

Berichte aus dem Institut für Maschinenelemente Antriebstechnik • CAD • Dichtungen • Zuverlässigkeit

Bernd Stiegler

Berührungsfreie Dichtsysteme für Anwendungen im Fahrzeug- und Maschinenbau

Bericht Nr. 114

D 93 ISBN 3 - 936100 - 15 - 2

Institut für Maschinenelemente

Antriebstechnik • CAD • Dichtungen • Zuverlässigkeit

Universität Stuttgart Pfaffenwaldring 9 70569 Stuttgart Tel. (0711) 685 – 6170

Prof. Dr.-Ing. B. Bertsche, Ordinarius und Direktor

Berührungsfreie Dichtsysteme für Anwendungen im Fahrzeugund Maschinenbau

Von der Fakultät Maschinenbau der Universität Stuttgart zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.) genehmigte Abhandlung

von

Dipl.-Ing. Bernd Stiegler

geboren in Tübingen

Hauptberichter:Prof. Dr.-Ing. habil. W. HaasMitberichter:Prof. Dr.-Ing. H. Binz

Tag der Einreichung:22. Dezember 2004Tag der mündlichen Prüfung:28. Juli 2005

Institut für Maschinenelemente 2005

Meiner Familie gewidmet

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand am Institut für Maschinenelemente (IMA) der Universität Stuttgart. Die Untersuchungen waren Teil je eines durch das Forschungskuratorium Maschinenbau e.V. (FKM) sowie eines der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) geförderten Forschungsprojekts.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater, Herrn Professor Dr.-Ing. habil. Werner Haas, Leiter des Bereichs Dichtungstechnik am Institut für Maschinenelemente, für die Ermöglichung dieser Arbeit, für die zahlreichen Anregungen und Gespräche und für seine Hilfe auch außerhalb des Forschungsbereichs.

Herrn Professor Dr.-Ing. Hansgeorg Binz, Direktor des Instituts für Maschinenkonstruktion und Getriebebau (IMK) der Universität Stuttgart, danke ich für die Durchsicht der Arbeit und die Übernahme des Mitberichts.

Herrn Professor Dr.-Ing. Bernd Bertsche, geschäftsführender Direktor des Instituts für Maschinenelemente, danke ich für das mir entgegengebrachte Vertrauen während meiner Tätigkeit am Institut und das offene und gedeihliche Arbeitsklima.

Bei allen Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern des Instituts bedanke ich mich für Ihre stete Hilfsbereitschaft und das hervorragende "IMA-Klima".

Herzlichen Dank gilt auch den wissenschaftlichen Hilfskräften, Studien- und Diplomarbeitern für Ihr Engagement und Ihren Beitrag zu dieser Arbeit.

Meiner Frau Nicole und unserer Tochter Kristina danke ich sehr herzlich, die mit Ihrer Geduld und Ihrem Verständnis mir den Rücken für diese Arbeit freigehalten haben.

Nicht zuletzt gebührt meinen Eltern Dank für die langjährige Geduld und Unterstützung bei meiner Ausbildung:

Kirchentellinsfurt, im August 2005

Bernd Stiegler

Abstract

Due to environmental protection, safety and cost effectiveness non-contacting seals are more and more used, if non pressurized shaft interfaces have to be sealed reliably and maintenancefree. The increasing of rotational speed, the demands of low power loss and long lifetime is often not to be achieved with contacting rotating shaft seals made of rubber. The maximum allowable circumferential speed of a rotating shaft seal made of fluoro elastomer and a shaft diameter of 80 mm is 30 m/s, according to a rotational speed of 7000 min⁻¹, when all other operating conditions are optimal. Higher circumferential speed or disadvantageous operating conditions are leading to a higher abrasion of the sealing edge and finally to failure. By using non-contacting seals, there is no contact and for this reason no abrasion.

Using non-contacting seals, there are unfortunately no standard systems in opposite to many contacting rotating shaft seals. Therefore it is essential to design and dimension a non-contacting seal for each new application. In practice, manageable solutions and guidelines exists only for sealing low viscous fluids with high run accuracy, for example in the working spindle of machine tools. Verified experimental solutions for high viscous fluids, smaller run accuracy which leads to dynamic changing gap heights, self induced air flow with resulting oil mist leakage are not known. This tends to result in, that non-contacting seals, for example for rail-mounted vehicle transmissions or transmissions in wind-powered devices are not being designed and dimensioned, but developed by trial and error with a high investment.

The goal of this research work was, to examine the function of non-contacting seals under special operating conditions to be found in aggregates of vehicle and mechanical engineering, like:

- sealing high viscous fluids,
- appearance of dynamic changing gap height,
- appearance of self induced air flow,
- demand of small axial mounting space.

Experimental results and design details are described in diagrams and illustrated figures. Most important for reliable sealing is the entrance zone. A well designed entrance zone prevents fluid to enter in the interior zone of non-contacting seals. When sealing high viscous fluids, the collecting chamber should be noble designed because of the worse flow behaviour. This is also valid for dynamic changing gap heights leading to higher incoming fluid flows.

Self induced air flows could be verified, both by experiment and Finite Element Analysis (FEA). FEA was used to optimize the design of non-contacting seals. Resulting sealing design showed less or no air flows. So it was possible to avoid the leakage of oil mist by keeping primary sealing function.

The results of this work are summarized in advanced design guidelines for each viewed item. It enables engineers to design reliably operating non-contacting seals for their specific application. Additionally, principal sketches show, how easy mountable sealing systems with axial mounting direction should be designed for inner and outer sealing.

Inhaltsverzeichnis

Fo	Formelzeichen und Abkürzungen ix				
1	Einl	eitung und Stand der Technik	1		
2	Ziel	e der Arbeit	4		
3	Ver	suchseinrichtungen und -methodik	5		
	3.1	Einzeldichtungsprüfstand	5		
	3.2	Hydraulikaggregat	6		
	3.3	Exzenterwellenantrieb	8		
	3.4	Luftdurchsatz- Mess- und Regelgerät	10		
	3.5	Rotationsviskosimeter	13		
	3.6	Finite-Elemente-Analyse (FEA)	14		
4	Unt	ersuchungsprogramm und Randbedingungen	16		
	4.1	Ermittlung und Analyse von Betriebsbedingungen, Bauformen und Problemen	16		
	4.2	Ermittlung der abzudichtenden Flüssigkeitsmengen	17		
	4.3	Versuchsbedingungen	25		
		4.3.1 Allgemeine Versuchsbedingungen	25		
		4.3.2 Versuchsflüssigkeiten, Mischungsdiagramm	25		
		4.3.3 Anspritzbedingungen	27		
	4.4	Untersuchungsmethodik und Versuchsdurchführung	27		
	4.5	Messwerterfassung und Begriffsdefinition	28		
		4.5.1 Leckage, Durchfluss, Rücklauf- und Eindringstrom	28		
		4.5.2 Reibmoment	29		
		4.5.3 Luftdurchsatz	29		
		4.5.4 Drehzahl	29		
5	Dicł	ntfunktion bei zähen Flüssigkeiten	30		
	5.1	Einfluss der einzelnen Funktionselemente	30		
		5.1.1 Durchfluss- und Reibmomentverhalten beim Ringspalt	31		
		5.1.2 Durchfluss- und Reibmomentverhalten beim Stirnflächenspalt	38		
		5.1.3 Fangrinne und Überdeckung im Eingangsbereich	42		
		5.1.4 Gestaltung der Fangkammer	46		
		5.1.5 Gestaltung des Rücklaufkanals	53		
	5.2	Einfluss bei dynamisch sich ändernder Spalthöhe	57		
		5.2.1 Abschätzen der auftretenden Spalthöhenänderung	57		
		5.2.2 Verwendetes Dichtsystem	59		
		5.2.3 Eindringstrom bei konstanter Spalthöhe	60		
		5.2.4 Eindringstrom bei dynamischer Spalthöhenänderung	62		

6	Eige	ninduzierte Luftströme	65				
	6.1	Untersuchungsmethodik	65				
	6.2	6.2 Theoretische Grundlagen					
		6.2.1 Mathematische Begriffe	67				
		6.2.2 Grundgleichungen	68				
	6.3	Einfluss einzelner Funktionselemente auf den Luftdurchsatz	72				
		6.3.1 Einfluss des Stirnflächenspalts					
		6.3.2 Einfluss des Ringspalts in Kombination mit dem Stirnflächenspalt	74				
		6.3.3 Einfluss von Rücklaufbohrung und Spritzscheibe					
	6.4	Vergleich Experiment mit Simulation					
	6.5	Einflussgrößen am realen Dichtsystem und Simulationsergebnisse	77				
		6.5.1 Dichtfunktion	77				
		6.5.2 Luftdurchsatz	80				
	6.6	Reduzierung des Luftdurchsatzes durch Simulation und experimentelle Verifizierung	81				
7	Abdi	ichten bei geringem axialen Bauraum	85				
8	Gest	altungsvarianten für Berührungsfreie Dichtsysteme	91				
9	Abso	hätzung der Kosten	95				
	9.1	Herstellungskosten im Vergleich	95				
	9.2	Wartungskosten im Vergleich	96				
10	Erke	enntnisse für die Praxis	98				
	10.1	Gestaltungsrichtlinien für den Eingangsbereich	98				
	10.2	Gestaltungsrichtlinien für den Innenbereich	99				
	10.3	Gestaltungsrichtlinien für den Ablaufbereich	101				
	10.4	Gestaltungsrichtlinien für den Ausgangsbereich	102				
	10.5	Gestaltungsrichtlinien zur Verhinderung von Luftströmen	102				
	10.6	Lagerauswahl im Dichtungsumfeld	104				
	10.7	Gestaltungsrichtlinien bei dynamischer Spalthöhenänderung	105				
	10.8	Gestaltungsrichtlinien für axial steckbare Systeme	105				
	10.9	Kostenbetrachtung	105				

Formelzeichen und Abkürzungen

Formelzeichen

Symbol	Einheit	Bezeichnung
А	$[mm^2]$	Fläche
Aquer	$[mm^2]$	Querschnittsfläche der Rücklaufbohrungen
a	[mm]	Spalthöhenänderung
В	[mm]	Fangrinnenbreite
b	[mm]	Bohrungsdurchmesser
D	[g/s]	Durchfluss
d	[mm]	Wellendurchmesser
$d_{\text{Düse}}$	[mm]	Düsendurchmesser
d_{L}	[mm]	Lagerdurchmesser
E	[g/s]	Eindringstrom
e, e ₁	[mm]	Exzentrizität gesamt, des Bauteils
F	[l/min]	Luftdurchsatz
f	[Hz]	Frequenz
h_{F}	[mm]	Füllstandshöhe
h _a	[mm]	Spalthöhe entlang der axialen Richtung
h _r	[mm]	Spalthöhe entlang der radialen Richtung
1	[mm]	Lagerabstand
la	[mm]	Dichtspaltlänge in axialer Richtung
l _r	[mm]	Dichtspaltlänge in radialer Richtung
L	[g/s]	Leckage
М	[Nm]	Drehmoment
m _t	[g/min]	Massenstrom
n	$[\min^{-1}]$	Drehzahl
n	[mol]	Stoffmenge
Re	[]	Reynoldszahl
R	[g/s]	Rücklaufstrom
R	[J/(mol·K)]	ideale Gaskonstante (= $8,314 \text{ J/(mol·K)}$)
r _a	[mm]	äußerer Spaltradius
r _i	[mm]	innerer Spaltradius
r _m	[mm]	mittlerer Spaltradius

Т	[° C]	Temperatur
t	[s]	Zeit
U	[]	Kräftepotential
V	[mm ³]	Volumen
Vt	[l/min]	Volumenstrom, Ölmenge
V _K	[1]	Fangkammervolumen
v(r)	[m/s]	Schleppströmung
Vs	[m/s]	Strahlgeschwindigkeit
Vu	[m/s]	Umfangsgeschwindigkeit

Griechische Formelzeichen

α	[grad]	Exzenterwinkel
ε _m	[mg/l]	Ölkonzentration
Δp	$[N/mm^2]$	Druckdifferenz
γ	[]	Anspritzwinkel zur Horizontalen
γ̈́	[m/s]	Schergeschwindigkeit
η	[mPas]	dynamische Viskosität
ν	[mm²/s]	kinematische Viskosität
ρ	[kg/m ³]	Dichte
τ	$[N/mm^2]$	Schubspannung
ω	[1/s]	Winkelgeschwindigkeit
ω_0	[1/s]	charakteristische Winkelgeschwindigkeit

Abkürzungen

BFWD	Berührungsfreie Wellendichtung
DASM	Drehstrom-Asynchronmotor
FEA	Finite-Elemente-Analyse
FKM	Flur-Kautschuk
FVA	Forschungsvereinigung Antriebstechnik
RWDR	Radialwellendichtring

1 Einleitung und Stand der Technik

Die Erfordernisse des Umweltschutzes, der Sicherheit und der Wirtschaftlichkeit gebieten gleichermaßen eine zuverlässige Abdichtung rotierender Wellen. Dabei werden an die Dichtsysteme immer höhere Anforderungen gestellt. Den steigenden Drehzahlen, der Forderung nach geringem Leistungsverlust, nach Wartungsfreiheit, hoher Zuverlässigkeit und langer Lebensdauer sind berührende Dichtsysteme, wie Radialwellendichtringe aus Elastomer (RWDR), Bild 1-1 a), zunehmend nicht gewachsen /1/. Die zulässige Umfangsgeschwindigkeit eines Radialwellendichtrings aus Fluor-Polymer-Kautschuk (FPM) bei einem Wellendurchmesser von D = 80 mm beträgt maximal $v_u = 30$ m/s. Dies entspricht einer Drehzahl von n = 7000 min⁻¹. Die übrigen Betriebsbedingungen müssen dabei optimal sein /2/. Höhere Umfangsgeschwindigkeiten oder ungünstige Betriebsbedingungen führen zu erhöhtem Verschleiß der Dichtkante und damit zum Ausfall. Aus diesem Grund weicht die Industrie zunehmend auf Berührungsfreie Dichtsysteme, Bild 1-1 b), aus. Da hier prinzipbedingt keine Berührung bei rotierender Welle stattfindet und damit auch kein Verschleiß auftritt, eignen sich diese Dichtsysteme sehr gut, um die oben genannten Anforderungen zu erfüllen.



Bild 1-1: Prinzipbild eines a) Radialwellendichtrings mit Dichtlippe aus Elastomer und eines b) Berührungsfreien Dichtsystems

Die Industrie verwendet Berührungsfreie Dichtsysteme heute unter anderem zum Abdichten von Werkzeugmaschinenspindeln, Antrieben in Schienenfahrzeugen und Getrieben in Windkraftanlagen. Die Drehzahlen reichen dabei von n = 6000 min⁻¹ bei Getrieben bis zu mehreren Zehntausend Umdrehungen pro Minute bei der Hochgeschwindigkeitsbearbeitung in modernen Werkzeugmaschinen /3/. Prinzipiell lassen sich Berührungsfreie Dichtsysteme für alle flüssigkeitsbespritzten und drucklos schwallartig überfluteten Wellendurchtritte in Aggregaten des allgemeinen Fahrzeug- und Maschinenbaus einsetzen /4/, /5/. Sie bestehen aus mehreren möglichen Funktionselementen, Bild 1-1 b): Dichtspalte, Stau- und Spritzscheiben, Fangkammern, Fangrinnen und Rücklaufkanälen. Funktionsbedingt gibt es im Gegensatz zu vielen berührenden Dichtelementen bei den Berührungsfreien Dichtsystemen keine Standardsysteme, die weite Anwendungsbereiche abdecken. Ein Berührungsfreies Dichtsystem muss bei der Konstruktion für den jeweiligen Anwendungsfall ausgelegt und dimensioniert werden.

Bereits in den 30er Jahren des letzten Jahrhunderts stellte Felix Wankel grundlegende Gestaltungsrichtlinien für Berührungsfreie Dichtsysteme auf. Wankel bezeichnete diese Dichtsysteme als Fanglabyrinth-Dichtungen. Sie bestanden aus hintereinander angeordneten axialen und radialen Dichtspalten (Labyrinthe) und einer oder mehreren Fangkammern. Trutnovsky /6/ veröffentlichte diese Gestaltungsrichtlinien im Jahr 1949. Sie blieben in der Fachwelt aber weitgehendst unbeachtet.

1986 analysierte Haas /7/ - /12/ im Projekt Nr. 58 des Forschungskuratoriums Maschinenbau e.V. (FKM) die bis dahin bekannten, kommerziell erhältlichen Berührungsfreien Dichtsysteme und stellte erstmals grundsätzliche, experimentell abgesicherte Konstruktionsregeln auf. Als Versuchsflüssigkeit setzte Haas ein unlegiertes Mineralöl mit einer dynamischen Viskosität von $\eta = 30$ mPas ein. Er bestimmte erstmals die von Berührungsfreien Dichtsystemen eigeninduzierten Luftströme durch Spalte und Kanäle.

Im Forschungsprojekt 6776 des Vereins deutscher Werkzeugmaschinenfabriken e.V. (VDW) erweiterte Fritz /13/ - /23/ den Kenntnisstand auf die besonderen Bedingungen an der Hauptspindel von Werkzeugmaschinen: höchste Laufgenauigkeit und große Flüssigkeitsströme bei bestmöglicher Dichtheit. Seine Versuchsflüssigkeiten waren Kühlschmierstoff auf Wasserbasis sowie Spindelöl mit einer dynamischen Viskosität von $\eta = 10$ mPas. Fritz experimentierte erstmals mit dem Hilfsfluid "Sperrluft".

Müller /24/ räumt den Arbeiten von Fritz und Haas in seinem Buch "Abdichtung bewegter Maschinenteile" ein separates Kapitel ein.

Stanger /25/ - /30/ untersuchte im VDW-Projekt Nr. 8118 die berührungsfreie Abdichtung von Werkzeugmaschinenspindeln mit kleinen Durchmessern für geringen axialen Bauraum. Die Lage der Spindelachse im Raum wurde bei diesen Untersuchungen kontinuierlich verändert. Hier kamen zum Teil berührende und unter Drehzahleinfluss abhebende Dichtelemente zum Einsatz. Vor allem schuf Stanger praxisgerechte Auslegungs-, Berechnungs- und Konstruktionsrichtlinien für kleine Sperrluftdichtungen. Seine Versuchsflüssigkeit war ebenfalls wassermischbarer Kühlschmierstoff mit einer dynamischen Viskosität von $\eta \approx 1$ mPas.

Würthner erweiterte im VDW-Projekt Nr. 2404 den Kenntnisstand bei Sperrluftdichtungen auf größere Durchmesser. Erstmalig untersuchte Würthner die Funktion Berührungsfreier Dichtsysteme bei der Abdichtung von Stäuben, wie sie bei der Trockenbearbeitung in modernen Werkzeugmaschinen entstehen.

Aus den Projekten von Haas und Fritz entstand 1991 ein Gestaltungs- und Konstruktionskatalog für Berührungsfreie Spindelabdichtungen im Werkzeugmaschinenbau /22/. Die primäre Erkenntnis war, dass zum erfolgreichen berührungsfreien Abdichten die Realisierung der Funktionen Abweisen, Abspritzen, Abschirmen, Umlenken, Drosseln, Rückfördern, Auffangen und Abführen zwingend erforderlich ist. Diese acht Funktionen sind idealisiert und beispielhaft im Berührungsfreien Dichtsystem einer Spindelabdichtung, Bild 1-2, dargestellt. Des weiteren werden in der Praxis handhabbare Lösungen und Richtlinien für Berührungsfreie Dichtsysteme beschrieben. Diese Richtlinien gelten für "wasserdünne" Flüssigkeiten und höchste Laufgenauigkeit an der Dichtstelle.



Bild 1-2: Funktionen und Praxisausführung eines Berührungsfreien Dichtsystems

Experimentell abgesicherte Lösungen für "zähere" Schmierstoffe, geringere Laufgenauigkeiten beispielsweise durch axiale Wellenauslenkungen, eigeninduzierte Luftströme und der damit verbundenen Ölnebelleckage sind nicht bekannt. Dies hat zur Folge, dass Berührungsfreie Dichtsysteme in Getrieben, Druckmaschinen, Windkraftanlagen, Walzwerken, usw. nicht konstruiert und ausgelegt, sondern für jeden Einzelfall unter sehr hohem zeitlichen und finanziellen Aufwand nach der Methode "trial and error" entwickelt werden müssen.

2 Ziele der Arbeit

Ziel der Arbeit ist es, die Funktionsweise von Berührungsfreien Dichtsystemen unter den besonderen Betriebsbedingungen in Aggregaten des allgemeinen Fahrzeug- und Maschinenbaus zu erforschen. Als besondere Betriebsbedingungen sind zu verstehen:

- Abdichten zäher Flüssigkeiten,
- Auftreten von dynamisch sich ändernden Spalthöhen,
- Auftreten von eigeninduzierten Luftströmen,
- Forderung nach geringem axialen Bauraum.

Gemäß dem Ziel der Arbeit ergab sich folgende Gliederung:

In Kapitel 3 **Versuchseinrichtungen und Versuche** werden zunächst die verwendeten Prüfstände, Aggregate und Messgeräte beschrieben. Die Vorgehensweise bei Anwendung der Finite-Elemente-Analyse (FEA) wird erläutert.

Die Darstellung der Randbedingungen industriell eingesetzter Berührungsfreier Dichtsysteme findet in Kapitel 4 **Untersuchungsprogramm und Versuchsdurchführung** statt. Gemeinsam mit dem experimentell ermittelten Einfluss des Dichtungsumfelds werden die Versuchsbedingungen abgeleitet. Die Untersuchungsmethodik, eingesetzte Versuchsflüssigkeiten und verwendete Begriffe werden definiert.

Kapitel 5 zeigt die **Dichtfunktion bei zähen Flüssigkeiten** und daraus gewonnene Schlussfolgerungen im Hinblick auf die Gestaltung Berührungsfreier Dichtsysteme. Dynamisch sich ändernde Spalthöhen und deren Einflüsse schließen die Untersuchungen mit zähen Flüssigkeiten ab.

Die Dichtfunktion Berührungsfreier Dichtsysteme wird in erheblichem Maße durch **eigeninduzierte Luftströme** beeinflusst. Die Entstehung und deren Auswirkungen werden in **Kapitel 6** anhand von Versuchsergebnissen erörtert. Die Finite-Elemente-Analyse zeigt eine Vorgehensweise, wie Dichtsysteme konstruktiv verbessert werden können.

Abdichten bei geringem axialen Bauraum lautet eine Forderung der Industrie. In Kapitel 7 wird eine konstruktive Umsetzung für Berührungsfreie Dichtsysteme vorgestellt. Versuchsergebnisse und resultierende Schlussfolgerung schließen das Kapitel.

In Kapitel 8 **axial steckbare Berührungsfreie Dichtsysteme** werden Beispiele im Hinblick auf eine einfachere Montage vorgestellt.

Häufig werden die hohen Anschaffungskosten von Berührungsfreien Dichtsystemen in der Industrie gescheut. In Kapitel 9 findet eine **Abschätzung der Kosten** unter dem Aspekt Herstellungs- und Wartungskosten im Vergleich zu einem handelsüblichen Radialwellendichtring statt.

In Kapitel 10 werden die wichtigsten **Erkenntnisse der Arbeit für die Praxis** abschließend zusammengefasst.

3 Versuchseinrichtungen und -methodik

Die experimentellen Untersuchungen fanden am Einzeldichtungsprüfstand BFWD II statt. Ein speziell entwickeltes Hydraulikaggregat versorgte Prüfstand und Bespritzungsvorrichtungen mit zähen Ölen. Aus einer Industrieumfrage ging hervor, welche Ölviskositäten praxisrelevant sind. Aufgrund einer Vielzahl an verwendeten Öladditiven und deren unbekannter Einflüsse schien es zweckmäßig, nur reine, also unadditivierte Öle im Versuch zu verwenden. Deshalb wurde aus den vier sogenannten FVA-Basisölen ein Versuchsöl mit der entsprechenden Ölviskosität gemischt und im Rotationsviskosimeter überprüft.

Mit Hilfe des entwickelten Exzenterwellenantriebs war es möglich, den Einfluss von dynamisch veränderbaren Spalthöhen auf die Dichtfunktion zu ermitteln. Zur Untersuchung von eigeninduzierten Luftströmen stand ein unabhängiges Luftdurchsatzmessgerät zur Verfügung. Begleitende Berechnungen mit der Finite-Elemente-Analyse sollten Aufschluss über die Anwendbarkeit und das Entwicklungspotenzial geben.

3.1 Einzeldichtungsprüfstand

Der in Bild 3-1 dargestellte Einzeldichtungsprüfstand BFWD II /7/ erlaubt Untersuchungen an Dichtsystemen bis zu einer Wellendrehzahl von n = 9.000 min^{-1} . Der Prüfstand ist modular aufgebaut. Alle Einrichtungen wie z. B. Bespritzungsvorrichtungen, Aufnahmeplatten für



Bild 3-1: Einzeldichtungsprüfstand BFWD II mit Berührungsfreiem Dichtsystem (geschnitten)

Dichtsysteme bzw. Dichtelemente, Luftlager zur Reibmomentmessung, Exzenterwellenantrieb u. ä. sind auf Führungsstangen axial verschiebbar gelagert. Spannelemente fixieren die Module axial. Die Führungsstangen sowie das Spindelgehäuse sind mit der Grundplatte verschraubt. Ein Scheibenläufermotor treibt über einen Poly-V-Riemen die Spindel an, die präzise mit Schrägkugellagern gelagert ist. Die Positionierung der Versuchswelle an der Spindel erfolgt durch eine Passung. Die Versuchswelle wird stirnseitig an die Spindel angeschraubt.

Die gehäusefesten Dichtungsteile sitzen in einer axial fixierbaren Aufnahmeplatte, welche für Reibmomentmessungen durch einen aerostatisch gelagerten Dichtungsträger (nicht in Bild 3-1) ersetzt werden kann. Der aerostatisch gelagerte Dichtungsträger stützt sich über einen Kraftaufnehmer am Gehäuse ab und ermöglicht Reibmomentmessungen in einem Bereich von $M_R = 0,01$ bis 2000 Nmm. Bespritzungseinrichtungen können auf beiden Seiten des Versuchsdichtsystems montiert werden, wobei die Strahlform, der Anspritzort und der Anspritzstrom beliebig gewählt werden können.

3.2 Hydraulikaggregat

Für die Versorgung der Bespritzungsvorrichtungen am Prüfstand steht das in Bild 3-2 dargestellte Hydraulikaggregat zur Verfügung. Es wurde unter Anleitung des Verfassers von der



Bild 3-2: Hydraulikaggregat

Firma Rexroth aufgebaut. Das Hydraulikaggregat wurde als mobile, flexible komplette Einheit (fahrbar, elektrisch und messtechnisch steckerfertig sowie mit hydraulischen Schlauchkupplungen) aufgebaut, so dass es an allen am Institut vorhandenen Prüfständen eingesetzt werden kann. Eine Innenzahnradpumpe (4.) fördert den Ölvolumenstrom zum Prüfstand. Sie ist über einen Drehstrom-Asynchronmotor (DASM) angetrieben. Der DASM lässt sich über einen Frequenzumrichter (FU) drehzahlregeln. So ist der Ölvolumenstrom zum Prüfstand grob über die Motordrehzahl voreinstellbar.

Ein Stromregelventil (1.) ermöglicht die Feineinstellung des Ölvolumenstroms V_{tÖl} mit einer Auflösung von 0,01 l/min. Ein Zahnrad-Durchflussmesser (2.) erfasst den Ölvolumenstrom und gibt den Momentanwert an ein Display am Schaltschrank weiter. Ein Druckbegrenzungsventil (5.) dient zur Absicherung des Maximaldrucks ($p_{max} = 120$ bar) im System. Steigt dieser über $p_{max} = 120$ bar, öffnet das Ventil und der Ölvolumenstrom wird drucklos in den Tank abgeleitet.

Durch Betätigen eines Druckschalters am Schaltschrank wird der Ölvolumenstrom zum Prüfstand über ein 4/2 Wegeventil (3.) freigegeben. Bei Bedarf ist auch ein getakteter Betrieb möglich.

Die Viskosität von Ölen ist temperaturabhängig. Zur Sicherstellung einer konstanten Öltemperatur und damit einer konstanten Ölviskosität verfügt das Hydraulikaggregat über einen separaten Temperierkreislauf. In diesem Temperierkreislauf treibt ein Konstantmotor eine Innenzahnradpumpe (A.) an, die das Öl umwälzt. Ein Filter (B.) reinigt das umgewälzte Öl.



Bild 3-3: Hydraulikschaltplan

Ein Öl-Wasser-Plattenwärmetauscher (C.) kühlt das umgewälzte Öl. Das dem Wärmetauscher zufließende Wasser kommt aus dem Brauchwassernetz und hat eine Zulauftemperatur von $\vartheta = 10^{\circ}$ C. Die Beheizung des Öls erfolgt durch zwei Heizpatronen im Tank. Ein Messfühler (Pt 100) übermittelt die aktuelle Öltemperatur im Tank an einen Temperaturregler (3-Punkt-Regelung). Der Regler vergleicht den Temperatur-Soll- mit dem Ist-Wert. Bei einer unzulässigen Abweichung des Ist-Werts nach oben aktiviert der Regler die Kühlung des Temperier-kreislaufs. Im umgekehrten Fall, der Ist-Wert ist unzulässig kleiner als der Soll-Wert, aktiviert der Regler die Heizung im Tank.

Bild 3-3 zeigt den Hydraulikschaltplan der Anlage, in dem der Arbeits- und der Kühlkreislauf durch strichpunktierte beziehungsweise dicke durchgezogene Linien dargestellt sind.

3.3 Exzenterwellenantrieb

Als kritische Abdichtbedingung beschreiben Dichtungsanwender von Berührungsfreien Dichtsystemen häufig die der Rotation überlagerte axiale Translation der Welle. Dies führt zu zeitlich sich ändernden Stirnflächenspalthöhen mit der Frequenz f.

Um den Einfluss von zeitlich sich ändernden Spalthöhen auf die Dichtfunktion untersuchen zu können, war die Konstruktion einer entsprechenden Versucheinrichtung notwendig. Unter Anleitung des Verfassers resultierte daraus in /32/ der Exzenterwellenantrieb. Die Versuchseinrichtung kann an den Einzeldichtungsprüfstand BFWD II adaptiert werden, Bild 3-4 b.).

Bild 3-4 a.) zeigt den konstruktiven Aufbau des Exzenterwellenantriebs. Ein Drehstromasynchronmotor mit Fremdbelüftung treibt über eine Kupplung die Exzenterwelle an. Auf der Exzenterwelle befinden sich zwei Exzenterringe mit jeweils gleicher Exzentrizität $e_1 = 1,25$ mm, die gegeneinander um den Winkel α verdrehbar montiert sind. Für $\alpha = 180^{\circ}$ beträgt die maximal einstellbare Gesamtexzentrizität $e = 2 \cdot e_1 = 2.5$ mm. Auf den rechten Exzenterring ist ein Rillenkugellager aufgepresst. Der Innenring des Rillenkugellagers läuft also mit derselben eingestellten Exzentrizität e um. Der Außenring des Rillenkugellagers liegt dabei stirnseitig am Rotor des zu untersuchenden Dichtsystems an, Bild 3-4 c.). Die Rotationsachse des Dichtsystems steht senkrecht auf der Rotationsachse des Rillenkugellagers. Eine halbe Umdrehung der Exzenterwelle bewirkt, dass der Rotor des Dichtsystems sich um den Betrag a nach links bewegt. Dreht sich die Exzenterwelle um eine weitere halbe Umdrehung, bewegt sich der Rotor des Dichtsystems durch die Rückstellkraft einer hochdynamischen Ventilfeder wieder in den Ausgangszustand zurück. Die Spalthöhe des Stirnflächenspalts ändert sich dabei um den Betrag a während einer Umdrehung der Exzenterwelle. Der Betrag a charakterisiert somit die dynamische Spalthöhenänderung des Stirnflächenspalts. Er ist definiert als Produkt der einstellbaren Exzentrizität e mit dem Sinus des halben Verdrehwinkels α.

$$a = 2 \cdot e \cdot \sin(\alpha/2) \tag{3-1}$$

Durch Verdrehen der beiden Exzenterringe um den Winkel α gegeneinander kann eine stufenlos einstellbare Spalthöhenänderung a = 0...5 mm realisiert werden. An der Berührstelle zwischen dem Außenring des Kugellagers und der Stirnfläche des Dichtsystemrotors kam es zu Verschleiß. Die Stirnfläche des Dichtsystemrotors musste deshalb während der Versuche mehrmals neu plan gedreht werden.



a.) Exzenterwellenantrieb - Aufbau



b.) Prüfstand - Übersicht

c.) Funktionsprinzip



Der Antriebsmotor wird über einen Frequenzumrichter angesteuert. Damit lässt sich die Drehzahl der Exzenterwelle zwischen $n = 0...3000 \text{ min}^{-1}$ und damit die Frequenz mit der sich die Spalthöhe ändert stufenlos zwischen f = 0...50 Hz einstellen. Die Exzenterwelle kann über Ausgleichsmassen, die links und rechts der Exzenterringe angebracht sind, gewuchtet werden. Der Exzenterwellenantrieb lässt sich über klemmbare Gleitlager axial auf den Führungsstangen des Prüfstandtisches verschieben, Bild 3-4 b.). Die Lagerung der Exzenterwelle erfolgt über zwei Stehlager, die Lageraufnahme dient der Anbindung an die Montageplatte.

In Bild 3-5 sind die auftretenden Betriebszustände des untersuchten Dichtsystems aufgezeichnet. Die anfängliche Lage zeigt Bild 3-5 links. Das Dichtsystem wird so montiert, dass der axiale Abstand zwischen Rotor und Stator des Dichtsystems h_0 beträgt. Nach einer halben Umdrehung der Exzenterwelle stellt sich die ausgelenkte Lage (Bild 3-5 rechts) mit Abstand $h_1 = h_0 + a$ ein. Der Rotor des Dichtsystems spannt dabei die Ventilfeder. Nach einer weiteren halben Umdrehung der Exzenterwelle beträgt der Abstand wieder h_0 . Mittels der gespeicherten Energie stellt die Ventilfeder den Rotor des Dichtsystems zurück. Untersuchungsparameter sind damit die initiale Spalthöhe h_0 , die Spalthöhenänderung a und die Verschiebefrequenz f.



Bild 3-5: Dichtsystem bei Spalthöhenänderung

Über die Düsen der Bespritzungsvorrichtung erfolgt die Flüssigkeitsbeaufschlagung des Dichtsystems. Die über den pulsierenden Eingangsspalt eindringende Flüssigkeitsmenge wird als Rücklauf aus der Fangkammer experimentell ermittelt.

3.4 Luftdurchsatz- Mess- und Regelgerät

Berührungsfreie Dichtsysteme können konstruktionsbedingt selbst Luftströme erzeugen. Die Messung dieser sogenannten eigeninduzierten Luftströme durch das Dichtsystem hindurch erfolgt über einen Massendurchflussmesser, der Bestandteil des im Folgenden beschriebenen Luftdurchsatzmessgeräts ist, Bild 3-6. Für Luftdurchsatzmessungen muss eine der beiden offenen Seiten des Dichtsystems mit Hilfe einer Kammer von der Umgebung getrennt werden.

Eine an die statischen Dichtungsteile angeflanschte "*Kammer für Luftdurchsatzmessungen"* übernimmt diese Aufgabe. In der Kammer wird der Druck über einen Präzisionsdruckaufnehmer gemessen. Für das in Bild 3-6 dargestellte Berührungsfreie Dichtsystem wird im Folgenden die Messmethodik der Luftdurchsatzmessung erläutert. Zunächst wird der Aufbau des Dichtsystems erklärt. Von der Lagerseite her betrachtet besteht der Eingangsbereich des Dichtsystems aus einem überdeckten Stirnflächenspalt mit Fangrinne. An den Stirnflächenspalt schließt sich ein Ringspalt an, der in die 1. Fangkammer mündet. Aus der 1. Fangkammer kann eingedrungene Flüssigkeit nach unten über die Rücklaufbohrung 1 zur Lagerseite hin austreten. Von der Umgebungsseite her betrachtet besteht der Ausgangsbereich des Dichtsystems aus einem Stirnflächenspalt. Vor diesem Stirnflächenspalt befindet sich ein Ringspalt, der zur 2. Fangkammer hin geöffnet ist. Aus der 2. Fangkammer kann ebenfalls eingedrungene Flüssigkeit nach unten durch die Rücklaufbohrung 2 zur Lagerseite hin austreten. 1. und 2. Fangkammer sind über einen Ring- und Stirnflächenspalt miteinander verbunden.

Aus messtechnischen Gründen werden im Luftdurchsatzversuch beide Rücklaufbohrungen 1 und 2 durch die Kammer zur Umgebung hin geführt.



Bild 3-6: Messmethodik bei Luftdurchsatzmessungen

Das Luftdurchsatzmessgerät arbeitet mit einem erzwungenen regelbaren Umluftdurchsatz, der vom Luftstrom, den die Versuchsdichtung erzeugt, überlagert wird. Dazu wird im Zuluftstrang ein Massendurchflussregler (in Bild 3-6 nicht dargestellt) und im Abluftstrang ein Massendurchflussmesser eingesetzt. Alle Geräte arbeiten nach dem kaloriemetrischen Prinzip, das heißt ein beheizter Fühler kühlt sich durch die strömende Luft ab. Durch die damit verbundene Widerstandsänderung des Fühlers kann die strömende Luftmenge ermittelt werden. Durch die beiden zugeführten Luftströme (Dichtung und konstanter Zuluftstrom) entsteht in der Kammer zunächst ein Überdruck, der vom Präzisionsdruckaufnehmer gemessen wird. Da an der Versuchsdichtung kein oder nur ein definierter Differenzdruck auftreten soll, wird über den Präzisionsdruckaufnehmer mit angeschlossenem PID-Regler ein Proportionalventil im Abluftstrang angesteuert. Die Vakuumpumpe fördert denselben Luftstrom aus der Kammer, den Dichtung und Zuluft eingebracht haben. Durch Differenzbildung von zu- und abgeführter Luft ergibt sich der vom Dichtsystem geförderter Luftstrom und dessen Förderrichtung.



Bild 3-7: Blockschaltbild des Luftdurchsatzmessgeräts

Je nach dem, wie groß der vom Dichtsystem eigeninduzierte Luftstrom ist, kann der Messbereich des zu messenden Luftdurchsatzes eingestellt werden. Folgende Messbereiche stehen für die im Zuluftstrang befindlichen Massendurchflussregler zur Verfügung: 0...0,2 / 0...2 / 0...10 / 0...100 / 0...500 l/min bei einer Auflösung von 0,1% und einer Messgenauigkeit von 1% des Messbereiches. Für die Massendurchflussmesser stehen im Abluftstrang folgende

Messbereiche zur Verfügung: 0...2 / 0...10 / 0...100 l/min bei gleicher Messgenauigkeit. Für die Druckmessung standen zwei Präzisionsdruckaufnehmer zur Verfügung. Der Messbereich des ersten Druckaufnehmers liegt zwischen p = -70...+70 Pa, der des zweiten zwischen p = -170... +170 hPa. Die Auflösung beider Druckaufnehmer beträgt 1:25.000. Bild 3-7 zeigt das Blockschaltbild des Luftdurchsatzmessgeräts.

3.5 Rotationsviskosimeter

Die dynamische Viskosität η der verwendeten Öle wird im Rotationsviskosimeter VISCOLAB LC 10 der Firma Physica bestimmt /34/. Das Prinzip der Viskositätsmessung ist in Bild 3-8 dargestellt. Ein Messkörper (konzentrischer Zylinder) rotiert in der zu untersuchenden Flüssigkeit (Searle-Prinzip). Zwischen rotierendem Messkörper und feststehendem Messbecher befindet sich der Messspalt. Durch den Fließwiderstand der Flüssigkeit wirkt auf den rotierenden Messkörper ein Reibmoment M_R. Durch Vorgabe verschiedener Drehzahlen n des Messkörpers sind unterschiedliche Schergeschwindigkeiten $\dot{\gamma}$ im Messspalt einstellbar.



Bild 3-8: Prinzip der Viskositätsmessung nach /34/

Die Reibmomentmesswerte sind direkt proportional zur Schubspannung τ im Messspalt und zur dynamischen Viskosität η . Spalthöhe und Spaltlänge sind durch die Geometrie des Aufbaus vorgegeben und werden im Korrekturfaktor η_{ψ_0} berücksichtigt. Aus dem gemessenen Reibmoment wird über die Beziehung $\eta = \eta_{\%} \cdot M_R$ die dynamische Viskosität der Flüssigkeit ermittelt und auf dem Display des Rotationsviskosimeters angezeigt.

3.6 Finite-Elemente-Analyse (FEA)

Erstmalig wurde die Finite-Elemente-Analyse (FEA) bei der Berechnung der eigeninduzierten Luftströme von Berührungsfreien Dichtsystemen eingesetzt. Die Finite-Elemente-Analyse lief mit dem Programmpaket ANSYS/FLOTRAN Version 5.7 auf einem PC mit Pentium 4 Prozessor, getaktet mit 1,4 GHz auf dem Microsoft Betriebssystem WinNT Version 4.0.

Bild 3-9 zeigt den prinzipiellen Ablauf einer Finite-Elemente-Analyse. Im Preprocessing ist das reale Dichtsystem bzw. die Spaltgeometrie vom Anwender in ein vereinfachtes Rechenmodell umzuwandeln. Aufgrund der komplexen Anordnung - einige Dichtungsteile sind nicht rotationssymmetrisch - müssen in der FEA Vereinfachungen getroffen werden. Die Geometrie der Dichtung wird aus der technischen Zeichnung übernommen und manuell in ANSYS übertragen. Im Strömungsberechnungsmodul FLOTRAN erfolgt die Vernetzung des Modells.



Bild 3-9: Prinzipieller Ablauf der Finite-Elemente-Analyse

Für eine stabile Rechnung ist die Vernetzung mit viereckigen (2-D) oder quaderförmigen (3-D) Elementen zwingend erforderlich.

Die physikalische Eigenschaften der Luft und Randbedingungen wie Druck, Strömungsgeschwindigkeit und Temperatur müssen vorgegeben werden. Nach vollständiger Eingabe berechnet FLOTRAN als Solutionprozessor die Ergebnisse, die im Postprozessor ANSYS ausgewertet werden

4 Untersuchungsprogramm und Randbedingungen

Vorangegangene Forschungsarbeiten untersuchten die Funktionalität Berührungsfreier Dichtsysteme bei präziser Lagerung für die Abdichtung niederviskoser Flüssigkeiten. Für zahlreiche Anwendungen im Maschinen- und Fahrzeugbau ist die Viskosität der abzudichtenden Flüssigkeiten aber um ein Vielfaches höher und die Laufgenauigkeiten nicht besonders hoch. Die Funktionalität der Dichtungen muss unter diesen besonderen Abdichtbedingungen verifiziert werden.

4.1 Ermittlung und Analyse von Betriebsbedingungen, Bauformen und Problemen

Um das Ziel der Arbeit unter möglichst praxisnahen Bedingungen durchführen zu können, fand eine Umfrage bei Anwendern von Berührungsfreien Dichtsystemen statt. 42 Firmen der Antriebs- und Getriebetechnik wurden zu den Betriebsbedingungen, Bauformen, Erfahrungen und nach Problemen hinsichtlich der Abdichtung mit Berührungsfreien Dichtsystemen befragt. Die wesentlichen Ergebnisse der Umfrage sind in Tabelle 4-1 dargestellt.

				•
Anwendungen	Getriebe (Windkraft-, Turbo-, Achsgetriebe)		zusätzliche Abdichtung von	Staub, Schmutz
Drehzahlen	20 bis 80.000 min ⁻¹		weitere dynamische Dichtelemente	Filzring, V-Ring, Ab- schirmbleche
Bauformen	Labyrinthe, Fanglabyrinthe		Spalthöhen (axial u. radial)	0,1 mm bis 2 mm
Umfangsge- schwindigkeiten	4 bis 110 m/s		Probleme	Auftreten von Luftströ- men, Ölnebelleckage
abzudichtende Öle	Schmier-, Getriebe-, Turbinenöle		Wünsche	Abdichten von Öldunst und Ölnebel
kinematische Ölviskosität	32 bis 320 cSt (mm ² /s)			kostengünstige Lösung einfach montierbar
Temperaturen	- 15° bis 120° C			Standardisierte Labyrint-
Wellenlage	vorwiegend horizontal			he, analog RWDR

Tabelle 4-1:	Ergebnisse	der Ind	lustrieu	mfrage
I ubone i It	Ligeomboe	avi int	aubu ieu.	muge

Die Umfrage sollte eigentlich auch klären, wie viel Flüssigkeit von Berührungsfreien Dichtsystemen abzudichten ist. Eine quantitative Aussage darüber konnte keiner der Befragten machen. Einige wenige verwiesen darauf, dass die Menge von der Art der Lagerung und der Lagerschmierung abhängig sei. Im Folgenden wird dieser Frage umfassend nachgegangen.

4.2 Ermittlung der abzudichtenden Flüssigkeitsmengen

Die langjährige Erfahrung und Forschung auf dem Gebiet der Dichtungstechnik hat gezeigt, dass die Kenntnis der tatsächlich an der Dichtstelle herrschenden Bedingungen von entscheidender Bedeutung für eine sichere und zuverlässige Auslegung von berührungsfreien Dichtsystemen ist.

In Bild 4-1 sind die Einflussfaktoren inneres und äußeres Dichtungsumfeld, die an der Dichtstelle im Betrieb wirken dargestellt. Für das äußere Dichtungsumfeld spielt die anspritzenden Flüssigkeit (meist Wasser oder wasserähnliche Flüssigkeiten), Schmutz und Staub hinsichtlich der Dichtfunktion eine wesentliche Rolle. Hierzu gibt es zahlreiche Untersuchungen von Haas /1/, Fritz /20/ und Stanger /30/. Schwerpunkt dieser Arbeit ist das innere Dichtungsumfeld, sodass das äußere Dichtungsumfeld im folgenden nicht weiter betrachtet wird. Das innere Dichtungsumfeld ist im wesentlichen gekennzeichnet durch die Art der Lagerung und der Lagerschmierung und daraus resultierend der anspritzenden Ölmenge $V_{töl}$. Folgende Fragen sollen beantwortet werden: Mit wie viel Flüssigkeit ist im Eingangsbereich einer Berührungsfreien Dichtung zu rechnen? Welchen Widerstand setzen unterschiedliche Lagerbauarten dem durchtretenden Ölstrom entgegen? Wie kann dies untersucht werden?



Bild 4-1: Einflussfaktoren inneres und äußeres Dichtungsumfeld

Bei der Abdichtung von Getrieben und Aggregaten des allgemeinen Maschinenbaus befinden sich direkt vor der Dichtung die unterschiedlichsten Lagerbauarten mit diversen Schmiersystemen. In Tabelle 4-2 sind gängige Lagerbauarten und Anwendungsbeispiele dargestellt.

Lagerbauart	Anwendungsbeispiel	Eigenschaften
Rillenkugellager	Schneckenradwellen	radial hoch belastbar; kosten- günstig
Zylinderrollenlager	Planetengetriebe	hohe radiale Tragfähigkeit
Kegelrollenlager	Stirnradgetriebe (Eingangswelle)	hohe radiale und axiale Tragfähigkeit
Pendelrollenlager	Stirnradgetriebe (Zwischen- und Abtriebswellen)	Ausgleich bei Fluchtfehlern und Wellenverlagerungen
Vierpunktlager (Zylinderrollenlager)	Stirnradgetriebe	günstig bei hohen Drehzahlen
Kegelrollenlager (Rillenkugellager)	Kegelradgetriebe	enge axiale Führungen, einstellbar
Schrägkugellager (Kegelrollenlager)	Schneckengetriebe	günstig bei hohen Axialkräften
Tonnenlager		Ausgleich bei Fluchtfehlern

 Tabelle 4-2:
 Gängige Lagerarten und Anwendungsbeispiele /38/

Wälzlager werden meist mit Fett oder Öl geschmiert. In Sonderfällen ist eine Feststoffschmierung ausreichend. Einen Überblick über die Schmierverfahren und deren Einsatzgrenzen gibt Tabelle 4-3 wieder. Auf die Fett- und Feststoffschmierung wird im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter eingegangen.

Schmierstoff	Schmierverfahren	Drehzahlkennwerte n·d _m [min ⁻¹ ·mm]
Festschmierstoff	Feststoffschmierung	<1,5·10 ³
Fett	Fettschmierung	$< 0,5 \cdot 10^{6}$
Öl (größere Ölmenge)	Ölbad-, Öltauch- oder Ölsumpfschmierung	$\leq 0,5 \cdot 10^{6}$
	Ölumlauf- oder Öldurchlaufschmierung	$\leq 0.8 \cdot 10^6$
	Öleinspritzschmierung	$> 1,0.10^{6}$
Öl (Minimalmenge)	Tropfölschmierung	$< 0,5 \cdot 10^{6}$
	Ölnebelschmierung	$\leq 1,0.10^{6}$

 Tabelle 4-3:
 Wahl der Schmierverfahren /39/

Bei den Schmierverfahren mit Öl unterscheiden sich Ölsumpf-, Ölumlauf-, Öleinspritz-, Tropföl- und Ölnebelschmierung. Bei der Öleinspritzschmierung wird Öl mittels Düsen in den Spalt zwischen Lagerinnen- und -außenring mit einer Strahlgeschwindigkeit größer $v_s = 15$ m/s eingespritzt. Dadurch erhält das Lager ein Maximum an versorgender Ölmenge zur Schmierung und Kühlung. Ein Teil der Ölmenge tritt durch das Lager und fliest dem Berührungsfreien Dichtsystem als abzudichtende Flüssigkeit zu. Somit stellt die Öleinspritzschmierung bezüglich der vom Dichtsystem zu bewältigenden Ölmenge den härtesten Abdichtungsfall dar.

Die Flüssigkeitsmenge, die bei Öleinspritzschmierung das Lager durchdringt, wurde anhand der in Bild 4-2 dargestellten, handelsüblichen Lagerbauarten unter Anleitung des Verfassers in /41/ experimentell ermittelt. Einige Lager sind mit, andere ohne Deckscheibe ausgestattet.



Bild 4-2: Untersuchte Lagerbauarten /60/

Den Versuchsaufbau zur Ermittlung der Flüssigkeitsmenge zeigt Bild 4-3. Mit Hilfe der Bespritzungsvorrichtung (12 in Umfangsrichtung angeordnete Düsen mit Durchmesser $d_{Düse} = 0,71$ mm) wurden die Lager mit Strahlgeschwindigkeiten zwischen $v_s = 2,6...14$ m/s je Düse ($V_t = 0,75...4$ l/min) beaufschlagt. Bei 14 m/s Strahlgeschwindigkeit war der maximal zulässige Druck (120 bar) am Hydraulikaggregat erreicht. Eine weitere Erhöhung der Strahlgeschwindigkeit war somit nicht möglich. Da wie später noch gezeigt wird die Dichtsysteme mit denselben Strahlgeschwindigkeiten bespritzt werden, also immer einer höheren Beanspruchung ausgesetzt sind, war eine weitere Erhöhung der Strahlgeschwindigkeit auch nicht zwingend erforderlich. Für die Untersuchung wurden die Düsen immer so ausgerichtet, dass der größte Lagerdurchfluss auftritt.



Bild 4-3: Aufbau zur Ermittlung des Lagerdurchflusses

In Bild 4-4 ist die Einbausituation für die verschiedenen Lagertypen dargestellt. Der maximale Lagerdurchfluss tritt meist bei Anspritzung zwischen Lagerkäfig und Lagerinnenring auf. Die durchdringende Flüssigkeitsmenge wird aufgefangen und gewogen.

Als anspritzende Flüssigkeit diente FVA-Öl (Details in Kapitel 4.3.2) mit einer Viskosität von $\eta = 157$ mPas bei 50°C. Die Messung der durchdringenden Flüssigkeitsmenge fand bei Wellendrehzahlen im Bereich n = 0...6000 min⁻¹ statt. Einzige Ausnahme bildete das Tonnenlagers 20208T, dessen zulässige Drehzahl auf n_{max} = 4000 min⁻¹ begrenzt war.



Bild 4-4: Einbausituation der Lagerbauarten bei maximalem Lagerdurchfluss je Lagertyp



Bild 4-5: Durchdringender Massenstrom der Lager bei Öleinspritzschmierung
Die Ergebnisse dieser Untersuchungen zeigt Bild 4-5. Dargestellt ist jeweils der durch die Lager dringende Massenstrom m_t in Gramm pro Minute über der Wellendrehzahl in Umdrehungen pro Minute für Anspritzströme zwischen $V_t = 0.75...4$ l/min.

Rillenkugellager und Zylinderrollenlager zeigen einen über der Drehzahl mehr oder weniger konstanten Massenstrom, der mit zunehmendem Anspritzstrom ansteigt. Der Massenstrom des Zylinderrollenlagers liegt durchschnittlich etwa 30% unter dem des Rillenkugellagers. Das Zylinderrollenlager ist im Gegensatz zum Rillenkugellager mit einer Deckscheibe ausgestattet.

Beim Schrägkugellager und beim Kegelrollenlager - jeweils in X-Anordnung - nimmt der Massenstrom über der Drehzahl zunächst tendenziell ab. Dies ist auf die entgegen der Anspritzrichtung wirkende Förderwirkung der Lager zurückzuführen. Das Schrägkugellager verfügt im Gegensatz zum Kegelrollenlager über einer Deckscheibe. Trotzdem ist der Massenstrom im Schnitt um 100% höher. Beide Lagerbauarten weisen in der X-Anordnung innerhalb eines charakteristischen Drehzahlbereichs ($n_{char.} = 2000...3000 \text{ min}^{-1}$) ein Minimum des Massenstroms auf. Nach Überschreiten dieses Drehzahlbereichs findet eine starke Verschäumung des zurückgeförderten Öls statt. Das aus der Bespritzungsvorrichtung anspritzende Öl trifft auf das verschäumte Öl am Lager. Die Rückförderwirkung der Lager ist bei Ölschaum geringer, sodass der Massenstrom auf ein Maximum ansteigt und mit steigender Drehzahl erneut absinkt.

Bei O-Anordnung der Schrägkugellager und Kegelrollenlager weist die Förderwirkung der Lager genau in die entgegengesetzte Richtung, also in Richtung Berührungsfreies Dichtsystem (vergleiche Bild 4-1). Als Folge davon steigt der Massenstrom mit steigender Drehzahl erst stark, ab n = 2000 min⁻¹ geringfügiger aber kontinuierlich an.

Pendelrollenlager und Tonnenlager weisen nach den in X-Anordnung angestellten Lagern den geringste Massenstrom auf. Dabei steigt der Massenstrom beim Tonnenlager über der Drehzahl geringfügig an, während beim zweireihigen Pendelrollenlager tendenziell eine Abnahme feststellbar ist.

Zur Bestimmung der Öldichte wurde ein Liter Öl bei Raumtemperatur auf einer Präzisionswaage gewogen. Demnach betrug die Öldichte $\rho_{\ddot{O}I} = 0,859 \text{ kg/dm}^3$. Über die Beziehung

$$V_{t\ddot{O}l} = \frac{m_{t\ddot{O}l}}{\rho} \tag{4-1}$$

kann der Massenstrom in einen Volumenstrom mit Einheit l/min umgerechnet und in Relation zum Anspritzstrom V_t gesetzt werden. Daraus ergibt sich die relative Lagerdurchdringung in Prozent.

Die für jedes Lager experimentell ermittelte relative Lagerdurchdringung ist über dem Anspritzstrom in Bild 4-6 dargestellt. Das Kegelrollenlager in O-Anordnung fördert unabhängig vom Anspritzstrom 90 bis 95 % der anspritzenden Flüssigkeit durch das Lager hindurch. Analog verhalten sich das Rillenkugellager und das Schrägkugellager in O-Anordnung, die zwischen 70 und 90% der anspritzenden Flüssigkeit weiter transportieren. Beim Zylinderrollenlager reduziert sich die relative Lagerdurchdringung auf 50 bis 70% und sinkt beim Pendelrollenlager weiter auf 35 bis 60% ab. Das Tonnenlager lässt lediglich noch 35 bis 40% des Anspritzstroms durch. Die relative Lagerdurchdringung beim Schrägkugellager und Kegelrollenlager in X-Anordnung ist vom Anspritzstrom abhängig. Bei geringen Anspritzströmen beträgt sie 5%, bei höheren steigt sie auf 20 bis 30%.



(O)...Lager in O-Anordnung, (X) Lager in X-Anordnung Bild 4-6: Relative Lagerdurchdringung (Lagerdurchmesser $d_L = 40 \text{ mm}$)

Aus den Untersuchungen zur Ermittlung der abzudichtenden Flüssigkeitsmengen ergeben sich folgende Schlussfolgerungen:

- In O-Anordnung angestellte Lager leiten das Öl bei Einspritzschmierung vollständig weiter. Diese Flüssigkeitsmenge ist vom Berührungsfreien Dichtsystem abzudichten.
- Die Lagerdurchdringung ist davon abhängig, ob die Lager mit Deck- oder Dichtscheiben ausgestattet sind. Rillenkugellager ohne Deckscheibe lassen gleich viel Flüssigkeit durch, wie in O-Anordnung angestellte Lager. Bei Lagern mit Deckscheibe reduziert sich die Lagerdurchdringung auf bis zu 5% des Anspritzstroms.
- Der Einbau von Lagern mit aktiver Flüssigkeitsförderung direkt vor einem Berührungsfreien Dichtsystem sollte verhindert werden. Wenn dies konstruktionsbedingt unumgänglich ist, muss für das Dichtsystem ein größerer Bauraum berücksichtigt werden.

4.3 Versuchsbedingungen

Aus den Ergebnissen der in Kap. 4.1 durchgeführten Industrieumfrage sowie der an der Forschungsstelle bereits befindlichen Einrichtungen ergeben sich die Versuchsbedingungen.

4.3.1 Allgemeine Versuchsbedingungen

Die wichtigsten allgemeinen Versuchsbedingungen sind:

- Wellendurchmesser d = (40), 60...112 mm
- Rotationsbewegungen
 Wellen-Drehzahl n = 0...9.000 min⁻¹ (maximal zulässige Drehzahl des Prüfstands)
- Translationsbewegungen Frequenz f = 0...25 Hz
- Wellenlage horizontal
- abzudichtende Flüssigkeit, FVA-Versuchsöl, siehe Kapitel 4.3.2
- Temperaturen T = $30...50^{\circ}$ C (zur Einstellung der Ölviskosität)

4.3.2 Versuchsflüssigkeiten, Mischungsdiagramm

Wie aus Tabelle 4-1 ersichtlich, gibt es gravierende Unterschiede bei den verwendeten Ölen und deren Viskosität. Darüber hinaus sind die abzudichtenden Ölsorten neben einer unterschiedlichen Additivierung auch mit unterschiedlichen Oxidations- und Korrosionsschutzinhibitoren versehen. Um jeglichen Einfluss der Additivierung bei der Versuchsdurchführung auszuschließen, wurden ausschließlich FVA-Referenzöle verwendet. Diese Öle sind unlegiert, also ohne Additive erhältlich und deren chemische und physikalische Eigenschaften sind präzise von der FVA dokumentiert /35/.

Als FVA-Referenzöle existieren drei Solvent-Raffinate¹⁾ (Nr. 1 bis 3) und ein Brightstock²⁾ (Nr. 4), die von den Ölraffinerien seit über zwei Jahrzehnten in gleichbleibender Qualität hergestellt werden. Einzeln oder als Mischung, können mit den FVA-Ölen die wichtigsten Viskositätsklassen - ISO VG 15 bis 460 - abgedeckt werden.

Die vorliegende Arbeit hat zum Ziel, Berührungsfreie Dichtsysteme für höherviskose Flüssigkeiten zu untersuchen. Die Industrieumfrage ergab maximal auftretende Viskositäten der Klasse ISO VG 320. Aus diesem Grund fiel die Wahl für die in dieser Arbeit verwendete Flüssigkeit ebenfalls auf ein Öl mit dieser Viskositätsklasse. Die kinematische Viskosität des Mischöls beträgt $v_{40^{\circ}C} = 320 \text{ mm}^2/\text{s}$ und die dynamische Viskosität $\eta_{40^{\circ}C} = 270 \text{ mPas}/36/$. Durch Temperieren des Öls können andere Ölviskositäten eingestellt werden. Das Versuchsöl wurde gemäß Bild 4-7 als Mischung der FVA-Öle Nr. 2 und Nr. 4 hergestellt. Zur Bestimmung der Volumenanteile wird die Mischungsgerade für die zu mischenden Öle (im Beispiel

¹⁾ mit Lösungsmitteln raffinierte Mineralöle.

²⁾ hochviskoser, raffinierter heller Schmierölrückstand, der beim Destillieren oder Cracken anfällt; Mischkomponente für Schmieröle.

FVA Nr. 2 und Nr. 4) in Bild 4-7 eingezeichnet. Der Schnittpunkt bei $\eta = 270$ mPas mit der Schnittgeraden ergibt den Volumenanteil des höherviskosen Öls (im Beispiel FVA Nr. 4 mit 85,4 %).



Bild 4-7: Mischungsdiagramm für FVA-Öle bei 40° C nach /35/



Bild 4-8: Dynamische Viskositäten der FVA-Öle in Abhängigkeit der Temperatur

Bild 4-8 zeigt die dynamische Viskosität der FVA-Öle Nr. 1 bis 4 und die des gemischten Versuchöls aus FVA Nr. 2 und Nr. 4 über der Temperatur. Die Viskosität des gemischten Öls wurden im Rotationsviskosimeter gemessen.

Durch Änderung der Versuchstemperatur besteht die Möglichkeit, Versuche mit unterschiedlichen Viskositäten durchzuführen.

4.3.3 Anspritzbedingungen

Das Dichtungsumfeld und die damit verbundene abzudichtende Flüssigkeitsmenge für Dichtungsanwendungen im Fahrzeug- und Maschinenbau ist sehr unterschiedlich und lässt sich nicht allgemein fixieren. Wie bereits in Kap. 4.2 dargelegt, gelangt abhängig von der Lagerung und Lagerschmierung mehr oder weniger Flüssigkeit an das Dichtsystem. Die Flüssigkeitsmenge kann zwar im Einzelfall unter Laborbedingungen messtechnisch erfasst werden, stellt aber keinen allgemein gültigen status quo für alle Fälle dar. Aus diesem Grund werden die zu untersuchenden Dichtsysteme mit Flüssigkeit aus mehreren Düsen direkt auf den Eingangsbereich bespritzt, was nach einer Versuchsanalyse zu Dichtungskonstruktionen führt, die "auf der sicheren Seite" liegen. Die Anspritzströme liegen hier im Bereich $V_t = 2,5...13$ l/min und sind damit meist höher, als in Kap. 4.2 ermittelt.

Die für die Versuche verwendeten Bespritzungseinrichtungen bestehen unter anderem aus zwölf identischen sogenannten Vollstrahldüsen, die auf einem einstellbaren Durchmesser liegen. Damit die Düsenstrahlen immer direkt den Spalteingang treffen und somit die härtesten Abdichtbedingungen schaffen, werden diese unter 15° bzw. 75° zur Horizontalen angestellt. Die Bespritzungssituation ist in Bild 5-9 dargestellt. Der in das Dichtsystem eindringende Flüssigkeitsstrom ist neben der Anspritzrichtung auch vom Strahldurchmesser und der Strahlgeschwindigkeit abhängig. Die Strahlgeschwindigkeit ist proportional zum anspritzenden Volumenstrom und zum Düsendurchmesser, der im Bereich 0,5...2,0 mm variiert wurde.

Von der Flüssigkeitsmenge, die unter Versuchsbedingungen in das Dichtsystem eintritt, kann nicht auf die Menge bei einer realen Anwendung rückgeschlossen werden, da z.B. die vom Strahl getroffene Spaltfläche nicht bekannt ist. Die Stärke dieser Untersuchungsmethodik ist, dass unterschiedliche Dichtelemente bei identischen Versuchsbedingungen untersucht werden und damit vergleichende Aussagen möglich sind. Damit kann das dichtungstechnisch günstigere Dichtsystem durch Vergleich ermittelt werden.

4.4 Untersuchungsmethodik und Versuchsdurchführung

Die nach dem heutigen Stand der Technik aufgebauten Berührungsfreien Dichtsysteme lassen sich in einzelne, dichtungstechnisch relevante Funktionselemente zerlegen. Die Wirksamkeit dieser Funktionselemente, wie Ring- oder Drosselspalt, Stirnflächenspalt, Fangrinnen, Spritzscheiben, Welleneindrehungen, Rücklaufbohrungen und Stauscheiben wird bei Flüssigkeitsbespritzung mit dem in Kap. 4.3.2 beschriebenen Öl analysiert. Dabei variieren Form und Größe der Funktionselemente. Als Auswertekriterien dient der durch die Funktionselemente dringende Massenstrom und falls erforderlich das Reibmoment.

Zur Verifizierung der Mechanismen an den einzelnen Funktionselementen werden die Strömungsvorgänge bei Flüssigkeitsbespritzung visuell durch transparente Versuchsteile hindurch beobachtet.

Die Ergebnisse dieser Matrixuntersuchung erlauben es, Rückschlüsse über den Einfluss der abzudichtenden Flüssigkeit auf die Wirksamkeit der Funktionselemente zu ziehen. Der Vergleich mit den Erfahrungen und Untersuchungsergebnissen bei Beaufschlagung mit niederviskosen Flüssigkeiten aus vorangegangenen Forschungsprojekten ermöglicht es, für höherviskose Öle wirksame berührungsfreie Dichtsysteme aus den untersuchten Funktionselementen aufzubauen.

Die neu konzipierten Berührungsfreien Dichtsysteme werden auf ihre primäre Dichtfunktion hin verifiziert. Änderung der Dichtfunktion bei dynamisch sich ändernden Spalthöhen werden dabei berücksichtigt.

Berührungsfreie Dichtsysteme besitzen eine drehzahl- und gestaltungsabhängige Luftförderung, welche die Gefahr birgt, dass Flüssigkeitsdunst aus dem abzudichtenden Raum in die Umgebung, beziehungsweise in umgekehrter Richtung Staub aus der Umgebung in den abzudichtenden Raum gefördert wird. Die Dichtsysteme werden auf dem Prüfstand auf ihre Luftförderung hin überprüft. Die Finite Elemente Analyse soll zeigen, inwieweit diese Luftströme berechnet werden können. Bei ausreichender Übereinstimmung mit experimentell ermittelten Werten, kann in der FEA eine Optimierung Berührungsfreier Dichtsysteme im Hinblick auf eine günstigere Luftförderung erfolgen

Die vielfältigen Montagebedingungen in Aggregaten des allgemeinen Fahrzeug- und Maschinenbaus schränken die Gestaltungsmöglichkeiten von Berührungsfreien Wellendichtsystemen stark ein. In konstruktiven Untersuchungen werden Lösungskonzepte für einfache, axial steckbare Systeme erarbeitet. Das Berührungsfreie Dichtsystem kann dabei aus einzelnen Modulen oder auch als komplette "Kassettendichtung" aufgebaut sein.

Neben der zuverlässigen Funktion eines Dichtsystems spielen die Herstellungskosten für einen erfolgreichen Markteinsatz eine wesentliche Rolle. Deshalb wird abschließend eine Kostenbetrachtung der entwickelten Berührungsfreien Dichtsysteme durchgeführt.

4.5 Messwerterfassung und Begriffsdefinition

Abhängig vom Versuchsaufbau wurden während eines Versuchsablaufes am Prüfstand die im folgenden beschriebenen Messgrößen aufgenommen.

4.5.1 Leckage, Durchfluss, Rücklauf- und Eindringstrom

Der bisher verwendete Begriff Massenstrom m_t ist sehr allgemein gehalten. Bei der systematischen Untersuchung von Berührungsfreien Dichtsystemen ist es zweckmäßig, je nach betrachtetem Dichtungsbereich den Begriff Massenstrom zu spezifizieren. Folgende Vereinbarungen werden getroffen: Als *Leckage L* wird der Massenstrom in g/s bezeichnet, der bei Bespritzung eines komplett aufgebauten Berührungsfreien Dichtsystems auf der flüssigkeitsabgewandten Seite auftritt. Als technisch dicht wird dabei ein Dichtsystem bezeichnet, bei dem keine Flüssigkeitstropfen und kein Flüssigkeitsstrom messbar sind. Ölnebelleckagen wurde nicht erfasst.

Der *Eindringstrom E* ist der Massenstrom in g/s, der durch den Eingangsbereich des Berührungsfreien Dichtsystems in das Innere der Dichtung eintritt. Dieser Eindringstrom tritt als *Leckage L*, als *Rücklaufstrom R* über die Rücklaufkanäle oder beidem aus dem Berührungsfreien Dichtsystem aus. Die Einheit des *Rücklaufstroms R* ist g/s.

Der Begriff *Durchfluss D* in g/s wird immer dann verwendet, wenn sich der Massenstrom auf die Durchdringung einzelner Funktionselemente des Berührungsfreien Dichtsystems bezieht. Beispielsweise der Durchfluss eines Ring- oder Stirnflächenspalts.

Leckage, Durchfluss, Rücklauf- und Eindringstrom wurden jeweils mit einem Behälter aufgefangen und mit einer Präzisionswaage ausgewogen.

4.5.2 Reibmoment

Zähe Flüssigkeiten in engen Spalten erzeugen in Umfangsrichtung einen Strömungswiderstand. Dieser lässt sich als *Reibmoment* M_R messen. Das Prinzip der Reibmomentmessung ist in Kap. 3.1 erläutert.

4.5.3 Luftdurchsatz

Berührungsfreie Dichtsysteme können bei rotierender Welle Luft fördern. Das geförderte Luftvolumen wird als *Luftdurchsatz* F (englisch: *flow*) in l/min mit der in Kap. 3.4 beschriebenen Messvorrichtung experimentell ermittelt.

4.5.4 Drehzahl

Alle experimentellen Untersuchungen fanden bei *Drehzahlen* zwischen $n = 0...9000 \text{ min}^{-1}$ statt. Die Drehzahl wurde im Impulszählverfahren ermittelt und digital am Prüfstand angezeigt.

5 Dichtfunktion bei zähen Flüssigkeiten

Die Untersuchungen an Berührungsfreien Dichtsystemen in diesem Kapitel verfolgten das Ziel, die für dünnflüssige und wässrige Flüssigkeiten gefundenen und in /22/ dargestellten Gestaltungsrichtlinien im Hinblick auf zähere Flüssigkeiten zu überprüfen und gegebenenfalls neue Richtlinien zu definieren. Die Bewertung der Funktion fand an Hand von Durchfluss-, Leckage- und Reibmomentmessungen an einzelnen Funktionselementen statt /31/.

Die Dichtfunktion bei dynamisch veränderbaren Spalthöhen wurde an einem eigens dafür konstruierten Berührungsfreien Dichtsystem untersucht.

5.1 Einfluss der einzelnen Funktionselemente

Bild 5-1 gibt einen Überblick der in Kapitel 5.1 untersuchten Funktionselemente und deren Zuordnung gemäß /1/ im Dichtungsbereich.



Bild 5-1: Untersuchte Funktionselemente

Für Ringspalt und Stirnflächenspalt wurden Spalthöhe und Spaltlänge variiert, bei der Fangrinne entsprechend die Fangrinnengröße im Zusammenhang mit der Überdeckung des Eingangsspaltes. Im Innenbereich wurden Fangkammerwand, Anordnung von Stau- und Spritzscheiben bei unterschiedlichen Geometrien betrachtet. Beim Rücklaufkanal variierten die Querschnittsformen Bohrung und Langloch in unterschiedlichen geometrischen Abmessungen.

5.1.1 Durchfluss- und Reibmomentverhalten beim Ringspalt

Das Funktionselement achsparalleler Ringspalt in Berührungsfreien Dichtsystemen drosselt Flüssigkeit und verringert deren Strömungsgeschwindigkeit. Bild 5-2 zeigt den Durchfluss D als Funktion der Umfangsgeschwindigkeit v_u in Abhängigkeit der Spalthöhe h_a und der Spaltlänge l_a. Die Bespritzung des Ringspaltes im Versuch erfolgte mit 12 unter 15° zur Horizontalen geneigten Düsen mit einem Ölvolumenstrom von V_t = 4 l/min und einem Düsendurchmesser d_{Düse} = 0,71 mm. Die Temperatur des anspritzenden Versuchsöls betrug T = 30° C. Die dynamische Ölviskosität bei T = 30° C betrug $\eta_{30°C}$ = 535 mPas.



Bild 5-2: Durchfluss in Abhängigkeit der Umfangsgeschwindigkeit beim Ringspalt; Variation der Spalthöhe und Spaltlänge; $\gamma = 15^{\circ}$

Beginnt die Welle sich zu drehen, sinkt zunächst der Durchfluss aufgrund der überlagerten Schleppströmung in Umfangsrichtung. Ab einer Umfangsgeschwindigkeit von $v_u = 5$ m/s steigt bei $h_a = 0,5$ mm und stärker ausgeprägt bei $h_a = 1$ mm Spalthöhe der Durchfluss. Über den gesamten Drehzahlbereich betrachtet liegt dieser Anstieg zwischen 60 und 100 % des anfänglichen Durchflusses. Der Durchfluss ist abhängig von der Spaltlänge. Je länger der Spalt, desto geringer der Durchfluss beziehungsweise desto größer die Drosselwirkung.

Der Durchflussverlauf für $h_a = 0,1$ mm Spalthöhe ist mit kleinerer Achsskalierung in Bild 5-3 dargestellt. Der Verlauf ist prinzipiell gleich, wie für Spalthöhe $h_a = 0,5$ und 1 mm in Bild 5-2, jedoch steigt der Durchfluss auf 400 % des ursprünglichen Wertes.



Bild 5-3: Durchfluss in Abhängigkeit der Umfangsgeschwindigkeit beim Ringspalt; Spalthöhe $h_a = 0,1$ mm; Spaltlänge $l_a = 10...40$ mm

Auffallend bei allen Versuchen war die höhere Temperatur des Versuchsöls am Spaltausgang, Bild 5-4. Die Temperatur bei Spalthöhe $h_a = 0,1$ mm und Spaltlänge $l_a = 40$ mm nahm im Spalt mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit von T = 30° C auf 74° C zu. Bei T = 74° C beträgt die dynamische Ölviskosität $\eta_{74^\circ C} = 60$ mPas, also rund 10% des Ausgangswerts gegenüber 30° C. Die Öldichte ρ verringert sich dagegen mit 3% nur sehr gering. Das heißt, mit geringer werdender Viskosität η steigt der Durchfluss D bei sonst unveränderten Werten an.

Eine Betrachtung mit Hilfe der Reynolds-Gleichung für axial durchströmte Ringspalte Gl. (5-1) stützt diese Aussage.

$$D = \rho \cdot \frac{\pi \cdot d \cdot \Delta p \cdot h_a^3}{12 \cdot \eta \cdot l_a}$$
(5-1)

Die weiteren Größen hierin bedeuten: ρ die Dichte, d der Wellendurchmesser, Δp Druckdifferenz zwischen Spaltein- und -ausgang, h_a die Spalthöhe und l_a die Spaltlänge.

Die Spalthöhe h_a geht in dritter Potenz ein. Für die untersuchten Spalthöhen ergeben sich nach Reynolds folgende Zusammenhänge:

- von 0,1 mm nach 0,5 mm → Spalthöhe Faktor 5 → Durchflusserhöhung Faktor 125
- von 0,5 mm nach 1,0 mm \rightarrow Spalthöhe Faktor 2 \rightarrow Durchflusserhöhung Faktor 8
- von 0,1 mm nach 1,0 mm \rightarrow Spalthöhe Faktor 10 \rightarrow Durchflusserhöhung Faktor 1000



Bild 5-4: Temperatur in Abhängigkeit der Umfangsgeschwindigkeit beim Ringspalt; Spalthöhe $h_a = 0, 1...1$ mm; Spaltlänge $l_a = 10...40$ mm

Die real ermittelten Durchflusserhöhungsfaktoren sind in Tabelle 5-1 dargestellt.

Da die Reynoldsgleichung Gl. (5-1) nicht den Einfluss der Umfangsgeschwindigkeit und der damit verbundenen Temperaturerhöhung des Öls (und damit die Änderung der Viskosität) berücksichtigt, ist ein Vergleich mit Messdaten nur bei Schleichdrehzahl ($v_u = 0,18$ m/s) möglich. Bei Schleichdrehzahl ist die Viskosität mit $\eta_{30^\circ C} = 535$ mPas bekannt.

Durchfluss [g/s] bei $l_a =, h_a =$ (für $v_u = 0,18$ m/s)	nach Reynolds: •125 • 8	[]
	$h_a=0,1 \text{ mm}$ $h_a=0,5 \text{ mm}$ $h_a=1,0 \text{ mm}$	n
	·107	
l _a = 10 mm	0,0227 g/s 2,4385 g/s	
	-120	
$l_a = 20 mm$	0,0120 g/s 1,4327 g/s	
	-157	
$l_a = 40 mm$	0,0046 g/s 0,7212 g/s 4,6902 g/	S
	ermittelt:	$\overline{\ }$

Tabelle 5-1: Durchflusszunahme bei Schleichdrehzahl

Aus Tabelle 5-1 ergibt sich, dass der ermittelte Durchfluss bei Änderung der Spalthöhe von $h_a = 0,1$ mm auf 0,5 mm, je nach Spaltlänge, zwischen 107 % und 157 % zunimmt. Dies stimmt sehr gut mit der Reynoldsgleichung Gl. (5-1) überein, aus der sich bei gleicher Spalt-änderung eine Durchflusszunahme von 125 % ergibt. Der Vergleich des Durchflusses bei anderen Spalthöhen ergibt ähnlich geringe Abweichungen gegenüber Gl. (5-1).

Für die Abweichungen gibt es mehrere Gründe:

• Die sich bei der Bespritzung ergeben 12 Flüssigkeitsstrahlen erzeugen beim Auftreffen am Ringspalt den Staudruck p_{dyn}, Bild 5-5. Dieser Staudruck kann mit Hilfe der Strahlgeschwindigkeit v_s als umgewandelte kinetische Energie der Flüssigkeitsstrahlen berechnet werden zu:

$$p_{dyn} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_s^2 = \Delta p \tag{5-2}$$

Der Staudruck entspricht der Druckdifferenz Δp in Gl. (5-1), falls am Spaltausgang Umgebungsbedingungen herrschen.

Aus Bild 5-5 ergibt sich für den untersuchten Wellendurchmesser d = 60 mm, dass der Abstand der auftreffenden Flüssigkeitsstrahlen in Spaltumfangsrichtung 15 mm beträgt. Das heißt, der Staudruck am Spalteingang ist über den Umfang betrachtet nicht konstant, sondern variiert zwischen 0 und p_{dyn} nach Gl. (5-2)/30/.



Bild 5-5: Flüssigkeitsbespritzung auf abgewickeltem Wellenumfang bei Wellendurchmesser d = 60 mm

- Der Durchmesser des Flüssigkeitsstrahls wird mit zunehmendem Abstand von der Bespritzungsdüse größer. Durch diese Durchmesseraufweitung nimmt die Strahlgeschwindigkeit und damit der Staudruck ab.
- Der Durchmesser der auftreffenden Flüssigkeitsstrahlen ist mit 0,71 mm teilweise größer als die untersuchten Spalthöhen der Ringspalte. Ein Teil der Flüssigkeit trifft demzufolge gar nicht in den Spalt und trägt nicht zum Druckaufbau im Spalt und damit zum Durchfluss bei.

 Die Reynoldsgleichung Gl. (5-1) geht von idealen geometrischen Verhältnissen aus. In der Realität gibt es aber fertigungsbedingte Toleranzen. Dies bedeutet beispielsweise, dass der Ringspalt nicht exakt gefertigt werden kann. Rund- und Planlaufabweichungen liegen in der Größenordnung 1/10 Millimeter vom jeweiligen Nennmaß. Des weiteren ergeben sich bei der Montage Mittigkeitsabweichungen von Rotations- und Gehäuseachse in der gleichen Dimension.

Fritz ermittelte in /20/ den Durchfluss durch Ringspalte bei Bespritzung mit Kühlschmierstoff ($\eta_{KSS30^{\circ}C} = 0,95 \text{ mPas}$). Als Ergebnis erhielt er bei allen Untersuchungen einen mit steigender Umfangsgeschwindigkeit abnehmenden Durchfluss und auch ein abnehmendes Reibmoment. Der Anspritzstrom des Kühlschmierstoffs war mit V_t = 30 l/min 7,5 mal so hoch, wie in den oben beschriebenen Versuchen mit zähem Öl. Bei ähnlichen geometrischen Verhältnissen ($h_a = 0,1 \text{ mm}, l_a = 12 \text{ mm}, D = 60 \text{ mm}$) erhielt Fritz aber einen 60-100 fach höheren Durchfluss ($D_{KSS} = 5...8$ g/s gegenüber D_{ÖL} = 0,08 g/s aus Bild 5-3).

Für das Durchflussverhältnis D_{KSS}/D_{Ol} gilt bei gleicher Spalthöhe $h_{aKSS} = h_{aOl}$ nach Gl. (5-1):

$$\frac{D_{KSS}}{D_{\acute{O}I}} = \frac{\rho_{KSS}}{\rho_{\acute{O}I}} \cdot \frac{\Delta p_{KSS}}{\Delta p_{\acute{O}I}} \cdot \frac{\eta_{\acute{O}I}}{\eta_{KSS}} \cdot \frac{l_{a\acute{O}I}}{l_{aKSS}}$$
(5-3)

Mit dem Anspritzvolumenstrom V_t und dem Düsendurchmesser $d_{Düse}$ folgt mit Hilfe der Kontinuitätsgleichung für die Strömungsgeschwindigkeit v_s:

$$\mathbf{v}_{s} = \frac{\mathbf{V}_{t}}{\mathbf{3} \cdot \boldsymbol{\pi} \cdot \mathbf{d}_{\text{Düse}}^{2}} \tag{5-4}$$

Gl. (5-2) und (5-4) in Gl. (5-3) eingesetzt, ergibt:

$$\frac{\mathbf{D}_{\text{KSS}}}{\mathbf{D}_{\ddot{\text{O}l}}} = \frac{\rho_{\text{KSS}}^2}{\rho_{\ddot{\text{O}l}}^2} \cdot \frac{\mathbf{V}_{\text{tKSS}}^2}{\mathbf{V}_{t\ddot{\text{O}l}}^2} \cdot \frac{\mathbf{d}_{\text{Duse}\ddot{\text{O}l}}^4}{\mathbf{d}_{\text{Duse}KSS}^4} \cdot \frac{\eta_{\ddot{\text{O}l}}}{\eta_{\text{KSS}}} \cdot \frac{\mathbf{l}_{a\ddot{\text{O}L}}}{\mathbf{l}_{a\text{KSS}}}$$
(5-5)

Mit den Beispieldaten aus Tabelle 5-2 folgt:

$$\mathbf{D}_{\mathrm{KSS}} = 142 \cdot \mathbf{D}_{\mathrm{Ol}} \tag{5-6}$$

Tabelle 5-2: Daten zur Berechnung gemäß Gl. (5-5);
$$h_a = 0,1$$
 mm

$\rho_{KSS} = 10^3 \text{ kg/m}^3$	$V_{tKSS} = 30 $ l/min	$d_{DuseKSS} = 2 \text{ mm}$	$\eta_{KSS} = 0,95 \text{ mPas} (RT)$
$\rho_{OL} = 0,89 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$	$V_{tOl} = 4 l/min$	$d_{D \ddot{u} se \ddot{O} L} = 0,71 \text{ mm}$	$\eta_{OL} = 144 \text{ mPas} (52^{\circ}\text{C})$
$l_{aOL} = 10 \text{ mm}$	$l_{aKSS} = 12 \text{ mm}$		

Rein rechnerisch ist der Durchfluss durch den betrachteten Ringspalt bei Kühlschmierstoff 142 mal höher als bei viskosem Öl. Im Vergleich zu den experimentellen Ergebnissen liegt der rechnerische Wert um den Faktor 1,4 bis 2,3 höher. Unter Berücksichtigung der oben dargestellten Gründe, die zu einer Abweichung führen, ist dieses Resultat zufriedenstellend und somit die Reynoldsgleichung Gl. (5-1) für eine rechnerische Abschätzung brauchbar.

Bild 5-6 zeigt das experimentell ermittelte Reibmoment über der Umfangsgeschwindigkeit als Funktion der Spalthöhe und -länge.



Bild 5-6: Reibmoment in Abhängigkeit der Umfangsgeschwindigkeit beim Ringspalt; Spalthöhe $h_a = 0, 1...1$ mm; Spaltlänge $l_a = 10...40$ mm

Bei allen Spalthöhen fand anfänglich, wie erwartet, mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit ein Anstieg des Reibmoments statt. Bereits nach $v_u = 5$ m/s Umfangsgeschwindigkeit war bei Spalthöhe $h_a = 0,1$ mm kein weiterer Anstieg des Reibmoments mehr festzustellen. Tendenziell nahm das Reibmoment bei höheren Umfangsgeschwindigkeiten eher ab. Das Reibmoment für die Spalthöhen $h_a = 0,5$ mm und 1,0 mm verhält sich ähnlich, allerdings auf niedrigerem Niveau. Bei zunehmender Spaltlänge vergrößert sich die flüssigkeitsbenetzte Fläche und das Reibmoment stieg an.

Zur Erläuterung des Reibmomentverlaufs wird die von der Flüssigkeit im Ringspalt in Umfangsrichtung erzeugte Schubspannung τ betrachtet, vgl. Bild 5-7.

$$\tau = \eta \cdot \frac{\mathrm{d}v(r)}{\mathrm{dh}_{\mathrm{a}}} \tag{5-7}$$

Hierin bedeuten η die dynamische Viskosität und v(r) die sich in Umfangsrichtung ändernde Schleppströmungsgeschwindigkeit.

Mit Hilfe der äußeren Ringspaltfläche A und dem mittleren Radius r_m ergibt sich das aus der Flüssigkeitsreibung entstehende Reibmoment M_R zu:

$$M_{R} = \tau \cdot A \cdot r_{m} \tag{5-8}$$

und mit Gl. (5-7) wird daraus:

$$M_{R} = \eta \cdot \frac{dv(r)}{dh_{a}} \cdot A \cdot r_{m}$$
(5-9)



Bild 5-7: Qualitativer Verlauf der Schleppströmung v(r)

Die durch das Reibmoment erzeugte Verlustleistung P_v beträgt:

$$P_{\rm V} = M_{\rm R} \cdot \omega = M_{\rm R} \cdot \frac{v(r)}{r}$$
(5-10)

Neben den - für den jeweiligen Versuch - konstanten Größen Spalthöhe, äußere Ringspaltfläche und mittlerer Radius hängt das Reibmoment also von der Viskosität und der Schleppströmungsgeschwindigkeit ab. Eine hohe Viskosität führt zu einem höheren Reibmoment. Eine Zunahme der Schleppströmungsgeschwindigkeit führt ebenfalls zu einer Erhöhung des Reibmoments. Die Schleppströmungsgeschwindigkeit geht gemäß Gl. (5-10) quadratisch in die Verlustleistung ein. Die Verlustleistung wird in Wärme umgewandelt und an die Flüssigkeit abgegeben. Durch die Erwärmung der Flüssigkeit sinkt die Viskosität und damit das Reibmoment.

In den durchgeführten Versuchen kompensieren sich beide Größen über weite Bereiche, so dass das Reibmoment im Mittel konstant bleibt. Bei höheren Drehzahlen überwiegt der Einfluss der Viskosität und das Reibmoment sinkt.

Aus den Untersuchungen zum Durchfluss- und Reibmomentverhalten beim Ringspalt ergeben sich folgende Schlussfolgerungen:

- Infolge der Schleppströmung erwärmen sich zähe Flüssigkeiten gegenüber wässrigen in axialen Ringspalten sehr stark.
- Die Erwärmung nimmt mit abnehmender Spalthöhe und zunehmender Spaltlänge zu.
- Bei der konstruktiven Auslegung Berührungsfreier Dichtsysteme muss dies berücksichtigt werden. Beispielsweise sollten bei engen Spalten die spaltbildenden Werkstoffe ähnliche Wärmeausdehnungskoeffizienten besitzen.

• Dennoch gilt, dass der Durchfluss bei zähen Flüssigkeiten trotz starker Erwärmung sehr viel niedriger ist, als bei wässrigen Flüssigkeiten. Dies bedeutet im Umkehrschluss, dass die Spalthöhen größer sein dürfen um die gleiche Drosselwirkung zu erreichen.

5.1.2 Durchfluss- und Reibmomentverhalten beim Stirnflächenspalt

Der Stirnflächenspalt verwirklicht zusätzlich die Funktion "Rückfördern". Als Funktionselement im Eingangsbereich bestimmt er maßgeblich den in das Dichtsystem eindringenden Flüssigkeitsstrom. Bei rotierender Welle fördert der Stirnflächenspalt die eingedrungene Flüssigkeit aktiv zurück. Im Folgenden werden die Versuchsergebnisse bei Flüssigkeitsbespritzung des Stirnflächenspalts vorgestellt. Die Vorgehensweise entspricht der aus Kapitel 5.1.1. Bild 5-8 zeigt das Durchflussverhalten über der Umfangsgeschwindigkeit in Abhängigkeit der Spaltparameter Höhe und Länge. Die Randbedingungen entsprachen den der Ringspaltversuche.



Bild 5-8: Durchfluss in Abhängigkeit der Umfangsgeschwindigkeit beim Stirnflächenspalt; Variation der Spalthöhe und Spaltlänge; $\gamma = 15^{\circ}$

Bei einem Anspritzwinkel von $\gamma = 15^{\circ}$ gegen die Horizontale trat bei Wellenstillstand nur wenig Flüssigkeit durch den Stirnflächenspalt. Beginnt die Welle zu rotieren wird zunächst mehr Flüssigkeit in den Dichtspalt eingeschleppt. Mit steigender Umfangsgeschwindigkeit nimmt der Durchfluss auf Grund der Fliehkraftwirkung schnell auf Null ab.

Für größere Spalthöhen ($h_r = 1,0$ mm) stieg der Durchfluss bei mittleren Umfangsgeschwindigkeiten ($v_u = 15$ m/s) erneut an, sinkt aber bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten

 $(v_u > 35 \text{ m/s})$ wieder auf Null ab. In diesem Bereich brach der vom Stirnflächenspalt abgeschleuderte Flüssigkeitsring auf Grund starker Verwirbelung zusammen. Ölspritzer konnten somit bei genügend großer Spalthöhe den Spalt durchdringen.

Die prinzipiellen Zusammenhänge wurden bereits 1986 von Haas in /7/ und /10/ ausführlich beschrieben. Fritz untersuchte später in /20/ experimentell das Durchflussverhalten von Stirnflächenspalten bei Bespritzung mit Kühlschmierstoff ($\eta_{KSS30^{\circ}C} = 0,95$ mPas) und Spindelöl ($\eta_{Spindelõl30^{\circ}C} = 14$ mPas). Dabei ermittelte er für Spalthöhen $h_r < 1,0$ mm prinzipiell dieselbe Durchflusscharakteristik, wie in Bild 5-8 dargestellt. Für die Spalthöhe $h_r = 1,0$ mm und Spaltlänge $l_r = 12$ mm betrug der maximale Durchfluss bei Anspritzung mit Spindelöl beispielsweise 11 g/s.

Für kleine Spalthöhen h_r berechnet sich der Durchfluss D durch radial durchströmte Drosselspaltdichtungen nach Müller /24/ zu:

$$D = \rho \cdot \frac{\pi \cdot h_r^3 \cdot (\Delta p - 0.15 \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (r_a^2 - r_i^2))}{6 \cdot \eta \cdot (\ln r_a - \ln r_i)}$$
(5-11)

mit

ρDichte	r _a äußerer Spaltradius,
h _r Spalthöhe	riinnerer Spaltradius
Δp anliegende Druckdifferenz	ndynamische Viskosität
ωWinkelgeschwindigkeit	

Gl. (5-11) ist der Reynoldsgleichung Gl. (5-1) sehr ähnlich. Sie unterscheidet sich im wesentlichen durch einen zusätzlichen Term auf der rechten Seite des Zählers. Dieser Term beschreibt die bei Rotation von innen nach außen auftretende Fliehkraft auf die Flüssigkeitsteilchen. Allerdings kann Gl. (5-11) nicht die anfängliche Erhöhung der in den Dichtspalt eingeschleppten Flüssigkeit erklären.

Zur Bestimmung der charakteristischen Winkelgeschwindigkeit ω_0 , bei der gerade kein Durchfluss mehr auftritt, wird Gl. (5-11) Null gesetzt. Damit ergibt sich:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{\Delta p}{0.15 \cdot \rho \cdot (r_a^2 - r_i^2)}}$$
(5-12)

Die charakteristische Winkelgeschwindigkeit ω_0 hängt also weder von der Spalthöhe noch von der Viskosität ab. Mit Gl. (5-2) wird Gl. (5-12) näherungsweise zu.

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{0.5 \cdot v_s^2}{0.15 \cdot (r_a^2 - r_i^2)}}$$
(5-13)

Der Strahlimpuls der anspritzenden Flüssigkeit und damit auch die durch den Spalt dringende Flüssigkeitsmenge ist vom Anspritzwinkel γ der Düsen abhängig.



Bild 5-9: Anspritzwinkel y und Geschwindigkeitskomponente v_{sy}

Da der Flüssigkeitsstrahl unter dem Winkel γ auf den Stirnflächenspalt trifft, darf nur die in Spaltrichtung wirkende Geschwindigkeitskomponente

$$\mathbf{v}_{\rm sy} = \mathbf{v}_{\rm s} \cdot \sin \gamma \tag{5-14}$$

berücksichtigt werden, vgl. Bild 5-9.

Mit Gl. (5-14) und der Kontinuitätsgleichung Gl. (5-4) wird damit aus Gl. (5-13):

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{1}{2,7 \cdot (r_a^2 - r_i^2)}} \cdot \frac{V_t}{\pi \cdot d_{\text{Duse}}^2} \cdot \sin \gamma$$
(5-15)

Damit besteht noch eine Abhängigkeit vom anspritzenden Volumenstrom V_t, dem Düsendurchmesser d_{Düse}, dem Anspritzwinkel γ und den spaltbildenden Radien r_a und r_i. Dass die charakteristische Winkelgeschwindigkeit ω_0 für kleine Spalte nicht von der Spalthöhe abhängt, konnte experimentell nachgewiesen werden, vgl. Bild 5-8.

Für einen Anspritzwinkel von $\gamma = 75^{\circ}$ sind die entsprechenden Durchflusswerte in Bild 5-10 dargestellt. Aufgrund des größeren Anspritzwinkels verschiebt sich ω_0 zu höheren Umfangsgeschwindigkeiten und es ergibt sich ein höherer maximaler Durchfluss als bei $\gamma = 15^{\circ}$.

Mit Hilfe der Gl. (5-15) kann das Verhältnis der charakteristischen Winkelgeschwindigkeiten ω_0 für die Anspritzwinkel $\gamma = 15^{\circ}$ und 75° ausgedrückt werden zu

$$\frac{\omega_0 (\gamma = 75^\circ)}{\omega_0 (\gamma = 15^\circ)} = \frac{\sin 75^\circ}{\sin 15^\circ} = 3,7$$
(5-16)

Aus Bild 5-8 und Bild 5-10 lassen sich die folgenden Werte ablesen:

$$\frac{\omega_0 \left(\gamma = 75^\circ\right)}{\omega_0 \left(\gamma = 15^\circ\right)} \approx \frac{8}{2} \approx 4 \tag{5-17}$$

Die Versuchsergebnisse stimmen mit der theoretischen Abschätzung sehr gut überein.



Bild 5-10: Durchfluss in Abhängigkeit der Umfangsgeschwindigkeit beim Stirnflächenspalt; Variation der Spalthöhe; Spaltlänge 12 mm; $\gamma = 75^{\circ}$

Bild 5-11 zeigt den Reibmomentverlauf gemäß den Randbedingungen und Spaltgeometrien aus Bild 5-8. Bei allen variierten Spaltwerten nimmt das Reibmoment anfänglich mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit zu. Da sich mit weiter zunehmender Umfangsgeschwindigkeit der Flüssigkeitsanteil im Spalt verringert, sinkt das Reibmoment stetig ab.



Bild 5-11: Reibmoment in Abhängigkeit der Umfangsgeschwindigkeit beim Stirnflächenspalt; Variation der Spalthöhe und Spaltlänge; $\gamma = 15^{\circ}$

Die Höhe des Reibmoments hängt zunächst im Wesentlichen von der Spalthöhe ab. Gemäß Gl. (5-7) nimmt die durch Flüssigkeitsreibung erzeugte Schubspannung mit kleiner werdender Spalthöhe zu. Das heißt, je geringer die Spalthöhe, desto größer das Reibmoment.

Aus den Untersuchungen zum Durchfluss- und Reibmomentverhalten beim Stirnflächenspalt ergeben sich folgende Schlussfolgerungen:

- Kleine Spalthöhen führen zu einem geringeren Durchfluss aber zu einem höheren Reibmoment für geringe Umfangsgeschwindigkeiten.
- Für kleine Spalthöhen gilt: es gibt eine charakteristische Winkelgeschwindigkeit ω₀, bei der der Durchfluss unabhängig von Spalthöhe und Viskosität zu Null wird. Für Winkelgeschwindigkeiten ω > ω₀ dringt praktisch keine Flüssigkeit mehr durch den Spalt.
- Sind Anspritzstrom, Anspritzrichtung, Düsendurchmesser und Spaltgeometrie bekannt, lässt sich ω_0 rechnerisch abschätzen.

5.1.3 Fangrinne und Überdeckung im Eingangsbereich

Die konstruktive Gestaltung des Eingangsbereichs ist für die Dichtfunktion von entscheidender Bedeutung. Dieser Dichtungsbereich bestimmt, wie viel Flüssigkeit in das Dichtsystem eindringt. Aus Kapitel 5.1.2 ist die für den Eingangsbereich günstige Rückförderwirkung des Stirnflächenspalts bekannt, siehe Bild 5-12 b). Dessen Wirkung erhöht sich durch Anbringen einer gehäuseseitigen Fangrinne in Verbindung mit einer Spaltüberdeckung, vgl. Bild 5-12 c). Der Ringspalt stellt sich nach Kapitel 5.1.1 bei Bespritzung in Spaltlängsrichtung als ungünstigste Gestaltungsvariante des Eingangsbereichs dar, Bild 5-12 a). Weitere Betrachtungen reduzieren sich daher auf die beiden erstgenannten Varianten des Eingangsbereichs.



Bild 5-12: Gestaltungsvarianten des Eingangsbereich (die Anzahl der ausgefüllten Kreise gibt den Grad der Wirkung an)

Bei Bespritzung des Eingangsbereichs mit und ohne Überdeckung des Stirnflächenspalts ergaben sich sehr große Unterschiede bezüglich des Eindringstroms E. Für eine Fangrinnengröße beispielsweise von 2 x 2 mm, eine Spalthöhe von $h_r = 1,0$ mm und eine Spaltlänge von $l_r = 12$ mm sinkt der maximale Eindringstrom E bei Spaltüberdeckung von 25 g/s auf 4 g/s, Bild 5-13. Dies entspricht einer Reduzierung im Eindringstrom um 84 %.

Beim Eingangsbereich mit Spaltüberdeckung ist die Rückförderwirkung des Stirnflächenspalts bereits bei einer Umfangsgeschwindigkeit von $v_u = 2,5$ m/s ausreichend, damit keine Flüssigkeit mehr eindringt. Ohne Spaltüberdeckung muss die Umfangsgeschwindigkeit auf $v_u = 8$ m/s ansteigen, um die eindringende Flüssigkeit zur Bespritzungsseite zurückzufördern.



Bild 5-13: Eindringstrom in Abhängigkeit der Umfangsgeschwindigkeit bei unterschiedlich gestaltetem Eingangsbereich

Schließlich hat auch die Fangrinnengröße einen bedeutenden Einfluss auf den Eindringstrom. Die Fangrinnengröße lässt sich durch die Parameter Fangrinnenbreite B und –höhe T charakterisieren. Bild 5-14 zeigt den maximalen Eindringstrom E_{max} in Abhängigkeit der Fangrinnengröße für den überdeckten Stirnflächenspalt. Der Anspritzwinkel betrug $\gamma = 75^{\circ}$. Gemessen wurde jeweils bei geringen Umfangsgeschwindigkeiten ($v_u \approx 0,2$ m/s), um Messfehler infolge Plan- und Rundlaufabweichungen gering zu halten. Vor allem aber wird der Eindringstrom bei geringeren Umfangsgeschwindigkeiten maximal, Bild 5-13.

Aus Bild 5-14 lässt sich folgern: je größer die Fangrinne, umso geringer ist der maximale Eindringstrom. Der entscheidende Parameter ist die Fangrinnenbreite B. Eine breite Fangrinne führt zu einem geringeren Eindringstrom, als eine hohe Fangrinne.

Beispielsweise ist der Eindringstrom der Fangrinnengröße 10x5 mm viermal geringer als bei der Abmessung 5x10 mm. Vergleicht man die Abmessungen 2x2 mm und 10x10 mm ergibt sich durch die größere Fangrinne eine Reduzierung des maximalen Eindringstroms von 99 %.

Eine Forderung der Industrie lautet, Berührungsfreie Dichtsysteme möglicht kurz zu gestalten. Große Abmessungen führen häufig zu Bauraumproblemen. Das Gewicht des Dichtsystems und damit auch die Kosten nehmen zu. Dennoch soll bei kleinen Abmessungen eine gute Dichtfunktion gewährleistet werden. Unter diesen Gesichtspunkten und der in Bild 5-14 eingezeichneten Ausgleichskurve ergibt sich eine optimale Lösung für die Fangrinne mit den Abmessungen 5x5 mm. Kleinere Fangrinnen (2x2 mm) besitzen ein zu geringes Auffangvermögen und große Fangrinnen (10x10 mm) benötigen zu viel axialen Bauraum. Die Ausgleichskurve in Bild 5-14 zeigt, dass sich der Eindringstrom bei Fangrinnen größer als 5x5 mm nicht mehr gravierend verringern lässt.



Bild 5-14: Max. Eindringstrom in Abhängigkeit der Fangrinnengröße

Aus den Untersuchungen zum Eingangsbereich Berührungsfreier Dichtsysteme ergeben sich folgende Schlussfolgerungen:

- Die Gestaltung des Eingangsbereichs ist entscheidend für die Höhe des Eindringstroms.
- Sehr effektiv im Eingangsbereich ist eine gehäuseseitige Fangrinne und ein überdeckter Stirnflächenspalt, der den Eindringstrom bei Rotation wirkungsvoll verringert.
- Unter den Aspekten Bauraum und Funktion konnte eine zweckmäßige Fangrinnengröße mit der Abmessung 5x5 mm für die obigen Versuchsparameter ermittelt werden.

5.1.4 Gestaltung der Fangkammer

Bei ungünstig gestaltetem Eingangsbereich tritt viel Flüssigkeit in das Dichtsystem ein. Fangkammern müssen diese Flüssigkeit auffangen und möglichst strömungsgünstig den Rücklaufkanälen zuführen.

Dichtungstechnisch günstige Gestaltungsmerkmale von Fangkammern bei der Abdichtung niederviskoser Flüssigkeiten sind in /1/ und /22/ ausführlich beschrieben. Idealerweise verhindert eine Stauscheibe die Strömung der Flüssigkeit bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten entlang der Welle zum Ausgang der Fangkammer, Bild 5-15. Mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit schleudert der Rotor unterstützt durch den Spritzring Flüssigkeit bei Eintritt in die Fangkammer ab. Eine kegelige Fangkammerwand und eine Fangrinne halten die Flüssigkeit vom erneuten Abtropfen auf die rotierende Welle ab. Den Kammerausgang bildet ein Stirnflächenspalt. Dringt viel Flüssigkeit in das Dichtsystem ein, sind entsprechend zwei oder mehr Fangkammern notwendig. Dabei sollte die erste Fangkammer möglichst groß und mit einer abgesetzten Welle (Graben) ausgeführt werden. Auf die Anordnung einer Fangrinne kann dabei verzichtet werden.



Bild 5-15: Gestaltungsmerkmale einer günstig gestalteten Fangkammer nach Haas /1/ für niederviskose Flüssigkeiten

Da das Flüssigkeitsverhalten zäher Flüssigkeiten im Fangkammerbereich bisher unbekannt war, wurden unter Anleitung des Verfassers in /37/ Versuche bei unterschiedlichen Anspritzströmen durchgeführt. Die Ausführung der Gehäuseteile aus Plexiglas erlaubte eine visuelle Beobachtungen der Strömungsvorgänge.

Als anspritzende Flüssigkeit wurde Öl mit einem Anspritzstrom von $V_t = 2,5...10$ l/min gewählt. Das Fangkammervolumen betrug $V_K = 0,066$ dm³, der Durchmesser der Rücklaufbohrung Ø16 mm. Die Beobachtungen fanden bei Drehzahlen zwischen n = 0...9000 min⁻¹ statt. Dies entspricht Umfangsgeschwindigkeiten zwischen $v_u = 0...25$ m/s. Die beobachteten Strömungsbilder sind in Bild 5-16 dargestellt.

Für einen Anspritzstrom $V_t = 2,5$ l/min dringt nur sehr wenig Flüssigkeit in den Fangkammerbereich ein. Bei kleinen Umfangsgeschwindigkeiten strömt das Öl mehr oder weniger direkt nach unten in die Ablaufbohrung. Bei mittleren und hohen Umfangsgeschwindigkeiten dagegen spritzt das Öl aufgrund der Fliehkräfte von der Welle ab. Der rotierende Flüssigkeitsring bricht sich an der unteren Fangkammergehäusewand und erreicht dann die Ablaufbohrung.

Höhere Anspritzströme bei geringeren Umfangsgeschwindigkeiten führen dazu, dass die Flüssigkeit in der Fangkammer weiter vordringen kann. Bei $V_t = 5$ l/min ($v_u < 1,5$ m/s) gelangt die Flüssigkeit entlang der Welle bis zur Spritzscheibe am Ausgang der Fangkammer und tropft dort ab. Für Anspritzströme $V_t \ge 7,5$ l/min ($v_u < 0,6$ m/s) wird diese Spritzscheibe sogar überflutet und es kommt zu Leckage. Mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit verschwindet die Leckage für $V_t = 7,5$ l/min wieder. In die Fangkammer eintretende Flüssigkeit spritzt von der Welle ab und wird über die Fangkammergehäusewand zur Ablaufbohrung abgeleitet.

Bei einem Anspritzstrom von $V_t = 10$ l/min verschäumt das Öl zunehmend. Das Volumen nimmt dadurch zu. Durch den höheren Luftanteil werden weniger Flüssigkeitsteilchen von der Welle abgespritzt. Die Leckage bleibt damit selbst bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten bestehen.



Bild 5-16: Flüssigkeitsverhalten im Fangkammerbereich bei zähem Öl

Sukzessive wurden weitere Funktionselemente, wie Spritzscheiben, stationäre Fangrinnen und Überdeckung des Ausgangsspaltes, in den Bereich der Fangkammer integriert und deren dichtungstechnische Wirkung festgestellt. Bild 5-17 gibt einen Überblick der Variationsmöglichkeiten.



Bild 5-17: Variation der Funktionselemente der Fangkammer

Durch zweckmäßige Kombination einzelner Funktionselemente bzw. durch Einstellen der Spalthöhen und Spaltlänge kamen 29 verschiedene Varianten für Versuche zustande. Die einzelnen Varianten sind in Bild 5-20 dargestellt. Als Bewertungskriterien diente die Leckage L aus der Fangkammer. Für die beiden Anspritzströme $V_t = 7,5$ und 10 l/min wurde jeweils der prozentuale Anteil einer Variante relativ zur schlechtesten Variante (V22) berechnet. Das Komplement zu 100% ist die dichtungstechnische Wirkung. Diese ist in Form von Punkten (1 Punkt = 10%) in Bild 5-20 eingezeichnet.

Die in Bild 5-18 als Bereiche dargestellten Rücklaufströme kommen durch Differenzbildung der maximal und minimal ermittelten Werte zustande. Hohe Rücklaufströme treten dabei meist bei geringen Umfangsgeschwindigkeit und geringe Rücklaufströme bei höheren Umfangsgeschwindigkeiten auf. Tendenziell steigt der Rücklaufstrom bei ansteigenden Anspritzströmen an. Beim Vergleich der einzelnen Varianten untereinander konnte zumindest bei $V_t = 2,5$ l/min und $V_t = 5$ l/min Anspritzstrom kein gravierender Unterschied festgestellt werden. Bei höheren Anspritzströmen ($V_t = 7,5...10$ l/min) jedoch führen Fangkammern mit kegelig nach außen zunehmenden Kammergehäusen tendenziell mehr Flüssigkeit ab (Varianten 11, 19 u. 21 in Bild 5-20). Werden dabei noch große Spritzscheiben angeordnet, kommt es im Bereich der Welle zu Unterdruck (vgl. Kapitel 6) und es wird aktiv Flüssigkeit in die Kammer gesaugt. Da mehr Flüssigkeit in die Kammer gelangt, kann also scheinbar auch mehr Flüssigkeit abgeführt werden.

Zur Beurteilung der Dichtfunktion einer Fangkammer ist die durchdringende Flüssigkeitsmenge, also die Leckage von entscheidender Bedeutung, Bild 5-19.



Bild 5-18: Rücklaufstrom in Abhängigkeit des Anspritzstroms für untersuchte Varianten



Bild 5-19: Leckage in Abhängigkeit des Anspritzstroms für untersuchte Varianten bei Umfangsgeschwindigkeiten $0 \le v_u \le 0.6$ m/s.

Für einen Anspritzstrom $V_t = 2,5$ l/min war die Leckage aller Varianten null. Durch Erhöhung des Anspritzstroms auf $V_t = 10$ l/min ändert sich das Leckageverhalten. Mit Hilfe von Bild 5-20 werden die Ergebnisse erläutert.

- Stationäre Fangrinnen erhöhen die Dichtwirkung (Varianten 1, 2, 3).
- Geringe Leckage wird durch Überdeckung des Ausgangsspalts erreicht (Varianten 4, 5, 6, 16, 17).
- Kegelige Fangkammergehäuse führen die Flüssigkeit geringfügig besser ab; dadurch wird die Leckage reduziert (Varianten 2, 5, 8, 11).
- Varianten mit zwei Spritzscheiben zeigen erhöhte Leckage (Varianten 13, 14, 14-1, 15).
- Varianten mit gleichem Ein- und Ausgangs-Durchmesser (Varianten 18-22) zeigen eine höhere Leckage (Hinweis darauf, dass bei Varianten mit unterschiedlichen Durchmessern induzierte Luftströme eine bedeutende Rolle spielen).
- Mit zunehmender Spalthöhe im Ausgangsbereich nimmt die Leckage zu (Varianten 7-1, 8-1, 9-1, 10-1, 11-1, 12-1)

Für den Fall, dass die untersuchten Fangkammern das letzte Funktionselement des Berührungsfreien Dichtsystems darstellen, würde praktisch bei allen Varianten Leckage in die Umgebung austreten. Die Anordnung einer zweiten Fangkammer ist dann in jedem Fall notwendig.

Eine erste Fangkammer, in die viel Flüssigkeit eindringt, sollte möglichst groß gestaltet sein. Die Flüssigkeit muss sofort beim Eintritt in die Kammer am Weiterfliesen durch Stauscheiben gehindert werden, Bild 5-20, Varianten 1, 13, 16. Auf ein kegeliges, Bild 5-20, Varianten 2, 14, 17, oder gerundetes, Bild 5-20, Varianten 3, 15, Fangkammergehäuse kann zunächst verzichtet werden. Der Kammerausgang ist zweckmäßigerweise mit einer Spaltüberdeckung versehen, Bild 5-20, Variante 16.

Als zweite Fangkammer, in die dann deutlich weniger Flüssigkeit eindringt, sind die Varianten 1-3 aus Bild 5-20 gut geeignet. Die Flüssigkeit wird durch die Stauscheibe am Weiterfliesen gehindert. Bei rotierender Welle spritzt die Flüssigkeit ab und wird durch eine gehäuseseitige Fangrinne aufgefangen. Die kegelige Ausführung des Fangkammergehäuses (Bild 5-20 Variante 2) sorgt dafür, dass ein Abtropfen der Flüssigkeit in den Ausgangsspalt verhindert wird.

Aus den Untersuchungen zur Gestaltung der Fangkammern bei höherviskosen Flüssigkeiten ergeben sich folgende Schlussfolgerungen:

- Dringt viel Flüssigkeit in die Fangkammer ein (wegen eines ungünstig gestalteten Eingangsbereichs) ist mit Leckage bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten zu rechnen. Abhilfe bringt die Anordnung einer zweiten Fangkammer.
- Es gelten die Konstruktionsrichtlinien für niederviskose Flüssigkeiten /1/ und /22/.



Bild 5-20: Bewertung der Fangkammervariationen bei Bespritzung von links. Die Anzahl der dunklen Punkte gibt die dichtungstechnische Wirkung an.

.

 \langle

0000000000

5.1.5 Gestaltung des Rücklaufkanals

Der Rücklaufkanal hat die Aufgabe, die in das Dichtsystem eingedrungene Flüssigkeit zurückzuführen. Zweckmäßigerweise fliest die Flüssigkeit dabei in den abzudichtenden Raum zurück. Generell sollte der Rücklaufkanal so groß wie möglich sein, damit sich Flüssigkeit nicht in der Fangkammer aufstauen kann.

Fertigungstechnisch kommen Bohrung (Durchmesser d) und Langloch (Breite b mal Länge l) in Frage. Um eine Entscheidung darüber treffen zu können, welche Form bezüglich des Rücklaufverhaltens die günstigere ist, wurden experimentelle Untersuchungen an einer ebenen Platte durchgeführt, über der ein ölbefüllter Behälter angebracht war. In der Platte befanden sich insgesamt 15 verschiedene Bohrungen (Bo) zwischen Ø4 mm bis Ø12 mm und Langlöcher (La) mit den Abmessungen 4x18 mm bis 10x30 mm. Die Bohrplatte hatte eine Dicke von 10 mm. Mit definierten Füllstandhöhen h_F des darüber befindlichen Öls wurde der Rücklaufstrom R pro Öffnung ermittelt, Bild 5-21. Die Messzeit betrug je nach Öffnungstyp t = 10...30 s. Alle nicht untersuchten Öffnungen waren für die Dauer des jeweiligen Versuchs verschlossen.



Bild 5-21: Rücklaufstrom in Abhängigkeit von Form und Größe der Rücklaufkanäle bei einer ebenen Platte

Bei einer Füllstandshöhe von $h_F = 5$ mm Öl mit einer Viskosität von $\eta = 535$ mPas konnte ein Rücklaufstrom bei allen untersuchten Öffnungen in der Größenordnung R = 1 g/s ermittelt werden. Obwohl die Querschnittsfläche der einzelnen Öffnungen zwischen $A_{quer} = 10...300$ mm² variiert, ist kein grundlegender Einfluss der Öffnungsform erkennbar. Aufgrund der hohen Oberflächenspannung wird die Zuströmung zum Ablauf behindert und das Öl haftet bei Füllstandshöhen unter $h_F = 7$ mm mehr oder weniger stark an der ebenen Bodenplatte. Der Öffnungsquerschnitt ist nicht vollständig flüssigkeitsgefüllt.

Bei $h_F = 10$ mm, also der doppelten Füllstandshöhe nimmt der Rücklaufstrom mit zunehmender Querschnittsfläche geringfügig zu. Jedoch ist die Zuströmbehinderung bei sinkendem Füllstand immer noch ausschlaggebend. Erst ab einer Füllstandshöhe von $h_F = 30$ mm zeigt sich ein deutlicher Unterschied der verschiedenen Ablaufquerschnitte. Der Rücklaufstrom durch eine Bohrung mit \emptyset 10 mm beträgt R = 8 g/s. Bei doppeltem Querschnitt in Längsrichtung (Langloch 10x20 mm) steigt der Rücklaufstrom auf den 3,5-fach Wert. Die Bohrung mit \emptyset 8 mm hat einen Rücklaufstrom von R = 3 g/s. Die Querschnittsverdoppelung in Längsrichtung führt zum Langloch 8x16 mm mit einem 5-fach höheren Rücklaufstrom.

Die Ergebnisse zeigen, dass bei größeren Bohrungen und Langlöchern der Rücklaufstrom zunimmt. Ein direkter Vergleich zwischen Langloch und Bohrung ist so jedoch nicht möglich.

Betrachtet man den Rücklaufstrom in Abhängigkeit des Öffnungsquerschnitts, so ergeben sich für Bohrungen und Langlöcher unterschiedliche Kurvenverläufe, Bild 5-22. Der Rücklaufstrom von Bohrung und Langloch ist genau dann identisch, wenn der Öffnungsquerschnitt gleich ist und das Breiten- zu Längenverhältnis beim Langloch b/l = 0,5 beträgt. Ist das Verhältnis b/l < 0,5 so ist der Rücklaufstrom trotz gleicher Öffnungsquerschnitte beim Langloch deutlich geringer.



Bild 5-22: Rücklaufstrom in Abhängigkeit des Öffnungsquerschnitts unter Berücksichtigung des Breiten- / Längenverhältnisses b/l des Langlochs für eine Füllstandshöhe $h_f = 30 \text{ mm}$

Über den Zusammenhang

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{quer}}{\pi}}$$
(5-18)

lässt sich aus dem Querschnitt A_{quer} eines Langlochs der Durchmesser einer querschnittsgleichen Bohrung berechnen. Tabelle 5-3 zeigt die Ergebnisse für das Breiten- zu Längenverhältnis beim Langloch b/l = 0.5.

Langloch	A _{quer} [mm ²]	R [g/s]	d [mm] aus Gl. (5-18)
La 4x8	28,56	0,9	6
La 6x12	64,27	4,4	9
La 8x16	114,27	13,8	12
La 10x20	178,54	27,5	15

Tabelle 5-3: Berechnung des Bohrungsdurchmessers d aus dem Öffnungs-
querschnitt eines Langlochs mit b/l = 0,5 nach Gl. (5-18)

Eine wichtige Forderung bei der Konstruktion Berührungsfreier Dichtsysteme lautet, axial möglichst kurz zu bauen. Mit den in Tabelle 5-3 dargestellten Ergebnissen wird deutlich, dass zur Erzielung des gleichen Rücklaufstroms aus einer Fangkammer das Langloch axial immer kürzer ausgeführt werden kann, als die Öffnungsform Bohrung. **Beispiel:** Das Langloch La 4x8 ist 4 mm breit und 8 mm lang. Die querschnittsgleiche Bohrung hat einen Durchmesser von 6 mm und ist damit 2 mm größer, wenn man sich an der axialen Breite des Dichtsystems orientiert.

Wie damit der zweckmäßige Ablauf aus der Fangkammer aussicht zeigt Bild 5-23. Im Zusammenhang mit der Ablaufgestaltung gibt es noch einige Besonderheiten, die Haas /1/ bei der Abdichtung niederviskoser Flüssigkeiten beobachtet hat.

In die Fangkammer eindringende Flüssigkeit wird auf Grund der Schwerkraft nach unten abgeleitet, Bild 5-23-A. Beginnt sich die Welle zu drehen neigt die in der Fangkammer befindliche Luft zur Rotation. Dies führt dazu, dass Flüssigkeit in einem Teil der Fangkammer entgegen der Schwerkraft nach oben gefördert wird und im anderen Teil der Rücklaufstrom und deren Geschwindigkeit sich vergrößert. Dabei kann es zum Überströmen des Rücklaufkanals und zum Anstieg der Flüssigkeitsmenge in der Fangkammer kommen, Bild 5-23-B. Ist der Querschnitt des Rücklaufkanals zu gering, kann sich die Flüssigkeit dort aufstauen, Bild 5-23-C oder einen Luftblase den Rücklaufkanal verschließen, Bild 5-23-D. Die Gestaltung des Rücklaufbereichs entsprechend Bild 5-23-E verhindert die genannten Schwierigkeiten. Dazu sollte der Übergang der Fangkammer in den Rücklaufkanal trichterförmig ausgeführt werden, wobei zur Vermeidung eines Flüssigkeitsbergs der Übergang in die radiale Fangkammerwand tangential und glatt sein sollte.



Bild 5-23: Ablaufgestaltung der Fangkammer /1/

Aus den Untersuchungen zur Gestaltung des Rücklaufkanals ergeben sich folgende Schlussfolgerungen:

- Der Rücklaufstrom durch ein Langloch ist vom Verhältnis b/l abhängig. Für b/l = 0.5 wird der Rücklaufstrom maximal und entspricht dem einer Bohrung mit gleicher Querschnittsfläche.
- Das Langloch ist der Bohrung vorzuziehen, da mehr Flüssigkeit bei gleicher axialer Breite des Dichtsystems abgeführt werden kann.
- Der Übergang der Fangkammer in den Rücklaufkanal sollte trichterförmig ausgeführt werden. Es ist darauf zu achten, dass die Fangkammerwand glatt und tangential in den Rücklaufkanal übergeht.

5.2 Einfluss bei dynamisch sich ändernder Spalthöhe

Wellenlagerungen in Aggregaten, Maschinen und Anlagen im allgemeinen Maschinenbau weisen in der Regel keine so hohe Laufgenauigkeit wie zum Beispiel die Lagerung von Werkzeugmaschinenspindeln auf, für deren Einsatz Berührungsfreie Dichtsysteme bisher hauptsächlich wissenschaftlich untersucht und entwickelt wurden /53/. Wellenauslenkungen in Achsrichtung um 0,5 mm sind keine Seltenheit. Dadurch kommt es zu sich ändernden Spalthöhen in axialer Richtung, die je nach Ursache konstant (statisch) oder zeitlich abhängig (dynamisch) sind. In jedem Fall ändert sich der Flüssigkeitsdurchtritt durch die Stirnflächenspalte und damit auch die Dichtfunktion.

Die Untersuchung der Dichtfunktion bei dynamisch sich ändernder Spalthöhe wurde mit Hilfe des in Kapitel 3.3 vorgestellten Exenterwellenantriebs durchgeführt.

Als Beurteilungskriterium gilt dabei:

• der Eindringstrom E in das Dichtsystem in Abhängigkeit unterschiedlicher Umfangsgeschwindigkeiten v_u .

Folgende Parameter variierten bei diesen Untersuchungen:

- Spalthöhenänderung a und Verschiebefrequenz f
- Wellendrehzahl n beziehungsweise Umfangsgeschwindigkeit vu

Doch zunächst muss die Spalthöhenänderung a grob abgeschätzt werden.

5.2.1 Abschätzen der auftretenden Spalthöhenänderung

Zur Abschätzung der Wellenauslenkungen in Achsrichtung und der damit sich ändernden Spalthöhen im allgemeinen Fahrzeug- und Maschinenbau ist es zweckmäßig, sich zuerst über möglichen Ursachen und deren Auswirkungen Gedanken zu machen. Tabelle 5-4 gibt eine Zusammenfassung möglicher Ursachen und deren Auswirkungen auf die Spaltform am Beispiel des Stirnflächenspalts. Des weiteren zeigt Tabelle 5-4, ob die Ursachen statische oder dynamisch auftreten.

Ursachen, die zu einer dynamischen Änderung des Dichtspalts führen, sind die Durchbiegung der Welle aufgrund äußerer Kräfte oder die Lagerluft. Ursachen mit weitgehendst statischer Wirkung sind Winkelfehler, Fertigungstoleranzen und Wärmedehnungen aufgrund hoher Temperaturunterschiede ("quasi-statisch").

Für die vier Wellendurchmesser d = 20, 40, 60 und 80 mm wurde die Spalthöhenänderung a für einen Stirnflächenspalt exemplarisch für die Lagerabstände l = 100, 500, 800 und 1200 mm berechnet. Die Ergebnisse sind in Bild 5-24 dargestellt.

Winkelfehler zeigen den geringsten Einfluss mit a = $15...60 \mu m$. Wellendurchbiegungen, aufgrund äußerer Kräfte sollen gemäß einer Empfehlung aus /54/ nicht größer als 1/3000 des Lagerabstandes betragen. Dies führt zu Spalthöhenänderungen im Bereich von a = $60...115 \mu m$.

Abweichungsform	Ursache / Auswirkung auf Spaltform	Auftreten	
	Idealform. Dichtspalt planparallel.		
	Winkelversatz (der Lager). Der dadurch entstehende Dichtspalt ist nicht mehr parallel.	statisch	
	Durchbiegung der Welle aufgrund äußerer Kräfte. Der dadurch entstehende Dichtspalt ist nicht mehr parallel.	statisch oder dynamisch (Kraft stehend oder um- laufend)	
	Lagerluft. Der Dichtspalt vergrößert / verkleinert sich.	dynamisch	
	Fertigungstoleranzen. Der Dichtspalt ist nicht mehr parallel.	statisch	
	Wärmedehnung. Der Dichtspalt vergrößert / verkleinert sich.	statisch	

 Tabelle 5-4:
 Abweichung der Stirnflächenspalte von der Idealform und Ursachen

Deutlich höhere Werte zwischen a = 252...568 µm ergibt die Verwendung von Wälzlagern der Lagerluftgruppe C4. Des weiteren ergeben sich mit den in DIN ISO 2768 Teil 2 genormten Allgemeintoleranzen, Toleranzklasse L Plan- und Rundlaufabweichungen, die zu Spalthöhenänderungen von a = 500 µm führen. Den deutlich größten Einfluss haben Wärmedehnungen mit a = 143...1716 µm bei einem angenommenen Temperaturbereich von $\Delta \vartheta = 130^{\circ}$ K. Diese trifft beispielsweise auf das Motorumfeld von Fahrzeugen zu.


Lagerabstand I [mm]

Bild 5-24: Spalthöhenänderung a in Abhängigkeit des Wellendurchmessers und des Lagerabstands für Anwendungen des Fahrzeug- und Maschinenbaus

In der Summe muss also mit Spalthöhenänderungen im Bereich a = $1000...2900 \ \mu m$ gerechnet werden. Dabei liegen die dynamischen Spalthöhenänderungen mit a = $300...700 \ \mu m$ deutlich unter den Spalthöhenänderungen mit statischer Ursache a = $700...2200 \ \mu m$.

Die Frequenz, mit der sich die Spalthöhe dynamisch ändert, hängt von der Wellendrehzahl ab. Dreht sich die Welle beispielsweise mit 3000 min⁻¹ bei einer umlaufenden Kraft, ändert sich die Spalthöhe des Stirnspalts mit einer Frequenz f = 50 Hz.

5.2.2 Verwendetes Dichtsystem

Das in Bild 5-25 dargestellte Dichtsystem besteht aus einem nicht überdeckten Stirnflächenspalt im Eingangsbereich³⁾, einem achsparallelen Ringspalt, der in die Fangkammer mündet. Der Ablauf der Fangkammer ist trichterförmig. Der Ausgangsspalt ist eine Kombination zwischen Stirnflächen- und Ringspalt. Alle Spalthöhen betragen 0,5 mm. Der Durchmesser am Eingangsspalt beträgt d = 80 mm. Die übrigen Abmessungen können Bild 5-25 entnommen werden.

Bei einer halben Umdrehung der Exzenterwelle (dargestellt durch den Kraftpfeil F) bewegt sich der Rotor in Achsrichtung und spannt die Ventilfeder. Beide Stirnflächenspalte des Dichtsystems werden dabei um die Spalthöhenänderung a gegenüber dem ursprünglichen

³⁾ Aus früheren Untersuchungen ist bekannt, dass bei einem überdeckten Eingangsspalt nur sehr wenig Flüssigkeit in das Dichtsystem eintritt. Da dies messtechnisch schwierig zu beherrschen ist, wurde der Eingangsbereich des Dichtsystems bewusst ungünstig gestaltet, um eine hohe Selektivität der Messungen zu erreichen.

Zustand erhöht. Nach einer weiteren halben Umdrehung der Exzenterwelle kann die Rückstellkraft der Ventilfeder den Rotor zurückschieben. Die Spalthöhen sind wieder auf den ursprünglichen Wert eingestellt. Die Spalthöhen des Dichtsystems ändert sich sinusförmig mit der gewählten Frequenz f zwischen dem eingestellten Initialspalt h_0 und dem am unteren Totpunkt der Verschiebung eingestellten Spalt $h_1 = h_0 + a$ (vergleiche Kapitel 3.3). Die Frequenz f ergibt sich, indem die Drehzahl der Exzenterwelle durch 60 dividiert wird (aus Umdrehungen pro Minute wird Hz).

Das Versuchsöl wird über die Bespritzungsvorrichtung auf den Eingangsbereich des Dichtsystems gespritzt. Dies hat einen Eindringstrom E in das Dichtsystem zur Folge. Die eindringende Flüssigkeit wird als Rücklaufstrom aus der Fangkammer gemessen.



Bild 5-25: Dichtsystem zur Untersuchung dynamischer Spalthöhenänderungen

5.2.3 Eindringstrom bei konstanter Spalthöhe

Die Dichtfunktion des berührungsfreien Dichtsystems wurde zunächst ohne die Exzenterwelle ermittelt. Hierzu wurde der Eingangsbereich (Stirnflächenspalt zwischen Rotor und Stator 1) wie in vergangenen Untersuchungen mit Öl über 12 radial angeordnete Düsen mit Anspritzwinkel $\gamma = 15^{\circ}$ bespritzt. Die Spalthöhe betrug $h_r = 0,5$ mm, die Temperatur des Öls $T_{Ol} = 50^{\circ}$ C und die dynamische Viskosität $\eta_{50^{\circ}} = 154$ mPas. Der Volumenstrom des anspritzendes Öls variierte zwischen $V_t = 6...10$ l/min. Über den Rücklauf der Fangkammer konnte der eindringende Flüssigkeitsstrom gemessen und über der Umfangsgeschwindigkeit aufgetragen werden. Die Fertigung der statischen Dichtungsteile aus Plexiglas ermöglichte eine Beobachtung der Vorgänge in der Fangkammer, Bild 5-26:

Anspritzende Flüssigkeit dringt in das Dichtsystem ein, wird in der Fangkammer aufgefangen und über den Rücklauf abgeführt. Dabei sammelt sich das Öl im Rücklaufbereich der Fangkammer an. Bei stehender Welle und einer Ölanspritzung von V_t = 8 l/min bildet sich eine Füllstandshöhe von h_{F0} = 20,7 mm aus (① in Bild 5-26), die mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit sinkt. Beispielsweise beträgt die Füllstandshöhe bei einer Umfangsgeschwindigkeit von v_u = 3,1 m/s noch h_{F750} = 15,4 mm (②) während bei v_u = 4,2 m/s kein Öl mehr in der Fangkammer steht und demzufolge h_{F1000} = 0 ist (③).



Bild 5-26: Eindringstrom in Abhängigkeit der Umfangsgeschwindigkeit und Füllstandshöhe in der Fangkammer

Wird der Ölanspritzstrom auf $V_t = 10$ l/min erhöht, ist der Eindringstrom in das Dichtsystem größer als bei 8 l/min. Die Umfangsgeschwindigkeit, bei der gerade keine Flüssigkeit mehr eindringt verschiebt sich von $v_u = 4,2$ m/s nach $v_u = 5$ m/s. Jedoch ist die Fangkammer für Umfangsgeschwindigkeiten $v_u < 0,4$ m/s überfüllt und das Dichtsystem zeigt insgesamt Leckage. Wird der Ölanspritzstrom auf $V_t = 6$ l/min reduziert, ist der Eindringstrom deutlich geringer als bei V_t = 8 l/min. Das eindringende Öl kann schnell genug aus der Fangkammer ablaufen, sodass sich keine Füllstandshöhe ergibt. Daraus ergibt sich, dass das Dichtsystem bei einer Eingangsspalthöhe von $h_0 = 0,5$ mm und einem Anspritzstrom von V_t = 8 l/min bei einer Öltemperatur von T_{Öl} = 50° C (entspricht $\eta_{50°C} = 154$ mPas) an seiner Dichtheitsgrenze ist.

Für die weiteren Untersuchungen mit dynamischer Spalthöhenänderung werden Spalthöhen h bis 2,5 mm betrachtet. Da hier mit einer überfüllten Fangkammer zu rechnen ist, wurde die Temperatur des Versuchsöls auf $T_{Ol} = 40^{\circ}$ C verringert. Das Versuchsöl wird dadurch zäher ($\eta_{40^{\circ}C} = 271$ mPas) und es dringt bei gleicher Spalthöhe weniger in das Dichtsystem ein. Damit ist selbst bei größeren Spalthöhen nicht mit Leckage zu rechnen. Als Ölanspritzstrom wurden $V_t = 8$ l/min beibehalten.

5.2.4 Eindringstrom bei dynamischer Spalthöhenänderung

Bild 5-27 zeigt den Eindringstrom in das Dichtsystem über der Umfangsgeschwindigkeit bei einer dynamischen Spalthöhenänderung a = 0,575 mm (Bild 5-27 links) und a = 1,12 mm (Bild 5-27 rechts) mit Verschiebefrequenzen zwischen f = 0...5 Hz.



Bild 5-27: Eindringstrom bei Spalthöhenänderung a = 0,575 mm und a = 1,120 mm (Initialspalthöhe $h_0 = 0,5$ mm)

Der prinzipielle Verlauf entspricht dem aus Bild 5-26, also mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit verringert sich der Eindringstrom und wird bei einer charakteristischen Umfangsgeschwindigkeit zu Null (vergleiche Kapitel 5.1.2). Diese charakteristische Umfangsgeschwindigkeit beträgt $v_{u0} = 4,4$ m/s für a = 0,575 mm und sinkt mit zunehmender Spalthöhenänderung auf $v_{u0} = 4$ m/s für a = 1,12 mm ab. Der Eindringstrom ist bei dynamischer Spalthöhenänderung größer, als bei konstanter Spalthöhe (gestrichelte Kurve $h_0 = 0,5$ mm bei a = 0 mm und f = 0 Hz in Bild 5-27). Ein eindeutiger Einfluss der Verschiebefrequenz konnte nicht festgestellt werden.

Durch Addition der dynamischen Spalthöhenänderungen a und der Initialspalthöhe $h_0 = 0,5$ mm ergeben sich die maximal auftretenden Stirnflächenspalthöhen $h_1 = 1,1$ mm (Bild 5-27 links) beziehungsweise $h_1 = 1,6$ mm (Bild 5-27 rechts). Die Eindringströme bei diesen konstanten Spalthöhen h_1 sind in Bild 5-27 ebenfalls gestrichelt mit eingezeichnet und begrenzen den oberen Bereich der Messwerte. Die bei dynamischer Spalthöhenänderung ermittelten Eindringströme liegen rund 50% unter den Eindringströmen bei maximaler Spalthöhe.

Zunahme der Spalthöhenänderung. Wird die dynamische Spalthöhenänderung auf insgesamt 2 mm erhöht, reduziert sich die charakteristische Umfangsgeschwindigkeit, also die Umfangsgeschwindigkeit bei der gerade kein Eindringstrom mehr feststellbar ist, weiter auf $v_{u0} = 3,6$ m/s, Bild 5-28. Obwohl die durchschnittliche Spalthöhe vergrößert wird, nimmt der drehzahlbedingte Eindringstrom ab. Zur Erläuterung wird Bild 3-5 benötigt. In diesem Bild sind die Spalthöhen des Eingangbereichs - h₀ im ursprünglichen Zustand und h₁ bei Spalthöhenänderung - vergrößert dargestellt. Bei Öffnungszustand $h_0 = 0.5$ mm dringt die in Bild 5-27 bis Bild 5-29 als gestrichelte Kurve dargestellte Flüssigkeitsmenge ein. Ändert sich der Öffnungszustand des Spalts von h₀ nach h₁ kann in den Eingangsspalt entsprechend mehr Flüssigkeit eindringen. Diese Flüssigkeit wird bei umgekehrter Änderung des Öffnungszustands, also von h1 nach h0 aus dem Spalt gequetscht. Ein Teil davon gelangt über den axialen Ringspalt in die Fangkammer. Die Menge ist vom Strömungswiderstand, den der Ringspalt entgegensetzt, abhängig. Der andere Flüssigkeitsteil wird aufgrund der Fliehkräfte und des erzeugten Quetschdrucks aus dem Eingangsspalt nach außen befördert und setzt der anspritzenden Flüssigkeit in Form eines Flüssigkeitsrings einen Widerstand entgegen. Je größer also die ausgelenkte Spalthöhe h1 ist, desto mehr Flüssigkeit kann phasenweise in den Eingangsspalt eindringen, umso mehr wird aber auch wieder nach außen befördert und hindert die anspritzende Flüssigkeit am Eindringen. Damit verringert sich der Eindringstrom geringfügig mit zunehmender Spalthöhenänderung.

Zunahme der Verschiebefrequenz. Wird die Verschiebefrequenz auf 25 Hz erhöht, steigt die charakteristische Umfangsgeschwindigkeit auf $v_{u0} = 5,6$ m/s an, Bild 5-29. Trotz Reduzierung der dynamischen Spalthöhenänderung auf a = 0,3 mm bei Initialspalthöhe $h_0 = 0,5$ mm dringt auch bei höheren Umfanggeschwindigkeiten noch Flüssigkeit in das Dichtsystem ein (vgl. Bild 5-28). Der Eindringstrom ist durchschnittlich etwa 30% geringer, was auf die kleinere dynamische Spalthöhenänderung a zurückzuführen ist.



Bild 5-28: Zunahme der Spalthöhenänderung

Bild 5-29: Zunahme der Verschiebefrequenz

Aus den Untersuchungen bei dynamisch sich ändernden Spalthöhen ergeben sich folgende Schlussfolgerungen:

- In Berührungsfreie Dichtsysteme mit dynamisch sich ändernder Stirnspalthöhe im Eingangsbereich dringt mehr Flüssigkeit ein, als in Dichtsysteme mit konstanter Spalthöhe.
- Die Verschiebefrequenz f, die die Spalthöhe um den Wert a ändert, hat zwischen 1 und 5 Hz keinen Einfluss auf den in das Dichtsystem eindringenden Flüssigkeitsstrom.
- Große Spalthöhenänderungen führen zu einer Verringerung der charakteristischen Umfangsgeschwindigkeit (= Umfangsgeschwindigkeit, bei der der Eindringstrom Null wird).
- Größere Verschiebefrequenzen führen zu höheren charakteristischen Umfangsgeschwindigkeiten.

6 Eigeninduzierte Luftströme

Induzierte Luftströmungen durch die Dichtung können die Dichtfunktion in Berührungsfreien Dichtsystemen in erheblichem Maße beeinflussen. Entweder tritt Ölnebel und Feuchtigkeit aus dem abzudichtenden Raum (z.B. Getriebe) nach draußen oder umgekehrt, Staub und Schmutz dringen nach innen. Bild 6-1 zeigt drei mögliche Ursachen, wie unerwünschte Luftströme entstehen. Dabei kann zwischen eigeninduzierten und fremdinduzierten Luftströmen unterschieden werden. Während eigeninduzierte Luftströme ausschließlich auf die geometrischen Verhältnisse des Dichtsystems zurückzuführen sind, Bild 6-1 a), werden fremdinduzierte Luftströme durch äußere Einflüsse im Dichtungsumfeld wie beispielsweise Druck- und Temperaturdifferenzen oder durch Rotoren und Ventilatoren, Bild 6-1 b) und c) erzeugt.



Bild 6-1: Entstehung von induzierten Luftströmungen

Einige mögliche Abhilfemaßnahmen, diesen Luftstrom mit Staub-, Schmutz- oder Ölpartikeln berührungsfrei abzudichten sind aus der Literatur bekannt. Neben den kostenintensiven Magnetflüssigkeitsdichtungen /41/ besteht die Möglichkeit Sperrluft-Dichtsysteme einzusetzen /27/. In die Dichtung integrierte luftdurchlässige Filtersysteme verringern die Ölnebelkonzentration nur unwesentlich /49/. Des weiteren werden durch im Dichtsystem angebrachte Filterelemente die grundlegenden Vorteile Berührungsfreier Dichtsysteme - Verschleiß- und Wartungsfreiheit - wieder zerstört. Wesentlich zweckmäßiger scheint, die Dichtsysteme konstruktiv so zu gestalten, dass zumindest keine rotationsbedingte Förderung der Luft und damit der in der Luft enthaltenen Partikel stattfinden kann.

6.1 Untersuchungsmethodik

Als zentrales Element bei der Untersuchung induzierter Luftströme wird der Luftdurchsatz F und die Förderrichtung der Luftströmung betrachtet. Fördert die Dichtung Luft nach außen, kann mit Sicherheit auch davon ausgegangen werden, dass Ölnebel mitgeführt wird /57/. Ist dagegen kein Luftdurchsatz zur Atmosphäre hin messbar bzw. nur von der Atmosphärenseite zum Innenraum, kann es auch zu keiner Ölnebelleckage kommen. Da der geförderte Ölnebel proportional zum Luftdurchsatz ist, reicht es aus, den messtechnisch einfacher handhabbaren Luftdurchsatz nachzuweisen. Als zweckmäßige Untersuchungsmethodik bietet sich an, zunächst wie bereits in Kapitel 5, die Dichtsysteme in einzelne Funktionselemente zu zerlegen und die signifikanten Einflussfaktoren im Hinblick auf deren Luftdurchsatz zu ermitteln. Die Kenntnis dieser Einflussfaktoren ermöglicht es, Berührungsfreie Dichtsysteme konstruktiv so abzuändern, dass der störende Luftdurchsatz minimal wird.

Experimentelle Luftdurchsatzuntersuchungen sind zeitintensiv. Die Anwendung der Finite-Elemente-Analyse bietet dem gegenüber Vorteile. Voraussetzung dafür ist, dass die Berechnung durch Messung des Luftdurchsatzes überprüft wird und hinreichend genau übereinstimmt /50/. Um den Berechnungsaufwand in Grenzen zu halten, ist es ausreichend, die Strömungsvorgänge der trockenen Luft - also ohne Flüssigkeitsanreicherungen - bei Wellenrotation zu betrachten. Bild 6-2 zeigt die in Kapitel 6 angewandte Vorgehensweise.



Bild 6-2: Untersuchungsmethodik

6.2 Theoretische Grundlagen

Im folgenden werden die physikalischen Gleichungen, die der Finite-Elemente-Analyse (FEA) zugrunde liegen beschrieben. Zunächst werden einige Begriffe aus der Vektoranalysis definiert.

6.2.1 Mathematische Begriffe

Für die im folgenden beschriebenen Gleichungen gelten folgende mathematische Vereinbarungen:

Nabla-Operator

 $\nabla = \left(\frac{\partial}{\partial x}, \frac{\partial}{\partial y}, \frac{\partial}{\partial z}\right)$ x, y, z ...globale kartesische Koordinaten

Laplace-Operator

$$\Delta = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$$

Geschwindigkeitsfeld

$$\vec{v}(x, y, z) = \begin{bmatrix} u(x, y, z) \\ v(x, y, z) \\ w(x, y, z) \end{bmatrix}$$

$$u...x-Komponente des v-Feldes v...y-Komponente des v-Feldes w...z-Komponente des v-Feldes v...y-Komponente des v-Feldes v...z-Komponente des v-Feldes v...y-Komponente des v...y-Komponente des v...y-Komponente des v...y-Komponente des v...y-Komp$$

<u>Druckfeld</u>

p = p(x, y, z)

Gradient (Steigung, Gefälle) eines Skalarfeldes → Vektor

grad p =
$$\nabla p = \begin{pmatrix} \frac{\partial p}{\partial x} \\ \frac{\partial p}{\partial y} \\ \frac{\partial p}{\partial z} \end{pmatrix}$$

Divergenz (Ergiebigkeit, Quelldichte) eines Vektorfelds → Skalar

$$\operatorname{div} \vec{\mathbf{v}} = \nabla \cdot \vec{\mathbf{v}} = \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial \mathbf{x}} + \frac{\partial \mathbf{v}}{\partial \mathbf{y}} + \frac{\partial \mathbf{w}}{\partial z}$$

6.2.2 Grundgleichungen

Als Basis zur Beschreibung von Strömungsvorgängen dient die Navier-Stokes-Gleichung (6-1), die auch als Impulserhaltungsgleichung bezeichnet wird.

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v}\nabla) \cdot \vec{v} = -\frac{1}{\rho} \operatorname{grad}(p + U - \frac{1}{3}\eta \operatorname{div} \vec{v}) - \upsilon \Delta \vec{v}$$
(6-1)

Sie gilt allgemein für instationäre Strömung von reibungsbehafteten, kompressiblen Newtonschen Flüssigkeiten.

Zusammen mit der Kontinuitätsgleichung

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla (\rho \cdot \vec{v}) = 0 \tag{6-2}$$

und der Zustandsgleichung für Gase

$$\mathbf{p} \cdot \mathbf{V} = \mathbf{n} \cdot \mathbf{R} \cdot \mathbf{T} \tag{6-3}$$

lassen sich theoretisch alle Strömungsphänomene mathematisch beschreiben. Geschlossen lösbar sind sie nur für wenige Fälle, z.B. für laminare Spaltströmung. Grundsätzlich gilt die Navier-Stokes-Gleichung auch für turbulente Strömung, wobei \bar{v} die momentane, örtliche Geschwindigkeit einschließlich der turbulenten Schwankungsanteile \bar{v}' ist /55/. Die auftretenden Größen bedeuten dabei:

- a) $\partial \vec{v} / \partial t$ die *lokale Beschleunigung*; für $\partial \vec{v} / \partial t = 0$ wird die Strömung stationär.
- b) $(\vec{v}\nabla) \cdot \vec{v}$ die konvektive Beschleunigung
- c) $\rho^{-1} \cdot \text{gradp}$ die auftretenden *Druckkräfte*
- d) ρ^{-1} gradU die auftretenden *Volumenkräfte*, z.B. Erdbeschleunigung
- e) ρ^{-1} grad (1/3 η div \vec{v}) $\upsilon \Delta \vec{v}$ die auftretenden *Reibungskräfte*, z.B. Viskosität
- f) $\partial \rho / \partial t$ die *lokale Dichteänderung*; für $\partial \rho / \partial t = 0$ erhält man eine inkompressible oder stationäre Strömung mit $\rho = \text{const.}$
- g) $\nabla(\rho \cdot \vec{v})$ die aus- und einströmende Masse

Für stationäre Strömung oder inkompressibles Fluid ist $\partial \rho / \partial t = 0$. Für inkompressibles Fluid kann zudem anstelle $\nabla(\rho \cdot \vec{v})$ auch $\rho \cdot \nabla \vec{v}$ geschrieben werden. Damit lautet die Kontinuitätsgleichung für stationäre und instationäre Strömung eines inkompressiblen Fluids

$$\nabla \cdot \vec{\mathbf{v}} = \operatorname{div} \vec{\mathbf{v}} = \frac{\partial \mathbf{v}_{x}}{\partial x} + \frac{\partial \mathbf{v}_{y}}{\partial y} + \frac{\partial \mathbf{v}_{z}}{\partial z} = 0$$
(6-4)

Für diesen Fall vereinfacht sich die Navier-Stokes-Gleichung zu

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v}\nabla) \cdot \vec{v} = -\frac{1}{\rho} \operatorname{grad}(\rho + U) - \upsilon \Delta \vec{v}$$
(6-5)

Dies ist ein nichtlineares System von vier partiellen Differentialgleichungen für das Geschwindigkeitsfeld \vec{v} und das Druckfeld p in einer inkompressiblen Flüssigkeit. Für die vollständige Bestimmung der gesuchten Größen ist die Vorgabe von Anfangsbedingungen v(r,t) und von Randbedingungen notwendig. An einer festen Wand lautet die Randbedingung v = 0. Handelt es sich um eine stationäre Strömung wird $\partial \vec{v} / \partial t = 0$. Die Terme auf der linken Seite in Gl. (6-5) stellen die substantielle Ableitung des Geschwindigkeitsfeldes und somit, bis auf einen konstanten Faktor, die Impulsänderung eines Teilchens dar. Auf der rechten Seite stehen die inneren Druckkräfte, die Volumenkräfte und die viskosen inneren Reibungskräfte. Somit ist die Navier-Stokes-Gleichung nichts anderes als das Newtonsche Grundgesetz für ein Flüssigkeitsteilchen.

Bei der Strömungsberechnung mit dem verwendeten FEA-Programm ANSYS / FLOTRAN stehen drei Impulsbilanzen und eine Massenbilanz zur Verfügung. Aus der Impulsbilanz werden iterativ die Strömungsgeschwindigkeiten (für jede Richtung eine) und aus der Massenbilanz der Druck berechnet, Bild 6-3. Da in der Massenbilanz der Druck eigentlich gar nicht auftritt, wird ein Druck-Korrektur-Verfahren /56/ basierend auf der Massenbilanz eingesetzt. Mit Hilfe der Kontinuitätsgleichung wird auf den Massenstrom rückgeschlossen.



Bild 6-3: Sequentieller Lösungsablauf

Die Vorgehensweise bei der analytischen Berechnung dagegen weicht von der Berechnungsmethodik der FEA ab. Die Gl. (6-6) und (6-7), /24/ zeigen beispielhaft die Berechnung des Massenstroms m_t unter Berücksichtigung der Kompressibilität von Luft bei axial durchströmten Ringspalten in Abhängigkeit der Strömungsform. Dabei ist h_a die Spalthöhe, d der Wellendurchmesser und l_a die Spaltlänge. Mit $\Delta p = p_0 - p_1$ wird die Druckdifferenz zwischen Spaltein- und -austritt bezeichnet, ρ ist die Dichte der Luft und β das Druckverhältnis p_1/p_0 . Beide Gleichungen beschreiben einen aufgrund einer anliegenden Druckdifferenz Δp erzeugten Massenstrom m_t .

laminare Strömung:	$\mathbf{m}_{t} = \rho \cdot \frac{\pi \cdot \mathbf{d} \cdot \Delta \mathbf{p} \cdot \mathbf{h}_{a}^{s}}{12 \cdot \eta \cdot \mathbf{l}_{a}} \cdot \frac{1 + \beta}{2}$	(6-6)
turbulente Strömung:	$m_{t} = 9.9 \cdot \rho \cdot d \cdot \sqrt[7]{\frac{(\Delta p)^{4} \cdot h_{a}^{12} \cdot (1+\beta)^{4}}{\rho^{3} \cdot l_{a}^{4} \cdot \eta}}$	(6-7)

1 3

Bei der FEA dagegen wird iterativ aus der Geschwindigkeitsverteilung auf den Massenstrom geschlossen.

Zur Überprüfung der Berechnungsgüte des verwendeten FEA-Programms ANSYS / FLOTRAN wurden Berechnungen für axial durchströmte Ringspalte durchgeführt und die Ergebnisse mit den nach Gl. (6-6) und (6-7) berechneten, in Abhängigkeit der Reynoldszahl verglichen. Bild 6-4 zeigt das dazugehörige FE-Modell mit Randbedingungen.



Bild 6-4: Modell Ringspalt mit Randbedingungen

Die Strömung im Ringspalt wird turbulent, wenn die kritische Reynoldszahl Re_{krit} überschritten wird. Bei glatten Dichtspalten liegt die kritische Reynoldszahl im Bereich 2000...4000.

$$\operatorname{Re} = \frac{\mathbf{v} \cdot 2\mathbf{h}}{\upsilon} > \operatorname{Re}_{\operatorname{krit}} = 2000...4000$$
 (6-8)

Aus Gl. (6-8) kann für konstante Spalthöhe h_a , die kritische mittlere Geschwindigkeit v_{krit} ermittelt werden, bei der die Strömung von laminar in turbulent umschlägt. Über die Kontinuitätsgleichung ergibt sich daraus für den Grenzmassenstrom m_{tkrit} :

$$\mathbf{m}_{\mathrm{tkrit}} = \mathbf{v}_{\mathrm{krit}} \cdot \boldsymbol{\rho} \cdot \mathbf{A} \tag{6-9}$$

Dieser Grenzmassenstrom beträgt bei einer Reynoldszahl von Re = 2000, unabhängig von der Spalthöhe $m_{tkrit} = 2,84 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$ und bei Re = 4000 $m_{tkrit} = 5,68 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$. Beide Werte sind in den Berechnungsergebnissen in Bild 6-5 eingezeichnet. Des weiteren sind in Bild 6-5 ausgehend vom Wellendurchmesser d = 50 mm und einer Spaltlänge $l_a = 10$ mm die Ergebnisse für verschiedene Druckdifferenzen in Abhängigkeit der Spalthöhe h_a dargestellt. Die Werte zeigen eine sehr gute Übereinstimmung, insbesondere im laminaren Bereich. Die Abweichungen bei turbulenter Strömung betragen maximal 10%, was auch auf Gl. (6-7) zurückzuführen ist. Hierbei handelt es sich um eine Näherungslösung, die mit zunehmenden Reynoldszahlen genauer wird. Die Simulation mit Hilfe des FE-Programms ANSYS / FLOTRAN liefert somit hinreichend genaue Werte.



Bild 6-5: Berechnungsgüte der Simulation beim Ringspalt für verschiedene Druckdifferenzen

6.3 Einfluss einzelner Funktionselemente auf den Luftdurchsatz

An dem in Bild 6-6 dargestellten, modular aufgebauten Dichtsystem fanden unter Anleitung des Verfassers Luftdurchsatzmessungen statt /58/. Es wurde ermittelt, welche Funktionselemente welchen Einfluss auf das Luftdurchsatzverhalten des Dichtsystems haben. Untersucht wurden der Stirnflächenspalt, der Ringspalt kombiniert mit Stirnflächenspalt, die Rücklaufbohrung und die Spritzscheibe. Die Ergebnisse sind in den Kapitel 6.3.1 bis 6.3.3 dargestellt.



Bild 6-6: Modular aufgebautes Dichtsystem für Luftdurchsatzmessungen

Parallel wurden die einzelnen Funktionselemente mit Hilfe der Finite-Elemente-Analyse modelliert und der Luftdurchsatz simuliert /59/. Die Ergebnisse von Versuch und Berechnung sind in Kapitel 6.4 dargestellt.

6.3.1 Einfluss des Stirnflächenspalts

Untersuchte Parameter des Stirnflächenspalts waren die Spalthöhe h_r und die Spaltlänge l_r . Die Spalthöhe wurde im funktional zweckmäßigen Bereich von $h_r = 0,1...0,5$ mm variiert, die Spaltlänge zwischen $l_r = 3...13$ mm. Der Ringspalt mit Spalthöhe h_a , über den die Luft angesaugt wurde, war gegenüber dem Stirnflächenspalt sehr groß, so dass hier praktisch kein Strömungswiderstand auftrat.

Bild 6-7 zeigt den experimentell ermittelten Verlauf des Luftdurchsatzes F über der Umfangsgeschwindigkeit v_u in Abhängigkeit der Spalthöhe h_r und der Spaltlänge l_r . Der Luftdurchsatz nimmt mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit aufgrund zunehmender Fliehkräfte zu. Dabei ist zwar ein höherer Einfluss der Spalthöhe h_r gegenüber der Spaltlänge l_r ersichtlich, jedoch lässt diese Darstellung keine sicheren Rückschlüsse über die Einflussverhältnisse zu.



Bild 6-7: Luftdurchsatz in Abhängigkeit der Umfangsgeschwindigkeit beim Stirnflächenspalt; Variation der Spalthöhe und Spaltlänge

Zur Beurteilung der Einflussgrößen auf den Luftdurchsatz wurde deshalb das in der statistischen Versuchsplanung eingesetzte Pareto-Diagramm (Bild 6-8) erstellt.

Das Pareto-Diagramm ist ein Histogramm, bei dem die Säulen nach Größe sortiert sind, die größte Säule ist links. Die Darstellung erfolgt qualitativ. Das Pareto-Diagramm wird verwendet, um Einflussfaktoren für eine zu analysierende Wirkung (Zielgröße) nach ihrer Bedeutung zu sortieren. Es entspricht der allgemeinen Erfahrung, dass ca. 20% der Einflussfaktoren ca. 80% des Ergebnisses bewirken. Dieses sogenannte Pareto-Prinzip gibt dem Diagramm den

Namen. Zweck des Pareto-Diagramms ist die Identifizierung der wichtigsten Einflussgrößen, um mit möglichst geringem Aufwand einen möglichst großen Effekt zu erzielen.

Merklichen Einfluss auf die Zielgröße Luftdurchsatz nach Bild 6-8 haben demnach Spalthöhe h_r , Spaltlänge l_r und die Wechselwirkung zwischen h_r und l_r , wobei die Spalthöhe den größeren Einfluss hat.

Diese Aussage findet sich auch in Gl. (5-11) wieder, die den Durchfluss durch radial durchströmte Drosselspaltdichtungen beschreibt. In dieser Gleichung geht die Spalthöhe in dritter Potenz und die Spaltlänge quadratisch auf den Durchfluss ein.



Bild 6-8: Pareto-Diagramm - Einflussgrößen auf den Luftdurchsatz beim Stirnflächenspalt

6.3.2 Einfluss des Ringspalts in Kombination mit dem Stirnflächenspalt

Der konzentrische Ringspalt selbst ist, sofern keine Druckdifferenz anliegt, förderneutral. Dagegen zeigt die Kombination der Spaltformen Ring- und Stirnflächenspalt eine deutliche Wirkung auf die geförderte Luftmenge, Bild 6-9.

Für die untersuchten Spalthöhenkombinationen ändert sich bei geringer axialer Spalthöhe h_a der Luftdurchsatz auch bei unterschiedlichen radialen Spalthöhen h_r praktisch nicht. Hier überwiegt die Drosselwirkung des engen Ringspalts. Dagegen zeigt sich bei größeren axialen Spalthöhen eine stärkere Folgeabhängigkeit der radialen Spalthöhe, zumindest solange h_r kleiner h_a ist.

Die statistische Auswertung anhand des Pareto-Diagramms, Bild 6-10 zeigt, dass die Spalthöhen h_a und h_r und die Interaktion zwischen beiden den größten Einfluss auf die Zielgröße Luftdurchsatz haben. Der Einfluss der Spaltlänge l_r wurde in diesem Zusammenhang nicht untersucht.



Bild 6-9: Luftdurchsatz in Abhängigkeit der Umfangsgeschwindigkeit bei Kombination von Ring- und Stirnflächenspalt; Variation der Spalthöhen h_a und h_r



Bild 6-10: Pareto-Diagramm - Einflussgrößen auf den Luftdurchsatz bei Kombination Ring- und Stirnflächenspalt

6.3.3 Einfluss von Rücklaufbohrung und Spritzscheibe

Unter Einhaltung konstanter Spaltgeometrien (radiale Spalthöhe $h_r = 0,3$ mm, radiale Spaltlänge $l_r = 8$ mm, axiale Spaltlänge $l_a = 23$ mm, axiale Spalthöhe $h_a >> h_r$) wurde im weiteren die Öffnung der Rücklaufbohrung und das Anbringen von Spritzscheiben im Fangkammerraum variiert. Wie zu erwarten, nimmt der Luftdurchsatz durch das Dichtsystem mit zunehmendem Bohrungsdurchmesser b zu (Bild 6-11). Aufgrund des höheren Strömungswiderstands der Bohrung ist der Luftdurchsatz aber deutlich geringer als beim offenen Stirnflächenspalt (vergleiche gepunktete Kurve für $h_r = 0,3$ mm in Bild 6-7).

Rotierende Spritzscheiben werden gewöhnlich als Funktionselement im Bereich der Fangkammer angeordnet, um eingedrungene Flüssigkeit von der Welle abzuspritzen oder umzulenken und damit die Dichtwirkung zu erhöhen /22/. Die dafür ursächliche Fliehkraft zeigt auch Wirkung auf den Luftdurchsatz der Dichtungsanordnung. Ungünstig ist, wenn der Durchmesser der Spritzscheibe größer ist als der Durchmesser des Eingangs- oder Ausgangsspalts. Im untersuchten Fall (Spritzscheibendurchmesser = 110 mm, Durchmesser am Ausgangsspalt = 100 mm) ändert sich dadurch die Richtung der Luftströmung, (negative Werte in Bild 6-11). Das Dichtsystem fördert Luft und Ölnebel vom abzudichtenden Raum in die Umgebung. Der Spritzscheibendurchmesser muss kleiner sein, als der größte Eingangs- oder Ausgangsdurchmesser.



Bild 6-11: Luftdurchsatz in Abhängigkeit der Umfangsgeschwindigkeit; Einfluss des Durchmessers der Rücklaufbohrung b und Einfluss einer Spitzscheibe; Spalthöhen /-längen: $h_r = 0,3 \text{ mm}, l_r = 8 \text{ mm}, l_a = 23 \text{ mm}, h_a >> h_r$

6.4 Vergleich Experiment mit Simulation

Bild 6-12 zeigt anhand von einige Beispielen einen Vergleich zwischen den experimentell ermittelten Werten und den mit FEA simulierten. Die Übereinstimmung ist zufriedenstellend.



Bild 6-12: Vergleich Experiment mit Simulation für $v_u = 47 \text{ m/s} (n = 9000 \text{ min}^{-1})$

6.5 Einflussgrößen am realen Dichtsystem und Simulationsergebnisse

Die erzielten Erkenntnisse aus Kapitel 5 führten zur Konstruktion eines speziellen Berührungsfreien Dichtsystems. Dieses Dichtsystem sollte die Anforderungen hinsichtlich der Abdichtung zäher Flüssigkeiten erfüllen können. Die experimentellen Ergebnisse sind in Kapitel 6.5.1 dargestellt.

Offen blieb bei der Konstruktion des Dichtsystems die Frage nach dem eigeninduzierten Luftdurchsatz. Dieser Fragestellung wird in Kapitel 6.5.2 in Form von Messungen und Simulationen nachgegangen.

6.5.1 Dichtfunktion

Das konstruierte Dichtsystem ist in Bild 6-13 dargestellt. Die Hauptaufgabe besteht darin, anspritzendes Öl auf der Ölraumseite abzudichten. Deshalb ist der Eingangsbereich des Dichtsystems auf der Ölraumseite überdeckt und mit einer stationären Fangrinne versehen. Des weiteren soll anspritzende Flüssigkeit, z.B. Spritzwasser von der Luftseite her abgedichtet werden können. Hierbei wurde angenommen, dass die abzudichtende Flüssigkeitsmenge auf der Luftseite um ein Vielfaches geringer ist, als auf der Ölraumseite. Der Ausgangsbereich zur Luftseite wurde deshalb als Stirnflächenspalt ausgeführt.

An den überdeckten Eingangsbereich auf der Ölraumseite schließt sich ein Ringspalt an, der in die 1. Fangkammer mündet. Aus der 1. Fangkammer kann eingedrungene Flüssigkeit nach unten über die Rücklaufbohrung 1 zur Luftseite hin austreten. Von der Luftseite her betrachtet befindet sich vor dem Stirnflächenspalt im Ausgangsbereich ein Ringspalt, der zur 2. Fangkammer hin geöffnet ist. Aus der 2. Fangkammer kann ebenfalls eingedrungene Flüssigkeit nach unten durch die Rücklaufbohrung 2 zur Luftseite hin austreten. 1. und 2. Fangkammer sind über einen Ring- und Stirnflächenspalt miteinander verbunden.

Im praktischen Einsatz würden beide Rücklaufbohrungen zur Ölraumseite hin geführt. Aus messtechnischen Gründen werden beide Rücklaufbohrungen 1 und 2 zur Luftseite hin geführt. Alle Spalthöhen betragen 0,5 mm. Die einzelnen Spaltlängen und die Fangkammervolumina sind in Bild 6-13 angegeben /48/.



Bild 6-13: Experimentell untersuchtes Dichtsystem

Für Untersuchungen der primär wichtigen Dichtfunktion wird der bei Bespritzung eindringende Flüssigkeitsstrom über die Rücklaufkanäle ermittelt.

Die Ergebnisse sind in Bild 6-14 als Rücklauf der ersten bzw. der zweiten Fangkammer und als Leckage über der Umfangsgeschwindigkeit dargestellt. Der maximale Rücklauf aus der ersten Fangkammer beträgt bei $V_t = 8$ l/min Anspritzstrom R = 0,12 g/s bei Umfangsgeschwindigkeit $v_u = 0$ m/s und sinkt mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit auf R = 0 g/s bei $v_u = 3$ m/s ab. Aus der zweiten Fangkammer konnte über dem gesamten Messbereich kein Rücklauf gemessen werden. Das Dichtsystem war insgesamt zwischen $v_u = 0...25$ m/s technisch dicht.



Bild 6-14: Dichtfunktion des konstruierten Berührungsfreien Dichtsystems

Dieser Sachverhalt konnte bei der Demontage des Dichtsystems anhand der Fotos in Bild 6-15 nachgewiesen werden. Bild 6-15 links zeigt den Bereich der ersten Fangkammer. Hier befanden sich auf dem Außendurchmesser, der den eingangsseitigen Ringspalt bildet, Flüssigkeitsreste. Der Bereich der zweiten Fangkammer, Bild 6-15 rechts, war bei der Demontage trocken. Für diese Versuchsbedingungen wäre also eine Fangkammer ausreichend gewesen. Das konstruierte Berührungsfreie Dichtsystem erfüllt die Anforderungen zur Abdichtung zäher Flüssigkeiten.



Bild 6-15: Demontiertes Dichtsystem mit / ohne Flüssigkeit in den Fangkammern

6.5.2 Luftdurchsatz

In Bild 6-16 links ist der experimentell ermittelte Luftdurchsatz des Dichtsystems über der Umfangsgeschwindigkeit $v_u = 0...25$ m/s dargestellt. Für den Normalfall, beide Rücklaufbohrungen geöffnet, ergibt sich mit ansteigender Umfangsgeschwindigkeit ein Anstieg des Luftdurchsatzes von der Ölseite zur Luftseite von F = 0 l/min auf 6,7 l/min. Wird die Rücklaufbohrung 2 (\emptyset 6 mm) der Fangkammer 2 verschlossen, sinkt der maximale Luftdurchsatz auf F = 5,6 l/min. Im umgekehrten Fall, also Rücklaufbohrung 1 (\emptyset 10 mm) aus Fangkammer 1 ist verschlossen, sinkt der Luftdurchsatz auf F = 1,7 l/min. Bei Verschluss beider Rücklaufbohrungen ergeben sich noch F = 0,5 l/min an durchgesetzter Luft. In diesem Fall dringt die Luft nur über den Eingangsbereich des Dichtsystem ein. Der größte Anteil jedoch, der vom Dichtsystem geförderten Luft, wird durch die Rücklaufbohrungen (92,5%) angesaugt und durch das Dichtsystem zur Luftseite transportiert.

Da die Rücklaufbohrungen für gewöhnlich im jeweils abzudichtenden Raum münden, wäre bei diesem Dichtungsbeispiel mit einer Ölnebelleckage von $V_{tOlnebel} = 6,7$ l/min zu rechnen. Messungen von Zelßmann /47/ in Getrieben ergaben durchschnittliche Ölnebelkonzentration von $\varepsilon_m = 2$ mg/l. Würde dieser Wert hier zu Grunde gelegt, ergäbe sich daraus eine aus dem Dichtsystem austretende Ölmenge von $m_{tOl} = 13,4$ mg/min. Dies entspricht ungefähr einem Tropfen Öl pro Minute.

Mit Hilfe der FEA fand anschließend die Simulation des Luftdurchsatzes durch das konstruierte Berührungsfreie Dichtsystem statt. Die Berechnungsergebnisse sind in Bild 6-16 rechts den experimentellen Daten, Bild 6-16 links, gegenübergestellt. Der simulierte Luftdurchsatz liegt maximal ungefähr 10 % unter den experimentell ermittelten Werten. Unter Berücksichtigung von fertigungsbedingten Maß- und Rundlaufabweichungen liegen Simulation und Messwerte nahe beieinander. Die Treffsicherheit ist ausreichend. Das FE-Modell genügt den Anforderungen.



Bild 6-16: Vergleich Experiment und Simulation

6.6 Reduzierung des Luftdurchsatzes durch Simulation und experimentelle Verifizierung

Das Dichtsystem aus Kapitel 6.5 ist gut zur Abdichtung flüssigkeitsbespritzter Dichtstellen geeignet. Der gemessene, eigeninduzierte Luftdurchsatz führt aber bei vorhandenem Ölnebel zur Öldunst- oder Nebelleckage. Diese Dunstleckagen gilt es zu vermeiden. Aus diesem Grund ist es zwingend erforderlich, die Schwachpunkte des Dichtsystems, die den Luftdurchsatz erzeugen oder begünstigen zu erkennen und zu beseitigen.

Der eigeninduzierte Luftdurchsatz bei Berührungsfreien Dichtsystemen hängt von mehreren konstruktiv veränderbaren Parametern ab. Auf der Basis der bisher durchgeführten Untersuchungen ergeben sich die in Tabelle 6-1 dargestellten Einflussgrößen und Optimierungspotentiale. Mit Hilfe der Spalte Bewertung wurde versucht, eine Gewichtung der Einflussgrößen vorzunehmen. Die vierte Spalte in Tabelle 6-1 zeigt die Beispieldaten anhand des Dichtsystems aus Kapitel 6.5.

Die Einflussgrößen mit dem höchsten Optimierungspotential stellen demnach das Durchmesserverhältnis, die Spalthöhen und die Form des Ausgangsspalts dar. Das Durchmesserverhältnis ist beim Dichtsystem aus Kapitel 6.5 kleiner als 1. Wie später noch gezeigt wird, ist es besser, das Durchmesserverhältnis umzukehren und größer als 1 auszuführen.

Einflussgröße	Optimierungs- potential	Bewertung	Beispiel (Kap. 6.5)	Beispiel (Kap. 6.6)
Durchmesserverhältnis Eingangs- zu Aus- gangsspalt	Wert > 1	+++	$\frac{51}{99} = 0,52$	$\frac{50}{41,6} = 1,2$
Spalthöhe Ringspalt	minimieren +++ 0,5 m		0,5 mm	0,150,2 mm
Spalthöhe Stirnspalt	minimieren	+++	0,5 mm	0,20,3 mm
Ausgangsspalt	als Ringspalt ausführen	+++ nein		ja
radiale Spaltlängen	maximieren	maximieren + 23 mm		8,3 mm
axiale Spaltlänge	maximieren	naximieren + 55 mm		29,2 mm
Verbindung der Fang- kammern	als Ringspalt	+	Ring-/Stirnspalt	Ringspalt
Stirnflächen der Fang- kammerwände	Iflächen der Fang- merwände Rotation vermeiden		teilweise	ja
Rücklaufbohrung	geringer Bohrungs- durchmesser	++	nein	nein

 Tabelle 6-1:
 Geometrische Einflussgrößen und Optimierungspotentiale

Kleine Spalthöhen haben eine höhere Drosselwirkung und reduzieren damit den Luftdurchsatz. Der Ausgangsspalt sollte als Ringspalt und nicht wie im Dichtsystem aus Kapitel 6.5 als Stirnflächenspalt ausgeführt werden.

Weitere Einflussgrößen sind die Spaltlängen, die Verbindung von einer Fangkammer zur nächsten, die Gestaltung der Fangkammerwände und Rücklaufbohrungen. Optimierungspotential und Beispieldaten des bisher verwendeten Dichtsystems sind angegeben.

Die ermittelten Einflussgrößen wurden nun gemäß ihrem Optimierungspotential geändert und in ein neues Berührungsfreies Dichtsystem konstruktiv umgesetzt. In Bild 6-17 ist das neue Dichtsystem dargestellt. Im Bild 6-17 rechts ist die konstruktive Ausführung und im Bild 6-17 links das Modell für die Simulation dargestellt. In Spalte 5 der Tabelle 6-1 sind die entsprechenden Zahlenwerte für das neue Dichtsystem eingetragen.



Bild 6-17: Modell für Simulation und konstruktive Ausführung eines Dichtsystems mit verringertem Luftdurchsatz

Wesentliche Unterschiede im Vergleich zum Dichtsystem aus Kapitel 6.5 sind

- Durchmesserverhältnis Eingangsspalt zu Ausgangsspalt > 1 (= 1,2)
- Spalthöhen der Stirnflächenspalte auf $h_r = 0,2...0,3$ mm reduziert, Spalthöhen der Ringspalte auf $h_a = 0,15...0,2$ mm reduziert.
- Spaltform auf der Atmosphärenseite ist ein Ringspalt
- Verkürzung aller Spaltlängen (möglich, da Spalthöhen deutlich reduziert).

Mit dem in Bild 6-17 links dargestellten Modell wurde zunächst die Simulation durchgeführt, um die Zweckmäßigkeit der Maßnahmen zu überprüfen. Das Simulationsergebnis ist in Bild 6-18 links für geöffnete Rücklaufbohrungen dargestellt. Die negativen Werte bedeuten, dass die Luftförderrichtung von der Luftseite zum Ölraum hin gerichtet ist. Das Ziel, Ölnebel- oder Dunstleckage zu verhindern ist bei diesem Dichtsystem erreicht. Die geförderte Luftmenge beträgt bei einer Umfangsgeschwindigkeit von $v_u = 25$ m/s nur noch F = 0,3 l/min. Im Vergleich zu dem in Kapitel 6.5 untersuchten Dichtsystem entspricht dies einem um 95% geringeren Luftdurchsatz.

Schließlich fand die experimentelle Verifizierung anhand des konstruktiv aufgebauten Dichtsystems statt, Bild 6-18 rechts (graue Kurve). Die gemessenen Werte stimmen gut mit den berechneten überein. Zusätzlich wurde im Versuch der Luftdurchsatz bei verschlossenen Rücklaufbohrungen ermittelt. Der Unterschied zur Messung mit geöffneten Rücklaufbohrungen ist sehr gering. Damit kann kein bedeutender Einfluss mehr der Rücklaufbohrungen auf den Luftdurchsatz des Dichtsystems festgestellt werden. Konstruktiv verantwortlich dafür sind zum einen die stirnseitigen Begrenzungen der Fangkammerwände. Simulationsergebnisse zeigen, dass bei rotierenden Fangkammerwänden in der Fangkammer ein Unterdruck erzeugt wird. Als Folge davon wird über die Rücklaufbohrungen Luft angesaugt. Besser ist, wie hier umgesetzt, die Fangkammer und begrenzende Wände konstruktiv als Teil des stationären Gehäuses vorzusehen. Zum anderen drosseln niedrige Spalthöhen gut bei gleichzeitig geringer Pumpleistung der Stirnflächenspalte infolge geringer Durchmesser-Unterschiede.



Bild 6-18: Vergleich Simulation und Experiment

Aus den Untersuchungen zu eigeninduzierten Luftströmen bei Berührungsfreien Dichtsystemen ergeben sich folgende Schlussfolgerungen:

- Berührungsfreie Dichtsysteme fördern bei Rotation Luft und können damit auch Flüssigkeitsdunst oder Ölnebel transportieren.
- Die Förderrichtung ist vom konstruktiven Aufbau abhängig. Maßgeblich verantwortlich dafür ist das Durchmesserverhältnis vom Eingangs- zum Ausgangsspalt des Dichtsystems.
- Spalthöhe, Spaltlänge und Spaltform im Ausgangsbereich sind für die Höhe des Luftstroms verantwortlich.
- Rotierende Fangkammerwände führen zu Unterdruck im Fangkammerbereich und ermöglichen zusätzlich das Ansaugen von Luft über die Rücklaufbohrungen.
- Die FEA kann zielgerichtet und ausreichend treffsicher bei der luftstromoptimierten Auslegung Berührungsfreier Dichtsysteme eingesetzt werden. Damit können zeitintensive Versuche deutlich reduziert werden.
- Die erzielten Ergebnisse erweitern die Konstruktions- und Gestaltungsrichtlinien, mit denen Berührungsfreie Dichtsysteme funktionssicher ausgelegt werden können.

7 Abdichten bei geringem axialen Bauraum

Herrschen an der Abdichtstelle extreme Bedingungen, beispielsweise hohe Anspritzströme, sollten nach /22/ zwei oder mehr Fangkammern angeordnet werden. Dadurch nimmt der Bauraum der Dichtung in axialer Richtung zu, was häufig nicht akzeptiert werden kann. Oft besteht der Wunsch, die in der Anwendung bereits vorhandene Dichtstelle zu nutzen und das zuvor häufig ausgefallene berührende Dichtelement durch ein Berührungsfreies Dichtsystem zu ersetzen. Werden Zugeständnisse gemacht, betreffen diese meist den Bauraum in radialer Richtung. In diesem Kapitel wird der Fragestellung nachgegangen, ob die Anordnung von mehreren Auffangvorrichtungen in radialer Richtung übereinander dichtungstechnisch wirksam und fertigungstechnisch umsetzbar ist. Besonderes Interesse galt dabei dem Flüssigkeitstransport von einer inneren Fangkammer in einen außen angeordneten Sammelkanal.

Zur Untersuchung dieser Fragestellung wurde ein Dichtsystem konstruiert, Bild 7-1, welches im Wesentlichen aus einer inneren Fangkammer und einem darüber liegenden, radial konzentrischen Sammelkanal besteht. In beiden Auffangvorrichtungen sind Rücklaufbohrungen mit einem Durchmesser b = 8 mm angebracht. Die Verbindung von der inneren Fangkammer in den äußeren Sammelkanal erfolgt über eine oder mehrere (bis zu fünf) Tangentialbohrungen, wobei sich für experimentelle Untersuchungen 5 Varianten (V1 bis V5) ergaben, Bild 7-2. Diese Bohrungen sind so angebracht, dass in die innere Fangkammer eingedrungene Flüssigkeit bei Rotation der Welle tangential in den äußeren Sammelkanal abgeführt wird. Der Aufbau ist damit drehrichtungsabhängig (Bild 7-1). Im Eingangsbereich des Dichtsystems wurde auf Fangrinne und Überdeckung verzichtet - die Dichtung also bewusst ungünstig gestaltet um einen ausreichend großen Eindringstrom zu erzeugen.



Bild 7-1: Versuchsdichtsystem mit innerer Fangkammer, radial darüber angeordnetem Sammelkanal und Anordnung der Tangentialbohrungen

Folgende Dichtsystem (DS) -varianten wurden untersucht, Bild 7-2:

- V1: Basis-DS mit einer Fangkammer, Tangentialbohrungen 1-5 verschlossen
- V2: DS mit einer Fangkammer und einem Sammelkanal, Tangentialbohrung 1 auf
- V3: DS mit einer Fangkammer und einem Sammelkanal, Tangentialbohrungen 1 und 2 auf
- V4: DS mit einer Fangkammer und einem Sammelkanal, Tangentialbohrungen 1 bis 5 auf
- V5: DS mit einer Fangkammer und einem Sammelkanal, Tangentialbohrungen 4 und 5 auf

Die Herstellung der statischen Dichtungsteile aus Plexiglas sollte die Beobachtung der Strömungssituation in den Auffangvorrichtungen ermöglichen. Das in anderen Untersuchungen verwendete Öl zeigte jedoch hier einen schlechten farblichen Kontrast der Strömung relativ zum Dichtungsgehäuse. Die Verwendung von Kühlschmierstoff (Farbe weiß) ergab einen deutliche Verbesserung des Kontrasts, was die Beobachtung der Strömung in den Auffangvorrichtungen zuließ. Die im folgenden beschriebenen Versuchsergebnisse sind trotz unterschiedlicher dynamischer Viskositäten (Kühlschmierstoff: $\eta = 1$ mPas) dennoch auf Öle übertragbar. Die Strömungsverhältnisse verschieben sich bei der Abdichtung zäher Öle lediglich hin zu höheren Umfangsgeschwindigkeiten, wie frühere Versuche zeigten.

Die Durchführung der Versuche erfolgte mit der aus Kapitel 3 bekannten Bespritzungsvorrichtung bei einem Volumenstrom von $V_t = 13$ l/min. Bei den Versuchen wurde bei bestimmten Drehzahlen (Drehrichtung gegen den Uhrzeigersinn) der Rückfluss R aus der inneren Fangkammer und dem äußeren Sammelkanal bestimmt. Unterhalb von $V_t = 13$ l/min war das Basis-Dichtsystem mit nur einer Fangkammer technisch dicht, wogegen ab $V_t = 13$ l/min Leckage auftrat.

Strömungssituation bei $v_u = 2.7 \text{ m/s} (n = 750 \text{ min}^{-1})$

Bei einer Umfangsgeschwindigkeit von $v_u = 2,7$ m/s ergaben sich die in Bild 7-2 dargestellten Strömungsvorgänge der fünf untersuchten Varianten.

VI C C C C C C C C C C C C C C C C C C C	V2	V3	V4	V5 n o o o o
innen: 21 g/s; Leckage Kammer voll- ständig gefüllt	innen: 17,5 g/s außen: 3,14 g/s	innen: 17,91 g/s außen: 3,02 g/s analog 2.	innen: 19,94 g/s außen: 9,25 g/s Leckage max. Eindringstrom größer als bei 1. bis 3.	innen: 18,78 g/s außen: 11,96 g/s Leckage! ungünstig, da viel Flüssigkeit in Umfangsrichtung mitgeschleppt wird

Bild 7-2: Strömungssituation und Rücklaufströme bei $v_u = 2,7 \text{ m/s}$

Während die Fangkammer der Variante 1 vollständig mit Flüssigkeit gefüllt ist und Leckage aufweist, sind die Dichtsystemvarianten 2 und 3 mit einer bzw. zwei Tangentialbohrungen dicht und zeigen in der Summe denselben Rücklaufstrom wie Variante 1. Die Varianten 4 und 5 dagegen zeigen Leckage bei einem um 40% höheren Rücklaufstrom als die Varianten 1 bis 3. Es wird vermutet, dass hier in der inneren Fangkammer ein Unterdruck entsteht, durch den vermehrt Flüssigkeit angesaugt wird. Bei beiden Varianten befinden sich zwei Tangentialbohrungen auf der linken Seite der inneren Fangkammer (Stelle 4 und 5) und somit am Ende des Strömungskanals, durch den die Flüssigkeit in Umfangsrichtung mitgeschleppt wird. Über die Tangentialbohrungen an den Stellen 2, 3 und 4 wird insgesamt bei dieser Umfangsgeschwindigkeit keine Flüssigkeit in den äußeren Sammelkanal geführt. Für Variante 5 gilt, dass viel Flüssigkeit in Umfangsrichtung mitgeschleppt werden muss, bevor sie die Tangentialbohrungen an den Stellen 4 und 5 zum äußeren Sammelkanal erreicht. Bei Variante 2 und 3 dagegen strömt die eingedrungene Flüssigkeit mehr oder weniger sofort in den äußeren Sammelkanal ab.

Strömungssituation bei $v_u = 5.4 \text{ m/s} (n = 1500 \text{ min}^{-1})$

Bei Verdoppelung der Umfangsgeschwindigkeit nimmt der Rücklaufstrom aus der Fangkammer für das Basis-Dichtsystem bei gleichbleibender Leckage geringfügig zu, Bild 7-3. In den äußeren Sammelkanal der Varianten 2 und 3 gelangt doppelt so viel Flüssigkeit wie bei v_u = 2,7 m/s. Die Zunahme der Wellenrotation bewirkt ebenfalls eine Zunahme der Rotation der Flüssigkeit, die sich vorzugsweise im Bereich der Fangkammerwand bewegt. Durch die an Stelle 1 angebrachte Tangentialbohrung kann viel Flüssigkeit in den äußeren Sammelkanal abfliesen. Durch die günstige Anordnung der Tangentialbohrung wird der Rücklaufstrom aus der inneren Kammer geringer.



Bild 7-3: Strömungssituation und Rücklaufströme bei $v_u = 5,4$ m/s

Variante 4 zeigt, wie bereits bei $v_u = 2,7$ m/s, einen deutlich höheren Eindringstrom und ist auch nach wie vor undicht. Da mehr Flüssigkeit in Umfangrichtung mitgeschleppt wird, werden die Bohrungen an den Stellen 2 und 3 "aktiviert". Aufgrund der zunehmenden Verschäumung der Flüssigkeit dringen an diesen Stellen aber nur einzelne Flüssigkeitströpfchen in den äußeren Sammelkanal. Die meiste Flüssigkeit gelangt über die Tangentialbohrungen an den Stellen 1 und 5 in den äußeren Sammelkanal. Die günstige Anordnung der Tangentialbohrung an der Stelle 5 spiegelt sich auch im Strömungsverhalten der Variante 5 wider.

Strömungssituation bei $v_{\underline{u}} = 7,2 \text{ m/s} (n = 2000 \text{ min}^{-1})$

Ab einer Umfangsgeschwindigkeit von $v_u = 7,2$ m/s zeigt nur noch die Variante 1 Leckage, wobei der Rücklaufstrom sich weiter reduziert, Bild 7-4. Alle anderen Varianten können den eindringenden Flüssigkeitsstrom verarbeiten. Die Rücklaufströme der Varianten 2 und 3 zeigen bei nahezu identischen Werten, dass bei dieser Umfangsgeschwindigkeit die Tangentialbohrung an der Stelle 2 praktisch keine Rolle spielt. Die abgeführte Flüssigkeit aus dem äußeren Sammelkanal tritt bei der Tangentialbohrung an der Stelle 1 über. Deutlich mehr Flüssigkeit dagegen führen die Varianten 4 und 5 ab. Entscheidend dabei ist der Übergang an der Stelle 5, also am Ende des ringförmigen Strömungskanals. Variante 4 führt außen mehr Flüssigkeit ab als Variante 5, da hier die Tangentialbohrung an der Stelle 1 zusätzlich aktiv ist.



Bild 7-4: Strömungssituation und Rücklaufströme bei $v_u = 7,2 \text{ m/s}$

Strömungssituation bei $v_u = 10.8 \text{ m/s} (n = 3000 \text{ min}^{-1})$

Bei weiterer Erhöhung der Umfangsgeschwindigkeit auf $v_u = 10,8$ m/s tritt keine Leckage mehr auf. Die äußeren Sammelkanäle der Varianten 2 und 3 führen im Vergleich zu den Varianten 4 und 5 keine Flüssigkeit mehr ab. Generell neigt die Flüssigkeit in der inneren Fangkammer zum Verschäumen, was auf die stark turbulente Strömung zurückzuführen ist. Für die Varianten 4 und 5 kann man aus Bild 7-5 erkennen, dass die Flüssigkeit von der inneren Fangkammer in den äußeren Sammelkanal nur noch über die Tangentialbohrungen an den Stellen 4 und 5 geht. Die Tangentialbohrung an der Stelle 1 zeigt ab $v_u = 10,8$ m/s praktisch keine Wirkung mehr.



Bild 7-5: Strömungssituation und Rücklaufströme bei $v_u = 10.8$ m/s

Strömungssituation bei $v_u > 10.8 \text{ m/s} (n > 3000 \text{ min}^{-1})$

Bei weiterer Erhöhung der Umfangsgeschwindigkeit, nimmt der Rücklaufstrom und damit die Füllstandshöhe in der Fangkammer weiter ab. Die in die innere Fangkammer eindringende Flüssigkeit verschäumt zunehmend. Bei $v_u = 25$ m/s dringen nur noch einzelne rotierende Flüssigkeitströpfchen ein. Eine weitere Änderung der Strömung wurde nicht mehr festgestellt.

Zur Veranschaulichung, wie die untersuchten Fangkammervarianten (V1-V5) wirken, sind in Bild 7-6 die ermittelten Rücklaufströme aus der inneren Fangkammer und dem äußeren Sammelkanal über der Umfangsgeschwindigkeit aufgetragen. Die Varianten 2 und 3 sind demnach die beiden einzigen Anordnungen, bei denen keine Leckage auftrat. Die Varianten 4 und 5 führen in der Summe zwar deutlich mehr Flüssigkeit ab, durch den höheren Eindringstrom kann Leckage bei geringen Umfangsgeschwindigkeiten jedoch nicht vermieden werden.



Bild 7-6: Rücklaufströme der Dichtsystemvarianten 1-5; Anspritzstrom $V_t = 13$ l/min

Aus den Untersuchungen zur Abdichtung bei geringem axialen Bauraum bei Berührungsfreien Dichtsystemen ergeben sich folgende Schlussfolgerungen:

- Der Rücklaufstrom aus innerer Fangkammer und äußerem Sammelkanal ist abhängig von der Anzahl der verbindenden Tangentialbohrungen und deren Anordnung. Demnach ist der Rücklaufstrom der Variante 4 mit insgesamt 5 Tangentialbohrungen am größten. Allerdings ist auch der Eindringstrom höher, als bei anderen Varianten, da vermutlich durch Unterdruck in der Fangkammer mehr Flüssigkeit angesaugt wird. Am günstigsten sind Bohrungsanordnungen an den Stellen 1 und 5. Bei geringen Drehzahlen wirkt die Bohrung an Stelle 1, da sich die meiste Flüssigkeit im Ablaufbereich befindet. Bei hohen Drehzahlen wirkt die Bohrung an Stelle 5 besonders gut, da die Flüssigkeit entlang der Fangkammerwand rotiert.
- Die Anordnung von Tangentialbohrungen an den Stellen 2 und 3 zeigen nur eine geringe Wirkung, da effektiv Flüssigkeit nur bei Umfangsgeschwindigkeiten zwischen $v_u = 5...10$ m/s abgeführt wird. Zudem befindet sich die mitrotierende Flüssigkeit bei diesen Umfangsgeschwindigkeiten eher im Bereich der Welle als im Bereich des Fangkammergehäuses.
- Generell aber scheint, dass das Konzept radial übereinander angeordneter Auffangvorrichtungen, bestehend aus innerer Fangkammer und äußerem Sammelkanal, für hohe Eindringströme nicht gut geeignet ist, da Flüssigkeit aus der inneren Fangkammer auch direkt als Leckage auftreten kann. Bei axialer Anordnung dagegen tritt die Flüssigkeit aus einer ersten Fangkammer immer in eine zweite. Das hier untersuchte Dichtsystem mit radial konzentrisch angeordneter Fangkammer und Sammelkanal eignet sich deshalb nur für geringe Eindringströme, also Dichtsysteme mit günstig gestaltetem Eingangsbereich, vergleiche hierzu Kapitel 5.1.3.
- In Bild 5-23 E ist eine günstige Gestaltung für den Ablaufbereich von Fangkammern dargestellt. Mit den Ergebnissen dieses Kapitels ergeben sich hierfür weitere Optimierungsmöglichkeiten. Der Ablaufbereich von Fangkammern kann noch deutlich verbessert werden, indem man an den Stellen 1 und 5 noch weitere Rücklaufbohrungen anbringt, Bild 7-7.



Bild 7-7: Verbesserung der Ablaufgestaltung von Fangkammern

8 Gestaltungsvarianten für Berührungsfreie Dichtsysteme

Berührungsfreie Dichtsysteme werden meist direkt vom Aggregathersteller in Welle und Gehäuse integriert. Dementsprechend vielfältig und komplex sind die Gestaltungsvarianten. Kaum ein Dichtsystem gleicht dem anderen. Die Industrie äußert deshalb häufig den Wunsch, Berührungsfreie Dichtsysteme zu standardisieren und einfach montierbar - analog dem Dichtsystem Radialwellendichtring - konstruktiv zu gestalten.

Von einigen Herstellern gibt es einbaufertige berührungsfreie Dichtsysteme, deren Konzeption, Größe und Dichtwirkung recht unterschiedlich ist. Bild 8-1 gibt einen Überblick, über zur Zeit am Markt befindlichen axial steckbaren Dichtsysteme. Dichtung E besteht aus Polytetrafluorethylen, alle anderen Dichtungen aus metallischen Werkstoffen.



Bild 8-1: Derzeit handelsübliche, axial steckbare berührungsfreie Dichtsysteme

Nach Herstellerangaben sind sie vorwiegend zum Schutz von Lagern in Pumpen, Getrieben, Elektromotoren und "Rotationsmaschinen" vor anspritzendem Wasser (Primärbespritzung) geeignet. Einige Dichtungen sind für beidseitige Bespritzung vorgesehen (Sekundärbespritzung), sollen also gleichzeitig das Öl im Lager oder im Getriebe halten.

Um Rücklaufkanäle im Gehäuse zu vermeiden, ist bei vielen Dichtsystemen der eingangsseitige Spalt durch eine Einfräsung unterbrochen, durch die eingedrungene Flüssigkeit zurückfließen soll. Dabei dringt aber die abzudichtende Flüssigkeit bei Anspritzung mehr oder weniger direkt in die erste Fangkammer ein.

Der Vorteil dieser axial steckbaren Dichtsysteme ist die einfache Montage, da die Befestigung auf der Welle und im Gehäuse kraftschlüssig mit O-Ringen vorgenommen wird, die gleichzeitig als Nebenabdichtungen fungieren. Die Dichtungen werden einfach bis zu einem auf dem Außendurchmesser befindlichen Anschlag in die Gehäusebohrung eingepresst. Außerdem bestehen die meisten Dichtungen, abgesehen von den Nebenabdichtungen, nur aus zwei Elementen, einem Stator und einem Rotor. Der Nachteil dabei ist, dass der Dichtungsrotor über die O-Ring-Lagerung zu hohen Rund- und Planlaufabweichungen neigt und durch die Montage eine unkontrollierbare Spalthöhe sich selbstständig einstellt.

Die Untersuchung der Dichtfunktion /30/ ergab mehr oder weniger unbefriedigende Ergebnisse. Mit Ausnahme des Dichtsystems F zeigten alle anderen Dichtsystem über weite Drehzahlbereiche Leckage. Schlecht ausgeführte Eingangsbereiche und zu kleine Fangkammern sind häufig der Grund für die auftretende Leckage. Des weiteren sind von den acht bekannten Funktionen meist nur wenige verwirklicht. In Kurzzeit-Funktionsversuchen zeigte das Dichtsystem F die besten Ergebnisse.

Das Berührungsfreie Dichtsystem aus Kapitel 6.5 beinhaltet dagegen bei vergrößertem axialen Bauraum alle acht Funktionen. Die Dichtfunktion konnte demzufolge auch experimentell nachgewiesen werden. Allerdings besteht dieses Dichtsystem aus insgesamt sieben Teilen (Bild 8-2), wovon ein Teil - der Spannsatz – auch die axiale Fixierung des Dichtsystems auf der Welle übernimmt. Die Montage des Dichtsystems ist aufwendiger, da beispielsweise die Schrauben des Spannsatzes mit einem Drehmomentschlüssel angezogen werden müssen, um den Rotor rutschsicher auf der Welle zu befestigen. In vormontiertem aber noch nicht eingebautem Zustand können Stator und Rotor sich, wie bei den handelsüblichen Dichtsystemen, um die Spalthöhen sowohl axial, als auch radial gegeneinander bewegen.



Bild 8-2: Fanglabyrinth-Dichtung aus Kapitel 6.5

Bei der Montage des vormontierten Dichtsystems werden sich zwar die Spalthöhen der Ringspalte durch den Zentrierbund an der Aufnahmehalterung einstellen, für die Spalthöhen in Achsrichtung besteht für die in Bild 8-2 dargestellte Einbausituation jedoch keine zufriedenstellende Einstellmöglichkeit.

Bild 8-3 zeigt zwei Prinzipdarstellungen von Dichtsystemen, bei denen dieser Nachteil beseitigt wurde. Für das Dichtsystem A erfolgt die primäre Anspritzung von außen und für Dichtsystem B von innen.

Beim Dichtsystem A wird in Analogie zu den handelsüblichen Dichtsystemen die Befestigung im Gehäuse und auf der Welle kraftschlüssig über O-Ringe realisiert. Zur Minimierung von Rund- und Planlaufabweichungen kann die Bohrung des Rotors zusammen mit der Welle als Passung ausgelegt werden. Die Einstellung der Stirnspalte erfolgt mittels drei um 120° versetzter Transport- und Montagesicherungen, die in der Fangrinne im Eingangsbereich und die Überdeckung des Rotors eingelegt und mit dem Stator verschraubt werden. Diese Montage- und Transportsicherungen werden nach dem Einbau des Dichtsystems im Dichtungsgehäuse entfernt. Vom Anwender des Dichtsystems sind auf jeden Fall Rücklaufkanäle im Gehäuse zur Rückführung der aufgefangenen Flüssigkeit vorzusehen.

Dichtsystem B ist alternativ befestigt. Der Rotor wird mit Hilfe von drei um 120° in Umfangsrichtung versetzten Gewindestiften auf die Welle geschraubt. Diese Gewindestifte weisen eine Ringschneide auf, die sich in die Welle eingräbt und so die axiale Fixierung des Rotors gewährleisten. Der in der Nut des Rotors eingelegte O-Ring übernimmt die Funktion der Nebenabdichtung. Der Stator des Dichtsystems wird mit dem Gehäuse verschraubt. Ein O-Ring als Sekundärdichtung ist ebenfalls notwendig. Mit Hilfe von drei Transport- und Montagesicherungen wird die Spalthöhe der Stirnflächenspalte zueinander fixiert, die nach der Montage entfernt werden müssen.

Gegenüber dem Dichtsystem aus Bild 8-2 konnte die Anzahl der Teile bei beiden Varianten deutlich reduziert werden. Der axial notwendige Bauraum hat sich allerdings vergrößert. Da es sich hier lediglich um Machbarkeitsstudien handelt, wurde die Systeme auf ihre Dichtfunktion hin nicht untersucht.

Aus dem Kapitel Gestaltungsvarianten für Berührungsfreie Dichtsysteme ergeben sich folgende Schlussfolgerungen:

- Handelsübliche Dichtsysteme sind hinsichtlich ihrer Dichtfunktion verbesserungsfähig. Eine verbesserte Dichtfunktion kann durch Integration der bekannten Funktionen erreicht werden. Dies erfordert meist einen größeren axialen Bauraum.
- Handelsübliche Dichtsysteme sind häufig axial steckbar und damit einfach montierbar. Meist fehlt jedoch eine Einstellmöglichkeit der Spalte in Achsrichtung. Montage- und Transportsicherungen können hier Abhilfe schaffen.
- Dem Wunsch der Industrie nach einfach montierbaren Dichtsystemen kann also entsprochen werden. Für den jeweiligen Anwendungsfall, beispielsweise der Abdichtung eines Pumpenlagerstuhls, ist jedoch eine Überprüfung der Dichtsicherheit zwingend notwendig.



Bild 8-3: Prinzipskizze von axial steckbarer Dichtsystemen (nicht maßstäblich)
9 Abschätzung der Kosten

Neben der zuverlässigen Funktion spielen die Produktionskosten eines Bauteils oder einer Baugruppe eine entscheidende Rolle für den erfolgreichen Markteinsatz. Im Vergleich zu einem berührenden Dichtsystem, wie beispielsweise dem Radialwellendichtring, führt der komplexe Aufbau eines Berührungsfreien Dichtsystems zu höheren Herstellungskosten. Anhand von zwei Beispielen wird gezeigt, dass die höheren Herstellungskosten im Vergleich zu möglich anfallenden Wartungskosten jedoch gering sind.

9.1 Herstellungskosten im Vergleich

Die reinen Herstellungskosten des bereits in vorangegangenen Untersuchungen verwendeten Dichtsystems (Bild 6-13) wurden von der Firma BHS Cincinnati Sonthofen - einem mittelständischen Hersteller von Getrieben - berechnet. Die Kalkulation erfolgte für eine, zehn und hundert Dichtungen, wobei die Konstruktionskosten vernachlässigt wurden. Für zehn und hundert Dichtungen wurde die Berechnung im Hinblick auf eine CNC-Fertigung durchgeführt. In Bild 9-1 sind die ermittelten Herstellungskosten der insgesamt sechs Einzelteile und des Gesamtdichtsystems über der Stückzahl dargestellt. Für die Einzelfertigung ergeben sich Herstellungskosten in Höhe von € 1.000,--. Bereits bei zehn Dichtungen halbiert sich auf Grund der CNC-Fertigung der Preis für eine Dichtung auf € 500,-- und nimmt dann mit zunehmender Stückzahl nur noch unwesentlich ab.



Bild 9-1: Herstellkosten eines berührungsfreien Dichtsystems (Quelle: BHS Cincinnati)

Demgegenüber belaufen sich die Kosten eines Radialwellendichtrings aus Werkstoff FKM für dieselbe Abdichtstelle (Abdichtdurchmesser 50 mm) auf € 10,--. Ein direkter Vergleich der Herstellungskosten des Berührungsfreien Dichtsystems mit denen eines Radialwellendichtring aus dem Dichtring selbst, der Gegenlauffläche und einer Dichtungsaufnahme, die kostenmäßig ebenso erfasst werden müssen. Die Herstellungskosten für eine Gegenlauffläche nach DIN 3760 bzw. 3761 werden auf € 100,--, die einer Dichtungsaufnahme auf € 150,-- geschätzt. Somit ergeben sich für die Herstellung eines Dichtsystems Radialwellendichtring Kosten in Höhe von € 260,--, vgl. Bild 9-2. Diese liegen rund 75% unter den Kosten des Berührungsfreien Dichtsystems bei Betrachtung der Herstellung jeweils nur einer Dichtung. Mit zunehmender Stückzahl verringern sich auch hier die geschätzten Kosten.



Bild 9-2: Herstellkosten des Dichtsystems Radialwellendichtring (geschätzt)

9.2 Wartungskosten im Vergleich

Da berührende Dichtsysteme prinzipbedingt einem ständigen Verschleiß ausgesetzt sind, ist es erforderlich, sie in regelmäßigen Abständen zu warten, wodurch Folgekosten in Form von Wartungs- und Reparaturkosten entstehen. Diese Folgekosten müssen hinsichtlich eines Kostenvergleichs in die Gesamtbetrachtung miteinbezogen werden.

Anhand von zwei Beispielen werden diese Folgekosten näher betrachtet.

Beispiel 1: Tausch eines Radialwellendichtrings an der Abtriebswelle eines Windkraftgetriebes. Für den Tausch eines Radialwellendichtrings an der Antriebseite (Generatorseite) eines Windkraftgetriebes ist die Demontage der Bremse und Kupplung notwendig, um sich Zugang zum Deckel, in dem der Radialwellendichtring sitzt, zu verschaffen. Radialwellendichtring und Wellenhülse (Gegenlauffläche) können somit ausgetauscht und die Antriebsseite wieder montiert werden. Nach Informationen der Firma Flender AG Bocholt benötigt dafür ein Monteur mit An- und Rückreise zwei bis drei Tage. Für die Dauer der Wartungsarbeiten ist von Seite des Betreibers der Windkraftanlage zusätzliches Fachpersonal vor Ort anwesend. Die Kosten für Monteur und Fachpersonal zur Wartung belaufen sich somit im günstigsten Fall auf \in 2.500,-- bis \in 4.000,--, in ungünstigen Fällen sogar auf \in 8.000,--. Hierbei sind Materialkosten nicht mit berücksichtigt. Zusätzliche Kosten entstehen durch den mehrtägigen Ausfall der Windkraftanlage.

Beispiel 2: Revision eines Radsatzgetriebes an der Abtriebsseite (Tausch des Radialwellendichtrings). Die Wartung der Dichtung auf der Abtriebsseite eines Radsatzgetriebes erfordert das "Abachsen" des Schienenfahrzeugs. Hierfür beziffert die Firma ZF Hurth Bahntechnik die Kosten auf pauschal € 7.500,--. Die Gesamtkosten der Getrieberevision sind mit € 15.000,-- noch einmal doppelt so hoch. Auch in diesem Beispiel sind die Materialkosten und die Stillstandskosten noch nicht erfasst.

Richtig gestaltete Berührungsfreie Dichtsysteme unterliegen prinzipbedingt keinem Verschleiß und müssen demzufolge auch nicht gewartet und schon gar nicht ausgetauscht werden. Mit Wartungs- und Reparaturkosten ist demnach auch nicht zu rechnen.

Aus den Untersuchungen zur Abschätzung der Kosten ergeben sich folgende Schlussfolgerungen:

- Obwohl Berührungsfreie Dichtsysteme komplex und teuer in der Herstellung sind, kann sich deren Einsatz kostenmäßig sehr schnell rentieren, wenn Wartungs- und Reparaturkosten in der Gesamtkalkulation mit berücksichtigt werden.
- Bei Ausfall eines <u>berührenden</u> Dichtsystems übersteigen die Folgekosten deren Herstellungskosten um ein Vielfaches und stellen damit keine kostengerechte Lösung dar.

10 Erkenntnisse für die Praxis

Auf Basis der dieser Arbeit zugrunde liegenden Ziele werden im vorliegenden Kapitel die Untersuchungsergebnisse zusammengefasst, und die gewonnenen Erkenntnisse im Hinblick auf die konstruktive Auslegung Berührungsfreier Dichtsysteme praxisnah vorgestellt. Alle Gestaltungsrichtlinien, die aus vorangegangenen Forschungsarbeiten für die Abdichtung niederviskoser Flüssigkeiten bekannt sind, gelten auch für die Abdichtung höherviskoser Flüssigkeiten. Zusätzlich notwendige Maßnahmen sind in den folgenden Unterkapiteln explizit dargestellt. Unterteilt wird in den Eingangs-, Innen-, Ablauf- und Ausgangsbereich.

10.1 Gestaltungsrichtlinien für den Eingangsbereich

Der Eingangsbereich eines Berührungsfreien Dichtsystems entscheidet in erheblichem Maße über die eindringende und damit auch wieder abzuführende Flüssigkeitsmenge. Von allen bekannten Funktionsbereichen ist ihm die größte Bedeutung zuzumessen.



Bild 10-1: Gestaltungsrichtlinien für den Eingangsbereich eines berührungsfreien Wellendichtsystems bei beliebiger Anspritzrichtung /1/, /22/

Da der achsparallele Ringspalt direkt anspritzende Flüssigkeit weder abweisen kann noch in für das Dichtsystem wünschenswerter Größenordnung am Weiterfließen hindert, ist von ihm als Element des Eingangsbereichs abzusehen. Der radial gerichtete Stirnflächenspalt dagegen fördert bereits bei geringer Rotation eingedrungene Flüssigkeit durch Fliehkraft zurück. Er hat ein drehzahlabhängiges Rückförderverhalten. Den dichtungstechnisch größten Wirkungsgrad erhält man durch Überdeckung des Stirnflächenspalts, so dass direktes Eindringen von Flüssigkeitsstrahlen völlig verhindert wird, Bild 10-1. Durch Anbringen einer gehäusefesten Fangrinne wird verhindert, dass anspritzende Flüssigkeit sich vor dem überdeckten Eingangsspalt ansammelt und einen Staudruck erzeugt. Die Größe der Fangrinne ist dabei größtmöglich auszuführen.

Ins Dichtsystem eingedrungene Flüssigkeit wird durch enge Spalte gedrosselt. Dabei verhält sich der Eindringstrom proportional zur Spalthöhe in dritter Potenz und umgekehrt proportional zur dynamischen Viskosität. Mit kleiner werdender Spalthöhe nimmt bei höherviskosen Fluiden allerdings die Flüssigkeitsreibung und damit die Temperatur gravierend zu. Dies hat zur Folge, dass die Viskosität sinkt und damit zu einem dichtungstechnisch ungünstigeren Fließverhalten führt. Sollen höherviskose Flüssigkeiten zuverlässig abgedichtet werden, sind bei höheren Umfangsgeschwindigkeiten größere Spalthöhen oft wirkungsvoller als kleinere. Bei der Festlegung der Spalthöhe müssen außerdem mögliche dynamische Spalthöhenänderungen im Betrieb, die Laufgenauigkeit rotierender Teile und die Fertigungskosten berücksichtigt werden.

10.2 Gestaltungsrichtlinien für den Innenbereich

Der Innenbereich des Dichtsystems ist durch Fangkammern gekennzeichnet, deren Aufgabe darin besteht, die eingedrungene Flüssigkeit zu sammeln und den Ablaufkanälen zuzuführen. Bei günstig gestalteter Fangkammer ist der Ausgangsspalt der Fangkammer flüssigkeitsfrei. Grundsätzlich gilt für den konstruktiven Aufbau, möglichst wenig rotierende Wände im Fangkammerbereich vorzusehen, da die abzudichtende Flüssigkeit sonst unnötig aufwirbelt und verschäumt. Stauscheiben, die bei Rotation auch Flüssigkeit von der Welle abspritzen (Bild 10-2 - F, G und I), dürfen nur wenig in die Kammer hineinstehen, da sonst analog der Kreiselpumpe unerwünschte Luftströme induziert werden. Bei Wellenstillstand fungiert die Spritzscheibe als Stauscheibe und hindert die Flüssigkeit am axialen Weiterfliesen auf der Welle. Der Abstand zur eingangsseitigen Stirnwand sollte einige Millimeter betragen, um aktives An- bzw. Einsaugen von Flüssigkeit zu verhindern. Über dem Rotor ist die Fangkammer begrenzt von einer Fangrinne, deren Rand zusammen mit der austrittsseitigen Stirn-fläche des Spritzrings den Ausgangsstirnflächenspalt aus der Kammer bildet.

Die Gefahr der Fangkammerüberflutung besteht dann, wenn

- die Dichtstelle sehr stark bespritzt wird,
- der Eingangsbereich ungünstig ausgeführt wurde,
- der Ablaufkanal zu klein ist,
- höherviskose Flüssigkeiten abzudichten sind.



Bild 10-2: Fangkammergestaltung. /1/, /22/

Höherviskoser Flüssigkeiten besitzen gegenüber niederviskosen ein deutlich schlechteres Fließverhalten, so dass für eine zuverlässige Abdichtung mehrere Fangkammern vorzusehen sind. Dabei hat die erste Fangkammer die Aufgabe, möglichst viel der eingedrungenen Flüssigkeit abzuführen. Aus diesem Grund ist die erste Fangkammer möglichst groß, vorzugsweise radial tief auszuführen. Dabei hilft unter anderem, den Rotor auf einen geringeren Durchmesser abzudrehen. Es entsteht ein Graben, vgl. Bild 10-3. Auf die Anordnung einer Fangrinne kann in diesem Fall verzichtet werden. Rücklaufkanal und Graben sind großzügig zu dimensionieren.

Bild 10-3 A-I zeigt bewertete Ausführungen aus /1/ und /22/. Daraus ist ersichtlich, dass eine Fangkammer dichtungstechnisch dann günstig wirkt, wenn möglichst viele Funktionselemente - in diesem Fall Stauscheibe, tiefer Graben, Dach und rückfördernder Stirnspalt günstig in die Fangkammer integriert sind.

Radial konzentrisch angeordnete Fangkammern bieten zwar den Vorteil der axial kürzeren Bauweise, sind aber in ihrer Wirkung den axial hintereinander angeordneten Fangkammern weit unterlegen.



Bild 10-3: Besondere Gestaltungsmerkmale für eine erste Fangkammer, in die viel Flüssigkeit eindringt. Die Anzahl der dunklen Punkte gibt die dichtungstechnische Wirksamkeit an /1/, /22/.

10.3 Gestaltungsrichtlinien für den Ablaufbereich

Für den Ablaufbereich, also den Übergang der Fangkammer in die Rücklaufkanäle sind einige wichtige Gestaltungsrichtlinien zu beachten.

Dabei muss zwischen rotierender und stehender Welle unterschieden werden. Für den Fall stehende Welle ist von der tiefsten Stelle der Fangkammer ein Rücklaufkanal mit größtmöglichem Querschnitt, also mit geringem Strömungswiderstand, vorzusehen. Da nur eine Bohrung von der Größe der Kammerbreite meist nicht ausreichend ist, können mehrere Bohrungen in Umfangsrichtung nebeneinander angeordnet werden, Bild 10-4, Variante B. Besser sind, von der tiefsten Stelle der Fangkammer ausgehende, Auslaufschlitze (Langlöcher), Variante E. Das Abfliesen darf dabei nicht durch Verengung behindert werden, Bild 10-4, Variante F.

Bei rotierender Welle wird Flüssigkeit in Umfangsrichtung mitgeschleppt. Bild 10-4, Variante G zeigt die insbesondere für höhere Umfangsgeschwindigkeiten geeignete Gestaltung. Hierbei wird der Übergang vom ringförmigen Teil der Fangkammer zum Auslaufschlitz trichterförmig angeschrägt. Dadurch wird bei hoher Drehzahl mitrotierende Flüssigkeit entlang der Fangkammerwand zum Ablauf transportiert. Wird der Übergang nicht trichterförmig gestaltet, besteht die Möglichkeit, dass der Ablauf von der mitrotierenden Flüssigkeit überströmt wird und es zu vermehrter Flüssigkeit in der Fangkammer kommt.

Ideal ist die Anordnung von Rücklaufbohrungen gemäß Bild 10-4, Variante H. Hier kann in Umfangsrichtung mitgeschleppte Flüssigkeit an mehreren Stellen abfliesen. Diese Ablaufgestaltung ist jedoch drehrichtungsabhängig.



Bild 10-4: Bewertete Ablaufgestaltungen. Die Anzahl der dunklen Punkte gibt die dichtungstechnische Wirksamkeit an /1/, /22/.

10.4 Gestaltungsrichtlinien für den Ausgangsbereich

Der Ausgang der letzten Fangkammer zählt bereits zum Ausgangsbereich des Berührungsfreien Dichtsystems. Ab hier angeordnete Spalte dürfen nicht von Flüssigkeitsfilmen überbrückt werden. Die Spalthöhen im Ausgangsbereich sind entsprechend höher, als die des Eingangs- oder Innenbereichs. Dies gilt insbesondere bei höherviskosen Ölen, da hier hohe Oberflächen- und Zähigkeitskräfte wirksam werden.

10.5 Gestaltungsrichtlinien zur Verhinderung von Luftströmen

Rotierende Wellen und Scheiben schleppen in Drehrichtung Luft mit und fördern sie infolge der Fliehkräfte nach außen. Die entstehende meist turbulente Luftströmung ist bei unterschiedlichen Eingangs- und Ausgangsspaltdurchmessern des Dichtsystems zum größeren Durchmesser hin gerichtet. Durch die Luftströmung entsteht die Gefahr der Nebel- oder Dunstleckage, da aus dem abzudichtenden Getrieberaum ölhaltige Luft angesaugt werden kann.

Einflussgröße	Schlecht	Besser	Beschreibung
Durchmesser- Verhältnis			Nimmt der Durchmesser des Dichtsys- tems von der abzudichtende Seite zur Umgebung hin zu, ist mit einer Luftför- derung und damit der Gefahr der Ölne- belleckage zu rechnen. Der kleinere Durchmesser sollte zur Umgebungsseite orientiert sein. Je größer das Durchmes- serverhältnis desto größer der geförderte Luftstrom. Bezüglich Staubeintrag gilt natürlich das Umgekehrte.
Spalthöhe			Der (Luft-)Durchsatz eines Spalts hängt vom Spaltwiderstand ab. Die Spalthöhe geht dabei in dritter Potenz ein. Je höher der Spalt, desto höher der Durchsatz.
Spaltlänge	++ (1 w		In Analogie zur Spalthöhe geht die Spalt- länge als Spaltwiderstand umgekehrt proportional zum Durchsatz des Dicht- systems. Je länger der Spalt umso gerin- ger der Durchsatz.
Ausgangsspalt			Wird der Ausgang des Dichtsystems als Stirnflächenspalt ausgeführt, kann Luft und evtl. Ölnebel aktiv nach außen trans- portiert. Dagegen verhält sich der Ring- spalt förderneutral.
Begrenzung der Fangkammer			Rotieren die Begrenzungen der Fang- kammer, entstehen Druckdifferenzen. Luft und Ölnebel wird über Rücklauf- bohrungen angesaugt. Besser ist, die Fangkammerwände dem Gehäuse als stationäre Teile zuzuordnen.
Verbindung Fangkammer			Bei Anordnung von mehreren Fangkam- mern sollte die Verbindung über einen förderneutralen Ringspalt erfolgen. Die ungünstigere Verbindung mit Stirnspal- ten führt dazu, dass wiederum Luft von einer Kammer in die nächste transportiert wird.

Bild 10-5:

Wichtige Gestaltungsrichtlinien für BFWD zur Vermeidung von eigeninduzierten Luftströmen

Die Höhe des geförderten Luftstroms ist im wesentlichen abhängig:

- vom Durchmesserunterschied des Eingangs- und Ausgangsspalts,
- vom Strömungswiderstand der Drosselspalte,
- von der Form des Ausgangsspalts,
- von der Größe und Lage der Rücklaufkanäle im Dichtsystem,
- von der Art der Verbindung der einzelnen Fangkammern,
- von der Umfangsgeschwindigkeit der rotierenden Teile.

Deshalb ist bei der Gestaltung der Dichtung darauf zu achten, dass Eingangs- und Ausgangsspaltdurchmesser möglichst gleich groß sind. Enge Spalte sind weiten Spalten - sofern die Rund- und Planlaufabweichungen dies zulassen - vorzuziehen, da die Spalthöhe in dritter Potenz den Strömungswiderstand maßgeblich definiert. Bei genügend großem Bauraum verringern lange Spalte den geförderten Luftstrom. Im Rücklaufkanal ist nach Möglichkeit ein Siphon vorzusehen, der das Risiko der Luftstromförderung verringert. Bild 10-5 zeigt Einflussgrößen und Beispiele für die luftstromneutrale Gestaltung.

10.6 Lagerauswahl im Dichtungsumfeld

Lagertyp und Lagerart bestimmen bei ölgeschmierten Lagern die Menge und Energie, mit der die abzudichtende Flüssigkeit (Öl) auf das Dichtsystem trifft. In O-Anordnung eingebaute Kegelrollenlager fördern auf Grund ihres konstruktiven Aufbaus aktiv Flüssigkeit zum Eingangsbereich der Dichtung, während Kegelrollenlager in X-Anordnung sich dagegen genau umgekehrt verhalten. Rillenkugel- und Zylinderrollenlager ohne Dichtscheiben lassen bei Öleinspritzschmierung die Flüssigkeit in Richtung Dichtsystem nahezu komplett durch. Für den Konstrukteur gilt, nach Möglichkeit Kegelrollen- oder Schrägkugellager in X-Anordnung vorzusehen, wenn die Abdichtung berührungsfrei ausgeführt wird. Dadurch kann das Dichtsystem vom Bauraum her betrachtet insgesamt kleiner ausgeführt werden, da die abzudichtenden Flüssigkeitsmengen geringer sind.

10.7 Gestaltungsrichtlinien bei dynamischer Spalthöhenänderung

Berührungsfreie Dichtsysteme sind betriebsbedingten Einflüssen ausgesetzt. Äußere, an der Welle angreifende Kräfte, Lagerluft und Fertigungstoleranzen führen zu Wellenauslenkungen in Achsrichtung. Dadurch entstehen Spalthöhenänderungen in Achsrichtung, die je nach Ursache statisch oder dynamisch sind. Es muss zwischen Wellenauslenkungen in spaltschließender und spaltöffnender Richtung unterschieden werden.

Wellenauslenkungen in spaltschließender Richtung dürfen auf keinen Fall größer, als die kleinste Spalthöhe in Achsrichtung sein, da es sonst zu unzulässigem Kontakt und damit eventuell zur Zerstörung der Dichtung führt.

Bei dynamischen Wellenauslenkungen in spaltöffnender Richtung dringt beim Stirnflächenspalt, auf Grund der partiell größeren Spalthöhen im Eingangsbereich, mehr Flüssigkeit in das Dichtsystem ein. Dabei spielt die Verschiebefrequenz eine untergeordnete Rolle.

Vor dem Einsatz Berührungsfreier Dichtsysteme ist zu klären, ob Wellenauslenkungen auftreten und wie groß diese sind. Die Fangkammer muss dann gegebenenfalls größer ausgelegt werden.

10.8 Gestaltungsrichtlinien für axial steckbare Systeme

Bei der Auslegung axial steckbarer berührungsfreier Dichtsysteme ist darauf zu achten, dass möglichst viele Funktionen konstruktiv umgesetzt werden. Auf keinen Fall darf auf Rücklaufkanäle, und damit auf die Flüssigkeitsrückführung aus der Fangkammer verzichtet werden. Entsprechende weiterführende Kanäle sind vom Anwender in den Dichtungsgehäusen vorzusehen. Die Verwendung von Transport- und Montagesicherungen begünstigt die exakte Spalteinstellung bei der Montage.

10.9 Kostenbetrachtung

Eine Kostenbetrachtung berührungsfreier Dichtsysteme darf sich nicht nur auf die Primärkosten, also die Kosten für Entwicklung, Konstruktion, Erprobung und Fertigung, beziehen. Vielmehr müssen potentielle Wartungskosten und Kosten aus Gewährleistungsansprüchen (Sekundärkosten) mit berücksichtigt werden. Kurzsichtigerweise werden häufig nur die Primärkosten mit in Betracht gezogen. Fällt dann ein billiges aber weniger funktionsfähiges Dichtsystem aus oder muss gewartet werden, übersteigen die auftretenden Sekundärkosten die Primärkosten bei weitem.

11 Zusammenfassung und Ausblick

Berührungsfreie Dichtsysteme werden dann eingesetzt, wenn anspritzende Flüssigkeiten bei hoher Umfangsgeschwindigkeit oder hoher Temperatur zuverlässig, verlustleistungsarm und verschleißfrei abzudichten sind. Funktionsbedingt gibt es im Gegensatz zu vielen berührenden Dichtelementen bei den Berührungsfreien Dichtsystemen keine Standardsysteme, die breite Anwendungsbereiche abdecken. Die Dichtsysteme werden bei der Konstruktion einer Maschine für den jeweiligen Anwendungsfall ausgelegt und konstruiert. Experimentell abgesicherte und in der Praxis handhabbare Lösungen und Richtlinien für berührungsfreie Wellendichtungen gibt es bis heute nur für niederviskose Flüssigkeiten und guter Laufgenauigkeit an der Dichtstelle, wie z.B. in Werkzeugmaschinenspindeln.

In der vorliegende Arbeit wurde das Ziel verfolgt, die Funktionsweise Berührungsfreier Dichtsysteme unter den besonderen Betriebsbedingungen in Aggregaten des allgemeinen Maschinenbaus zu erforschen. Dabei stand die Verifizierung der bei niederviskosen Flüssigkeiten gefundenen Gestaltungsrichtlinien für zähere Flüssigkeiten im Vordergrund. Die Ermittlung der Ursachen eigeninduzierter Luftströme und deren Verhinderung ergänzten die Zielsetzung. Anhand experimenteller Untersuchungen wurde die methodische Analyse auf die einzelnen Funktionselemente, aus denen Berührungsfreie Dichtsysteme bestehen, angewendet. Eine vorab durchgeführte Industrieumfrage zur Ermittlung von Randbedingungen ermöglichte die praxisorientierte Durchführung der Arbeit. Die Versuche fanden mit dem FVA-Referenzöl mit der Viskositätsklasse ISO VG 320 statt.

Die Versuche mit zähen Ölen an einzelnen Funktionselementen zeigten ein analoges Funktionsverhalten wie bei der Abdichtung von Kühlschmierstoffen in vorangegangenen Untersuchungen. Aufgrund der sehr viel höheren Viskosität war bei gleichen geometrischen Abmessungen der Durchfluss jedoch viel geringerer. Dies hat zur Folge, dass Dichtspalthöhen bei der Abdichtung zäher Flüssigkeiten großzügiger ausgelegt werden können, um die gleiche Dichtwirkung zu erzielen, wie bei der Abdichtung niederviskoser Flüssigkeiten.

Wesentlich für die Dichtfunktion eines Berührungsfreien Dichtsystems ist der Eingangsbereich. Ein günstig gestalteter Eingangsbereich reduziert die in das Dichtsystem eindringende Flüssigkeitsmenge um 95%. Zur Erzielung dieses Wertes muss der Eingangsspalt überdeckt sein und mit einer stationären Fangrinne ausgestattet werden. Aufgrund des deutlich schlechteren Fließverhaltens zäher Flüssigkeiten sollten die Fangkammern größer ausgeführt werden. Werden mehrere Fangkammern vorgesehen, ist die Anordnung in axialer Richtung vorzuziehen. Radial konzentrisch angeordnete Fangkammern benötigen zwar weniger axialen Bauraum, versagen in ihrer Dichtfunktion aber bei hohen abzudichtenden Flüssigkeitsströmen. Wird der Übergang der Fangkammer zum Rücklaufkanal trichterförmig gestaltet, fliesen auch zähe Flüssigkeiten günstig ab. Idealerweise sind Rücklaufkanäle so breit wie die Fangkammer. Weitere seitlich angeordnete, tangentiale Rücklaufbohrungen begünstigen die Flüssigkeitsabfuhr. Berührungsfreie Dichtsysteme sind betrieblichen Einflüssen ausgesetzt. Das innere Umfeld bestimmt dabei Menge und Energie der abzudichtenden Flüssigkeit. Lagerungen in O-Anordnung fördern bei Öleinspritzschmierung große Mengen Flüssigkeit in den Eingangsbereich des Dichtsystems. Dichtungstechnisch günstiger sind X-angeordnete Lager, da sie die Flüssigkeit vom Dichtsystem weg in den abzudichtenden Raum fördern.

Die aufgrund von äußeren Kräften, Fertigungstoleranzen und Lagerluft erzeugten Wellenauslenkungen in Achsrichtung bewirken bei Berührungsfreien Dichtsystemen eine dynamische Spalthöhenänderung. Dies führt zu einem erhöhten Eindringstrom. Dem kann Rechnung getragen werden, indem das Dichtsystem mit entsprechend größeren Fangkammervolumina ausgestattet wird.

Experimentell und mit Hilfe der Finite-Elemente-Analyse konnte nachgewiesen werden, dass berührungsfreie Dichtsysteme aktiv Luft fördern. Damit besteht grundsätzlich die Gefahr, auch Öldunst oder Ölnebel aus dem abzudichtenden Raum in die Umgebung zu fördern. In der vorliegenden Arbeit wurde gezeigt, wie mit Hilfe der Finite-Elemente-Analyse Berührungsfreie Dichtsysteme analysiert und hinsichtlich einer reduzierten Luftförderung optimiert werden können. Die primär wichtig Dichtfunktion bleibt dabei erhalten.

Der Aufbau und die Montage Berührungsfreier Dichtsysteme ist komplex. Deshalb sind Berührungsfreie Dichtsysteme in industriellen Anwendungen nicht weit verbreitet. Eine größere Akzeptanz in der Industrie kann durch vormontierte, axial steckbare Systeme erreicht werden. Anhand von Prinzipskizzen werden vormontierte Dichtsysteme für primäre Anspritzung von innen und von außen in dieser Arbeit vorgestellt.

Bei der Gegenüberstellung der reinen Herstellungskosten lässt sich zeigen, dass Berührungsfreie Dichtsysteme für einen spezifischen Anwendungsfall mindestens viermal teurer als berührende Dichtsysteme sind. Prinzipbedingt müssen berührende Dichtsysteme aber in regelmäßigen Intervallen gewartet (ausgetauscht) werden, wodurch Wartungs- oder Reparaturkosten entstehen. Diese Sekundärkosten, die bei berührungsfreien Dichtsystemen generell nicht anfallen, übersteigen die Herstellungskosten um ein Vielfaches. Gesamtwirtschaftlich gesehen rechtfertigt dies in vielen Fällen den Einsatz berührungsfreier Dichtsysteme, auch wenn die Primärkosten höher sind.

Als Ergebnis der Arbeiten stehen nun erweiterte Gestaltungsrichtlinien zur Verfügung, mit denen Berührungsfreie Dichtsysteme für eine Vielzahl von Abdichtungsaufgaben zweckgemäß entwickelt und konstruiert werden können. Die Finite-Elemente-Analyse bietet sich hinsichtlich der Überprüfung von eigeninduzierten Luftströmen bereits in der Konzeptphase an und spart dadurch Entwicklungszeit und Kosten.

Erste Ansätze zur leichteren Montage berührungsfreier Dichtsysteme im Sinne von axial steckbaren Systemen wurde in der hier vorliegenden Arbeit angedacht. Diese Ansätze sollten in weiteren Überlegungen ausgebaut und vor allem im Hinblick auf einen praktischen Einsatz experimentell verifiziert werden. Primäres Ziel hierbei sollte das vormontierte, hinsichtlich Funktion und Kosten optimierte berührungsfreie Dichtsystem sein, welches viele Betriebsbedingungen abdeckt und dem Anwender für viele Einbausituation eine einfache Montage erlaubt.

12 Literatur

- /1/ Haas, W.: Berührungsfreies Abdichten im Maschinenbau unter besonderer Berücksichtigung der Fanglabyrinthe. Habilitation 1997, Universität Stuttgart, Institutsbericht Nr. 74
- /2/ N.N.: Technische Grundlagen Teil B. Katalog 419 137 0996 D Freudenberg Dichtungs- und Schwingungstechnik.1999
- /3/ Haas, W.: Abdichtung von Systemkomponenten in Fahrzeuggetrieben. VDI Berichte Nr. 1393 (1998), S. 243-258
- /4/ Haas, W.: Dichtsysteme f
 ür dynamische Dichtstellen. Funktion Gestaltung Leistung.
 19. Konstruktions-Symposium der DECHEMA e.V., Frankfurt, 04.u.05.02.1999, S. 89-98.
- /5/ Haas, W.: Trends in der Dichtungstechnik. Dichtungstechnik, Heft 1, Juni 1999.
- /6/ Trutnovsky, K.: Werkstattbuch Dichtungen. Heft 92; Berlin: Springer-Verlag, 1949.
- /7/ Haas, W.: Berührungsfreie Wellendichtungen für flüssigkeitsbespritzte Dichtstellen.Dissertation 1986. Universität Stuttgart. Institutsbericht Nr. 23.
- /8/ Haas, W.; Müller, H.K.: Berührungsfreie Abdichtung flüssigkeitsbespritzter Wellendurchtritte. Konstruktion 36 (1984), Heft 9, S. 329 - 334.
- /9/ Haas, W.; Müller, H.K.: Berührungsfreie Wellenabdichtung I. FKM-Forschungsheft 110, Frankfurt/M, 1984.
- /10/ Haas, W.; Müller, H.K.: Berührungsfreie Wellenabdichtung II. FKM-Forschungsheft 123, Frankfurt/M, 1986.
- /11/ Haas, W.; Müller, H.K.: Berührungsfreie Wellendichtungen für flüssigkeitsbespritzte Dichtstellen. Konstruktion 39 (1987), H. 3, S. 107 - 113.
- /12/ Haas, W.; Müller, H.K.: Design Directives for Liquid Spattered Labyrinth Seals. 11th Int. Conf. on Fluid Sealing (BHRA), Cannes 1987, Paper D1.
- /13/ Fritz, E.; Haas,W.; Müller, H.K.: Konstruktionsrichtlinien für berührungsfreie Spindelabdichtungen im Werkzeugmaschinenbau. Verein Deutscher Werkzeugmaschinenfabriken e.V.: Zwischenbericht Oktober 1988.
- /14/ Haas, W.: Schrägstellung erwünscht: Arbeitsweise berührungsloser Spindelabdichtungen verbessert. (Bericht von Ursula Gehl über W. Haas), Industrie-Anzeiger 32/1989, S. 62 - 63.
- /15/ Fritz, E.; Haas, W.; Müller, H.K.: Abdichtung von Werkzeugmaschinenspindeln. Konstruktion 41 (1989), Heft 7; S. 229 - 238.
- /16/ Haas, W.; Müller, H.K.: Berührungsfreie Dichtungen: Uni-Institut erstellt Richtlinien für die Praxis. Stuttgarter Uni-Kurier 41 (Oktober 1989), S. 6.

- /17/ Haas, W.: Abdichten von Spindel-Lager-Systemen. Konstruktion von Spindel-Lager-Systemen f
 ür die Hochgeschwindigkeits-Materialbearbeitung. Expert-Verl. Bd. 283, 1990, S. 171 185.
- /18/ Fritz, E.; Haas, W.; Müller, H.K.: Konstruktionsrichtlinien für berührungsfreie Spindelabdichtungen im Werkzeugmaschinenbau. Verein deutscher Werkzeugmaschinenfabriken e.V.: Teil 1 Forschungsbericht Dezember 1990.
- /19/ Fritz, E.; Haas, W.; Müller, H.K.: Konstruktionsrichtlinien für berührungsfreie Spindelabdichtungen im Werkzeugmaschinenbau. Verein deutscher Werkzeugmaschinenfabriken e.V.: Teil 2 Konstruktionskatalog Dezember 1990.
- /20/ Fritz, E.: Abdichtung von Werkzeugmaschinenspindeln. Dissertation 1991, Universität Stuttgart, Institutsbericht Nr. 38.
- /21/ Fritz, E.; Haas, W.; Müller, H.K.: Werkzeugmaschinenspindeln: Ihre berührungsfreie Abdichtung. Der Konstrukteur 1-2 (1992), S.14 -17.
- /22/ Fritz, E.; Haas, W.; Müller, H.K.: Berührungsfreie Spindelabdichtung im Werkzeugmaschinenbau. Konstruktionskatalog, Institutsbericht Nr. 39 (1992).
- /23/ Fritz, E.; Haas, W.; Müller, H.K.: Liquid Collecting Labyrinth Seals for Machine Tool Spindles. 13th Int. Conf. on Fluid Sealing; Brügge, Belgium: 7-9 April 1992; BHRA; S. 703 - 710.
- /24/ Müller, H.K.: Abdichtung bewegter Maschinenteile. Waiblingen: Medienverlag Ursula Müller, 1990.
- /25/ Stanger, N.; Haas, W.: Sichere Spindelabdichtungen. Der Konstrukteur 1-2 (1994).
- /26/ Stanger, N.; Haas, W.; Müller, H.K.: Abdichten auf kleinem Bauraum. Konstruktion 46 (1994), Heft 1.
- /27/ Stanger, N.; Haas, W.; Müller, H.K.: Sealing liquid with air. 14th Int. Conf. on Fluid Sealing; Firenze, Italy: 6-8 April 1994; BHRA.
- /28/ Stanger, N. ; Haas, W; Müller, H.K. : Tenuta ermetica dei liquidi mediante aria. Manutatenzione, Tecnica e Management 1 (1994) Nr. 6, S. 57 - 61.
- /29/ Stanger, N.; Haas, W.; Müller, H.K.: Abdichtung kleiner Spindeln in Werkzeugmaschinen bei kleinem Dichtungsbauraum und extremen Betriebsbedingungen. VDW-Forschungsbericht, August 1995.
- /30/ Stanger, N.: Berührungsfrei abdichten bei kleinem Bauraum. Dissertation 1995, Universität Stuttgart, Institutsbericht Nr.55.
- /31/ Stiegler, B.; Haas, W.: "Untersuchungen zur berührungsfreien Abdichtung z

 äher Fl

 üssigkeiten im Maschinen- und Fahrzeugbau". Untersuchungen und Anwendungen von Dichtelementen. XII. Internationales Dichtungskolloquium. Wolfgang Tietze (Hrsg.). Essen: Vulkan-Verlag, 2001 (ISBN 3-8027-2198-5), S. 155-169.

- /32/ Irsigler, R.: Konstruktion einer Vorrichtung zur axialen und radialen Zusatzbewegung im Betrieb von BFWD. Studienarbeit am Institut f
 ür Maschinenelemente, Universit
 ät Stuttgart, 2000 (unveröffentlicht).
- /33/ Irsigler, R.: Konstruktive Optimierung und Inbetriebnahme einer axialen und radialen Verschiebevorrichtung für BFWD. Diplomarbeit am Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2000 (unveröffentlicht).
- /34/ Mader-Hipp, W.: Fliessgrenzen messen und nicht rechnen. Labor-Praxis (November 1989), S. 1033-1034.
- /35/ Schilling, M.; Ege: Referenzöle. Frankfurt/Main, 1985 (FVA-Forschungsheft Nr. 180).Datensammlung für Mineralöle
- /36/ Firmenschrift: Mineralölalphabet. Firma Elf Oil AG, Berlin. Hamburg, 1994.
- /37/ Schenkel, F.: Experimentelle Untersuchungen bei Berührungsfreien Wellendichtungen (BFWD) mit zähen Fluiden. Studienarbeit am Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2000 (unveröffentlicht).
- /38/ N.N.: Industriegetriebe und FAG Wälzlager die richtigen Partner. FAG Kugelfischer Georg Schäfer KGaA, Publ. Nr. WL 04204, Schweinfurt 1985.
- /39/ Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau, 15. Auflage, S. 1403
- /40/ N.N.: Schmierung von Wälzlagern. FAG Kugelfischer Georg Schäfer KGaA, Publ. Nr. WL 81115 DA, Schweinfurt 1985.
- /41/ Berger, R.: Dichtungsumfeld bei Berührungsfreien Wellendichtungen unter Berücksichtigung praxisnaher Lagerungen. Studienarbeit am Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2000 (unveröffentlicht).
- /42/ Barth, R.: Einfluss der Viskosität und der Dichtungswerkstoffe auf das Abdichtverhalten von Berührungsfreien Wellendichtsystemen. Studienarbeit am Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2001 (unveröffentlicht).
- /43/ Firmenkatalog. Ensinger Technische Kunststoffe (www.ensinger-online.de)
- /44/ Kurfess, J.; Müller, H.K.; Haas, W.: Magnetische Flüssigkeiten und ihre Verwendung in der Dichtungstechnik. Antriebstechnik 27 (1988), S. 49-52.
- /45/ N.N.: Die Gestaltung von Wälzlagerungen. Publ.-Nr. WL 00 200/5 DA. FAG OEM und Handel AG 1997.
- /46/ Hoehle, N.: Observations of Induced Micro-Pressures by Isolators on a Goulds 3196 MTX Power Frame. Report of Inpro/Seal Company 1999, unveröffentlicht.
- /47/ Zelßmann, H.; Jäckle, M.; Lechner, G.: Entlüftung von Getrieben. Frankfurt/Main, 1995 (FVA-Forschungsheft Nr. 475). Abschlußbericht FVA-Forschungsvorhaben Nr. 182/II
- /48/ Stiegler, B.; Haas, W.: Berührungsfreie Wellendichtsysteme im Maschinenbau unter Berücksichtigung von Luftströmen. VDI–Tagung "Zuverlässig Abdichten"; Baden-Baden, 7./8. November 2000. VDI-Verlag; Düsseldorf, 2000.

- /49/ Stiegler, B.; Haas, W.: "Berührungsfrei Abdichten. Berührungsfreie Wellendichtungen für Anwendungen im allgemeinen Maschinen- und Fahrzeugbau". Forschungskuratorium Maschinenbau e.V., Vorhaben Nr. 227, Heft Nr. 257 (2001).
- /50/ Falalejew, S.; Winogradow, A.; Stiegler, B.: ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЩЕЛЕВІХ УПЛОТНЕНИЙ СИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА ANSYS (Designing of "gap seals" by using the program ANSYS). Berichtsheft aus der Luft- und Raumfahrtuniversität Samara: Probleme und Perspektiven der Triebwerkentwicklung, Teil 1, S. 173-176, 1999.
- /51/ Zelßmann, H.: Optimierung des Betriebsverhaltens von Getriebeentlüftungen.Dissertation 1996, Universität Stuttgart, Institutsbericht Nr. 69
- /52/ Firmenschrift. TI Vyon zum Filtern, Durchlüften, Begasen. Technische Information, Firma Köpp Aachen, 1999.
- /53/ Stiegler, B.; Haas, W.: "Der Einfluss von Zusatzbewegungen auf berührungsfreie Dicht-Systeme." Konstruktion 4, 2002
- /54/ Matek, W.; Muhs, D.; Wittel, H.: Roloff-Matek Maschinenelemente.10. Auflage, 1986, Vieweg-Verlag.
- /55/ Lein, G.: Technische Strömungslehre. Kurzfassung der Vorlesung. Vorlesungsmanuskript. Universität Stuttgart, 1992.
- /56/ Bäumer, V.: Seminar ANSYS Strömungsberechnungen 17. bis 20.04.2001. Seminarbegleitende Unterlagen der Fa. CADFEM GmbH, Grafing b. München.
- /57/ Jaufmann, Chr.: Zur Tauchschmierung schnelllaufender Fahrzeuggetriebe. Dissertation Universität Stuttgart 1994, Bericht Nr. 335 des IMK.
- /58/ Schön, O.: Luftdurchsatzmessungen an einzelnen Funktionselementen Berührungsfreier Wellendichtungen (BFWD) zur Luftstromoptimierung. Diplomarbeit am Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2000 (unveröffentlicht).
- /59/ Kottenhahn, Chr.: Berechnung der Luftströmungsvorgänge in Berührungsfreien Wellendichtungen (BFWD) mit Hilfe der Finite-Elemente-Analyse. Studienarbeit am Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2001 (unveröffentlicht).
- /60/ FAG, Technische Information: FAG Wälzlager, Grundlagen, Bauarten, Ausführungen, TINr.WL43-1190D, Schweinfurt, 1999.

Lebenslauf

Persönliche Daten		
	Bernd Stiegler	
	geboren am 08.11.1967 in Tübingen	
	verheiratet mit Nicole Stiegler, geb. Eibl	
	Tochter Kristina, geb. am 30.07.1999	
Schulbildung		
1974 - 1978	Grundschule Tübingen-Lustnau	
1978 - 1987	Kepler-Gymnasium Tübingen	
	Abschluss: Allgemeine Hochschulreife	
Wehrdienst		
1987 – 1988	Wehrdienst beim 4. Pionierbataillon 210 in München als Pionier	
Studium		
1988 – 1995	Studiengang Maschinenwesen, Universität Stuttgart	
	Hauptfächer: Steuerungstechnik, Prof. Pritschow	
	Konstruktionstechnik, Prof. Lechner	
	Diplom am 27. März 1995	
Industriepraktika		
	Firma Flender-Himmelwerk GmbH, Tübingen-Kilchberg	
	Firma Tübinger Stahl-Feinguss, Tübingen-Hirschau	
	Firma Majer GmbH & Co. KG, Tübingen	
	Firma Hecker-Werke GmbH & Co. KG, Weil im Schönbuch	
Berufstätigkeit		
1995-1997	Entwicklungsingenieur, Firma Hecker-Werke GmbH & Co. KG, Weil im Schönbuch, Bereich Gleitringdichtungen	
1998-2002	Wissenschaftlicher Mitarbeiter, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, Bereich Dichtungstechnik	
seit 10/2002	Entwicklungsingenieur, Firma Robert Bosch GmbH, Reutlingen Bereich Entwicklung Konstruktion Karosserieelektronik	

Liste der bisher erschienenen Berichte aus dem IMA:

Nr.	Verfasser	Titel
1	H.K. Müller	Beitrag zur Berechnung und Konstruktion von Hochdruckdichtungen an schnellaufenden
		Wellen
2	W. Passera	Konzentrisch laufende Gewinde-Wellen-Dichtung im laminaren Bereich
	K. Karow	Konzentrische Doppelgewindewellendichtung im laminaren Bereich
3	F.E. Breit	Die Kreiszylinderschalendichtung: Eine Axialspaltdichtung mit druckabhängiger Spaltweite
	W. Sommer	Dichtungen an Mehrphasensystemen: Berührungsfreie Wellendichtungen mit hochviskosen
		Sperrflüssigkeiten
4	K. Heitel	Beitrag zur Berechnung und Konstruktion konzentrisch und exzentrisch betriebener Gewin-
		dewellendichtungen im laminaren Bereich
5	KH. Hirschmann	Beitrag zur Berechnung der Geometrie von Evolventenverzahnungen
6	H. Däuble	Durchfluß und Druckverlauf im radial durchströmten Dichtspalt bei pulsierendem Druck
7	J. Rybak	Einheitliche Berechnung von Schneidrädern für Außen- und Innenverzahnungen. Beitrag zu
		Eingriffsstörungen beim Hohlrad-Verzahnen mittels Schneidräder
8	D. Franz	Rechnergestütztes Entwerfen von Varianten auf der Grundlage gesammelter Erfahrungswer-
		te
9	E. Lauster	Untersuchungen und Berechnungen zum Wärmehaushalt mechanischer Schaltgetriebe
10		Festschrift zum 70. Geburtstag von Prof. DrIng. K. Talke
11	G. Ott	Untersuchungen zum dynamischen Leckage- und Reibverhalten von Radialwellendichtrin-
		gen
12	E. Fuchs	Untersuchung des elastohydrodynamischen Verhaltens von berührungsfreien Hochdruck-
		dichtungen
13	G. Sedlak	Rechnerunterstütztes Aufnehmen und Auswerten spannungsoptischer Bilder
14	W. Wolf	Programmsystem zur Analyse und Optimierung von Fahrzeuggetrieben
15	H. v. Eiff	Einfluß der Verzahnungsgeometrie auf die Zahnfußbeanspruchung innen- und
		außenverzahnter Geradstirnräder
16	N. Messner	Untersuchung von Hydraulikstangendichtungen aus Polytetrafluoräthylen
17	V. Schade	Entwicklung eines Verfahrens zur Einflanken-Wälzprüfung und einer rechnergestützten
		Auswertemethode für Stirnräder
18	A. Gührer	Beitrag zur Optimierung von Antriebssträngen bei Fahrzeugen
19	R. Nill	Das Schwingungsverhalten loser Bauteile in Fahrzeuggetrieben
20	M. Kammüller	Zum Abdichtverhalten von Radial-Wellendichtringen
21	H. Truong	Strukturorientiertes Modellieren, Optimieren und Identifizieren von Mehrkörpersystemen
22	H. Liu	Rechnergestützte Bilderfassung, -verarbeitung und -auswertung in der Spannungsoptik
23	W. Haas	Berührungsfreie Wellendichtungen für flüssigkeitsbespritzte Dichtstellen
24	M. Plank	Das Betriebsverhalten von Wälzlagern im Drehzahlbereich bis 100.000/min bei Kleinstmen-
		genschmierung
25	A. Wolf	Untersuchungen zum Abdichtverhalten von druckbelastbaren Elastomer- und PTFE-
		Wellendichtungen
26	P. Waidner	Vorgänge im Dichtspalt wasserabdichtender Gleitringdichtungen
27	Hirschmann u.a.	Veröffentlichungen aus Anlaß des 75. Geburtstags von Prof. DrIng. Kurt Talke
28	B. Bertsche	Zur Berechnung der Systemzuverlässigkeit von Maschinenbau-Produkten
29	G. Lechner:	Forschungsarbeiten zur Zuverlässigkeit im Maschinenbau
_,	KH.Hirschmann:	
	B. Bertsche	
30	H -J Prokop	Zum Abdicht- und Reibungsverhalten von Hydraulikstangendichtungen aus Polytetrafluor-
20	in the follop	äthylen
31	K Kleinbach	Oualitätsbeurteilung von Kegelradsätzen durch integrierte Prüfung von Tragbild Einflan-
01	11, 11, 11, 11, 10, 10, 10, 10, 10, 10,	kenwälzabweichung und Snielverlauf
32	E Zürn	Beitrag zur Erhöhung der Meßgenauigkeit und -geschwindigkeit eines Mehrkoordinatentas-
52	2. 2011	ters
33	F Jauch	Ontimierung des Antriebsstranges von Kraftfahrzeugen durch Fahrsimulation
34	I Grahscheid	Entwicklung einer Kegelrad I aufprüfmaschine mit thermografischer Tragbilderfassung
35	A Hölderlin	Verknünfung von rechnerunterstützter Konstruktion und Koordinatanmeßtechnik
36	I Kurfess	Abdichten von Flüssigkeiten mit Magnetflüssigkeitsdichtungen
37	G Borenius	Zur rechnerischen Schädigungsakkumulation in der Ernrahung von Kraftfahrzeugteilen bei
51	O. DOICHIUS	zur reennensenen senaurgungsakkunnnauon in der Erprobung von Krannanizeuglenen bei stochastischer Belastung mit variahlar Mittallast
28	E Fritz	Abdichtung von Maschingensnindeln
20	D. FIIIZ	Abutentung von wasenmenspinuem

Nr.	Verfasser	Titel
39	E. Fritz; W. Haas;	Berührungsfreie Spindelabdichtungen im Werkzeugmaschinenbau. Konstruktionskatalog
	H.K. Müller	
40	B. Jenisch	Abdichten mit Radial-Wellendichtringen aus Elastomer und Polytetrafluorethylen
41	G. Weidner	Klappern und Rasseln von Fahrzeuggetrieben
42	A. Herzog	Erweiterung des Datenmodells eines 2D CAD-Systems zur Programmierung von Mehr-
		koordinatenmeßgeräten
43	T. Roser	Wissensbasiertes Konstruieren am Beispiel von Getrieben
44	P. Wäschle	Entlastete Wellendichtringe
45	Z. Wu	Vergleich und Entwicklung von Methoden zur Zuverlässigkeitsanalyse von Systemen
46	W. Richter	Nichtwiederholbarer Schlag von Walzlagereinheiten für Festplattenlaufwerke
47	R. Durst	Rechnerunterstutzte Nutprofilentwicklung und clusteranalytische Methoden zur Optimierung
10	C.C. Müller	von Gewindewerkzeugen
48	G.S. Muller	Das Addichtvernahen von Gleitringdichtungen aus Shiziumkarbid
49 50	WE. Klieg	Zur Vrümmungsthaaria von Hüllflächen und ihrer Anwendung hei Werkzeugen und Verzeh
50	J. GIIII	Zur Krummungstneorie von Huillachen und infer Anwendung bei werkzeugen und verzan-
51	M Jäckle	nungen Entlüftung von Getrieben
52	M Köchling	Beitrag zur Auslagung von geradverzahnten Stirnrödern mit beliebiger Flankenform
52	M Hildebrandt	Schadensfrüherkennung an Wälzkontakten mit Körnerschall Deferenzeignalen
55 54	H Kaiser	Konstruieren im Verhund von Expertensystem CAD-System Datenbank und Wiederholteil-
57		suchevetem
55	N Stanger	Berührungsfrei abdichten bei kleinem Bauraum
56	R Lenk	Zuverlässigkeitsanalyse von komplexen Systemen am Beispiel PKW-Automatikgetriebe
57	H Naunheimer	Beitrag zur Entwicklung von Stufenlosgetrieben mittels Fahrsimulation
58	G Neumann	Thermografische Tragbilderfassung an rotierenden Zahnrädern
59	G. Wüstenhagen	Beitrag zur Ontimierung des Entlasteten Wellendichtrings
60	P. Brodbeck	Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Bauteilzuverlässigkeit und zur System-
		berechnung nach dem Booleschen Modell
61	Ch. Hoffmann	Untersuchungen an PTFE-Wellendichtungen
62	V. Hettich	Identifikation und Modellierung des Materialverhaltens dynamisch beanspruchter Flächen-
		dichtungen
63	K. Riedl	Pulsationsoptimierte Außenzahnradpumpen mit ungleichförmig übersetzenden Radpaaren
64	D. Schwuchow	Sonderverzahnungen für Zahnradpumpen mit minimaler Volumenstrompulsation
65	T. Spörl	Modulares Fahrsimulationsprogramm für beliebig aufgebaute Fahrzeugtriebstränge und An-
		wendung auf Hybridantriebe
66	K. Zhao	Entwicklung eines räumlichen Toleranzmodells zur Optimierung der Produktqualität
67	K. Heusel	Qualitätssteigerung von Planetengetrieben durch Selektive Montage
68	T. Wagner	Entwicklung eines Qualitätsinformationssystems für die Konstruktion
69	H. Zelßmann	Optimierung des Betriebsverhaltens von Getriebeentlüftungen
70	E. Bock	Schwimmende Wellendichtringe
71	S. Ring	Anwendung der Verzahnungstheorie auf die Modellierung und Simulation des Werkzeug-
		schleifens
72	M. Klöpfer	Dynamisch beanspruchte Dichtverbindungen von Getriebegehäusen
73	CH. Lang	Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben
/4	W. Haas	Beruhrungsfreies Abdichten im Maschinenbau unter besonderer Berucksichtigung der Fang-
75	D. C. 1. 1	labyrinthe
15	P. Schiberna	Beitres and Octimizer and Währschicker
/0 77	W. Elser	Beitrag zur Optimierung von walzgetrieben
//	P. Marx	Durchgangige, bauteilubergreifende Auslegung von Maschinenelementen mit
		unscharfen Vorgaben
78	J. Kopsch	Unterstützung der Konstruktionstätigkeiten mit einem Aktiven Semantischen Netz
79	J. Rach	Beitrag zur Minimierung von Klapper- und Rasselgeräuschen von Fahrzeuggetrieben
80	U. Häussler	Generalisierte Berechnung räumlicher Verzahnungen und ihre Anwendung auf Wälzfräser-
		herstellung und Wälzfräsen
81	M. Hüsges	Steigerung der Tolerierungsfähigkeit unter fertigungstechnischen Gesichtspunkten
82	X. Nastos	Ein räumliches Toleranzbewertungssystem für die Konstruktion
83	A. Seifried	Eine neue Methode zur Berechnung von Rollenlagern über lagerinterne Kontakt-
0.4		Beanspruchungen
84 85	Ch. Dorr	Ermittlung von Getriebelastkollektiven mittels Winkelbeschleunigungen
83 07	A. Vell	Diakonstrukturiorta Uudraulikatan zan diaktur zan aug Dalamatkur
80	U. Frenzei	Ruckensu ukturierte riyarautikstangendichtungen aus Polyurethan

Nr.	Verfasser	Titel	
87	U. Braun	Optimierung von Außenzahnradpumpen mit pulsationsarmer Sonderverzahnung	
88	M. Lambert	Abdichtung von Werkzeugmaschinen-Flachführungen	
89	R. Kubalczyk	Gehäusegestaltung von Fahrzeuggetrieben im Abdichtbereich	
90	M. Oberle	Spielbeeinflussende Toleranzparameter bei Planetengetrieben	
91	S. N. Dogan	Zur Minimierung der Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben	
92	M. Bast	Beitrag zur werkstückorientierten Konstruktion von Zerspanwerkzeugen	
93	M. Ebenhoch	Eignung von additiv generierten Prototypen zur frühzeitigen Spannungsanalyse im Produkt- entwicklungsprozeß	
94	A. Fritz	Berechnung und Monte-Carlo Simulation der Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit technischer Systeme	
95	O. Schrems	Die Fertigung als Versuchsfeld für die qualitätsgerechte Produktoptimierung	
96	M. Jäckle	Untersuchungen zur elastischen Verformung von Fahrzeuggetrieben	
97	H. Haiser	PTFE-Compounds im dynamischen Dichtkontakt bei druckbelastbaren Radial-	
		Wellendichtungen	
98	M. Rettenmaier	Entwicklung eines Modellierungs-Hilfssystems für Rapid Prototyping gerechte Bauteile	
99	M. Przybilla	Methodisches Konstruieren von Leichtbauelementen für hochdynamische Werkzeugmaschi-	
		nen	
100	M. Olbrich	Werkstoffmodelle zur Finiten-Elemente-Analyse von PTFE-Wellendichtungen	
101	M. Kunz	Ermittlung des Einflusses fahrzeug-, fahrer- und verkehrsspezifischer Parameter auf die Getriebelastkollektive mittels Fahrsimulation	
102	H. Ruppert	CAD-integrierte Zuverlässigkeitsanalyse und -optimierung	
103	S. Kilian	Entwicklung hochdynamisch beanspruchter Flächendichtverbindungen	
104	A. Flaig	Untersuchung von umweltschonenden Antriebskonzepten für Kraftfahrzeuge mittels Simula-	
	0	tion	
105	B. Luo	Überprüfung und Weiterentwicklung der Zuverlässigkeitsmodelle im Maschinenbau mittels	
		Mono-Bauteil-Systemen	
106	L. Schüppenhauer	Erhöhung der Verfügbarkeit von Daten für die Gestaltung und Berechnung der Zuverlässig-	
		keit von Systemen	
107	J. Ryborz	Klapper - und Rasselgeräuschverhalten von Pkw- und Nkw- Getrieben	
108	M. Würthner	Rotierende Wellen gegen Kühlschmierstoff und Partikel berührungsfrei abdichten	
109	C. Gitt	Analyse und Synthese leistungsverzweigter Stufenlosgetriebe	
110	A. Krolo	Planung von Zuverlässigkeitstests mit weitreichender Berücksichtigung von Vorkenntnissen	
111	G. Schöllhammer	Entwicklung und Untersuchung inverser Wellendichtsysteme	
112	K. Fronius	Gehäusegestaltung im Abdichtbereich unter pulsierendem Innendruck	
113	A. Weidler	Ermittlung von Raffungsfaktoren für die Getriebeerprobung	