.: „Application of Average Flow Model to Lubrication Between Rough Sliding Surfaces”, Journal of Lubrication Technology, Jahrgang 101 Heft 2, 1979, S. 220-230

/Poh99/ Pohls, O. et al.: „Sea Water Hydraulic Axial Piston Machine”, The Sixth Scandinavian International Conference on Fluid Power. Proceedings of the Conference, Tampere, Finnland, 1999

/Räm99/ Rämö, J. et al.: „Wear resistance of materials in water hydraulics”, The Sixth Scandinavian International Conference on Fluid Power. Proceedings of the Conference, Tampere, Finnland, 1999, S. 169-178

/Rei98/ Reichel, J.: „Druckflüssigkeiten für die Wasserhydraulik“, Informationsveranstaltung „Wasserhydraulik“. Tagungsband, Frankfurt (Main), 1998

/Rin92/ Rinck, S.: „Untersuchung und Optimierung schnellaufender Axial- und Radialkolbenpumpen beim Betrieb mit wasserbasischen Druckflüssigkeiten“, Dissertation, RWTH Aachen, 1992

/Rok12/ Rokala, M.: „Analysis of Slipper Structures in Water Hydraulic Axial Piston Pumps”, Dissertation, Tampere University of Technology, 2012

/Sak17/ Sakurai, Y.; Nagasawa, T.: „Proposal of Measurement Method of Friction Coefficient for Pipe Flow in Aqua Drive System”, Proceedings of the 10th JFPS International Symposium on Fluid Power 2017, Fukuoka, Japan, 2017

/San03/ Sanchen, G. K.: „Auslegung von Axialkolbenpumpen in Schrägscheibenbauweise mit Hilfe der numerischen Simulation“, Dissertation, RWTH Aachen, 2003

/Shl17/ Schleihs, C.: „Acoustic Design of Hydraulic Axial Piston Swashplate Machines", Dissertation, RWTH Aachen, 2017

/Shm18/ Schmitz, K.; Murrenhoff, H.: „Grundlagen der Fluidtechnik. Teil 1: Hydraulik", Umdruck zur Vorlesung, RWTH Aachen, 2018

/Sho18/ Schoemacker, F.; Murrenhoff, H.: „Piston Slippers for Robust Water Hydraulic Pumps", Proceedings of the 11th International Fluid Power Conference, Aachen, 2018

/Sho19/ Schoemacker, F.; Schmitz, K.: „Methods for Determination of the Gap Height in water-lubricated Contacts", Proceedings of the 16th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Tampere; Finnland, 2019

/Sho20/ Schoemacker, F.; Schmitz, K.: „Forschung in der Wasserhydraulik. Herausforderungen und Einsatzgrenzen", O+P Fluidtechnik, Jahrgang 64 Heft 1-2, 2020

/Shr15/ Schrank, K.: „Eindimensionale Hydrauliksimulation mehrphasiger Fluide", Dissertation, RWTH Aachen, 2015

/Tam99/ Tammisto, J. et al.: „Development of Water Hydraulic Arc-Cylinder Pump and Motor Prototypes", The Sixth Scandinavian International Conference on Fluid Power. Proceedings of the Conference, Tampere, Finnland, 1999, S. 207-217

/Ter95/ Terävä, J. et al.: „Development of sea water hydraulic power pack", The Fourth Scandinavian International Conference on Fluid Power. Proceedings of the Conference, Tampere, Finnland, 1995, S. 978-991

/Twh17/ The Water Hydraulics Co. Ltd.: „Janus Pumps. Pumps Axial Piston", Datenblatt V06.17, 2017

/Tre13/ Trelleborg Sealing Solution Germany GmbH: „Hydraulikdichtungen - linear. Teil II Kolbendichtungen", Datenblatt Februar 2013, Stuttgart, 2013

/Tro96/ Trostmann, E.: „Water Hydraulics Control Technology", 1. Aufl., Marcel Dekker, Inc., New York, 1996

/Tro01/ Trostmann, E. et al.: „Tap Water as a Hydraulic Pressure Medium", 1. Aufl., Marcel Dekker, Inc, New York, 2001

/VDI19/ VDI Verein Deutscher Ingenieure eV: „Entwicklung technischer Produkte und Systeme. Modell der Produktentwicklung“ VDI 2221 Blatt 1, 2019

/Vic19/ Victrex plc: „Victrex PEEK 450G“, Datenblatt, 2019

/Wan01/ Wang, D. et al.: „Study of the key problems in a water hydraulic piston pump and its applications”, Industrial Lubrication and Tribology, Jahrgang 53 Heft 5, 2001, S. 211-216

/Wep17/ Wepuko PAHNKE GmbH: „DPX 105. Hochdruck-Dreiplungerpumpe”, Datenblatt, Metzingen, 2017

/Yos17/ Yoshida, Y. et al.: „A Prediction Method of Water Hammer”, Proceedings of the 10th JFPS International Symposium on Fluid Power 2017, Fukuoka, Japan, 2017

CURRICULUM VITAE

Persönliche Daten

Name	Florian Schoemacker
Geburtsdatum	18.08.1988
Geburtsort	Hilden
Familienstand	verheiratet

Schulausbildung

1995 –1999	Grundschule Spessartschule, Mettmann
1999 – 2008	Gymnasium Heinrich-Heine-Gymnasium, Mettmann
Schuljahr 2005/06	Auslandsaufenthalt an Orlando Lutheran Academy, Florida, USA

Studium

10/2009 – 09/2013	Studium Maschinenbau (B.Sc.) an der RWTH Aachen Bachelorarbeit „Konstruktion eines Reibungskraftprüfstandes für Radialkolbenmaschinen“
10/2013 – 03/2015	Studium Entwicklung und Konstruktion (M.Sc.) an der RWTH Aachen Masterarbeit „Entwicklung eines Simulationstools für Stellsysteme von Pumpen mit verstellbarem Fördervolumen“

Berufspraxis

05/2015 – 03/2020	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für fluidtechnische Antriebe und Systeme (ifas) der RWTH Aachen
Seit 04/2020	Entwicklungsingenieur bei Liebherr-Mischtechnik GmbH, Neu-Ulm