



Georg Mörwald, Dipl.-Ing.

Methodik zur Auslegung einer geometrisch definierten Mechanik zur Regelung von hydrostatischen Lagerungen

DISSERTATION

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der technischen Wissenschaften

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Franz Haas

Institut für Fertigungstechnik, TU Graz

Begutachter

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Friedrich Bleicher

Institut für Fertigungstechnik und Hochleistungslasertechnik, TU Wien

Graz, September 2016

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Dissertation identisch.

Graz, den 03.10.2016

Datum

Unterschrift

Vorwort

Die vorliegende Arbeit ist im Rahmen meiner Tätigkeit als Universitätsassistent am Institut für Fertigungstechnik der Technischen Universität Graz entstanden.

Dem Institutsvorstand Herrn Universitätsprofessor Dipl.-Ing. Dr.techn. Franz Haas möchte ich für die Übernahme der Betreuung dieser Arbeit danken. Herrn Universitätsprofessor Dipl.-Ing. Dr.techn. Friedrich Bleicher, Vorstand des Institutes für Fertigungstechnik und Hochleistungslasertechnik an der technischen Universität Wien, gilt mein Dank für die gutachterliche Tätigkeit.

Allen Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern des Instituts, die mich bei der Erstellung dieser Arbeit unterstützt haben, gilt mein Dank. Besonders möchte ich mich bei Frau Dipl.-Ing. Dr.techn. Manuela Redecker bedanken, sie stand mir immer mit Rat und Tat zur Seite. Ebenfalls großer Dank gebührt Herrn Fachoberinspektor Franz Roschitz, der mich bei der Fertigung der Komponenten der Prototypen, durch seine Kompetenz und Erfahrung, unterstützt hat.

Ganz besonders möchte ich mich bei meiner Lebenspartnerin Daniela für die positive Begleitung bedanken.

Graz, im Herbst 2016

Georg Mörwald

Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit untersucht die Ölversorgung von hydrostatischen Lagerungen mittels Regelung. Es wird ein mechanisches Regelungssystem für die druckabhängige Volumenstromversorgung einer hydrostatischen Lagerung entwickelt. Die Grundidee besteht darin, die Geometrie des Reglers so zu gestalten, dass eine Anpassung des Ölstroms als Funktion einer Druckdifferenz gegeben ist. Die angewandte Methodik umfasst die Berechnung, Überprüfung der Ergebnisse durch Simulation und experimentelle Validierung der Ergebnisse.

Die analytische Berechnung basiert auf den Grundlagen der Ölhydraulik. Diese liefert die mathematischen Zusammenhänge für die Reglergeometrie. Die Ölströmung durch diese Geometrie wird anschließend mit Hilfe von Ansys CFX simuliert. In Iterationsschritten werden die Ergebnisse der Strömungssimulation mit jenen der analytischen Berechnung verglichen und über einen Korrekturfaktor angenähert.

Im Anschluss an die Berechnung und Simulation werden sowohl ein Funktionsprototyp als auch mehrere Versuchsprototypen gefertigt und getestet. Die Validierung des Versuchsprototyps erfolgt durch Messungen an einem Prüfstand. Die Ergebnisse aus statischen und dynamischen Versuchen bestätigen das entwickelte Funktionsprinzip des Reglers.

Abstract

The present thesis deals with the oil supply of hydrostatic bearings. A mechanical control system with a pressure dependent volume flow is developed. The basic idea is to design the geometry of the hardware to realize an adjustment of the oil flow as a function of the pressure difference. The developed methodology consists in analytical calculation and subsequent validation by simulation.

The analytical calculation is based on the fundamentals of oil hydraulics. It provides data for the geometry of the control unit. The oil flow through this geometry is simulated using Ansys CFX. The results of the flow simulation are compared with the analytical calculation and approximated by a correction factor.

After calculation and simulation different prototypes are built and tested. The validation of the test prototype is validated by measurements on a test bench. Statical and dynamical experiments on the test bench confirm the behavior of the developed controller.

Formelzeichen und Abkürzungen

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
A	mm ²	Querschnittsfläche
A_D	mm ²	Drosselquerschnittsfläche
A_K	mm ²	Kolbenquerschnittsfläche
A_{min}	mm ²	minimale Querschnittsfläche
A_{eff}	mm ²	effektive Fläche
B_e	mm	effektive Taschenbreite
b	mm	Abströmbreite
c_F	mm N ⁻¹	Federsteifigkeit
d	mm	Kolbendurchmesser Steuergeometrie
d_K	mm	Kolbennendurchmesser
E_{Oel}	bar	Kompressionsmodul Hydrauliköl
f	Hz	Frequenz
F	N	Kraft
F_F	N	Federkraft
F_G	N	Gesamtkraft
h	µm	Lagerspalthöhe
Δh	µm	Änderung Lagerspalthöhe
K	-	Korrekturfaktor
K_r	-	Steilheit der Reglerkennlinie
L_e	mm	effektive Taschenlänge
l	mm	Abströmlänge
l_K	mm	Länge der Steuergeometrie
l_D	mm	Länge der Drossel
m	kg	Masse
p_P	bar	Pumpendruck
p_T	bar	Taschendruck
p_U	bar	Umgebungsdruck
Δp	bar	Druckdifferenz
Δp_1	bar	Druckdifferenz zwischen Pumpendruck und Umgebungsdruck
Δp_2	bar	Druckdifferenz zwischen Pumpendruck und Taschendruck
Q	m ³ s ⁻¹	Volumenstrom
Q_0	m ³ s ⁻¹	Volumenstrom bei $p_T = 0$
Q_P	m ³ s ⁻¹	Volumenstrom bei $p_T = p_P$

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
Q_r	$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$	Reglervolumenstrom
Q_T	$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$	Taschenvolumenstrom
Ra	μm	Mittenrauwert
r	mm	Kolbenradius Steuergeometrie
r_D	mm	Drosselradius
T_{Oel}	$^{\circ}\text{C}$	Öltemperatur
t	s	Zeit
V	m^3	Volumen
V_0	m^3	Ausgangsvolumen
ΔV	m^3	Volumenänderung
W	J s^{-1}	elektrische Leistung
x	mm	Abstand Kolbenreferenzpunkt zu Steuerkante
α_D	-	Durchflusskoeffizient der Blende
η	mPa s	dynamische Viskosität
ε	m	Sandkörnungsrauigkeit
ρ	kg m^{-3}	Dichte
ν	$\text{mm}^2 \text{s}^{-1}$	kinematische Viskosität

Abkürzung	Bezeichnung
CAD	Computer Aided Design
CNC	Computerized Numerical Control
CPU	Central Processing Unit
DBV	Druckbegrenzungsventil
DMV	Druckminderventil
EUR	Euro
GHz	Gigahertz
ISO VG 46, HLP 46	Mineralisches Standard Hydrauliköl mit Hochdruckzusatz und einer kinematischen Viskosität von $46 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1}$ bei $40 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Mio.	Million
MP	Messpunkt
Mrd.	Milliarde
PM	Progressivmengenregler
SRV	Stromregelventil
SST	Shear Stress Transport
usw.	und so weiter
VDW	Verein Deutscher Werkzeugmaschinenfabriken
VM	Versuchsmatrix

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Werkzeugmaschinen	3
1.2	Führungen in Werkzeugmaschinen	4
1.2.1	Gleitführungen	5
1.2.2	Wälzführungen	7
1.2.3	Hydrostatische Führungen	9
2	Aufgabenstellung	10
3	Stand der Technik	12
3.1	Grundlagen hydrostatischer Lager	12
3.1.1	Aufbau und Funktion	12
3.1.2	Berechnung	14
3.2	Versorgungssysteme für hydrostatische Lager	17
3.2.1	Drossel	17
3.2.2	Blende	20
3.2.3	Konstantvolumenstrom	22
3.2.4	Membrandrossel	24
3.2.5	Progressivmengenregler	27
3.2.6	Gegenüberstellung der Systeme	31
3.3	Patentrecherche	33
4	Versuchseinrichtung	37
4.1	System hydrostatisches Lager	37
4.2	Prüfstand	39
5	Reglerentwicklung	41
5.1	Funktionsprinzip und Vorgehensweise	41
5.2	Eingangsgrößen	44
5.3	Berechnung	45
5.3.1	Berechnung des Ölvolumenstroms	45
5.3.2	Berechnung der Federkraft	46
5.3.3	Berechnung der Kolbengeometrie	46
5.4	Konstruktion	50
5.4.1	Funktionsprototyp	50
5.4.2	Versuchsprototyp	51
5.4.3	Regelkolben	52

5.5	Simulation	54
5.5.1	Geometrie	54
5.5.2	Netz	55
5.5.3	Einstellungen	56
5.5.4	Ergebnisse	58
5.6	Fertigungsaspekte	60
6	Reglervalidierung	63
6.1	Reglerkalibrierung	63
6.2	Messungen am Prüfstand	68
6.2.1	Warmlaufverhalten	68
6.2.2	Sprungverhalten	75
6.2.3	Dynamisches Verhalten	80
6.2.4	Einflussgrößen auf den Lagerspalt	94
7	Zusammenfassung und Ausblick	103
	Abbildungsverzeichnis	105
	Tabellenverzeichnis	108
	Literaturverzeichnis	110

1 Einleitung

In Industriestaaten spielt die Produktion von Waren aller Art eine wichtige Rolle. Sie trägt wesentlich dazu bei, den Wohlstand der Bevölkerung in solchen Volkswirtschaften zu sichern. Um im weltweiten Wettbewerb bestehen zu können, bedarf es einer Produktionstechnik auf hohem Niveau. Ein solches Niveau kann nur erreicht bzw. gehalten werden, wenn man über die notwendigen Technologien für die Produktion verfügt.¹ Aufstrebende Industrienationen, in welchen kostengünstig produziert werden kann, erschweren es bestehenden Industriestaaten konkurrenzfähig zu bleiben.

In der metallverarbeitenden Industrie zählt die Werkzeugmaschine zu den bedeutendsten Produktionsmitteln. Ihre Entwicklung hat wesentlich zum heutigen hohen Lebensstandard in Industrienationen beigetragen. Die Werkzeugmaschine deckt ein vielfältiges Einsatzgebiet, von einfachen Aufgaben in der Serienfertigung bis hin zu Spezialaufgaben im Sondermaschinenbau, ab. Diese Maschinengattung zeichnet sich durch sehr große Flexibilität sowie das Erreichen von hohen Automatisierungsgraden aus. An die Werkzeugmaschine werden hohe Anforderungen bezüglich ihrer Leistungsfähigkeit und Genauigkeit gestellt.²

Abbildung 1.0.1 zeigt, dass der weltweite Bedarf an Werkzeugmaschinen nach wie vor sehr groß ist.

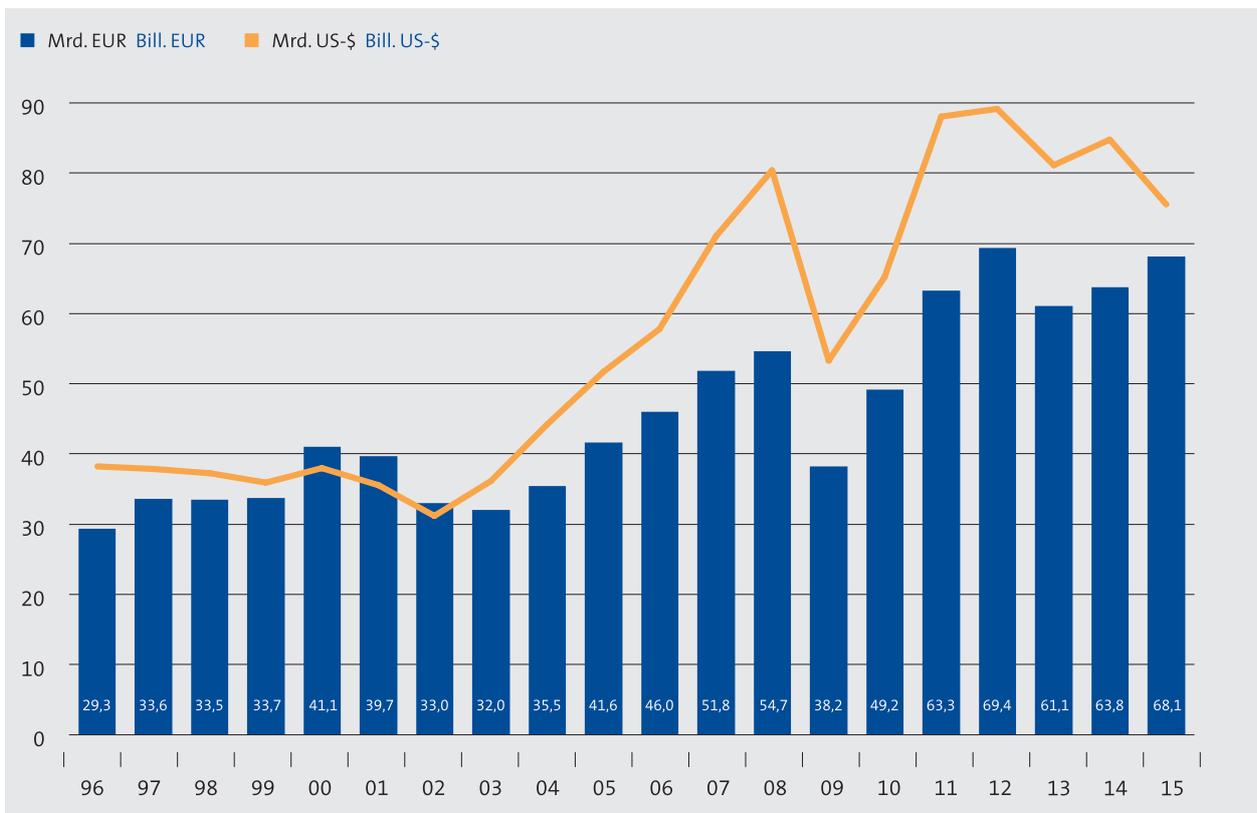


Abbildung 1.0.1: Weltproduktion Werkzeugmaschinen 2015, Quelle: VDW (2016), S.47.

¹Vgl. Neugebauer, 2012, S.5.

²Vgl. Weck und Brecher, 2006.

Die Grafik zeigt eine Statistik zur Weltproduktion von Werkzeugmaschinen vom Verein Deutscher Werkzeugmaschinenfabriken aus dem Marktbericht 2015. Diese Weltstatistik enthält Daten aus über 50 Ländern. Dargestellt ist die weltweite Investitionssumme für die Produktion von Werkzeugmaschinen über einen Zeitraum von 1996 bis 2015. 1996 beträgt die Investitionssumme rund 30 Mrd. Euro. Dieser Wert hat sich im Laufe der letzten 20 Jahre mehr als verdoppelt. Noch gegen Ende des 20. Jahrhunderts sind die Investitionssummen auf ähnlich hohem Niveau. Mit Beginn des 21. Jahrhunderts ist ein Anstieg zu beobachten. Die Folgen der Weltwirtschaftskrise in den Jahren 2009 und 2010 wirken sich auch auf die Werkzeugmaschinenindustrie aus. In dieser Zeit ist ein deutlicher Rückgang bei den Umsätzen zu verzeichnen. Seit dem Jahr 2011 liegen die Investitionssummen auf einem ähnlich hohen Niveau zwischen 60 und 70 Mrd. Euro. Ein Ende dieses Trends zeichnet sich vorläufig nicht ab.³

Die Größe des Werkzeugmaschinenmarktes ermöglicht, dass durch kleine Verbesserungen und Modifikationen enorme Einspar- und Innovationspotenziale gehoben werden können, mit entsprechenden Synergieeffekten in ökonomischer und ökologischer Hinsicht.

In Abbildung 1.0.2 sind die fünf größten Werkzeugmaschinenproduzenten sowie die fünf größten Werkzeugmaschinenverbraucher für das Jahr 2015 dargestellt.

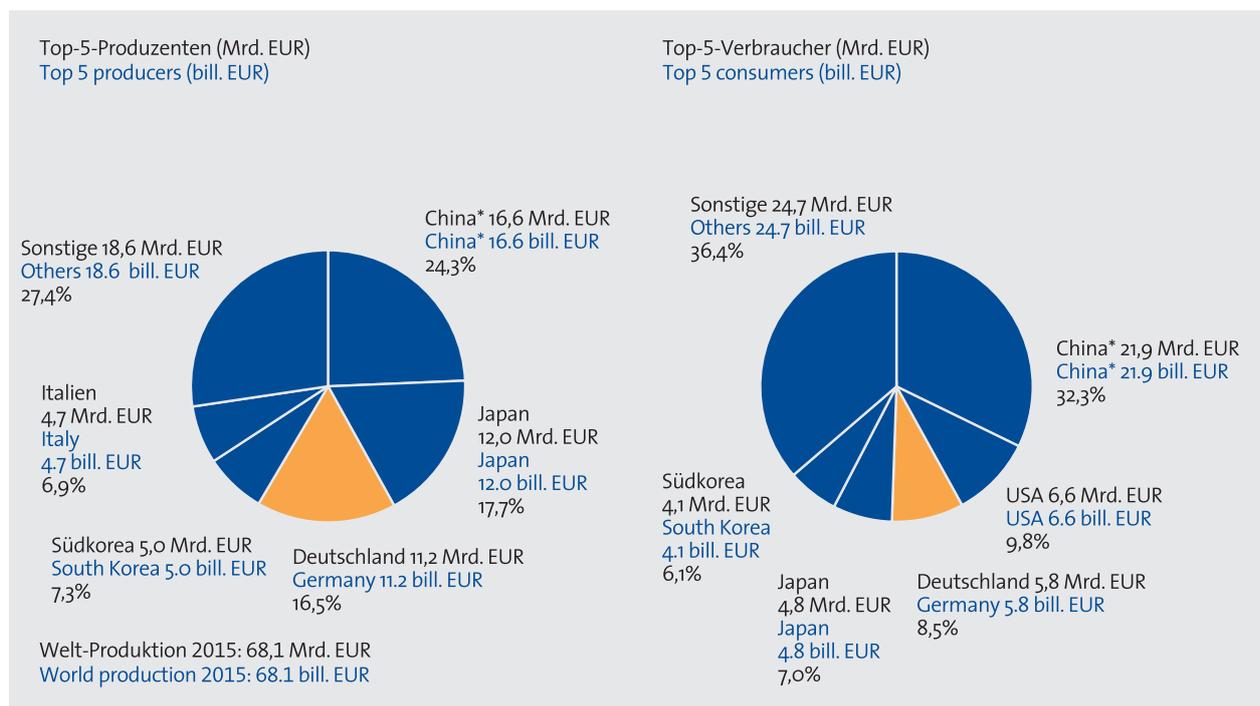


Abbildung 1.0.2: Welt-Produktion und Verbrauch von Werkzeugmaschinen 2015, Quelle: VDW (2016), S.52.

Bei den Produzenten belegt Deutschland hinter China und Japan Platz drei. Im Verbrauch an Werkzeugmaschinen belegt Deutschland weltweit ebenfalls den dritten Platz. Auf europäischer Ebene ist Deutschland Spitzenreiter bei der Produktion und beim Verbrauch von Werkzeugmaschinen. Der Be-

³Vgl. VDW, 2016, S.46f.

reich des Werkzeugmaschinenbaus hat sowohl im deutschsprachigen Raum als auch weltweit große Bedeutung. Neu- und Weiterentwicklungen in diesem Segment werden voraussichtlich auch in Zukunft diese Bedeutung sichern.

1.1 Werkzeugmaschinen

Das Spektrum an Werkzeugmaschinen ist vielfältig. Ihr Einsatzgebiet reicht vom Umformen über Trennen und Fügen bis hin zu verfahrenstechnischen Anwendungen und Mehrmaschinensystemen. In DIN 69651 ist die Einteilung, Gliederung und Bezeichnung von Werkzeugmaschinen festgelegt. Die Definition von Werkzeugmaschinen lautet nach DIN 69651:

„Werkzeugmaschinen sind mechanisierte und mehr oder weniger automatisierte Fertigungseinrichtungen, die durch relative Bewegungen zwischen Werkzeug und Werkstück eine vorgegebene Form oder Veränderung am Werkstück erzeugen.“⁴

Relativbewegung zwischen den beteiligten Komponenten sind meist mit Verlusten behaftet, welche eine negative Auswirkung auf das System haben können. Als Beispiele hierfür sind Reibung, Verschleiß, Erwärmung, erhöhter Energiebedarf, usw. zu nennen. Meist wird versucht, diese Verluste, möglichst gering zu halten bzw. zu eliminieren. Abhilfe kann unter anderem durch optimierte Führungen und Lagerungen geschaffen werden.⁵

⁴DIN 69651, 1985.

⁵Vgl. Perović, 2012, S.1.

1.2 Führungen in Werkzeugmaschinen

Den Führungen kommt im Werkzeugmaschinenbau eine große Bedeutung zu. Sie zählen zu den wichtigsten Bauelementen im Kraftfluss beim Bewegen von Supporten und Arbeitstischen sowie bei der Lagerung von Spindeln und Drehtischen. Für den Einsatz in Werkzeugmaschinen müssen Führungen und Lagerungen folgende Eigenschaften besitzen:⁶

- gutes Verschleißverhalten für die Genauigkeit der Führung über längere Zeit;
- gutes Reibungsverhalten ohne Stick-Slip-Effekt zur Positionierung einer Achse, vor allem bei geringen Vorschüben;
- hohe Steifigkeit und Spielfreiheit für die Aufnahme von Kräften;
- gute Dämpfungseigenschaften zur Vermeidung von Schwingungen und Ratterneigung.

Jeder Körper im Raum besitzt sechs Freiheitsgrade. Den Führungen wird für die Führungsaufgabe eine verschieden hohe Anzahl an Freiheitsgraden entzogen. Bei einer Linearführung sind dies fünf Freiheitsgrade. Aufgabe der Linearführung ist es, die Bewegung in einer translatorischen Richtung zu ermöglichen und die restlichen Bewegungsmöglichkeiten zu sperren. Im Werkzeugmaschinenbau finden folgende Arten von Führungen Anwendung:

- Gleitführungen;
- Wälzführungen;
- hydrostatische Führungen;
- aerostatische Führungen;
- elektromagnetische Führungen.

Die Führungsarten für den Werkzeugmaschinenbau werden im Folgenden näher betrachtet. Aufgrund der Bedeutung der drei erstgenannten Systeme werden diese in Folge vorgestellt und charakterisiert.

⁶Vgl. Weck und Brecher, 2006, 217f.

1.2.1 Gleitführungen

Trotz der Zunahme an hydrostatischen Führungen und Wälzführungen im Werkzeugmaschinenbau werden Gleitführungen immer noch eingesetzt. Die Vor- und Nachteile in Tabelle 1.2.1 kennzeichnen die Eigenschaften von Gleitführungen.

Vorteile
<ul style="list-style-type: none">+ niedriger Aufwand;+ ausreichende Steifigkeit;+ hohe Dämpfung, sowohl in Vorschubrichtung als auch senkrecht dazu;+ hohe Führungsgenauigkeit.
Nachteile
<ul style="list-style-type: none">- schlechtes Reibungsverhalten;- bei langsamen Bewegungen Neigung zu Stick-Slip-Erscheinungen;- nicht verschleißfrei;- nicht spielfrei mit Ausnahme von Prismenführungen.

Tabelle 1.2.1: Vor- und Nachteile einer Gleitführung,
Quelle: In Anlehnung an Bahmann (2013), S.66f.

Gleitführungen arbeiten im Mischreibungsgebiet, wodurch das Bewegungsverhalten von mehreren Faktoren bestimmt wird. Hier sind neben der Gleitgeschwindigkeit und der Belastung die Oberflächengüte der gleitenden Flächen, die Werkstoffpaarung, die Bauform der Führungsbahn, der Verschleißzustand, die Art und Zusammensetzung des Schmiermittels sowie die Form und Anzahl der Schmiertaschen zu nennen.⁷

⁷Vgl. Bahmann, 2013, S.66ff.

In Abbildung 1.2.1 ist der qualitative Verlauf einer Stribeck-Kurve dargestellt. Sie beschreibt den Zusammenhang zwischen Gleitgeschwindigkeit und Reibungskoeffizient der Werkstoffpaarung die einer Relativbewegung unterliegt. Der Verlauf unterteilt sich in ein Gebiet der Festkörperreibung, der Mischreibung und der Flüssigkeitsreibung.

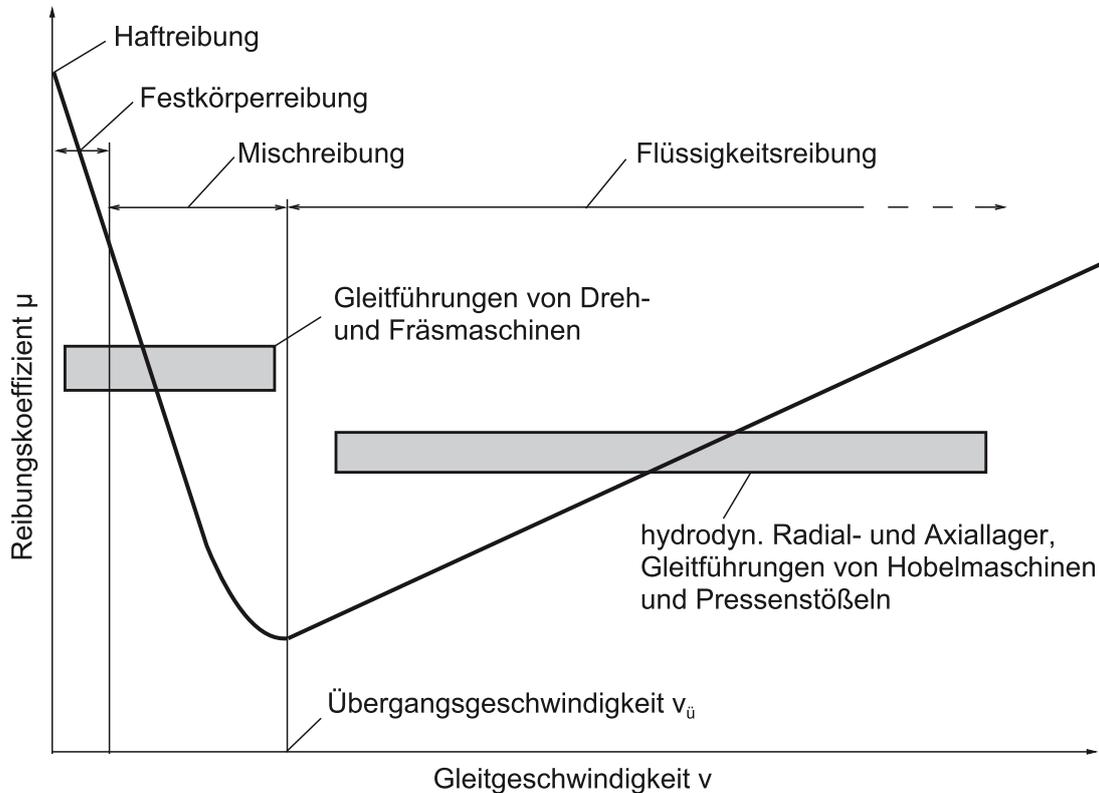


Abbildung 1.2.1: Stribeck-Kurve, Quelle: In Anlehnung an Weck und Brecher (2006), S.235.

Haftreibung liegt vor, wenn zwei Führungselemente in deren Ruhezustand ohne trennendes Schmiermedium aneinander liegen. Festkörperreibung tritt bei sehr geringen Gleitgeschwindigkeiten auf, da sich noch kein tragender Schmierfilm bildet. In diesem Bereich ist mit hohem Verschleiß zu rechnen. Mit steigender Geschwindigkeit wird der Mischreibungsbereich erreicht und es bildet sich allmählich ein hydrodynamischer Schmierfilm. Im Bereich der Flüssigkeitsreibung sind die Gleitflächen völlig durch den Schmierfilm voneinander getrennt. Es tritt kein Verschleiß mehr auf.⁸

⁸Vgl. Weck und Brecher, 2006, S.234f.

1.2.2 Wälzfürungen

Wälzfürungen finden in Werkzeugmaschinen breite Anwendung. Bei dieser Art der Führung werden jene Flächen, die eine Relativbewegung zueinander ausführen, durch Wälzkörper getrennt. Es werden vorwiegend Wälzkörper in Kugel- oder Zylinderform eingesetzt. Kugelförmige Wälzkörper haben eine punktförmige Berührung und zylinderförmige Wälzkörper eine linienförmige. Die Abwälzbewegung dieser Körper ergibt vorwiegend Rollreibung. In Tabelle 1.2.2 sind die Vor- und Nachteile von Wälzfürungen gegenübergestellt.

Vorteile
<ul style="list-style-type: none">+ hohe Positioniergenauigkeit wegen kleiner Reibungszahlen;+ sehr geringer Verschleiß;+ meist reicht eine Fettschmierung für die Lebensdauer;+ spielfreies Arbeiten durch Vorspannung auch unter voller Belastung und Steifigkeitserhöhung;+ werden einbaufertig angeboten.
Nachteile
<ul style="list-style-type: none">- geringe Dämpfung;- hohe Empfindlichkeit gegen Verschmutzung und Späne;- mehr Aufwand für Vorspannung und Klemmung notwendig;- hohe Qualität der Wälzkörper erforderlich;- hohe Qualität der Laufflächen erforderlich;- hohe Anforderung an die Werkstoffe von Wälzkörpern und Führungsleisten wegen der hohen örtlichen Pressung;- Lärmbelastung bei hohen Verfahrensgeschwindigkeiten.

Tabelle 1.2.2: Vor- und Nachteile Wälzfürung, Quelle: In Anlehnung an Bahmann (2013), S.73f.

Eine Wälz-Linearführung besteht im Wesentlichen aus einem Führungswagen, der die Wälzkörper aufnimmt, und einer Führungsschiene, auf welcher der Führungswagen in Längsrichtung der Schiene verfahren kann. Auf einer Führungsschiene können mehrere Führungswagen eingesetzt werden. Abbildung 1.2.2 zeigt eine typische Wälzführung mit Kugelkette. Die Grafik bietet einen Einblick in das Innere des Führungswagens und lässt den hohen Fertigungsaufwand für die Herstellung der Form der Führungsschiene und des Führungswagens erkennen.

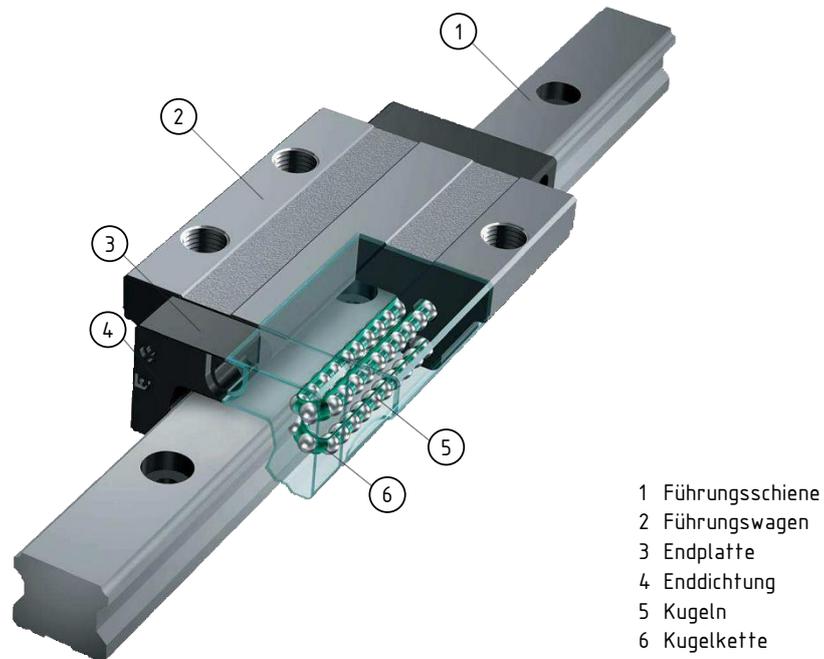


Abbildung 1.2.2: Linearführung mit Kugelkette, Quelle: THK (2016), S.3 (leicht modifiziert).

1.2.3 Hydrostatische Führungen

Die prinzipielle Funktionsweise einer hydrostatischen Führung bzw. Lagerung ist sehr einfach: Aufeinander gleitende Teile werden durch einen Schmierfilm voneinander getrennt. Für die Erzeugung dieses Schmierfilms muss die hydrostatische Lagerung mit Öl durchströmt werden. Die Durchströmung erfolgt sowohl im stehenden als auch im bewegten Lagerzustand. Für einen sachgerechten Betrieb der Lagerung muss die Trennung durch den Ölspace in jedem Betriebszustand gewährleistet sein. Das für den Betrieb notwendige Drucköl wird durch eine Hydraulikpumpe bereit gestellt.

Hydrostatische Lagerungen haben neben vielen Vorteilen gegenüber konventionellen Lagerungen wenige Nachteile. Eine Gegenüberstellung dieser Vor- und Nachteile von hydrostatischen Führungen ist in Tabelle 1.2.3 angeführt.

Vorteile
<ul style="list-style-type: none">+ Verschleißfreiheit unter der Voraussetzung der Funktion der Ölversorgung;+ sehr kleine Reibzahlen;+ kein Stick-Slip-Effekt;+ hohe Führungsgenauigkeit bei durchschnittlichem Bearbeitungsaufwand;+ große Dämpfung;+ einstellbare Steifigkeit über Taschendruck;+ Aufnahme hoher Belastungen.
Nachteile
<ul style="list-style-type: none">- Aufwand für das Ölversorgungssystem;- geringe Dämpfung in Bewegungsrichtung.

Tabelle 1.2.3: Vor- und Nachteile hydrostatischer Führungen,
Quelle: In Anlehnung an Bahmann (2013), S.83.

Die Genauigkeit einer solchen Art der Lagerung wird wesentlich durch die Höhe des Ölspace bestimmt. Dieser wird hauptsächlich durch den Ölvolumenstrom, welcher durch das Lager strömt, beeinflusst. Für die Regelung des Ölvolumenstroms und der damit verbundenen Genauigkeit des Lagers ist ein Versorgungssystem erforderlich, welches zudem eine einstellbare Steifigkeit der Lagerung ermöglicht.

2 Aufgabenstellung

Die kontinuierliche Weiterentwicklung des Werkzeugmaschinenbaus fordert immer höhere Genauigkeiten. In vielen Bereichen können Abweichungen von der Sollgeometrie elektronisch kompensiert werden. Bei hochpräzisen Maschinen ist eine exakte Mechanik dennoch unverzichtbar. In diesem Anwendungsfeld kommen hydrostatische Lager und Führungen zum Einsatz. Wird ein hydrostatisches Lager nicht an einem statischen Arbeitspunkt sondern in einem Arbeitsbereich dynamisch betrieben, ist eine Anpassung des Ölvolumenstroms durch das Lager unabdingbar. Dies ist erforderlich, damit der Lager-spalt in diesem Arbeitsbereich bei sich örtlich und zeitlich ändernden Lasten konstant bleibt. Je präziser der Lagerspalt geregelt werden kann, umso höher ist die Genauigkeit des Lagers.

Das Institut für Fertigungstechnik verfügt über einen hydrostatischen Lagerprüfstand⁹ (siehe Kapitel 4). Dieser ist entwickelt worden, um Tests mit verschiedenen Versorgungssystemen für hydrostatische Lager durchführen zu können. Grundgedanke für den Bau dieses Prüfstands ist die Entwicklung eines neuen Versorgungssystems für hydrostatische Lager.

Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung eines Versorgungssystems für hydrostatische Lager zur Steigerung der Lagergenauigkeit. Zur Regelung des Lagerspalts soll eine geometrisch definierte Mechanik entwickelt werden. Die Methodik zur Auslegung dieses mechanischen Reglers soll die Basis für die Weiterentwicklung zu einem modular aufgebauten Lagersystem darstellen. In weiterer Folge wird der Regler im hydrostatischen Lager integriert, um ein standardisiertes Lagermodul für den Einsatz in Werkzeugmaschinen zu schaffen.

Begonnen wird mit der Ermittlung eines passenden Konzepts, mit welchem eine Anpassung des Volumenstroms zu den vorgegebenen Randbedingungen möglich ist. Die Regelung des Volumenstroms soll rein mechanisch erfolgen. Die Eingangsgröße ist der Versorgungsdruck des Hydraulikaggregats und die Ausgangsgröße ist der Taschendruck des hydrostatischen Lagers. Diese Ein- und Ausgangsgrößen sind für den Prototypen durch den hydrostatischen Lagerprüfstand vorgegeben.

Für das gefundene Konzept werden die benötigten hydraulischen Berechnungsgrundlagen ermittelt. Die analytisch berechneten Größen werden anschließend mit Hilfe einer Strömungssimulation überprüft und angepasst.

Nach der Berechnung werden drei Prototypen für den Einsatz am hydrostatischen Lagerprüfstand gefertigt. Die Fertigung erfolgt in der Werkstätte des Instituts für Fertigungstechnik. Bei der Konstruktion wird besonderes Augenmerk darauf gelegt, dass bei einer wirtschaftlichen Serienfertigung der Komponenten auf aufwändige Fertigungsverfahren verzichtet werden kann.

⁹Vgl. Mörwald, 2012.

Die Validierung der gefertigten Prototypen erfolgt am hydrostatischen Lagerprüfstand des Instituts für Fertigungstechnik. Bei den Versuchen wird der Arbeitsbereich des Prüfstands genutzt. Es werden sowohl statische als auch dynamische Tests durchgeführt, welche nach der Auswertung der Ergebnisse, Aussagen über die Qualität des entwickelten Systems liefern. Für die Auswertung der Messergebnisse am Prüfstand wird ein eigenes Programm erstellt. Dieses bietet neben Einstellmöglichkeiten eine grafische und tabellarische Darstellung der Messergebnisse.

3 Stand der Technik

Im Werkzeugmaschinenbau finden hydrostatische Lagerungen und Führungen seit vielen Jahren Einsatz. Die Forderung nach höherer Präzision und Dynamik betrifft auch diese Gattung der Lagerungen, was eine Weiterentwicklung erforderlich macht. In diesem Kapitel werden sowohl die Grundlagen als auch die gängigsten Versorgungssysteme von hydrostatischen Lagerungen betrachtet. Eine Patentrecherche gibt Aufschluss über Entwicklungen auf dem Gebiet der Versorgung hydrostatischer Lagerungen.

3.1 Grundlagen hydrostatischer Lager

Eine hydrostatische Lagerung besteht im Wesentlichen aus zwei Komponenten: Einem Grundkörper und einem gelagerten Gegenstück. Grundkörper und Gegenstück werden durch einen Ölschmierspalt getrennt. Die Druckölversorgung für den Erhalt des Schmierspalts erfolgt extern und arbeitet unabhängig vom Bewegungszustand der Lagerung. Für eine ordnungsgemäße Funktion einer solchen Lagerung muss die Aufrechterhaltung des Schmierspalts immer gewährleistet sein.

3.1.1 Aufbau und Funktion

Der grundsätzliche Aufbau einer hydrostatischen Lagerung ist in Abbildung 3.1.1 dargestellt. Hierbei handelt es sich um ein ebenes hydrostatisches Lager, welches aus den beiden Komponenten, Gegenstück und Lager, besteht.

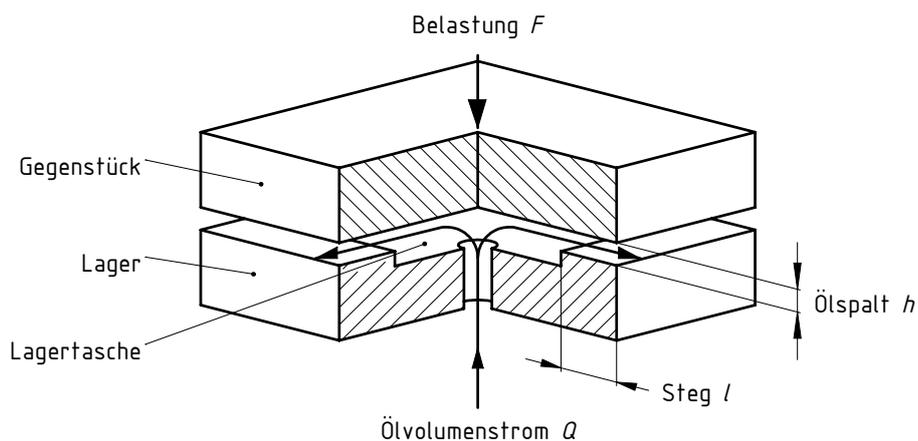


Abbildung 3.1.1: Aufbau eines hydrostatischen Lagers,
Quelle: In Anlehnung an Weck und Brecher (2006), S.279.

In das Lager ist eine Vertiefung eingearbeitet, welche als Lagertasche bezeichnet wird. Die Lagertasche ist vom Steg l umgeben. Eine Bohrung in der Lagertasche ermöglicht die Zuführung des Hydraulikfluids.¹⁰

Befindet sich das hydrostatische Lager nicht in Betrieb, liegt das Gegenstück am Lager auf. Wird Öl über die Bohrung in die Lagertasche eingeleitet, baut sich in dieser der Taschendruck p_T auf. Die Lagertasche stellt eine Fläche bereit, auf die der Taschendruck wirken kann. Die resultierende Kraft hebt das Gegenstück vom Lager ab und Öl kann das hydrostatische Lager durchströmen. Es bildet sich nun zwischen Gegenstück und Lager ein Ölspalt h aus und das Lager ist in Betrieb. Dieser Lagerspalt soll im unbelasteten Zustand einen Wert zwischen $10\ \mu\text{m}$ und $60\ \mu\text{m}$ einnehmen.¹¹

Der für den Betrieb des hydrostatischen Lagers benötigte Ölstrom wird von einer Hydraulikpumpe zur Verfügung gestellt. Zwischen der Hydraulikpumpe und dem hydrostatischen Lager kann im Bedarfsfall ein Versorgungssystem zwischengeschaltet werden. Dieses hat die Aufgabe, den Ölstrom Q zu beeinflussen (siehe Kapitel 3.2).

Eine Schnittansicht durch den Steg des hydrostatischen Lagers zeigt Abbildung 3.1.2.

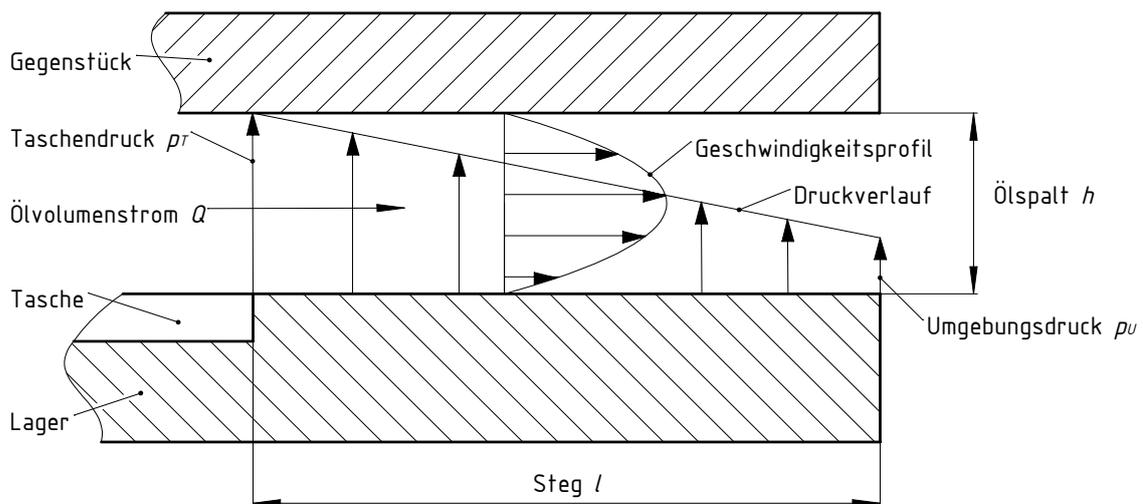


Abbildung 3.1.2: Strömung im Lagerspalt,
Quelle: In Anlehnung an Weck und Brecher (2006), S.279.

Zwischen Lager und Gegenstück entsteht der Lagerspalt h . Dieser wird mit dem Ölstrom Q von links nach rechts durchflossen. Bei der Durchströmung des Lagerspalts bildet sich, unter der Voraussetzung, dass Gegenstück und Lager keine Relativbewegung zueinander ausführen, ein für laminare Strömung charakteristisches Geschwindigkeitsprofil aus. Im Inneren des Lagers, der Tasche, wirkt der Taschendruck p_T . Der Wert des Taschendrucks wird durch die äußere Belastung des Lagers mit der Kraft F bestimmt. An der Außenseite liegt der Umgebungsdruck p_U an. Die Differenz zwischen den

¹⁰Vgl. Weck und Brecher, 2006, S.278.

¹¹Vgl. ebd., S.278.

beiden Drücken Δp wird über die Steglänge l in erster Näherung linear abgebaut.¹²

3.1.2 Berechnung

Ein ideales hydrostatisches Lager hat im Betrieb immer einen konstanten Ölpalt. Bei der Berechnung dieser Art der Lagerung stellt sich die Frage, welcher Ölvolumenstrom Q durch das Lager fließen muss, damit der Lagerspalt h konstant bleibt. Dieser Ölvolumenstrom wird mit Hilfe des Gesetzes von Hagen-Poiseuille ermittelt (siehe Gleichung 3.1.1).

$$Q = \frac{\Delta p \cdot b \cdot h^3}{12 \cdot \eta \cdot l} \quad (3.1.1)$$

Der Volumenstrom ist von mehreren Größen abhängig. Δp entspricht der Druckdifferenz zwischen dem Taschendruck p_T und dem Umgebungsdruck p_U . Die Größen b und l ergeben sich aus der Geometrie des Lagers. η ist die dynamische Viskosität des verwendeten Hydraulikfluids und h ist die Höhe des Lagerspalts.

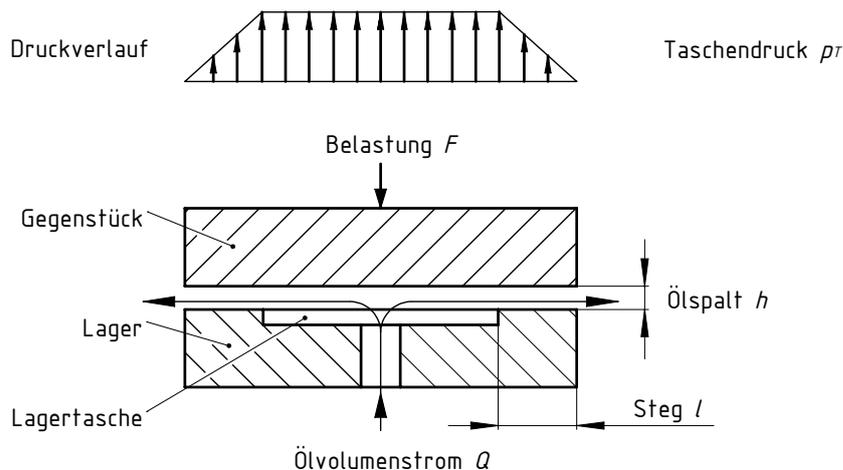


Abbildung 3.1.3: Grundlegender Aufbau eines hydrostatischen Lagers,
Quelle: In Anlehnung an Weck und Brecher (2006), S.278.

Eine Darstellung des Druckverlaufs im hydrostatischen Lager gibt Abbildung 3.1.3 wieder. Die Druckdifferenz Δp wird mittels Gleichung 3.1.2 berechnet. Der Umgebungsdruck p_U ist im Allgemeinen bekannt.

$$\Delta p = p_T - p_U \quad (3.1.2)$$

$$p_T = \frac{F}{A_{eff}} \quad (3.1.3)$$

¹²Vgl. Weck und Brecher, 2006, S.279.

Die Ermittlung des Taschenendrucks p_T erfolgt nach Gleichung 3.1.3. Dieser ist eine Funktion der äußeren Lagerbelastung F . Unter der Voraussetzung der linearen Druckabnahme im Lagerspalt, wird für die Berechnung die effektive Lagerfläche A_{eff} herangezogen. Über dieser Fläche kann der volle Taschenendruck angenommen werden. Sie berechnet sich aus dem Produkt der effektiven Taschenlänge L_e und der effektiven Taschenbreite B_e über der Stegmitte (siehe Abbildung 3.1.4).¹³

Die Größe b in Gleichung 3.1.1 ist die Breite des Spalts quer zur Strömungsrichtung. Sie ist eine geometrische Größe und wird nach Gleichung 3.1.4 berechnet.

$$b = 2 \cdot (L_e + B_e) \quad (3.1.4)$$

Der Steg l ist ebenfalls eine geometrische Größe. Er ist das Maß der Länge des Ölspalts in Richtung der Ölströmung.

Die dynamische Viskosität η des eingesetzten hydraulischen Fluids ist eine Funktion von der Temperatur. Sie kann experimentell ermittelt oder aus Datenblättern entnommen werden. In Abbildung 3.1.5 ist die Abhängigkeit der Viskosität von der Temperatur für Hydrauliköle dargestellt¹⁴.

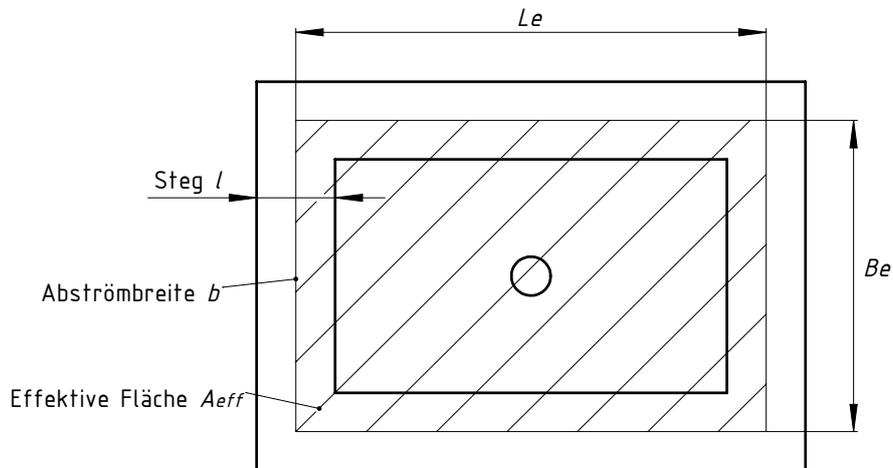


Abbildung 3.1.4: Hydrostatische Lagertasche,
Quelle: In Anlehnung an Weck und Brecher (2006), S.281.

¹³Vgl. Weck und Brecher, 2006, S.281.

¹⁴Vgl. <http://www.rickmeier.biz> 20.08.2016.

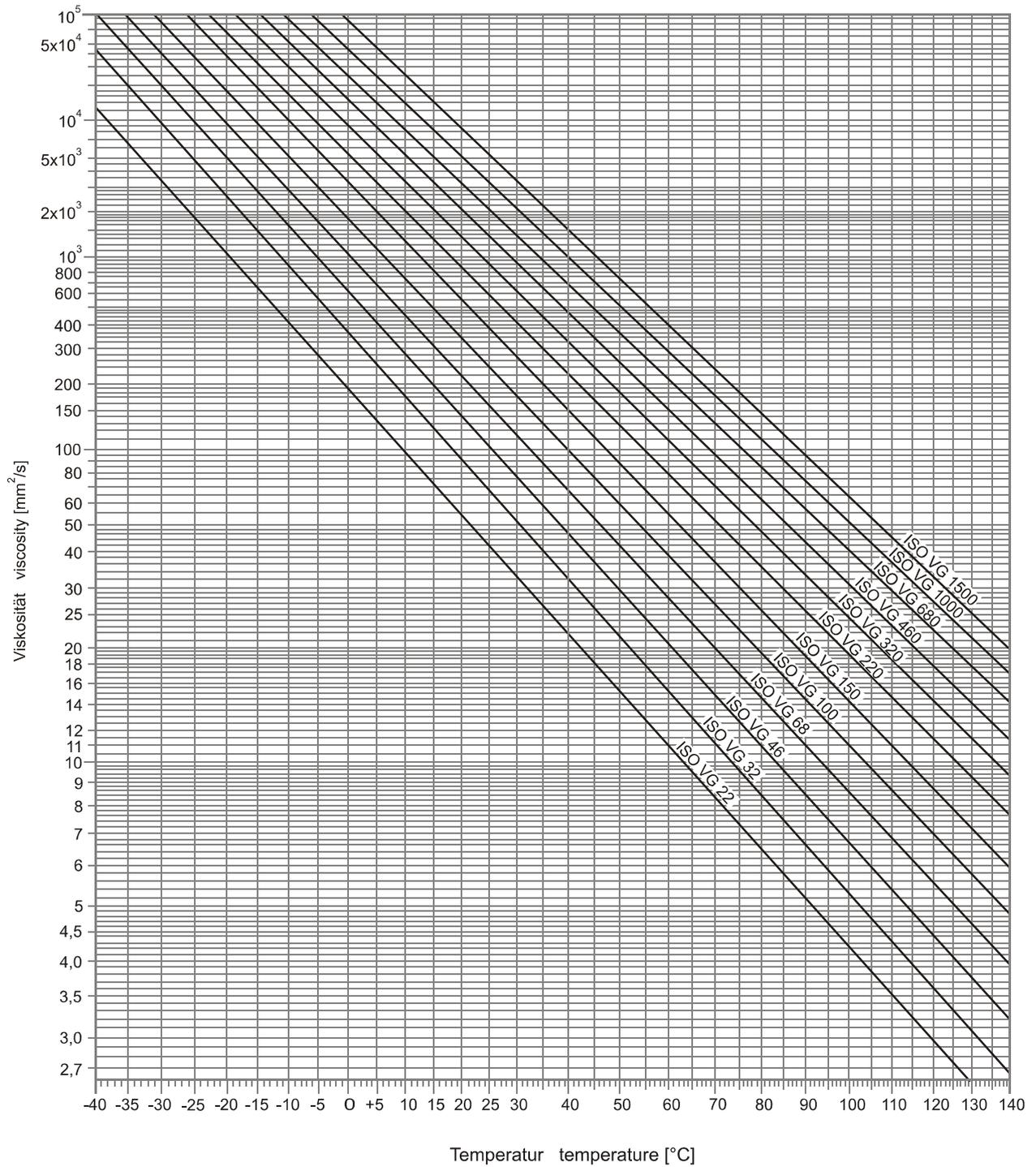


Abbildung 3.1.5: Viskosität-Temperatur-Diagramm,
 Quelle: Rickmeier (2016), Onlinequelle [20.08.16].

3.2 Versorgungssysteme für hydrostatische Lager

Wie in Kapitel 3.1.2 beschrieben, ist die Höhe des Ölspalts einer hydrostatischen Lagerung abhängig von verschiedenen Einflüssen. Beim Betrieb ist es wünschenswert, den Lagerspalt, unabhängig von diesen Einflüssen, konstant zu halten. Um den Lagerspalt zu beeinflussen gibt es verschiedene Versorgungssysteme. Diese Beeinflussung erfolgt über den Ölvolumenstrom Q . Jedes hydrostatische Lager wird über ein eigenes System mit Öl versorgt.

Die gängigsten Systeme für die Versorgung von hydrostatischen Lagern sind nachfolgend angeführt:

- Drossel;
- Blende;
- Konstantvolumenstrom;
- Membrandrossel;
- Progressivmengenregler.

In den nachfolgenden Kapiteln folgt eine detaillierte Betrachtung der einzelnen Versorgungssysteme.

3.2.1 Drossel

Die Versorgung eines hydrostatischen Lagers mit Hilfe einer Drossel stellt die einfachste Variante dar. Hierbei wird zwischen der Hydraulikpumpe und dem hydrostatischen Lager eine konstante Drossel eingesetzt. Die Abhängigkeit des Durchflusses durch eine Drossel von der Ölviskosität ist gleich wie jene des ausgebildeten Lagerspalts. Mit steigender Temperatur nimmt die Viskosität des Öls ab und der Durchfluss steigt. Gleichzeitig benötigt das hydrostatische Lager mit sinkender Viskosität einen größeren Durchfluss, damit die Lagerspalthöhe unverändert bleibt.¹⁵

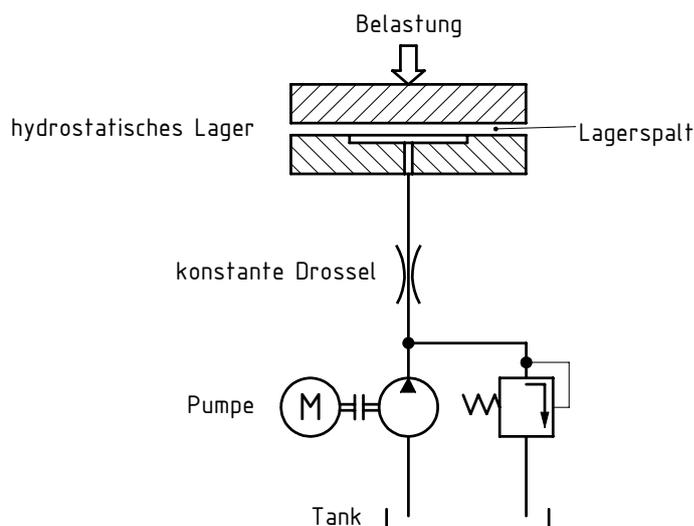


Abbildung 3.2.1: Schaltplan konstante Drossel, Quelle: Eigene Darstellung.

¹⁵Vgl. Siebers, 1971, S.12.

Abbildung 3.2.1 zeigt den vereinfachten Schaltplan für die Versorgung eines hydrostatischen Lagers über eine konstante Drossel.

Abbildung 3.2.2 gibt qualitativ das Durchflussverhältnis über dem Druckverhältnis beim Versorgungssystem Drossel wieder. Es ist ersichtlich, dass der Durchfluss reziprok zum idealen Verlauf erfolgt. Da die Geometriedaten der Drossel konstant sind, ist eine Änderung des Volumenstroms nur über die Druckdifferenz Δp und die Ölviskosität η möglich.

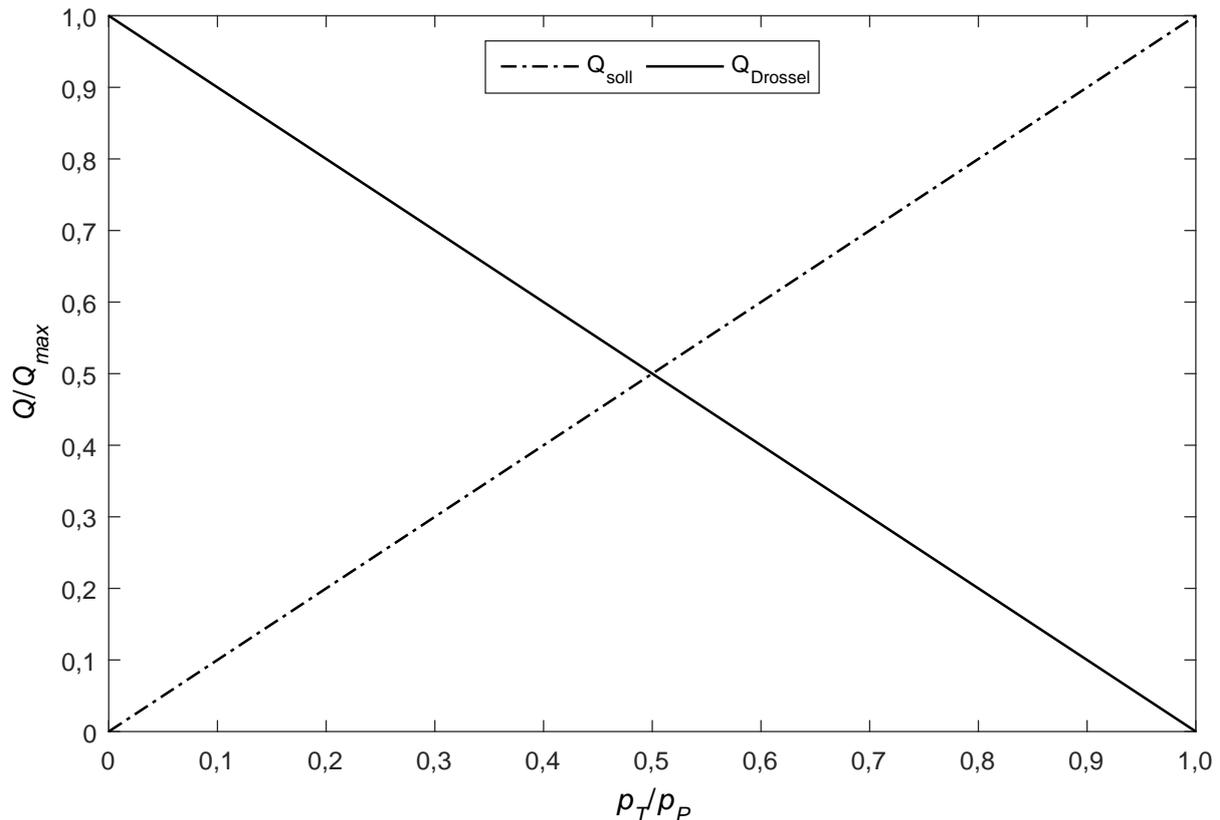


Abbildung 3.2.2: Qualitativer Durchflussverlauf Drossel,
Quelle: In Anlehnung an Weck und Brecher (2006), S.290.

Nach Weck wird der Durchfluss Q durch eine Drossel mit Hilfe von Gleichung 3.2.1 berechnet. Die Drossellänge l_D und der Drosselradius r_D bestimmen wesentlich die Durchflussmenge. Der minimale Durchmesser der Drossel für Standardanwendungen liegt bei 0,8 mm.¹⁶

$$Q = \frac{\Delta p \cdot \pi \cdot r_D^4}{8 \cdot \eta \cdot l_D} \quad (3.2.1)$$

Die Auswirkung des Durchflusses durch eine Drossel auf den Lagerspalt ist in Abbildung 3.2.3 qualitativ dargestellt. Bei geringer Lagerbelastung durch die Kraft F ist der Lagerspalt überhöht und bei

¹⁶Vgl. Weck und Brecher, 2006, S.285.

hoher Lagerbelastung kann der Lagerspalt völlig zusammenbrechen, was für den Betrieb einer hydrostatischen Lagerung unzulässig ist.

Die wesentlichen Vorteile der Drossel sind ihr einfacher Aufbau, sowie ihr Viskositätsverhalten. Diese Eigenschaften reichen für den Betrieb einer hydrostatischen Lagerung an einem statischen Arbeitspunkt. Meist jedoch wird eine hydrostatische Lagerung in einem Arbeitsbereich betrieben. Für Präzisionsanwendungen ist diese Art der Versorgung nicht geeignet, da die Abweichung des Lagerspalts von dessen Idealverlauf zu groß ist.

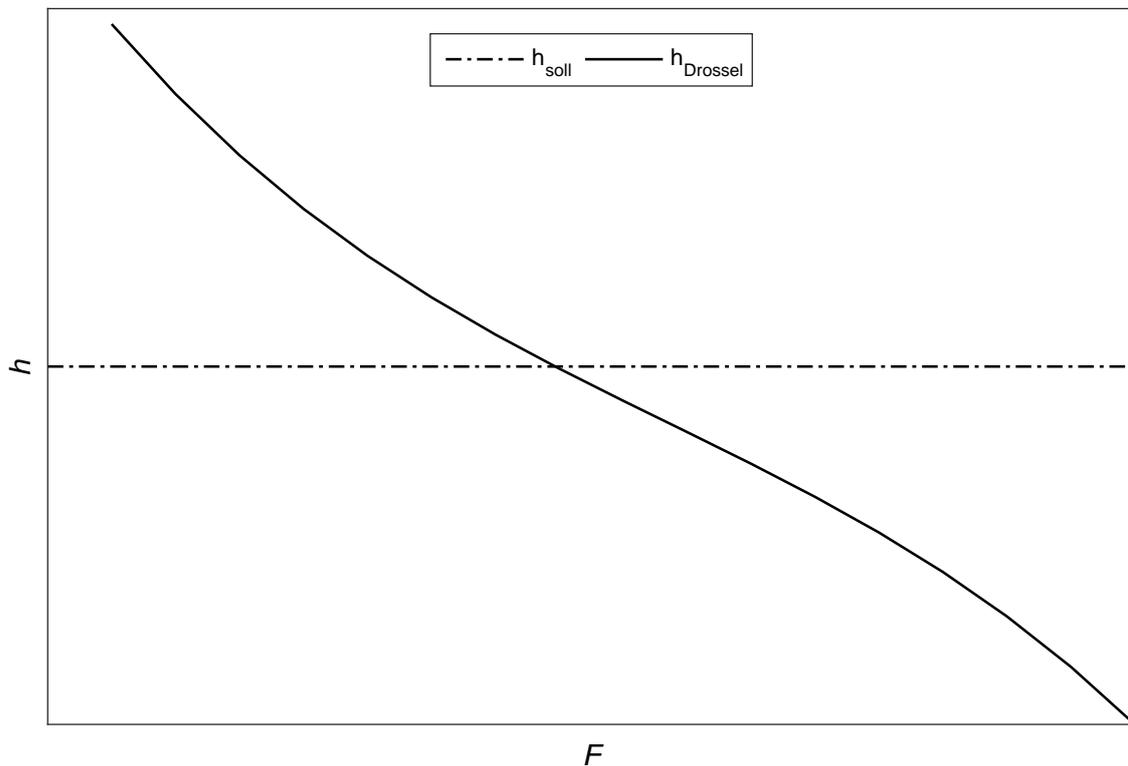


Abbildung 3.2.3: Qualitativer Spaltverlauf Drossel,
Quelle: In Anlehnung an Weck und Brecher (2006), S.290.

3.2.2 Blende

Eine weitere Möglichkeit zur Versorgung hydrostatischer Lager ist die Verwendung einer Blende. In Abbildung 3.2.4 ist ein vereinfachter Schaltplan für den Einsatz einer Blende ersichtlich.

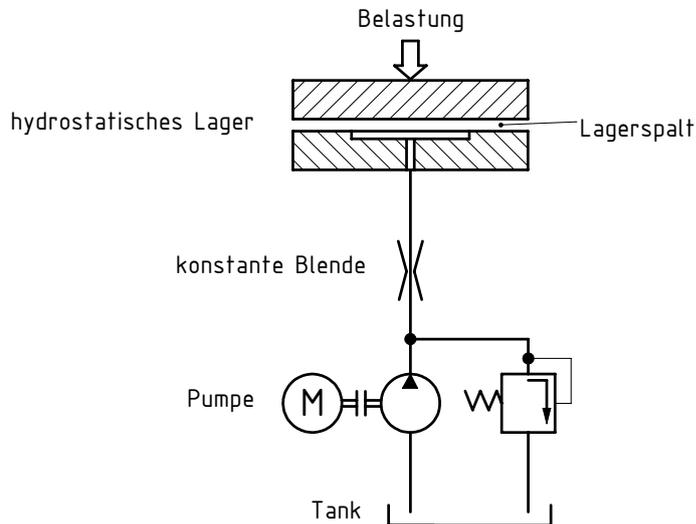


Abbildung 3.2.4: Schaltplan konstante Blende, Quelle: Eigene Darstellung.

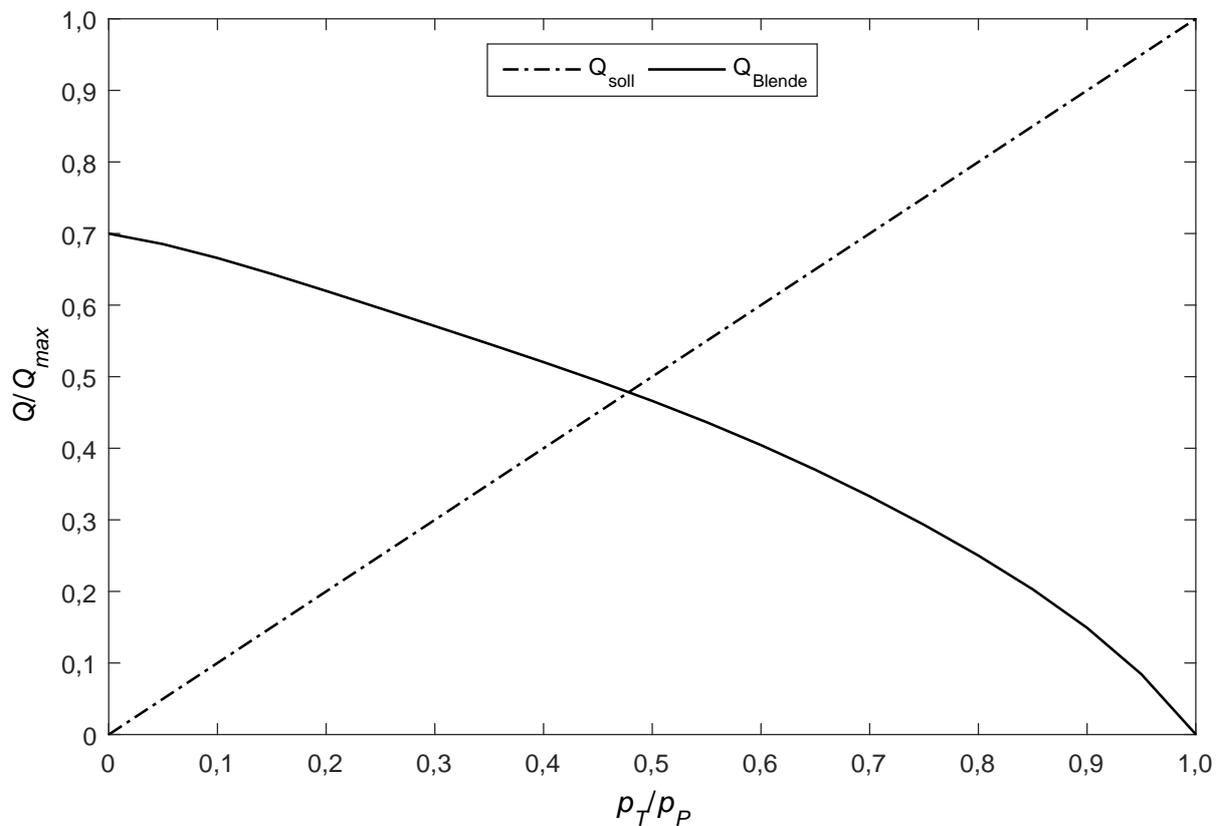


Abbildung 3.2.5: Qualitativer Durchflussverlauf Blende, Quelle: In Anlehnung an Weck und Brecher (2006), S.290.

Abbildung 3.2.5 zeigt qualitativ das Durchflussverhältnis zum Druckverhältnis bei der Verwendung einer Blende. Der Durchfluss einer Blende errechnet sich aus der Gleichung 3.2.2. Diese wird über das Gesetz von Bernoulli hergeleitet. Es ist ersichtlich, dass der Durchfluss Q durch die Blende weitestgehend unabhängig von der Viskosität des Öls ist. Die Viskosität ist eine Funktion der Temperatur, welche die Dichte ρ ebenfalls beeinflusst. Mit dem Durchflusskoeffizienten α_D der Blende werden alle Verluste, die beim Durchströmen der Blende auftreten, berücksichtigt.

$$Q = A \cdot \alpha_D \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p} \quad (3.2.2)$$

Das Durchflussverhalten der Blende wirkt sich auf den Verlauf des Lagerspalts unter Belastung, wie in Abbildung 3.2.6 ersichtlich ist, aus. Blenden weisen, im Vergleich zu Drosseln, für den Einsatz zur Versorgung hydrostatischer Lager einige Nachteile auf. Sie sind schwieriger zu fertigen und an das Lager anzupassen. Des Weiteren wirkt sich die Unabhängigkeit von der Viskosität des Öls negativ auf den Spaltverlauf des Lagers aus, da dieser von der Viskosität abhängig ist. Aufgrund der genannten Nachteile finden Blenden bei der Versorgung hydrostatischer Lager kaum Verwendung.¹⁷

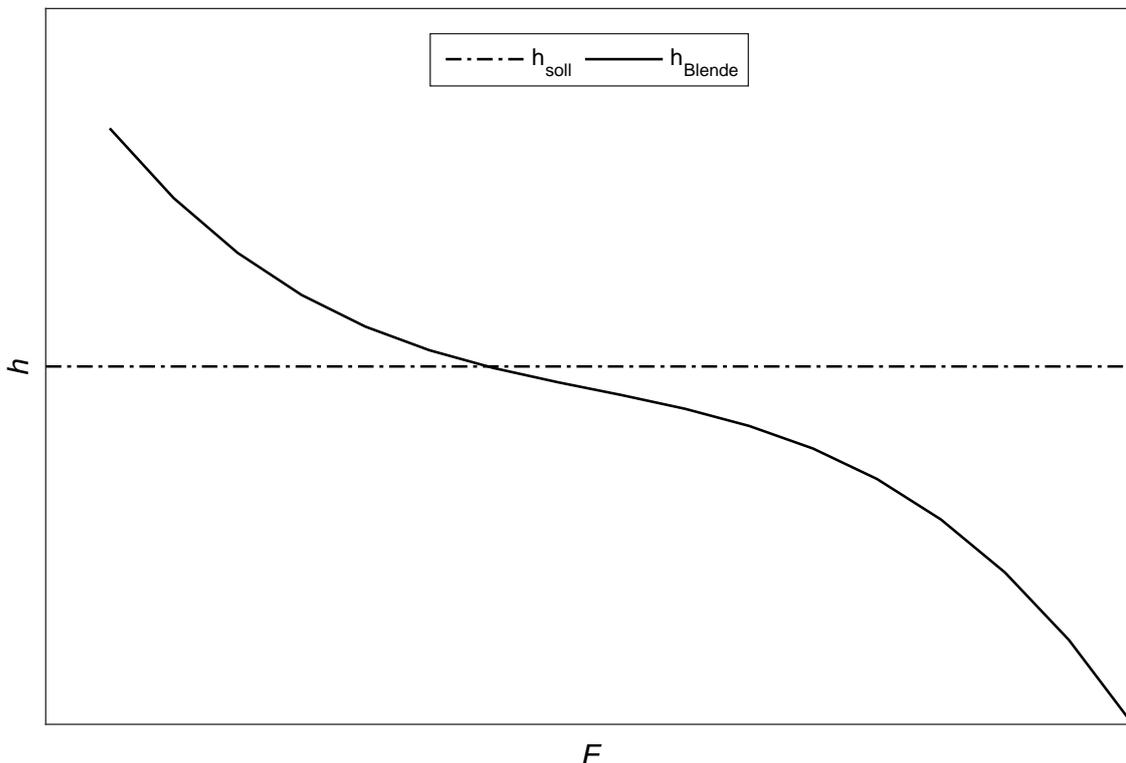


Abbildung 3.2.6: Qualitativer Spaltverlauf Blende,
Quelle: In Anlehnung an Weck und Brecher (2006), S.290.

¹⁷Vgl. Siebers, 1971, S.12.

3.2.3 Konstantvolumenstrom

Die Versorgung einer hydrostatischen Lagerung mit einem konstanten Volumenstrom bedeutet, dass für jedes Lager eine eigene Pumpe mit konstantem Fördervolumen eingesetzt wird. Ein wesentlicher Vorteil dieser Art der Versorgung besteht darin, dass keine Druckenergie in Drosseln umgewandelt wird. Da der Taschenndruck und somit die Lagerbelastung nur durch den zulässigen Betriebsdruck der Pumpe begrenzt wird, besitzt dieses System eine sehr hohe Tragfähigkeit. Demgegenüber sind die Abhängigkeit der Viskosität sowie die Kosten für den hohen technischen Aufwand zu nennen.¹⁸

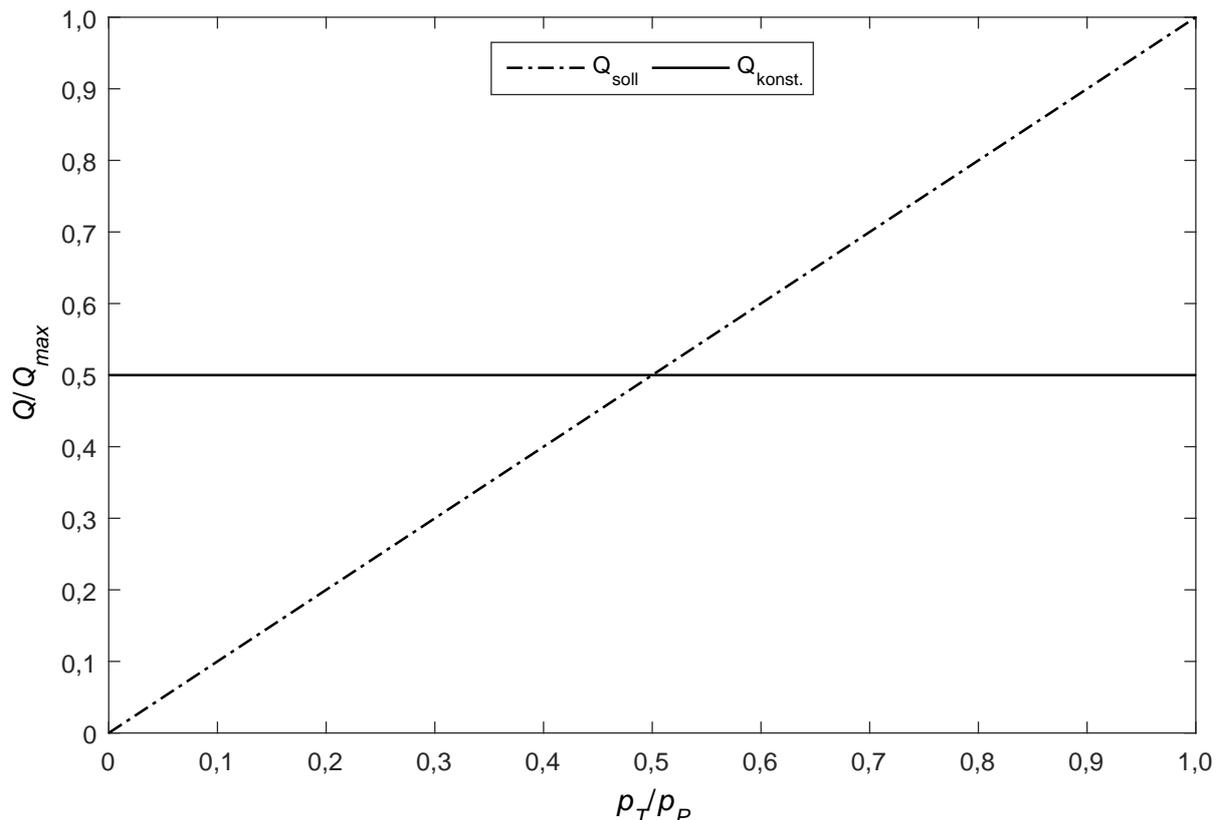


Abbildung 3.2.7: Qualitativer Durchflussverlauf Konstantvolumenstrom,
Quelle: In Anlehnung an Weck und Brecher (2006), S.290.

Ein vereinfachter Schaltplan ist in Abbildung 3.2.8 ersichtlich. Abbildung 3.2.7 gibt den qualitativen Verlauf vom Durchflussverhältnis zum Druckverhältnis wieder. Im Vergleich zu Drossel und Blende ist bei einem konstanten Volumenstrom die Annäherung an den idealen Verlauf deutlich besser. Dies ist auch beim Verlauf des Lagerspalts über der Lagerbelastung ersichtlich (siehe Abbildung 3.2.9). Bei geringer Lagerbelastung ist der Lagerspalt, ähnlich wie bei Drossel und Blende, überhöht. Erfährt das Lager eine hohe Belastung verläuft der Lagerspalt relativ flach bis zur maximalen Kraft. Das heißt, es bleibt bis zum Erreichen des maximalen Betriebsdrucks der Versorgungspumpe, immer ein Lagerspalt vorhanden. Dieser Punkt darf bei richtiger Auslegung des Systems nicht erreicht werden. Für den

¹⁸Vgl. Weck und Brecher, 2006, S.282.

Betrieb einer hydrostatischen Lagerung ist die Gewährleistung des Vorhandenseins eines Lagerspalts unabdinglich.

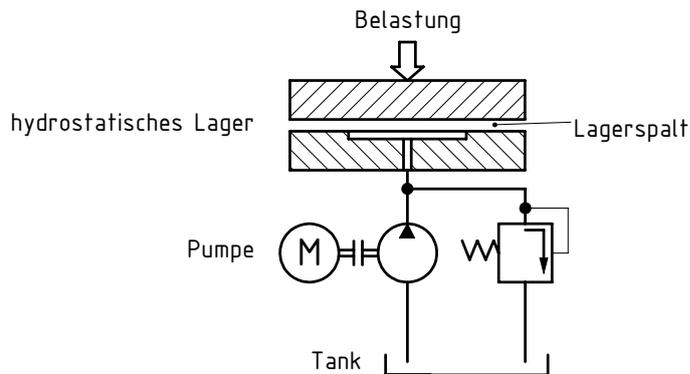


Abbildung 3.2.8: Schaltplan konstanter Volumenstrom, Quelle: Eigene Darstellung.

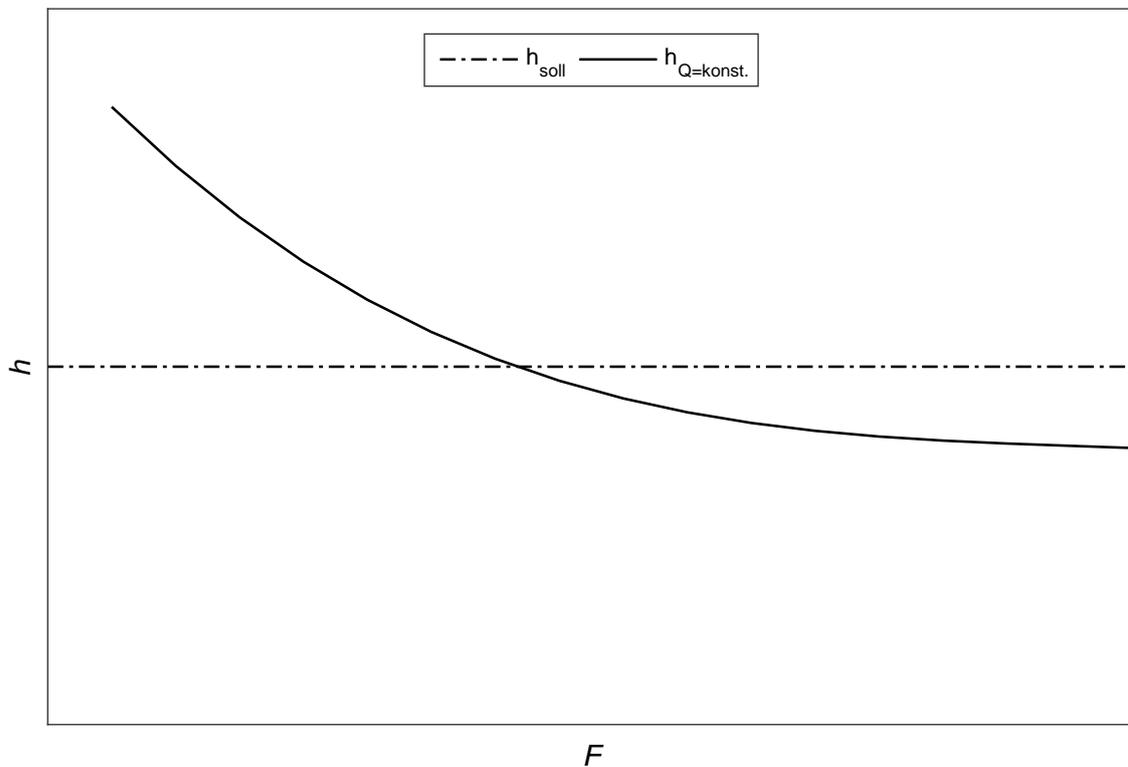


Abbildung 3.2.9: Qualitativer Spaltverlauf Konstantvolumenstrom, Quelle: In Anlehnung an Weck und Brecher (2006), S.290.

Das Fördervolumen einer Konstantpumpe kann über die Motordrehzahl beeinflusst werden. Diese ist im Normalfall fest durch die Netzfrequenz und die Bauart des Motors vorgegeben. Mittels Drehzahlregelung des Motors kann der Volumenstrom durch die Pumpe an den Betrieb des hydrostatischen Lagers angepasst werden. Aufgrund des hohen Aufwands, insbesondere beim Einsatz mehrerer Lager, findet diese Möglichkeit der Versorgung keine Anwendung.

3.2.4 Membrandrossel

Bei der Membrandrossel handelt es sich, im Gegensatz zu den in den vorangegangenen Kapiteln behandelten Systemen, um ein System mit lastabhängiger Drosselung. Abbildung 3.2.10 zeigt schematisch den Aufbau und die Verwendung einer Membrandrossel für die Versorgung eines hydrostatischen Lagers.

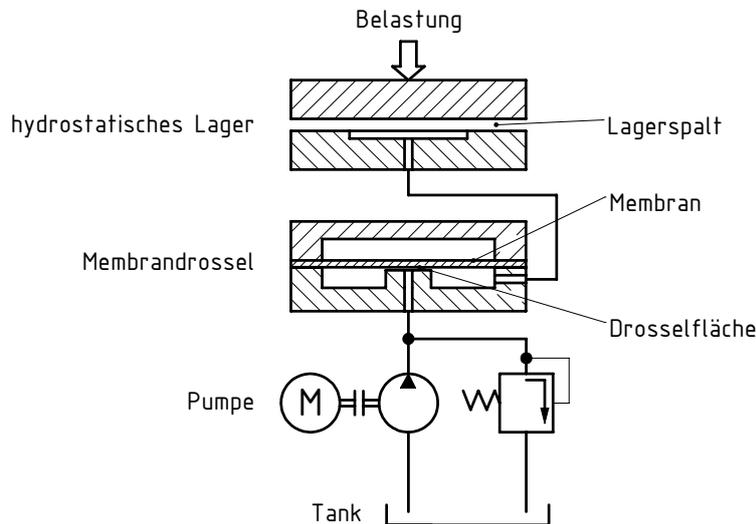


Abbildung 3.2.10: Schaltplan Membrandrossel, Quelle: In Anlehnung an Siebers (1971), S.13.

Die Membrandrossel wird von einer Pumpe mit einem konstanten Druck versorgt. Eine ebene Ringfläche dient als Drosselfläche. Ihr gegenüber befindet sich eine Membran, welche elastisch verformt werden kann. Zwischen der Drosselfläche und der Membran bildet sich ein Spalt aus, welcher einen Druckabfall bewirkt. Wird das hydrostatische Lager mit einer Kraft belastet, steigt in dessen Inneren der Druck an. Dieser Taschendruck wirkt über eine Verbindungsleitung auf die Ringfläche der Membran. Steigt der Druck auf die Membran, wird diese verformt. Diese Verformung bewirkt eine Vergrößerung des Drosselspalts und der Drosselwiderstand sinkt. Der Druckabfall über dem Drosselspalt führt zu einer Erhöhung des Öldurchflusses durch die Membrandrossel und somit auch durch das hydrostatische Lager. Bei geringer Lagerbelastung sinkt der Taschendruck. Der Spalt in der Membrandrossel verringert sich und reduziert den Volumenstrom. Dies bewirkt eine relativ gute Anpassung des Volumenstroms an den idealen Verlauf (siehe Abbildung 3.2.11).

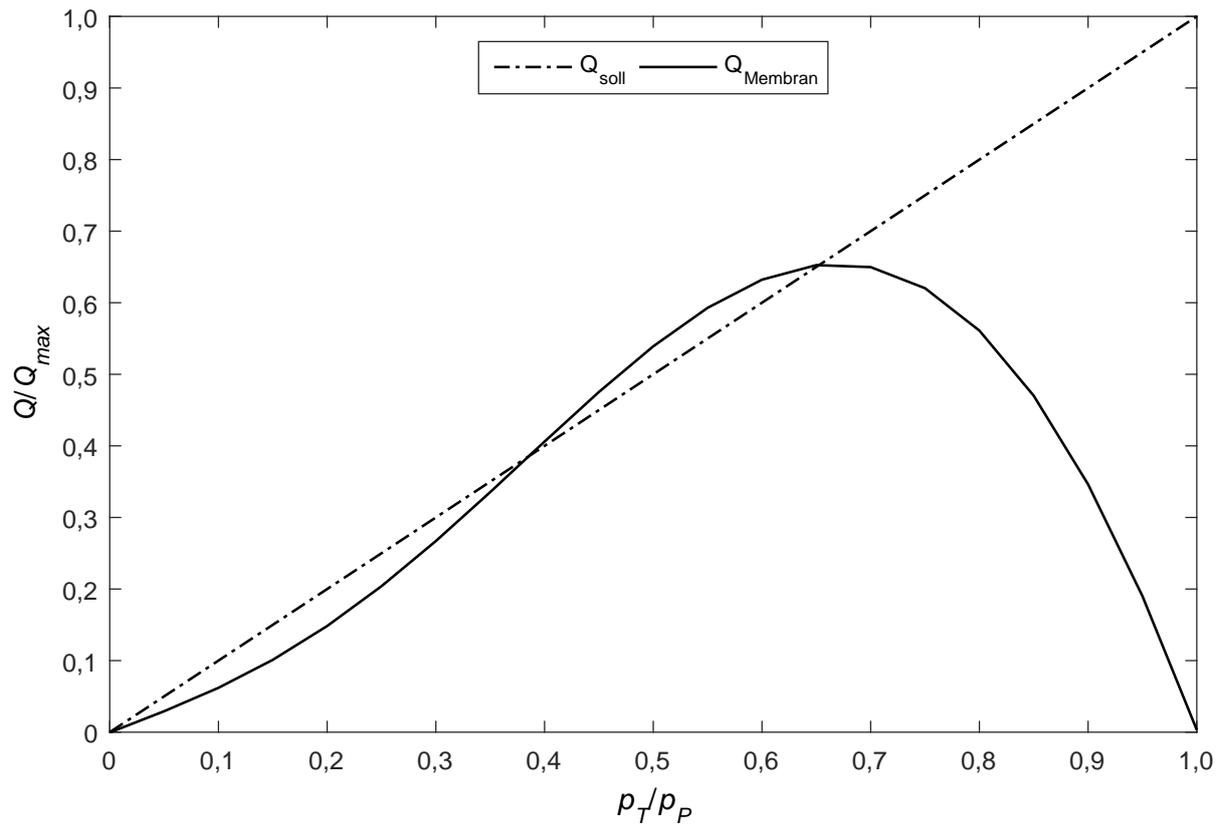


Abbildung 3.2.11: Qualitativer Durchflussverlauf Membrandrossel,
Quelle: In Anlehnung an Weck und Brecher (2006), S.290.

Aus Abbildung 3.2.12 ist ersichtlich, dass der Lagerspalt h über einen großen Kraftbereich mit Hilfe der Membrandrossel relativ gut angenähert wird. Für den Betrieb einer hydrostatischen Lagerung mit hohen Anforderungen an die Genauigkeit ist der Einsatz einer lastabhängigen Volumenstromanpassung unverzichtbar.

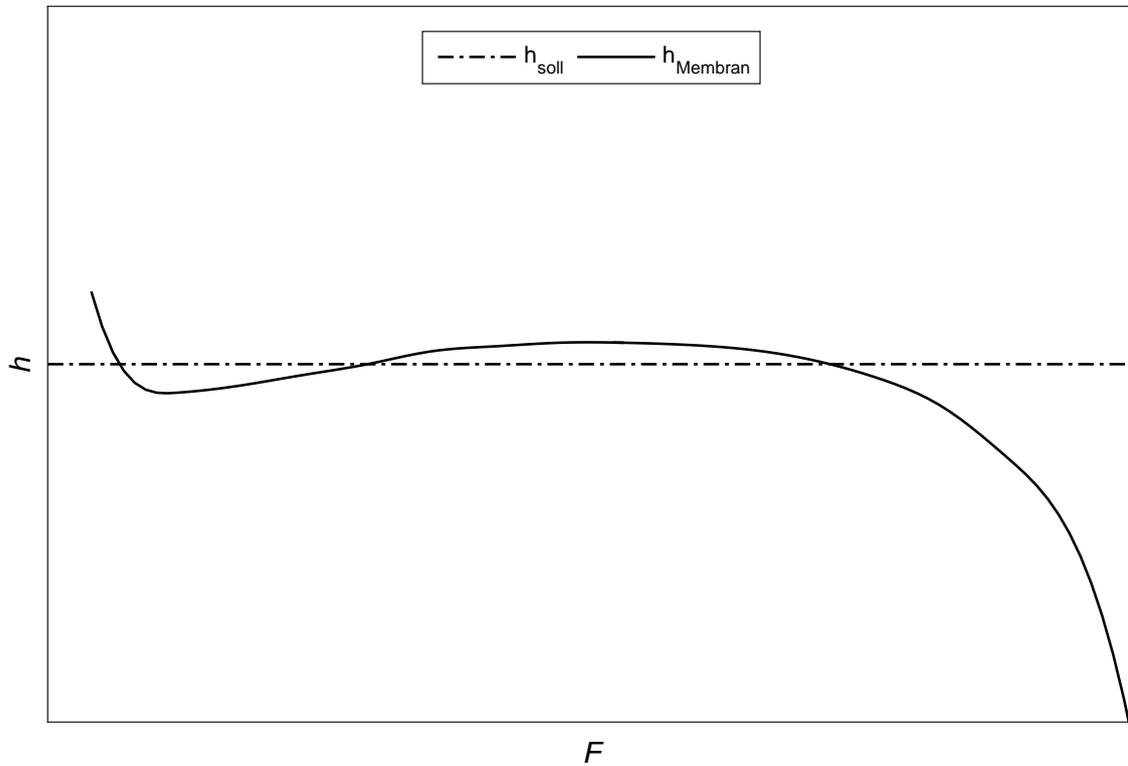


Abbildung 3.2.12: Qualitativer Spaltverlauf Membrandrossel,
Quelle: In Anlehnung an Weck und Brecher (2006), S.290.

3.2.5 Progressivmengenregler

Der Progressivmengenregler ist ein patentiertes System zur Regelung eines hydrostatischen oder eines aerostatischen Lagers. Eine vereinfachte Darstellung des Reglers, und dessen Schaltung in Verbindung mit einem hydrostatischen Lager, ist in Abbildung 3.2.13 ersichtlich.

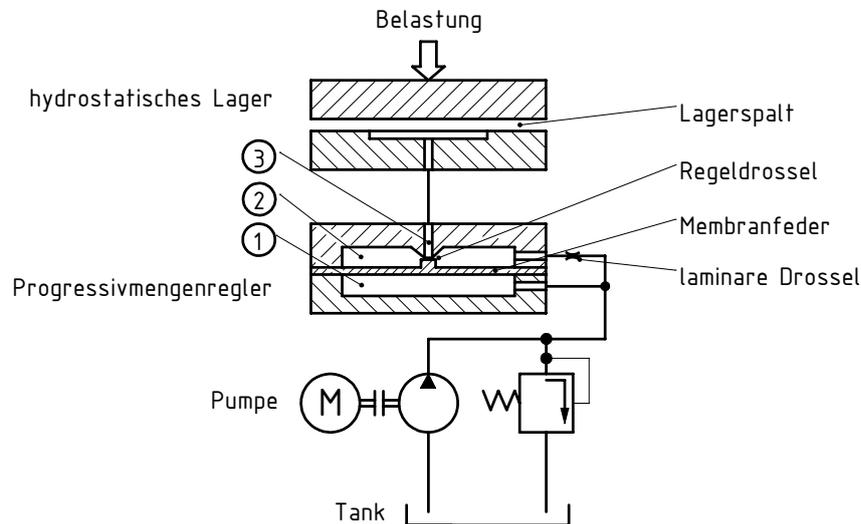


Abbildung 3.2.13: Schaltplan Progressivmengenregler,
Quelle: In Anlehnung an Weck und Brecher (2006), S.288.

Der Progressivmengenregler wird über eine Pumpe mit konstantem Druck versorgt. Im Gegensatz zur Membrandrossel verfügt der Progressivmengenregler über drei Druckräume. Der erste befindet sich an der Rückseite des Steuerelements und wird mit dem Versorgungsdruck beaufschlagt. Hierbei dient eine elastische Membranfeder als Steuerelement, welches den Druckraum eins von zwei und drei trennt. Druckraum zwei wird über eine laminare Drossel ebenfalls mit dem Versorgungsdruck beaufschlagt. Diese Drossel dient zur Kompensation der Ölviskosität. Der dritte Druckraum befindet sich im Bereich der Regeldrossel, auf welche der Taschendruck des hydrostatischen Lagers wirkt. Die Membranfeder sowie die Drücke, welche auf diese wirken, regulieren den Spalt in der Regeldrossel. Dieser Aufbau zeigt ein deutlich besseres Schwingungsverhalten vor allem bei niedrigen Volumenströmen.¹⁹

Die Druckdifferenz zwischen Versorgungsdruck und Taschendruck über den Regler bestimmt dessen Arbeitsweise. Ebenso wie die Membrandrossel weist der Progressivmengenregler die atypische Eigenschaft auf, bei sinkender Druckdifferenz einen steigenden Volumenstrom zu liefern. Mit dieser Eigenschaft können bis zu vierfache Lagersteifigkeiten im Vergleich zu Systemen mit Drosseln erreicht werden.²⁰

¹⁹Vgl. Schönfeld, 2002, S.1ff.

²⁰Vgl. <http://www.hyprostatik.de> 23.08.2016.

Für die Berechnung des Durchflusses durch den Regler, muss die Steilheit der Reglerkennlinie K_r ermittelt werden. Diese wird mit Gleichung 3.2.3 berechnet. Q_0 entspricht dem Durchfluss bei keinem Taschendruck im Lager und Q_P dem Durchfluss, wenn der Taschendruck den Wert des Versorgungsdrucks erreicht.

$$K_r = \frac{Q_P}{Q_0} \quad (3.2.3)$$

Mit der Kenntnis der Steilheit der Reglerkennlinie wird nach Gleichung 3.2.4 der Durchfluss, als Funktion des Taschendrucks, durch den Regler berechnet.

$$Q_r(p_T) = Q_0 \cdot \left(1 + (K_r - 1) \cdot \frac{p_T}{p_P} \right) \quad (3.2.4)$$

Die berechneten Werte gelten für eine dynamische Ölviskosität von 10 mPa s. Für abweichende Ölviskositäten erfolgt die Berechnung nach Gleichung 3.2.5.²¹

$$Q_{neu} = Q_{10mPas} \cdot \left(\frac{10 \text{ mPas}}{\eta_{neu}} \right) \quad (3.2.5)$$

²¹Vgl. <http://www.hyprostatik.de> 23.08.2016.

Der qualitative Verlauf des Durchflusses durch den Progressivmengenregler ist in Abbildung 3.2.14 dargestellt. Aus der Abbildung ist ersichtlich, dass der Verlauf des Volumenstroms nicht durch den Nullpunkt verläuft. Grund dafür ist der Volumenstrom Q_0 , welcher durch den Regler fließt, wenn der Taschendruck p_T gegen Null geht. Dieser kann laut Herstellerangabe maximal das 0,9-Fache des Pumpendrucks p_P erreichen.²²

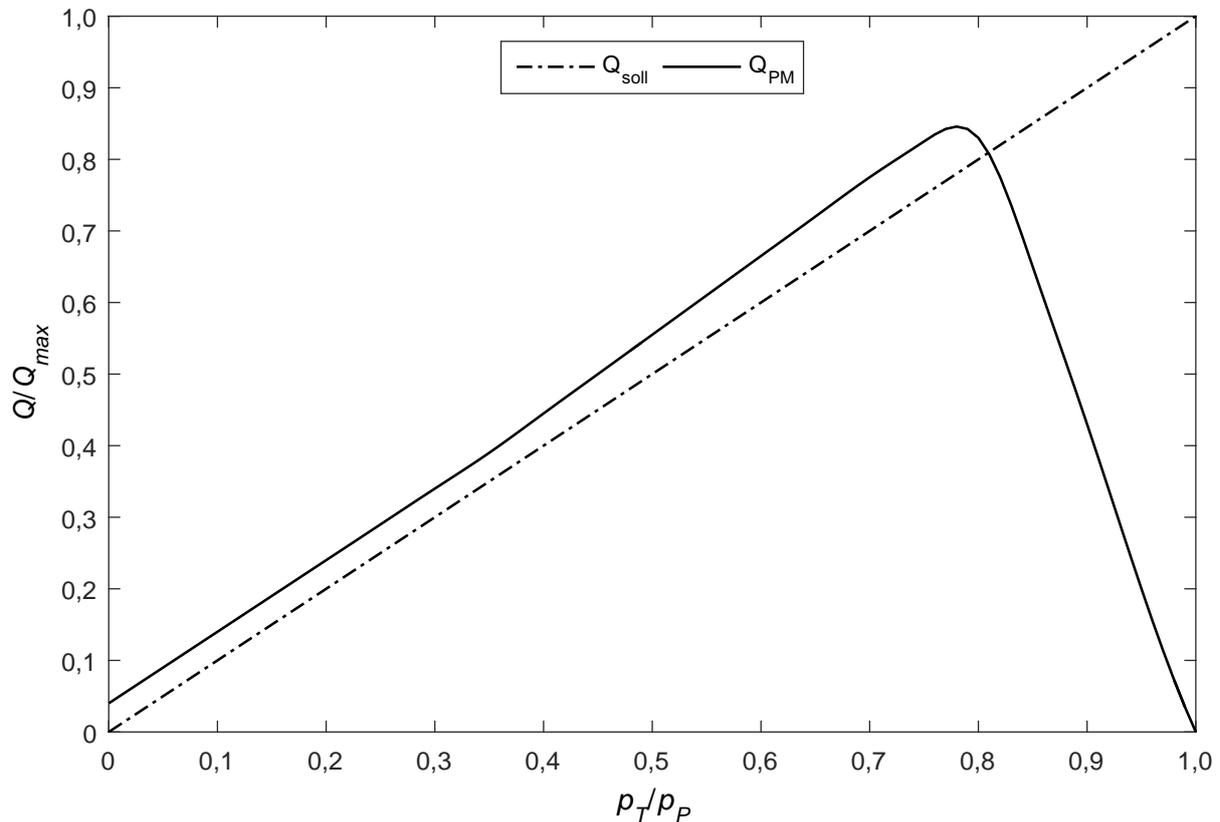


Abbildung 3.2.14: Qualitativer Durchflussverlauf Progressivmengenregler,
Quelle: In Anlehnung an Weck und Brecher (2006), S.290.

Zudem ist aus der Abbildung ersichtlich, dass mit dem Progressivmengenregler eine sehr gute Annäherung an den Idealverlauf möglich ist. Im Vergleich zu den in den vorangegangenen Kapiteln behandelten Versorgungssystemen weist der Progressivmengenregler die beste Charakteristik auf.

²²Vgl. <http://www.hyprostatik.de> 23.08.2016.

Den Verlauf des Lagerspalts über der Lagerbelastung zeigt Abbildung 3.2.15. Diese Grafik zeigt eine Annäherung des Lagerspalts an den Idealverlauf über einen großen Arbeitsbereich.

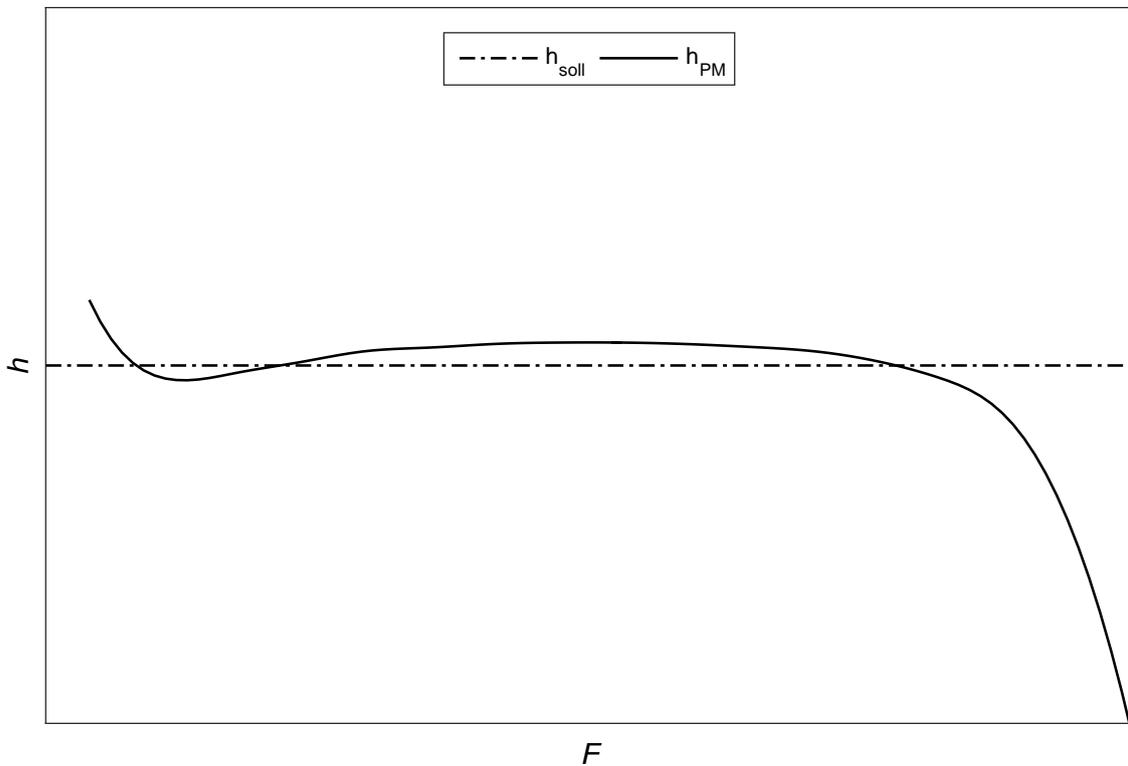


Abbildung 3.2.15: Qualitativer Spaltverlauf Progressivmengenregler,
Quelle: In Anlehnung an Weck und Brecher (2006), S.290.

3.2.6 Gegenüberstellung der Systeme

In Abbildung 3.2.16 sind die qualitativen Verläufe des Lagerspalts h über der Lagerbelastung F , für die angeführten Versorgungssysteme, dargestellt.

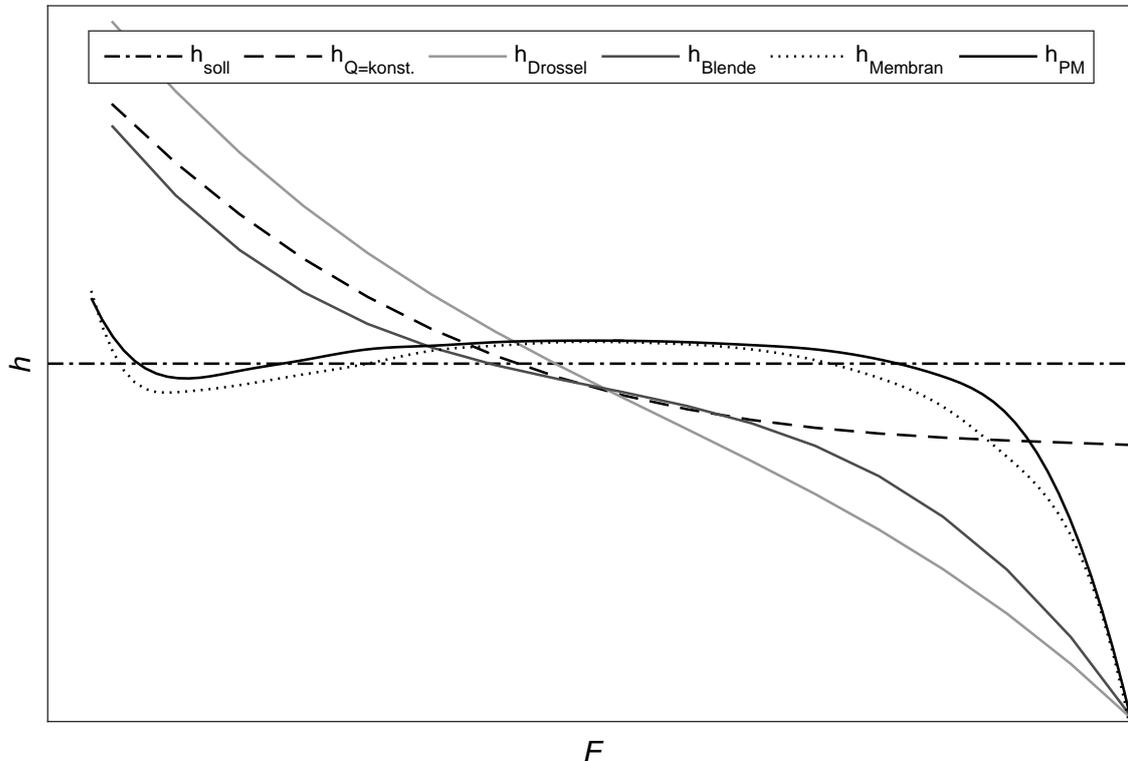


Abbildung 3.2.16: Qualitativer Spaltverlauf Versorgungssysteme,
Quelle: In Anlehnung an Weck und Brecher (2006), S.290.

Der ideale und somit konstante Lagerspaltverlauf ist h_{soll} . Dieser Verlauf wird von den angeführten Versorgungssystemen in unterschiedlicher Weise angenähert. Die Versorgung über Drossel und Blende weisen eine ähnliche Charakteristik im Spaltverlauf auf. Diese Systeme sind einfach im Aufbau, liefern aber keine zufriedenstellenden Ergebnisse. Die besten Ergebnisse werden durch die Membrandrossel und den Progressivmengenregler erzielt. Der Ölvolumenstrom dieser Systeme wird unter anderem von der Druckdifferenz, die zwischen dem Taschendruck im Lager und dem Versorgungsdruck herrscht, bestimmt. Steigt der Druck im Lager durch die äußere Belastung auf den Wert des Versorgungsdrucks, bricht der Lagerspalt zusammen. Bei der Versorgung über eine Konstantvolumenstrompumpe wird primär der maximal mögliche Druck von der Pumpenleistung bestimmt. Bei richtiger Dimensionierung bricht der Lagerspalt nicht zusammen. Als Nachteile bei dieser Variante sind sowohl der Verlauf des Lagerspalts als auch der technische Aufwand zu nennen.

In Abbildung 3.2.17 sind der Durchfluss Q/Q_{max} über dem Druckverhältnis p_T/p_P qualitativ dargestellt. Q_{soll} ist der ideale Durchfluss für einen konstanten Lagerspalt. Betrachtet man den Volumenstromverlauf der Drossel $Q_{Drossel}$, ist zu erkennen, dass dieser invers zum Idealverlauf ist. Der Durchfluss einer Drossel wird im Wesentlichen von der Druckdifferenz zwischen Ein- und Ausgang bestimmt. Sinkt die Druckdifferenz, so verringert sich ebenfalls der Volumenstrom. Aus dem Idealverlauf ist zu erkennen, dass bei sinkender Druckdifferenz der Volumenstrom steigen muss. Diese Eigenschaft besitzen sowohl die Membrandrossel als auch der Progressivmengenregler.

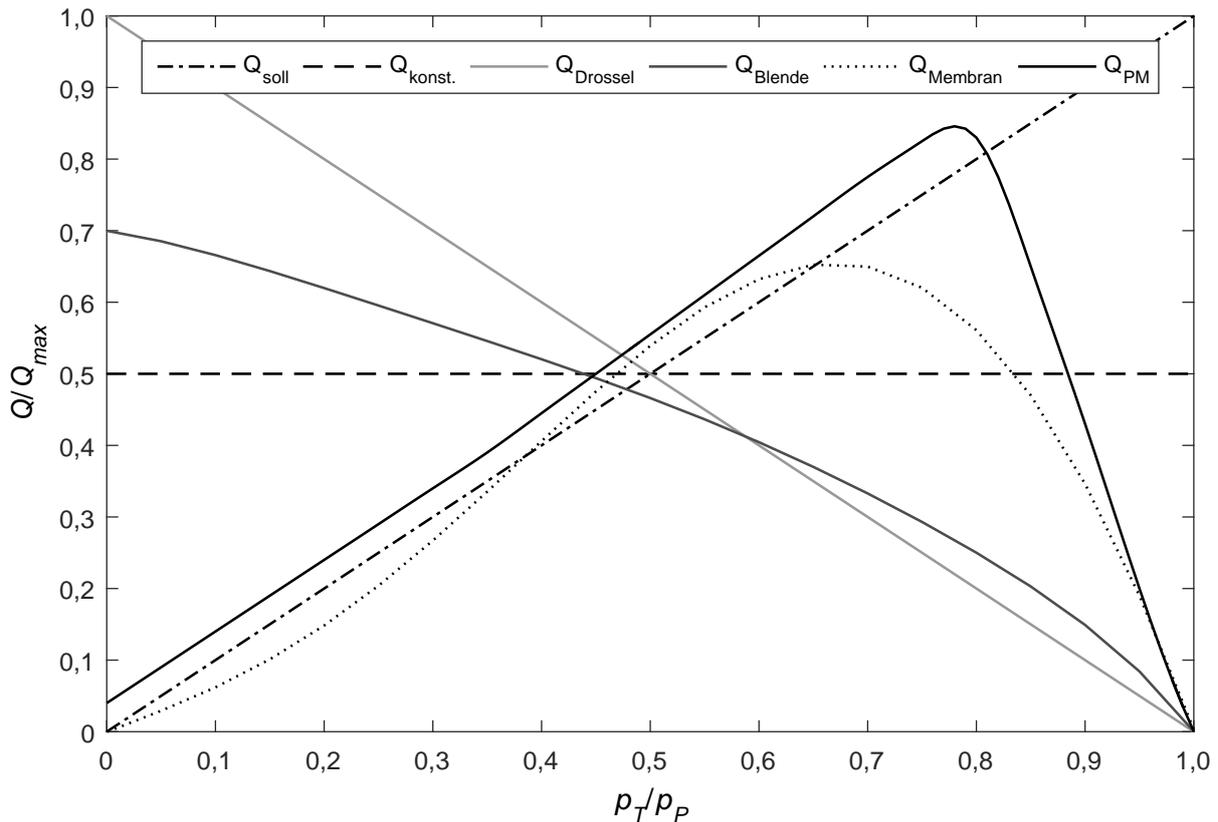


Abbildung 3.2.17: Qualitativer Durchflussverlauf Versorgungssysteme,
Quelle: In Anlehnung an Weck und Brecher (2006), S.290.

3.3 Patentrecherche

Das Kapitel 3.2 beinhaltet Versorgungssysteme für hydrostatische Lagerungen, welche in der Fachliteratur angeführt sind. Um weitere Informationen zu Versorgungssystemen zu erhalten, empfiehlt sich die Durchführung einer Patentrecherche. Diese soll sowohl durch ein Patent rechtlich geschützte als auch publizierte Erfindungen identifizieren. Zutreffende Ergebnisse dieser Recherche sind nachfolgend mit kurzer Beschreibung angeführt.

Robert Schönfeld beschreibt in seiner Patentschrift EP00840190B1 einen Druckregler für den Medienstrom eines hydrostatischen oder aerostatischen Lagers (siehe Abbildung 3.3.1). Diese Erfindung betrifft die Versorgung von hydrostatischen oder aerostatischen Lagerungen, welche in Führungen, Lagerungen oder Gewindespindelmuttern Einsatz finden. In seiner Funktionsweise wird der Regler so beschrieben, dass dieser eine Charakteristik aufweist, welche bei einer Druckerhöhung in einem hydrostatischen oder aerostatischen Lager eine Erhöhung des Medienstroms bewirkt. Diese Eigenschaft führt zu einer wesentlichen Erhöhung der Steifigkeiten und Lagerbelastungen gegenüber anderen Systemen. In der Schrift sind unterschiedliche Ausführungsvarianten des Reglers angeführt. Diese gelten sowohl für flüssige als auch für gasförmige Medien. Die Versorgung der Konstruktion erfolgt über eine Pumpe (7). Ein zweiter Anschluss stellt die Verbindung mit dem hydrostatischen oder aerostatischen Lager her. Ein Regler besteht aus drei voneinander getrennten Druckräumen. In diesen herrschen ebenfalls drei unterschiedlich hohe Druckniveaus. Die Trennung der Druckräume erfolgt mit Hilfe eines elastischen Federelements. Konstante Drosselelemente stellen eine Verbindung von Druckraum eins (17) zu Druckraum zwei (19), und von Druckraum zwei zu Druckraum drei (3) her. Letztere Verbindung bildet einen Bypass zum Steuerelement. Das Steuerelement ist ein variables Strömungselement, welches einen Durchlassspalt beeinflusst. Die Konstruktion ist so ausgeführt, dass die Neigung zu Schwingungen sehr gering ausfällt.²³

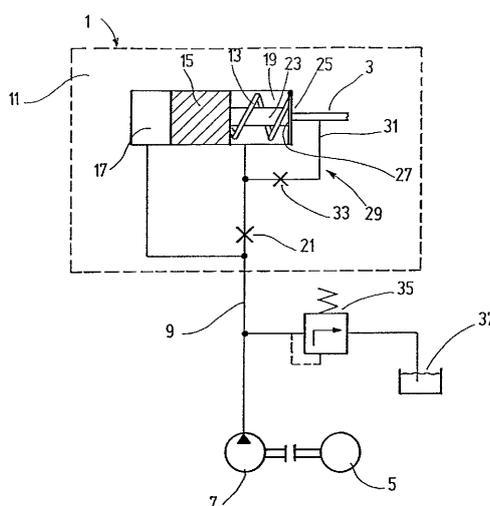


Abbildung 3.3.1: Druckregler Schönfeld, Quelle: EP00840190B1.

²³Vgl. Schönfeld, 1997, Schutzrecht EP0840190B1, S.1ff.

In der Offenlegungsschrift DT2538226A1 von SKF wird eine lastabhängige Drossel für hydrostatische Lager beschrieben. Abbildung 3.3.2 zeigt die lastabhängige Drossel aus der Offenlegungsschrift. Sie dient zur Medienversorgung von zwei gegenüber angeordneten hydrostatischen oder aerostatischen Lagern. Die lastabhängige Drossel ist ein zylinderförmiges Bauteil aus einem gummielastischen Werkstoff. Ihr Einbau erfolgt in eine zylindrische Bohrung, welche sich im Lager befinden kann. Der Beginn der Drossel ist mit einem exzentrischen Anschluss versehen, welcher für die Sicherung gegen Verdrehung vorgesehen ist. In Richtung der Zylinderachse befinden sich zwei parallele Bohrungen, welche als Kapillaren (4,5) dienen. Die Drossel wird an einem Ende mit einem Druckmedium von einer Pumpe versorgt. Das Medium strömt anschließend durch beide Kapillaren. Das Ende jeder Kapillare (6,7) ist mit je einer der Lagertaschen verbunden und ermöglicht so den Medienstrom in die Lagertasche. Im Fall, dass beide hydrostatische oder aerostatische Lager gleich belastet sind, haben beide Kapillaren den gleichen Durchmesser und damit gleich hohe Mediendurchflüsse. Wird eines der beiden Lager höher belastet als das gegenüberliegende, steigt in diesem der Druck an. Dieser Druckanstieg bewirkt eine Aufweitung jener Kapillare, die für die Versorgung dieses Lagers zuständig ist. Dies bewirkt eine Reduzierung des hydraulischen Widerstands und lässt einen größeren Medienstrom zu. Gleichzeitig, hervorgerufen durch die parallele Anordnung der Bohrungen im elastischen Werkstoff, wird die eine Kapillare aufgeweitet. Aufgrund der damit verbundenen elastischen Verformung wird die Öffnung der zweiten Kapillare verkleinert. Dies bewirkt eine Erhöhung des hydraulischen Widerstandes und eine damit einhergehende Reduzierung des Medienstroms. Die Regelung der Spalthöhen beider Lager erfolgt durch die Wechselwirkung zwischen den beiden Kapillaren.²⁴

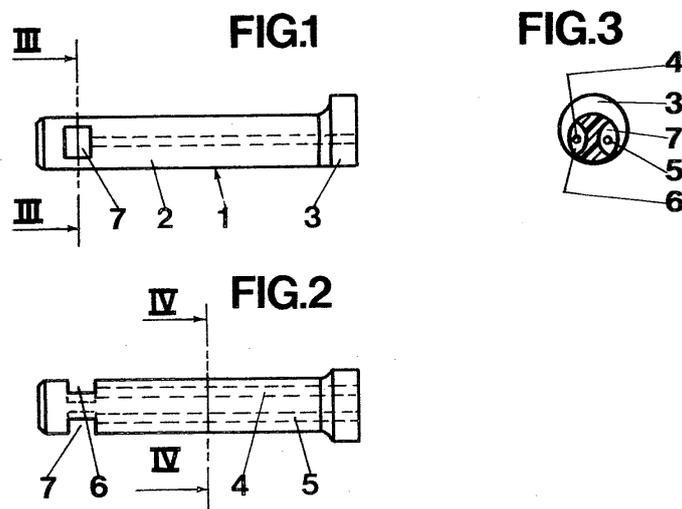


Abbildung 3.3.2: Lastabhängige Drossel SKF, Quelle: DT2538226A1.

²⁴Vgl. Walter u. a., 1977, Schutzrecht DT2538226A1, S.1ff.

Shigetaka beschreibt in seiner Erfindung JP2011043232A ein System zur Druckregelung von hydrostatischen Lagern. Dieses ist in ein hydrostatisches Lager integriert. Das Lager wird über eine Bohrung aus einer Druckölversorgungskammer gespeist. Der Einlass dieser Bohrung wird durch eine Drosselplatte begrenzt und beeinflusst so den Ölstrom in das Lager. Die Drosselplatte bildet zusammen mit einer Halteplatte, einer Verbindungsplatte und elastischen Scharnieren eine bewegliche Mechanik. Diese Mechanik bestimmt die Position der Drosselplatte und dient zusätzlich als Trennung zu einem zweiten Druckraum. Über diesen Druckraum wird die ganze Lagereinheit mit Drucköl versorgt.²⁵ Abbildung 3.3.3 zeigt eine Darstellung der beschriebenen Erfindung.

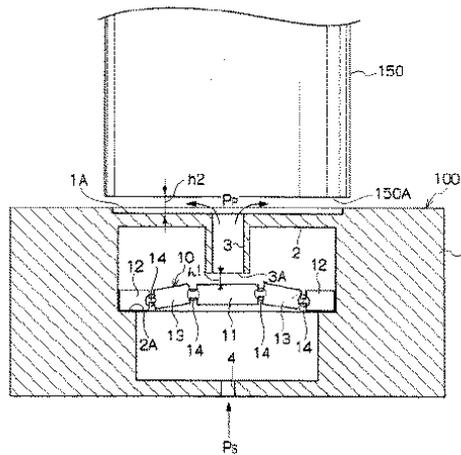


Abbildung 3.3.3: Druckregler Shigetaka, Quelle: JP2011043232A.

In der Offenlegungsschrift DE10145959A1 von Fraunhofer handelt es sich um ein Stromregelventil. Dieses besteht aus einer Differenzdruckregleinheit mit einem Steuerkolben und einem Durchflusskolben, angeordnet in einem Steuerblock. Darin nimmt der Steuerkolben den Durchflusskolben auf, die beiden sind relativ zueinander verschiebbar. Die Verschiebung beider Kolben wird durch ein Druckverhältnis bestimmt. Die Verschiebung selbst bewirkt eine Veränderung einer Strömungseintrittsfläche zur Regulierung des Volumenstroms.²⁶ Abbildung 3.3.4 zeigt eine Grafik aus der Offenlegungsschrift.

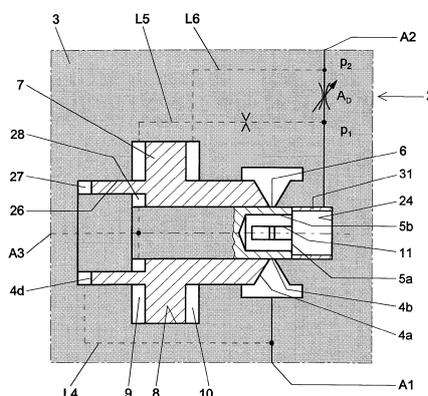


Abbildung 3.3.4: Stromregelventil Fraunhofer, Quelle: DE10145959A1.

²⁵Vgl. Shigetaka, 2011, Schutzrecht JP2011043232A, S.1.

²⁶Vgl. Kühnel und Klug, 1978, Schutzrecht DE10145959A1, S.1ff.

Die Veröffentlichung SU01603348A1 beschreibt eine Vorrichtung zur automatischen Regelung des Durchflusses in geschlossenen hydrostatischen Lagern. Das System besitzt einen Anschluss für die Druckölversorgung und zwei Anschlüsse, welche zwei gegenüber angeordnete hydrostatische Lager mit dem Regler verbinden. Die automatische Regulierung des Durchflusses wird mit einem Kolben realisiert. Der Regler arbeitet über drei Druckkammern mit unterschiedlichen Arbeitsflächen. Das Kräftegleichgewicht zwischen den Drücken in den Kammern, welche auf die Arbeitsflächen wirken, bestimmen die Position des Kolbens. Diese beeinflusst wiederum einen ebenen Drosselspalt im Regler, was eine Regulierung des Medienstroms zu den einzelnen Lagern bewirkt.²⁷

Bei der sowjetischen Offenlegungsschrift SU00606710A1 handelt es sich um einen Regler für hydrostatische Lager.²⁸ In Aufbau und Funktion ist dieser Regler sehr ähnlich der Membrandrossel (siehe Kapitel 3.2.4). Er verfügt, im Unterschied zu dieser, über zwei Membranen, welche miteinander verbunden sind. Ein ringförmiger Drosselspalt wird mit einer der beiden Membranen verstellt, was eine Regulierung des Fluidstroms vom Versorgungsanschluss in den Regler bewirkt. Zwischen den beiden Membranen bildet sich ein neuer Druckraum. Über eine verstellbare Drossel ist dieser Raum mit dem Ausgang des Regler verbunden.

Alle angeführten Patente beschreiben ein System, welches der Beeinflussung eines fluidischen Volumenstroms dient. Mit der Ausnahme der Offenlegungsschrift DE10145959A1 von Fraunhofer sind die Systeme für die Versorgung von hydrostatischen Lagern konzipiert. Diese basieren auf der Veränderung eines Drosselspalts durch elastische Verformung oder durch ein Schieberventil, welches zwei gegenüber angeordnete Lagertaschen regelt.

Im Unterschied zu den angeführten Systemen, wird in der vorliegenden Arbeit ein variabler Drosselspalt für die Regelung eines Lagers verwendet, bei dem die Durchflussfunktion direkt in der Geometrie hinterlegt ist.

²⁷Vgl. Vasilevich, Kirillovich und Alekseevich, 1990, Schutzrecht SU01603348A1, S.1.

²⁸Vgl. Pavlovich und Viktorovich, 1978, Schutzrecht SU00606710A1, S.1.

4 Versuchseinrichtung

Im folgenden Kapitel wird das System für den Betrieb einer hydrostatischen Lagerung beschrieben. Des Weiteren wird der im Rahmen dieser Arbeit für Versuche verwendete hydrostatische Lagerprüfstand beschrieben.

4.1 System hydrostatisches Lager

Für den Betrieb eines hydrostatischen Lagers bedarf es einiger Systemkomponenten. In Abbildung 4.1.1 ist das komplette System, bestehend aus den einzelnen Modulen dargestellt.

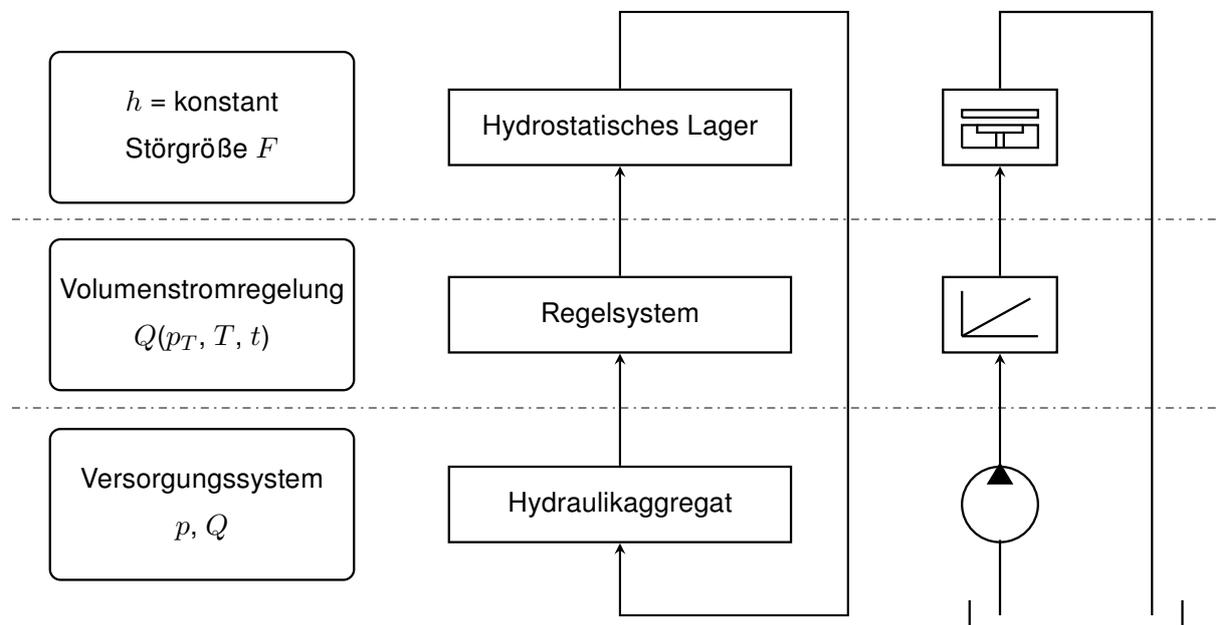


Abbildung 4.1.1: System hydrostatisches Lager, Quelle: Eigene Darstellung.

Hydrostatisches Lager

Ein hydrostatisches Lager besteht im einfachsten Fall aus den beiden Komponenten der Lagertasche und dem zu lagernden Gegenstück. Die Lagertasche wird mit Öl durchströmt und trennt das Gegenstück von diesem Bauteil. Beide Komponenten werden nun durch einen Ölschmierspalt mit der Höhe h voneinander getrennt. Die Genauigkeit einer hydrostatischen Lagerung wird durch den Lagerspalt h bestimmt. Es ist wünschenswert, diesen Spalt über den gesamten Arbeitsbereich des Lagers konstant zu halten. Dies ist jedoch nur möglich, wenn der Ölvolumenstrom Q entsprechend der Lagerbelastung angepasst wird.

Regelsystem

Für den Betrieb eines hydrostatischen Lagers ist ein Regelsystem notwendig. Dieses Regelsystem hat die Aufgabe, den Ölvolumenstrom Q an den momentanen Betriebszustand der hydrostatischen Lagerung anzupassen. Der Ölvolumenstrom Q ist im Wesentlichen eine Funktion des Taschendrucks p_T , der Temperatur T und somit der Ölviskosität η sowie der Geometrie des Lagers. In Kapitel 3.2 Versorgungssysteme für hydrostatische Lager, sind die gängigsten Möglichkeiten, der Anpassung des Volumenstroms beschrieben. Die Genauigkeit und die Reaktionsgeschwindigkeit eines solchen Regelsystems beeinflussen unmittelbar die Genauigkeit der hydrostatischen Lagerung.

Hydraulikaggregat

Für den Betrieb einer hydrostatischen Lagerung ist Drucköl notwendig. Dieses wird in den meisten Fällen von einem externen Versorgungssystem bereitgestellt. Solch ein System besteht zumindest aus folgenden Komponenten:

- Hydraulikpumpe;
- Öltank;
- Ölfilter;
- Ölkühler;
- Druckbegrenzung;
- Schaltventilen.

Dieses versorgt das nachfolgende System mit dem Pumpendruck p_P und dem benötigten Ölvolumenstrom Q . Das Produkt aus Pumpendruck und Ölvolumenstrom ergibt die hydraulische Leistung. Bei der Auslegung eines Hydraulikaggregats für hydrostatische Lager ist beim hydraulischen Leistungsbedarf auf eine ausreichend hohe Reserve zu achten, damit die Versorgung mit dem benötigten Pumpendruck für alle Betriebsfälle gewährleistet ist.

4.2 Prüfstand

Für die Durchführung von Versuchen mit Versorgungssystemen für hydrostatische Lager steht ein Prüfstand zur Verfügung, welcher in Abbildung 4.2.1 dargestellt ist. Dieser enthält hydrostatische Lager, welche unabhängig voneinander mit Hydrauliköl versorgt werden können. Die Lager können sowohl statisch als auch dynamisch belastet werden.²⁹ Für die Generierung von dynamischen Kräften ist ein kraft geregelter hydrostatischer Gleichgangzylinder installiert. Der Prüfstand ist mit einer speicherprogrammierbaren Steuerung ausgestattet. Diese steuert das Schalten von Ventilen, die automatischen Messabläufe und übernimmt die Aufzeichnung sämtlicher Messwerte. Zudem wird die Kraftregelung für den Gleichgangzylinder gesteuert.³⁰

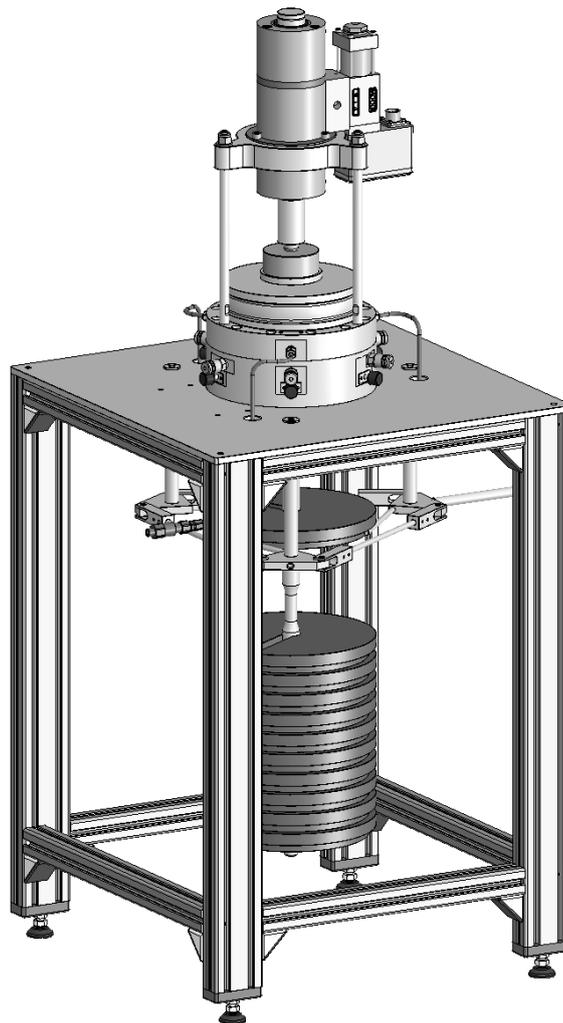


Abbildung 4.2.1: Hydrostatischer Lagerprüfstand, Quelle: Eigene Darstellung.

²⁹Vgl. Mörwald, Edler und Hochleitner, 2013, S.179.

³⁰Vgl. Fischbäck, Mörwald und Edler, 2015, S.145.

Versorgt wird der Prüfstand von einem Hydraulikaggregat mit einem Betriebsdruck von 100 bar. Das Hydrauliköl durchströmt die hydrostatischen Lager und das Servoventil, welches für die Regelung des Gleichgangzylinders zuständig ist, und wird anschließend über eine Absaugfilterpumpe in das Hydraulikaggregat zurückgeführt. Bei einer Messung befinden sich drei Lagertaschen in Betrieb. Diese sind mit einem Winkel von 120 ° zueinander angeordnet. Für jede dieser Lagertaschen werden die Ölspalthöhe und der Taschendruck gemessen. Die Öltemperatur, die dynamische Kraft und die Messdauer werden ebenfalls aufgezeichnet. Die Auswertung der Messdaten erfolgt mit einem Matlab-Auswerteprogramm. In Tabelle 4.2.1 sind die Spezifikationen für den hydrostatischen Lagerprüfstand aufgelistet.

Kenngröße	Kennwert
Abmessung (B x H x T)	600 mm x 600 mm x 1400 mm
Betriebsdruck	100 bar
Effektive Lagerfläche	1600 mm ²
Maximale Lagerkraft	16 kN
Messbarer Lagerspalt	0 - 500 µm
Taschendruck	0 - 100 bar
Temperatur	-50 bis +250 °C
Dynamische Kraft	0 - 20 kN, 0 - 25 Hz

Tabelle 4.2.1: Spezifikationen des Hydrostatische Lagerprüfstandes, Quelle: Eigene Darstellung.

5 Reglerentwicklung

Dieses Kapitel befasst sich mit den notwendigen Schritten für die Reglerentwicklung. Zu Beginn werden das Funktionsprinzip des Reglers sowie die weitere Vorgehensweise für die Auslegung erläutert. Im Anschluss daran werden die Randbedingungen bestimmt sowie die analytische Berechnung beschrieben. Darauf folgend wird auf die Konstruktion eingegangen mit anschließender Beschreibung der Simulation. Zum Abschluss werden relevante Punkte für die Fertigung angeführt.

5.1 Funktionsprinzip und Vorgehensweise

Die Anpassung des Ölflusses zum hydrostatischen Lager erfolgt durch eine variable Drosselung in Form eines Kreisringspalts. Dabei wird die Länge dieses Spalts stufenlos an jeden Betriebspunkt durch eine lineare Verschiebung des Kolbens in Richtung seiner Achse angepasst. Die Geometrie des Kolbens (Steuergeometrie) ist so ausgeführt, dass der spezielle Verlauf des Durchmessers $d(x)$ eine zusätzliche Anpassung des Ölflusses bewirkt. Abbildung 5.1.1 veranschaulicht das Funktionsprinzip.

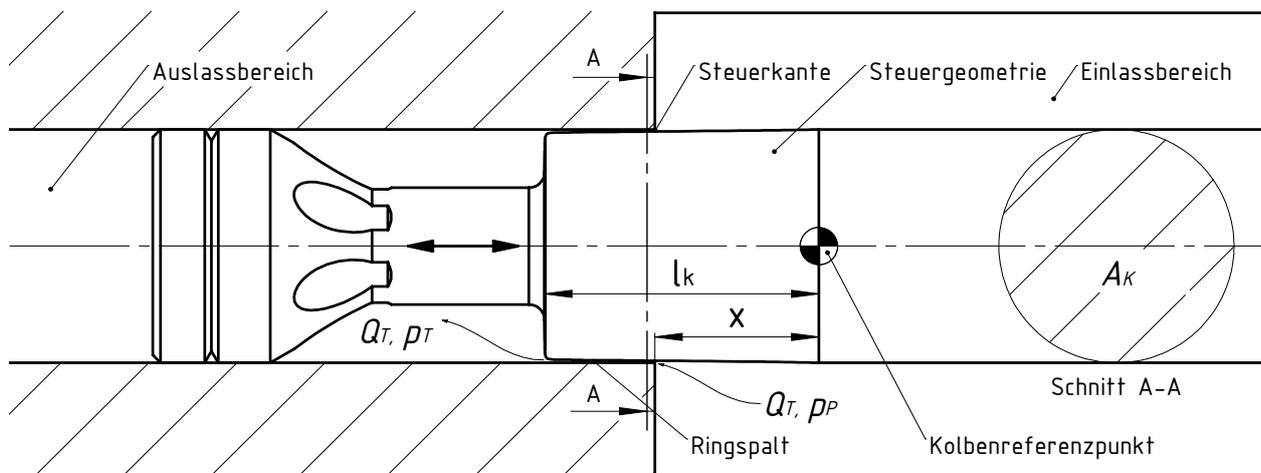


Abbildung 5.1.1: Funktionsprinzip Kolbenregler, Quelle: Eigene Darstellung.

Es taucht eine rotationssymmetrische Kolbengeometrie (Steuergeometrie) in eine zylindrische Bohrung ein. Im Einlassbereich wirkt der Versorgungsdruck p_P und im Auslassbereich der Taschen- oder Lagerdruck p_T des hydrostatischen Lagers (siehe Abbildung 5.1.2).

Zwischen dem Kolben und der Bohrung im Gehäuse bildet sich ein Kreisringspalt aus. Dieser wird, hervorgerufen durch eine Druckdifferenz zwischen p_P und p_T , mit dem Ölvolumenstrom Q_T durchströmt. Die speziell geformte Kolbengeometrie $d(x)$ verändert die Spaltgeometrie in Abhängigkeit von der Kolbenposition. Diese Veränderung bewirkt eine Anpassung des Ölvolumenstroms Q_T an die momentane Lagerbelastung. Die axiale Positionierung des Kolbens in der Bohrung erfolgt über ein Kräftegleichge-

wicht zwischen dem Versorgungsdruck p_P , dem Taschendruck p_T , welche auf die Kolbenfläche A_K wirken, und einer Federkraft F_F (siehe Abbildung 5.3.1).

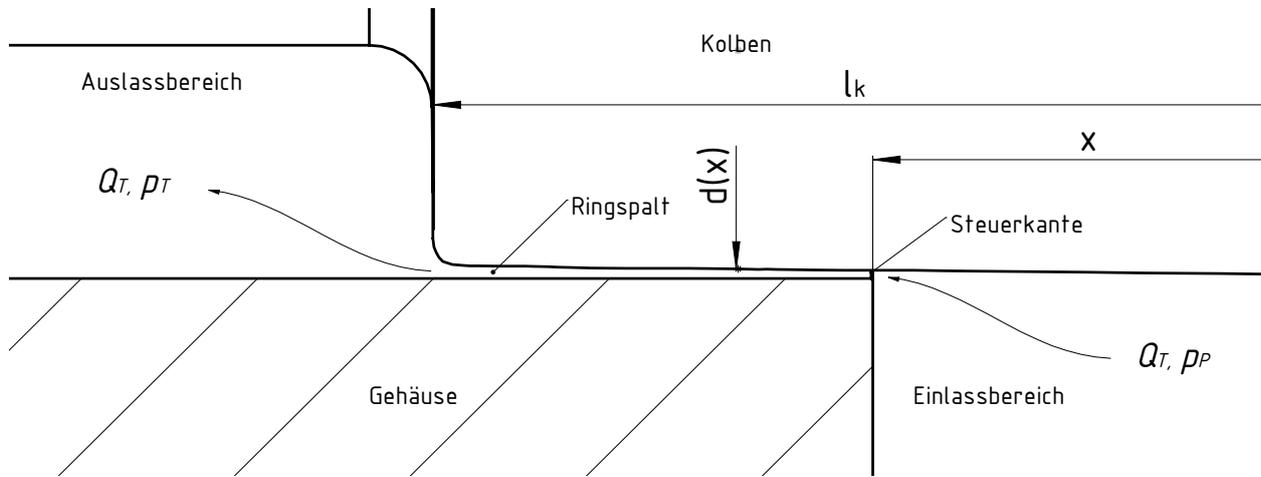


Abbildung 5.1.2: Funktionsprinzip Kolbenregler Detailansicht, Quelle: Eigene Darstellung.

Vorgehensweise

Abbildung 5.1.3 zeigt anhand eines Flussdiagramms, wie in dieser Arbeit bei der Reglerentwicklung vorgegangen wird. Ausgangspunkt sind die Eingangsgrößen. Es werden Randbedingungen aus den Systemvorgaben bestimmt. Im vorliegenden Fall gibt der verwendete hydrostatische Lagerprüfstand die Systemgrößen vor (siehe Kapitel 5.2).

Basierend auf den Eingangsgrößen erfolgt eine analytische Berechnung der für die Regelung relevanten Parameter. Die Berechnung erfolgt mit Matlab. Der Vorteil besteht in der einfachen Handhabung von Skalaren, Vektoren sowie in der grafischen Darstellung mittels Diagrammen. Zu den für die Regelung relevanten Parametern zählen jene, die vom hydrostatischen Lagerprüfstand vorgegeben sind. Mit diesen Parametern werden jene für die Geometrie und Bewegung der Regeleinheit ermittelt.

Mit den gewonnenen Parametern wird im Anschluss ein Fluidmodell konstruiert. Dieses Modell umfasst das Volumen zwischen Gehäuse und Regelkolben, das später von Hydrauliköl durchströmt wird. Verwendet wird das 3D-CAD-Programm SolidWorks. Auf automatische Funktionen, wie die Formnestfunktion zur Erstellung des Modells, wird verzichtet, da die Genauigkeit des auf diese Weise generierten Modells nicht den Anforderungen entsprechen würde.

Im Anschluss erfolgt eine Strömungssimulation. Um die Simulationsdauer zu minimieren, erfolgt diese statisch und wird an definierten Stützpunkten durchgeführt. Des Weiteren wird die Symmetrie des Fluidmodells genutzt und nur ein Segment für die Simulation verwendet.

Die aus der Simulation gewonnenen Ergebnisse für die Stützpunkte werden mit jenen aus der analytischen Berechnung verglichen. Stimmen beide Werte überein wird der nächste Stützpunkt berechnet.

Trifft dies nicht zu, wird in einer Schleife der Wert der analytischen Berechnung angepasst und der Vorgang wiederholt.

Sind alle Stützpunkte berechnet, und stimmen die Ergebnisse mit jenen der analytischen Berechnung überein, wird ein CNC-Programm zur Fertigung der Steuerkurve generiert (siehe Kapitel 5.6).

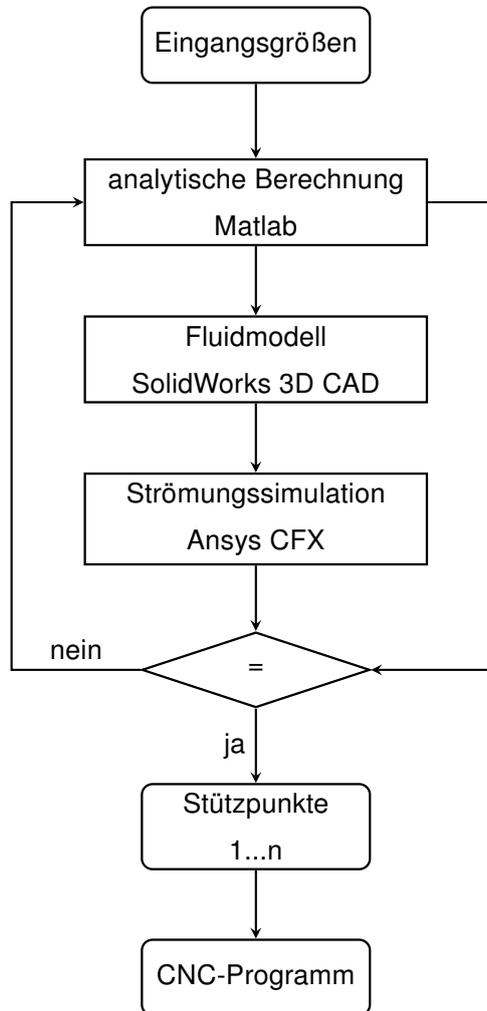


Abbildung 5.1.3: Flussdiagramm Reglerentwicklung, Quelle: Eigene Darstellung.

5.2 Eingangsgrößen

Bevor mit einer Auslegung begonnen werden kann, benötigt man Informationen zu den Anforderungen und den Randbedingungen. Diese sind die Eingangsgrößen und unterteilen sich in Systemgrößen und Stellgrößen. Systemgrößen sind vorgegeben durch z.B. Prüfstand, Geometrie, Arbeitsbereich, Kräfte, Druck. In Tabelle 5.2.1 sind die wichtigsten Systemgrößen aufgelistet.

Kenngröße	Kennwert
Betriebsdruck p_P	100 bar
Maximale Lagerkraft	16 kN
Effektive Lagerfläche A_{effT}	1600 mm ²
Taschenbreite b	160 mm
Stegbreite l	8 mm
Taschendruck p_T	0 - 100 bar
Hydrauliköl	ISO VG 46

Tabelle 5.2.1: Systemgrößen Reglerentwicklung, Quelle: Eigene Darstellung.

Stellgrößen sind ebenfalls wichtige Informationen, welche im Gegensatz zu den Systemgrößen erst definiert werden. Die Ausgangshöhe für den Lagerspalt h soll nach Weck im unbelasteten Zustand zwischen 10 μm und 60 μm betragen.³¹ Um genügend Reserve unter Belastung zu erhalten, wird der Lagerspalt h auf 40 μm festgesetzt. Für mineralisches Hydrauliköl beträgt die Temperatur beim Normpunkt zur Bestimmung der Viskosität 40 °C. Da bei präzisen Anwendungen mit annähernd konstanter Temperatur gerechnet werden kann, wird diese ebenfalls mit 40 °C festgelegt. In den Prototypen wird eine Standard-Druckfeder eingesetzt. Diese bestimmt aufgrund der benötigten Federrate die Baugröße. Um diese klein zu halten, wird der Nenndurchmesser d_K mit 6 mm und die Länge der Steuergeometrie l_K mit 7 mm gewählt. Tabelle 5.2.2 fasst die Stellgrößen zusammen.

Kenngröße	Kennwert
Lagerspalt h	40 μm
Öltemperatur T_{Oel}	40 °C
Nenndurchmesser d_K	6 mm
Länge Steuergeometrie l_K	7 mm

Tabelle 5.2.2: Stellgrößen Reglerentwicklung, Quelle: Eigene Darstellung.

³¹Vgl. Weck und Brecher, 2006, S.278.

5.3 Berechnung

Im folgenden Kapitel wird auf die analytische Berechnung eingegangen. Ausgehend von den Randbedingungen aus Kapitel 5.2 wird der benötigte Ölvolumenstrom für den Betrieb des hydrostatischen Lagers berechnet. Gefolgt von der Auslegung der Feder wird im Anschluss daran die Geometrie für den Steuerkolben ermittelt. Zum Abschluss wird eine Abschätzung der Lagerspaltänderung, hervorgerufen durch die Kompression des Öls, durchgeführt.

5.3.1 Berechnung des Ölvolumenstroms

Ausgangsbasis für die Berechnung des benötigten Ölvolumenstroms zum Betrieb des hydrostatischen Lagers ist der Prüfstand (siehe Kapitel 4.2). Dieser verfügt über drei identische hydrostatische Lager in ebener Anordnung. Wird eine Kraft F_G auf den Prüfstand ausgeübt, wirkt diese auf die gesamte effektive Fläche der drei Lager. Der Taschendruck p_T im Lager ergibt sich aus dem Quotienten der Kraft F_G und der Lagerfläche A_{eff} (siehe Gleichung 5.3.1). Die effektive Fläche A_{effT} eines Lagers wird mit Gleichung 5.3.2 ermittelt.

$$p_T = \frac{F_G}{A_{eff}} \quad (5.3.1)$$

$$A_{effT} = \frac{A_{eff}}{3} \quad (5.3.2)$$

Der Ölvolumenstrom Q_T für ein hydrostatisches Lager wird mit Gleichung 5.3.3, der Hagen-Poiseuille Gleichung, berechnet. Dieser ist eine Funktion der Druckdifferenz Δp_1 , der dynamischen Ölviskosität η und den Parametern der Taschengometrie h , b und l .

$$Q_T = \frac{\Delta p_1 \cdot b \cdot h^3}{12 \cdot \eta \cdot l} \quad (5.3.3)$$

Δp_1 ist die Druckdifferenz aus Taschendruck p_T und dem Umgebungsdruck p_U . Sie wird nach Gleichung 5.3.4 berechnet.

$$\Delta p_1 = p_T - p_U \quad (5.3.4)$$

Die dynamische Viskosität η des verwendeten Hydrauliköls ISO VG 46 ist eine Funktion der Temperatur T , welche im Rahmen dieser Arbeit auf den Normpunkt bei 40 °C definiert wurde.

5.3.2 Berechnung der Federkraft

Die axiale Positionierung des Kolbens erfolgt über ein Kräftegleichgewicht (siehe Abbildung 5.3.1).

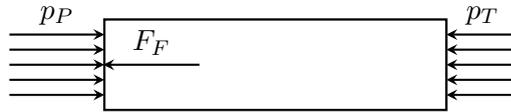


Abbildung 5.3.1: Kräftegleichgewicht am Kolben, Quelle: Eigene Darstellung.

Um dieses zu erhalten, wird eine Spiraldruckfeder eingesetzt. Die Berechnung der Federkraft F_F erfolgt mit Gleichung 5.3.5. Diese setzt sich aus dem Produkt der Federrate c_F mit der Differenz aus der Länge der Steuergeometrie am Kolben l_K und dem Kolbenweg x zusammen.

$$F_F = A_K \cdot (p_P - p_T) = c_F \cdot (l_K - x) \quad (5.3.5)$$

$$c_F = \frac{A_K \cdot \Delta p_2}{l_K - x} \quad (5.3.6)$$

$$\Delta p_2 = p_P - p_T \quad (5.3.7)$$

Mit Gleichung 5.3.6 wird die Federrate bestimmt. Diese Gleichung erhält man durch Umformung von Gleichung 5.3.5. Das Produkt aus der Kolbenfläche A_K mit der Druckdifferenz Δp_2 ergibt die Federkraft F_F . Δp_2 ist die Druckdifferenz aus dem Pumpendruck p_P und dem Taschendruck p_T (siehe Gleichung 5.3.7). Der Verlauf der Federkraft F_F über der Länge l_K wird linear betrachtet. In Tabelle 5.3.1 ist eine Zuordnung der Parameter Lagerbelastung F_G bzw. F zum Taschendruck p_T und dem Kolbenweg x angeführt.

p_T	bar	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
x	mm	0	0,7	1,4	2,1	2,8	3,5	4,2	4,9	5,6	6,3	7,0
F	kN	0	1,6	3,2	4,8	6,4	8,0	9,6	11,2	12,8	14,4	16,0
F_G	kN	0	4,8	9,6	14,4	19,2	24,0	28,8	33,6	38,4	43,2	48,0

Tabelle 5.3.1: Zuordnung Parameter: Eigene Darstellung.

5.3.3 Berechnung der Kolbengeometrie

Die Kolbengeometrie erfüllt die Funktion der Anpassung des Ölvolumenstroms. Es handelt sich hierbei um eine rotationssymmetrische Geometrie, dessen Durchmesser d eine Funktion des Kolbenweges x ist. Dieser wird durch die Drücke p_P und p_T bestimmt, welche auf die Kolbenfläche A_K wirken, und der Federkraft F_F , welche ebenfalls eine Funktion des Kolbenweges ist. Die Geometrie wird bei diesem Vorgang so verändert, dass mit kleiner werdendem Kolbenweg x und gleichzeitig sinkender Druckdifferenz Δp_2 der Volumenstrom Q_T ansteigt.

Die Berechnung des Durchmessers $d(x)$ erfolgt mit Gleichung 5.3.8. Diese basiert auf der Berechnung des Durchflusses durch einen Kreisringpalt.

$$d(x) = \sqrt{d_K^2 - \frac{4 \cdot Q_T(x)}{K(x) \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \Delta p_2(x)}} \quad (5.3.8)$$

In die Berechnung des Durchmessers fallen der Kolbennendurchmesser d_K , der Taschenvolumenstrom $Q_T(x)$, die Druckdifferenz Δp_2 , die Öldichte ρ und ein Korrekturfaktor $K(x)$.

Der Korrekturfaktor $K(x)$ ist eine Funktion des Kolbenwegs. Er wird in mehreren Iterationsschritten angenähert. Es werden statische Stützpunkte für den Kolbenweg festgelegt. Begonnen wird mit der Berechnung beim Stützpunkt mit dem höchsten Wert des Kolbenwegs, da alle nachfolgenden die Ergebnisse davor beeinflussen. Für die gewählten Stützpunkte werden alle notwendigen Parameter berechnet. Mit diesen Parametern wird anschließend eine Strömungssimulation durchgeführt (siehe Kapitel 5.5). Die Ergebnisse werden mit jenen der analytischen Berechnung verglichen und über den Korrekturfaktor $K(x)$ angeglichen. Alle Werte zwischen den statischen Stützpunkten werden mittels Splineinterpolation berechnet. Der Verlauf des Korrekturfaktors ist in Abbildung 5.3.2 dargestellt.

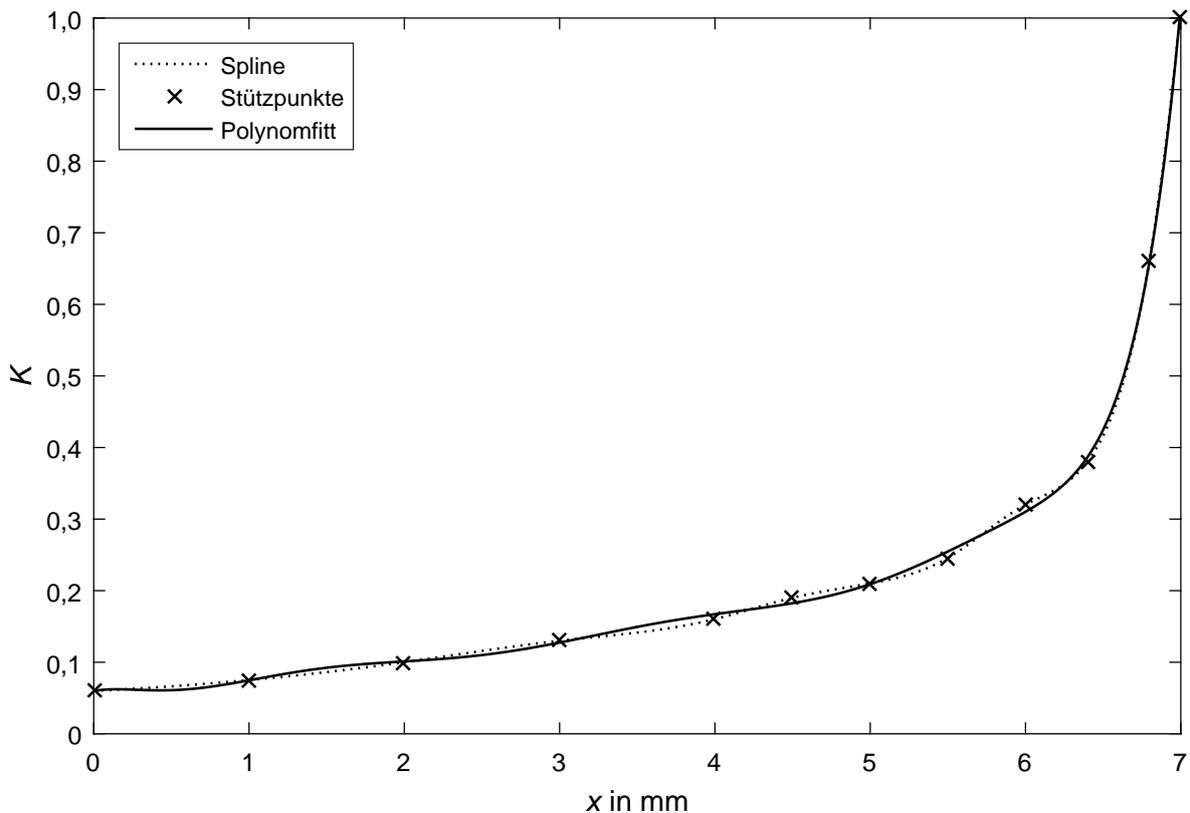


Abbildung 5.3.2: Verlauf Korrekturfaktor, Quelle: Eigene Darstellung.

Mit dem ermittelten Verlauf von $d(x)$ wird mit Gleichung 5.3.9 der Radiusverlauf $r(x)$ berechnet.

$$r(x) = \frac{d(x)}{2} \quad (5.3.9)$$

Der Verlauf von $r(x)$ ist in Abbildung 5.3.3 über dem Kolbenweg x dargestellt. Aus Tabelle 5.3.1 ist ersichtlich, dass der Taschendruck im Bereich von 0 - 100 bar einem Kolbenweg x von 0 - 7 mm entspricht.

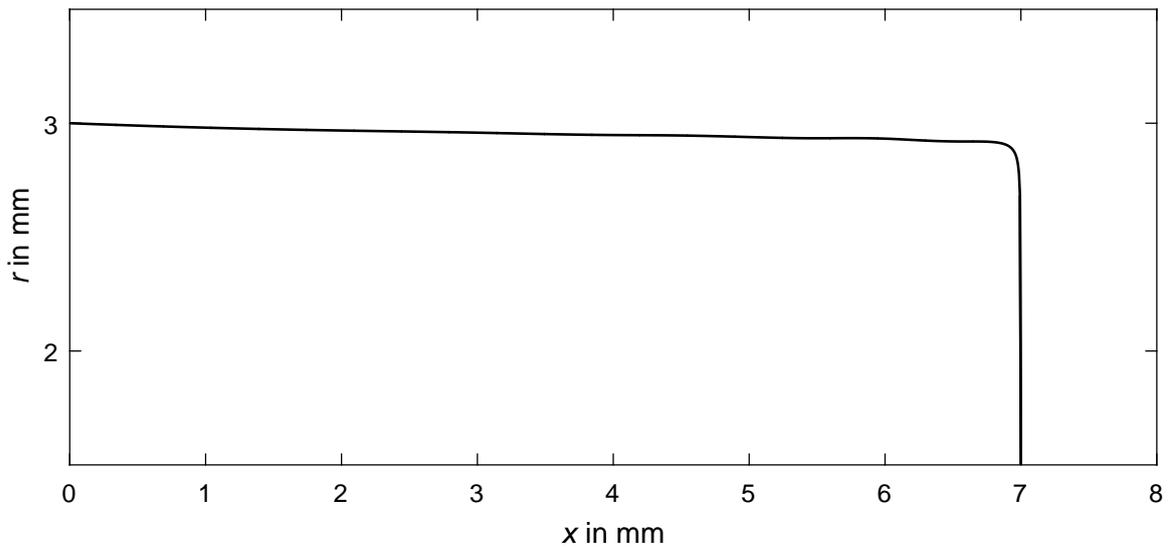


Abbildung 5.3.3: Radiusverlauf Regelkolben, Quelle: Eigene Darstellung.

Tabelle 5.3.2 fasst die relevanten Parameter zusammen.

Kenngröße	Kennwert
Hydrostatisches Lager:	
Lagerspalthöhe h	40 μm (festgelegt)
Taschenlänge b	160 mm
Steglänge l	8 mm
Umgebungsdruck p_U	0 bar (relativ)
Pumpendruck p_P	100 bar
Taschendruck p_T	0 - 100 bar
Hydrauliköl:	
Temperatur T_{Oel}	40 °C
Dynamische Viskosität η	39 mPas
Regelkolben:	
Länge Steuergeometrie l_K	7 mm (festgelegt)
Kolbenhub x	0 - 7 mm
Kolbendurchmesser d_K	6 mm (festgelegt)
Kolbenfläche A_K	28,27 mm ²
Feder:	
Federrate c_F	40,252 Nmm ⁻¹

Tabelle 5.3.2: Parameter hydrostatisches Lager, Quelle: Eigene Darstellung.

5.4 Konstruktion

In diesem Kapitel wird auf die konstruktive Ausführung eingegangen. Um die Funktion des Reglers zu überprüfen, wird ein Funktionsprototyp entwickelt. Für den Einsatz am Prüfstand wird ein eigener Versuchsprototyp konstruiert. Die einzelnen Komponenten und deren Funktion werden anhand von Abbildungen erläutert.

5.4.1 Funktionsprototyp

Ein Funktionsprototyp wird für grundlegende Messungen entwickelt und gebaut. Um eine hohe Flexibilität zu erzielen, wird dieser mit verschiedenen Einstellmöglichkeiten und Messanschlüssen ausgestattet. Eine Schnittansicht zeigt Abbildung 5.4.1.

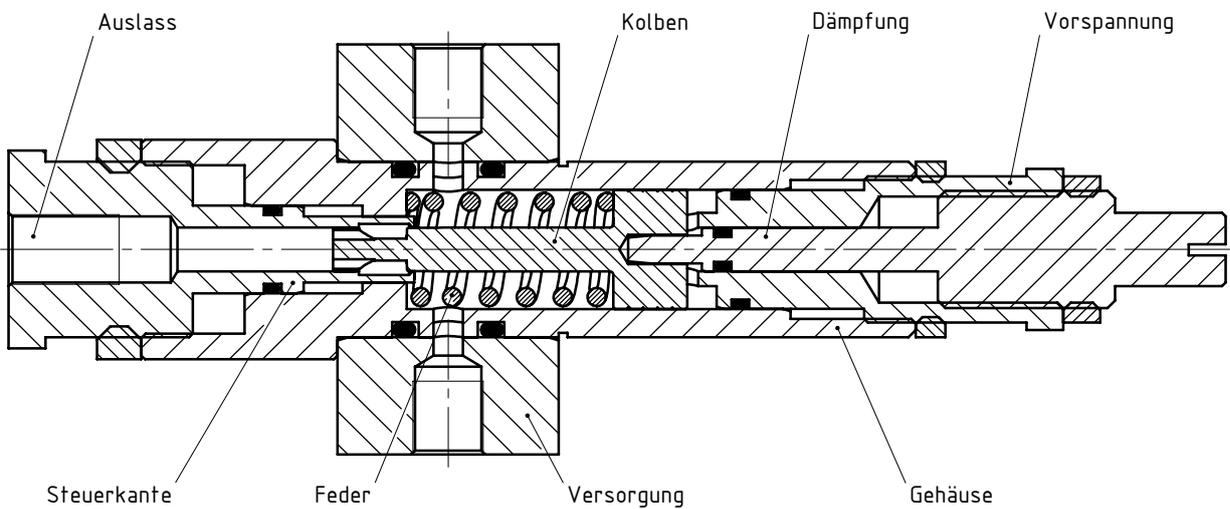


Abbildung 5.4.1: Schnittansicht Funktionsprototyp, Quelle: Eigene Darstellung.

Der Funktionsprototyp setzt sich aus folgenden Komponenten zusammen:

- Gehäuse;
- Kolben;
- Feder;
- Steuerkante;
- Dämpfung;
- Vorspannung;
- Versorgung;
- Dichtungen.

Das Gehäuse hat die Aufgabe, alle Komponenten aufzunehmen und zu vereinen. Auf das Gehäuse wird die Versorgung aufgeschoben. Diese besitzt mehrere Anschlüsse. Einen, um den Regler an die Hydraulikölversorgung anzuschließen, und weitere zur Aufnahme der Sensoren für die Druck- und Temperaturmessung. Im Inneren des Gehäuses sitzt der verschiebbare Kolben. Eine Feder dient zur Herstellung des Kräftegleichgewichts. Die Größe der Feder wird in erster Linie von der benötigten Federsteifigkeit c_F bestimmt (siehe 5.3). Diese beeinflusst wiederum wesentlich die Ausführung der Konstruktion des Funktionsprototyps. Geführt wird der Kolben einerseits im Gehäuse und andererseits in der Steuerkante. Diese ist verstellbar ausgeführt und beinhaltet den Anschluss für den Auslass. Eine variable Vorspannung der Feder, sowie eine einstellbare Dämpfung des Kolbens komplettieren die Konstruktion. Die Abdichtung der einzelnen Komponenten zueinander erfolgt mit handelsüblichen Rundschnurdichtungen.

5.4.2 Versuchsprototyp

Um Messungen am hydrostatischen Lagerprüfstand durchzuführen, sind drei Regler notwendig (siehe Kapitel 4.2). Für diesen Einsatz wird ein Versuchsprototyp entwickelt. In diese Entwicklung fließen die Erkenntnisse aus Versuchen mit dem Funktionsprototyp ein. Die Funktion des Versuchsprototyps ist identisch mit jener des Funktionsprototypen. Auf Einstellmöglichkeiten wird in dieser Ausführung verzichtet, woraus sich eine kompaktere Bauweise ergibt. Der Versuchsprototyp besteht aus folgenden Komponenten:

- Gehäuse;
- Kolben;
- Feder;
- Federteller;
- Verschluss;
- Dichtung.

Abbildung 5.4.2 zeigt eine Schnittansicht des Funktionsprototypen. Dieser wird am Einlass mit einem Druck p_P von 100 bar versorgt. Der Auslass kann direkt in das hydrostatische Lager eingeschraubt werden, in welchem der Taschendruck p_T wirkt. Der modifizierte Kolben bringt eine Gewichtseinsparung von 50 Prozent mit sich. Die Bohrung im Kolben bietet die Option, diesen mit einer Dämpfung auszustatten. Die Kalibrierung des Reglers erfolgt über die Variation der Dicke des Federtellers (siehe Kapitel 6.1).

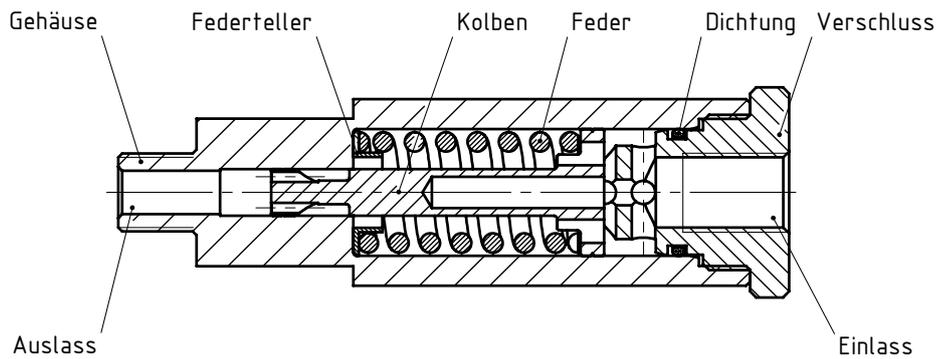


Abbildung 5.4.2: Schnittansicht Versuchsprototyp, Quelle: Eigene Darstellung.

5.4.3 Regelkolben

Abbildung 5.4.3 zeigt den im Versuchsprototypen eingesetzten Regelkolben. Hierbei handelt es sich um einen rotationssymmetrischen Kolben, dessen Baugröße im Wesentlichen von der verwendeten Druckfeder bestimmt wird. Das Ergebnis der Berechnung ist die Steuergeometrie, welche das zentrale Element am Kolben ist. Der Durchmesser der Steuergeometrie bestimmt, gemeinsam mit der linearen Bewegung in Achsrichtung, den Ölvolumenstrom durch den Regler.

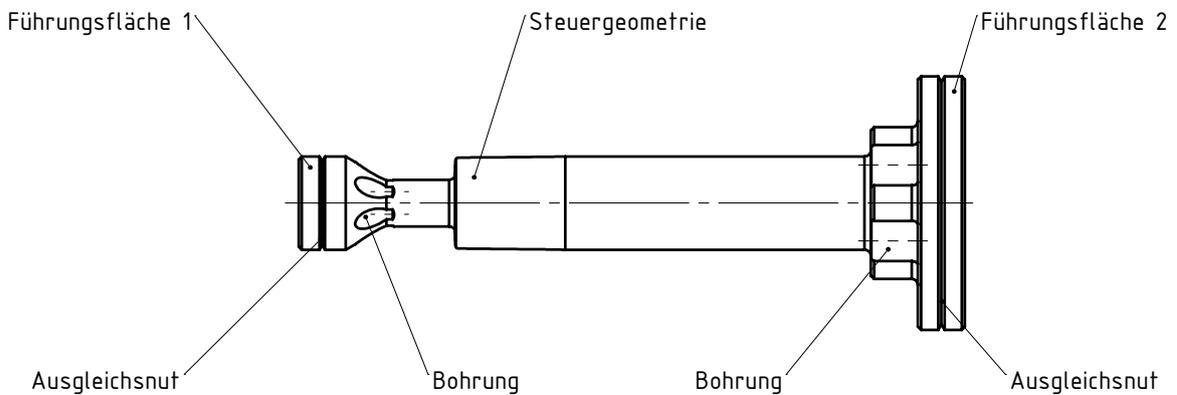


Abbildung 5.4.3: Regelkolben, Quelle: Eigene Darstellung.

Der Kolben wird an zwei Führungsflächen in den zylindrischen Bohrungen des Gehäuses geführt. Führungsfläche 1 befindet sich in der Bohrung, in welche die Steuergeometrie eintaucht. Führungsfläche 2 verfährt im Raum der Druckfeder. Beide Führungsflächen sind mit einer Ausgleichsnut versehen. Diese hat die Aufgabe des radialen Druckausgleichs und dient der Aufnahme von Schmutzpartikeln. Der Kolben wird mit dem gesamten Ölvolumenstrom durchflossen, welcher durch den Regler fließt. Um dies zu ermöglichen, sind die Bereiche beider Führungsflächen mit Bohrungen versehen. Diese verursachen einen hydraulischen Kurzschluss an den Führungsflächen, was den Vorteil hat, dass die Passungsspalte nicht mit Drucköl durchströmt werden. Bei dieser Kolbenversion ist im Unterschied zu jener, welche

im Funktionsprototypen zum Einsatz kommt, die Aufnahme für die Druckfeder links von Führungsfläche 2 integriert. Der zylindrische Schaft rechts der Steuergeometrie ist mit einer zylindrischen Bohrung versehen. Diese ermöglicht die Aufnahme eines Dämpfungselements. Gemeinsam bewirken diese Modifikationen eine Gewichtsreduzierung um 50 %, was sich positiv auf die dynamischen Eigenschaften des Reglers auswirkt.

5.5 Simulation

Dieses Kapitel behandelt die Simulation der Ölströmung durch den Regler, welche mit ANSYS CFX durchgeführt wird. Mit Hilfe der Eingangsgrößen (siehe Kapitel 5.2) und den Ergebnissen der analytischen Berechnung (siehe Kapitel 5.3) wird ein dreidimensionales CAD-Modell des Ölvolumens im Regler erzeugt. Beim Ölmodell handelt es sich um eine rotationssymmetrische Geometrie. Diese Eigenschaft wird für die Simulation genutzt und ein Segment mit einem Winkel von $1,2^\circ$ verwendet. Durch die Verwendung eines Segments reduziert sich die Anzahl der benötigten Elemente und verkürzt sich die Dauer der Berechnung. Die einzelnen Schritte der Simulation werden in den nachfolgenden Kapiteln anhand einer Kolbenstellung erläutert.

5.5.1 Geometrie

Zu Beginn der Simulation wird ein Modell der zu berechnenden Geometrie benötigt. Im vorliegenden Fall handelt es sich um jene Ölgeometrie, welche zwischen Kolben und Gehäuse gebildet wird. Diese eingeschlossene Geometrie wird mit Hilfe eines CAD-Programms konstruiert. Die Konstruktion liefert als Ergebnis das Fluidmodell für die Simulation. Es hat sich herausgestellt, dass automatische Funktionen, wie die Formnest-Funktion, zu deutlichen Verlusten der Genauigkeit der Geometrie führen, was eine eigene Konstruktion der Ölgeometrie erforderlich macht. Das Ölmodell wird im Anschluss in das Simulationsprogramm ANSYS CFX importiert und in vier Bereiche geteilt. Abbildung 5.5.1 zeigt die Ölgeometrie mit der Einteilung in eine Einlasszone, eine Auslasszone sowie zwei Zonen, welche den Übergang zwischen Einlass- und Auslasszone durch den Regelspalt bilden. Diese Bereiche sind für die nachfolgenden Einstellungen am Ölmodell notwendig.

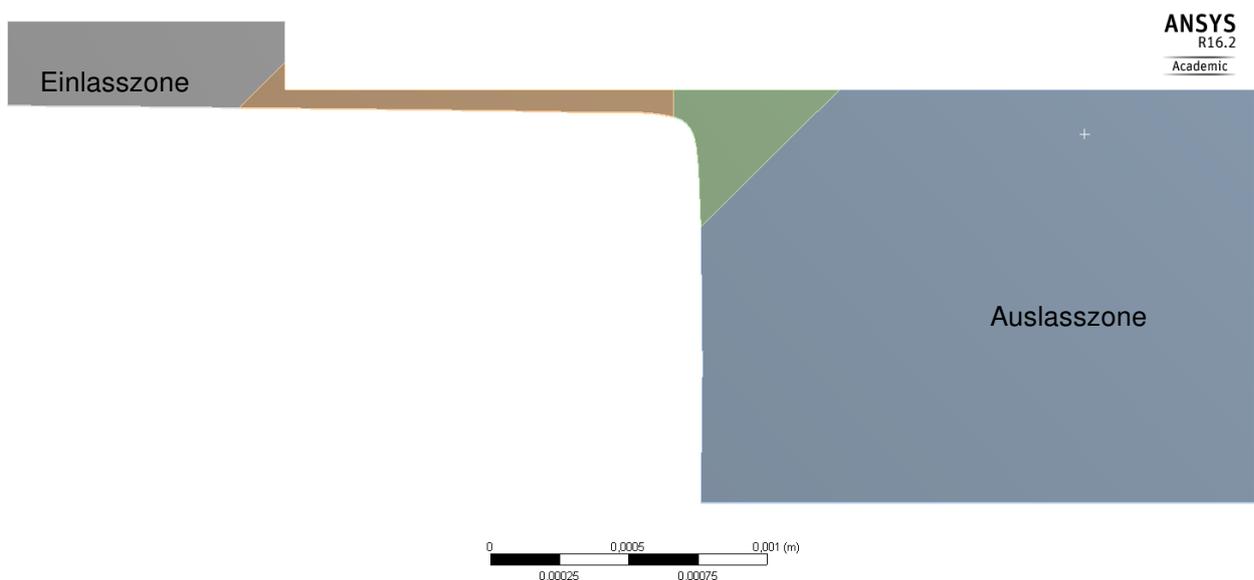


Abbildung 5.5.1: Geometrie Ölmodell, Quelle: Eigene Darstellung.

Das abgebildete Beispiel, mit der Einteilung in die vier Zonen, zeigt den Spaltverlauf für einen statischen Betriebspunkt des Reglers. Das Modell wird für jeden Betriebspunkt mit entsprechender Kolbenstellung des Reglers bei der Simulation verwendet. An der Geometrie ändert sich lediglich die Länge des Spalts mit dem zugehörigen Verlauf des Kolbendurchmessers.

5.5.2 Netz

Abbildung 5.5.2 zeigt das vernetzte Ölmodell. Verwendet wird ein strukturiertes Oberflächennetz, welches anschließend mittels der Sweep-Funktion in das Volumen übertragen wird. Die in der Geometrie erzeugten Zonen werden mit unterschiedlichen Elementgrößen versehen. Während Einlass- und Auslasszone über größere Elemente verfügen, sind im Bereich des dünnen Spalts und des Übergangsbereichs die Elemente feiner gewählt. In Tabelle 5.5.1 sind die Elementgrößen angeführt. Diese Werte gelten für alle simulierten Reglerstellungen.

Kenngröße	Kennwert
Einlasszone	10 μm
Spaltzone	1 μm
Übergangszone	3 μm
Auslasszone	10 μm

Tabelle 5.5.1: Elementgrößen Ölmodell, Quelle: Eigene Darstellung.

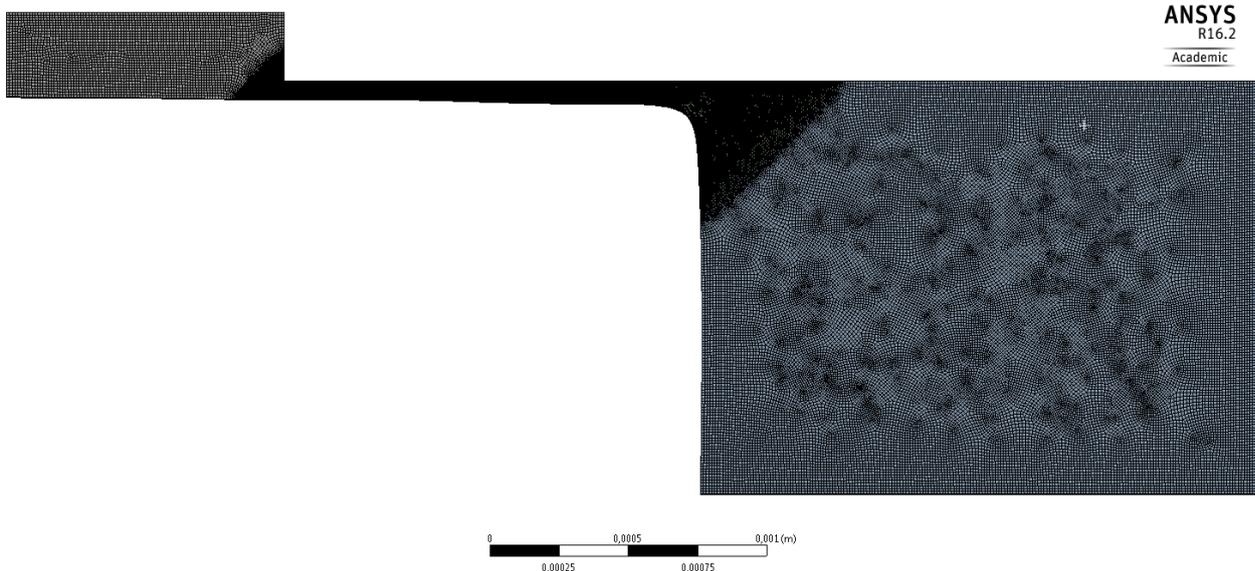


Abbildung 5.5.2: Netz Ölmodell, Quelle: Eigene Darstellung.

Der Bereich des engen Regelspalts wird durch zwei Flächen begrenzt. Eine ist die Teiloberfläche des Kolbens, welche sich in der Bohrung befindet und die zweite Fläche ist die zylindrische Wand der Bohrung in der Spaltzone. Der Übergang von diesen Wandflächen zum Fluid wird mit Prismenschichten versehen. Um den Einfluss der Wand zu berücksichtigen, wird mit dieser Maßnahme ein allmählicher Übergang der Elementgröße des Fluids, vom Wandbereich weg in das Medium, geschaffen.

5.5.3 Einstellungen

In diesem Kapitel werden sämtliche Einstellungen für die Simulation beschrieben. Diese betreffen die Art der Durchführung der Simulation sowie die Definition der Grenzflächen des Simulationsmodells und die Eigenschaften des verwendeten Fluids.

Wie in Kapitel 5.3 bereits erwähnt, erfolgt die Simulation an ausgewählten Betriebspunkten. Die Simulation jedes solchen Stützpunktes erfolgt im stationären Zustand. Beim verwendeten Fluid handelt es sich um ein Modell des mineralischen Hydrauliköls HLP 46 mit einer Betriebstemperatur von 40 °C.

In Abbildung 5.5.3 ist die Flussrichtung der Ölströmung anhand von Pfeilen dargestellt. An der Fläche zum Einlass ist die Einlassoption mit einem statischen Druck von 100 bar festgelegt. Dieser Wert entspricht dem Versorgungsdruck p_P des Systems. Am Auslass wird als Randbedingung ein Massenstrom anstelle des Taschendrucks vorgegeben. Dieser Massenstrom ist eine Funktion des Volumenstroms und der Dichte des Öls. Die Größe des Massenstroms wird für jeden Stützpunkt in der analytischen Berechnung ermittelt. Die Vorgabe eines Massenstroms am Auslass bewirkt eine stabilere Konvergenz der Ergebnisse der Berechnung. Da von der realen rotationssymmetrischen Geometrie nur ein Segment für die Simulation herangezogen wird, hat diese zwei Schnittflächen. Diese werden als symmetrische Flächen definiert.

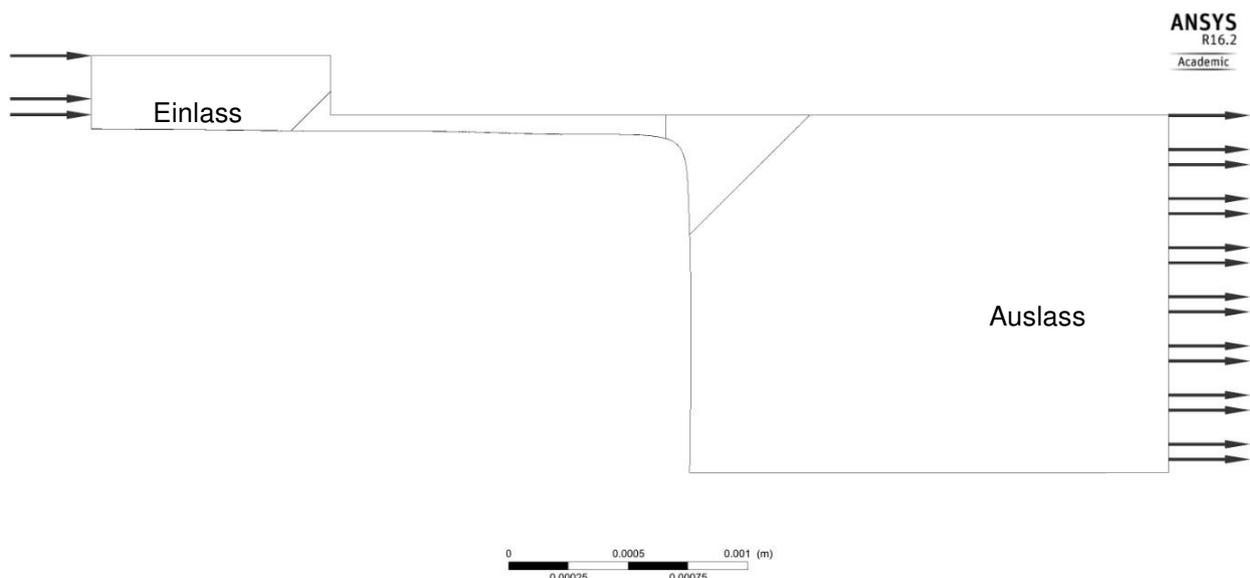


Abbildung 5.5.3: Randbedingungen des Regler, Quelle: Eigene Darstellung.

Der Vergleich der Ergebnisse aus der Berechnung und den Versuchen hat gezeigt, dass die Rauheit der Oberflächen der gefertigten Reglerbauteile einen Einfluss auf die Ergebnisse der Simulation haben. Um diese Wandrauheit zu berücksichtigen wird das Turbulenzmodell Shear Stress Transport (SST) verwendet. Dieses Modell wird für genaue Simulationen einer Grenzschicht empfohlen.³²

Alle im Modell definierten Wände werden mit einer Wandrauheit versehen. Diese muss als Sandkörnungsrauheit angegeben werden. Die Messungen der Oberflächenrauheit der Komponenten in Kapitel 5.6, liefern als Ergebnis eine Mittenrauheit R_a von $0,4 \mu\text{m}$. Diese kann mit einem Faktor in eine äquivalente Sandkörnungsrauheit ε umgerechnet werden (siehe Gleichung 5.5.1).³³

$$\varepsilon = 5,863 \cdot R_a \quad (5.5.1)$$

Abbildung 5.5.4 zeigt exemplarisch die Geschwindigkeitsverteilung der Ölströmung im Ringspalt. Es handelt sich um ein Modell, welches im ersten Fall laminar und im zweiten Fall mit der Turbulenzoption Shear Stress Transport berechnet wurde. Die Verläufe weisen keine wesentliche Unterschiede im Geschwindigkeitsprofil auf. Es ist jedoch zu erkennen, dass beim Turbulenzmodell die Geschwindigkeit in Wandnähe etwas höher ist. Bei der laminaren Simulation ist hingegen die maximale Geschwindigkeit geringfügig höher. Für den vorliegenden Fall liefert das Turbulenzmodell SST die deutlich bessere Übereinstimmung beim Vergleich mit den Messergebnissen.

³²Vgl. SAS IP, 2015.

³³Vgl. Adams und Grant, 2012, S.68.

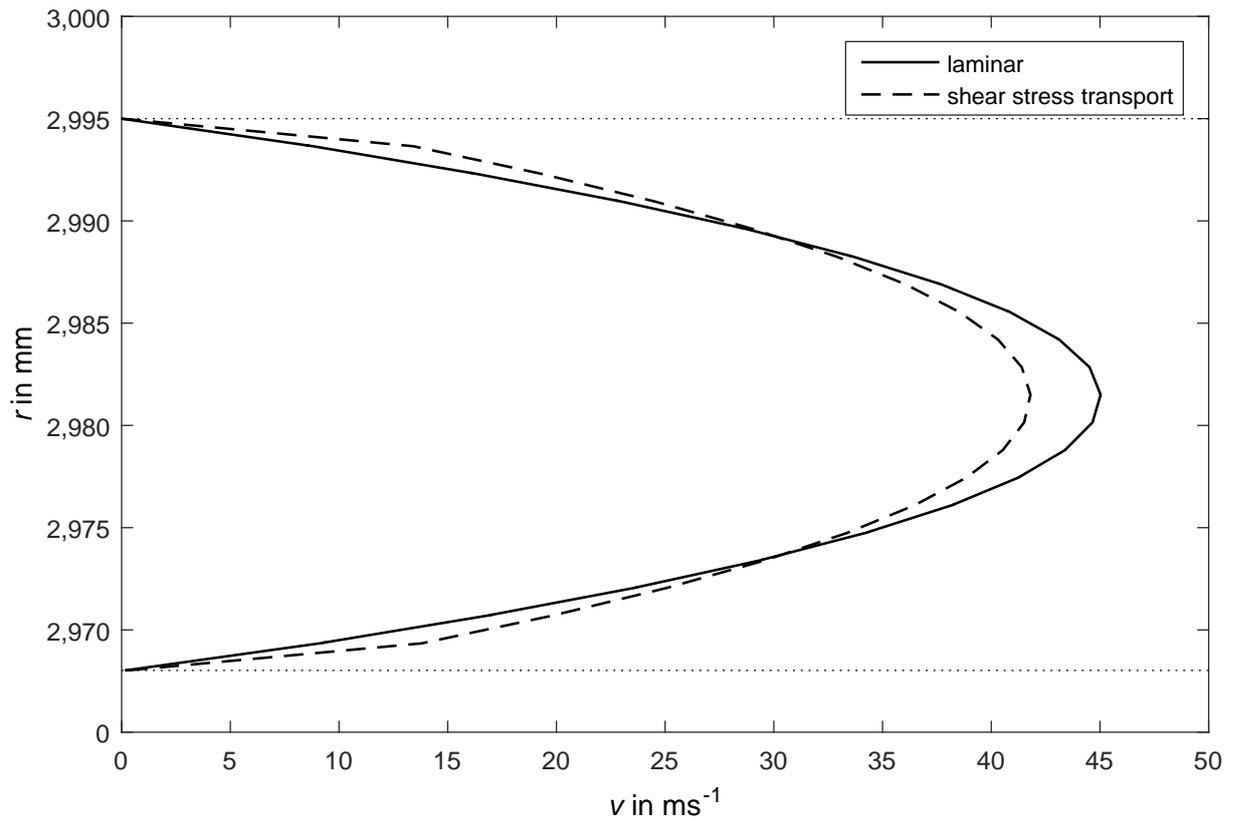


Abbildung 5.5.4: Geschwindigkeitsverteilung im Ringspalt, Quelle: Eigene Darstellung.

5.5.4 Ergebnisse

Die Lösung einer Simulation erfolgt in Iterationen mit vorgegebenen Abbruchkriterien. In der vorliegenden Arbeit beträgt die maximale Anzahl an Iterationen 1000. In allen Fällen wird die Lösung vorzeitig durch Erreichen des Konvergenzkriteriums ermittelt. Dieses ist mit 10^{-6} festgelegt. Die Ergebnisse einer Lösung werden akzeptiert, wenn sich die Durchflusswerte mit jenen der analytischen Berechnung decken.

In Abbildung 5.5.5 ist beispielhaft der statische Druckverlauf eines Ergebnisses dargestellt. Der rote Einlassbereich kennzeichnet den Versorgungsdruck mit 100 bar. Der simulierte Taschendruck im Auslassbereich beträgt in diesem Beispiel 78 bar und ist in Blau dargestellt. Zwischen Einlass und Auslass steht ein Differenzdruck von 22 bar an. Dieser wird entlang des Regelspalts abgebaut.

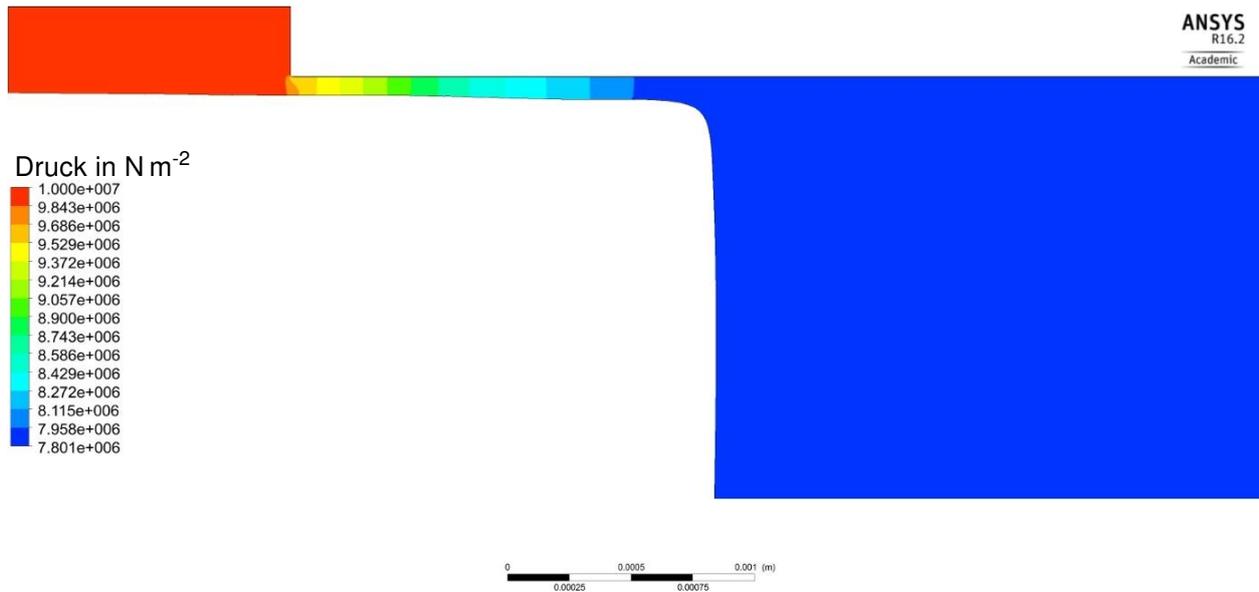


Abbildung 5.5.5: Regler Druckverlauf, Quelle: Eigene Darstellung.

Den zugehörigen Geschwindigkeitsverlauf zeigt Abbildung 5.5.6. Die unterschiedlichen Geschwindigkeiten sind farblich gekennzeichnet. Ein Maximum im Verlauf der Geschwindigkeit tritt im Anfangsbereich des Regelspalts auf und beträgt rund 25 ms^{-1} . In den Bereichen der Einlasszone und der Auslasszone treten keine hohen Strömungsgeschwindigkeiten auf. Dies zeigt, dass diese Bereiche für die Simulation ausreichend groß dimensioniert sind. Die Dimensionierung ist angemessen, da das Modell den gesamten Arbeitsbereich des Reglers abdeckt. Bei größeren Massenströmen muss dieser Bereich ebenfalls die Strömung des Fluids beruhigen.

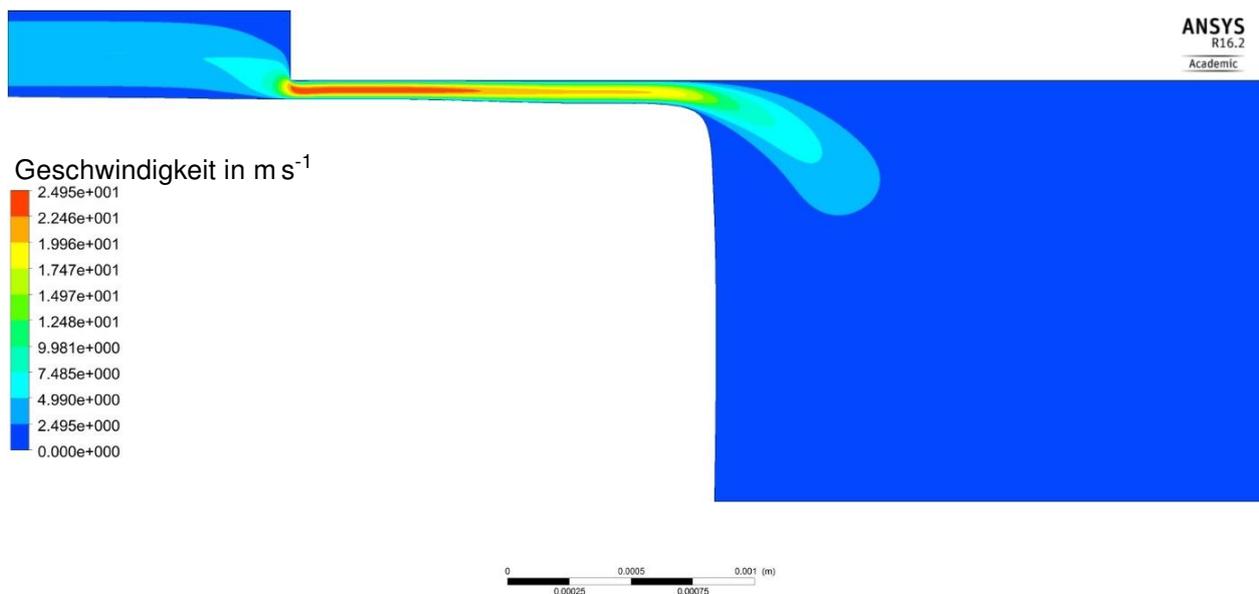


Abbildung 5.5.6: Regler Geschwindigkeitsverlauf, Quelle: Eigene Darstellung.

5.6 Fertigungsaspekte

Um die Ergebnisse aus Kapitel 5.3 Berechnung und Kapitel 5.5 Simulation zu validieren, werden sowohl der Funktionsprototyp als auch der Versuchsprototyp gefertigt. Diese Prototypen durchlaufen eine Reihe von Versuchen (siehe Kapitel 6).

Bei der Konstruktion der einzelnen Komponenten der Regler wird besonders darauf geachtet, diese einfach und fertigungsgerecht auszuführen. Diese Maßnahme ermöglicht eine Komplettbearbeitung der einzelnen Komponenten mit dem Bearbeitungszentrum EMCO Hyperturn-655MCPlus. Zusätzliche Bearbeitungen durch Schleifen entfallen. Tabelle 5.6.1 fasst die wichtigsten Daten des Bearbeitungszentrums EMCO Hyperturn-655MCPlus zusammen.

Kenngröße	Kennwert
Spannungsversorgung	3x400 V/PE
Frequenz	50/60 Hz
Anschlussleistung der Maschine	46 kVA
Hauptspindeltrieb: AC Hohlspindelmotor (100%, 40%ED)	21/29 kW
Drehzahlbereich (stufenlos regelbar)	0-5000 min ⁻¹
Verfahrweg X/Z - X2/Z2	270/750 - 205/750 mm
Maximales Drehmoment	250 Nm
Maximaler Drehdurchmesser	430 mm
Maximale Drehlänge	744 mm
Maximale Werkstückgröße mit Gegenspindel	Ø 200x200 mm
Vorschubantriebe Eilganggeschwindigkeit X/Y/Z	24/10/30 m min ⁻¹
Vorschubkraft X/X2	5000 N
Vorschubkraft Z/Z2	8000 N
Werkzeugwechselzeit	0,14 s
Maximaler Druck für Spannmittel (Hydraulik)	60 bar
Versorgungsdruck (Pneumatik)	6 bar
Versorgungsmenge (Pneumatik)	300 l h ⁻¹
Behälterinhalt Kühlmittel	300 l
Kühlmitteldruck (Werkzeugrevolver)	14 bar

Tabelle 5.6.1: Technische Daten der EMCO Hyperturn-655MCPlus, Quelle: Eigene Darstellung.

Da bei den Komponenten eng tolerierte Passungen gefordert sind, werden diese in einer Aufspannung gefertigt. Die Größenordnung dieser Passungen liegt in jener der gängigen Servohydraulik.

Die Fertigung der Steuerkurve am Kolben erfolgt mit Hilfe von Matlab. Hierbei werden die berechneten Geometriedaten der Kolbenkurve mittels eines Matlab Programms in einen CNC-Code umgerechnet. Dieser Code wird an die Fertigungsmaschine übertragen und im Hauptprogramm als Unterprogramm eingefügt. Alle anderen Einstellungen werden an der Maschine getätigt.

Messergebnis Kolbengeometrie

Die Geometrie der gefertigten Steuerkurve am Kolben wird mit Hilfe eines optischen Messverfahrens überprüft. Bei dem verwendeten Messgerät handelt es sich um einen EdgeMasterX von Alicona. Neben der Geometrie kann mit diesem auch die Oberflächengüte ermittelt werden. Spezifikationen für den EdgeMasterX von Alicona sind in Tabelle 5.6.3 zusammengefasst.

Abbildung 5.6.1 zeigt den gemessenen Oberflächenabschnitt der Steuerkurve am Kolben sowie den Radiusverlauf $r(x)$.

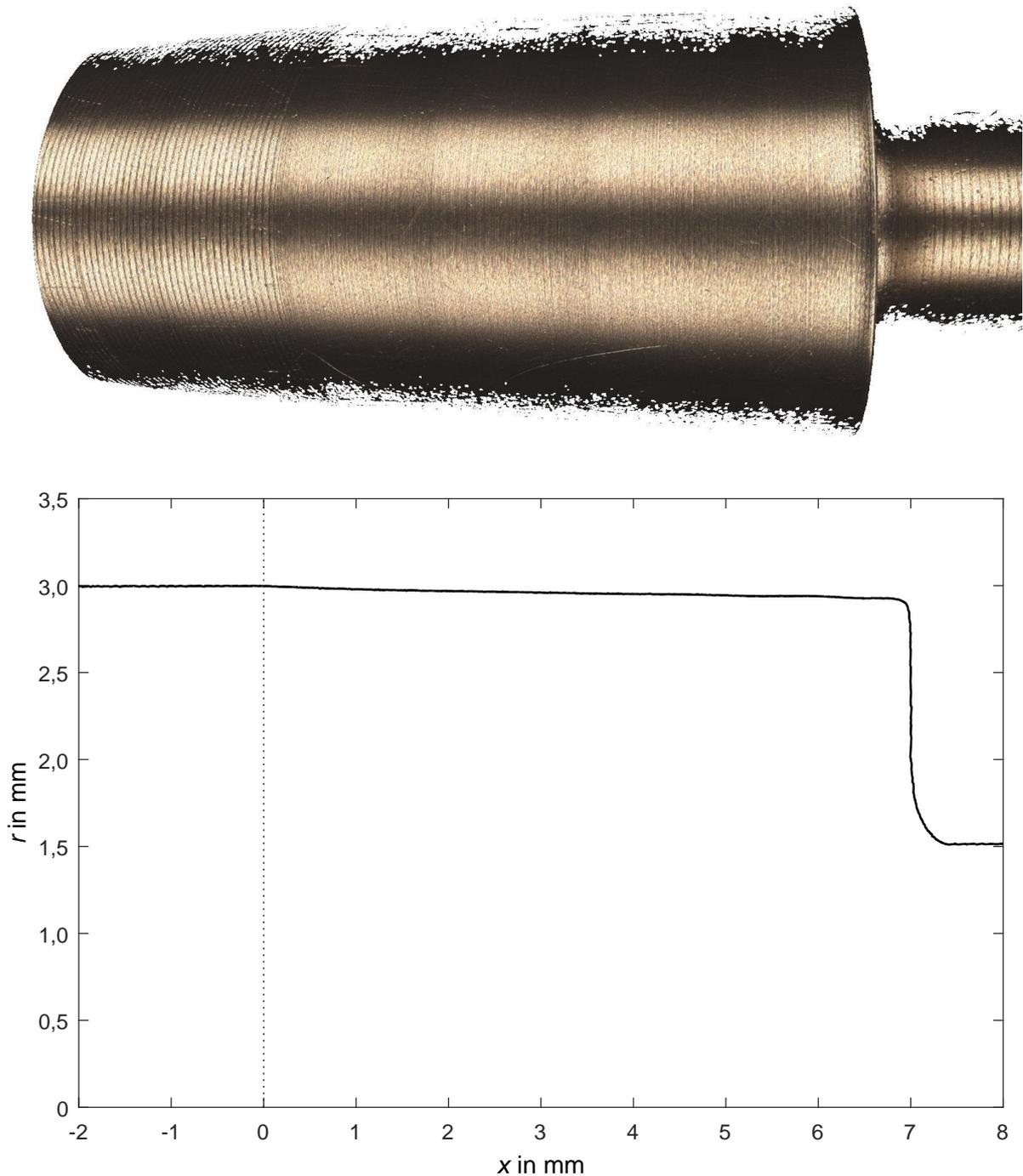


Abbildung 5.6.1: Überprüfung der Kolbengeometrie, Quelle: Eigene Darstellung.

Die Steuerkurve beginnt bei 0 mm und endet bei 7 mm. Die Messung erfolgt optisch mit Fokusvariation und ergibt den Oberflächenabschnitt. Im Anschluss daran wird über die Krümmung der Verlauf des Radius berechnet. Der zylindrische Teil des Kolbens im Bereich von -2 mm bis 0 mm dient hierbei als Referenz für die Lage der Kolbenachse.

Ein weiteres Ergebnis dieser Messung ist die Mittenrauheit Ra der Oberfläche. Sie beträgt im Bereich der Steuerkurve $0,4 \mu\text{m}$. Dieser Wert wird durch eine weitere Messung der Rauheit mit einem Rauheitsmessgerät T1000 von Hommel bestätigt. Es werden vier Messungen jeweils in Richtung der Kolbenachse und mit einem Winkelversatz von 90° durchgeführt. Bei dieser Messung beträgt der größte von vier Messwerten $0,41 \mu\text{m}$ (siehe Tabelle 5.6.2).

Der Mittenrauheitswert Ra der Oberfläche wird in eine äquivalente Sandkornrauigkeit umgerechnet und im Turbulenzmodell der Simulation berücksichtigt (siehe Kapitel 5.5).

Bezeichnung	$Ra1$	$Ra2$	$Ra3$	$Ra4$
Einheit	μm			
Wert	0,39	0,35	0,31	0,41

Tabelle 5.6.2: Mittenrauheit der Steuerfläche: Eigene Darstellung.

Kenngröße	Kennwert
Messverfahren	berührungslos, optisch, dreidimensional, basierend auf Focus-Variation
Abmessung (B x T x H)	195 mm x 316 mm x 418 mm
Masse	15 kg
Anschlussspannung	24 VDC
Elektrische Leistung	250 W
Objektivvergrößerung	10 x
Min. messbarer Radius	$5 \mu\text{m}$
Min. messbarer Keilwinkel	20°
Min. messbare Rauheit Ra	$0,3 \mu\text{m}$
Min. messbare Rauheit Sa	$0,15 \mu\text{m}$
Max. Fasenlänge	$800 \mu\text{m}$
Max. Flankenwinkel	87°
CPU	12 Kern, 3,1 GHz
RAM	32 GB
HDD Speicher	1 TB
Betriebssystem	Windows 7 Ultimate, 64 bit

Tabelle 5.6.3: Allgemeine Spezifikation Alicona EgdeMasterX, Quelle: Eigene Darstellung.

6 Reglervalidierung

Das Kapitel Reglervalidierung behandelt Messungen anhand der Prototypen und die Ergebnisinterpretation. Am Funktionsprototyp (siehe Kapitel 5.4.1) werden erste Messungen durchgeführt. Die Erkenntnisse dieser Messungen fließen in die Berechnung und in das Simulationsmodell ein. Ergebnis daraus ist der Versuchsprototyp (siehe Kapitel 5.4.2). Drei Exemplare des Versuchsprototyps werden am hydrostatischen Lagerprüfstand eingesetzt und verschiedenen Tests unterzogen. Die Ergebnisse werden in den folgenden Kapiteln behandelt.

6.1 Reglerkalibrierung

Für die Kalibrierung der Regler ist die Kenntnis der Durchflusscharakteristik notwendig. Diese wird durch Messung in einem eigenen Messaufbau ermittelt. Hierbei werden die Durchflusskennlinien der Regler bestimmt. Sowohl der Funktionsprototyp als auch die Versuchsprototypen für den Einsatz am Prüfstand durchlaufen diese Messung. Beim Funktionsprototyp wird die Kalibrierung durch Anpassung der Einstellmöglichkeiten außen am Gehäuse vorgenommen. Beim Versuchsprototyp kann die Durchflusskennlinie über die Stärke des Federtellers verschoben werden.

Einen Überblick über die bei der Messung verwendeten Komponenten, zur Aufnahme der Messgrößen, gibt Tabelle 6.1.1.

Kenngröße	Kennwert
Druckaufnehmer Hydrotechnik PR15	
Messbereich	0 - 200 bar
Messsignal	4 - 20 mA
Temperaturfühler Hydrotechnik PT100	
Messbereich	-50 - 250 °C
Messsignal	4 - 20 mA
Druckbegrenzungsventil HAWE PG 1 HR	
Arbeitsbereich	0 - 1000 bar
Maximaler Durchfluss	5 l min ⁻¹
Waage Kern PCB 10000 - 1	
Messbereich	0 - 10000 g
Auflösung	0,1 g

Tabelle 6.1.1: Komponenten Messaufbau Kennlinienermittlung, Quelle: Eigene Darstellung.

In Abbildung 6.1.1 ist der Schaltplan des Messaufbaus zur Ermittlung der Durchflusskennlinien dargestellt.

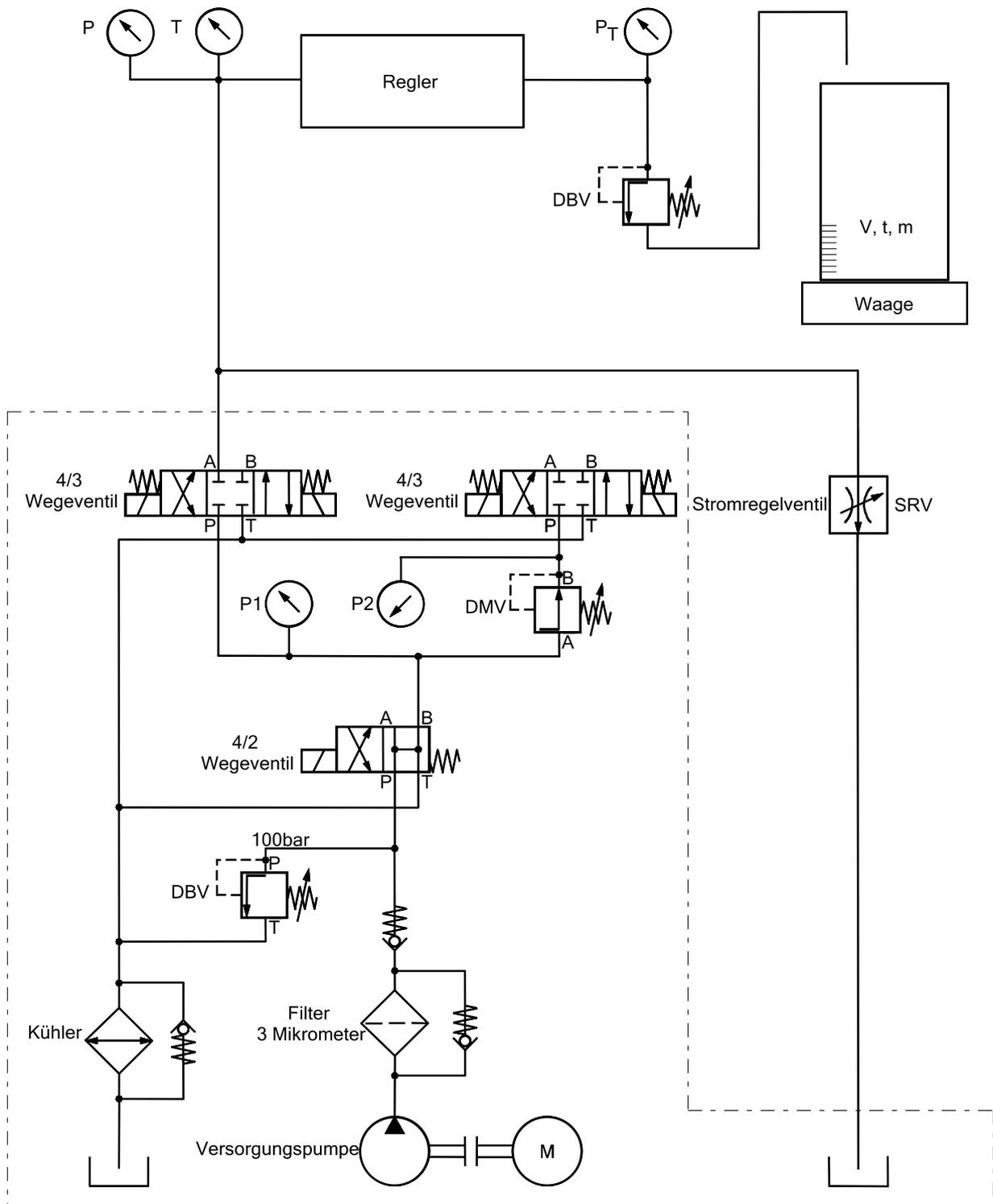


Abbildung 6.1.1: Messaufbau Kennlinienermittlung, Quelle: Eigene Darstellung.

Durchführung der Messung

Ein Hydraulikaggregat versorgt den Messaufbau mit Hydrauliköl HLP46. Der Versorgungsdruck beträgt 100 bar und die Öltemperatur 40 °C. Am Reglereingang werden der Versorgungsdruck und die Öltemperatur gemessen. In einem Bypass sorgt ein Stromregelventil (SRV) für genügend Ölumwälzung, damit der Messaufbau ausreichend mit Wärme versorgt wird. Am Reglerausgang wird mit Hilfe eines Druckbegrenzungsventils (DBV) manuell ein Druck eingestellt. Dieser simuliert den Taschendruck eines hydrostatischen Lagers, welcher ebenfalls gemessen wird. Auf diesem Wege können verschiedene statische Drücke über den Arbeitsbereich des Reglers eingestellt werden. Nach dem Druckbegrenzungsventil befindet sich ein offenes Ende der Rohrleitung. Der Ölvolumenstrom durch den Regler fließt über dieses in ein Messgefäß. Mit einer Waage wird die ausfließende Ölmasse nach einer definierten Zeit gemessen. Über die Ölmasse und die gemessene Zeit beim jeweils eingestellten Arbeitspunkt, wird anschließend der Volumenstrom berechnet (siehe Abbildung 6.1.1).

Folgende Größen werden bei jedem Messdurchlauf erfasst:

- Versorgungsdruck p_P ;
- Öltemperatur T ;
- Simulierter Taschendruck p_T ;
- Ölmasse m ;
- Messdauer t .

Um die Vergleichbarkeit der Messergebnisse mit jenen der Simulation zu gewährleisten, werden die Messpunkte (Kolbenstellungen) gleich wie bei der Simulation gewählt. Die Messung an jedem Arbeitspunkt wird 10 mal wiederholt. Aus den Einzelergebnissen wird anschließend der Mittelwert gebildet, welcher den Durchflusswert am Messpunkt repräsentiert.

Abbildung 6.1.2 zeigt die Messergebnisse der Durchflussmessung des Funktionsprototyps und eines Versuchsprototyps. Aufgetragen ist der Volumenstrom Q über dem mit einem Druckbegrenzungsventil simulierten Taschendruck p_T . Die Linie Q_{soll} ist der notwendige Volumenstrom, um den Lagerspalt über den Arbeitsbereich konstant zu halten. Um diesen Verlauf sind neun Messpunkte des Versuchsprototyps mit der Bezeichnung Q_{v01} angeordnet. Diese Punkte werden aus den gemessenen Ölmassen berechnet. In der Grafik sind diese Punkte mit zwei unterschiedlichen Öldichten berechnet. Die Abweichung der Öldichte beeinflusst die Position der Messpunkte nicht wesentlich. Im unteren Drittel der Q_{soll} -Linie weichen die Messpunkte stärker vom Idealwert ab. Grund dafür ist, dass die Messpunkte sehr nahe an der Grenze der Messgenauigkeit der Messmittel liegen. In den oberen zwei Dritteln liegen die Messpunkte annähernd auf der Geraden.

Die strichlierte Linie im Diagramm ist eine Regressionsgerade für den Volumenstrom $Q_{ist,Regler1.v01}$ durch die Messpunkte eines Versuchsprototyps. Ebenso wie beim Funktionsprototyp weichen die Messpunkte im unteren Drittel von der Geraden ab, was auf Messunsicherheiten zurückzuführen ist. In den oberen beiden Dritteln liegen die Messpunkte wieder annähernd auf einer Geraden. Es ist zu erkennen, dass ein Offset beim Volumenstrom vorliegt. Dieser Offset wird beim Funktionsprototyp durch die Länge der eingebauten Feder ausgeglichen. Die Länge der Feder wird mit Hilfe eines Federtellers angepasst.

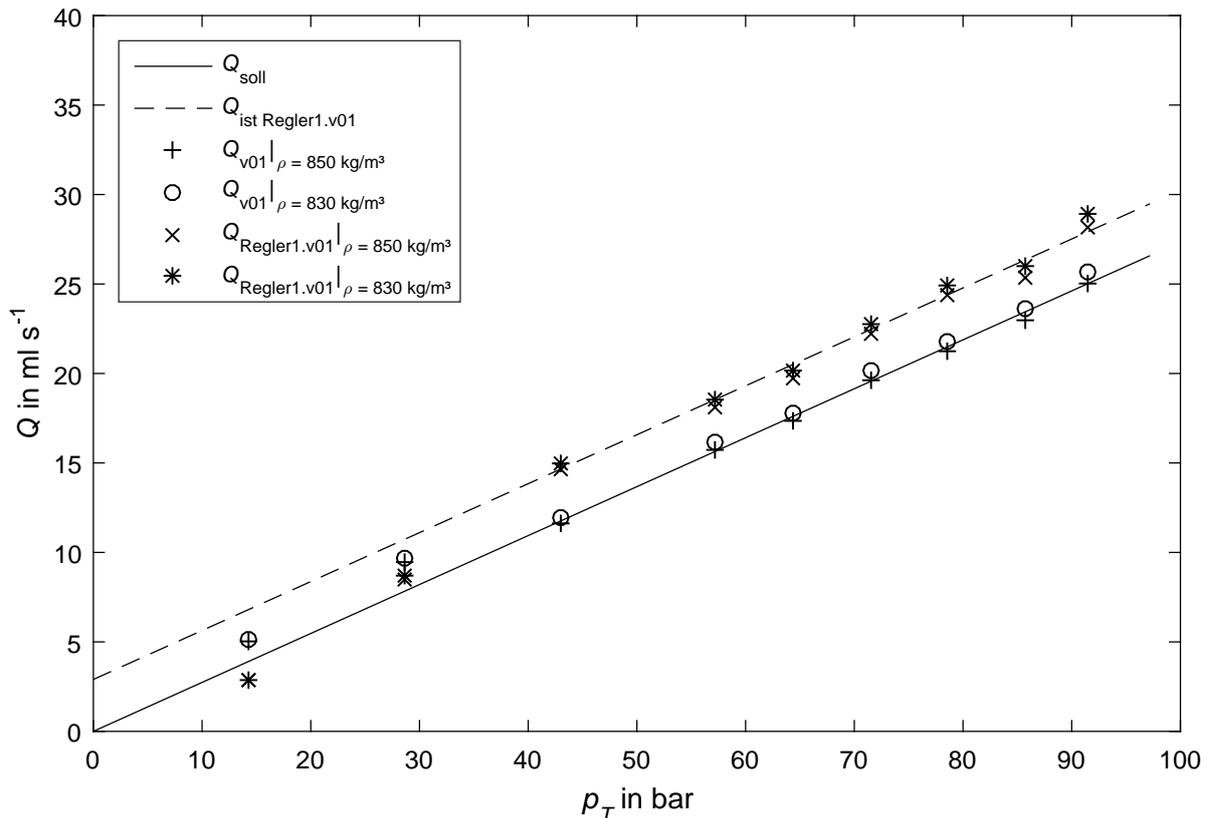


Abbildung 6.1.2: Messergebnisse Regler v01, Quelle: Eigene Darstellung.

Wie eingangs erwähnt wird eine Durchflussmessung für jeden Regler durchgeführt. Abbildung 6.1.3 zeigt die Durchflusscharakteristik der drei am Prüfstand eingesetzten Versuchsprototypen. In der Grafik ist der Ölvolumenstromverlauf Q_{soll} für das hydrostatische Lager am Prüfstand dargestellt. Die Volumenströme für die Regler $Q_{Regler1.v01}$ bis $Q_{Regler3.v01}$ werden an den eingezeichneten Messpunkten ermittelt und anschließend durch Anpassung der Federlänge mit dem Federteller in den Ursprung verschoben. Es ist zu erkennen, dass die einzelnen Werte von den idealen Werten abweichen. Aufgrund des mathematischen Zusammenhangs zwischen Taschenvolumenstrom Q_T , Taschenendruck p_T und der Lagerspalthöhe h ist zu erwarten, dass diese Abweichung vom Idealwert auf die Lagerspalthöhe keinen erheblichen Einfluss hat (siehe Gleichung 6.1.1).

Gleichung 6.1.1 erhält man aus der Hagen-Poiseuille-Gleichung (siehe Gleichung 5.3.3) unter Vernachlässigung der Geometrie- und der Öldaten. Da diese Vernachlässigung annähernd konstante Werte betrifft, ist dies für eine Abschätzung zulässig.

$$h \sim \sqrt[3]{\frac{Q_T}{p_T}} \quad (6.1.1)$$

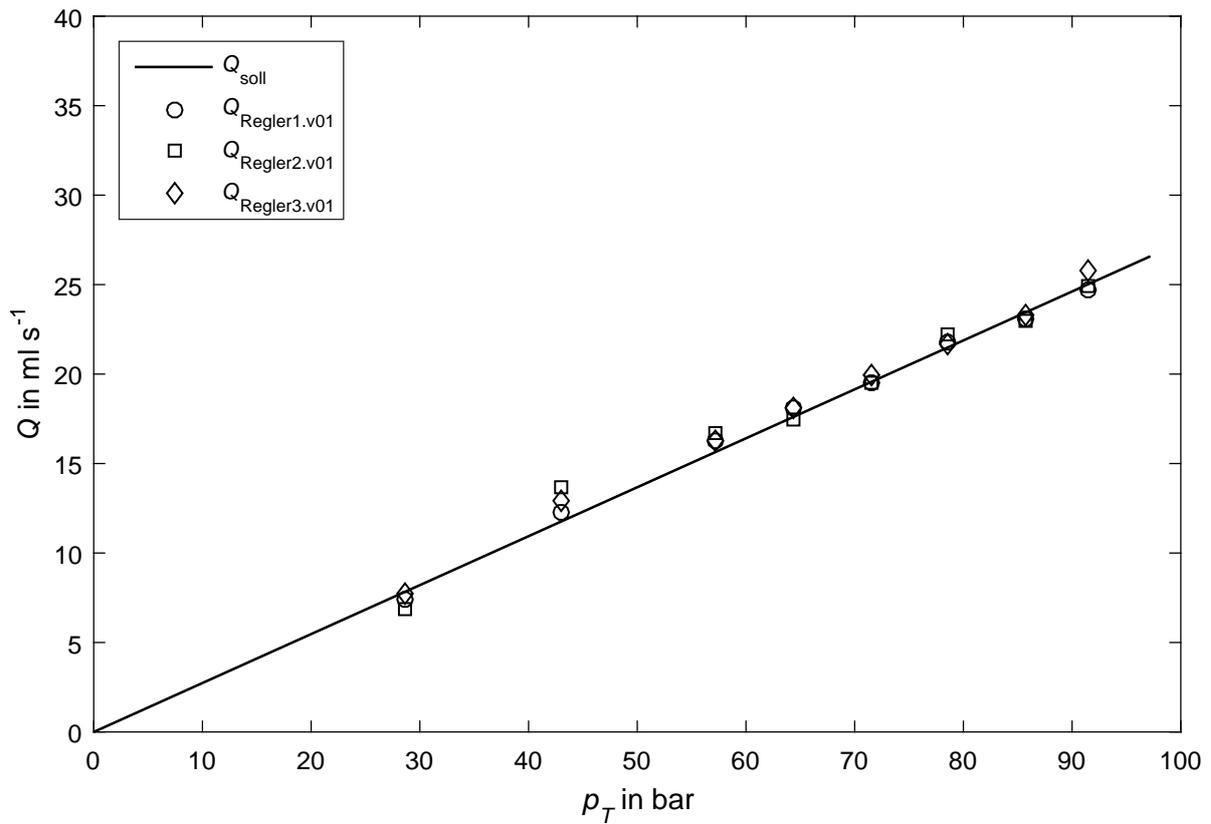


Abbildung 6.1.3: Messergebnisse Regler v01 kalibriert, Quelle: Eigene Darstellung.

6.2 Messungen am Prüfstand

Dieses Kapitel behandelt die Messungen anhand des Versuchsprototyps am Prüfstand und deren Ergebnisse. Die Versuche setzen sich aus zwei Kategorien, einer statischen und einer dynamischen, zusammen. Die statischen Versuche sind in Warmlauf und Sprungverhalten unterteilt. Die dynamischen Versuche gliedern sich in Lasten mit Rechteck- und Sinusform. Tabelle 6.2.1 gibt einen zusammenfassenden Überblick zu den Versuchen. Die dynamischen Versuche werden mit Variationen von Frequenz und Amplitude durchgeführt (siehe Tabelle 6.2.2). Sowohl die statischen als auch die dynamischen Versuche werden bei einer statischen Prüfstandsbelastung von 25 %, 50 % und 75 % des möglichen Arbeitsbereichs durchgeführt. Die Angabe in Prozentwerten gilt sowohl für den Arbeitsbereich des gesamten Prüfstands als auch für ein hydrostatisches Lager und dessen Regler.

		statisch		dynamisch		
		aufwärmen	Sprung	Rechteck	Sinus	
Belastung	statisch	25 %	•	•	VM	VM
		50 %	•	•	VM	VM
		75 %	•	•	VM	VM

Tabelle 6.2.1: Versuchsdurchführung, Quelle: Eigene Darstellung.

		Frequenz		
		f_1 0,2 Hz	f_2 5 Hz	f_3 10 Hz
Amplitude	VM			
	A_1 1,5 kN	•	•	•
	A_2 3,0 kN	•	•	•
A_3 4,5 kN	•	•	•	

Tabelle 6.2.2: Versuchsmatrix (VM), Quelle: Eigene Darstellung.

6.2.1 Warmlaufverhalten

Eine wichtige Eigenschaft von Werkzeugmaschinen ist deren Temperaturstabilität. Die meisten Werkzeugmaschinen werden nicht in klimatisierten Umgebungen betrieben, sondern in Produktionshallen oder im Werkstättenbetrieb. Das bedeutet, dass die Maschine auf Arbeitstemperatur gebracht werden muss. Bei dieser Betriebsart ist die Werkzeugmaschine Temperaturschwankungen ausgesetzt.

In diesem Kapitel wird der Einfluss der Ölerwärmung von Umgebungstemperatur auf Betriebstemperatur auf die Lagerspalthöhe untersucht. Die Dichte und somit auch die Viskosität des Öls sind eine Funktion der Temperatur. Diese Eigenschaft beeinflusst auch den Ölvolumenstrom durch den Regler und den Lagerspalt. Da der Regler einen Drosselanteil hat und der Lagerspalt ebenfalls einer Drossel entspricht, soll der Regler einen Anteil des Temperatureinflusses des Öls kompensieren.

Der Prüfstand und die Regler sind auf eine Öltemperatur von 40 °C ausgelegt. Aus diesem Grund müssen sämtliche für den Betrieb notwendigen Komponenten von Raumtemperatur auf die Betriebstemperatur erwärmt werden. Dies erfolgt durch das Öl, welches sich beim Druckabbau erwärmt. Dieses gibt in weiterer Folge Wärme an die durchströmten Komponenten ab. Zu den zu erwärmenden Komponenten zählen neben den Reglern und der Masse des hydrostatischen Lagers auch das Hydraulikaggregat mit den Schaltventilen. Der Aufwärmvorgang ist abgeschlossen, sobald eine konstante Temperatur von 40 °C erreicht ist.

Im vorliegenden Fall beträgt die Raumtemperatur 25 °C. Die Erwärmung der Versuchseinrichtung auf Betriebstemperatur dauert im Schnitt 45 Minuten. Während dieser Zeitdauer driften die Sensoren für die Messung der Lagerspalte. Diese Abweichung wird sowohl durch die Messdauer als auch durch die Temperaturänderung hervorgerufen und verursacht eine Verfälschung der Messergebnisse. Das Driftverhalten der Sensoren wird durch Messungen ermittelt und ist in Abbildung 6.2.1 dargestellt.

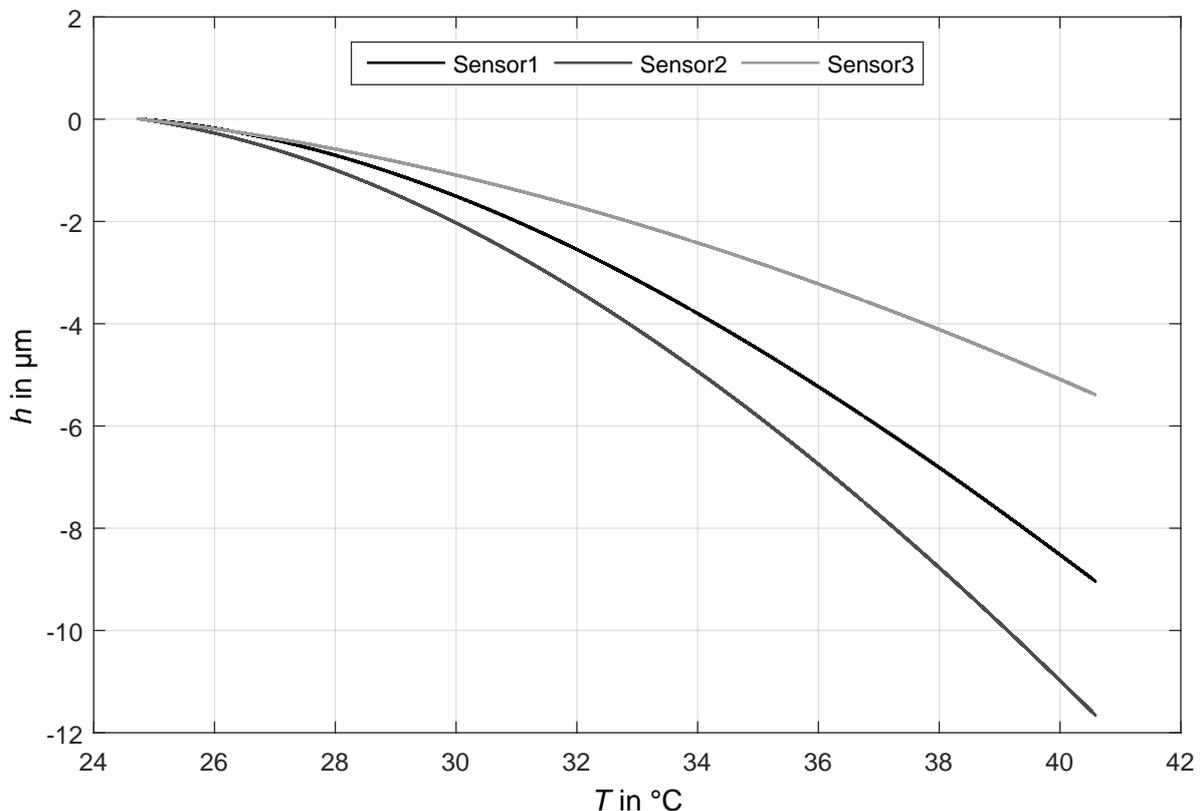


Abbildung 6.2.1: Temperaturabhängigkeit der Lagerspaltsensoren, Quelle: Eigene Darstellung.

Bei den eingesetzten Sensoren handelt es sich um Wirbelstromsensoren zur Abstandsmessung zwischen hydrostatischem Lager und dem gelagerten Gegenstück. Im Diagramm ist die Änderung der Lagerspalte mit der Temperatur für die drei Sensoren abgebildet. Mit der Kenntnis dieser Messwertänderungen werden die nachfolgenden Messergebnisse korrigiert und somit die tatsächlichen Verläufe der Lagerspalte ermittelt.

Dieses Kapitel beinhaltet drei Messungen zum Warmlaufverhalten. In Anlehnung an Tabelle 6.2.1 sind Messungen mit einer statischen Lagerbelastung von 25 %, 50 % und 75 % durchgeführt worden. Vor Beginn jeder Messung wird die jeweilige statische Grundlast am Prüfstand eingestellt. Im Anschluss daran wird die Messaufzeichnung gestartet, wobei sich die gesamte Versuchseinrichtung auf Raumtemperatur befindet. Bevor die hydrostatischen Lager mit Öl durchströmt werden, wird eine zusätzliche Kraft aufgebracht. Diese ist notwendig, um die Lagerspalte auf Null zu bringen, damit diese vollständig durchgedrückt werden. Nach diesem Vorgang werden die Werte für die Wirbelstromsensoren abgeglichen und auf Null gesetzt. Im Anschluss wird der Ölfluss durch die Regler zu den hydrostatischen Lagern gestartet und die Messaufzeichnung beginnt.

Warmlaufverhalten mit 25 % statischer Belastung

Im Folgenden wird das Warmlaufverhalten bei einer statischen Belastung des Prüfstands von 25 % behandelt. Eine 25-prozentige Belastung entspricht einer Kraft von 12 kN für den gesamten Prüfstand bzw. 4 kN pro hydrostatischem Lager. In Abbildung 6.2.2 ist dieses Warmlaufverhalten veranschaulicht.

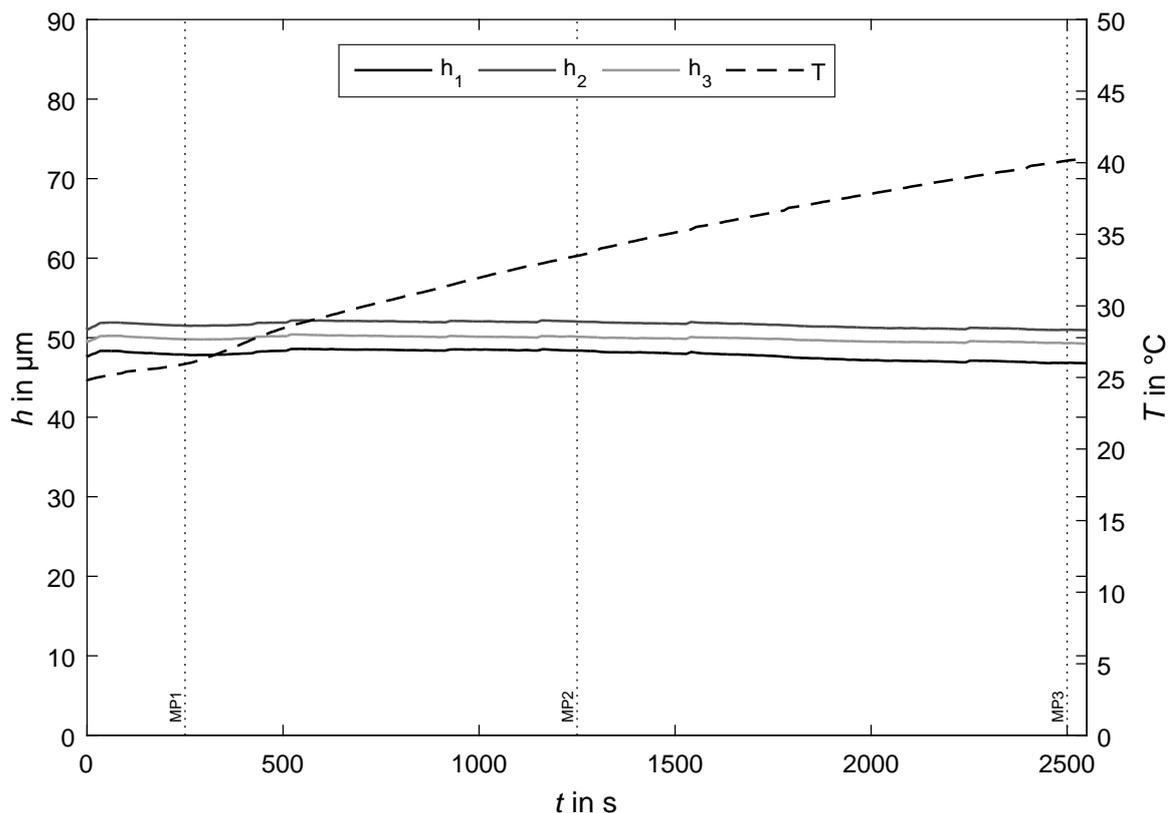


Abbildung 6.2.2: Warmlaufverhalten mit 25 % statischer Belastung, Quelle: Eigene Darstellung.

Die Grafik zeigt den Höhenverlauf der drei Lagerspalte h_1 bis h_3 über der Aufwärmdauer t . Weiters ersichtlich ist der zeitlich Temperaturverlauf der Anlage $T(t)$. Die Temperaturmessung erfolgt über das Hydraulik-öl, wobei der Temperatursensor unmittelbar vor den Reglern in der Ölversorgungsleitung

positioniert ist. Drei gesetzte Messpunkte in der Grafik (MP1 bis MP3) liefern die aktuellen Messwerte an deren Positionen. Diese sind in Tabelle 6.2.3 zusammengefasst.

Die Erwärmung von Raumtemperatur auf die Betriebstemperatur von 40 °C benötigt im vorliegenden Versuch annähernd 43 Minuten. Während dieser Aufwärmdauer erfahren die Lagerspalte keine wesentliche Änderung. Im Zeitraum der Aufwärmung verändert sich der Wert der Viskosität des Hydrauliköls aufgrund der Temperaturänderung von 25 °C auf 40 °C. Die maximale Abweichung der Lagerspalte vom Startwert zum Endwert beträgt rund 1,5 µm. Die Messdaten zeigen, dass eine Änderung der Ölviskosität von den Reglern relativ gut kompensiert wird.

Jedes hydrostatische Lager im Prüfstand wird von einem eigenen Regler mit Öl versorgt. Diese Regler sind in Einzelfertigung erzeugt worden. Betrachtet man die Grafik, so ist ein annähernd identischer Verlauf der drei Lagerspalthöhen zu erkennen. Das bedeutet, dass die Regler gleiche Regeleigenschaften haben. Einziger Unterschied zwischen den einzelnen Lagerspalten ist deren Absolutwert. Dieser stellt kein Problem dar, da er über Federteller mechanisch einstellbar ist. In Kapitel 6.2.4 werden die Einflussgrößen auf die Lagerspalhöhe näher behandelt.

MP	h_1	h_2	h_3	p_1	p_2	p_3	F	T	t
	µm			bar			kN	°C	s
1	47,87	51,51	49,81	24,30	24,75	24,51	12,00	25,94	250
2	48,38	52,02	50,11	24,49	24,94	24,72	12,00	33,49	1250
3	46,82	50,99	49,31	24,64	25,04	24,89	12,00	40,15	2500

Tabelle 6.2.3: Messpunkte Warmlaufverhalten mit 25 % statischer Belastung,
Quelle: Eigene Darstellung.

Warmlaufverhalten mit 50 % statischer Belastung

Das Warmlaufverhalten des Prüfstands mit einer statischen Belastung von 50 % ist durch Abbildung 6.2.3 wiedergegeben. Bei diesem Versuch wird eine statische Last von 24 kN auf den Prüfstand gebracht. Diese Belastung entspricht einer Kraft von 8 kN pro hydrostatischem Lager. Der Temperaturanstieg zeigt eine ähnliche Charakteristik wie beim Versuch mit 25 % statischer Lagerbelastung. Es wird ebenfalls eine Aufwärmzeit von rund 43 Minuten benötigt, um den Prüfstand auf Betriebstemperatur zu erwärmen.

Die einzelnen Regler für die hydrostatischen Lager weisen auch im mittleren Arbeitsbereich die gleichen Eigenschaften auf. Dies zeigt sich in den Verläufen der Lagerspalhöhen. Bei genauer Betrachtung sind in diesen Verläufen Unstetigkeiten zu erkennen. Grund dafür ist das Druckbegrenzungsventil am Hydraulikaggregat, mit welchem der Versorgungsdruck für den Prüfstand manuell einzustellen ist. Das Druckbegrenzungsventil arbeitet wie viele andere Komponenten in Abhängigkeit von der Ölviskosität. Bei sinkender Viskosität des Hydrauliköls steigen die internen Leckagen. Dieser Verlust bewirkt

einen Abfall im Systemdruck. Mittels manuellem Nachstellen am Handrad des Ventils wird der Versorgungsdruck auf 100 bar nachgestellt. Dieser Vorgang äußert sich in den Kurven durch Stellen von Unstetigkeiten.

Den Messwerten aus Tabelle 6.2.4 ist zu entnehmen, dass die maximale relative Lagerspaltänderung im Zeitraum des Aufwärmvorganges für den vorliegenden Versuch $2,44 \mu\text{m}$ beträgt. Die absoluten Werte für die Lagerspalthöhen fallen um zirka $3 \mu\text{m}$ niedriger als im vorhergehenden Versuch aus. Grund dafür ist die Kompressibilität des eingeschlossenen Hydrauliköls zwischen Regler und Lagerspalt. Die Differenzen von Lagerspalt h_1 zu h_2 und h_3 sind bedingt durch den Prüfstand. Dieser verfügt über keine momentenfreie Krafteinleitung auf die hydrostatischen Lager, was in der Regel zu einem Verkippen der hydrostatisch gelagerten Scheibe führt.

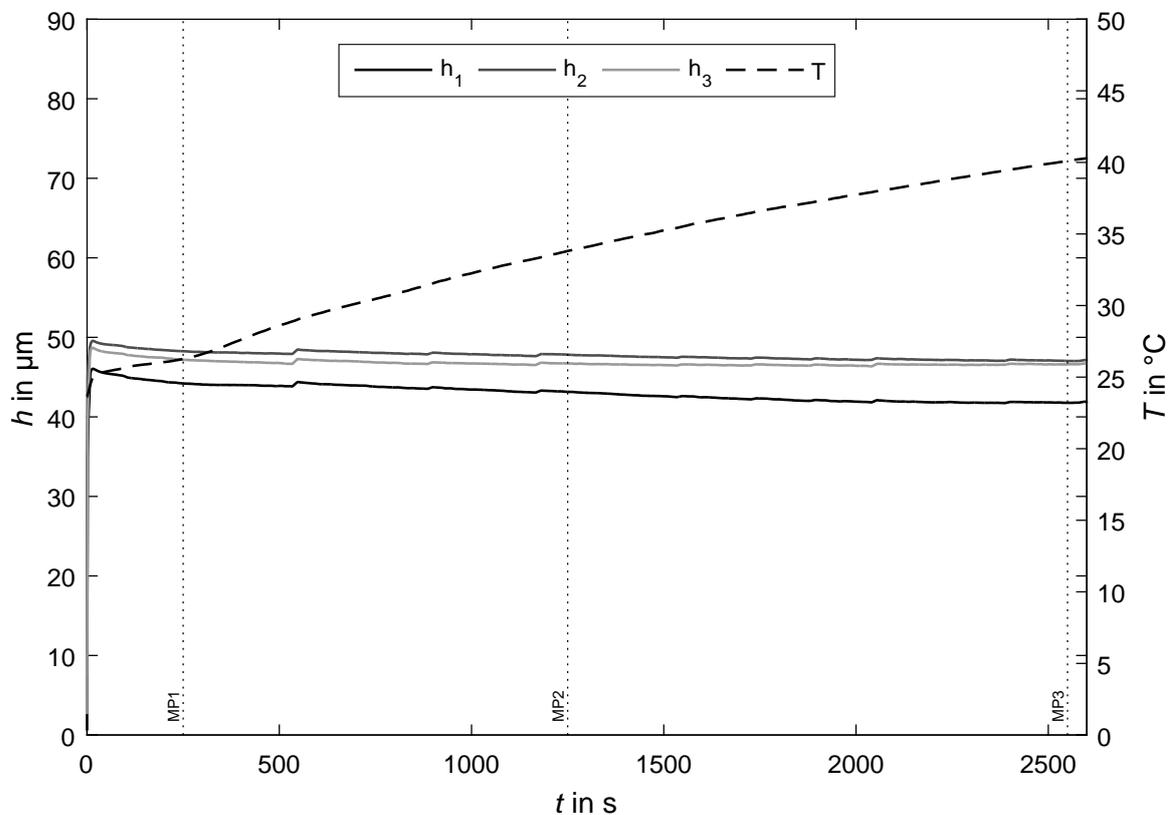


Abbildung 6.2.3: Warmlaufverhalten mit 50 % statischer Belastung, Quelle: Eigene Darstellung.

MP	h_1	h_2	h_3	p_1	p_2	p_3	F	T	t
	μm			bar			kN	$^{\circ}\text{C}$	s
1	44,21	48,26	47,18	49,19	48,45	49,96	24,00	26,27	250
2	43,15	47,82	46,72	49,31	48,55	50,12	24,00	33,81	1250
3	41,77	47,03	46,60	49,33	48,55	50,21	24,00	40,11	2550

Tabelle 6.2.4: Messpunkte Warmlaufverhalten mit 50 % statischer Belastung,
Quelle: Eigene Darstellung.

Warmlaufverhalten mit 75 % statischer Belastung

Dieser Versuch ermittelt, ebenso wie die vorangegangenen Versuche, das Warmlaufverhalten. Die statische Belastung beträgt 75 % das entspricht 36 kN insgesamt und einer Lagerbelastung von 12 kN. Abbildung 6.2.4 gibt die Verläufe der gemessenen Parameter wieder.

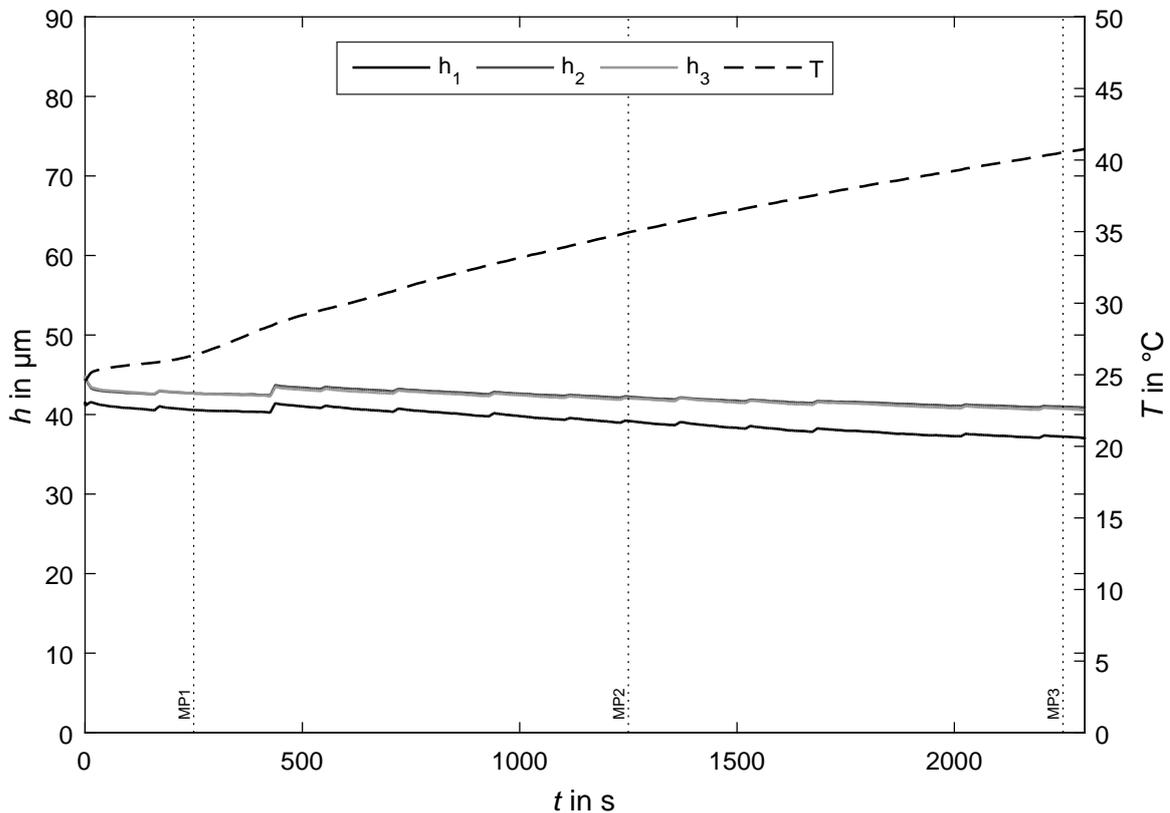


Abbildung 6.2.4: Warmlaufverhalten mit 75 % statischer Belastung, Quelle: Eigene Darstellung.

Der Verlauf der Temperaturkurve zeigt dieselbe Charakteristik wie jene aus den Versuchen mit 25 % und 50 % statischer Belastung. Die Dauer der Aufwärmphase fällt geringer aus. Grund dafür ist die höhere Druckdifferenz zwischen Taschendruck und Umgebungsdruck. Die Unstetigkeiten in den Lagerspaltverläufen sind wie bereits beschrieben Ursache des manuellen Nachjustierens des Versorgungsdrucks für den Prüfstand.

Die Lagerspalthöhen erfahren auch in diesem Arbeitsbereich des Reglers sehr geringe relative Abweichungen aufgrund der Temperaturänderung. Die absoluten Werte für die Lagerspalte werden wiederum von der Kompressibilität des Hydrauliköls beeinflusst. Ursachen und Gegenmaßnahmen hierfür werden in Kapitel 6.2.4 behandelt.

MP	h_1	h_2	h_3	p_1	p_2	p_3	F	T	t
	μm			bar			kN	°C	s
1	40,57	42,67	42,66	71,33	70,48	73,37	36,00	26,37	250
2	39,20	42,27	42,05	71,40	70,55	73,49	36,00	34,95	1250
3	37,23	40,99	40,72	71,26	70,26	73,40	36,00	40,53	2250

Tabelle 6.2.5: Messpunkte Warmlaufverhalten mit 75 % statischer Belastung,
Quelle: Eigene Darstellung.

Zusammenfassung

Die Messergebnisse des Kapitels 6.2.1 zeigen ein gutes Temperaturverhalten des entwickelten Reglers. Eine Änderung der Viskosität des Hydrauliköls wird kompensiert, was sich durch sehr geringe Lagerspaltänderungen äußert. Diese positive Eigenschaft des Reglers spricht für die Eignung in Werkzeugmaschinen.

6.2.2 Sprungverhalten

Dieses Kapitel untersucht das Sprungverhalten des entwickelten Reglers und dessen Auswirkung auf den Lagerspalt. Mit Sprungverhalten wird hier die Reaktion des Reglers auf das Zuschalten der Ölversorgung bezeichnet. Bei den folgenden Versuchen wird zunächst die Ölzufuhr zum Regler unterbrochen und danach wiederhergestellt. Dieser Vorgang wird aufgezeichnet und liefert Informationen zum Verlauf der Lagerspalte und der Zeitdauer bis zum Erreichen der Nennhöhe. Die folgenden Versuche sind in drei verschiedenen Arbeitsbereichen des Reglers und des hydrostatischen Lagerprüfstands durchgeführt worden. Die Arbeitsbereiche sind nach Tabelle 6.2.1 auf 25 %, 50 % und 75 % statischer Auslastung des Prüfstands festgelegt.

Sprungverhalten mit 25 % statischer Belastung

Abbildung 6.2.5 zeigt die Sprungantwort im Arbeitsbereich von 25 %. Dies entspricht einer Kraft von 12 kN am Prüfstand bzw. einer Belastung von 4 kN pro hydrostatischem Lager. Die Grafik zeigt den Messabschnitt für eine Messdauer von einer Sekunde. Zu Beginn ist die Ölversorgung zu den Reglern und somit zu den hydrostatischen Lagern unterbrochen. Dies erfolgt durch ein manuell betätigtes Absperrventil.

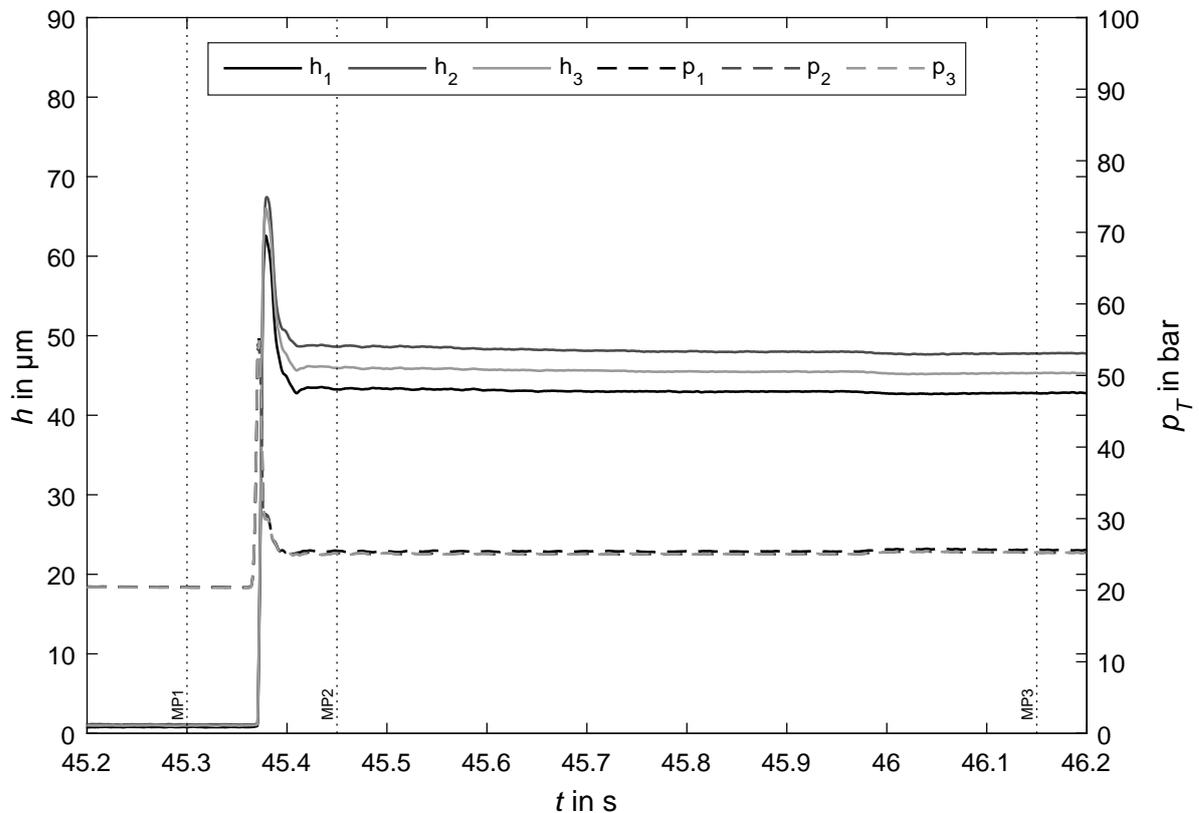


Abbildung 6.2.5: Sprungverhalten mit 25 % statischer Belastung, Quelle: Eigene Darstellung.

Diese Maßnahme ist durch das eingesetzte Hydraulikaggregat zur Versorgung des Prüfstands bedingt. Dieses ist mit Schieberventilen ausgestattet, welche zur Herstellung und Unterbrechung des Hydraulikölverbindung zum Prüfstand dienen. Schieberventile weisen im Gegensatz zu Sitzventilen keine absolute Dichtheit auf, was für diese Versuche ungeeignet ist.

Im Ausschaltzustand sind die Lagerspalte annähernd Null. Der Restdruck in den Lagertaschen ist bedingt durch den Prüfstand. Wenn kein Lagerspalt mehr vorhanden ist, wird das Lager geschlossen und das Öl im Inneren kann nicht mehr entweichen und wird komprimiert, was sich durch den Restdruck kenntlich macht. Dieser Zustand wird durch die Werte am Messpunkt MP1 in Tabelle 6.2.6 festgehalten. Nach dem Öffnen der Verbindung zwischen Druckölversorgung und den Reglern steigen die Lagerspalte an und erreichen den Zustand am Messpunkt MP2. Der Anstieg der Lagerspalte erfolgt innerhalb von rund 50 ms und zeigt ein Überschwingen bei diesem Vorgang. Tabelle 6.2.7 enthält die Maximalwerte, die bei diesem Vorgang auftreten. Dabei werden kurzzeitig Lagerspalthöhen von 67 µm und Druckspitzen in einer Höhe von 55 bar erreicht. Nach einer Dauer von 0,6 s wird Messpunkt MP3 erreicht. Die Änderungen der Lagerspalthöhen zu jenen an Messpunkt zwei fallen kleiner als 1 µm aus. Das heißt, dass der stationäre Zustand bereits an Messpunkt MP2 erreicht ist.

MP	$h1$	$h2$	$h3$	$p1$	$p2$	$p3$	F	T	t
	µm			bar			kN	°C	s
1	0,78	1,11	0,98	20,42	20,46	20,37	12,07	39,19	45,3
2	43,24	48,60	45,95	25,50	25,17	25,13	12,00	39,18	45,5
3	42,78	47,76	45,33	25,64	25,26	25,28	12,08	39,26	46,1

Tabelle 6.2.6: Messpunkte Sprungverhalten mit 25 % statischer Belastung,
Quelle: Eigene Darstellung.

$h1_{max}$	62,57 µm	$p1_{max}$	55,20 bar
$h1_{mittel}$	35,94 µm	$p1_{mittel}$	24,86 bar
$h1_{min}$	0,74 µm	$p1_{min}$	20,36 bar
$h2_{max}$	67,43 µm	$p2_{max}$	54,35 bar
$h2_{mittel}$	40,22 µm	$p2_{mittel}$	24,57 bar
$h2_{min}$	1,07 µm	$p2_{min}$	20,41 bar
$h3_{max}$	66,04 µm	$p3_{max}$	54,92 bar
$h3_{mittel}$	38,11 µm	$p3_{mittel}$	24,56 bar
$h3_{min}$	0,93 µm	$p3_{min}$	20,32 bar
F_{max}	13,97 kN	T_{max}	39,27 °C
F_{mittel}	12,07 kN	T_{mittel}	39,20 °C
F_{min}	12,00 kN	T_{min}	39,14 °C

Tabelle 6.2.7: Grenzwerte Sprungverhalten mit 25 % statischer Belastung,
Quelle: Eigene Darstellung.

Sprungverhalten mit 50 % statischer Belastung

Das Ergebnis des Versuchs im mittleren Arbeitsbereich ist in Abbildung 6.2.6 ersichtlich. Ebenso wie im zuvor gezeigten Versuch steigen die Lagerspalte nach dem Zuschalten der Druckölversorgung gleichzeitig, welche wiederum nach einer Dauer von 50 ms einen stabilen Zustand erreichen. Begleitet wird dieser Vorgang ebenfalls mit einem Überschwingen der Lagerspalte. Diese fallen mit maximal $58 \mu\text{m}$ geringer aus als jene im niedrigeren Lastbereich, was auf die erhöhte Belastung der Lager zurückzuführen ist. Die Druckspitzen erreichen hingegen Werte bis 98 bar.

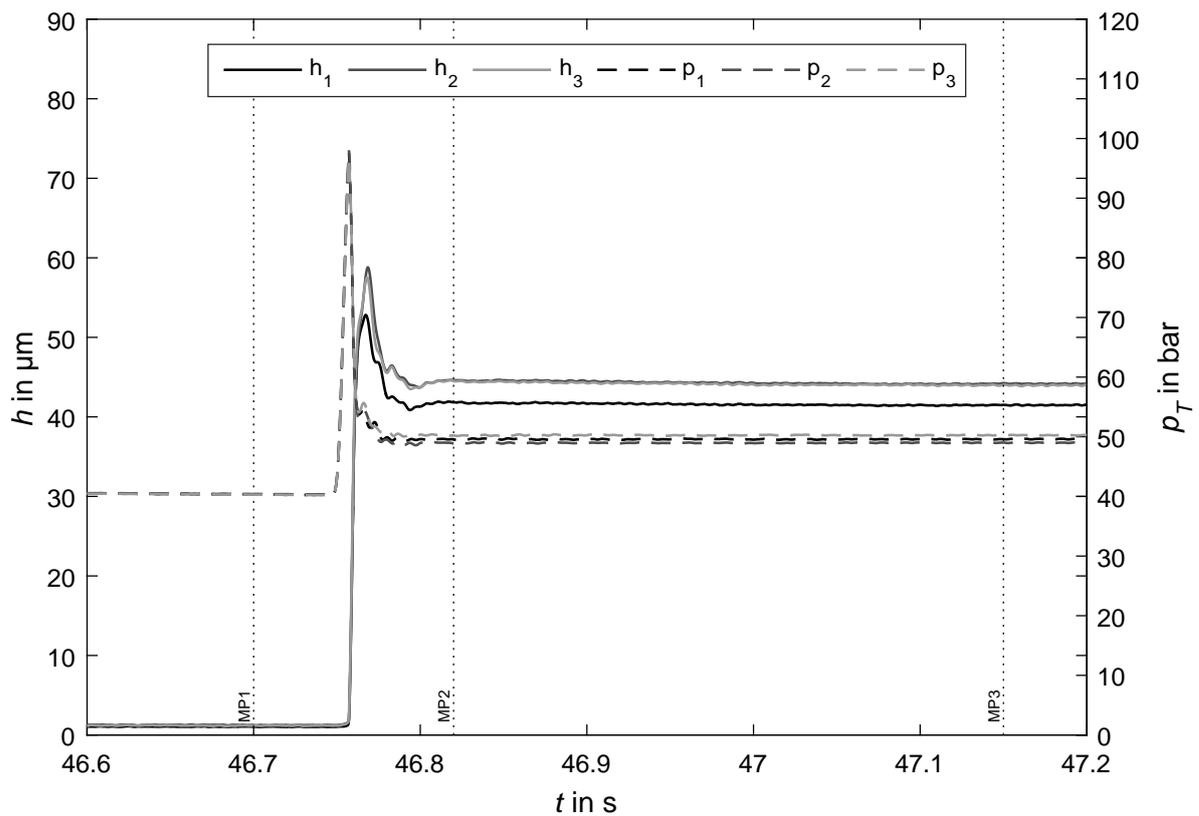


Abbildung 6.2.6: Sprungverhalten mit 50 % statischer Belastung, Quelle: Eigene Darstellung.

Zwischen den Messpunkten MP2 und MP3 sind keine nennenswerten Veränderungen bei den gemessenen Größen erkennbar (siehe Tabelle 6.2.8). Das bedeutet, dass der Einschaltvorgang mit Erreichen des Messpunkts MP2 als abgeschlossen betrachtet werden kann.

MP	h_1	h_2	h_3	p_1	p_2	p_3	F	T	t
	μm			bar			kN	$^{\circ}\text{C}$	s
1	1,05	1,25	1,20	40,37	40,39	40,30	24,06	39,39	46,7
2	41,84	44,61	44,51	49,56	48,86	50,21	24,01	39,41	46,8
3	41,50	44,23	44,04	49,59	49,03	50,29	24,02	39,42	47,1

Tabelle 6.2.8: Messpunkte Sprungverhalten mit 50 % statischer Belastung,
Quelle: Eigene Darstellung.

Sprungverhalten mit 75 % statischer Belastung

Abbildung 6.2.7 gibt das Ergebnis des Versuchs mit 75 % Lagerbelastung wieder. Auch in diesem Arbeitsbereich des Reglers wird nach einer Zeit von 50 ms der stabile Zustand erreicht. Das Überschwingen der Lagerspalte fällt im vorliegenden Fall noch geringer aus als in den Versuchen mit 25 % und 50 % Lagerbelastung. Dies ist auf die nochmalige Erhöhung der Lagerkraft zurückzuführen und erreicht einen Maximalwert von 47,5 μm . Die Druckspitzen erreichen in diesem Versuch rund 106 bar. Nach dem Druckmaximum klingt diese Spitze rasch auf den stabilen Wert ohne weitere Schwingungen ab.

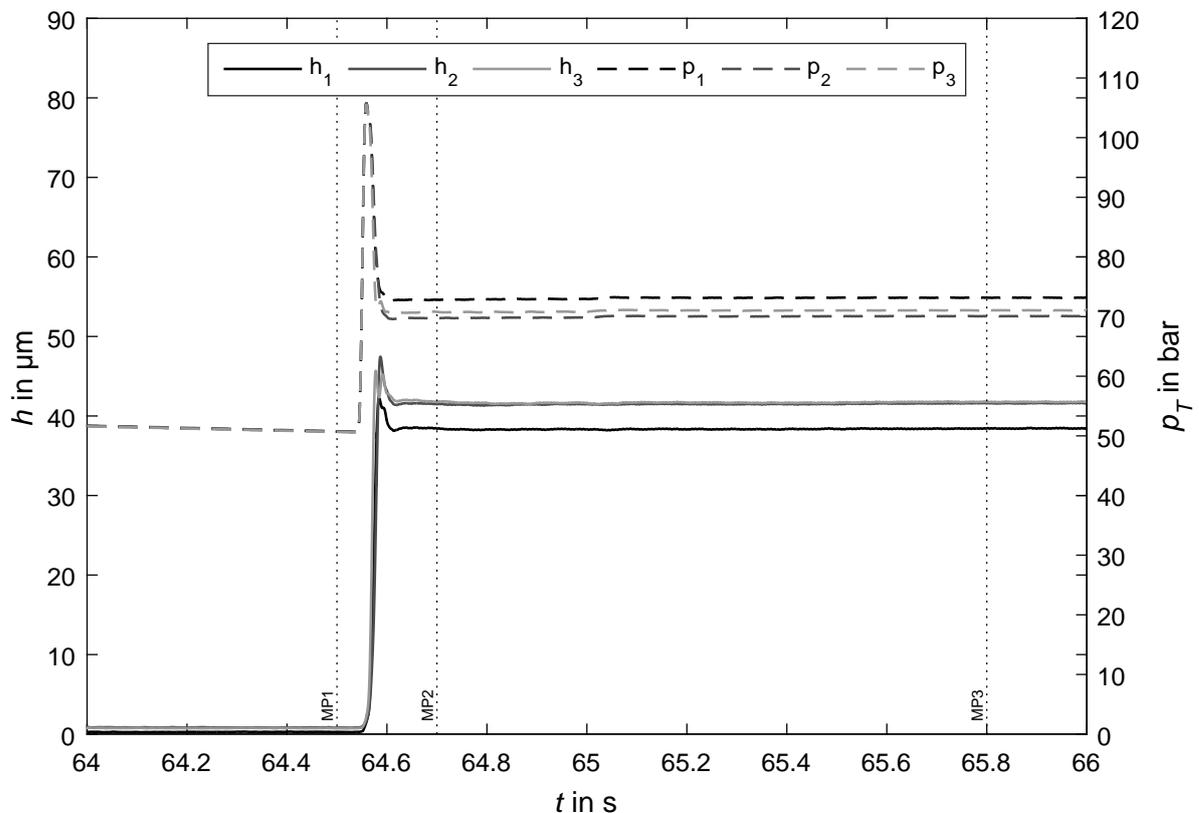


Abbildung 6.2.7: Sprungverhalten mit 75 % statischer Belastung, Quelle: Eigene Darstellung.

Die in Tabelle 6.2.9 enthaltenen Werte belegen den stabilen Zustand an MP2.

MP	$h1$	$h2$	$h3$	$p1$	$p2$	$p3$	F	T	t
	μm			bar			kN	$^{\circ}\text{C}$	s
1	0,28	0,81	0,72	50,70	50,77	50,66	36,07	39,50	64,5
2	38,42	41,48	41,77	72,82	69,75	70,79	36,00	39,49	64,7
3	38,45	41,61	41,79	73,19	70,08	71,05	36,07	39,53	65,8

Tabelle 6.2.9: Messpunkte Sprungverhalten mit 75 % statischer Belastung,
Quelle: Eigene Darstellung.

Zusammenfassung

Die durchgeführten Versuche liefern für die Arbeitsbereiche der Regler vergleichbare Ergebnisse. Nach dem Einschalten der Druckölversorgung wird innerhalb von 50 ms ein stabiler Zustand erreicht. Dieser Vorgang ist von kurzzeitigen Druckspitzen begleitet, was sich in einem Überspringen der Lagerspalthöhen zeigt. Diese Spitzen sind auf den Aufbau der Regler zurückzuführen. Im ausgeschalteten Zustand sind die Regler auf der Stellung der maximalen Öffnung bzw. des maximalen Durchflusses. Wird die Verbindung zur Ölversorgung hergestellt, müssen sich die Regelkolben aufgrund des neu anstehenden Druckverhältnisse in die neuen Arbeitspunkte bewegen. Dieser Vorgang unterliegt aufgrund der Massenträgheit einer Verzögerung, was zu einer Überhöhung der Lagerspalte mit entsprechenden Druckspitzen führt. Zudem zeigen die Regler ein synchrones Ansprechverhalten bei einer Zustandsänderung in der Druckversorgung.

6.2.3 Dynamisches Verhalten

Hydrostatische Lagerungen werden in den meisten Fällen nicht an einem statischen Arbeitspunkt betrieben. Oftmals ist eine solche Lagerung unterschiedlichen Belastungen ausgesetzt. Für den entwickelten Regler wird in diesem Kapitel das Reaktionsverhalten auf schwellende Belastungen des hydrostatischen Lagers untersucht. Im Rahmen der Untersuchungen sind dynamische Messungen am Prüfstand mit zwei unterschiedlichen Belastungsformen durchgeführt worden. Bei diesen Formen handelt es sich einerseits um einen rechteckigen und andererseits um einen sinusförmigen Kraftverlauf. Sowohl die statische Grundlast als auch die Amplitude der dynamischen Kraft werden nach Tabelle 6.2.2 variiert. In Summe werden 60 unterschiedliche Messungen am Prüfstand durchgeführt. Nachfolgend ist ein Auszug der Ergebnisse der Messungen anhand ausgewählter Beispiele angeführt. Bei diesen Versuchen sind in erster Linie die relativen Spalthöhenänderungen von Interesse. In Kapitel 6.2.4 wird auf die absoluten Werte der Spalthöhen näher eingegangen.

Dynamische Belastung Rechtecksignal

In den nachfolgenden Versuchen werden Belastungsfälle mit rechteckförmigem Kraftverlauf behandelt. Es wird gezeigt, welche Auswirkungen eine Veränderung der Kraftamplitude und der Anregungsfrequenz auf die Höhe des Lagerspalts der einzelnen hydrostatischen Lager des Prüfstands hat.

Abbildung 6.2.8 zeigt die zeitlichen Verläufe der Lagerspalte für verschiedene dynamische Lagerbelastungen. Der statische Lastfall beträgt 25 % der maximal möglichen Belastung. Im angeführten Beispiel variiert die Kraft zwischen 12 kN und 15 kN. Diese besteht aus der Grundlast in der Höhe von 12 kN plus zweimal der Anregungsamplitude der veränderlichen Kraft in der Höhe von 1,5 kN. Die Anregungsfrequenz beträgt 0,2 Hz.

Die Grafik zeigt einen Verlauf der Lagerspalte, welcher sich nur geringfügig voneinander unterscheidet. In jenen Bereichen, in denen keine Änderung der Kraft stattfindet, sind die Lagerspalte konstant. Erfährt die angelegte Kraft eine Erhöhung oder Reduzierung, folgen die Lagerspalte dieser Veränderung in der Größenordnung von rund 4,5 μm . Dieses Verhalten ist auf die Kompressibilität des eingeschlossenen Ölvolumens zurückzuführen. In Tabelle 6.2.10 sind die zugehörigen Werte zu den eingezeichneten Messpunkten angeführt.

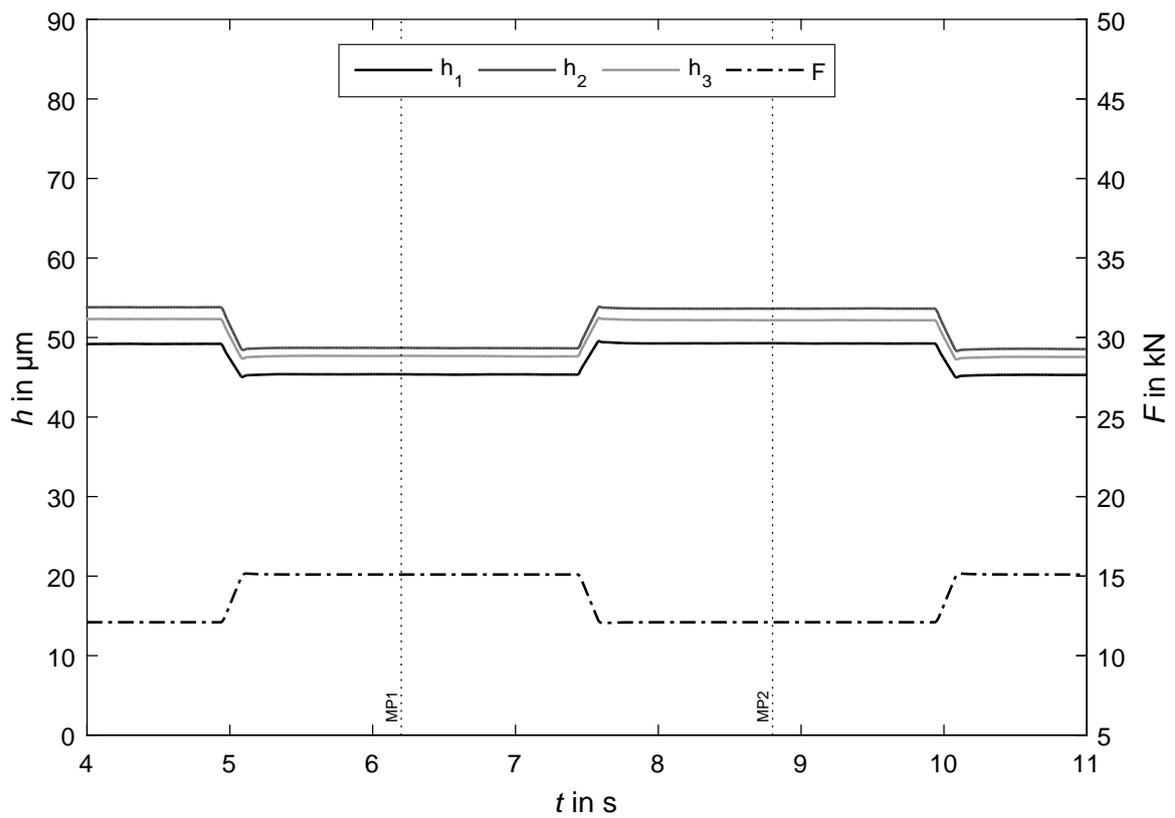


Abbildung 6.2.8: Rechtecksignal / 1,5 kN / 0,2 Hz / 25 % statische Belastung,
Quelle: Eigene Darstellung.

Ein weiterer Verlauf der Lagerspalte unter Belastung ist in Abbildung 6.2.9 dargestellt. Die Grundbelastung der Lager beträgt 25 % und die Anregungsfrequenz 0,2 Hz. Im Unterschied zum zuvor angeführten Versuch wird in diesem Fall die Anregungsamplitude auf einen Wert von 3 kN verdoppelt. Die Auswirkungen dieser Erhöhung sind im Verlauf der Lagerspalte kaum merkbar.

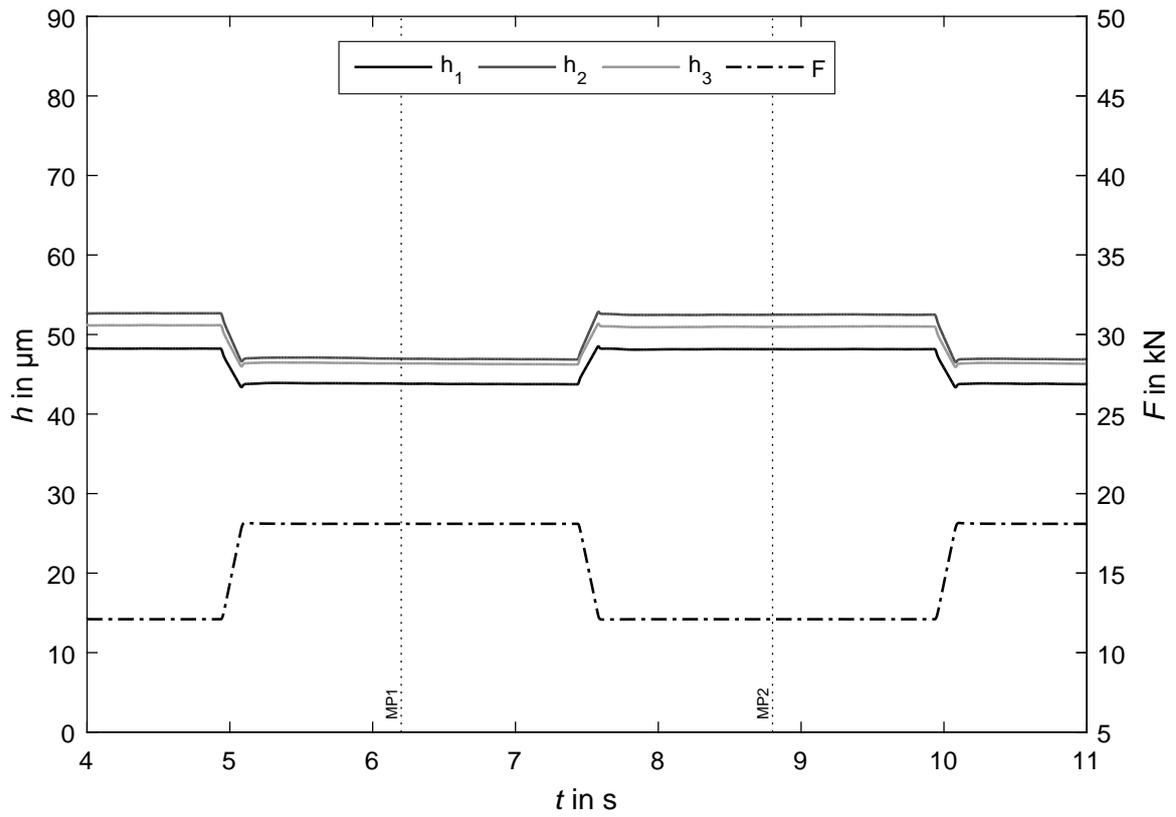


Abbildung 6.2.9: Rechtecksignal / 3 kN / 0,2 Hz / 25 % statische Belastung,
Quelle: Eigene Darstellung.

Vergleicht man die Werte der Messpunkte MP1 und MP2 aus Tabelle 6.2.11 mit jenen aus Tabelle 6.2.10, erkennt man, dass die Messpunkte MP2 in der selben Größenordnung liegen. Dies lässt auf die unveränderte Grundlast von 25 % schließen. Die Werte der Spalthöhen an Messpunkt MP1, liegen etwas unter dem Wert der vorhergegangenen Messung. Aufgrund der größeren Amplitude erhöht sich die maximale Kraft auf die Lager. Eine Erhöhung der Kraft bewirkt wiederum eine größere Kompression des Öls und somit eine Reduzierung der Lagerspalte von rund $1,5 \mu\text{m}$.

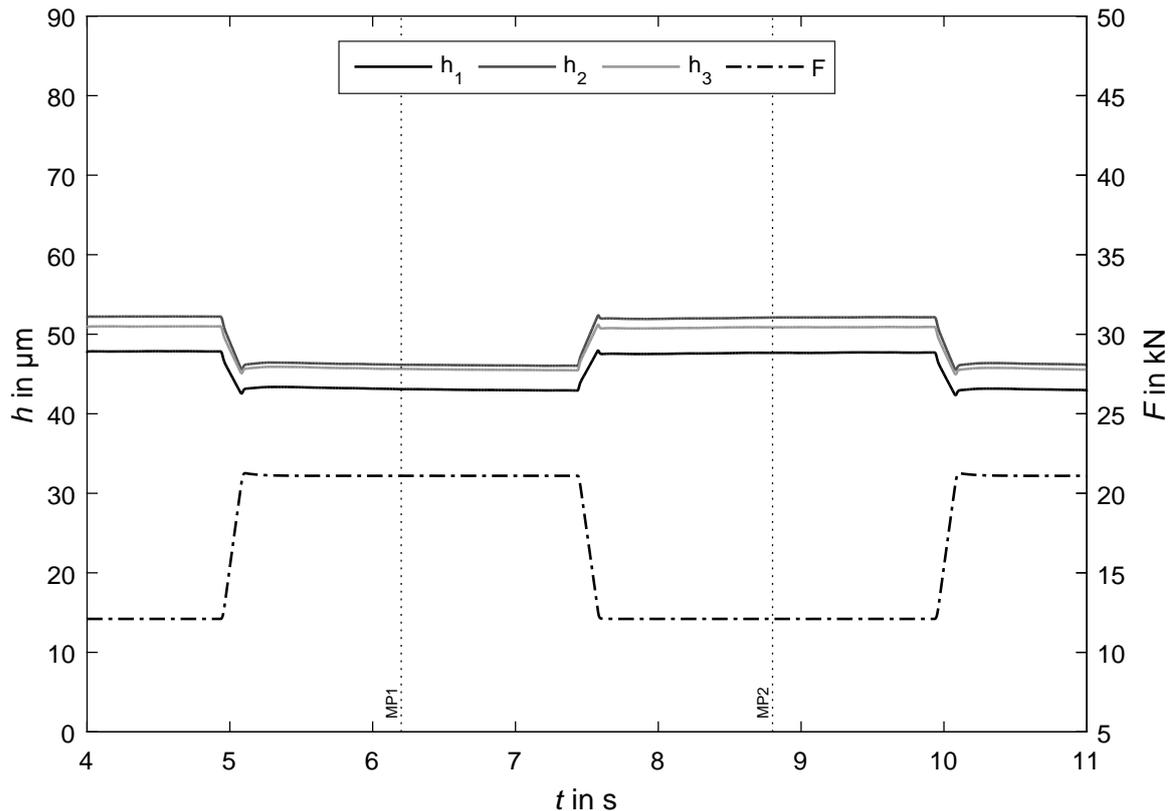


Abbildung 6.2.10: Rechtecksignal / 4,5 kN / 0,2 Hz / 25 % statische Belastung,
Quelle: Eigene Darstellung.

Die Ergebnisse einer weiteren Erhöhung der Amplitude der Belastungskraft auf 4,5 kN sind aus Abbildung 6.2.10 ersichtlich. Der Verlauf der Lagerspalte zeigt wiederum keine wesentlichen Veränderungen. Zum Vergleich der Ergebnisse liegt die Grundlast wiederum bei 25 % ebenso wie die Anregungsfrequenz mit 0,2 Hz.

Die Ergebnisse an den Messpunkten MP1 und MP2 zeigen, dass im Bereich von Messpunkt MP2 wieder die Werte der beiden vorangegangenen Messungen erreicht werden. Diese Werte unterliegen der selben Belastung aufgrund der statischen Grundlast. Da die Messungen unabhängig voneinander durchgeführt wurden, ist eine Reproduzierbarkeit der gleichen Spalthöhen durch die Regler gegeben. Unter der Belastung der maximalen Kraft an MP1, reduzieren sich die Spalthöhen erneut. Die Nachgiebigkeit ist wieder auf die Kompression des Hydrauliköls zurückzuführen.

Die Messwerte zu den angeführten Versuchen sind in den Tabellen 6.2.10 bis 6.2.12 enthalten.

MP	$h1$	$h2$	$h3$	$p1$	$p2$	$p3$	F	T	t
	μm			bar			kN	$^{\circ}\text{C}$	s
1	45,38	48,70	47,69	32,48	32,29	32,43	15,10	40,20	6,2
2	49,28	53,63	52,17	25,09	25,25	24,87	12,10	40,20	8,8

Tabelle 6.2.10: Messpunkte Rechtecksignal / 1,5 kN / 0,2 Hz / 25 % statische Belastung,
Quelle: Eigene Darstellung.

MP	$h1$	$h2$	$h3$	$p1$	$p2$	$p3$	F	T	t
	μm			bar			kN	$^{\circ}\text{C}$	s
1	43,82	46,96	46,37	38,96	38,47	39,08	18,10	40,28	6,2
2	48,16	52,49	50,97	25,10	25,24	24,87	12,10	40,28	8,8

Tabelle 6.2.11: Messpunkte Rechtecksignal / 3 kN / 0,2 Hz / 25 % statische Belastung,
Quelle: Eigene Darstellung.

MP	$h1$	$h2$	$h3$	$p1$	$p2$	$p3$	F	T	t
	μm			bar			kN	$^{\circ}\text{C}$	s
1	43,09	46,16	45,64	45,47	44,64	45,70	21,10	40,34	6,2
2	47,66	52,10	50,87	25,06	25,20	24,84	12,10	40,39	8,8

Tabelle 6.2.12: Messpunkte Rechtecksignal / 4,5 kN / 0,2 Hz / 25 % statische Belastung,
Quelle: Eigene Darstellung.

Die vorangegangenen Versuche wurden bei gleicher statischer Grundlast und gleicher Anregungsfrequenz durchgeführt. Durch die Variation der Lastamplitude kann eine bessere Vergleichbarkeit erzielt werden. Im folgenden Fall wird eine Messung mit erhöhter Grundlast gezeigt. Diese beträgt 50 % der maximalen Auslastung einer Lagertasche bzw. dem Regler, was einer Kraft von 24 kN entspricht. Die Amplitude ist mit 3 kN festgelegt und die Anregungsfrequenz mit 0,2 Hz. In Abbildung 6.2.11 ist der Verlauf der Kraft und jener der Lagerspalte dargestellt.

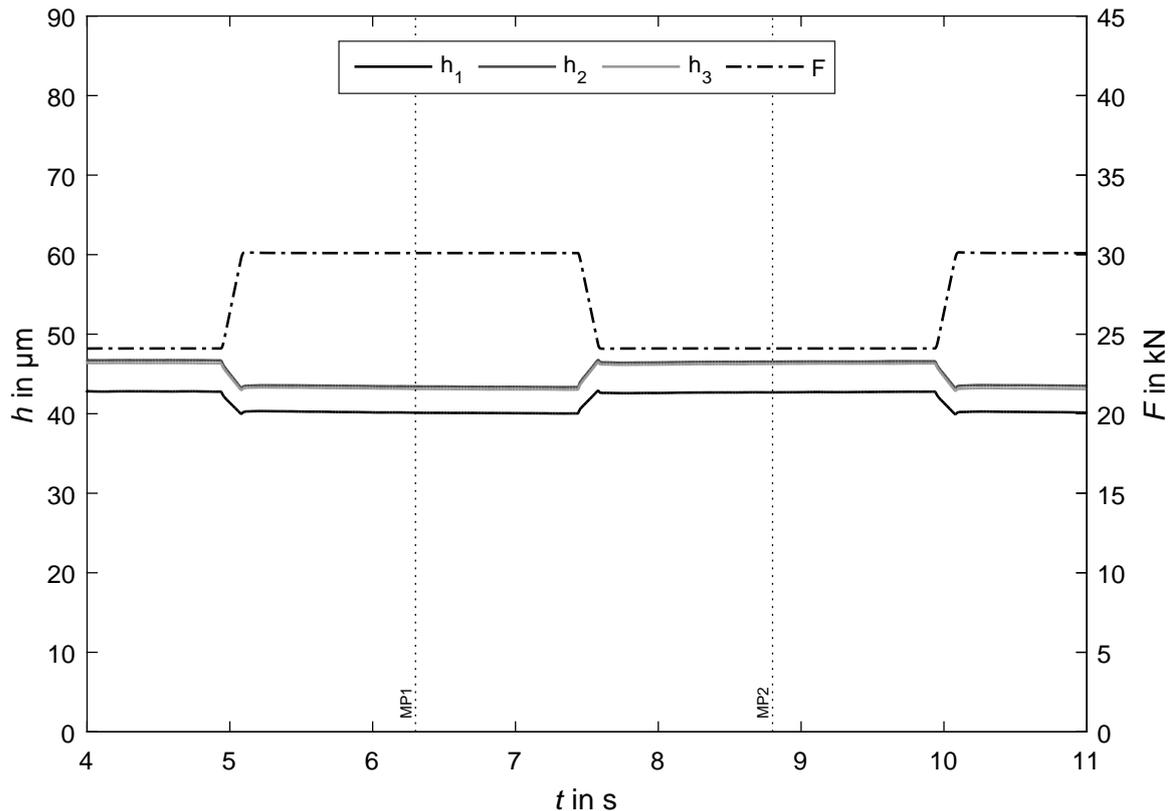


Abbildung 6.2.11: Rechtecksignal / 3 kN / 0,2 Hz / 50 % statische Belastung,
Quelle: Eigene Darstellung.

Dieser Versuch lässt einen guten Vergleich mit jenem in Abbildung 6.2.9 zu. Der Unterschied der beiden Versuche liegt in der erhöhten statischen Grundlast. Der Verlauf der aufgebrachtten Kraft ist in beiden Fällen gleich. Auch die Lagerspalte zeigen das gleiche Verhalten. Diese sind konstant in den Bereichen minimaler und maximaler Belastung. Der Wechsel zwischen den Kräften ist auch hier durch eine Reduzierung der relativen Spalthöhen in einer Größenordnung von rund 3 µm ersichtlich. Die absoluten Werte für den Lagerspalt fallen in diesem Versuch um durchschnittlich 5 µm geringer aus. Aufgrund der höheren Druckbelastung in den Lagern lässt diese Abweichung auf eine erhöhte Kompression des Hydrauliköls schließen. Tabelle 6.2.13 fasst die Werte dieses Messausschnitts zusammen.

MP	h_1	h_2	h_3	p_1	p_2	p_3	F	T	t
	μm			bar			kN	$^{\circ}\text{C}$	s
1	40,12	43,44	43,12	64,42	62,06	63,85	30,10	39,91	6,3
2	42,68	46,54	46,27	50,38	48,66	49,49	24,10	39,93	8,8

Tabelle 6.2.13: Messpunkte Rechtecksignal / 3 kN / 0,2 Hz / 50 % statische Belastung,
Quelle: Eigene Darstellung.

Als abschließendes Beispiel der Versuche mit rechteckförmigem Belastungssignal ist ein Versuch mit einer erhöhten Anregungsfrequenz angeführt. In Abbildung 6.2.12 ist eine Periode dieser durchgeführten Messung dargestellt. Bei den gewählten Einstellungen beträgt die statische Grundlast 50 %, die Amplitude 3 kN und die Anregungsfrequenz 5 Hz. Mit Ausnahme der Frequenz, sind die Einstellung bei diesem Versuch identisch mit jenem des in Abbildung 6.2.11 gezeigten Versuchs.

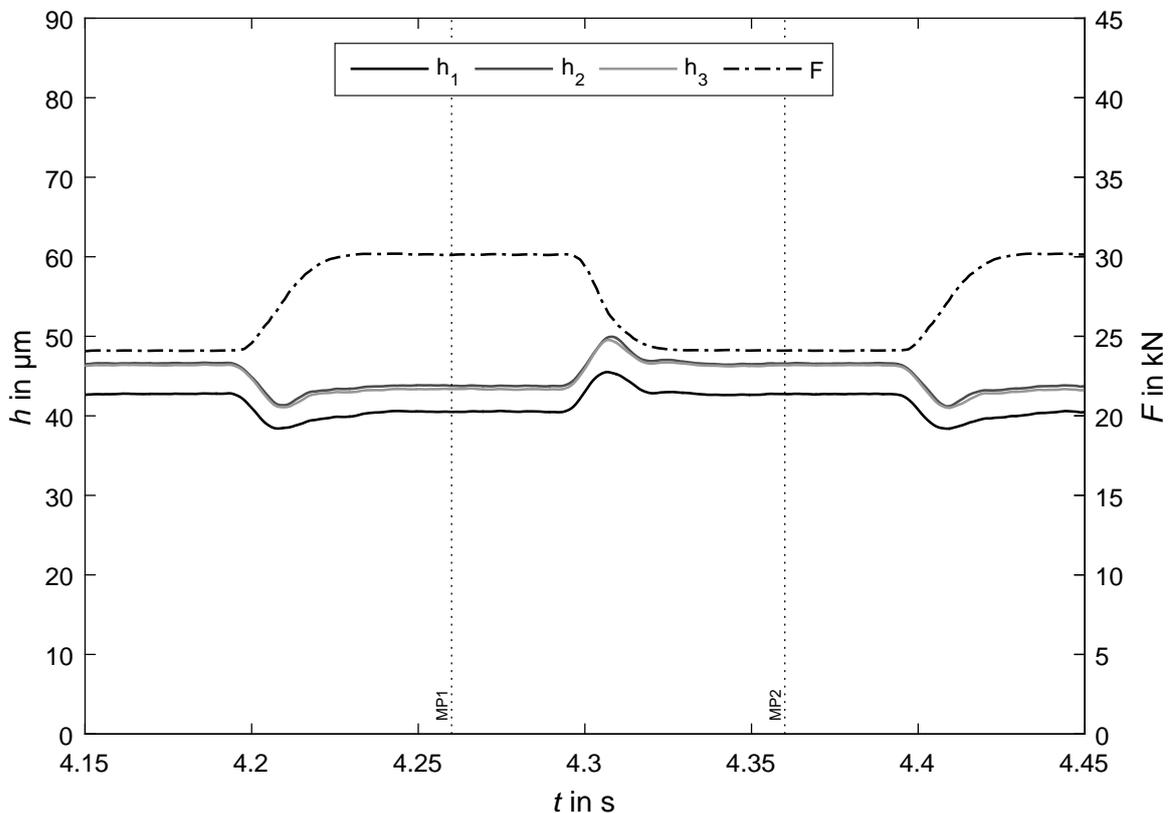


Abbildung 6.2.12: Rechtecksignal / 3 kN / 5 Hz / 50 % statische Belastung,
Quelle: Eigene Darstellung.

Die dargestellte Kraft weist aufgrund der erhöhten Frequenz Verzerrungen auf. Diese sind durch den Gleichgangzylinder im Prüfstand bedingt, welcher die dynamische Kraft auf das hydrostatische Lager ausübt. Durch die Flanken im Kraftsignal kommt es in diesen Bereichen bei den Lagerspalten zum Überschwingen. Aus den Messwerten in Tabelle 6.2.14 ist ersichtlich, dass sich die Spalthöhen an den Messpunkten MP1 und MP2 trotz erhöhter Frequenz nur im Submikrometerbereich von jenen aus dem

Versuch mit 0,2 Hz unterscheiden.

MP	$h1$	$h2$	$h3$	$p1$	$p2$	$p3$	F	T	t
	μm			bar			kN	$^{\circ}\text{C}$	s
1	40,50	43,77	43,36	64,53	62,13	63,94	30,12	40,02	4,3
2	42,74	46,58	46,36	50,42	48,71	49,54	24,10	40,00	4,4

Tabelle 6.2.14: Messpunkte Rechtecksignal / 3 kN / 5 Hz / 50 % statische Belastung,
Quelle: Eigene Darstellung.

Zusammenfassung

Die Ergebnisse aus den Versuchen mit rechteckförmiger Belastung zeigen gleiches Verhalten der Regler für die drei Lagertaschen im hydrostatischen Lagerprüfstand. Erfolgt keine Änderung in der Belastung, haben die Spalthöhen einen horizontalen Verlauf und sind konstant. Je nach Höhe der Belastung nehmen die Lagerspalte unterschiedliche Werte an. Eine Erhöhung der Lagerbelastung führt zu einer Reduzierung der Spalthöhen, was auf die Kompressibilität des Hydrauliköls zurückzuführen ist. Bei geringer Frequenz ist bei den Reglern keine Verzögerung ersichtlich, was für eine gute Reaktionsgeschwindigkeit spricht. Mit Erhöhung der Frequenz kommt es zu einem leichten Überschwingverhalten bei Lastwechsel. Der Verlauf eines Lastwechsels beeinflusst wesentlich dieses Verhalten (siehe auch Kapitel 6.2.2).

Dynamische Belastung Sinussignal

Alle dynamischen Versuche, die im Rahmen dieser Arbeit mit einem rechteckförmigen Kraftsignal durchgeführt worden sind, wurden mit einem sinusförmigen Kraftsignal wiederholt. Beim Rechtecksignal kommt es zu einer sprunghaften Änderung im Verlauf wobei hingegen bei einem Sinussignal ein stetiger Übergang vom Minimum zum Maximum stattfindet. Das folgende Kapitel beschreibt ausgewählte Beispiele aus den Versuchen mit einem sinusförmigen Kraftverlauf. Diese sollen das Verhalten des Reglers unter stetig veränderlicher Last überprüfen.

Zur besseren Vergleichbarkeit werden zuerst drei Versuche mit unterschiedlich hoher Kraftamplitude angeführt. In Abbildung 6.2.13 ist eine Periode des ersten Tests dargestellt. Die Einstellung für die statische Grundlast ist mit 50 % festgelegt und wird mit einem Sinussignal mit einer Amplitude von 1,5 kN und einer Frequenz von 5 Hz überlagert.

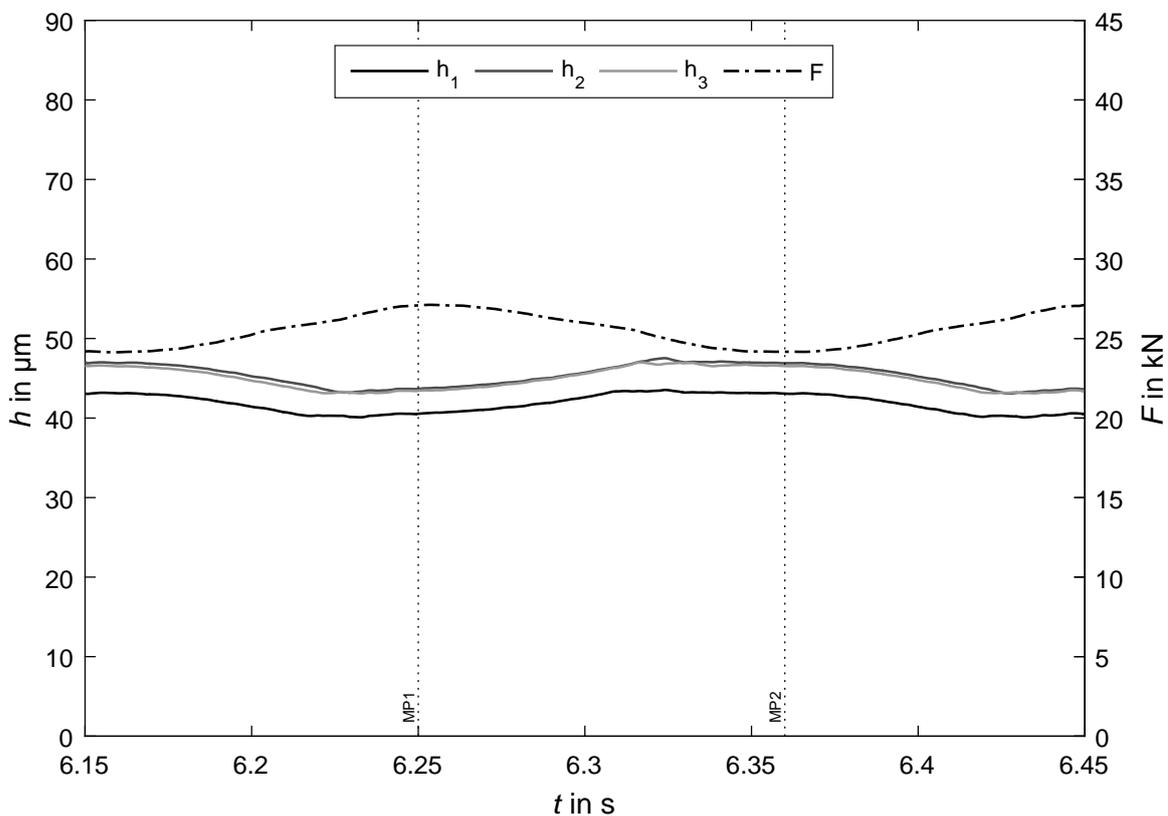


Abbildung 6.2.13: Sinussignal / 1,5 kN / 5 Hz / 50 % statische Belastung, Quelle: Eigene Darstellung.

Der Verlauf des periodischen Kraftsignals ist strichpunktiert dargestellt. Dieses wird kraftgeregelt auf das hydrostatische Lager aufgebracht. Die Lagerhöhen der einzelnen Lager folgen ebenso wie in den Versuchen mit rechteckförmiger Belastung dem Kraftverlauf. Entnimmt man Tabelle 6.2.15 die Werte für die Spalthöhen an den eingezeichneten Messpunkten (MP1, MP2), erhält man eine Änderung der Lagerhöhe in einer Größenordnung von 3 µm.

MP	h_1	h_2	h_3	p_1	p_2	p_3	F	T	t
	μm			bar			kN	$^{\circ}\text{C}$	s
1	40,53	43,67	43,43	57,88	55,82	57,21	27,08	39,62	6,3
2	43,07	46,90	46,54	50,52	48,80	49,64	24,17	39,60	6,4

Tabelle 6.2.15: Messpunkte Sinussignal / 1,5 kN / 5 Hz / 50 % statische Belastung,
Quelle: Eigene Darstellung.

Beim nächsten gezeigten Versuch ist die Amplitude des Kraftsignals auf 3 kN verdoppelt. Die Grundlast beträgt wiederum 50 % bzw. 24 kN und die Frequenz liegt unverändert bei 5 Hz. Gleich wie beim zuvor behandelten Beispiel, liegen hier die Lagerspalte auf demselben Niveau. Im Kraftverlauf ist die erhöhte Amplitude deutlich zu erkennen. Die Messpunkte MP1 und MP2 an den Stellen minimaler und maximaler Kraftamplitude liefern die Messwerte in Tabelle 6.2.16.

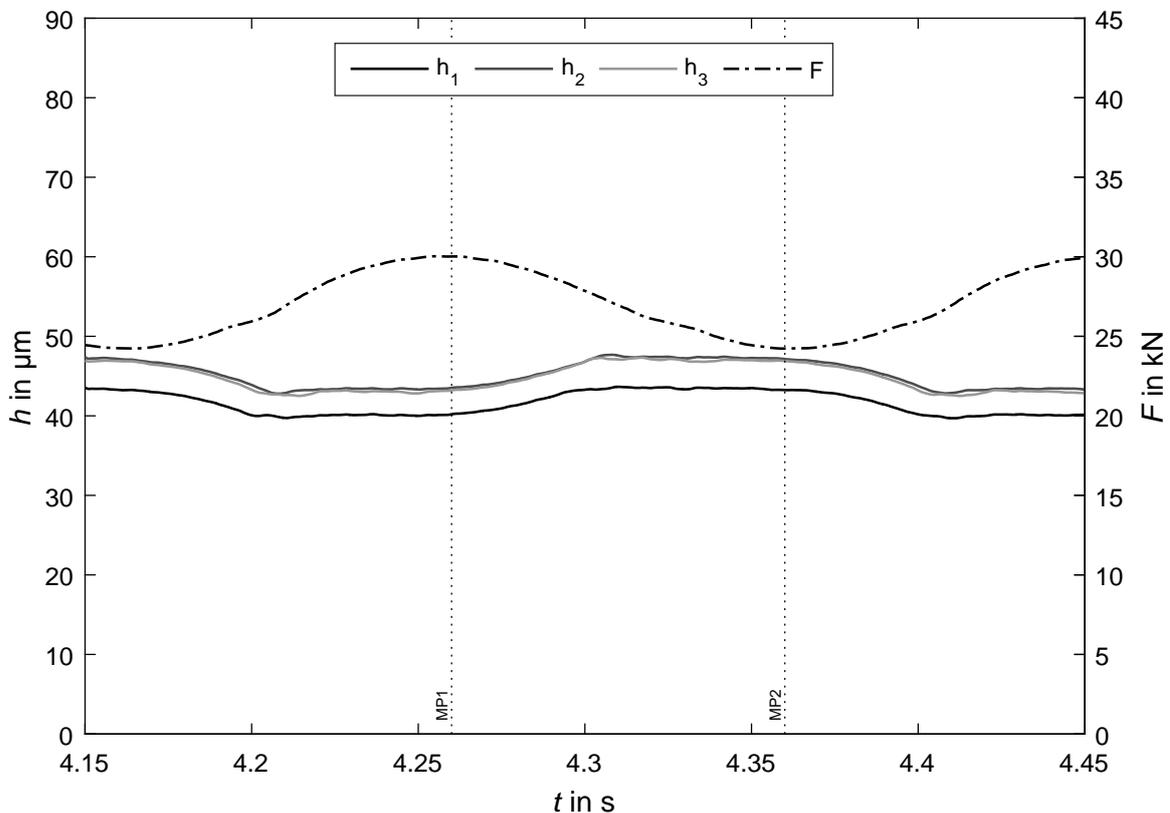


Abbildung 6.2.14: Sinussignal / 3 kN / 5 Hz / 50 % statische Belastung, Quelle: Eigene Darstellung.

Im vorliegenden Fall erkennt man, dass die Lagerspaltheihen nicht mehr vollständig dem Kraftverlauf entsprechen. Die Spaltänderung aufgrund des Belastungswechsels liegt trotz der erhöhten Amplitude wiederum in einer Höhe von 3 μm . Dieser Wert entspricht der Kompression des Hydrauliköls bei vorliegendem Druckwechsel in der Lagertasche (siehe auch Kapitel 6.2.4). Im Bereich erhöhter Belastung zeigen die Kurven der Lagerspalte keine Änderung, was einem abgeschnittenen Sinussignal ähnelt.

MP	h_1	h_2	h_3	p_1	p_2	p_3	F	T	t
	μm			bar			kN	$^{\circ}\text{C}$	s
1	40,20	43,53	43,22	64,23	61,84	63,61	30,02	40,05	4,3
2	43,24	47,13	46,88	50,72	48,96	49,82	24,23	40,05	4,4

Tabelle 6.2.16: Messpunkte Sinussignal / 3 kN / 5 Hz / 50 % statische Belastung,
Quelle: Eigene Darstellung.

Das Ergebnis einer weiteren Erhöhung der Kraftamplitude auf 4,5 kN ist in Abbildung 6.2.15 dargestellt. Der statischen Grundlast von 50 % wird eine Last mit einer Amplitude von 4,5 kN überlagert. Die Maximal- und Minimalwerte sind wiederum mit Messpunkten markiert. Die Lagerspalte weisen auch unter dieser Belastung einen sehr ähnlichen Verlauf auf wie jene in den beiden zuvor angeführten Versuchen. Die relative Änderung der Spalthöhen zwischen Maximum und Minimum liegt nach den Messwerten aus Tabelle 6.2.17 bei rund $5\ \mu\text{m}$, was wiederum Rückschlüsse auf die Kompression des Öls durch die Druckänderung zulässt.

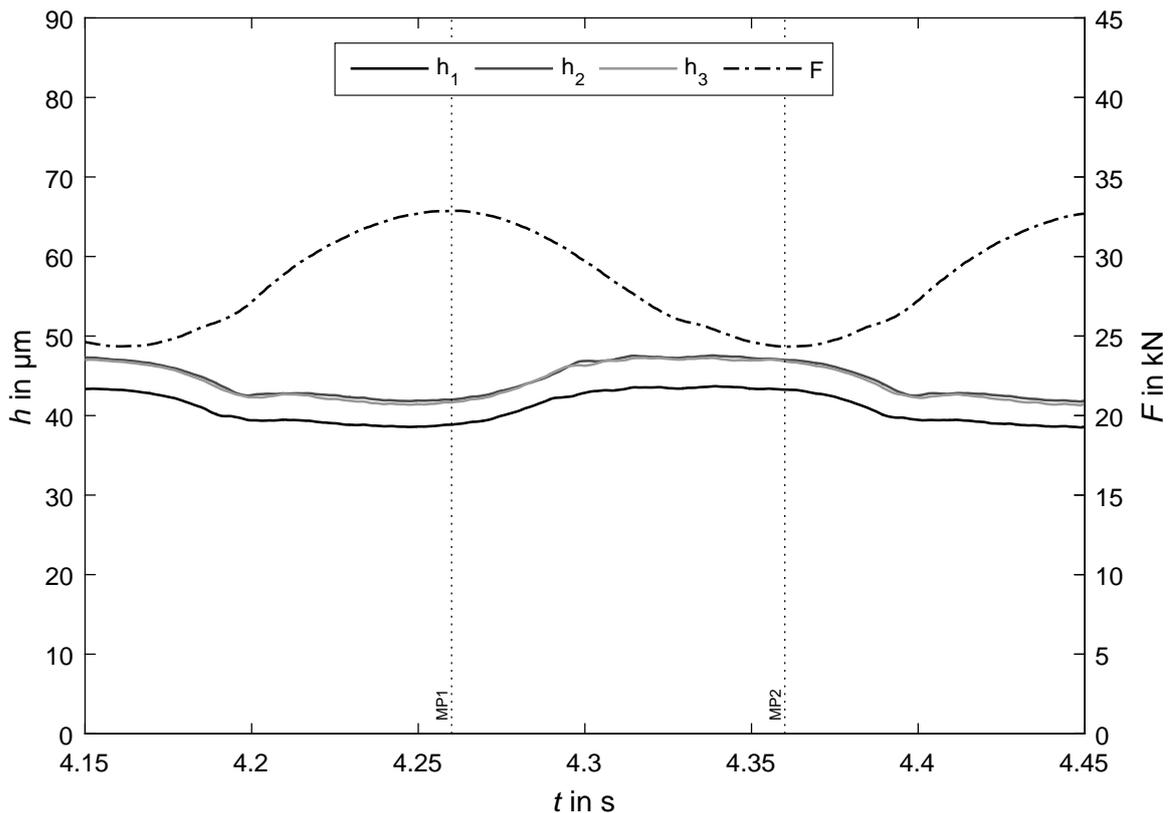


Abbildung 6.2.15: Sinussignal / 4,5 kN / 5 Hz / 50 % statische Belastung, Quelle: Eigene Darstellung.

MP	h_1	h_2	h_3	p_1	p_2	p_3	F	T	t
	μm			bar			kN	$^{\circ}\text{C}$	s
1	38,86	42,00	41,66	70,43	67,72	69,95	32,87	39,94	4,3
2	43,26	46,99	46,82	50,98	49,18	49,99	24,33	39,94	4,4

Tabelle 6.2.17: Messpunkte Sinussignal / 4,5 kN / 5 Hz / 50 % statische Belastung,
Quelle: Eigene Darstellung.

Der folgende Versuch zeigt die Ergebnisse in einem Arbeitsbereich von 75 %. Es wird eine Kraft von 36 kN statisch auf das Lager aufgebracht und mit einer Kraftamplitude von 1,5 kN überlagert. Die Anregungsfrequenz ist in diesem Beispiel mit 0,2 Hz definiert. Die Darstellung der Ergebnisse in Abbildung 6.2.16 zeigt auch hier ähnliche Spaltverläufe wie in den vorhergehend behandelten Versuchen. Die Werte in Tabelle 6.2.18 zu den eingezeichneten Messpunkten MP1 und MP2 geben eine Lagerspaltänderung in der Größenordnung von 3 μm wieder. Dieser Wert resultiert auch bei anderen Versuchen mit gleicher Kraftamplitude.

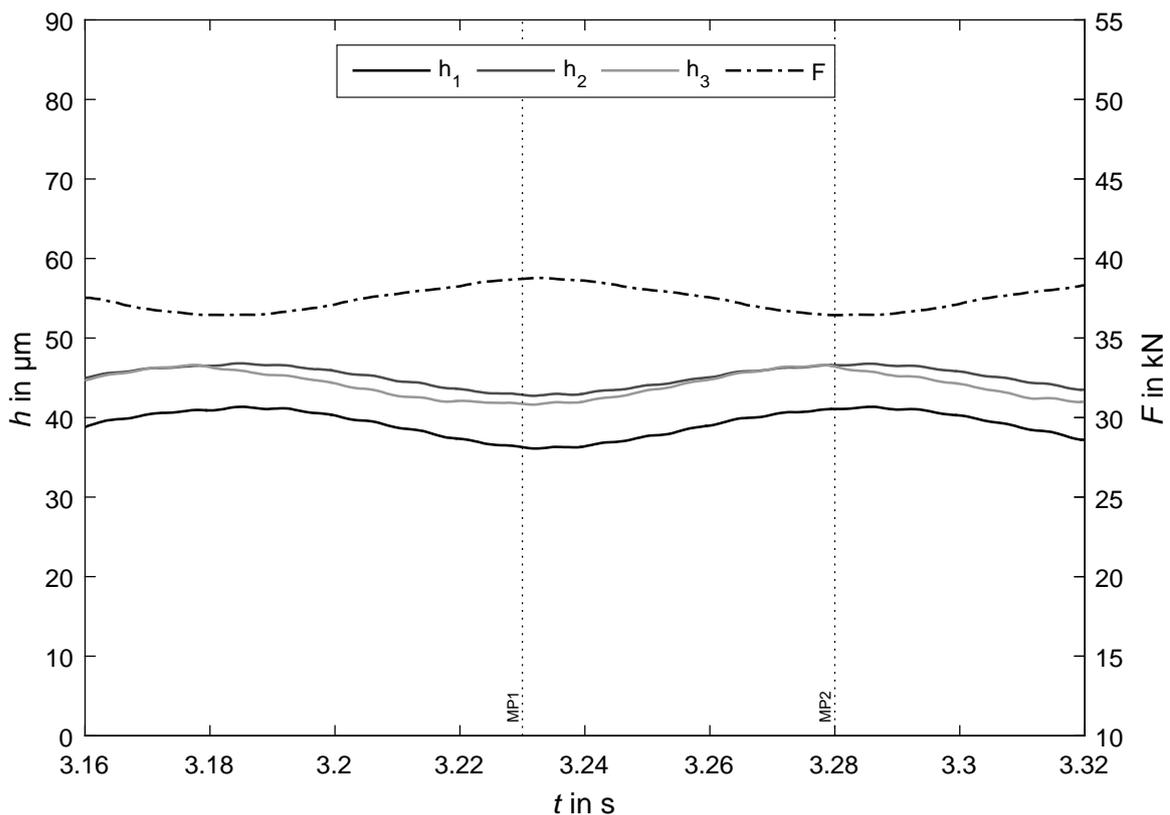


Abbildung 6.2.16: Sinussignal / 1,5 kN / 0,2 Hz / 75 % statische Belastung,
Quelle: Eigene Darstellung.

Die Verläufe der einzelnen Spalthöhen haben eine ähnliche Charakteristik wie jene aus den Versuchen in einem Arbeitsbereich von 25 % und 50 %. Die relativen Abweichungen der Regler zueinander weisen ebenfalls ähnliche Ausmaße auf. Aufgrund der statischen Belastung mit 75 % und der damit

verbundenen Kompression des Öls, sind die Absolutwerte für die Lagerspalte weiter erniedrigt.

MP	h_1	h_2	h_3	p_1	p_2	p_3	F	T	t
	μm			bar			kN	$^{\circ}\text{C}$	s
1	35,51	42,53	41,34	80,86	77,83	79,19	39,10	40,68	6,2
2	40,23	44,99	43,75	73,56	70,53	71,44	36,10	40,67	8,8

Tabelle 6.2.18: Messpunkte Sinussignal / 1,5 kN / 0,2 Hz / 75 % statische Belastung,
Quelle: Eigene Darstellung.

Ein abschließendes Beispiel zu den sinusförmigen Kraftverläufen ist in Abbildung 6.2.17 einzusehen. Es zeigt ein Beispiel, bei dem die Grenzen vom hydrostatischen Lagerprüfstand, den Reglern und des Hydraulikaggregats erreicht werden. Das dynamische Kraftsignal hat eine Amplitude von 4,5 kN, welches auf die statische Kraft in der Höhe von 36 kN zusätzlich aufgebracht wird. Im Fall maximaler Kraft ist der Prüfstand mit 94 % ausgelastet. Auch die Regler für die hydrostatischen Lager haben die Grenzen ihres Arbeitsbereichs erreicht, welcher mechanisch auf 90 % begrenzt ist. Einen weiteren Faktor liefert das verwendete Hydraulikaggregat, welches ebenfalls an der Grenze der Förderleistung steht, was zu Schwankungen in der Druckölversorgung führt.

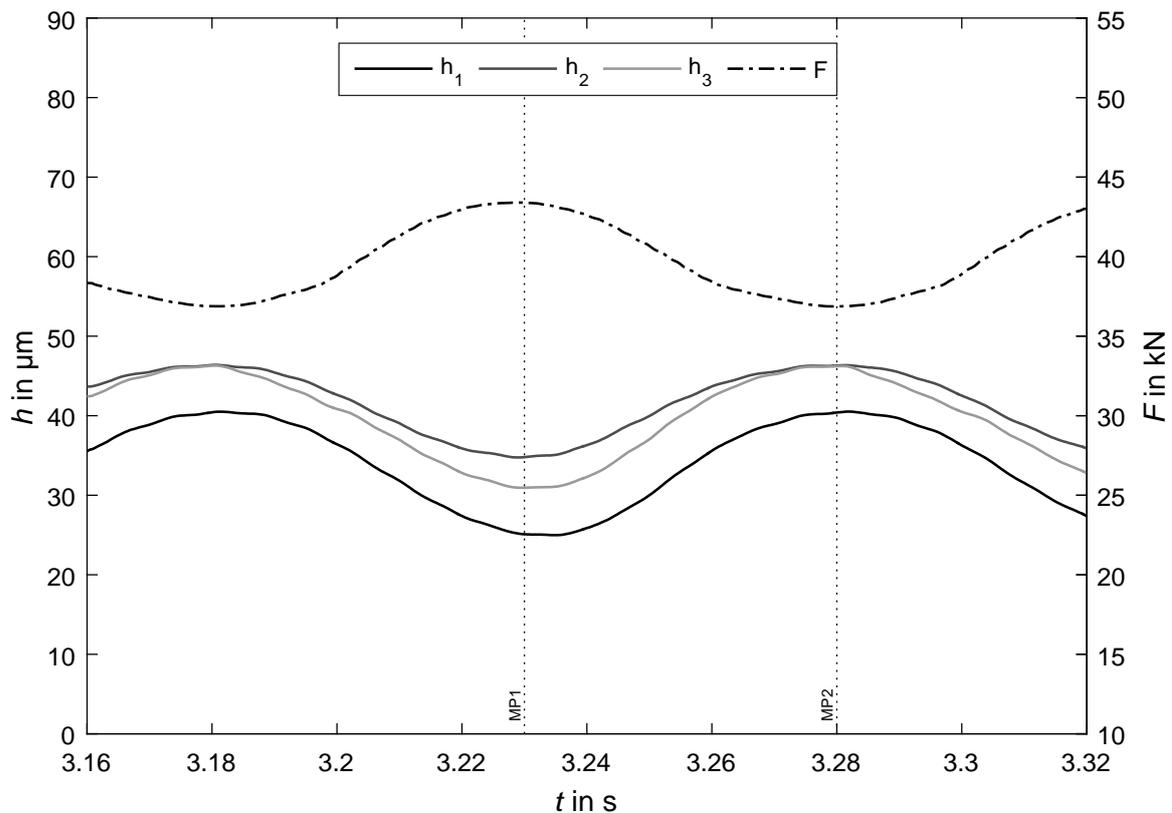


Abbildung 6.2.17: Sinussignal / 4,5 kN / 10 Hz / 75 % statische Belastung,
Quelle: Eigene Darstellung.

Die Grafik zeigt die Auswirkungen auf das Ergebnis aus der Summe der angeführten Systemgrenzen.

Die Messwerte in Tabelle 6.2.19 liefern die Minima und Maxima an den Messpunkten des gezeigten Ausschnitts. Die Spaltänderungen betragen rund $15\ \mu\text{m}$. Für präzise Anwendungen sind diese Werte nicht zulässig.

In dem angeführten Beispiel handelt es sich um einen Grenzfall, der in einem normalen Betrieb eines hydrostatischen Lagers bei richtiger Auslegung nicht erreicht wird. Trotz der schlechten Umstände wird auch in diesem Fall das wichtigste Kriterium für eine hydrostatische Lagerung, die Gewährleistung eines tragenden Ölfilms zwischen den gelagerten Komponenten, noch erfüllt.

MP	$h1$	$h2$	$h3$	$p1$	$p2$	$p3$	F	T	t
	μm			bar			kN	$^{\circ}\text{C}$	s
1	25,10	34,79	30,95	89,24	86,51	88,19	43,39	39,73	3,2
2	40,40	46,31	46,21	75,26	72,08	73,21	36,87	39,74	3,3

Tabelle 6.2.19: Messpunkte Sinussignal / 4,5 kN / 10 Hz / 75 % statische Belastung,
Quelle: Eigene Darstellung.

Zusammenfassung

Die Ergebnisse aus den durchgeführten Versuchen mit einem Kraftsignal in Sinusform zeigen keine wesentlichen Unterschiede zu den anderen Messungen. Auch hier lassen die Abweichungen auf die Kompressibilität des Hydrauliköls schließen. In den angeführten Versuchen weisen die Lagerspalte der drei hydrostatischen Lager keine nennenswerten Unterschiede im Verlauf auf. Diese Eigenschaft ist ebenfalls in anderen Versuchen zu sehen und deutet darauf hin, dass die drei eingesetzten Regler fast identische Eigenschaften haben. Der Unterschied im absoluten Wert der Lagerspalte zeigt auch hier den gleichen Trend wie zuvor. Während die Lagerspalte $h2$ und $h3$ beinahe kongruenten Verlauf haben, liegt der Lagerspalt $h1$ um rund $4\ \mu\text{m}$ niedriger, was Rückschlüsse auf die Kalibrierung der Regler zulässt.

6.2.4 Einflussgrößen auf den Lagerspalt

Die Ergebnisse der durchgeführten Versuche in Kapitel 6.2 bestätigen die Funktion des entwickelten Reglers. Seine Eigenschaften haben über einen großen Arbeitsbereich ein sehr ähnliches Verhalten. Die Versuche, welche mit einer dynamischen Belastung durchgeführt wurden, zeigen Veränderungen im Lagerspalt, was auf eine Kompressibilität des verwendeten Hydrauliköls schließen lässt. Mögliche Ursachen für die Abweichung der Lagerspalte vom theoretischem Wert sowie Maßnahmen zur Reduktion bzw. Elimination dieser Abweichung sind im folgenden Kapitel ausgeführt.

Abschätzung Lagerspaltänderung durch Ölkompansion

Einen Hauptgrund für die Nachgiebigkeit des Lagerspalts unter Belastung stellt die Kompression des Hydrauliköls dar. Wird ein eingeschlossenes Volumen von mineralischem Hydrauliköl unter Druck gesetzt, reduziert sich sein Volumen in Abhängigkeit von dessen Kompressionsmodul proportional zur Druckänderung. Dieser Vorgang geschieht ebenfalls bei den durchgeführten Messungen am hydrostatischen Lagerprüfstand.

Zwischen dem hydrostatischen Lager im Prüfstand und dem Regler ist aufgrund der Lagertasche und den Verbindungsbohrungen ein Ölvolumen eingeschlossen. Betrachtet man dieses Volumen ohne Zufuhr und Abfuhr von Öl, wird sich bei Belastung des Lagers der Lagerspalt h aufgrund der Kompressibilität des Öls verringern. Diese Verringerung wird mit Gleichung 6.2.1 ermittelt.

$$\Delta h = \frac{\Delta V}{A_{eff}} \quad (6.2.1)$$

Berechnet wrd die Volumenänderung ΔV mit Gleichung 6.2.2 nach Murrenhoff³⁴.

$$\Delta V = -V_0 \cdot \frac{\Delta p}{E_{Oel}} \quad (6.2.2)$$

V_0 ist darin das eingeschlossene Ausgangsvolumen, Δp die Druckänderung hervorgerufen durch die Änderung der Lagerbelastung und E_{Oel} der Kompressionsmodul des Öls. Dieser beträgt 16000 bar für mineralisches Hydrauliköl. Das eingeschlossene Ölvolumen V_0 im Prüfstand beläuft sich für ein Lager auf 4530 mm³. Mit diesen Werten ergibt sich ohne Regelung des Ölvolumenstroms eine Lagerspaltänderung Δh . Der Verlauf dieser Änderung ist in Abbildung 6.2.18 dargestellt. Der Grafik ist zu entnehmen, dass sich bei maximaler Belastung des Lagers, was einem Taschendruck von 100 bar entspricht, der Lagerspalt um 18 µm reduziert. Dieser Wert entspricht fast 50 % des theoretischen Lagerspalts von 40 µm.

³⁴Vgl. Murrenhoff, 2014, S.59ff.

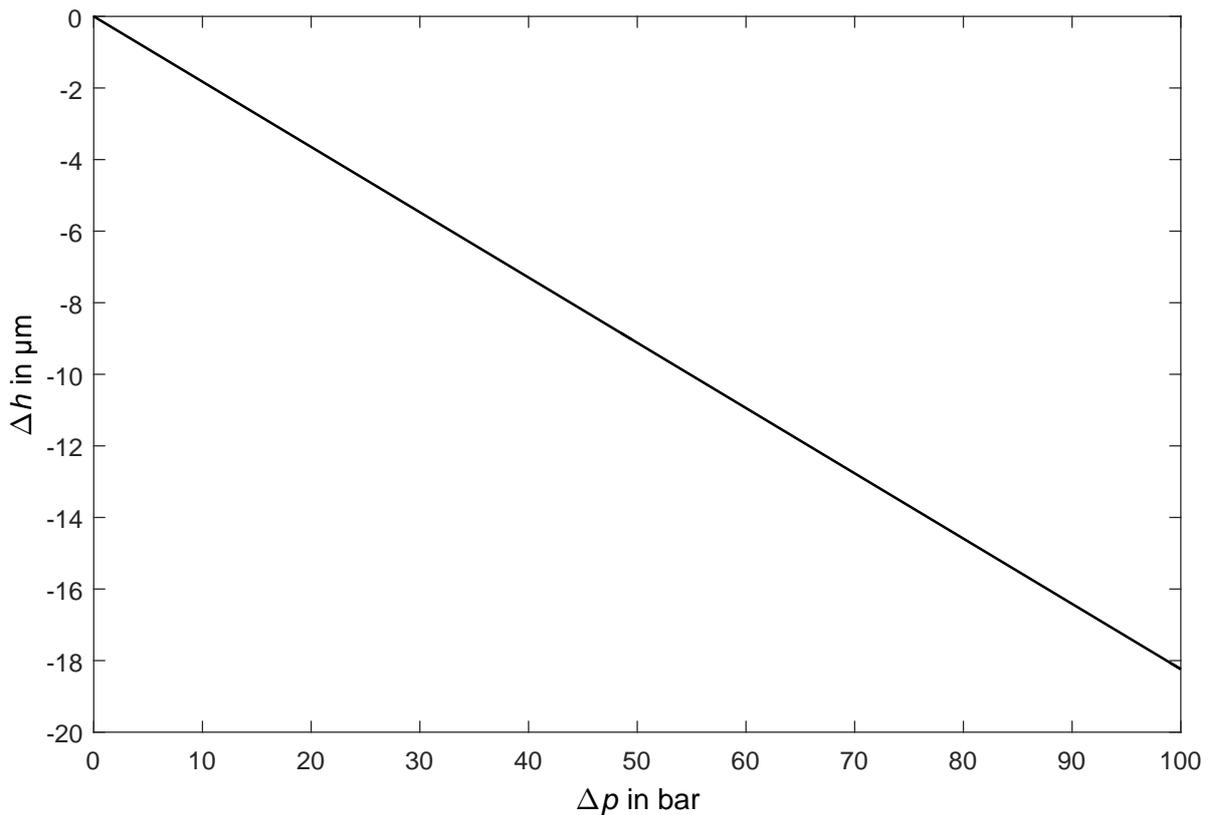


Abbildung 6.2.18: Auswirkung der Ölkompresseion auf den Lagerspalt, Quelle: Eigene Darstellung.

Um die negativen Auswirkungen der Kompression des Öls zu verringern, soll das eingeschlossene Volumen klein gehalten werden.

Es gibt zwei Hauptmaßnahmen zur Reduktion des eingeschlossenen Ölvolumens. Die erste Möglichkeit besteht darin, den Abstand zwischen dem Versorgungssystem und der Lagertasche zu minimieren. Dies kann beispielsweise durch Integration des Versorgungssystems in das hydrostatische Lager erfolgen. Der wesentliche Vorteil besteht im Wegfall von Rohrverbindungen zwischen Lager und Versorgungssystem. Abbildung 6.2.19 veranschaulicht in einer Schnittdarstellung, wie so eine Integration mit dem in dieser Arbeit entwickelten Regler erfolgen kann. Die zweite Möglichkeit besteht in der Reduzierung der Taschentiefe. Verbindungsbohrungen sollen so gestaltet werden, dass diese kurz und mit kleinem Durchmesser gewählt werden und dabei keine Drosselwirkung auf die Ölströmung haben und verlustfreies Durchströmen ermöglichen.

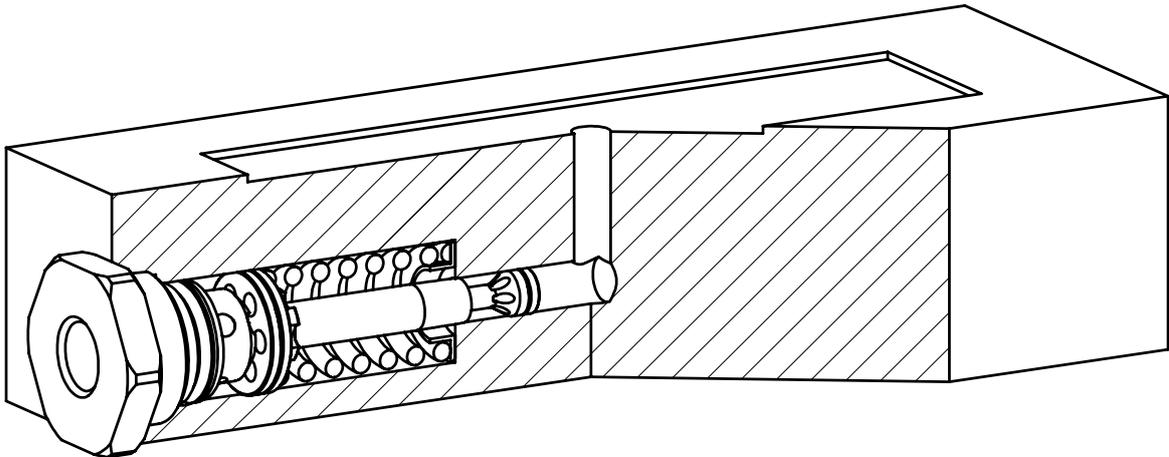


Abbildung 6.2.19: Taschenmodul mit integriertem Regler, Quelle: Eigene Darstellung.

Um den Lagerspaltverlust aufgrund der Kompression des Öls zu kompensieren, muss eine zusätzliche Menge an Hydrauliköl in das Lager gefördert werden. Ist die Höhe des zwischen Versorgungssystem und Lagerspalt befindlichem Ölvolumen bekannt, kann für den Arbeitsbereich des Lagers die erhöhte Ölmenge ermittelt werden. Diese wird zum Taschenvolumenstrom Q_T addiert und ergibt den neuen Ölvolumenstrom für das hydrostatische Lager. Da dieser die Ausgangsbasis für die Berechnung der Regelkolbengeometrie ist, kann die Kompression des Hydrauliköls mit dem Regler kompensiert werden.

Geometrie der hydrostatischen Lagertasche

Mit der Gleichung nach Hagen-Poiseuille wird der für das hydrostatische Lager benötigte Volumenstrom berechnet (siehe Gleichung 5.3.3). Die darin enthaltenen Parameter zur Geometrie des hydrostatischen Lagers sind konstant. Zu diesen zählt die Taschenbreite b , welche mit den Außenmaßen des Lagers und der Steglänge l ermittelt wird. Mit diesen Größen wird die effektive Lagertaschenfläche A_{eff} ermittelt, welche für die weiteren Berechnungen des hydrostatischen Lagers benötigt wird.

In der vorliegenden Arbeit weicht die reale effektive Taschenfläche im Prüfstand von jener in der theoretischen Berechnung ab. Diese Abweichung beträgt 3,6 %, was eine Erhöhung des realen Lagerspalts um $4 \mu\text{m}$ nach sich zieht.

Eigenschaften des Hydrauliköls

Mineralisches Hydrauliköl ist in unterschiedliche Viskositätsklassen unterteilt. In der vorliegenden Arbeit wird ein standardisiertes Hydrauliköl ISO VG 46 bzw. HLP 46 verwendet. Das bedeutet, dass das Öl beim Normpunkt mit einer Temperatur von 40 °C eine kinematische Viskosität ν von 46 mm² s⁻¹ besitzt. Ihr Wert ist ebenso wie jener der Dichte des Öls von der Temperatur abhängig. Die kinematische Viskosität kann mit der Dichte ρ in die dynamische Viskosität η umgerechnet werden (siehe Gleichung 6.2.3). Der in der Norm für die kinematische Viskosität angegebene Wert darf im Bereich von $\pm 10\%$ variieren.

$$\eta = \nu \cdot \rho \quad (6.2.3)$$

Die Berechnung wurde mit einer dynamischen Viskosität von 39 mPa s durchgeführt. Für die Durchführung der Messungen stand ein Hydrauliköl mit erhöhter dynamischer Viskosität zur Verfügung. Ihr Wert beträgt 42 mPa s und führt zu einer Erhöhung des Lagerspalts um 1 μm .

Die Messungen zum Warmlaufverhalten in Kapitel 6.2.1 zeigen, dass eine Änderung der Ölviskosität als Folge der Temperaturerhöhung durch den Regler kompensiert wird. Bei der Auslegung des Reglers, spielt der Wert der dynamischen Viskosität eine Rolle, da diese in der Berechnung für den Volumenstrom des hydrostatischen Lagers verwendet wird (siehe Kapitel 3.1.2).

Versorgungsdruck des Prüfstands

Im Folgenden wird der Einfluss des Versorgungsdrucks p_P auf die Absolutwerte der Lagerspalte untersucht. Der Regler wird durch den Wert des Versorgungsdrucks beeinflusst. Dieser bestimmt zusammen mit dem Taschendruck p_T die Druckdifferenz über den Regelkolben. Der Ölvolumenstrom, welcher durch den Regler fließt, wird durch den Wert dieser Druckdifferenz mitbestimmt. Der Versorgungsdruck hat auf den Regelkolben noch einen weiteren Einfluss. Er wirkt auf die Kolbenfläche, ebenso wie der Taschendruck und übt auf den Regelkolben eine Kraft aus. Gemeinsam mit der Federkraft wird die Position des Regelkolbens zur Steuerkante festgelegt, was wiederum den Durchfluss und somit die Lagerspalte bestimmt.

Der Wert für den Versorgungsdruck der Prüfeinrichtung und der Regler ist in der vorliegenden Arbeit auf 100 bar festgelegt. Dieser wird am Hydraulikaggregat mittels eines Handrads am Druckbegrenzungsventil manuell eingestellt. Zur Messung des Betriebsdrucks wird ein Druckaufnehmer mit einer Genauigkeit von $\pm 1\%$ vom Endwert verwendet. Dies entspricht einer Druckschwankung von ± 4 bar.

Die Auswirkungen auf den Wert des Lagerspalts, verursacht durch eine Druckschwankung oder Fehleinstellung in der Versorgung, sind in Abbildung 6.2.20 ersichtlich. Das System befindet sich im Arbeitsbereich von 25 %. Zu Beginn der Messung beträgt der Versorgungsdruck p_P 96 bar. Dieser Wert

entspricht der unteren Toleranz des Druckaufnehmers. Im Anschluss daran wird der Druck kontinuierlich auf 104 bar erhöht, was dem Wert der oberen Grenze entspricht. Ist diese Grenze erreicht, wird der Versorgungsdruck wieder auf 96 bar reduziert.

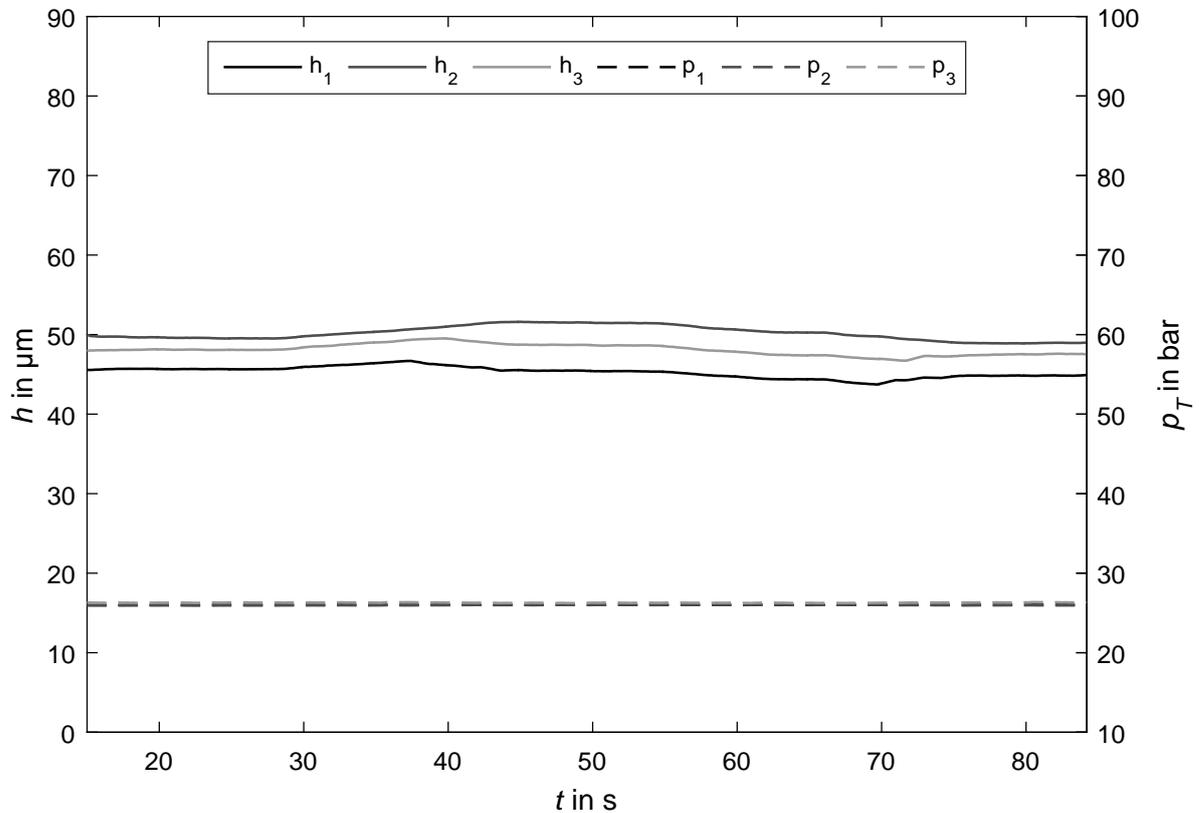


Abbildung 6.2.20: Auswirkung des Versorgungsdrucks auf den Lagerspalt,
Quelle: Eigene Darstellung.

Tabelle 6.2.20 enthält die zugehörigen Werte zum gezeigten Messausschnitt. Darin sind sowohl die Mittelwerte als auch die Minima und Maxima der aufgezeichneten Parameter angeführt. Vergleicht man die Werte für die Taschendrucke p_1 bis p_3 erkennt darin kaum Veränderungen durch den Versorgungsdruck. Betrachtet man die Werte der einzelnen Lagerspalte so schwanken diese in der Größenordnung von rund $3 \mu\text{m}$. Dieser Betrag schlägt sich in der Höhe der Lagerspalte in Form einer absoluten Abweichung nieder.

$h1_{max}$	46,69 μm	$p1_{max}$	26,04 bar
$h1_{mittel}$	45,28 μm	$p1_{mittel}$	26,01 bar
$h1_{min}$	43,72 μm	$p1_{min}$	25,98 bar
$h2_{max}$	51,60 μm	$p2_{max}$	26,03 bar
$h2_{mittel}$	50,19 μm	$p2_{mittel}$	25,98 bar
$h2_{min}$	48,89 μm	$p2_{min}$	25,92 bar
$h3_{max}$	49,53 μm	$p3_{max}$	26,37 bar
$h3_{mittel}$	48,12 μm	$p3_{mittel}$	26,29 bar
$h3_{min}$	46,72 μm	$p3_{min}$	26,23 bar
F_{max}	12,00 kN	T_{max}	40,29 °C
F_{mittel}	12,00 kN	T_{mittel}	40,13 °C
F_{min}	12,00 kN	T_{min}	39,81 °C

Tabelle 6.2.20: Auswirkung des Versorgungsdrucks auf den Lagerspalt, Quelle: Eigene Darstellung.

Reglerkalibrierung

In Kapitel 6.1 ist die Vorgehensweise bei der Kalibrierung des Reglers beschrieben. In diesem Zusammenhang wird der Begriff der Kalibrierung für die Ermittlung der Durchflusskennlinie eines gefertigten Reglers verwendet. Das Resultat dieser Messung ermöglicht die Bestimmung einer Regressionsgeraden, welche die Lage der Durchflusskennlinie beschreibt.

Der Regler kann durch vertikales Verschieben seiner Durchflusskennlinie eingestellt werden. Dies erfolgt durch Anpassung des Abstands vom Regelkolben zur Steuerekante in Achsrichtung. In der Verlängerung der Spiralfeder ist im Regler ein Federteller eingesetzt, mit dessen Länge der Abstand eingestellt wird. Im Anschluss daran erfolgt eine Überprüfung der Einstellung mittels einer erneuten Durchflussmessung. Stimmt der gemessene Durchfluss mit jenem aus der Berechnung überein, ist der Regler kalibriert.

Bei der Durchführung einer Messung für die Ermittlung der Lage der Durchflusskennlinie werden unterschiedliche Parameter benötigt. Diese werden mit Hilfe von Messmitteln bestimmt, welche eine Messunsicherheit aufweisen und damit das Ergebnis beeinflussen. Dieser Einfluss hat Auswirkungen auf die absolute Lage der Durchflusskennlinie, welche in weiterer Folge die Höhe des Lagerspalts bei den Versuchen am hydrostatischen Lagerprüfstand mitbestimmt. In Tabelle 6.2.21 sind die Einflussgrößen zusammengefasst.

Einflussgröße	Beschreibung
Öltemperatur	Die Messung der Öltemperatur erfolgt mit einem Temperatursensor, welcher eine Messunsicherheit von 2,0036 °C aufweist. Bei der Durchführung einer Messung kann die Temperatur auf ± 1 °C gehalten werden. Die Temperatur beeinflusst die Ölviskosität und damit auch den Volumenstrom bei der Messdurchführung
Versorgungsdruck	Für die Messung des Versorgungsdrucks ist ein Druckaufnehmer mit einer Messunsicherheit von 4 bar eingesetzt. Der Versorgungsdruck bestimmt sowohl das Druckverhältnis am Regelkolben als auch dessen Position. Das Druckverhältnis beeinflusst des Weiteren den Volumenstrom durch den Regler.
Taschendruck	Die Messung des Taschendrucks erfolgt mit einem Sensor, welcher eine Messunsicherheit von 2 bar aufweist. Der Taschendruck beeinflusst gemeinsam mit dem Versorgungsdruck den Durchfluss durch den Regler.
Ölmasse	Die Berechnung des Volumenstroms erfolgt mit der gemessenen Ölmasse und der Öldichte. Letztere ist von der Temperatur abhängig.
Mensch	Menschliche Tätigkeiten im Rahmen der Messdurchführung unterliegen ebenfalls einer Unsicherheit. Dazu zählen: <ul style="list-style-type: none"> - Starten und Stoppen der Messzeit; - Ablesen und Übertragen von Messwerten; - Einstellen der Drücke.

Tabelle 6.2.21: Einflussgrößen Kalibrierung, Quelle: Eigene Darstellung.

Die Summe der angeführten Unsicherheitsfaktoren ergibt eine zusätzliche statische Abweichung vom theoretischen Wert des Lagerspalts in einer Größenordnung von 5 μm .

Der Einfluss der Ölkompensation kann in der Geometrie des Regelkolbens berücksichtigt werden. Die Kompensation erfordert einen erhöhten Öldurchfluss, welcher zum theoretischen Volumenstrom addiert wird, was zu einer steileren Durchflusskennlinie des Reglers führt.

Mit der Ausnahme der Ölkompensation äußert sich die Summe aller anderen genannten Faktoren in einer statischen Überhöhung des Lagerspalts. Dieser Offset kann über eine Längenänderung des Federtellers mechanisch eliminiert werden. Eine Reduzierung von dessen Länge bringt eine vertikale Verschiebung der Durchflusskennlinie nach unten mit sich, was einen geringeren Durchfluss und somit eine Verkleinerung des absoluten Lagerspalts zur Folge hat. Die Steigung der Durchflusskennlinie des Reglers wird durch diesen Prozess nicht beeinflusst.

Abbildung 6.2.21 zeigt ein Beispiel aus den dynamisch durchgeführten Versuchen. Der Prüfstand ist auf seinen mittleren Arbeitsbereich mit 24 kN eingestellt und mit einer maximalen Belastungsamplitude von 4,5 kN beaufschlagt. Die Anregungsfrequenz beträgt 0,2 Hz mit Rechteckform.

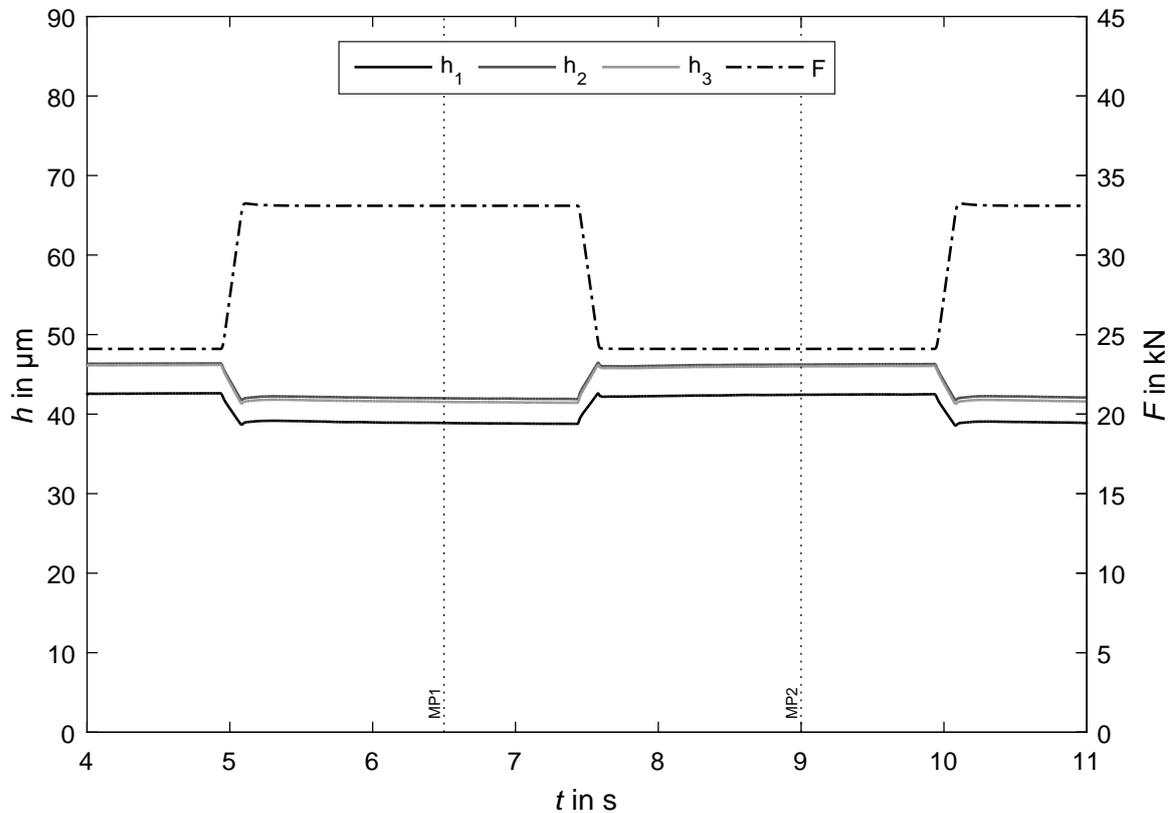


Abbildung 6.2.21: Rechtecksignal / 4,5 kN / 0,2 Hz / 50 % statische Belastung unkompensiert, Quelle: Eigene Darstellung.

Um die negativen Auswirkungen der angeführten Einflüsse auf den Lagerspalt zu verdeutlichen, zeigt Grafik 6.2.22 den selben Messabschnitt mit Berücksichtigung dieser Einflüsse. Das Ergebnis ist ein annähernd idealer Spaltverlauf unter der wechselnden Belastung. In der Grafik sind die Auswirkungen der Kompression des Hydrauliköls sowie der Offset im absoluten Wert der Lagerspalte mittels Rechnung korrigiert.

An den Stellen minimaler und maximaler Belastung weisen die Werte an den Messpunkten MP1 und MP2 in Tabelle 6.2.22 eine Abweichung unter 1 µm auf. Dieser Wert wird über den gesamten Messbereich von keinem der Lagerspalte überschritten, was ein sehr gutes Ergebnis ist.

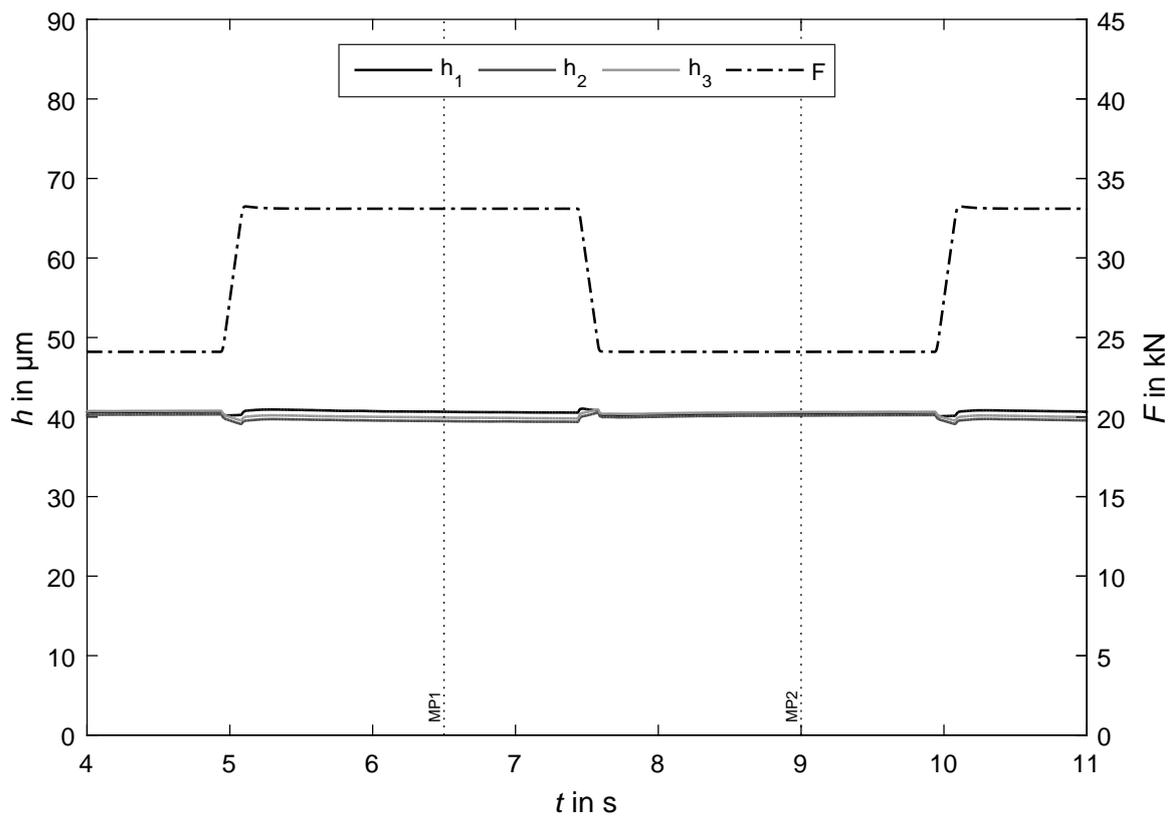


Abbildung 6.2.22: Rechtecksignal / 4,5 kN / 0,2 Hz / 50 % statische Belastung kompensiert, Quelle: Eigene Darstellung.

MP	h_1	h_2	h_3	p_1	p_2	p_3	F	T	t
	µm			bar			kN	°C	s
1	40,66	39,49	39,93	71,00	68,31	70,57	33,10	40,18	6,5
2	40,50	40,18	40,61	50,36	48,64	49,47	24,10	40,21	9,0

Tabelle 6.2.22: Messpunkte Rechtecksignal / 4,5 kN / 0,2 Hz / 50 % statische Belastung kompensiert, Quelle: Eigene Darstellung.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Zielsetzung dieser Arbeit ist die Entwicklung und Erprobung eines neuen Versorgungssystems für die Anwendung in hydrostatischen Lagerungen. Die Genauigkeit dieser Art der Lagerung ist bestimmt durch den Lagerspalt. Die Erprobung des im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Systems erfolgt am institutseigenen hydrostatischen Lagerprüfstand. Dabei steht die Funktion im Vordergrund.

Die Implementierung der Regelung in die Geometrie der Mechanik erweist sich als möglich. Das Prinzip der Regelung erfolgt durch die Veränderung der Geometrie einer Drosselstelle in Abhängigkeit vom Betriebszustand des hydrostatischen Lagers. Als Drosselstelle wird ein rotationssymmetrischer Ringspalt verwendet. Dieser wird zwischen einer zylindrischen Bohrung und einem Kolben erzeugt. Der Ringspalt wird einerseits durch eine lineare Bewegung und andererseits durch den speziell geformten rotationssymmetrischen Kolben beeinflusst. Die lineare Bewegung des Kolbens erfolgt durch ein Kräftegleichgewicht. Dieses besteht aus dem Versorgungsdruck und dem Taschendruck des Lagers, die beide auf die Kolbenfläche wirken, und einer Federkraft. Gemeinsam mit der in der Geometrie des Kolbens hinterlegten speziellen Form, wird der Ölvolumenstrom für das hydrostatische Lager derartig angepasst, dass ein konstanter Lagerspalt erreicht wird.

Die Methodik zur Auslegung der geometrisch definierten Mechanik zur Regelung von hydrostatischen Lagerungen liefert nutzbare Ergebnisse. Die Vorgehensweise für die Auslegung eines solchen Systems beginnt mit einer analytischen Berechnung. Basis hierfür sind die Parameter der hydrostatischen Lagerung. Diese umfassen den Versorgungsdruck, das Medium für dessen Betrieb, geometrische Parameter sowie den Arbeitsbereich des Lagers. Ergebnis dieser Berechnung ist die Geometrie des Kolbens. Darin berücksichtigt ist dessen Position in der Bohrung abhängig vom Druckverhältnis zwischen Einlass und Auslass sowie die Parameter des verwendeten hydraulischen Fluids.

Die berechneten Werte werden anschließend mit Hilfe einer Strömungssimulation überprüft. Das erarbeitete Simulationsmodell deckt den gesamten Arbeitsbereich des Reglers ab. Dieser ist unterteilt in Stützpunkte, welche iterativ berechnet werden. Ergebnis der Simulation ist der Verlauf eines Korrekturfaktors für die analytische Berechnung der Reglergeometrie.

Die Validierung des entwickelten Systems erfolgt am hydrostatischen Lagerprüfstand des Instituts für Fertigungstechnik an der Technischen Universität Graz. Für die Durchführung der Versuche werden Prototypen gefertigt, welche mittels statischer und dynamischer Messungen geprüft werden. Die Ergebnisse der durchgeführten Versuche bestätigen die Funktion des neu entwickelten Systems und zeigen, dass das System in ein standardisiertes hydrostatisches Lagermodul integrierbar ist. Dabei wird der Einfluss der Kompression des eingesetzten Fluids deutlich, welcher durch Berücksichtigung in der Berechnung der Regelgeometrie kompensiert werden kann. Es zeigt sich, dass eine Steigerung der Genauigkeit des Lagerspalts möglich ist.

Ausblick

Für weiterführende Untersuchungen stößt der hydrostatische Lagerprüfstand des Instituts für Fertigungstechnik an seine Grenzen. Um die Bedingungen einer linearen Achse einer Werkzeugmaschine abbilden zu können, muss der entwickelte Regler in einen linearen Support eingesetzt werden. Dieser besteht aus mindestens vier hydrostatischen Lagerstellen mit integrierten Reglern. Voraussetzung für die richtige Auslegung der Regler ist die Kenntnis der Arbeitsbereiche bzw. der auftretenden Belastungen und das Volumen des Lagers, damit die Kompression des Hydrauliköls in die Charakteristik der Regler implementiert werden kann.

Zur Reduzierung der zeitintensiven Simulationen soll untersucht werden, ob das entwickelte dreidimensionale Modell auf eine zweidimensionale Simulationsaufgabe reduziert werden kann. Dabei ist auf gleichbleibende Genauigkeit zu achten. In weiterer Folge können Verläufe von Korrekturfaktoren für Produktfamilien hinterlegt werden, welche einen Verzicht auf eine Überprüfung mittels Simulation erlauben.

Die Untersuchungen am Regler ergaben einen wesentlichen Einfluss der Kompressibilität des Hydrauliköls auf den Lagerspalt. Dieser muss in weiterer Folge in die Regelfunktion des Kolbens berücksichtigt werden. Um nachträgliche Korrekturen in der absoluten Lagerspaltabweichung zu eliminieren, muss ein neuer Prozess für die Kalibrierung der Regler entwickelt werden.

Zukunftsvision ist ein standardisiertes hydrostatisches Lagermodul mit integriertem Regler für den Einsatz in hochpräzisen Maschinen. Das in dieser Arbeit gezeigte Taschenmodul mit integriertem Regler ist modular und passend zur Anwendung skalierbar. Dieser Aufbau soll die Konstruktion und die Anwendung einer hydrostatischen Lagerung vereinfachen. Damit ist der Weg von Sonderanwendungen hin zum vielseitigen Einsatz von hydrostatischen Lagerungen aufgezeigt.

Abbildungsverzeichnis

1.0.1	Weltproduktion Werkzeugmaschinen 2015	1
1.0.2	Welt-Produktion und Verbrauch von Werkzeugmaschinen 2015	2
1.2.1	Stribeck-Kurve	6
1.2.2	Linearführung mit Kugelmutter	8
3.1.1	Aufbau eines hydrostatischen Lagers	12
3.1.2	Strömung im Lagerspalt	13
3.1.3	Grundlegender Aufbau eines hydrostatischen Lagers	14
3.1.4	Hydrostatische Lagertasche	15
3.1.5	Viskosität-Temperatur-Diagramm	16
3.2.1	Schaltplan konstante Drossel	17
3.2.2	Qualitativer Durchflussverlauf Drossel	18
3.2.3	Qualitativer Spaltverlauf Drossel	19
3.2.4	Schaltplan konstante Blende	20
3.2.5	Qualitativer Durchflussverlauf Blende	20
3.2.6	Qualitativer Spaltverlauf Blende	21
3.2.7	Qualitativer Durchflussverlauf Konstantvolumenstrom	22
3.2.8	Schaltplan konstanter Volumenstrom	23
3.2.9	Qualitativer Spaltverlauf Konstantvolumenstrom	23
3.2.10	Schaltplan konstante Membrandrossel	24
3.2.11	Qualitativer Durchflussverlauf Membrandrossel	25
3.2.12	Qualitativer Spaltverlauf Membrandrossel	26
3.2.13	Schaltplan konstante Progressivmengenregler	27
3.2.14	Qualitativer Durchflussverlauf Progressivmengenregler	29
3.2.15	Qualitativer Spaltverlauf Progressivmengenregler	30
3.2.16	Qualitativer Spaltverlauf Versorgungssysteme	31
3.2.17	Qualitativer Durchflussverlauf Versorgungssysteme	32
3.3.1	Druckregler Schönfeld	33
3.3.2	Lastabhängige Drossel SKF	34
3.3.3	Druckregler Shigetaka	35
3.3.4	Stromregelventil Fraunhofer	35
4.1.1	System hydrostatisches Lager	37
4.2.1	Hydrostatischer Lagerprüfstand	39
5.1.1	Funktionsprinzip Kolbenregler	41
5.1.2	Funktionsprinzip Kolbenregler Detailansicht	42

5.1.3	Flussdiagramm Reglerentwicklung	43
5.3.1	Kräftegleichgewicht am Kolben	46
5.3.2	Verlauf Korrekturfaktor	47
5.3.3	Radiusverlauf Regelkolben	48
5.4.1	Schnittansicht Funktionsprototyp	50
5.4.2	Schnittansicht Versuchsprototyp	52
5.4.3	Regelkolben	52
5.5.1	Geometrie Ölmodell	54
5.5.2	Netz Ölmodell	55
5.5.3	Randbedingungen des Regler	56
5.5.4	Geschwindigkeitsverteilung im Ringspalt	58
5.5.5	Regler Druckverlauf	59
5.5.6	Regler Geschwindigkeitsverlauf	59
5.6.1	Überprüfung der Kolbengeometrie	61
6.1.1	Messaufbau Kennlinienermittlung	64
6.1.2	Messergebnisse Regler v01	66
6.1.3	Messergebnisse Regler v01 kalibriert	67
6.2.1	Temperaturabhängigkeit der Lagerspaltensoren	69
6.2.2	Warmlaufverhalten mit 25 % statischer Belastung	70
6.2.3	Warmlaufverhalten mit 50 % statischer Belastung	72
6.2.4	Warmlaufverhalten mit 75 % statischer Belastung	73
6.2.5	Sprungverhalten mit 25 % statischer Belastung	75
6.2.6	Sprungverhalten mit 50 % statischer Belastung	77
6.2.7	Sprungverhalten mit 75 % statischer Belastung	78
6.2.8	Rechtecksignal / 1,5 kN / 0,2 Hz / 25 % statische Belastung	81
6.2.9	Rechtecksignal / 3 kN / 0,2 Hz / 25 % statische Belastung	82
6.2.10	Rechtecksignal / 4,5 kN / 0,2 Hz / 25 % statische Belastung	83
6.2.11	Rechtecksignal / 3 kN / 0,2 Hz / 50 % statische Belastung	85
6.2.12	Rechtecksignal / 3 kN / 5 Hz / 50 % statische Belastung	86
6.2.13	Sinussignal / 1,5 kN / 5 Hz / 50 % statische Belastung	88
6.2.14	Sinussignal / 3 kN / 5 Hz / 50 % statische Belastung	89
6.2.15	Sinussignal / 4,5 kN / 5 Hz / 50 % statische Belastung	90
6.2.16	Sinussignal / 1,5 kN / 0,2 Hz / 75 % statische Belastung	91
6.2.17	Sinussignal / 4,5 kN / 10 Hz / 75 % statische Belastung	92
6.2.18	Auswirkung der Ölkompensation auf den Lagerspalt	95
6.2.19	Taschenmodul mit integriertem Regler	96
6.2.20	Auswirkung des Versorgungsdrucks auf den Lagerspalt	98
6.2.21	Rechtecksignal / 4,5 kN / 0,2 Hz / 50 % statische Belastung unkomponiert	101

6.2.22 Rechtecksignal / 4,5 kN / 0,2 Hz / 50 % statische Belastung kompensiert 102

Tabellenverzeichnis

1.2.1	Vor- und Nachteile einer Gleitführung	5
1.2.2	Vor- und Nachteile Wälzführung	7
1.2.3	Vor- und Nachteile hydrostatischer Führungen	9
4.2.1	Spezifikationen des Hydrostatischen Lagerprüfstandes	40
5.2.1	Systemgrößen Reglerentwicklung	44
5.2.2	Stellgrößen Reglerentwicklung	44
5.3.1	Zuordnung Parameter	46
5.3.2	Parameter hydrostatisches Lager	49
5.5.1	Elementgrößen Ölmodell	55
5.6.1	Technische Daten der EMCO Hyperturn-655MCPlus	60
5.6.2	Mittenrauheit der Steuerfläche	62
5.6.3	Allgemeine Spezifikation Alicona EgdeMasterX	62
6.1.1	Komponenten Messaufbau Kennlinienermittlung	63
6.2.1	Versuchsdurchführung	68
6.2.2	Versuchsmatrix	68
6.2.3	Messpunkte Warmlaufverhalten mit 25 % statischer Belastung	71
6.2.4	Messpunkte Warmlaufverhalten mit 50 % statischer Belastung	73
6.2.5	Messpunkte Warmlaufverhalten mit 75 % statischer Belastung	74
6.2.6	Messpunkte Sprungverhalten mit 25 % statischer Belastung	76
6.2.7	Grenzwerte Sprungverhalten mit 25 % statischer Belastung	76
6.2.8	Messpunkte Sprungverhalten mit 50 % statischer Belastung	78
6.2.9	Messpunkte Sprungverhalten mit 75 % statischer Belastung	79
6.2.10	Messpunkte Rechtecksignal / 1,5 kN / 0,2 Hz / 25 % statische Belastung	84
6.2.11	Messpunkte Rechtecksignal / 3 kN / 0,2 Hz / 25 % statische Belastung	84
6.2.12	Messpunkte Rechtecksignal / 4,5 kN / 0,2 Hz / 25 % statische Belastung	84
6.2.13	Messpunkte Rechtecksignal / 3 kN / 0,2 Hz / 50 % statische Belastung	86
6.2.14	Messpunkte Rechtecksignal / 3 kN / 5 Hz / 50 % statische Belastung	87
6.2.15	Messpunkte Sinussignal / 1,5 kN / 5 Hz / 50 % statische Belastung	89
6.2.16	Messpunkte Sinussignal / 3 kN / 5 Hz / 50 % statische Belastung	90
6.2.17	Messpunkte Sinussignal / 4,5 kN / 5 Hz / 50 % statische Belastung	91
6.2.18	Messpunkte Sinussignal / 1,5 kN / 0,2 Hz / 75 % statische Belastung	92
6.2.19	Messpunkte Sinussignal / 4,5 kN / 10 Hz / 75 % statische Belastung	93
6.2.20	Auswirkung des Versorgungsdrucks auf den Lagerspalt	99
6.2.21	Einflussgrößen Kalibrierung	100

6.2.22 Messpunkte Rechtecksignal / 4,5 kN / 0,2 Hz / 50 % statische Belastung kompensiert . . . 102

Literatur

- Adams, T. und C. Grant (2012). *A Simple Algorithm to Relate Measured Surface Raughness to Equivalent Sand-grain Roughness*. Avestia Publishing.
- Bahmann, W. (2013). *Werkzeugmaschinen kompakt. Baugruppen, Einsatz und Trends*. Springer Vieweg.
- DIN 69651 (1985). *Werkzeugmaschinen für die Metallbearbeitung. DIN 69651, Teil 1 bis 6*. Hrsg. von Deutsche Industrie Norm. Beuth Verlag Berlin.
- Fischbäck, J., G. Mörwald und J. Edler (2015). *International Conference Fluid Power. Proceedings of International Conference Fluid Power 2015*. University of Maribor.
<http://www.hyprostatik.de> (23.08.2016). URL: <http://www.hyprostatik.de/index.php?id=27>.
<http://www.rickmeier.biz> (20.08.2016). URL: http://www.rickmeier.biz/ger/produkte/technische_hinweise.php?categoryId=2.
- Kühnel, M. und D. Klug (1978). *Stromregelventil*. Fraunhofer-Gesellschaft zur Förderung der angewandten Forschung (Anmelder), Schutzrecht DE10145959A1.
- Mörwald, G. (2012). *Entwurf und Aufbau eines Prüfstandes zur Untersuchung des Lagerspaltes einer mit mechanischen Reglern betriebenen hydrostatischen Lagerung*. Technische Universität Graz.
- Mörwald, G., J. Edler und H. G. Hochleitner (2013). *International Conference Fluid Power. Proceedings of International Conference Fluid Power 2013*. University of Maribor.
- Murrenhoff, H. (2014). *Fundamentals of Fluid Power. Part 1: Hydraulics*. Shaker Verlag Aachen.
- Neugebauer, R. (2012). *Werkzeugmaschinen. Aufbau, Funktion und anwendung von spanenden und abtragenden Werkzeugmaschinen*. Springer Vieweg.
- Pavlovich, L. V. und V. A. Viktorovich (1978). *Hydrostatik Bearing Regulator*. Vladimirkij Politechnicheskij Institut (Anmelder), Schutzrecht SU00606710A1.
- Perović, B. (2012). *Hydrostatische Führungen und Lager. Grundlagen, Berechnung und Auslegung von Hydraulikplänen*. Springer Verlag Berlin Heidelberg.
- SAS IP (2015). *Version 16.2*. SAS IP.
- Schönfeld, R. (1997). *Druckregler für den Medienstrom eines Hydrostatik- oder Aerostatik-Lagers*. Robert Schönfeld (Anmelder), Schutzrecht EP0840190B1.
- (2002). *Druckregler für den Medienstrom eines Hydrostatik-oder Aerostatik-Lagers*. EP Patent 0,840,190. URL: <https://www.google.de/patents/EP0840190B1?cl=de>.
- Shigetaka, Y. (2011). *Hydrostatic bearing and pressure control unit thereof*. Tokyo University of Science (Anmelder), Schutzrecht JP2011043232A.
- Siebers, G. (1971). *Hydrostatische Lagerungen und Führungen. Berechnungen und Konstruktionsgrundlagen*. Verlag Hallwag Bern und Stuttgart.
- Vasilevich, B. V., T.O. Kirillovich und P. V. Alekseevich (1990). *Device for automatic control of flow rate in closed hydrostatic bearing supports*. Predpriyatie P/YA (Anmelder), Schutzrecht SU01603348A1.

- VDW (2016). *Marktbericht 2015. Die deutsche Werkzeugmaschinenindustrie und ihre Stellung im Weltmarkt*. Verein Deutscher Werkzeugmaschinenfabriken e.V.
- Walter, L. u. a. (1977). *Lastabhängige Drossel für hydrostatische Lager*. SKF Kugellagerfabriken GmbH (Anmelder), Schutzrecht DT2538226A1.
- Weck, M. und C. Brecher (2006). *Werkzeugmaschinen 2. Konstruktion und Berechnung*. Springer Vieweg.