UNI STUTTGART

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

Markus Henzler

Radialdichtungen unter hoher Druckbelastung in Drehübertragern von Werkzeugmaschinen

Bericht Nr. 132

D 93
ISBN 3-936100-33-0

Institut für Maschinenelemente
Antriebstechnik • CAD • Dichtungen • Zuverlässigkeit

Universität Stuttgart
Pfaffenwaldring 9
70569 Stuttgart
Tel. (0711) 685 – 66170

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

Radialdichtungen unter hoher Druckbelastung in Drehübertragern von Werkzeugmaschinen

Von der Fakultät Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik
der Universität Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von
Dipl.-Ing. Markus Henzler
geboren in Nürtingen

Hauptberichter:	Prof. Dr.-Ing. habil. Werner Haas
Mitberichter:	Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. mult. Uwe Heisel

Tag der Einreichung:	14. Juli 2010
Tag der mündlichen Prüfung:	4. Oktober 2010

Institut für Maschinenelemente
2010

Meinen Eltern und meiner Schwester gewidmet

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Institut für Maschinenelemente (IMA) der Universität Stuttgart. Die Untersuchungen waren Teil eines durch die Forschungsvereinigung Werkzeugmaschinen und Fertigungstechnik e.V. (FWF) geförderten Forschungsprojekts.

Mein ganz besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Werner Haas, Leiter des Bereichs Dichtungstechnik am IMA, für die Ermöglichung dieser Arbeit, für seine menschliche und fachliche Unterstützung, sowie für das mir entgegengebrachte Vertrauen.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. mult. Uwe Heisel, Ordinarius und Direktor des Instituts für Werkzeugmaschinen, danke ich für sein Interesse, für die Durchsicht der Arbeit und für die Übernahme des Mitberichts.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Dipl.-Ing Lothar Hörl und Herrn Dipl.-Ing Claus Gerald Pflüger für die Unterstützung und Ihre Hilfsbereitschaft

Bedanken möchte ich mich auch bei den wissenschaftlichen Hilfskräften, den Studien- und Diplomarbeitern, die zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Bei allen Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern des Institutes bedanke ich mich für Ihre Unterstützung und den freundschaftlichen Umgang miteinander.

Meiner Freundin Judith danke ich sehr für ihre Hilfe und ihren Rückhalt.

Meinen Eltern und meiner Schwester Susanne danke ich ganz besonders herzlich für die fortwährende Unterstützung vor und während der Entstehung der Arbeit.

Grafenberg, im Oktober 2010 Markus Henzler

Inhalt

Vorwort ..... **V**

Inhalt ..... **VI**

Bezeichnungen und Formelzeichen ..... **X**

Abstract **13**

1 Einführung **15**

1.1 Ziel der vorliegenden Arbeit 16

2 Stand der Technik **17**

2.1 Die Rotordichtung 17

2.1.1 Rotordichtring 17

2.1.2 Werkstoffe für Rotordichtringe 18

2.1.3 Gegenlauffläche 20

2.1.4 Gehäusenut 20

2.1.5 Einbauumgebung 20

2.2 Schwierigkeiten beim Abdichten mittels Rotordichtungen 21

2.2.1 Relativbewegung an statischen Dichtstellen (sog. Mitrotieren) 21

2.2.2 Wurmeffekt 21

2.2.3 Verschleiß 22

2.2.4 Extrusion 22

2.2.5 Reibmoment und Losbrechreibung 23

2.2.6 Verdrehen der statischen Dichtungen bei Wechseldruck 23

2.2.7 Überhitzung durch Bewegung 23

2.3 Literatur 24

3 Prüfeinrichtungen **26**

3.1 Rotordichtungsprüfstand 26

3.2 Tribo-Prüfstand 29

3.3 Einzeldichtungsprüfstand 30
3.4 Extrusions-Prüfstand....31
3.5 Optische Geräte....33
3.6 Optisches Oberflächenmessgerät FRT MicroProf....33
3.7 Oberflächen-Messgerät Hommel T 8000 33
3.8 3D-Koordinatenmessmaschine Prismo MTS 34
3.9 Radialkraftmessgerät 34
3.10 Spaltdruck-Prüfstand 35
3.11 Simulationsumgebung 37
4 Versuchsprogramm und Messmethodik 38
4.1 Versuchsprogramme 38
4.1.1 Harzeingussversuche zur Untersuchung von Verformungen....38
4.1.2 Versuche bei Niederdruck an Einzeldichtungen 39
4.1.3 Mechanische Simulation von Rotordichtungen 39
4.1.4 Thermische Simulation von Rotordichtungen 40
4.1.5 Gekoppelte thermisch-mechanische Simulation von Rotordichtungen .40
4.1.6 Thermische Simulation von Drehübertragersystemen 41
4.1.7 Versuche zur Ermittlung des Öldrucks im Spalt....41
4.1.8 Dauerlaufversuche nach dem Schwenkprogramm....41
4.1.9 Dauerlaufversuche nach dem Rotationsprogramm 43
4.1.10 Versuche zur Bestimmung des Losbrechverhaltens 44
4.1.11 Versuche zum Verhalten beidseitig druckbeaufschlagter Dichtungen ..44
4.1.12 Versuche zur Detektion von Mitrotieren....45
4.1.13 Radialkraftmessung bei verschiedenen Temperaturen....47
4.1.14 Extrusionsversuche....47
4.1.15 Tribologische Untersuchungen 48
4.2 Messbedingungen und Messmethoden....49
4.2.1 Extrusionsversuche....49
4.2.2 Mechanische Analysen mittels der Methode der Finiten Elemente....49
4.2.3 Gekoppelte thermisch-mechanische Simulation von Rotordichtungen .51

4.2.4 Thermische Simulation von Rotordichtungen 52
4.2.5 Thermische Simulation von Drehübertragersystemen 52
4.2.6 Versuche mit der Glashohlwelle 54
4.2.7 Profilvermessungen 55
4.2.8 Versuche am Einzeldichtungsprüfstand 56
4.2.9 Erfassen von Messgrößen am Rotordichtungsprüfstand 56
4.3 Untersuchte Dichtringe 58
5 Ergebnisse von handelsüblichen Dichtungen und Dichtungskomponenten 60
5.1 Werkstoffversuche 60
5.1.1 Extrusionsversuche 60
5.1.2 Tribo-Prüfstandsversuche 61
5.2 Betrachtung der Einzeldichtung 65
5.2.1 Ergebnisse der Harzeingussversuche 65
5.2.2 Ergebnisse der Versuche bei Niederdruck an Einzeldichtungen 67
5.2.3 Losbrechversuche 70
5.2.4 Verhalten von beidseitig druckbeaufschlagten Dichtungen 72
5.2.5 Schwankungen im Reibmoment von Dichtungen 73
5.2.6 Mitrotieren des Dichtrings 74
5.2.7 Öldruck im Dichtspalt 83
5.2.8 Pressungsverteilung und Verformung 84
5.2.9 Dichtmechanismus und Reibung 86
5.2.10 Thermische Analyse von Rotordichtungen 96
5.3 Gesamtdichtsystem Rotordichtungen 97
5.3.1 Ergebnisse der thermischen Analysen am System Drehübertrager 97
5.3.2 Ergebnisse der Versuche nach dem Schwenkprogramm 105
5.3.3 Ergebnisse der Versuche nach dem Rotationsprogramm 118
5.3.4 Fazit zu den Untersuchungen im Dauerlauf 128
6 Entwicklung von neuartigen Dichtsystemen 130
6.1 Dichtring für dauerhafte Rotationsbewegung 130
6.2 Dichtring für das Schwenkprogramm 130

6.2.1 Theoretische Betrachtungen mit der Methode der finiten Elemente ...131
6.2.2 Versuchsdichtungen ...132
6.3 Bauraumoptimierter mehrstufiger Drehübertrager ...134
7 Zusammenfassung der Erkenntnisse und Hinweise für die praktische Anwendung ...135
7.1 Einführung ...135
7.2 Welle und Gegenlauffläche ...136
7.3 Werkstoffe und Werkstoffwahl für den Gleitring ...136
7.4 Gestaltungshinweise für Dichtring und Umgebung ...137
7.4.1 Maßnahmen gegen Mitrotieren ...137
7.4.2 Maßnahmen gegen den Wurmeffekt ...139
7.4.3 Maßnahmen gegen Extrusionsschäden ...139
7.4.4 Maßnahmen gegen thermische Schäden ...139
7.4.5 Reduzieren der Reibung ...140
7.4.6 Reduzieren der Verlustleitsung ...142
7.4.7 Reduzieren von Verschleiß ...142
7.4.8 Reduzieren von Leckage ...142
7.4.9 Gestaltung der Nut ...143
7.5 Bedeutung der Gestaltungshinweise ...143
8 Zusammenfassung ...144
9 Literatur ...146

Bezeichnungen und Formelzeichen

Zeichen	Einheit	Bedeutung
A	mm^2	Dichtkontaktfläche
A_1	mm^2	druckbeaufschlagte Fläche
a	m/s^2	Beschleunigung
Au		außen
α		Wärmeübergangskoeffizient
b	mm	Berührbreite
b_1	mm	nicht druckausgeglichene axiale Länge
b_h	mm	Berührbreite an der hochdruckseitigen Dichtfläche
b_n	mm	Berührbreite an der niederdruckseitigen Dichtfläche
b_s	mm	Stützringbreite
c_p	J/kgK	spezifische Wärmekapazität
χ		Steigungswert für Wärmeübergangskoeffizient
d	mm	Durchmesser
d_a	mm	Außendurchmesser
d_i	mm	Innendurchmesser
Δd	mm	Durchmesseränderung
Δp	MPa	Druckdifferenz über die Dichtstelle
Δp_i	MPa	Druckdifferenz im betrachteten Teilsegment
ΔT	°C	Temperaturdifferenz zwischen Gehäuse und Welle
DR		Dichtring(e)
Di.		Dichtung(en)
Durchm.		Durchmesser
E_V	W	Verlustenergie
F_K	N	Kontaktkraft
F_N	N	Normalkraft
F_{R_dyn}	N	Reibkraft aus den dynamischen Dichtkontakten
F_{R_spez}	N	spezifische Reibkraft

F_{R_stat}	N	Haltekraft aus den statischen Dichtkontakten
Fließsp.		Fließspannung
GHW		Glashohlwelle
GR		Gleitring
h	mm	Dichtspalthöhe
h_i	mm	Dichtspalthöhe im betrachteten Segment
h_{min}	mm	minimale Dichtspalthöhe
HLPD46		Hydrauliköl mit Zusätzen, Viskositätsklasse 46
HNBR		Hydrogenated Nitrile Butadiene Rubber
IMA		Institut für Maschinenelemente
k		Flächenverhältnis
k_{XY}		Koeffizient zur Temperaturberechnung
L	mm	Dichtspaltlänge
LW		Lastwechsel
l_i	mm	Dichtspaltlänge im betrachteten Segment
l_x	mm	Koordinate entlang der axialen Länge der Berührspur
λ	W/mK	Wärmeleitfähigkeit
M_R	Nm	Reibmoment
$M_{R_fluessig}$	Nm	Reibmoment aus Flüssigkeitsreibung
M_{R_X}	Nm	Reibmoment, X = zugehöriger Druck in MPa
M_{RDL_X}	Nm	Summenreibmoment aus Dauerlauf (3 Dichtringe), X = zugehöriger Druck in MPa
M_{RV_X}	Nm	Reibmoment der Variationsversuche, X = zugehöriger Druck in MPa
M_{br_X}	Nm	Berechnetes Reibmoment, X = zugehöriger Druck in MPa
Mi		Mitte
μ		Reibungszahl
NBR		Nitrile Butadiene Rubber
Nu		Nußeltzahl
ν	mm²/s	kinematische Viskosität
OR		O-Ring
ω	1/s	Winkelgeschwindigkeit
p	MPa	Druck

p_k	MPa	Kontaktpressung
p_{k_i}	MPa	Kontaktpressung im betrachteten Segment
p_{k_ideal}	MPa	Kontaktpressung (p = 0) mit maximaler wahrer Kontaktfl.
p_{k_max}	MPa	Kontaktpressung (p > 0) mit maximaler wahrer Kontaktfl.
P	W	Reibleistung
p_1	MPa	abzudichtender Druck
P_D	MPa	Dichtflächenpressung
Pos		Position (der Dichtung in der Drehübertrageranordnung)
Pr		Prandtlzahl
PTFE		Polytetrafluorethylen
Q	W	Wärmestrom
q	W/m²	Wärmestromdichte
Re		Reynoldszahl
Reibm.		Reibmoment
RST		Rundschalttisch
R_Z	µm	gemittelte Rautiefe
ρ	kg/m³	Dichte
S		Sicherheit
STW		Stahlwelle
t	s	Zeit
T	°C	Temperatur
Ta		Taylorzahl
v	m/s	Geschwindigkeit
$\dot{V}$	m^3/s	Durchfluss, Leckage
var		variabel
W_{Ein}	µm	Einlaufverschleiß
W_t	µm/h	Verschleißgeschwindigkeit
W	µm	Verschleiß
WZM		Werkzeugmaschinen
z	mm	Breite der Ölkammer im Drehübertrager

Abstract

This paper presents a large amount of experimental and theoretical analysis and the related result concerning high pressure rotating unions. Rotating unions for high pressure are often found in tool machines and in mobile hydraulic machines. In this applications oil pressure between 5 and 30 MPa have to be sealed. Those pressures are mostly dynamic and have to be sealed on rotating or swivelling shafts with low turning speeds (below 1 m/s).

High pressure rotary shaft seals (so called rotor seals) are small radial acting seals that were used for this task. Troubles occur as those seals generate high friction forces or show high break away behaviour at the beginning of the shaft movement. Thermal problems and excessive wear leads to failures often caused by co-rotation of the seal ring with the shaft. The seals do not exceed their designated lifetime and the high friction forces disturb the function massively.

Literature to this topic is quite rare. Plenty of patents are concerned with reduction of the friction forces. They partly show an incomplete knowledge about the way rotor seals operate. Just two independent scientific investigations are concerned with radial shaft seals under such a high pressure.

Based on the seal rings available on the market and their materials the properties of rotor seals have been determined. Material tests allowed to figure out the properties concerning friction, wear and extrusion resistance of different seal ring materials. Test with varied conditions at low pressure showed by analyzing with statistic methods that the shape of the seal ring has a major impact on friction.

Seal rings have been tested on break away friction by varying the time before movement and the pressure at beginning of the shaft movement and seal ring material. Experiments with seal under pressure from both sides in combination with finite element analyses deposited the basis for a detailed model of the sealing mechanism of high pressure radial seals with a flat sealing face. Thereby the oil pressure in the sealing contact must be considered. That pressure has been experimentally identified.

The wear of the seals has been identified by long term tests with two different test programs that represented applications with interrupted and non interrupted shaft movement and intermitted pressure load. Failure pattern has been analyzed and described. The most common failure pattern could be dedicated to co-rotation of the seal ring with the shaft. Theoretical and experimental work showed causes and highlighted critical working conditions.

By using FEA, thermal loads in rotating unions have been simulated. Out of this, influences by the design have been quantified. Based on many calculations, a mathematical model was build up that allows an estimation of the temperature in the sealing contact between shaft and seal ring.

Out of the findings a very small prototype seal was developed that realizes many design guidelines that have been figured out within this work. The most important ones are together with the major findings written down in a separate chapter to use for the designer or development engineers. All the given advice is secured by experiments and a well-founded basis for the design of a high pressure radial sealing with the expected properties.

For the first time the user has information in hand that allows to figure out critical points of a design. The user is able to influence properties in a specific way and avoid failures or identify the cause of them to find pertinent solutions.

1 Einführung

In vielen Bereichen der Technik ist es notwendig, Flüssigkeiten unter hohem Druck in rotierende oder schwenkende Systeme einzuspeisen. Anwendungen hierfür sind beispielsweise die Übergabe der Hydraulikflüssigkeit (Hydraulikübergabe) in Baggern zwischen Ober- und Unterwagen, in hydraulischen Greifern in Bau- und Forstwirtschaft oder die Einführung von Hydrauliköl für Spannsysteme in Rundtische von Werkzeugmaschinen (vgl. Bild 1.1).

Oftmals ist auf eng begrenztem Bauraum sehr hoher Druck (bis 30 MPa) für lange Laufzeiten - ggf. im Dreischichtbetrieb - zuverlässig abzudichten.

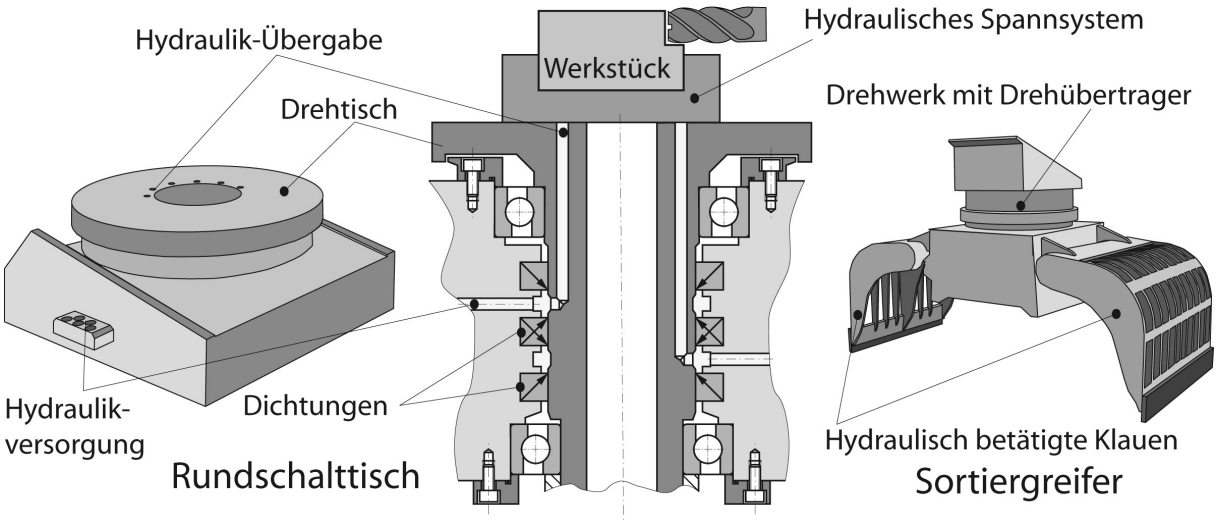


Bild 1.1: Anwendungsbeispiele für Hochdruck-Drehübertrager

Bild 1.1 zeigt schematisch den Aufbau eines Hochdruck-Drehübertragers an einem Rundschalttisch. Die Druckleitungen versorgen ein hydraulisches Spannsystem. Bei mehrstufig ausgeführten Drehübertragern dichten die Dichtungen im Mittelteil die Druckräume untereinander ab und werden wechselseitig druckbeaufschlagt. Typisch bei diesen Anwendungen sind überwiegend intermittierende und reversierende Bewegungsabläufe.

In Werkzeugmaschinen werden im Betrieb Öltemperaturen von 50-80 °C erreicht (diese Temperaturen sind auch in anderen Anwendungen üblich). Die Gleitgeschwindigkeiten liegen dabei unter 0,5 m/s, bei Drücken zwischen 5 und 15 MPa. Dort sind auch Anwendungen mit kontinuierlich drehender Welle zu finden. Ein Beispiel ist das Auslösen von Schaltvorgängen in hydraulischen Kupplungen. Diese Anwendungen (z. B. Spindelpressen) sind gekennzeichnet durch höhere permanente Gleitgeschwindigkeiten (0,5 bis 3 m/s) und kurze Druckstöße (< 10 MPa, Druck liegt nur einige zehntel Sekunden bis wenige Sekunden lang an).

Die Dichtungen sollen mit wenig Leckage und geringer Reibung zuverlässig und langlebig abdichten. Hierzu werden kleinbauenden Radialdichtungen, sog. Rotordichtungen, verwendet. Für eine zielführende Entwicklung neuer Abdichtungen oder für eine anforderungsgerechte Gestaltung in der Konstruktion sind fundierte Kenntnisse der Funktionsweise und des Betriebsverhaltens von Rotordichtungen unabdingbar. Um diese zu erhalten, wurden die vorliegenden Untersuchungen durchgeführt.

1.1 Ziel der vorliegenden Arbeit

Die vorliegende Arbeit soll die Grundlage zum Verständnis und zur Gestaltung von Hochdruck-Drehübertragern liefern, schwerpunktmäßig bezogen auf das Anforderungsprofil von Werkzeugmaschinen. Teil der Arbeit sind folgende Punkte:

- Erarbeitung des Stands der Technik
- Aufbau einer Testumgebung für experimentelle Untersuchungen an Dichtungen
- Darstellung des Betriebsverhaltens der Dichtungen hinsichtlich Reibung, Verschleiß und Leckage
- Analyse der Ausfallmechanismen und Schadensbilder
- Analyse des Dichtmechanismus
- Werkstoffvergleich im Hinblick auf Eignung als Dichtungswerkstoff
- Einflussabschätzung der Umgebungs- und Einbaubedingungen auf die Betriebsgrenzen
- Weiterentwicklung von Dichtungen

2 Stand der Technik

Rotordichtungen finden schon seit Jahrzehnten Anwendung in verschiedenen Bereichen der Technik. Erfahrungswissen bleibt der Öffentlichkeit meist verborgen und ist nicht einfach zugänglich. Im Folgenden ist der Stand der Technik dargestellt, der auch Erfahrungswissen von Hersteller und Anwender um die Schwierigkeiten mit Rotordichtungen beinhaltet.

2.1 Die Rotordichtung

Die Rotordichtung ist eine Komponente von Hochdruck-Drehübertragern. Als Hochdruck wird in dieser Arbeit ein Druckbereich von 5 bis 30 MPa definiert. Für den darunterliegenden Niederdruckbereich finden sich auf dem Markt noch Lippendichtungen, die Alternativen zu Rotordichtungen sein können.

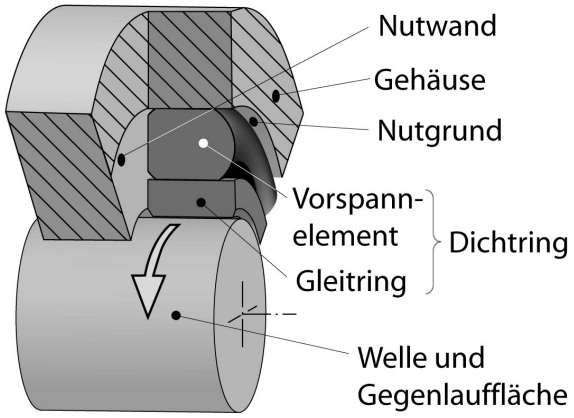


Bild 2.1: Komponenten der Rotordichtung

Die Komponente Rotordichtung besteht aus dem Dichtring, der Gegenlauffläche und den statischen Dichtstellen, Bild 2.1. Die statischen Dichtstellen werden durch Nutgrund und Nutwand gebildet und befinden sich üblicherweise gehäuseseitig. Der Dichtring kann in sich auch noch weitere statische Dichtstellen aufweisen, wenn er mehrteilig ausgeführt ist. Die Gegenlauffläche bildet mit dem Dichtring den dynamischen Dichtkontakt und ist i. d. R. wellenseitig (also innendichtend).

2.1.1 Rotordichtring

Rotordichtringe sind kleine Radialdichtelemente, die in aller Regel in eine geschlossene Nut eingeschnappt werden können. Sie besitzen meist keinen Formschluss zur Gehäusebohrung, der Relativbewegungen zwischen Dichtring und Gehäuse sicher verhindert.

Der Dichtring ist meist zwei- oder mehrteilig. Der dynamische Dichtkontakt wird von der Welle und einem sog. Gleitring gebildet. Dieser ist i. d. R. aus einem relativ harten Kunststoff und nur selten aus Elastomer gefertigt. Aufgrund mangelnder Eigenelastizität werden üblicherweise O-Ringe als Vorspannelemente verwendet, die den Dichtring

dauerhaft an die Gegenlauffläche anpressen und die statische Abdichtung (Sekundärabdichtung) leisten.

2.1.2 Werkstoffe für Rotordichtringe

Für die Dichtringkomponenten kommen verschiedene Werkstoffe zum Einsatz, die im Folgenden vorgestellt werden.

2.1.2.1 Polytetrafluorethylen – Compounds (PTFE – Compounds)

Die meisten handelsüblichen Gleitringe werden aus PTFE-Compounds gefertigt. PTFE, als sehr reibungsgünstiger und gleichzeitig temperatur- und medienunempfindlicher Werkstoff bekannt, ist ein weitverbreiteter Werkstoff in der Dichtungstechnik. Um der hohen mechanischen Belastung im Gleitring standzuhalten, werden verschiedene Füllstoffe verwendet, die dem reinen PTFE vor dem Sinter- oder Extrusionsprozess zugegeben werden. Kohle, Grafit, Glas, Kohlefaser, Polyimid oder Bronze sind gängige Füllstoffe für Gleitringe. Je nach Compoundierung werden Dauergebrauchstemperaturen deutlich über 200 °C erreicht.

2.1.2.2 Polyurethan (TPE, TPU)

Die Eigenschaften von Polyurethan lassen sich durch Variation der Bestandteile, Beigeben von Füllstoffen und Modifizieren des Verarbeitungsprozesses stark verändern. Weiterentwicklungen an diesem Werkstoff haben dazu geführt, dass seit wenigen Jahren Polyurethan als Gleitringwerkstoff im Bereich der Rotordichtungen Anwendung findet. Seine Vorteile liegen im hohen Verschleißwiderstand und bei den variablen Fertigungsmöglichkeiten durch Spritzgießen und Spanen. Der Werkstoff erträgt dauerhaft nur Temperaturen unter 100 °C, zeigt höhere Reibkräfte (im Vergleich mit vielen anderen Kunststoffen) und ausgeprägtes Ruckgleiten (Stick-Slip). Verträglichkeitsprobleme treten mit Hydrauliköl nicht auf, allerdings sind wasserhaltige Kühlschmierstoffe problematisch.

2.1.2.3 Polyketon (PK, PEK)

Polyketon (auch Polyetherketon) ist eine Werkstoffentwicklung der letzten Jahre und wurde erstmals Mitte der 90er Jahre vorgestellt. Es gilt als Werkstoff mit günstigen mechanischen Eigenschaften und geringer Relaxation bei guter Wärmeformbeständigkeit. Der Werkstoff ist vergleichsweise steif (Elastizitätsmodul etwa doppelt so hoch wie der von PTFE-Compounds), erreicht allerdings nicht die Härtewerte von Stützringwerkstoffen (vgl. 4.2.2.5) und lässt sich im Spritzgießverfahren verarbeiten. Polyketon ist beständig gegen Mineralöle und Wasser und ist ebenfalls bis 100 °C dauertemperaturbeständig. /1, 2/. Die unter dem Handelsnamen Carilon (Shell) oder Keto-

nex (BP) hergestellten Kunststoffe werden derzeit aufgrund von Absatzschwierigkeiten nicht hergestellt /3/.

2.1.2.4 Ultrahochmolekulares Polyethylen (UHMW-PE)

Als moderat verschleißender Werkstoff bei gleichzeitig ähnlich gutem Reibungsverhalten wie PTFE ist UHMW-PE bekannt geworden. Vergleichende Untersuchungen belegen UHMW-PE sogar niedrigere Reibwerte als PTFE /4/. Der Werkstoff ist relativ zäh und linearelastisch. Allerdings liegt die Streckgrenze im Vergleich zu anderen Kunststoffen für Rotordichtringe vergleichsweise niedrig. Die Dauergebrauchstemperatur liegt unterhalb von 80 °C und ist damit sehr niedrig.

2.1.2.5 Polyoxymethylen (Polyacetal, POM) und Polyamid (PA)

Zu einigen Dichtringen gehören Stützringe, die den Extrusionsspalt ganz oder teilweise abdecken. Die Stützringe sind, soweit vorhanden, aus steifen, mechanisch festen Kunststoffen gefertigt. Polyacetal oder Polyamid sind geeignete Werkstoffe. Sie haben gute Gleiteigenschaften, hohe Verschleißfestigkeit und eine Dauergebrauchstemperatur von bis zu 100 °C. Vor allem bei Polyamiden sind Eigenschaften in einem weiten Bereich änderbar. Beispielsweise gibt es Polyamide mit einer Dauergebrauchstemperatur bis 130 °C, die allerdings nicht als Stützringe verwendet werden.

2.1.2.6 Kautschuk Elastomere

Es gibt nur noch wenige Rotordichtringe, die den dynamischen Dichtkontakt (an der Gleitfläche mit der Welle) mit Gummi bilden. NBR-Elastomere (bis 100 °C) oder das temperaturfestere HNBR (bis 130 °C) werden vereinzelt verwendet. Die Reibkräfte dieser Elastomere sind im Vergleich zu Kunststoffen hoch. Die Hauptschwachpunkte sind niedrigere Verschleißfestigkeit als Polyurethan und niedrigere Temperaturbeständigkeit als PTFE. Vor allem die Verschleißfestigkeit kann durch eine Gewebeverstärkung des Elastomers verbessert werden. Auch können so höhere Steifigkeiten erzeugt und damit unter Druck eine bessere Formstabilität erreicht werden. Allerdings sind die Fertigungskosten solcher Dichtringe wesentlich höher als die der Ringe aus spritzbaren Werkstoffen.

Häufig sind Gummiteile Bestandteile von Rotordichtungen um Vorspannung aufzubringen und/oder an den statischen Dichtkontakten abzudichten. Bleibende Elastizität und gute Anpassungsfähigkeit an die oft rauen Nutwände sind hier gefordert. Zudem dienen die nachgiebigen Elastomerteile oft als Toleranzausgleich. Überwiegend werden für diese Aufgaben NBR oder FKM Elastomere in Form von O-Ringen mit Härtewerten um 70 Shore A eingesetzt.

2.1.3 Gegenlauffläche

Die wellenseitige Gegenlauffläche bedarf besonderer Bearbeitung um Welleneinlauf zu vermeiden und den Verschleiß am Dichtring so gering wie möglich zu halten. In den letzten Jahrzehnten hat sich die gehärtete und geschliffene Stahlfläche bewährt. Bei Rauheiten um R_Z = 1 µm (Herstellerempfehlungen 0,4…1…2,5 µm) und Härtewerten über 60 HRC funktioniert diese Oberfläche mit den meisten Dichtringwerkstoffen gut. Vereinzelt erlauben die Hersteller auch wesentlich weichere Wellen (min. 45 HRC). Bei alternativ gefertigten Wellenoberflächen sind sich die Hersteller bei den Empfehlungen uneinig bzw. widersprechen sich die Angaben in den Katalogen. Hartgedrehte und weiche Gegenlaufflächen wurden in /5/ untersucht. Speziell Hartgedrehte Gegenlaufflächen erwiesen sich als grundsätzlich geeignete Alternative.

2.1.4 Gehäusenut

Die Nut wird meist gedreht und nicht weiter nachbearbeitet. In der Praxis kommen neben Stahl- auch Grauguss- oder Aluminiumgehäuse vor. Bezüglich der zulässigen Rauheiten der Nutwände und des Nutgrunds herrscht bei den Herstellern von Dichtringen Uneinigkeit. Tabelle 2.1 zeigt die Spannweite der verlangten Rauheiten, wobei die Dichtringhersteller i. d. R. nur einen der drei Kennwerte angeben.

Tabelle 2.1: Spannweite der Rauheitsvorgaben der deutschen Hersteller

		Ra (µm)	Rmax (µm)	Rz (µm)
Nutgrund	min.	0,8	6,3	4
	max.	1,6	16	10
Nutwand	min.	1,6	15	10
	max.	3,2	16	10

Viele Dichtringbauformen sind an die Gehäusenutmaße nach ISO 7425-2 /6/ angepasst. Dadurch sind diese Dichtringe durch andere Bauformen austauschbar.

2.1.5 Einbauumgebung

Vor allem in Rundschalttischanwendungen findet man mehrere Rotordichtringe, die in aufeinanderfolgenden Nuten eingeschnappt werden und wechselseitig abdichten, Bild 2.2 a). Bauformen, die nur einseitig abdichten können, findet man kaum.

Es gibt keine formschlüssige Sicherung, die den Dichtring in Umfangsrichtung mit dem Gehäuse fixiert (vgl. Kap. 2.2.1). Axial geklemmte Dichtringe (Bild 2.2 b)) werden aufgrund des konstruktiven Aufwands (geteilte Nut) nur selten verbaut.

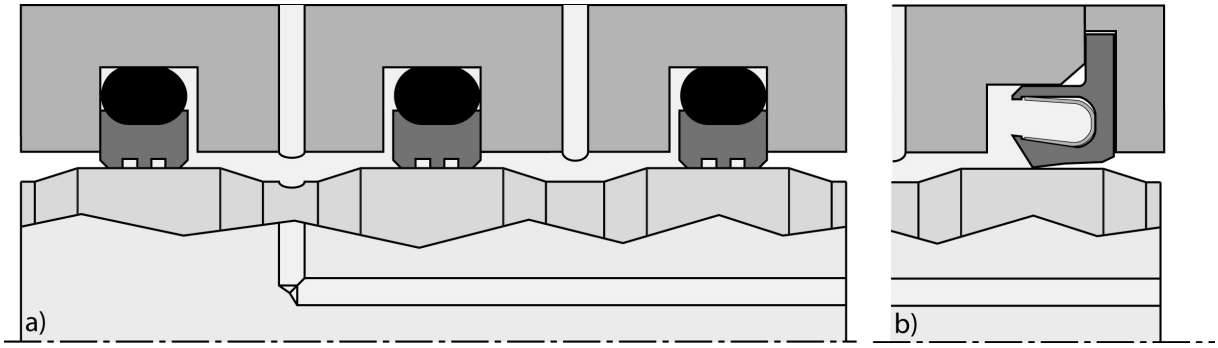


Bild 2.2: a) Praxisübliches Einbaubeispiel; b) Axial geklemmter Dichtring

Einige Hersteller empfehlen, die wellenseitigen Bohrungen zur Öleinspeisung im Durchmesser zurückzusetzen /7/.

2.2 Schwierigkeiten beim Abdichten mittels Rotordichtungen

Das Abdichten hoher Drücke mittels Rotordichtungen bringt einige Schwierigkeiten mit sich, die zu Problemen in den Anwendungen führen.

2.2.1 Relativbewegung an statischen Dichtstellen (sog. Mitrotieren)

Da die meisten Bauformen von Rotordichtungen keine formschlüssige Verdrehsicherung aufweisen, kann am statischen Dichtkontakt eine Bewegung auftreten. Das Vorspannelement aus Elastomer nimmt durch die entstehende Reibungswärme oder durch Verschleiß schaden. Ggf. verschleißt der Gleitring an seiner Kontaktfläche mit der niederdruckseitigen Nutwand. Es ist bekannt, dass Dichtringe (Bild 2.1) auf großen Wellendurchmessern öfter Schäden durch Mitrotieren zeigen als auf kleinen.

In /8/ wurden theoretische Betrachtungen zur Reibung zwischen den Kontaktflächenpaaren Welle-Dichtring und Dichtring-Vorspannelement am Dichtringtyp RS der Firma Parker Hannifin GmbH durchgeführt. Dabei wurde der anhand FE-Rechnungen ermittelte Kontaktpressungsverlauf zugrunde gelegt und die Reibkraft anhand angenommener Reibwerte bestimmt. Eine Sicherheit gegen Mitrotieren von S=3 konnte berechnet werden. Im Versuch trat dennoch Mitrotieren auf.

2.2.2 Wurmeffekt

Liegt die Welle nicht koaxial sondern exzentrisch zum Nutgrund, kann es zum sogenannten Wurmeffekt kommen. Dreht sich die Welle, kann es nun passieren, dass der O-Ring langsam wurmartig über den Umfang wandert und sich vor der durch die Exzentrizität bedingten Engstelle aufstaut, Bild 2.3. Nach dieser Engstelle gerät der O-Ring unter Zug. Er wird dünner, wodurch die radiale Vorpressung abnimmt. Geht man

am Umfang weiter, nimmt die radiale Spalthöhe (Nuttiefe) wieder zu und der O-Ring muss einen höheren Spalt (größere Nuttiefe) mit ausreichender Vorpressung abdichten. Hier kann es nun zu Undichtheiten kommen, falls der O-Ring die notwendige Vorpressung nicht mehr erreicht.

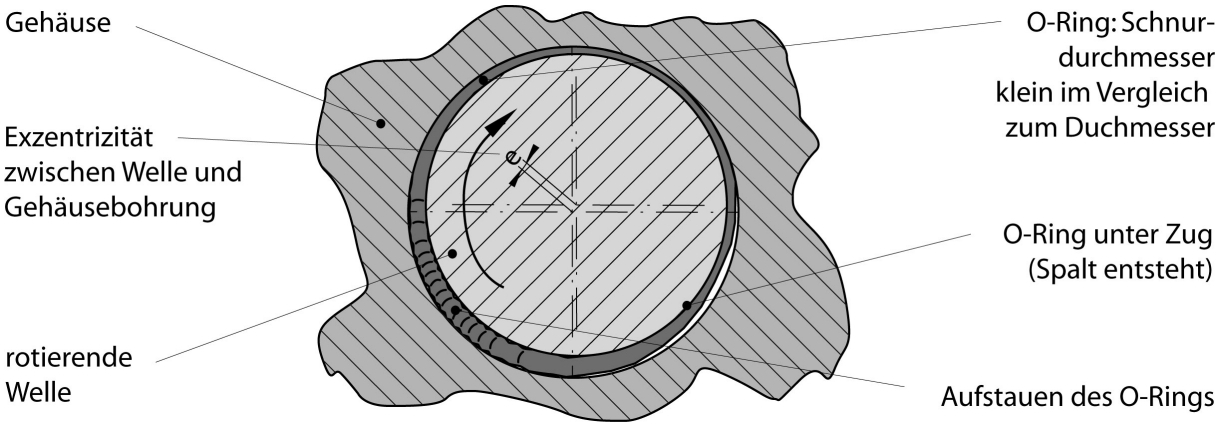


Bild 2.3: Wurmeffekt bei großen Wellendurchmessern

Ungünstig sind große Exzentrizität, kleine O-Ring-Schnurdurchmesser und großer Wellendurchmesser. Große Wellendurchmesser sind deshalb kritisch, weil hier bei den Rotordichtungen das Verhältnis Schnurdurchmesser zu Wellendurchmesser ungünstig ist (Beispiel: Größter Standard O-Ring Durchmesser für 650 mm Wellendurchmesser: 7 mm; Gängiger Standard O-Ring Durchmesser für 65 mm Wellendurchmesser: 3,53 mm, /7/)

2.2.3 Verschleiß

Im dynamischen Dichtkontakt herrscht Mischreibung. Das führt zu Verschleiß. Maßgeblichen Einfluss auf den Verschleiß hat neben der Schmierung auch der Dichtringwerkstoff. Er ist nicht nur entscheidend für den Abrieb des Dichtrings selbst, sondern auch für den Einlauf der Welle. Die Einlagerung von harten Partikeln im Dichtring führt bei Wellendichtringen zu Einlaufspuren auf der Welle. Füllstoffe in PTFE-Compounds können ebenfalls abrasiv wirken.

Wellenseitig ist nicht nur die Härte, sondern auch die Mikrostruktur der Oberfläche entscheidend für das Ausmaß von Welleneinlauf und Dichtringverschleiß.

2.2.4 Extrusion

Die zulässige Spalthöhe wird in den Herstellerkatalogen in der Regel in Abhängigkeit vom anliegenden Systemdruck und Dichtring angegeben. Für hohe Drücke (30 MPa) liegen die maximalen Spalthöhen im Bereich von 0,2 mm. Der Extrusionswiderstand ist werkstoff- und temperaturabhängig. Elastomerelemente ohne Stützring benötigen eine gewisse Mindesthärte, um ausreichend extrusionsstabil zu sein. Beispielsweise

werden von Herstellern von Elastomerdichtringen für den o. g. Spalthöhenbereich für Drücke um 10 MPa eine Härte von 90 Shore A empfohlen /9/.

2.2.5 Reibmoment und Losbrechreibung

Bei hohem Druck werden die Dichtringe stark an die Gegenlauffläche angepresst. Werden bei einer großen Dichtfläche keine schmierungsverbessernden Maßnahmen eingeleitet, kommt es zu sehr hohen Reibkräften. Besonders bei großen Durchmessern wird das Reibmoment hoch, da sich der Durchmesser in zweiter Potenz auf das Reibmoment auswirkt.

Von Losbrechverhalten wird gesprochen, wenn die Losbrechreibung (Haftreibung) größer ist als die Gleitreibung und es so zu einem Sprung im Reibmoment (Losbrechmoment) beim Übergang vom Haften zum Gleiten kommt. Zeigen Dichtungen ausgeprägtes Losbrechverhalten, führt das zum Ruckgleiten (Stick-Slip) bei langsamen Bewegungen und zu Schwierigkeiten beim Positionieren im Betrieb der Maschine.

2.2.6 Verdrehen der statischen Dichtungen bei Wechseldruck

Bei mehrstufigen Drehübertragern kann die Dichtung, die zwischen zwei Druckräumen eingebaut ist, abwechselnd von beiden Seiten mit Druck beaufschlagt werden. Dabei wird der Dichtring von einer Nutwand zur gegenüberliegenden bewegt. Bei ungünstigen Reibverhältnissen kann sich der O-Ring über dem Gleitring immer weiter verdrillen. Dadurch schnürt er sich ein und kann letztendlich seine Aufgabe, die statische Dichtstelle leckagefrei abzudichten, nicht mehr erfüllen.

2.2.7 Überhitzung durch Bewegung

Einige Hersteller geben in ihren Katalogen Obergrenzen für ihre Dichtung für das Produkt aus Umfangsgeschwindigkeit und Druck an, den sogenannten p·v-Wert. Andere Hersteller beschränken sich auf die maximal zulässige Umfangsgeschwindigkeit und den maximal zulässigen Druck. Gleichzeitiges Belasten der Dichtung mit hohem Druck und hoher Geschwindigkeit bedingt eine starke Temperaturerhöhung durch die Reibwärme im Dichtkontakt. Die Dichtung fällt durch Überhitzung aus. Noch schwerer sind die Betriebsgrenzen abzuschätzen, wenn die Last zeitlich veränderlich ist und der Dichtring z.B. nach kurzer hoher Belastung in längeren Stillstandszeiten wieder abkühlen kann.

2.3 Literatur

Rotordichtungen für hohen Druck finden nur ein eng begrenztes Anwendungsfeld und sind daher auch nur selten Gegenstand von Veröffentlichungen. Allgemeine Gestaltungsregeln zu Drehübertragern gibt es nicht. Hersteller von käuflich erwerbbaren Drehübertragern geben in ihren Produktkatalogen keine detaillierten Informationen zur verwendeten Abdichtung an.

Zu Rotordichtungen selbst gibt es zwei wissenschaftliche Abhandlungen. Einen Lösungsansatz zum radialen Abdichten von hohem Druck zeigt /10/ auf. Dort wurden O-Ringe für den Druckbereich bis 20 MPa untersucht, das Prinzip einer axial gewellten Dichtkante vorgestellt und Auslegungsrichtlinien erarbeitet. Darüber hinaus wurde ein Dichtkantenring aus einem PTFE-Compound mit gewellter Dichtkante entwickelt und vorgestellt. In /8/ sind die Ergebnisse eines Forschungsprojekts dokumentiert, das sich mit Rotordichtungen beschäftigt hat. Das Projekt war schwerpunktmäßig auf die Abdichtung von biologisch schnell abbaubaren Druckflüssigkeiten ausgerichtet. Im Rahmen des Projekts wurden zwei handelsübliche Dichtprofile sowie zwei Experimentaldichtringe untersucht. Als zentrales Ergebnis des Projekts wird eine Wellung der Dichtkanten vorgeschlagen. Teilergebnisse wurden in /11/ und /12/ veröffentlicht. Abgesehen von /13/, auf dessen Ergebnisse diese Arbeit aufbaut, stellen diese beiden Veröffentlichungen die einzigen unabhängigen wissenschaftlichen Arbeiten auf dem Gebiet der Rotordichtungen dar.

Herstellerseitige Veröffentlichungen für den Bereich Rotordichtungen sind vorhanden /14, 15, 16, 17, 18, 19/, dienen jedoch vor allem der Vorstellung des Produktprogramms. Konkrete Aussagen über das Verhalten hinsichtlich Reibung und Verschleiß machen /15/ und /16/. Herstellerkataloge enthalten nur in einem Fall /7/ Informationen über das Betriebsverhalten der Dichtungen. Lediglich ausführliche Informationen zur Montage sind in einigen Herstellerkatalogen zu finden /7/.

Es gibt einige Patente zu hochdruckdichtenden Rotordichtungen, die nach ihrer inhaltlichen Ausrichtung unterteilt werden können. Viele dieser Patente befassen sich im Kern mit einer Verbesserung bzw. dem Erreichen der Dichtfunktion im Allgemeinen /20, 21, 22, 23, 24/. Es werden Ansätze zur wechselseitigen Druckabdichtung /25/ und besserer Fertigbarkeit des Dichtrings beschrieben /26/, sowie eine Berücksichtigung der Verformungen durch den Druck ohne Funktionseinbußen /27/. Eine ähnliche Anzahl an Patenten beschäftigt sich detailliert mit dem Reduzieren der Reibkräfte. Hierbei werden verschiedenen Formen von Schmierhilfen vorgeschlagen wie beispielsweise die Ondulierung der Dichtfläche /28, 29, 30/, Öltaschen /31/ und Bohrungen im Dichtring, die Öl in die Dichtkontaktfläche mit der Welle bringen sollen /32/. Des Weiteren sind Ideen patentiert, um die Dichtkontaktfläche zu reduzieren /33/, die im Wesentlichen auf Nuten in Umfangsrichtung der Gleitfläche des Dichtrings bauen bzw. eine spitzförmige Dichtkante vorschlagen /34/. /35/ und /36/ greifen auf stählerne Stützstrukturen im Dichtring zurück, um die Anpressung durch den Druck zu reduzieren. Zudem sind Patente zu finden, die die druckverursachte Verformung nutzen um die druckbelastete Fläche oder die Dichtkontaktfläche zu reduzieren /37, 38, 39, 40/. Einige wenige Patente gehen näher auf Lösungsmöglichkeiten zum Problem des

Mitrotierens des Dichtrings mit der Welle ein. /41/ versucht dies durch einen halbkreisförmigen Dichtring mit kleiner Dichtkontaktfläche mit der Welle und gibt über /42/ an, dass die darin beschriebenen Maßnahmen mittels eines formschlüssigen Stiftes zwischen Gleitring und Vorspannring nicht ausreichend sind und die Dichtung zerstören können. Im Patent /43/ wird ein einteiliger Rotordichtring vorgeschlagen. Eine Optimierung des erforderlichen Einbauraumes findet sich nur in /44/, der die für einen Drehübertrager notwendigen zwei Dichtringe in einen Dichtring integriert und das Öl durch eine Bohrung im Dichtring führt.

Die Patentanmeldungen zeigen an ihrer Vielzahl und inhaltlichen Ausrichtung, dass in erster Linie eine Reduzierung der Reibung angestrebt wird. Nur wenige Patente gehen darüber hinaus und beschäftigen sich damit bspw. Ausfallursachen wie Mitrotieren zu minimieren. Einige der beschriebenen Lösungen sind wenig praxistauglich. Zum Teil ist es äußerst fragwürdig, ob eine Funktion in der beschriebenen Weise gegeben ist.

Es lässt sich festhalten, dass es weder eine dokumentierte Übersicht zu Problemen bei Rotordichtringen noch Auslegungsrichtlinien oder fundierte Konstruktionshilfen für Dichtringe (außer bzgl. Ondulierung in /10/) oder Einbauumgebung gibt und nahezu keine Dokumentation zum Verhalten im Betrieb existiert. Die Funktionsbeschreibungen im Großteil der Patentliteratur zeigen, dass das Wissen um Funktionsweise und Ausfallursachen nach wie vor lückenhaft ist.

3 Prüfeinrichtungen

Auf den folgenden Seiten wird der Rotordichtungsprüfstand, der im Rahmen der Arbeit entwickelt und aufgebaut wurde, vorgestellt. Außerdem werden alle anderen relevanten Prüfstände und Messvorrichtungen beschrieben.

3.1 Rotordichtungsprüfstand

Dieser Prüfstand ermöglicht die Untersuchung von Rotordichtungen in Drehüber–trageranordnung unter praxisähnlichen Bedingungen, wie sie z. B. in Bearbeitungszentren und Drehmaschinen (B-Achse, Greifer) vorliegen. Aus den damit durchgeführten Versuchen werden unter Variation dichtungstechnisch relevanter Parameter Aussagen über das Verhalten bei dynamischer Beanspruchung der Dichtungen gewonnen.

Grundprinzip

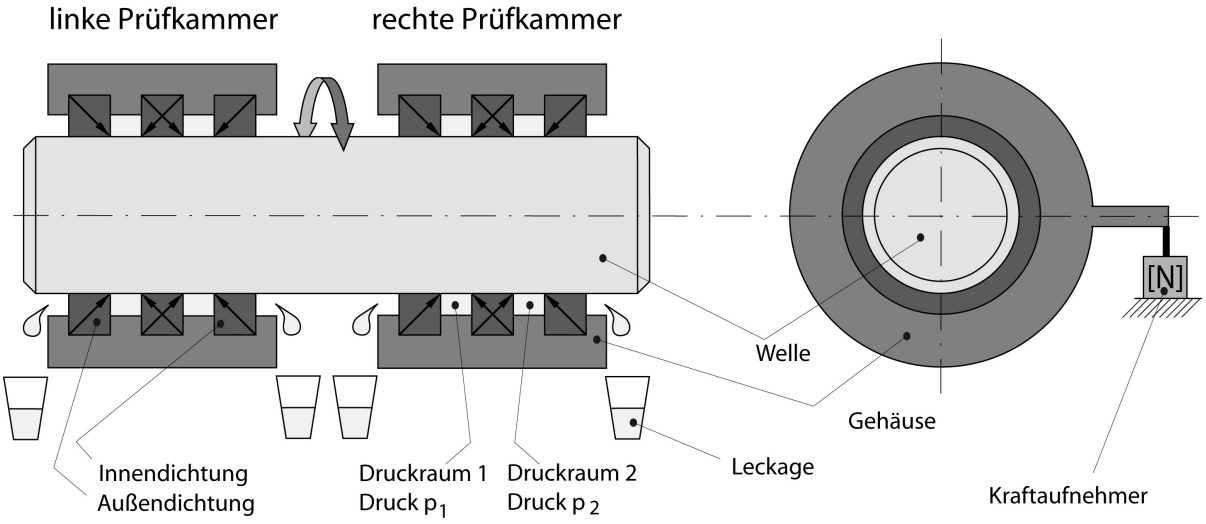


Bild 3.1: Prinzip des Rotordichtungsprüfstands

Bild 3.1 zeigt den Prüfstand schematisch. Zwei identisch aufgebaute Prüfkammern können unabhängig voneinander Messwerte liefern. Jede Kammer hat zwei Druckräume, die unabhängig voneinander temperiertes, druckbeaufschlagtes Öl führen können und von den Prüfdichtungen gegen die Umgebung bzw. gegeneinander abgedichtet werden. Der Druck wechselt dabei in beliebig einstellbaren Zeitabständen zwischen 0 MPa und einem Druck < 30 MPa. Unabhängig davon finden konstante Wellenrotationsbewegungen oder Drehungen um definierte Winkel statt. Schwenkbewegungen mit vorgegebenem Drehwinkel, denen ggf. Stillstandszeiten folgen, können auch reversierend erfolgen.

Die von den Dichtungen erzeugten Reibkräfte werden auf das reibungsarm gelagerte Gehäuse übertragen und dort über einen Hebel auf einem Kraftaufnehmer abgestützt. Das niederdruckseitig als Leckage ausgetretene Öl wird aufgefangen und quantitativ erfasst.

Konstruktiver Aufbau

Bild 3.2 zeigt den Gesamtaufbau des Prüfstands. Den Antrieb bildet ein 22 kW Drehstrom-Asynchronmotor, über den alle Positioniervorgänge sowie Momenten- und Drehzahlrampen erzeugt werden. Der Motor ist zur Untersetzung an ein Kegelstirnradgetriebe mit zweiseitigem Abtrieb angeflanscht. Direkt am Getriebe ist die Mechanik um die Prüfkammern angeschraubt. Die Versuchstemperatur wird über Temperieraggregate geregelt. Das temperierte Wasser durchströmt die Dichtringaufnahme mäanderförmig. Austretende Leckage tropft in dünne Kunststoffröhrchen ab. Der Füllstand der Röhrchen und damit die Leckage wird über den Druck der Flüssigkeitssäule mittels Drucksensoren gemessen.

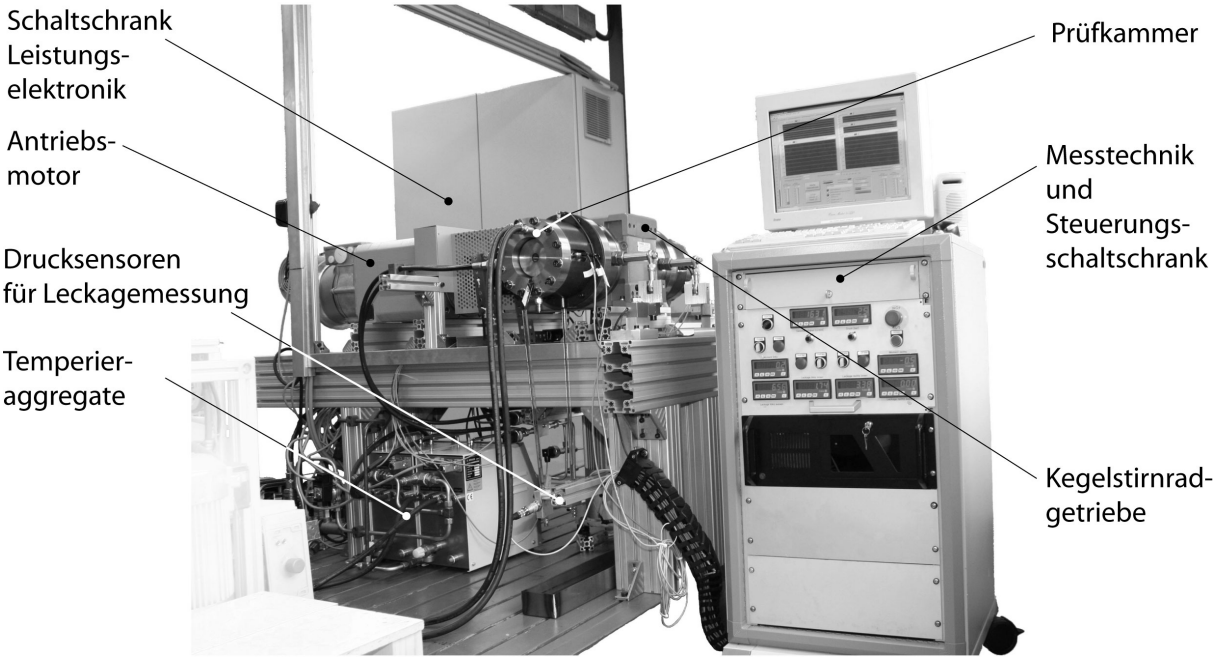


Bild 3.2: Gesamtaufbau Rotordichtungsprüfstand

Leistungselektronik und Mess- bzw. Steuerungstechnik sind räumlich getrennt aufgebaut. Alle Vorgaben werden über den PC eingestellt, einfache Prüfprogramme können über mechanische Schalter vorgegeben werden.

Das Kernstück des Prüfstands bilden die Prüfkammern und ihre Umgebung, Bild 3.3. An sie werden Temperierung und Hydraulik über Schläuche angeschlossen. Jede Prüfkammer hat zwei Temperaturmessstellen, jeweils eine zur Temperaturregelung bzw. -aufzeichnung.

Den detaillierten konstruktiven Aufbau zeigt Bild 3.4. In der Abtriebswelle des Kegelstirnradgetriebes wird eine Prüfwelle mittels eines Hydro-Spannsatzes gespannt.

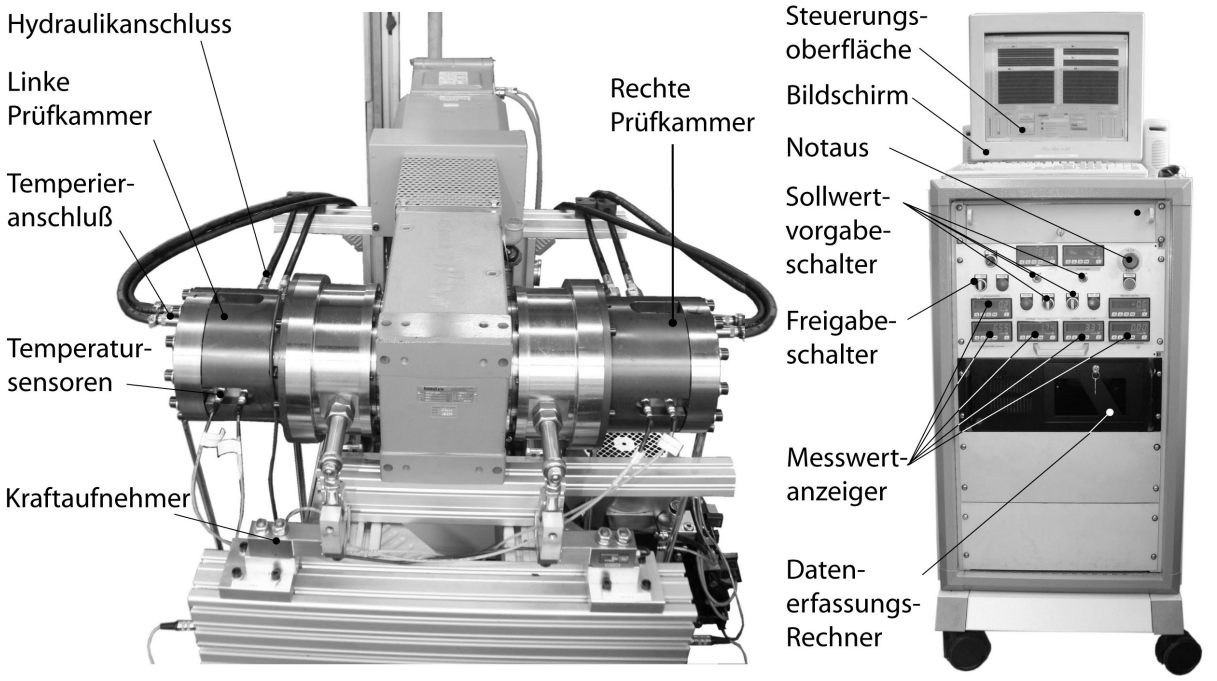


Bild 3.3: Prüfkammern (li.) sowie Steuerungs- und Messtechnikschaltschrank (re.)

Die Dichtringe dichten auf dieser Prüfwelle. Sie sind in den Dichtungsaufnahmen montiert, die entweder zwei oder drei Dichtringe aufnehmen können (2fach bzw. 3fach Anordnung; Bild 3.4 links bzw. rechts). Die Dichtringaufnahme kann dabei mehrteilig (vgl. Bild 3.4) oder aus einem Stück gefertigt sein. Das Prüfkammergehäuse nimmt die Dichtringaufnahme auf und ist über einen Flansch reibungsarm mittels leicht vorgespannter Hybrid-Spindellager gelagert.

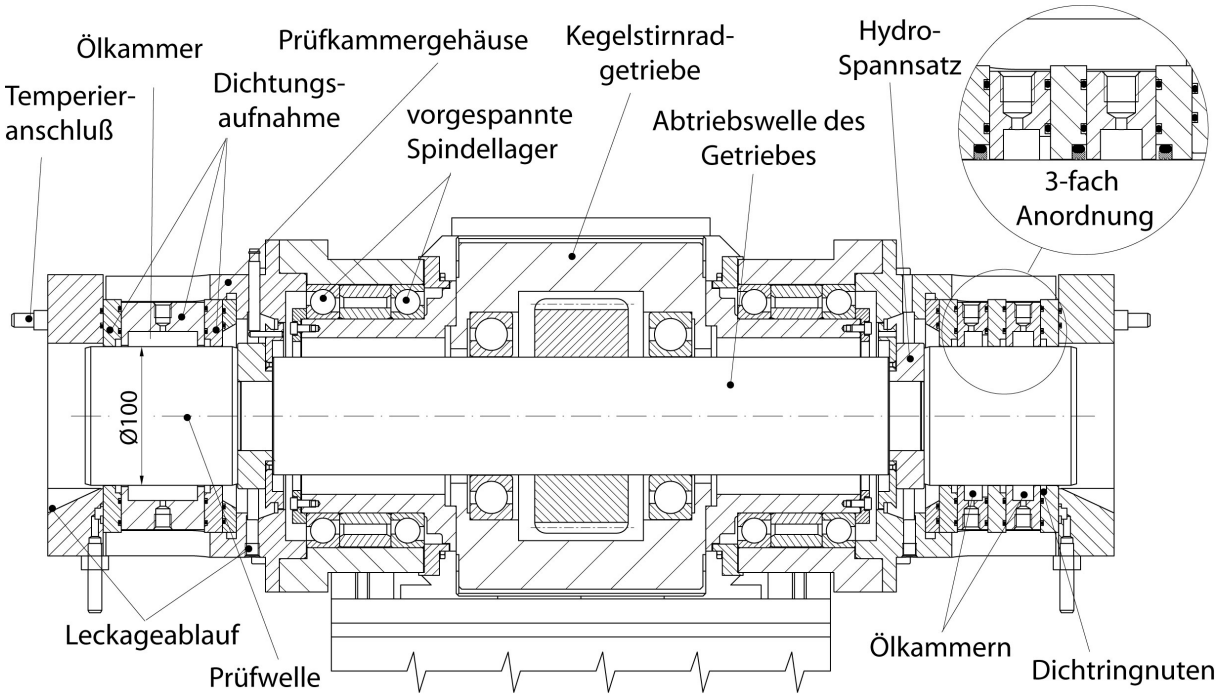


Bild 3.4: Vereinfachte Schnittzeichnung, maßstäblich

3.2 Tribo-Prüfstand

Die Anpressung hat Einfluss auf den Verschleiß und wird bei realen Dichtsystemen durch die Dichtringgeometrie beeinflusst. Geometrie und somit Anpressung ändern sich im Betrieb realer Dichtungen. Am Tribo-Prüfstand ist es möglich, Anpressung bzw. Verschleiß einer Werkstoffprobe während des Versuchs zu regeln bzw. zu messen und somit über die Versuchszeit diesbezüglich gleichbleibende Bedingungen zu schaffen.

Grundprinzip

Eine Werkstoffprobe wird unter dichtungsähnlichen Bedingungen auf Verschleiß und Reibung hin untersucht. Alle Werkstoffproben können sich in Material, nicht aber in Geometrie unterscheiden. Das Prinzip der Verschleißprüfung ist in Bild 3.5 dargestellt. Wird der Innenraum mit Öl geflutet, dichtet die ringförmige Probe diesen Raum nach außen ab. Dadurch wird der Kontakt zwischen ringförmiger Probe und Scheibe geschmiert. Trotz Verschleiß der Probe kann mit diesem Versuchsprinzip die Anpressung im Versuch konstant gehalten werden und es stellen sich ähnliche tribologische Verhältnisse wie bei Radialdichtungen ein.

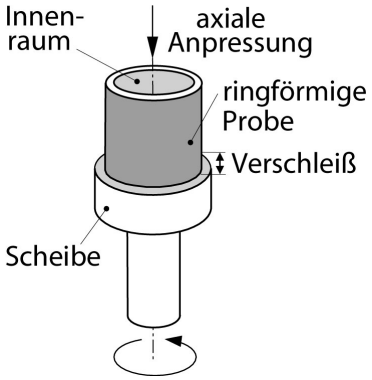


Bild 3.5: Verschleißprüfung

Konstruktiver Aufbau

Kernstück des Tribo-Prüfstandes ist eine aerostatisch gelagerte Prüfkammer mit einer Aufnahmevorrichtung für den Prüfkörper, Bild 3.6. Die aerostatische Lagerung der Prüfkammer ist erforderlich um kleinste Änderungen der Reibung messen zu können. Eine Kraftmessdose erfasst die Reibkraft und verhindert ein Mitrotieren der Prüfkammer. Um gleich bleibende Versuchsbedingungen sicherzustellen, wird die Temperatur in der Prüfkammer über eine externe Temperierung geregelt. Ein Widerstandsthermometer misst die Temperatur in der Nähe der Dichtflächen. Über einen Drehübertrager und eine hohle Antriebswelle wird die abzudichtende Flüssigkeit eingespeist. Die austretende Leckage wird von der rotierenden Tellerprobe abgeschleudert und in einem Leckagebehälter aufgefangen. Die axiale Anpressung des Prüfkörpers wird über eine gesteuerte hydraulische Kraftstelleinrichtung aufgebracht und über einen im Kraftfluss angeordneten Sensor gemessen. Der Verschleiß des Prüfkörpers wird anhand der axialen Verschiebung der Prüfkammer mithilfe eines Wegaufnehmers ermittelt.

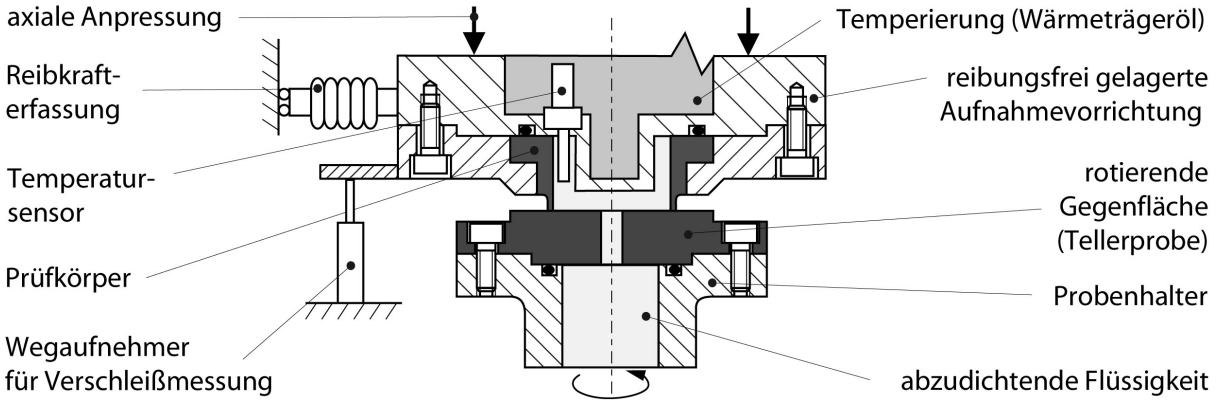


Bild 3.6: Funktionsprinzip des Tribo-Prüfstands

3.3 Einzeldichtungsprüfstand

An diesem Prüfstand können Messungen an einer einzelnen Dichtung durchgeführt werden. Der Druck ist dabei auf 5 MPa begrenzt.

Grundprinzip

In einer reibungsfrei gelagerten Kammer dichtet ein Dichtring den öldruckbeaufschlagten Kammerinnenraum gegen die Umgebung ab, indem er einen dynamischen Dichtkontakt mit einer sich drehenden Welle bildet. Das Reibmoment der Dichtung wird gemessen. Hierzu wird das Drehmoment auf die Prüfkammer erfasst, das auf einem Kraftaufnehmer abgestützt wird. Die Prüfkammer muss hierzu radial und axial reibungsarm gelagert sein.

Konstruktiver Aufbau

Die konstruktive Ausführung geht aus Bild 3.7 und Bild 3.8 hervor. Der Prüfstand hat zwei Kammern. Jede Kammer wird von einer Prüfdichtung nach außen abgedichtet. Die linke Kammer dient dazu, das Öl unter Druck in die Welle einzuspeisen und die Welle hydraulisch zu entlasten. Auf der rechten Seite sitzt die eigentliche Prüfdichtung in einem aerostatisch gelagerten Gehäuse. Das durch Reibung erzeugte Drehmoment auf das Gehäuse wird über einen Kraftaufnehmer abgestützt. Die Welle wird mit einem Motor über einen Riementrieb angetrieben.

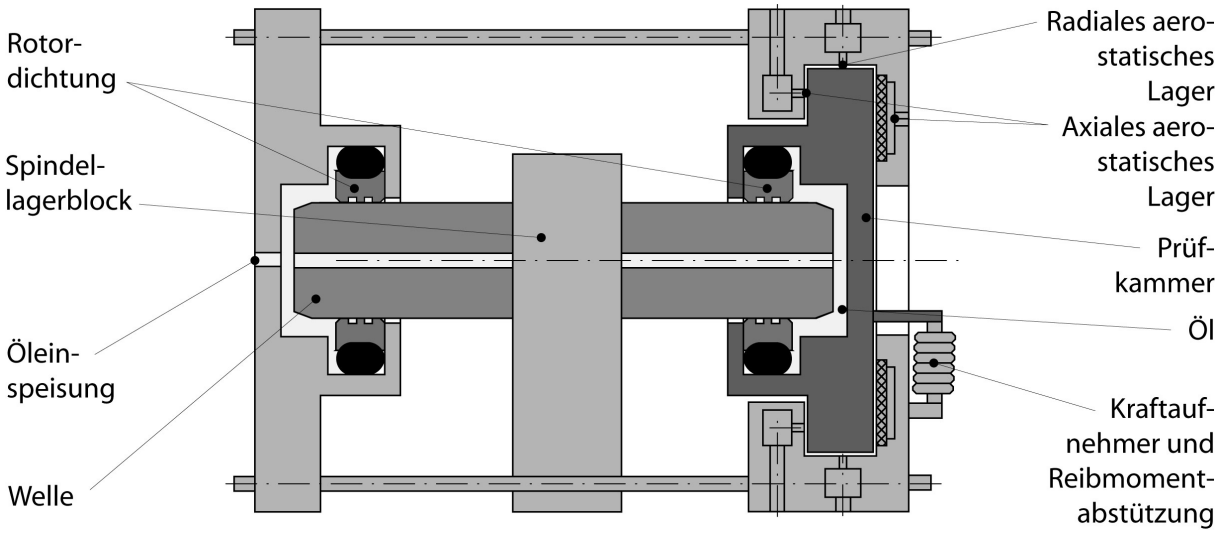


Bild 3.7: Prinzip des Einzeldichtungsprüfstands

Temperiert wird die rechte Kammer durch eine Rohrwendel in der Prüfkammer, die von Temperieröl aus einem Temperieraggregat durchströmt wird. Die Temperatur wird über Widerstandsthermometer in der Kammer gemessen.

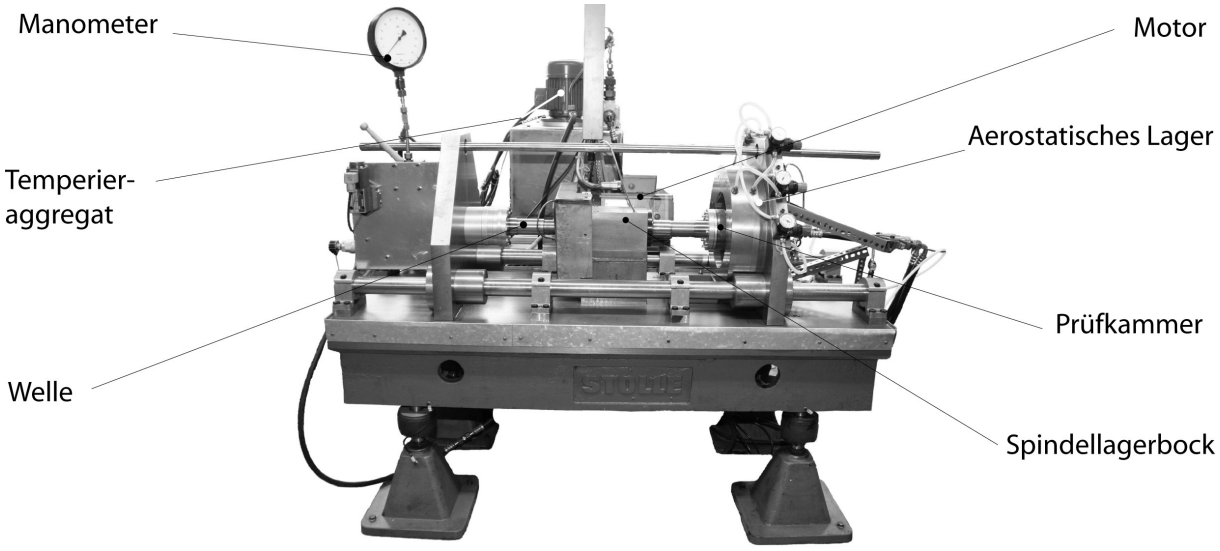


Bild 3.8: Einzeldichtungsprüfstand

3.4 Extrusions-Prüfstand

Der Extrusionsprüfstand dient dazu, den Extrusionswiderstand verschiedener Werkstoffproben bestimmen zu können.

Grundprinzip

Eine Werkstoffprobe wird aufgrund lange andauernder mechanischer Belastung durch einen hohen Öldruck bleibend verformt und extrudiert so in einen definierten Spalt.

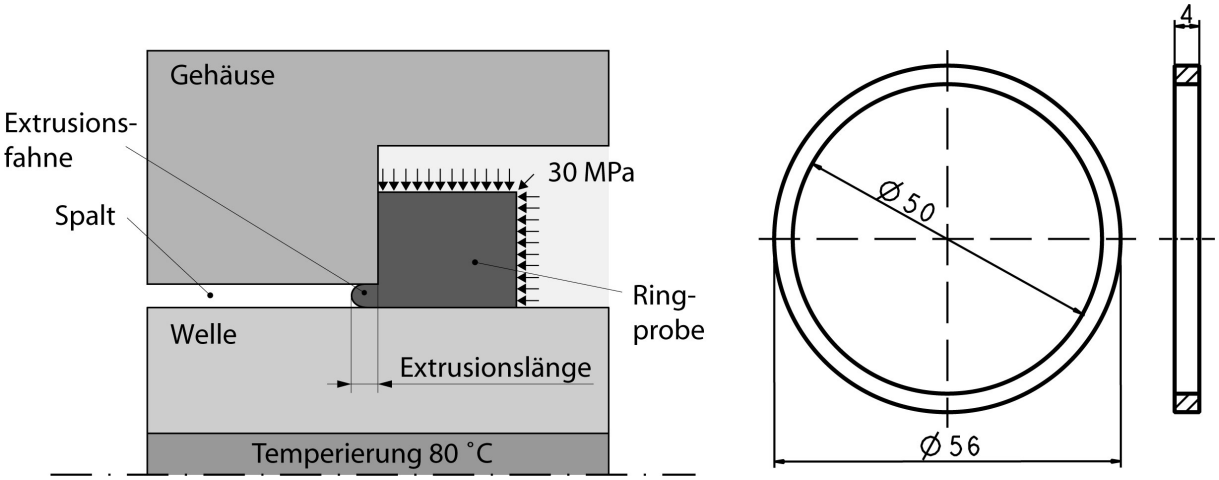


Bild 3.9: Prinzip der Extrusionsprüfung und Probengeometrie

Die Probe wird an ihrer Kontaktfläche zur Welle einer erhöhten Temperatur ausgesetzt.

Konstruktiver Aufbau

Die Prüfkammer besteht aus einem Mittelstück, mit dem die Prüfkammerdeckel verschraubt werden. Zwischen Prüfkammerdeckel und Welle ergibt sich ein radialer Extrusionsspalt von 0,5 mm. Um statische Dichtheit sicherstellen zu können, wird die Probe mittels eines O-Rings axial leicht vorgespannt, Bild 3.10. Der O-Ring ist am Umfang mehrfach unterbrochen und lässt das Öl zur Probe hin durch. Die Welle ist in Führungsbändern aus der Hydraulik zentrisch geführt. Die Führungsbänder sind axial geschlitzt, um keine abdichtende Wirkung zu erzielen.

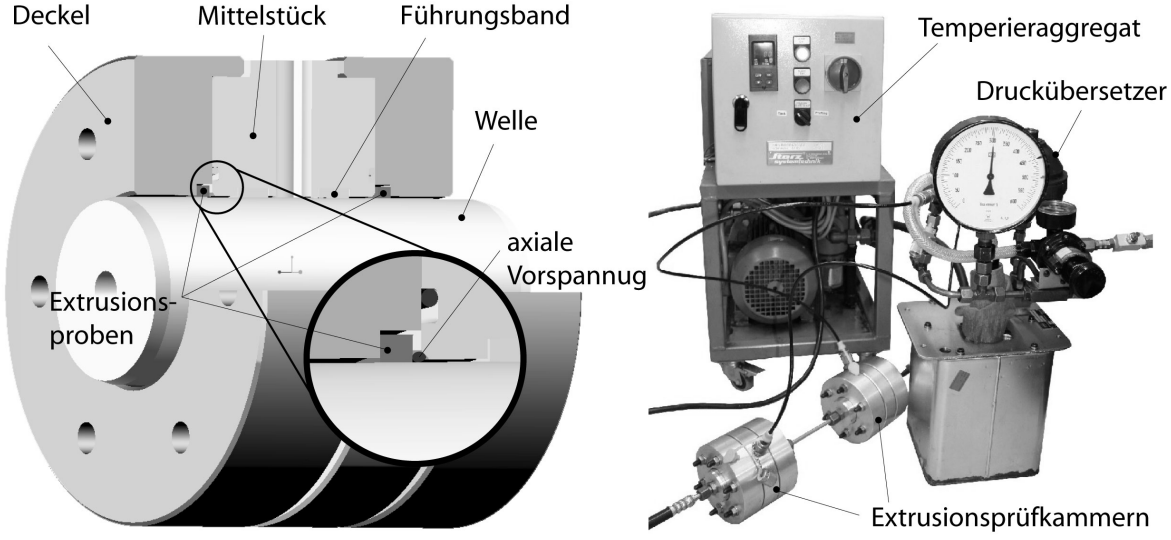


Bild 3.10: Extrusionsprüfkammer und Gesamtaufbau

Der Hydraulikdruck von 30 MPa wird mit einem Druckübersetzer aus dem Druckluftnetzdruck erzeugt. Ein Temperieraggregat temperiert Öl auf 80 °C und pumpt es durch axiale Bohrungen in der aus Aluminium gefertigten Welle der Extrusionskammer. In der Kontaktzone zwischen Probe und Welle wird diese Temperatur nicht ganz erreicht.

Aufgrund von Messungen der Oberflächentemperatur der Prüfkammer wird die Temperatur dort auf 75 °C ± 2 °C abgeschätzt.

Bei der Extrusionsprobe handelt es sich um eine Ringprobe mit Rechteckquerschnitt, vgl. Bild 3.9.

3.5 Optische Geräte

Für mikroskopische Aufnahmen wird ein Mikroskop des Typs OLYMPUS BXFM verwendet. Das Mikroskop bietet drei verschiedene Beleuchtungsarten: Hellfeld, Dunkelfeld und DIC (Differential Interference Contrast). Während im Hellfeld-Modus der Lichtfall des Mikroskops direkt auf die Probe gerichtet ist, fällt das Licht im Dunkelfeld in einem flachen Winkel auf die Probe. Dies führt zu einer Beleuchtung, die ein Bild mit wenig verfälschten Farben liefert. Die Einstellung DIC als dritter Beleuchtungsmodus erlaubt hingegen eine möglichst kontrastreiche Darstellung des mikroskopierten Objekts. Es stehen Objektive von 1,25- bis 50facher und Okulare mit 10facher Vergrößerung zur Verfügung.

Für einfache Geometrievermessungen kann neben dem Mikroskop ein Profilprojektor herangezogen werden, der ein Objekt, das im Auflichtverfahren belichtet wird, vergrößert auf einem Schirm darstellt. Über einen Zwei-Achsen-Tisch mit Linearwegmesssystem kann die Probe definiert bewegt und über Skalen und Hilfslinien am Schirm vermessen werden.

3.6 Optisches Oberflächenmessgerät FRT MicroProf

Die Oberflächenvermessungen wurden mit einem berührungslosen Messsystem nach dem Prinzip der chromatischen Abberation angefertigt.

Das Probenmaterial wird mit fokussiertem Weißlicht beleuchtet. Durch eine passive Optik mit großer chromatischer Abberation wird das Licht vertikal in der Fokusebene in unterschiedliche Farben aufgefächert.

Der von der Probenoberfläche zurückreflektierte Lichtanteil wird durch die gleiche Optik auf ein Glasfaserkabel fokussiert und in ein Spektrometer geleitet. Aus der dort ermittelten Lichtfarbe kann mithilfe einer Korrelationsfunktion auf die Fokuslage geschlossen werden, anhand derer die Position der Probenoberfläche bestimmt wird. Durch dieses Verfahren ist eine laterale Auflösung in der Bildebene von 1 – 2 µm und eine Auflösung von max. 3 nm in Tiefenrichtung erzielbar.

3.7 Oberflächen-Messgerät Hommel T 8000

Mit dem Hommel T 8000 können normgerechte Rauheitskennwerte und Topografiedarstellungen von Oberflächen tastend ermittelt werden. Der Hommel-

Profilmesstaster PM 2000 ist in der Lage in Verbindung mit dem Linearvorschubapparat LV-50 Profile mit einer Höhe von bis zu 20 mm und einer Länge von 50 mm abzutasten. Die Messgenauigkeit orientiert sich hierbei am eingestellten Messbereich. Bei ansteigenden Flächen können Winkel bis 77° und bei abfallenden Flächen Winkel bis 88° abgetastet werden. Die Auswertung geschieht mittels Turbo Contour, einer Auswertungssoftware der Firma Hommel. Die Software ermöglicht Messungen im aufgezeichneten Profil und den Export in eine dxf-Datei.

3.8 3D-Koordinatenmessmaschine Prismo MTS

Die Prismo MTS ist eine 3D-Messmaschine der Firma Carl Zeiss IMT GmbH. Der bereitgestellte Messbereich beträgt ca. 1000 x 500 x 500 mm. Es können alle drei Achsen gleichzeitig bewegt werden, sodass nahezu alle Konturen vermessen werden können. Es stehen mehrere Kugeltaster zur Verfügung, die sin in Kugelgröße und –anzahl unterscheiden. Die Prüfteile werden entweder direkt auf der Granitplatte aufgespannt oder in den bereitgestellten Drehtisch eingespannt. Die Wiederholgenauigkeit der Maschine im Messbereich kleiner 200 mm liegt bei etwa 0,1 µm.

3.9 Radialkraftmessgerät

Mit einem Radialkraftmessgerät wird die Kraft gemessen, mit der ein Dichtring aufgrund der Vorspannung auf die Welle drückt. Die Radialkraft ist die über den Umfang aufsummierte Linienpressung bzw. Flächenpressung der Dichtung.

Grundprinzip

Es wird die Kraft gemessen, die ein Dichtring auf zwei halbkreisförmige, zueinander bewegliche Backen ausübt. Daraus lässt sich die Radialkraft errechnen.

Konstruktiver Aufbau

Das Radialkraftmessgerät bestimmt die Radialkraft mittels zweier halbrunder Messbacken (Bild 3.11). Messbacke 1 ist ortsfest, Messbacke 2 hingegen kann sich radial zum Dichtring verschieben. Messbacke 2 stützt sich federvorgespannt auf der Kraftmessdose 1 und 2 ab. Die Kraftmessdose 1 nimmt die auf die beiden Messbacken einwirkende Kraft auf und gibt Signale in Form einer elektrischen Spannung an ein Spannungsmessgerät weiter. Über die Einstellschraube kann die Position der beweglichen Messbacke 2 eingestellt werden. Mittels der Spannungswerte der Kraftmessdose 2 kann die Lage der Messbacke 2 so eingestellt werden, dass der Dichtring genau auf einen Durchmesser von 100 mm aufgeweitet wird. Damit ist eine durchmesserkompensierte Messung der Radialkraft möglich. Der Dichtring befindet sich bei der Messung immer in einer Dichtringaufnahme mit den geometrischen Abmaßen einer Einbaunut.

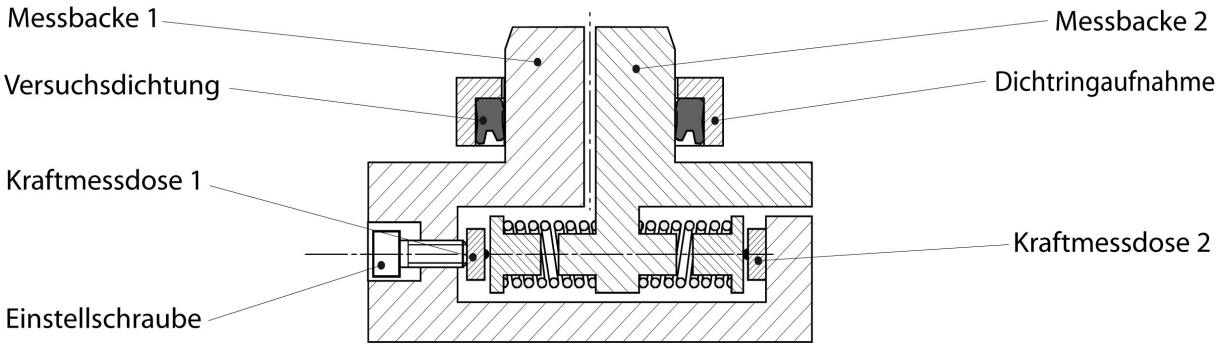


Bild 3.11: Skizze des Radialkraftmessgerätes

Das Messgerät kann Radialkräfte bis ca. 1250 N bestimmen. Oberhalb dieser Marke kann Messbacke 2 nicht mehr auf das Nennmaß verfahren werden, da die Feder nach Kraftmessdose 1 auch bei vollständig eingeschraubter Einstellschraube die erforderliche Gegenkraft nicht mehr aufbringt. Radialkräfte, die oberhalb dieser Grenze liegen, wurden über eine Extrapolation von Zustellweg und Kraftzunahme bestimmt. Die so ermittelten Werte weichen schätzungsweise bis zu 15 % von der realen Radialkraft nach unten ab.

3.10 Spaltdruck-Prüfstand

Der Spaltdruck-Prüfstand wurde entwickelt und aufgebaut um den Öldruck zwischen Rotordichtring und Gegenlauffläche im Dichtkontakt zu messen.

Grundprinzip

Ein enger radialer Spalt (Messspalt) wird unter dem Dichtring hindurchgeführt. Der Messspalt bewegt sich dabei vom Druckraum hin zur Niederdruckseite. Im Dichtspalt wird der Öldruck sinken /45/. Dadurch sinkt auch der Druck im Messspalt und das dort eingeschlossene Öl dehnt sich aus (entspannt sich). Dieses überschüssige Öl im Messspalt bzw. das Öl in der Dichtkontaktfläche folgt dem Druckgefälle so lange, bis der Druck im Messspalt dem der Messstelle entspricht. Das überschüssige Öl in der Dichtkontaktfläche fließt langsam als Leckageöl durch den Dichtspalt ab. Der Druck im Messspalt kann gemessen werden, Bild 3.12.

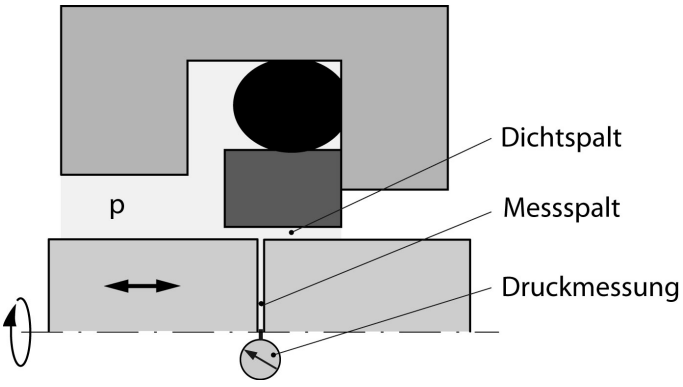


Bild 3.12: Prinzip der Druckmessung im Spalt

Die Messzeit kann bedingt durch das langsame Abfließen des Öls lange dauern. Abhängig ist diese Zeit von der Leckagerate der Dichtung (die stark schwanken kann, vgl. Kap. 5.3.2.4) und der Kompressibilität des Öls. Die Kompressibilität von Öl ist

stark abhängig vom gelösten Luftvolumen. Größere Lufteinschlüsse durch Taschen oder Nuten im Dichtflächenbereich beeinflussen das Messergebnis deshalb auch. Erst nach langen Einlaufphasen (mehrere Stunden) kann sicher davon ausgegangen werden, dass der Druck ausgeglichen ist. Gleichzeitig beeinflusst aber Dichtungsabrieb den Druckausgleich im engen Messspalt, sodass nur Dichtringe mit wenig Abrieb und in möglichst kurzer Zeit gemessen werden sollten. Daher ist bei der Ergebnisinterpretation zu berücksichtigen, dass ein vorliegendes Messergebnis ggf. noch keinen stationären Zustand widerspiegelt.

Konstruktiver Aufbau

Eine aus zwei Teilen bestehende geteilte Welle bildet an ihrer Trennstelle den Messspalt. Die Wellenhälften sind axial mit mehreren Schauben verschraubt. Als statische Dichtung um jede Schraubenbohrung wurde ein Kunststofffolienring mit einer Dicke von 36 µm verwendet. Diese Folie hält gleichzeitig die Wellenhälften auf Abstand, sodass die Spaltbreite ca. 2-3/100 mm beträgt. Am Zentrierbund der Wellenhälften wurden definierte Kerben eingebracht, um keine Drosselstellen zu erzeugen. Die Welle wurde unter Öl verschraubt, um Lufteinschlüsse zu vermeiden.

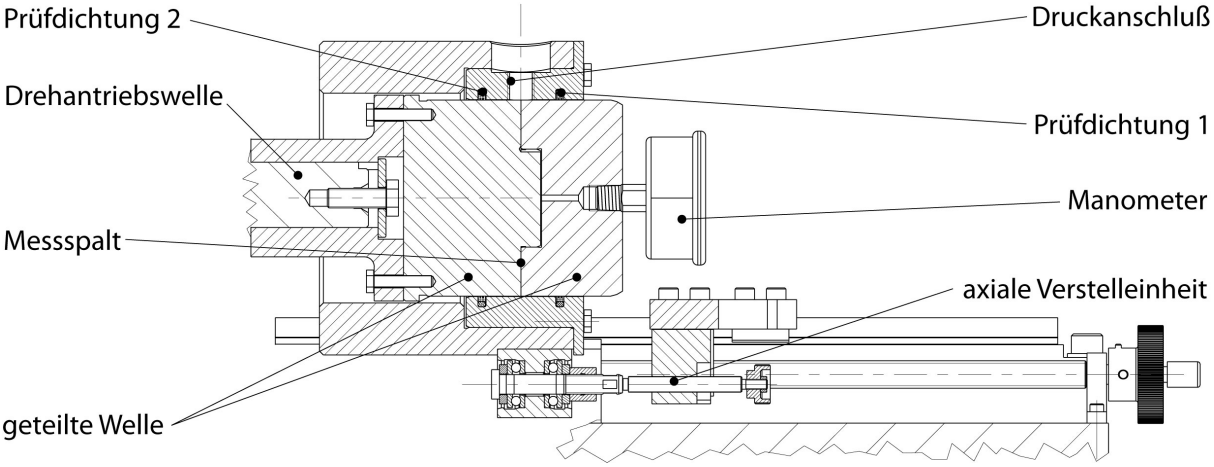


Bild 3.13: Spaltdruckprüfstand – Kernkomponenten /46/

Beste Passgenauigkeit wurde erreicht, indem der Außendurchmesser der geteilten Welle erst in zusammengebautem Zustand endbearbeitet wurde.

Die Welle wird von einem drehzahlvariablen Getriebemotor angetrieben. Maximal können 10 min^{-1} erreicht werden. Das mit Wellendrehzahl rotierende Manometer mit Digitalanzeige gewährleistet auch bei Wellenrotation ausreichende Ablesbarkeit. Unter Rotation lässt sich das Gehäuse mithilfe der axialen Verstelleinheit axial zur Welle verschieben und so den Messspalt unter dem Dichtring hindurchführen. Die Verstellung erfolgt über ein Feingewinde mit 0,5 mm Steigung. Die axiale Position wird über eine Messuhr angezeigt.

3.11 Simulationsumgebung

Mechanische und thermische Finite Element Rechnungen wurden mit dem Programmpaket von MSC Marc/Mentat durchgeführt. Die Netzgenerierung erfolgte mit MSC Patran.

4 Versuchsprogramm und Messmethodik

Mit den in Kapitel 3 vorgestellten Messgeräten und Prüfständen wurden verschiedene Versuchsprogramme durchgeführt. Diese Versuchsprogramme und die verwendeten Messmethoden werden im Folgenden erläutert.

4.1 Versuchsprogramme

Alle Versuchsprogramme sollen durch die erzeugten Ergebnisse Teilantworten liefern, die zusammengefügt schließlich zu einem optimalen Drehübertrager führen. Um dieses Ziel zu erreichen, müssen die Eigenschaften der Abdichtung gezielt modifizierbar sein. Hierzu ist zunächst wichtig, welche Eigenschaften Rotordichtungen überhaupt besitzen. Zudem ist es notwendig zu wissen, wie Rotordichtungen funktionieren. Welcher Versuch einen Beitrag zu der jeweiligen Fragestellung liefert, zeigt Bild 4.1 übersichtlich. Die Versuche sind nachfolgend beschrieben.

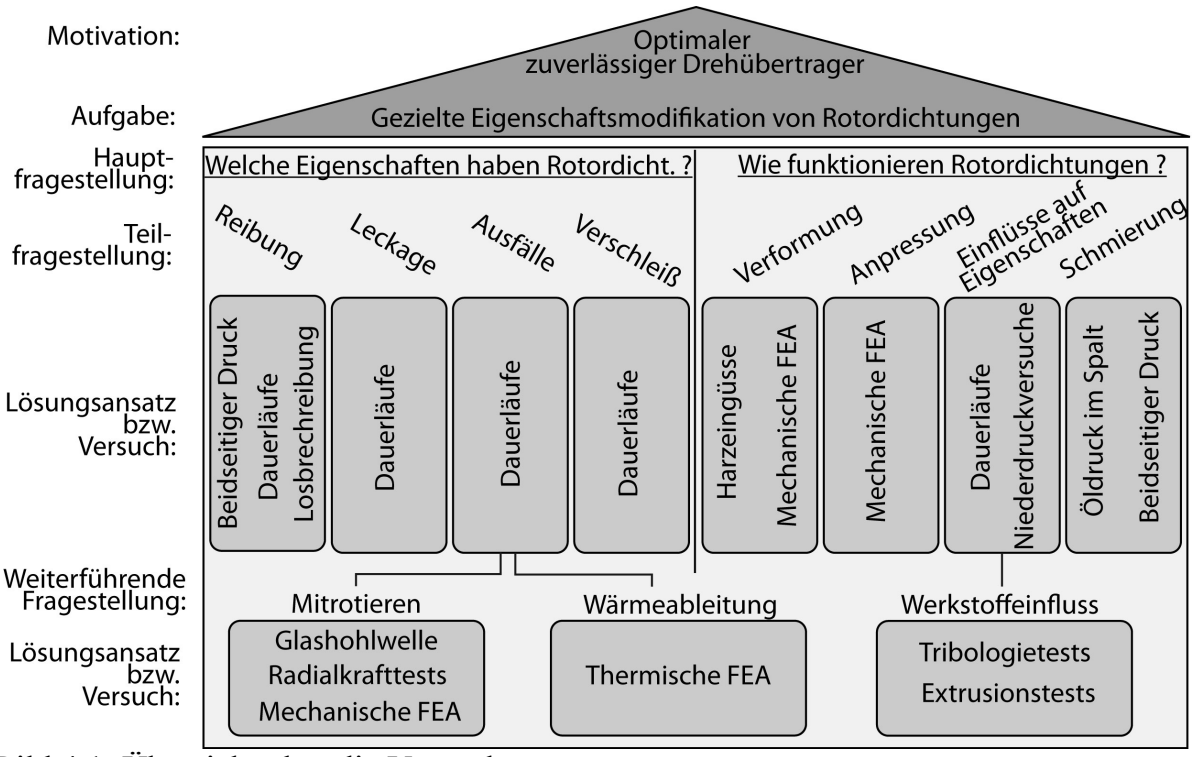


Bild 4.1: Übersicht über die Versuchsprogramme

4.1.1 Harzeingussversuche zur Untersuchung von Verformungen

Versuchsziel war, die Verformungen durch Montage und durch den Druck von einzelnen Dichtringen zu begutachten.

Für jeden Harzeinguss wird eine verlorene Form aus Aluminium angefertigt, die den Einbauraum der Dichtung wiedergibt. Der Dichtring wird in diese Form montiert und dichtet nun unter Druck stehendes Gießharz ab. Der Druck wird über Hydrauliköl direkt auf das noch flüssige Gießharz aufgebracht. Die Flüssigkeiten vermischen sich nicht. Nachdem der Dichtring nun durch den Druck verformt wurde, wird die Niederdruckseite ebenfalls mit Gießharz geflutet, sodass der Dichtring allseitig mit Gießharz umgeben ist. Um Lufteinschlüsse auf der drucklosen Seite zu vermeiden, kann der Harzeinguss vor dem Aushärten noch evakuiert werden. Auf der Druckseite bleibt der Öldruck stehen, bis das Gießharz ausgehärtet ist. Anschließend wird die Form aufgetrennt und plangeschliffen.

Die Dichtringgeometrie in der Schnittfläche wird unter dem Mikroskop begutachtet und ggf. vermessen. Es werden immer drucklose Eingüsse und unter dem für die Dichtung maximal zulässigem Druck angefertigt, jedoch nicht höher als 30 MPa.

4.1.2 Versuche bei Niederdruck an Einzeldichtungen

Versuchsziel war, den Zusammenhang zwischen Temperatur, Drehzahl, Druck und Reibung zu ermitteln.

Diese Versuche fanden am Einzeldichtungsprüfstand statt. Der Abdichtdurchmesser betrug 50 mm, die Gegenlauffläche aus 16MnCr5 war gehärtet und geschliffen. Als abzudichtendes Öl wurde das Mineralöl Esso Nuto H68 verwendet.

Jede Dichtung wurde zuerst einem einstündigen Einlauf unterzogen. Dabei wurde die Welle mit 0,5 m/s bewegt. Der Öldruck lag bei 5 MPa und die Öltemperatur bei 50 °C. Anschließend wurden alle Kombinationsmöglichkeiten der folgenden Parameter angefahren:

- 0 MPa, 1,66 MPa, 3,33 MPa, 5 MPa
- 0,25 m/s, 0,5 m/s 0,75 m/s, 1 m/s
- 30 °C, 50 °C, 80 °C (100 °C nur vereinzelt aufgrund von Prüfstandsproblemen)

Jeder Betriebspunkt wurde 10 min gehalten, bevor das Reibmoment erfasst wurde.

4.1.3 Mechanische Simulation von Rotordichtungen

Versuchsziel war, das Reibverhalten von Rotordichtungen durch Analyse der Kontaktpressung im dynamischen sowie im statischen Dichtsitz besser verstehen zu können.

Auf Basis der Versuchsergebnisse, die in 5.2.2 beschrieben werden, wurden drei Dichtungen ausgewählt und einer intensiven theoretischen Analyse mittels der Methode der Finiten Elemente unterzogen. Dabei standen folgende Fragestellungen im Vordergrund:

- Welche Pressungsverteilung stellt sich bei verschiedenen Drücken unter der Dichtkante ein?

- Lässt sich die Reibung der Dichtungen so im Vorfeld berechnen?
- Welche Mechanismen wirken bei reibungsgünstigen Dichtringen?
- Sind die Rahmenbedingungen um Mitrotieren zu verhindern bei den verschiedenen Geometrien eher günstig oder eher ungünstig?

4.1.4 Thermische Simulation von Rotordichtungen

Versuchsziel war, Einflüsse der unterschiedlichen Pressungsverteilung auf die in der Dichtkontaktfläche auftretende Maximaltemperatur zu bestimmen. Es soll eine Antwort auf die Frage gegeben werden, in welcher Größenordnung die ungleichmäßige Verteilung der Reibenergie über die Dichtkontaktfläche der Dichtung hinweg die Endtemperatur beeinflusst und ob Geometrien mit einzelnen hohen Pressungsspitzen folglich thermisch empfindlicher sind.

Durch die Kombination aus Reibmoment und Umfangsgeschwindigkeit der Welle lässt sich die eingebrachte Verlustenergie errechnen, Formel (4.1).

$$E_V = M_R \cdot \omega \tag{4.1}$$

Die Verlustenergie wird in chemische Prozesse, Geräusche, Änderung der Werkstoffstruktur, Zerrüttungs- und Deformationsvorgänge und Wärme umgewandelt. Letzteres stellt hierbei den Hauptanteil, /62/. Auf Basis experimenteller Reibungswerte wurde diese Reibungsenergie ermittelt und der Dichtkontaktfläche in der Simulation vereinfachend gänzlich als Wärmestrom zugeführt:

$$E_V = Q \tag{4.2}$$

Diese thermischen Analysen wurden an einem durch den Druck verformten Dichtring durchgeführt. Die Kontur ist aus einer vorangegangenen mechanischen Berechnung bekannt. Die verformte Rotordichtung wird mit unterschiedlichen Lasten thermisch gerechnet.

- Gleichverteilter Wärmestrom bei konstanter Umfangsgeschwindigkeit
- Kontaktpressungsverteilter Wärmestrom bei konstanter Umfangsgeschwindigkeit
- Kontaktpressungsverteilter Wärmestrom bei sich ändernder Umfangsgeschwindigkeit

4.1.5 Gekoppelte thermisch-mechanische Simulation von Rotordichtungen

Versuchsziel war, Effekte des sog. Aufschrumpfens (vgl. Kapitel 5.2.6.4) des Dichtrings auf die Welle nachzuweisen oder zu wiederlegen. Hierzu wurde ein PTFE-

Kohle-Dichtring der Bauform DR1 herangezogen und in der Simulation von Raumtemperatur auf 150 °C erhitzt und wieder abgekühlt.

4.1.6 Thermische Simulation von Drehübertragersystemen

Versuchsziel war, abschätzen zu können, wie schnell sich ein Drehübertragersystem erwärmt und welche konstruktiven Einflüsse die Erwärmung wie stark beeinflussen.

Die Simulationen wurden an einem vereinfachten fiktiven Drehübertragersystem unter Variation der Lasten, geometrischen Daten und Wärmeübergangskoeffizienten durchgeführt.

4.1.7 Versuche zur Ermittlung des Öldrucks im Spalt

Versuchsziel war, den wahren Verlauf des Öldrucks zwischen Druckseite und Niederdruckseite im Dichtkontakt zu bestimmen. Durch Kenntnisse des wahren Öldruckverlaufs von Druckdichtungen in der Dichtkontaktfläche soll die Frage geklärt werden, wo die primäre Dichtwirkung von Dichtungen stattfindet, die nicht mit einer Dichtkante sondern einer Dichtfläche arbeiten.

Im Versuch wurden vier verschiedene Dichtungen geprüft. Die Versuche wurden bei 20 MPa und 5,4 U/min (0,028 m/s) Gleitgeschwindigkeit durchgeführt, hierbei stellte sich eine Wellentemperatur von 50 °C (±4 °C) ein. Vor der Messung wurde die Dichtung 30 min einlaufen gelassen. Jeder einzelne Messpunkt wurde dabei so lange angefahren, bis sich der gemessene Druck im Messspalt innerhalb von 5 min um weniger als 0,2 MPa geändert hatte. Vereinzelt wurde auf den Druckausgleich an einem Messpunkt bis zu einer Stunde gewartet. Alle 0,2 mm wurde eine Messung durchgeführt. Durch diese Kriterien ergaben sich Versuchszeiten von 3 bis 8 Stunden pro Dichtring.

Zur Veranschaulichung werden die Diagramme der Druckmessergebnisse im Ergebnisteil (Kapitel 5.2.7) mit der druckverformten Kontur hinterlegt. Diese wurde durch Harzeingüsse oder FEA gewonnen.

4.1.8 Dauerlaufversuche nach dem Schwenkprogramm

Das Versuchsziel war, Verschleiß und Reibmomentniveau von Rotordichtungen unter praxisähnlichen Bedingungen (Rundtisch) zu erfassen und verschleiß- und reibungsgünstige Gestaltungsmerkmale für Dichtringe zu ermitteln.

Diese Versuche fanden am Rotordichtungsprüfstand statt.

Charakteristisch für Rundtische sind Schwenkbewegungen mit Pausenzeiten. Anhand von Beschleunigungen und Maximalgeschwindigkeiten aktueller Entwicklungen wurde das in Bild 4.2 rechts dargestellte Geschwindigkeitsprofil für die Prüfstandsversuche gewählt.

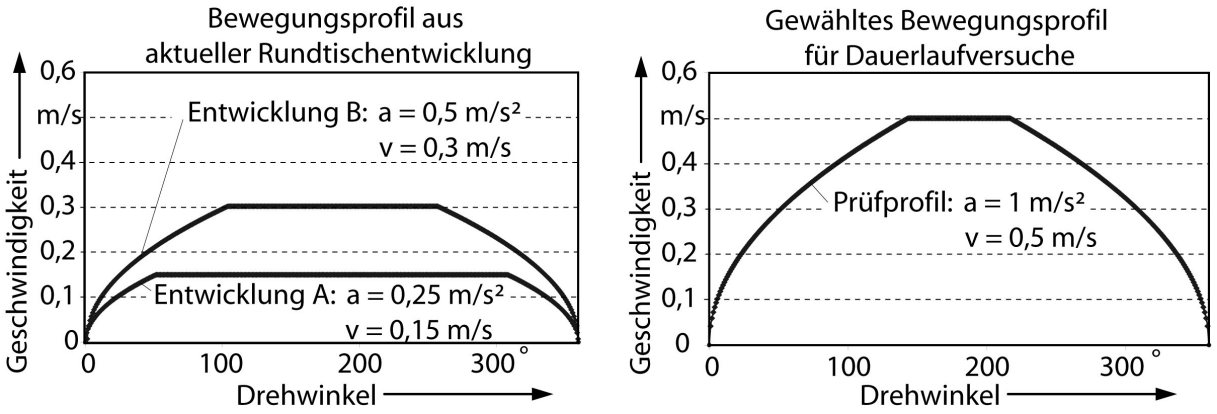


Bild 4.2: Geschwindigkeits-Weg-Profil an der Dichtfläche

Die Welle führt dabei eine Rotationsbewegung um 360° aus. Nach 2 Sekunden Stillstandszeit dreht die Welle mit demselben Bewegungsprofil in die Gegenrichtung. Nach wiederum 2 Sekunden Pause wiederholt sich der Vorgang.

Pro Prüfkammer werden 3 Dichtringe untersucht. Der mittig angeordnete Dichtring trennt die Ölräume gegeneinander ab. Immer wenn die Welle steht, wird der Druck von Druckraum 1 bzw. 2 weggenommen und der bis dahin drucklose Druckraum 2 bzw. 1 druckbeaufschlagt. Der Öldruck beträgt 25 MPa. Der Ablauf des Versuchsprogramms ist in Bild 4.3 gezeigt. Ein Dauerlauf umfasst 100.000 Zyklen (50.000 Vorwärtsdrehungen, 50.000 Rückwärtsdrehungen). Das entspricht einer reinen Versuchslaufzeit von knapp 4 Tagen.

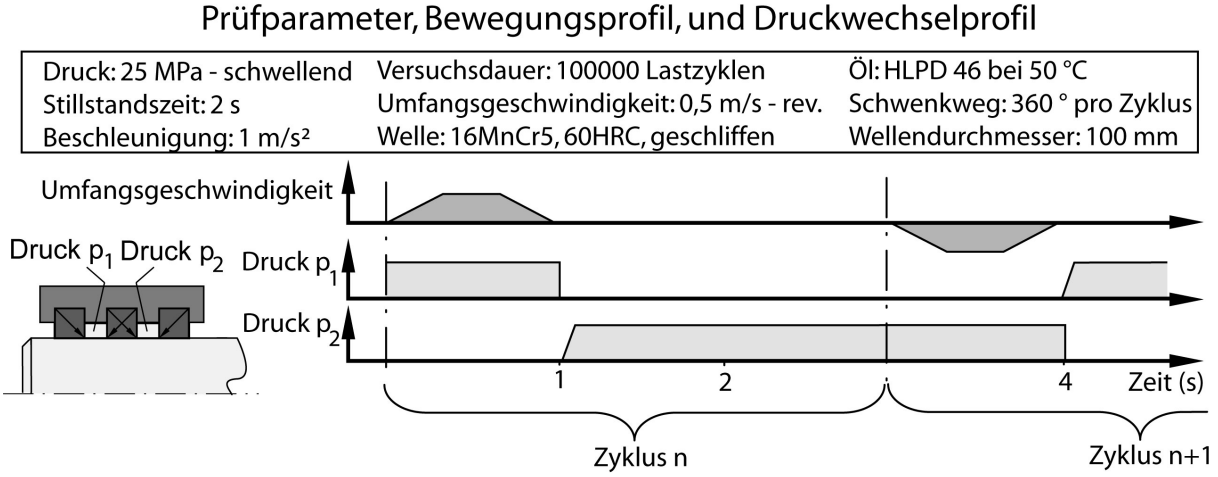


Bild 4.3: Schwenkprogramm mit zeitlichem Ablauf

Alle Versuche wurden mit HLPD 46 Hydrauliköl der Firma Mobil durchgeführt. Das Öl wurde auf 50 °C - im Ölsumpf zwischen den Dichtungen – temperiert. Das Spaltmaß (vgl. Bild 4.4) lag bei 0,25 mm radialem Spalt, unabhängig von Herstellerangaben. Die Nutgeometrien wurden entsprechend den jeweiligen Herstellerangaben ausgeführt. Die Oberflächen im Einstich gedrehter, geschlossener Nuten lassen sich nicht zerstörungsfrei vermessen. Rauheiten der Nutwände (vgl. Bild 4.4) von gleich gefertigten Nuten, wie die Versuchsnuten, ergaben R_z Werte zwischen 16 µm und 2 µm in radialer Messrichtung und zwischen 7 µm und 2 µm in Umfangsrichtung. Alle Dichtringe für eine 4,2 mm breite Nut (vgl. Tabelle 4.7) und DR10-KA wurden in solchen im Einstich gedrehten Nuten untersucht. Andere Baugrößen wurden in zusammengesetzten Nuten (vgl. Bild 3.4) untersucht. Dort liegen die R_z Werte im Bereich von 2 µm in beide Messrichtungen.

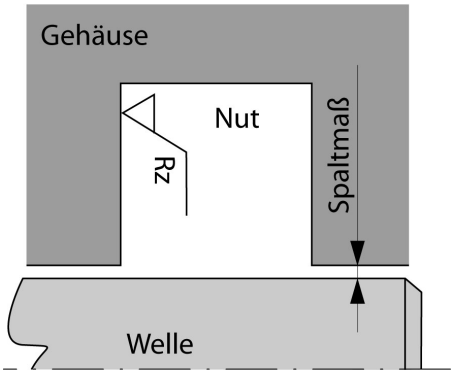


Bild 4.4: Nutrauheit und Spalt

Vor und nach jedem Versuch wurde das Profil des Dichtrings vermessen sowie Radialkraft und Gewicht bestimmt.

4.1.9 Dauerlaufversuche nach dem Rotationsprogramm

Das Versuchsziel war, Verschleiß und Reibmomentniveau von Rotordichtungen unter praxisähnlichen Bedingungen (Kupplungsschaltung) zu erfassen und verschleiß- und reibungsgünstige Gestaltungsmerkmale für Dichtringe zu ermitteln.

Die Versuche fanden am Rotordichtungsprüfstand statt.

Beim Rotationsprogramm stehen die Dichtungen unter dauerhafter schneller Rotationsbewegung und müssen Druck nur während kurzer Impulse abdichten.

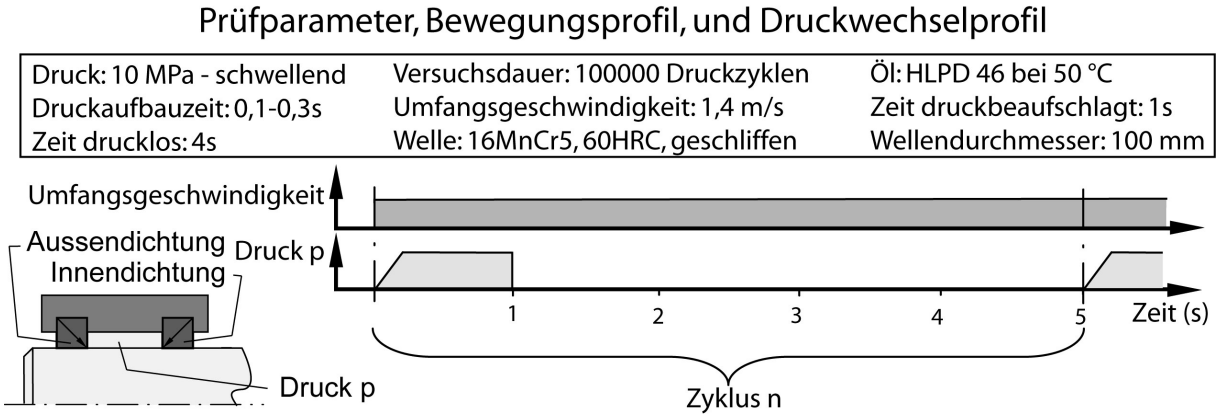


Bild 4.5:Rotationsprüfprogramm mit zeitlichem Ablauf

Pro Prüfkammer wurden zwei Dichtringe untersucht, die gegen Umgebung abdichteten. Die Prüfparameter sind Bild 4.5 zu entnehmen. Jeder Dauerlauf dauerte 100.000

Druckzyklen (ca. 6 Tage Laufzeit). Ergänzend wurden noch 2 Dauerläufe mit 800.000 Zyklen mit zwei Dichtungen gefahren, die sich im 100.000-Zyklen-Dauerlauf als verschleißarm erwiesen.

Bezüglich Öl, Öltemperatur, Spaltmaß, Nutgeometrien und Nutrauheiten gelten die Angaben aus Kapitel 4.1.8 auch für diese Versuche.

Vor und nach jedem Versuch wurde das Profil des Dichtrings vermessen sowie Radialkraft und Gewicht bestimmt.

4.1.10 Versuche zur Bestimmung des Losbrechverhaltens

Versuchsziel war, eine Aussage über die Zeitabhängigkeit von Reibmomentüberhöhungen treffen zu können und das Verhalten eines typischen PTFE-Compound Dichtrings und eines Polyurethandichtrings zu vergleichen.

Die Versuche wurden am Rotordichtungsprüfstand durchgeführt. Die Prüfkammer wurde mit zwei Dichtungen bestückt (keine Mitteldichtung) und mit 25 MPa 30 min bei 0,1 m/s belastet (Öltemperatur während der Belastung 50 °C), anschließend verharrte die Welle eine definierte Zeit bewegungslos (Stillstandszeit). In einer ersten Versuchsstaffel variierte die Stillstandszeit zwischen 1 und 60 min bei konstanten 50 °C Öltemperatur. In einer weiteren Versuchsstaffel wurde zwischen 64, 15, 7 Stunden und 1 Stunde variiert, die Öltemperatur in der Stillstandszeit betrug 20 °C. Der Druck blieb in der Stillstandszeit unverändert. In einer folgenden Versuchsreihe wurden die Langzeitversuche wiederholt, ohne die Dichtungen in der Stillstandszeit mit Öldruck zu belasten.

Nach der Stillstandszeit wurde das Motorenmoment gleichmäßig erhöht (10 Nm/s), bis die Welle zu rotieren begann und das Maximalmoment, das die Dichtungen aufbrachten, überschritten wurde. Die Dichtungen wurden beim Anfahren immer mit 25 MPa Druck belastet.

4.1.11 Versuche zum Verhalten beidseitig druckbeaufschlagter Dichtungen

Ziel der Versuche war es, die Reibkraft einer beidseitig druckbeaufschlagten Dichtung zu ermitteln.

Die Versuche wurden am Rotordichtungsprüfstand durchgeführt. Das Druckniveau in den Versuchen betrug 0, 5, ... 30 MPa. Jeder Betriebspunkt wurde 10 min gehalten. Die Öltemperatur lag bei 50 °C. Die Wellenrotationsgeschwindigkeit betrug 0,1 m/s. Der Einfahrvorgang aller Dichtungen belief sich auf einige Stunden Belastung mit dem Schwenkprogramm (auf Basis der Dauerlaufdaten wurde für jede Dichtung individuell bestimmt, wann die Einlaufphase zu Ende ist; die Einfahrzeit variierte deshalb im Bereich zwischen 5 und 30 Stunden). Es wurden Versuche mit verschiedenen Dichtungen gefahren, wobei eine Prüfkammer teilweise mit drei, teilweise nur mit zwei Dichtungen gefahren wurde. Im Ergebnisteil sind die Konfigurationen angege-

ben. Die Reibmomentwerte sind jeweils über einen Zeitraum von 10 min arithmetisch gemittelt.

4.1.12 Versuche zur Detektion von Mitrotieren

Versuchsziel war, festzustellen, welche Betriebszustände vorherrschen müssen, damit Mitrotieren auftritt.

Dazu wurde fast immer eine Glashohlwelle mittels eines Adapters im Prüfstand gespannt (nur vereinzelt wurde eine Stahlwelle verwendet, s. u.). Die Prüfdichtungen dichten nun Öl auf der Glashohlwelle ab. Durch einen Spiegel wird der Sehstrahl umgelenkt und der Dichtring beobachtet, Bild 4.6. Aufgrund der Eigenschaften von Glas (spröde, stoßempfindlich, besitzt eine niedrige Zugfestigkeit) wurde der Maximaldruck in den Versuchen auf 10 MPa begrenzt.

Es wurde eine Vielzahl von Variationen durchgeführt um die Einflüsse der variierten Parameter auf die Neigung des Dichtrings zum Mitrotieren mit der Welle zu bestimmen, Tabelle 4.1.

Die als gelaufen gekennzeichneten Dichtringe wurden vor Einbau der Glashohlwelle, mehrere Stunden (10.000 Zyklen) mit dem Schwenk-Prüfprogramm auf einer Stahlwelle belastet.

Sofern nicht anders angegeben, wurden die einzelnen Messpunkte bei gegebener Beschleunigung bis zum Erreichen der Zielgeschwindigkeit gefahren. Weitere Hinweise bzgl. der Prüfgeschwindigkeit werden in Kapitel 4.2.6 gegeben.

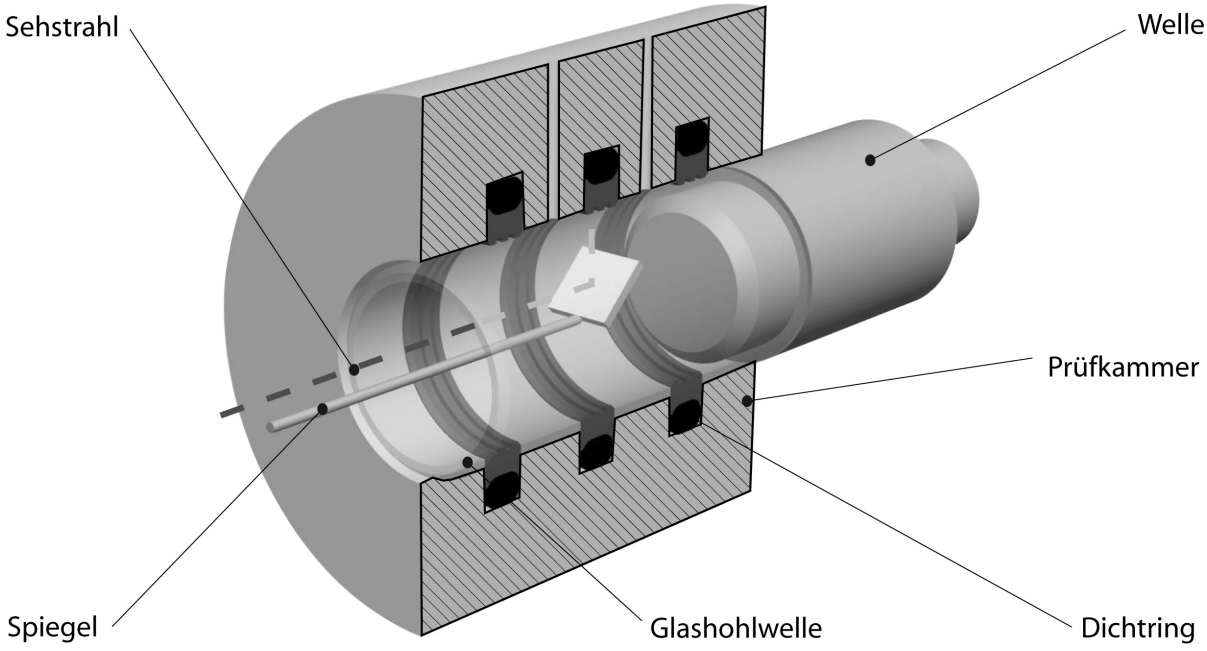


Bild 4.6: Schematischer Prüfaufbau mit Glashohlwelle

Tabelle 4.1: Versuchsparameter zu den Versuchen zum Mitrotieren

Bezeichnung Einheit	Welle	DR	a m/s²	v_{max} m/s	Zustand	Pos	T °C	p MPa
Druckversuch	GHW	DR1-C	0,1	0,5	var.	Au+Mi	20/50	0-10
Druckdifferenzversuch	GHW	DR1-C	0,1	0,5	neu	Mi	50	1
Temperaturversuch	GHW	DR1-C	0,1	0,5	var.	Au+Mi	20-80	8
Beschleunigungsversuch	GHW	DR1-C	0,0025 - 1	0,5	var.	Au+Mi	20/50	7
Druckabschaltversuch	GHW	var.	0,1 / 0,01	0,5	gelaufen	Au+Mi	20/50	var.
Stillstandsversuch	GHW	var.	0,1 / 0,01	0,5	neu	Au+Mi	40 °C	5
Drehwinkelversuch	STW/ GHW	DR1-C	0,1	0,5	neu	Au+Mi	50 °C	6
Durchmesserversuch	STW	DR1-C	0,1	0,5	neu	Au+Mi	50 °C	var.
Profilversuch	GHW	var.	0,1 / 0,01	0,5	gelaufen	Au+Mi	20-80	0-10.
Rauheitsversuch	STW	DR1-C	0,1	0,05	neu	Au	50 °C	25

Besondere Hinweise zum Druckdifferenzversuch

Hierbei wurde die Druckdifferenz, die eine beidseitig druckbeaufschlagte Dichtung abzudichten hat, zwischen 0 und 2,5 MPa variiert. Dabei betrug der Druck mindestens 1 MPa.

Besondere Hinweise zum Druckabschaltversuch

Hierbei wurde untersucht, wie sich der Dichtring verhält, wenn der Druck noch bei Bewegung bzw. beim Verzögern der Welle abgeschaltet wird. Hierzu wurde die angegebene Zielgeschwindigkeit teilweise mehrere Minuten gehalten.

Besondere Hinweise zum Stillstandsversuch

Beim Versuch wurde die Stillstandszeit vor erneutem Anfahren zwischen 1 und 600 min variiert. Zuvor wurden die Dichtringe gezielt zum Mitrotieren gebracht.

Besondere Hinweise zum Profilversuch

Standarddichtring für die Versuche stellte DR1-C dar, da dieser in den Dauerlaufversuchen oft Schäden durch Mitrotieren gezeigt hatte. Die Profil- sowie Stillstands- und Druckabschaltversuche wurden zudem mit DR4-PU als einteiliger Dichtring durchgeführt.

Besondere Hinweise zum Drehwinkel- und Durchmesserversuch

Beim Drehwinkelversuch mit Stahlwelle wurde die Welle nach der Montage um den angegebenen Winkel verdreht und wieder demontiert. Markierungen am Dichtring zeigten Mitdrehen an. Bei den Durchmesserversuchen wurde neben dem Abdichtdurchmesser 100 mm noch der Durchmesser 50 mm untersucht. Die Stahlwelle wurde dafür ebenfalls vor und nach jeder Parametervariation demontiert, um anhand der Markierungen ggf. eine Bewegung des Rings feststellen zu können.

Besondere Hinweise zum Rauheitsversuch

Der Versuch wurde mit zwei Dichtungen mit verschiedenen Nutwandrauheiten (radial gemessen: $R_Z = 16$ bzw. $R_Z = 2$ µm, beide Oberflächen gedreht) durchgeführt. Die Dichtungen wurden bis zum Ausfall durch Verschleiß aufgrund von Mitrotieren belastet. Der Versuch endete, sobald eine der beiden Dichtungen ausfiel.

4.1.13 Radialkraftmessung bei verschiedenen Temperaturen

Der Versuch wurde durchgeführt, um den Effekt des Aufschrumpfens des Dichtrings auf die Welle bestätigen bzw. wiederlegen zu können.

Als Versuchsdichtring diente DR1-C, Abdichtdurchmesser 50 mm. Dieser wurde auf das Radialkraftmessgerät aufgezogen und komplett mit diesem von 20 °C im Temperierofen auf 80 °C erwärmt. Die Temperatur wurde 8 Stunden gehalten. Anschließend wurde der Messaufbau wieder abgekühlt und die Radialkraft erneut gemessen. Der Versuch wurde in einem Stahlgehäuse durchgeführt und wurde mit einem neuen Dichtring in einem Aluminiumgehäuse wiederholt.

4.1.14 Extrusionsversuche

Das Versuchsziel war, die Werkstoffe für Rotordichtringe zu klassifizieren und Aussagen über Formbeständigkeit und Extrusionswiderstand machen zu können.

Die Werkstoffproben wurden bei konstanter Temperatur (vgl. 3.4, 75 °C an der Probe) und konstantem Druck (30 MPa) zwei Wochen lang belastet. Im Anschluss wurden die Proben ausgebaut, in Harz eingegossen und auf der Trennmaschine mittig halbiert, sodass das verformte Profil unter dem Mikroskop oder dem Profilprojektor vermessen werden konnte.

Jeder Versuch wurde dreimal durchgeführt. Im Ergebnisteil sind die arithmetischen Mittelwerte der Extrusionslängen der drei Proben mit deren Streuung aufgetragen. Die geprüften Werkstoffe sind dort angegeben.

4.1.15 Tribologische Untersuchungen

Die tribologischen Untersuchungen wurden mit dem Tribo-Prüfstand durchgeführt. Es wurden verschiedene Werkstoffe unter identischen Betriebsbedingungen verglichen. Dabei wurden Reibmoment und Verschleiß im Minutentakt erfasst. Die Gegenlaufflächen wurden vor dem Versuch durch Läppen endbearbeitet (Rz = 1 µm). Die genauen Betriebsbedingungen zeigt Tabelle 4.2.

Tabelle 4.2: Versuchsparameter der Triboversuche

Versuchsparameter	Wert
Realanpressung	7 N/mm²
Umfangsgeschwindigkeit	0,1 m/s
Öldruck	0,41 MPa
Öl	Esso Nuto H68
Temperatur	50 °C
Gegenlauffläche	16MnCr5
Härte der Gegenlauffläche	60 HRC
Endbearbeitung	geläppt
Versuchsdauer	48 h

Von allen Proben wurde vor und nach dem Versuchslauf die Oberflächentopografie erfasst. Die Messfeldgröße wurde mit 2x2 mm gewählt, die Schrittweite der Einzelmessungen in xy-Richtung betrug 2 µm.

In Bild 4.7 ist die Gegenlauffläche nach dem Versuch als Topografiebild für PTFE-Polyimid und PTFE-Bronze dargestellt. Bei allen Einlaufspuren ist der Stahl der Gegenlauffläche in der Dichtkontaktfläche nicht gleichmäßig abgetragen. Es gibt einzelne tiefe Furchen und Bereiche, die nicht so stark abgetragen sind. Die Werte der Einlaufspurtiefe wurden jeweils vom unberührten Bereich zur tiefsten Furche hin gemessen.

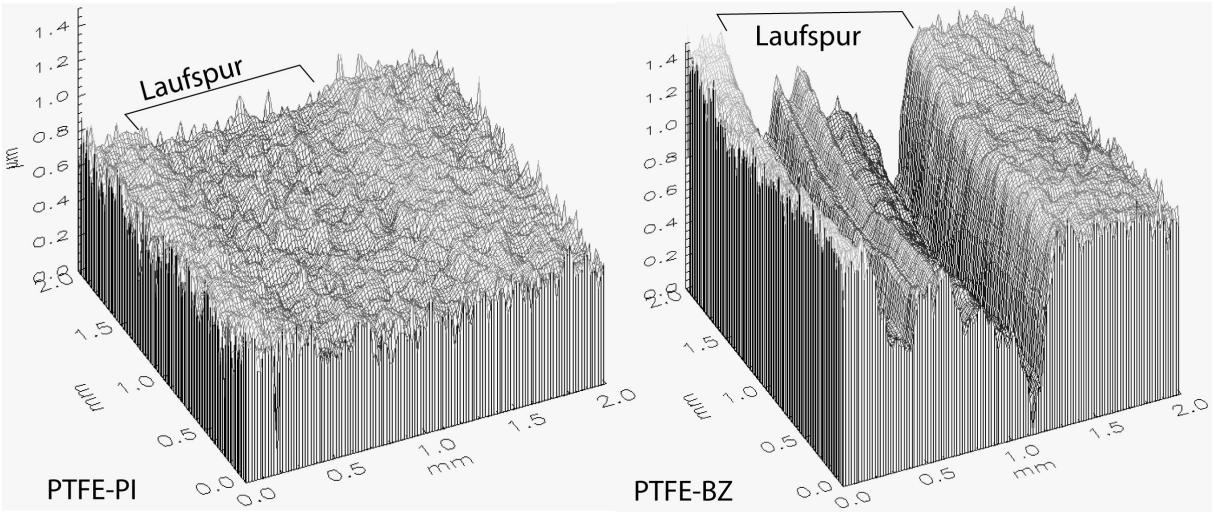


Bild 4.7: Einlauf auf der Gegenlauffläche verursacht durch PTFE-PI und PTFE-BZ

4.2 Messbedingungen und Messmethoden

Im Folgenden wird dargestellt, welche Annahmen getroffen wurden, bzw. wie welche Messwerte ermittelt wurden.

4.2.1 Extrusionsversuche

Die verschiedenen Materialien verformen sich sehr unterschiedlich. Zudem verformen sich die Lippen aufgrund von Eigenspannungen beim Ausbau leicht. Dadurch neigt sich die Extrusionslippe (Bild 4.8, Neigungswinkel). Um alle Proben vergleichen zu können, wurde die Extrusionslänge nach dem in Bild 4.8 gezeigten Verfahren ermittelt.

Links im Bild ist eine verformte Probe dargestellt, wie sie typisch für die meisten PTFE-Compounds ist. Am Fußpunkt der Extrusionslippe befindet sich eine Hohlkehle. Die Extrusionslänge ist die Länge zwischen Hohlkehle und Spitze der Extrusionslippe unter Berücksichtigung des Neigungswinkels der Extrusionslippe. Die Kontur der rechten Probe in Bild 4.8 ist typisch für Polyurethan. Um die Extrusionslänge nach dem eben beschriebenen Verfahren bestimmen zu können, wurde der Fußpunkt der Extrusionslippe über den Schnittpunkt zweier an die Kontur angelegter Geraden bestimmt.

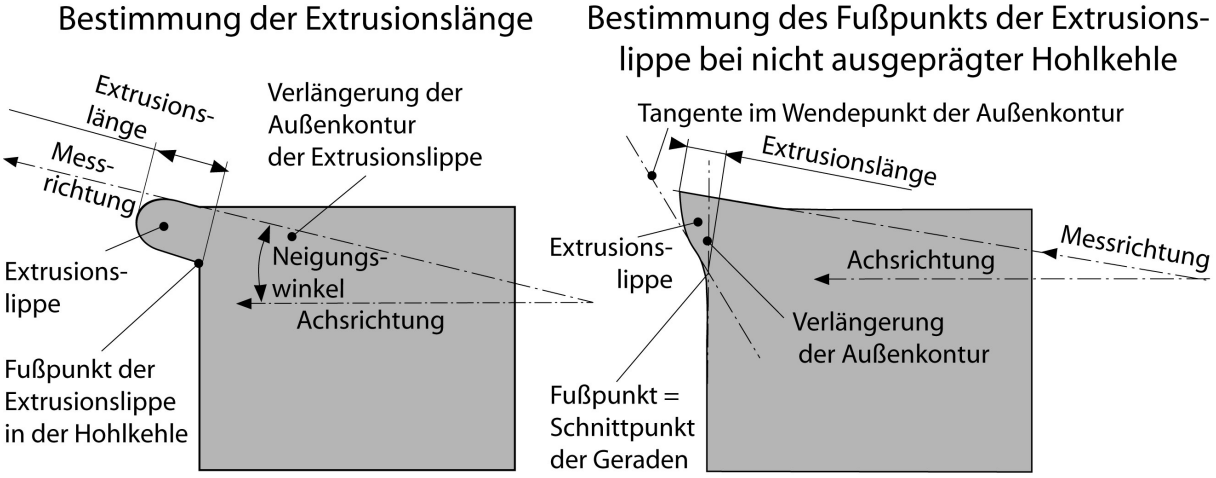


Bild 4.8: Ermittlung der Extrusionslängen

Diese Messungen wurden auf dem Profilprojektor oder – falls das Ergebnis über ein Digitalbild dokumentiert werden sollte – mit dem Mikroskop durchgeführt.

4.2.2 Mechanische Analysen mittels der Methode der Finiten Elemente

Die Werkstoffdaten für die mechanischen Analysen sind teilweise in Zugversuchen am IMA ermittelt worden. Da keine Werkstoffproben zur Verfügung standen, wurden die Materialproben zum Teil aus Dichtringen gewonnen. Normgerechte Zugversuche sind durch die abweichende Probenform dann nicht möglich.

Tabelle 4.3: Verwendete Materialparameter

Werkstoff / Dichtring	gewähltes Werkstoffmodel	Quelle	Parameter
PU / DR8 – PU	Mooney-Rivlin	Zugversuch	c10: -5,71; c01: 22,1
PU / DR4 – PU	Mooney-Rivlin	Zugversuch	c10: -2,70; c01: 8,67
UHMW-PE / DR8 - PE	Hooksch	Zugversuch	E: 366 MPa; μ = 0,4; Fließsp.: 17 MPa
Polyketon / DR 16 – PK	Hooksch mit Flieskurve	/47/, Zugversuch	E: 1200 MPa; μ = 0,4; Fliessp.: 30 MPa
NBR O-Ringe / DR8 / DR1	Mooney-Rivlin	Härtemessung	c10: 1,31; c01: 0,33
NBR / DR10 – GE	Mooney-Rivlin	Härtemessung	c10: 1,64; c01: 0,41
Gewebeverstärkter Elastomer / DR 10 - GE	James, Green, Simpson	Zugversuch	c10: -122,05; c01: 159,0; c11: 3,44; c20: 47,22; c30: -8,51
PTFE-Kohle / DR1	Olbrich Modell A	IMA	E: 595 MPa, Fließkurve; μ = 0,46
Polyacetal / DR4-PU, DR10 - GE	Hooksch	/48/	E: 2700 MPa; μ = 0,4

Die Dehnungen von Rotordichtringen unter simulierter Maximalbelastung bewegen sich fast ausschließlich unterhalb von 50 %. Die Materialparameter wurden deshalb auf diesen Bereich optimiert. Einzelne Materialparameter wurden über die gemessene Shore A Härte berechnet /49/. Einen Überblick gibt Tabelle 4.3.

Für PTFE-Compounds steht ein komplexes Werkstoffmodell aus früheren Forschungsarbeiten am IMA zur Verfügung /50/. In dieser Arbeit beruhen alle Simulationen mit PTFE Werkstoffen auf den Daten von PTFE-Kohle (40 °C), berechnet mit dem sog. Modell A der genannten Quelle. Die Simulationsergebnisse gelten ab dem Zeitpunkt, nach dem Kriech- und Fließprozesse, die für PTFE typisch sind, abgeschlossen sind.

Der gewebeverstärkte Elastomer wurde vereinfacht als isotroper Werkstoff betrachtet. Einige Vereinfachungen führen dazu, dass die berechneten Kontaktpressungswerte zu einem gewissen Anteil qualitativen Charakter besitzen, dennoch eignen sie sich um die oben genannten Versuchsziele zu erreichen.

In der Simulation wurden keine Reibkräfte berücksichtigt. Der Druck ist entlang der Außenkontur des Dichtrings aufgebracht. Aufgrund von druckinitiierten Verformungen ändert sich während der Simulation die Größe der Dichtkontaktfläche des Dichtrings mit der Welle und dem Gehäuse ständig. Auch die Kontaktfläche zwischen O-Ring und Gleitring ändert sich. In jedem Iterationsschritt der Rechnung wird geprüft, ob sich der Knoten mit einem Partner im Kontakt befindet. Nur wenn das nicht der Fall ist, wird die Druckbelastung an dem Knoten berücksichtigt.

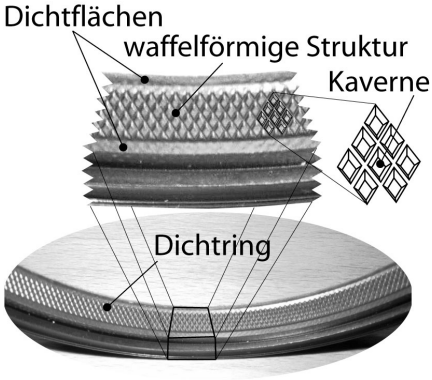


Bild 4.9: Struktur DR10-GE

Bei Dichtringen mit Stützringen wurde der Druck auf den eigentlichen Dichtring aufgebracht, nicht auf den Stützring.

DR10-GE weist auf der Dichtfläche eine makroskopische waffelförmige Struktur zwischen ihren beiden Dichtkanten auf (Bild 4.9), die vereinfachend als eine im Profilschnitt ermittelte rotationssymmetrische Kontur abgebildet wurde.

4.2.3 Gekoppelte thermisch-mechanische Simulation von Rotordichtungen

Diese Simulation wurde ohne Druckbelastung durchgeführt. Den Knoten wurden Temperaturen schrittweise direkt zugeführt, sodass in Kombination mit dem in 4.2.2 erwähnten Modell A nach Olbrich /50/ keine Zeitabhängigkeiten wie Wärmeübertragung, Kriech- oder Fließprozesse zu berücksichtigen waren.

Es ist äußerst aufwendig, die Werkstoffkennwerte für das Modell zu ermitteln. Dies konnte im Rahmen der Arbeit für einen vorliegenden Dichtringwerkstoff nicht erfolgen. Daher wurde auf die von Olbrich ermittelten Werte für ein PTFE-Kohle-Compound zurückgegriffen. Ein Vergleich zu experimentell ermittelten Ergebnissen dieser Arbeit ist daher nicht möglich.

Für die Rechnungen mussten weitere Vereinfachungen getroffen werden:

- Die Berechnung basiert auf einer Fließkurve von PTFE-Kohle bei 40 °C. Bei höheren Temperaturen ist die Spannungsrelaxation größer. Dies wurde nicht berücksichtigt.
- Der Wärmeausdehnungskoeffizient ist bei PTFE-Compounds stark temperaturabhängig. Für die Simulation wurde mit $\alpha = 0{,}0001$ 1/K, dem Maximalwert im Temperaturbereich, gerechnet (Worst Case).
- Welle und Gehäuse sind als absolut starr angenommen und dehnen sich nicht mit der Temperatur.

Der Wärmeausdehnungskoeffizient des O-Rings wurde mit $\alpha = 0{,}00016$ 1/K angenommen. Der Abdichtdurchmesser betrug 50 mm.

4.2.4 Thermische Simulation von Rotordichtungen

Die Berechnungen wurden an DR8-PU durchgeführt, da diese Dichtung sehr hohe Pressungsspitzen in ihrem Kontaktpressungsverlauf aufweist.

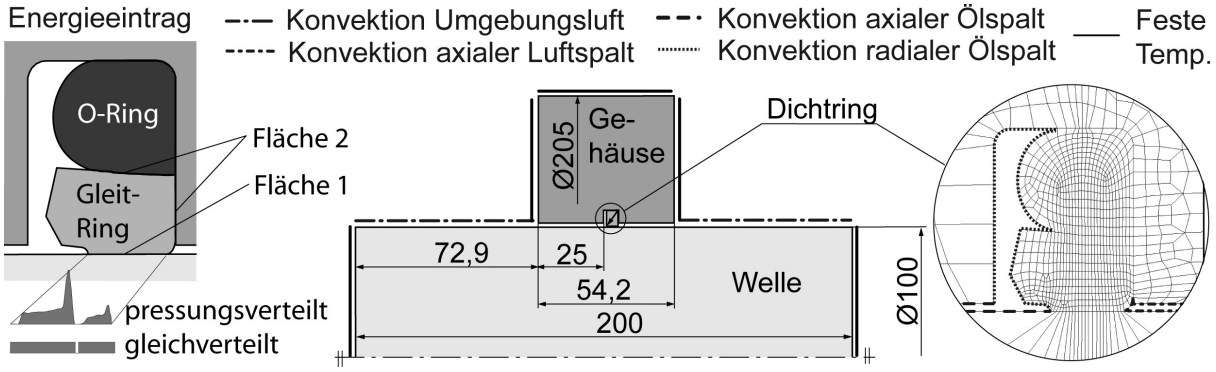


Bild 4.10: Lastarten und Randbedingungen

Bild 4.10 zeigt links die Dichtung, an der die Berechnungen durchgeführt wurden. Darunter ist die Verteilung der zugeführten Wärmeenergie dargestellt. Ausgehend von Prüfstandsdaten wurde die durch Reibung erzeugte Wärmeenergie in der Dichtkontaktfläche zunächst entsprechend der Pressungsverteilung eingebracht (vgl. im Bild „pressungsverteilt“), anschließend gleichverteilt über die Dichtkontaktfläche, zuletzt wieder pressungsverteilt aber zeitlich gepulst (Start-Stopp Betrieb: 1,1 s Bewegung, 2 s Pause) /51/. Dabei wurden dieselben Wärmemengen in den Dichtkontakt eingebracht. Für alle Berechnungen wurde der Gleichgewichtszustand abgewartet. Die Randbedingungen sind in Tabelle 4.4 für die in Bild 4.10 angegebenen Zonen aufgeführt. Die Wärmeübergangskoeffizienten wurden rechnerisch abgeschätzt.

Tabelle 4.4: Thermische Randbedingungen

Konvektion	Wärmeübergangskoeffizient α in [W/(m²K)]	Sinktemperatur[1] T in [K]
Umgebungsluft	5	294
axialer Luftspalt	0,652	294
axialer Ölspalt	3,43	313,15
radialer Ölspalt	7,2	313,15

4.2.5 Thermische Simulation von Drehübertragersystemen

Bild 4.11 zeigt das Simulationsmodell. Für die Berechnungen wurde ein System mit fünf Dichtungen abgebildet. Das Gehäuse gibt seine Energie über Konvektion an Luft (20 °C) ab. Die Öltemperatur ist auf 20 °C fixiert. Die Welle ragt 500 mm über den Drehübertragerbereich hinaus, um Einflüsse durch die Randbedingungen möglichst klein zu halten und angrenzende Maschinenteile (z. B. Getriebe oder Rundtischplatte)

[1] Die Sinktemperatur entspricht der Temperatur des angrenzenden Mediums an die Randelemente.

näherungsweise abzubilden. An ihren Enden ist die Temperatur auf 20 °C fixiert. Entlang der Welle ist freie Konvektion zu Luft (20 °C) möglich. Neben Konvektion und Wärmeleitung ist Wärmeübertragung auch durch Strahlung möglich. Stichversuche zeigten, dass der Einfluss der Strahlung auf das Ergebnis kleiner als 0,1 °C ist und daher vernachlässigt werden kann. Tabelle 4.5 zeigt die verwendeten Materialkennwerte auf Basis von Werten aus /52/.

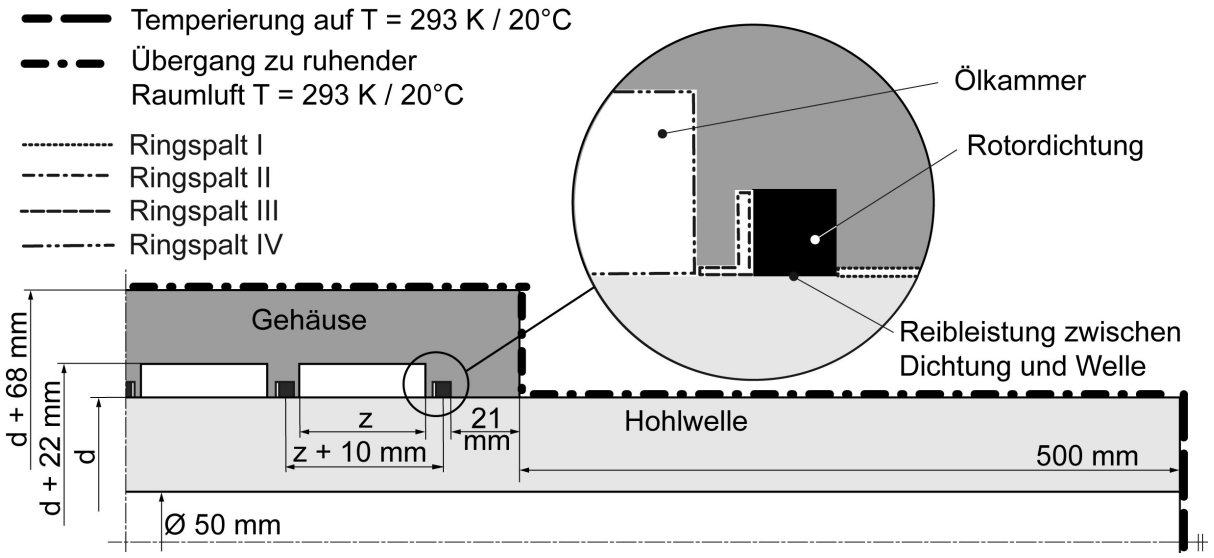


Bild 4.11: Lastarten und Randbedingungen am Drehübertragersystem

Tabelle 4.5: Materialkennwerte

Bauteil	Werkstoff	Wärmeleitfähigkeit λ in W/(m K)	Spezifische Wärmekapazität c_p in J/(kg K)	Dichte ρ in kg/m³
Gehäuse	16MnCr5	50	460	7850
Welle	16MnCr5	50	460	7850
Dichtring	Polyurethan	0,32	2090	1200

Für alle Berechnungen wurde eine Hohlwelle mit Bohrungsdurchmesser 50 mm angenommen. Zum einen berücksichtigt dies Bohrungskanäle in der Welle, zum anderen sind in der Praxis sehr oft Hohlwellen verbaut. Nur einzelne Rechnungen wurden mit einer Vollwelle durchgeführt.

Um die Eingangsdaten unabhängig vom Durchmesser zu machen, wurde die spezifische Reibkraft F_{R_spez} eingeführt, Formel (4.3). Sie ist die flächenbezogene Reibkraft (die sich aus Versuchen ergibt).

$$F_{R_spez} = \frac{2 \cdot M_R}{d \cdot A} \tag{4.3}$$

Hierbei ist zu berücksichtigen, dass nicht die gesamte Verlustenergie im Reibkontakt in Wärme umgewandelt werden kann, vgl. Kapitel 4.1.4. Soll dies berücksichtigt werden, ist F_{R_spez} entsprechend auf den Anteil der Reibungswärme erzeugenden Reibkraft

zu skalieren. Dieser ist aber in der Regel unbekannt. Umfangsgeschwindigkeit multipliziert mit der spezifischen Reibkraft ergibt die spezifische Wärmestromdichte, welche ein Eingangswert für die FEA ist (entspricht der pro Flächeneinheit eingebrachten Energie ins System).

$$q = v \cdot F_{R_spez} \tag{4.4}$$

Der Wertebereich der Wärmeübergangskoeffizienten wurde anhand der Strömungszustände nach Ansätzen von /53/ abgeschätzt. Der Wärmeübergangskoeffizient α_{IV} wurde hier aber als variabel angenommen um dessen Einfluss zu ermitteln. Für die abgeschätzten Bereiche für α_{II} und α_{III} zeigten Voruntersuchungen keinen merklichen Einfluss auf die Temperatur im Dichtkontakt /54/. Sie wurden daher nicht variiert. Tabelle 4.6 zeigt variierte und fixe Parameter.

Die Ergebnistemperatur ist die errechnete Temperatur im Dichtkontakt der mittigen Dichtung. Aus vorangegangenen Untersuchungen ist bekannt, dass sich die vorherrschenden Temperaturen zwischen den Randdichtungen und den Mitteldichtungen um nur wenige Grad Celsius unterscheiden, aber stets in der Mitte die Höchsttemperatur zu finden sind /55/.

Tabelle 4.6: Wertebereiche der Eingangsparameter

Parameter	Symbol	Einheit	Wertebereich min.	Wertebereich max.	Schrittweite
Zeit	t	s	0	18000	1
Wellenaußendurchmesser	d_a	mm	75	150	25
Innendurchmesser	d_i	mm	50	50	50
Abstand Dichtungen	z	mm	10	100	10
Spezifische Reibkraft	$F_{R\ spez}$	N/mm²	0,05	0,6	0,05
Umfangsgeschwindigkeit	v	m/s	0,01	0,12	0,01
Wärmeübergangskoeffizient: Ringspalt I - Luftspalt	α_I	W/m²K	5	5	nicht variiert
Wärmeübergangskoeffizient: Ringspalt II: radialer Ölspalt	α_{II}	W/m²K	10	10	nicht variiert
Wärmeübergangskoeffizient: Ringspalt III: axialer Ölspalt	α_{III}	W/m²K	10	10	nicht variiert
Wärmeübergangskoeffizient: Ringspalt IV: Ölkammer	α_{IV}	W/m²K	10	140	5…90

4.2.6 Versuche mit der Glashohlwelle

Wird die übliche Stahlwelle gegen eine Glashohlwelle ersetzt, werden die Betriebsbedingungen im Dichtkontakt geändert. Diese Änderungen können Einfluss auf das Ergebnis haben. Einflussfaktoren sind:

- Der Reibpartner ist geschmiertes Glas anstatt geschmierter Stahl

- Die Oberfläche des Glaszylinders ist poliert, die des Stahls geschliffen
- Der Wärmeleitwert von Glas liegt bei 0,8 W/mK, jener von Stahl (16MnCr5) bei 50 W/mK /56/

Der Werkstoff der Kontaktpartner und die Oberflächenbearbeitung sollten sich in einem geänderten Reibmoment äußern. Beide untersuchten Dichtungen zeigten auf der Glashohlwelle ein ähnliches Reibmoment wie auf der Stahlwelle (im Rahmen normaler Schwankungen). Messungen der Reibkraft am Tribo-Prüfstand bescheinigten PTFE/Glas niedrigere Reibwerte als PTFE/Stahl /57/.

Allerdings wird der Dichtring auf Glas thermisch wesentlich höher belastet als auf Stahl, da fast die ganze Reibwärme im Normalfall über die sehr gut wärmeleitende Stahlwelle abfließt. Der PTFE-Dichtring wurde bei einer niedrigen Umfangsgeschwindigkeit von 0,1 m/s untersucht. Auf Stahl führt das bei 10 MPa zu einer leichten Erwärmung der Welle, auf Glas sind Temperaturen von 200 °C im Dichtkontakt denkbar (überschlägig ermittelt auf Basis von FEM-Wärmerechnungen mit Stahlwellen). DR4-PU besteht aus weit weniger temperaturfestem Polyurethan, weshalb die Umfangsgeschwindigkeit auf 0,01 m/s reduziert wurde, um so die Temperatur im Dichtkontakt zu senken.

4.2.7 Profilvermessungen

Mit dem Hommel-Profilmesstaster PM 2000 wurde die Profilveränderung an der Lauffläche des Dichtrings erfasst. Die verschiedenen Materialien und Geometrien lassen sich unterschiedlich gut abtasten. Für eine erfolgreiche Messung müssen deshalb Tastgeschwindigkeit und Tasterdruck individuell optimiert werden und können hier nicht allgemeingültig angegeben werden.

Für die Messung wurde der Dichtring mittels einer Spannvorrichtung fixiert und abgetastet. Bedingt durch das Messprinzip können keine Hinterschnitte o. ä. erfasst werden. Um den gesamten Profilformbereich, in dem Verschleiß zu erwarten ist, erfassen zu können, müssen mehrere Messungen einzelner Teilbereiche des Dichtrings durchgeführt werden, Bild 4.12. Die dadurch entstandenen Profilsegmente können dann mit Hilfe von Turbo Contour als dxf-Datei abgespeichert und mit dem Programm „Adobe Illustrator“ weiterverarbeitet werden. Anhand eindeutiger Orientierungspunkte (Ecken, Radien, Kanten) können die gemessenen Profilsegmente dort zusammengesetzt werden.

Die Gesamtprofile setzen sich je nach Geometrie aus bis zu fünf Einzelmessungen zusammen.

Für eine exakte Übereinstimmung des Profilschnitts zwischen Vorher- und Nachhermessung erfordern nicht-rotationssymmetrische Dichtringe (DR10-GE mit wabenförmiger Dichtflächenstrukturierung und DR11-PK mit gewellten Dichtkanten), dass beide Messungen an derselben Stelle am Umfang durchgeführt werden. Kleinste Abweichungen lassen sich nicht vermeiden und führen dazu, dass die Wabenstruktur der DR10-GE oder die Dichtkanten der DR11-PK axial leicht versetzt erscheinen.

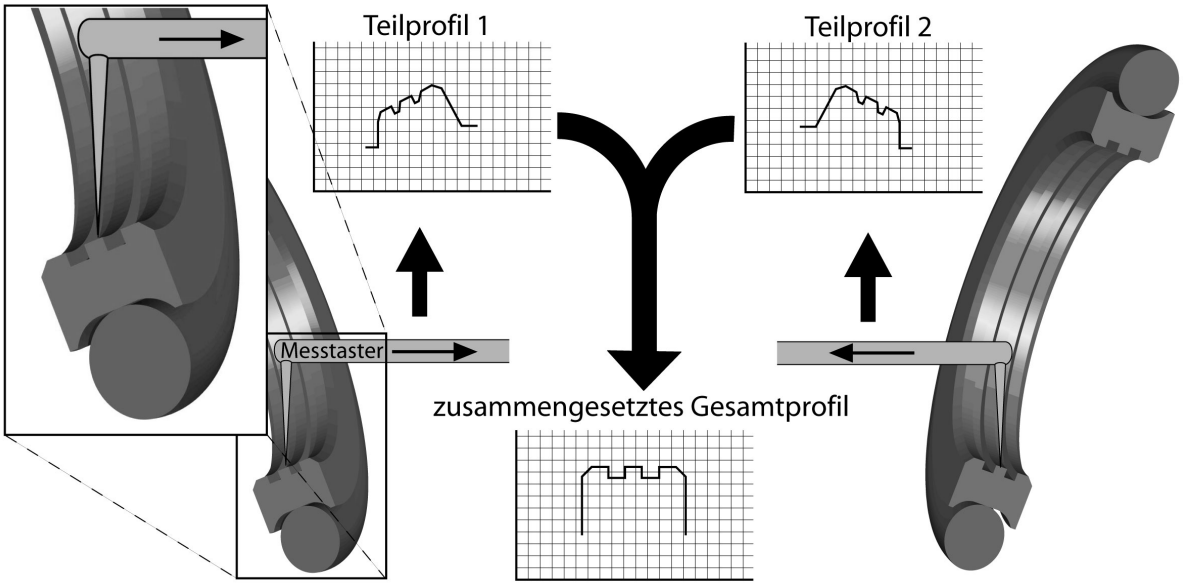


Bild 4.12: Prinzip der Profilerfassung

Sofern die Dichtringe nur von einer Seite druckbeaufschlagt wurden, sind alle Profilschriebe im Ergebnisteil so gedreht, dass die Druckseite rechts ist.

4.2.8 Versuche am Einzeldichtungsprüfstand

Die Reibmomentmessungen des Einzeldichtungsprüfstands erfolgten ohne automatisierte Messwertaufzeichnung durch Ablesen der Werte von einem Digitalanzeiger. Die Reibmomentwerte werden dabei mit etwa 1 Hz aktualisiert und sind entsprechend geglättet. Die Temperatur wird in der Ölkammer nahe der Dichtung gemessen (Abstand: dichtungsabhängig, < 20 mm).

Die Messwerte wurden mithilfe der statistischen Versuchsauswertung verarbeitet. Hierzu wurde das Programm Cornerstone 4.0 der Firma Brooks Automation verwendet.

4.2.9 Erfassen von Messgrößen am Rotordichtungsprüfstand

Die Temperatur wird mittels eines Widerstandsthermometers in der Ölkammer zwischen den Dichtungen gemessen. Der Abstand zur Dichtung ist dabei kleiner als 20 mm.

Das Summenreibmoment jeder der beiden Prüfkammern wird kontinuierlich über Kraftaufnehmer erfasst. Die Datenerfassung läuft mit 100 Hz. Es wird allerdings nur ein Bruchteil dieser Daten aufgezeichnet. Jeder Bewegungszyklus wird während des Prüflaufs analysiert und nur relevante Daten festgehalten. Bei sich ändernden Bewegungszuständen (vgl. Kap. 4.1.8) oder Druckzuständen (vgl. Kap. 4.1.9) bleibt das Reibmoment in einem Zyklus nicht konstant. Der Prüfstand filtert deshalb das erfasste

Maximalmoment (bzw. Minimalmoment bei Rückwärtsdrehung) heraus. Nur dieser Wert wird regelmäßig (i. d. R. bei jedem 3. Lastwechsel) festgehalten.

Bild 4.13 zeigt den Reibmomentenverlauf über zwei Zyklen des Schwenkprogramms (vgl. Kap. 4.1.8) und den Wert, der bei einem solchen Zyklus festgehalten worden ist. Aus dem Diagramm ist darüber hinaus ersichtlich, dass auch dann eine Kraft auf den Kraftaufnehmer wirkt, wenn die Welle stillsteht. Dies ist darin begründet, dass der Antrieb seine Position um wenige Winkelminuten nachregelt und versucht, diese nach dem groben Erreichen der Zielposition noch präziser anzufahren. Der Dichtring gleitet dabei nicht mehr auf der Welle, sondern wirkt wie eine Drehfeder und verspannt das System (Bild 4.13: „Verspannungsmoment“). Das Verspannungsmoment ist immer kleiner als das bei Bewegung auftretende Bewegungsreibmoment.

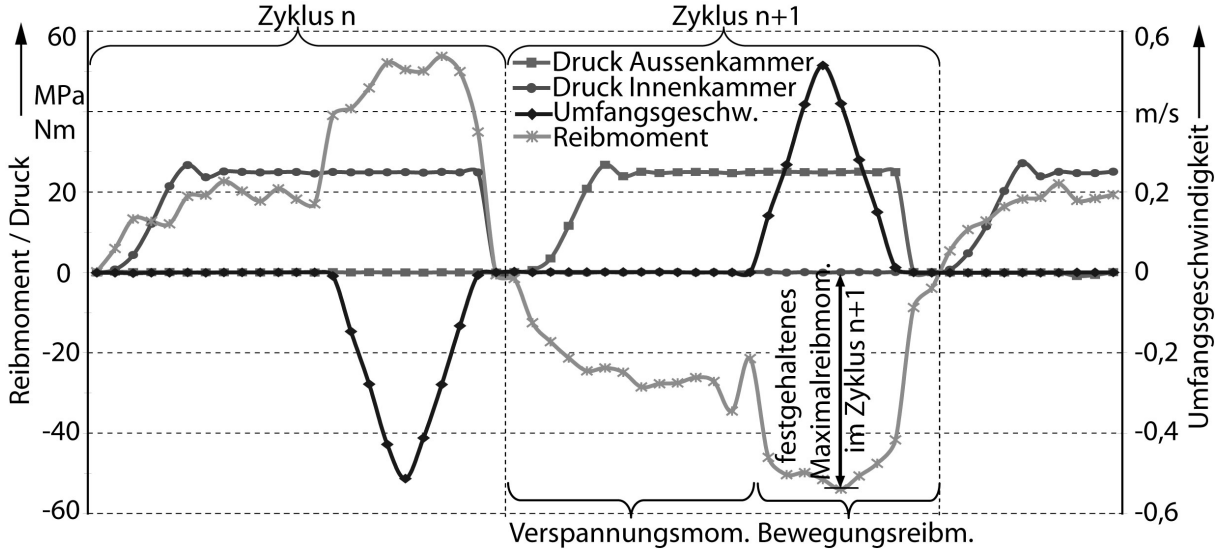


Bild 4.13: Reibmomentenverlauf und festgehaltener Wert

Sofern nicht ausdrücklich anders angegeben, sind die im Ergebnisteil dargestellten Reibmomentwerte als Summenreibmoment einer Prüfkammer zu betrachten (d. h. Reibmoment zweier oder dreier Dichtungen).

Um die Datenmenge im Schwenkprogramm (vgl. Kap. 4.1.8) auf ein auswertbares Maß zu reduzieren, wurde in den Dauerläufen anfänglich nur jeder zweite, später jeder dritte Zyklus aufgezeichnet. Wenn jeder zweite Zyklus mitgeschrieben wird, werden immer die Daten nach einer Rechtsdrehung festgehalten (z. B. Bild 5.53), bei jeder Dritten immer abwechselnd Rechts- und Linksdrehung (z. B. Bild 5.54). In letzterem Falle lassen sich Mittelwerte bilden. Die Streuung ihrer Ursprungsdaten ist als Fehlerbalken ins Diagramm eingetragen (z. B. Bild 5.55).

Die am Dichtring austretende Leckage tropft in ein 500 mm langes Kunststoffröhrchen ab. Die Füllhöhe des Röhrchens wird über Druckaufnehmer bestimmt. Ungenauigkeiten entstehen durch den zeitlichen Versatz, der zwischen Leckageaustritt am Dichtring und dem Erfassen eines neuen Tropfens im Kunststoffröhrchen liegt. Bei sehr wenig Leckage, kann das dazu führen, dass die ganze Leckage den Auffangbereich im Inneren des Prüfstands benetzt und überhaupt nicht abtropft. Die wahre Leckagemenge, bei Dichtungen, bei denen keine Leckage gemessen wurde, ist kleiner als 2 Gramm.

4.3 Untersuchte Dichtringe

Handelsübliche Dichtringe wurden in verschiedenen Prüfläufen untersucht. Die folgenden Diagramme beinhalten zur Ergebniskennzeichnung der Übersichtlichkeit wegen ein Symbol für den jeweiligen Dichtring anstatt der Typenbezeichnung. Der Zusammenhang ist in Tabelle 4.7 dargestellt.

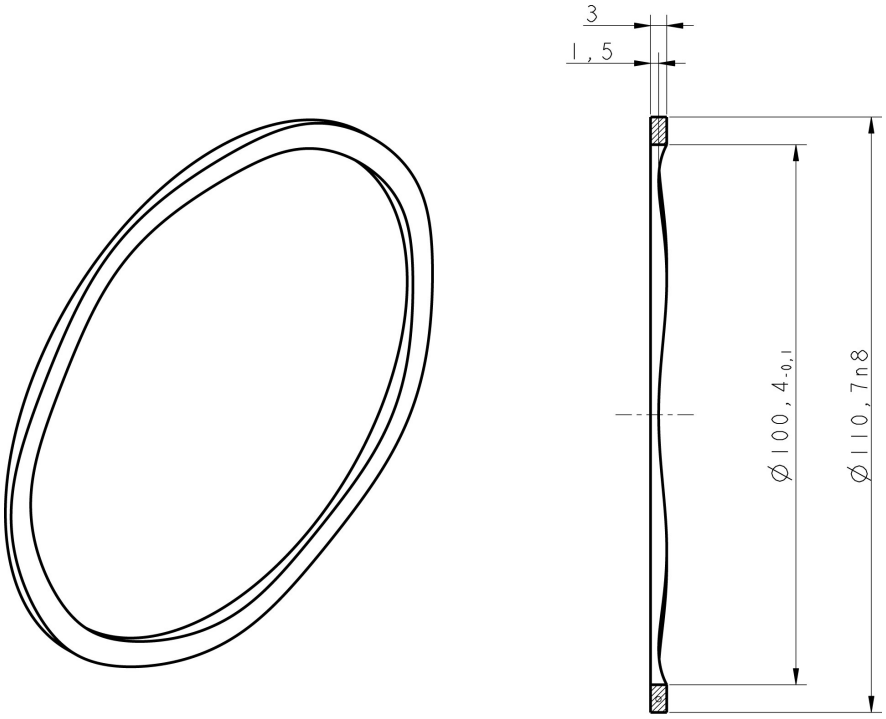


Bild 4.14:Ondulierter Ring

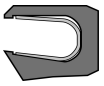
Die Dichtringe wurden nach Geometrieform (DR1…DR16) und Gleitringwerkstoff benannt. Sofern bei den Ergebnissen kein Gleitwerkstoffkürzel angegeben ist, gelten die Aussagen für alle Werkstoffvarianten der beschriebenen Geometrie.

Jede Untersuchung wurde mit DR1-C durchgeführt. Jeder Hersteller bietet diese Bauform an, i. d. R. auch aus einem ähnlichen Werkstoff.

Die Dichtringe sind unterschiedlich groß. In den Diagrammen im Ergebnisteil sind alle Dichtelemente im gleichen Maßstab dargestellt. Die Piktogramme in Tabelle 4.7 hingegen sind nicht im gleichen Maßstab, um Details filigraner Geometrien besser erkennen zu können.

Der Versuchsdichtring DR14-C ist mit einem Hydraulikstangendichtring umgesetzt und in eine spezielle Nut eingesetzt worden. In die Nut wurde ein ondulierter Ring, wie er in Bild 4.14 dargestellt ist, eingepresst. An ihn drückt sich der Dichtring unter Druck an und erzeugt so eine ondulierte Dichtkante entsprechend /10/.

Tabelle 4.7: Untersuchte Dichtringe

Symbol	Werkstoff	Name	Bemerkung
	PTFE – 23 % Kohle, 2 % Grafit	DR 1 - C	Nutbreite 4,2 mm
	PTFE – Kohlefaser	DR 1 – CF	Nutbreite 4,2 mm
	Polyurethan 60 Shore D	DR 2 – PU	Nutbreite 4,2 mm
	PTFE – 25 % Kohle	DR 3 – C	Nutbreite 6,3 mm
	Polyurethan 43 Shore D	DR 4 – PU	Nutbreite 6,3 mm
	PTFE – Bronze	DR 5 – BZ	Nutbreite 4,2 mm
	PTFE – Polyimid	DR 5 – PI	Nutbreite 4,2mm
	PTFE – Bronze	DR 6 – BZ	Nutbreite 7,5 mm
	PTFE – Polyimid	DR 6 – PI	Nutbreite 7,5 mm
	PTFE – Polyimid	DR 7 – PI	erfordert axiale Klemmung, Nutbreite 5 mm
	Ultrahochmolekulares Polyethylen	DR 8 – PE	Nutbreite 4,2 mm
	Polyurethan 62 Shore D	DR 8 – PU	Nutbreite 4,2 mm
	PTFE – Compound, faserverstärkt	DR 9 – PT	nur Variationsversuche, Nutbreite 3,2 mm
	Gewebeverstärkter Elastomer	DR 10 – GE	Nutbreite 12 mm
	Polyketon	DR 11 – PK	für Nutbreite 4,2 mm ondulierte Dichtkanten
	PTFE – 23 % Kohle, 2 % Grafit	DR 12 – C	erfordert axiale Klemmung
	PTFE – Kohlefaser	DR 13 – CF	lt. Hersteller in eine geschlossene Nut einlegbar Nutbreite 7,1 mm
	PTFE – 23 % Kohle, 2 % Grafit	DR 14 – C	Kein Rotordichtring, sondern Hydraulikstangendichtring, Test mit ondulierter Nut
	Elastomer (HNBR)	DR 15 – EL	Nutbreite 7,42 mm
	Polyketon	DR 16 - PK	Prototyp, Nutbreite 1,3 mm

5 Ergebnisse von handelsüblichen Dichtungen und Dichtungskomponenten

In einigen Abschnitten wie z. B. bei den Ergebnissen der Dauerlaufversuche sind ergänzend zu den Ergebnissen der handelsüblichen Dichtungskomponenten, jene der in Kapitel 6 näher beschriebenen Neuentwicklungen mit aufgeführt.

5.1 Werkstoffversuche

Im Folgenden sind die Ergebnisse der Werkstoffuntersuchungen dargestellt und im Hinblick auf die Anwendung in der Rotordichtung bewertet. Alle Werkstoffe werden in Rotordichtungen verwendet. Allerdings ist nur ein Polyurethan untersucht worden. Wie in Kap. 2.1.2.2 geschrieben sind die Eigenschaften von Polyurethanen sehr stark veränderbar. Verallgemeinerungen der Ergebnisse auf alle Polyurethane dürfen nicht erfolgen.

5.1.1 Extrusionsversuche

Extrusionswiderstand und Formbeständigkeit hängen zusammen. Bild 5.1 zeigt, dass Polyketon diesbezüglich die besten Eigenschaften aufweist. Das untersuchte Polyurethan und die PTFE-Compounds mit harter Kohle liegen auf ähnlichem Niveau beim etwa 5-fachen Wert von Polyketon. Bei den PTFE-Kohle-Compounds zeigt sich, dass der Füllstoffanteil nicht allein über die Eigenschaften entscheidet. Großen Einfluss hat auch die Art der Füllkohle, also ihre eigene Festigkeit und Struktur (Korngröße, Sorte, etc.). Im Vergleich mit den anderen Compound-Sorten bieten die PTFE-Kohle-Compounds die beste Ausgangsbasis für hohen Extrusionswiderstand unter statischer Last.

PTFE-Kohlefaser und die kunststoffgefüllten Compounds zeigen, zusammen mit ultrahochmolekularem Polyethylen (PE-UHMW), das bei der Prüftemperatur schon an die Grenze seiner Dauergebrauchstemperatur (80 °C) stößt, einen niedrigen Extrusionswiderstand – verglichen mit PTFE-Kohle um etwa den Faktor zwei schlechter.

PTFE-Bronze zeigt mittelmäßigen Extrusionswiderstand (ca. Faktor 1,5 schlechter als die meisten PTFE-Kohle Compounds).

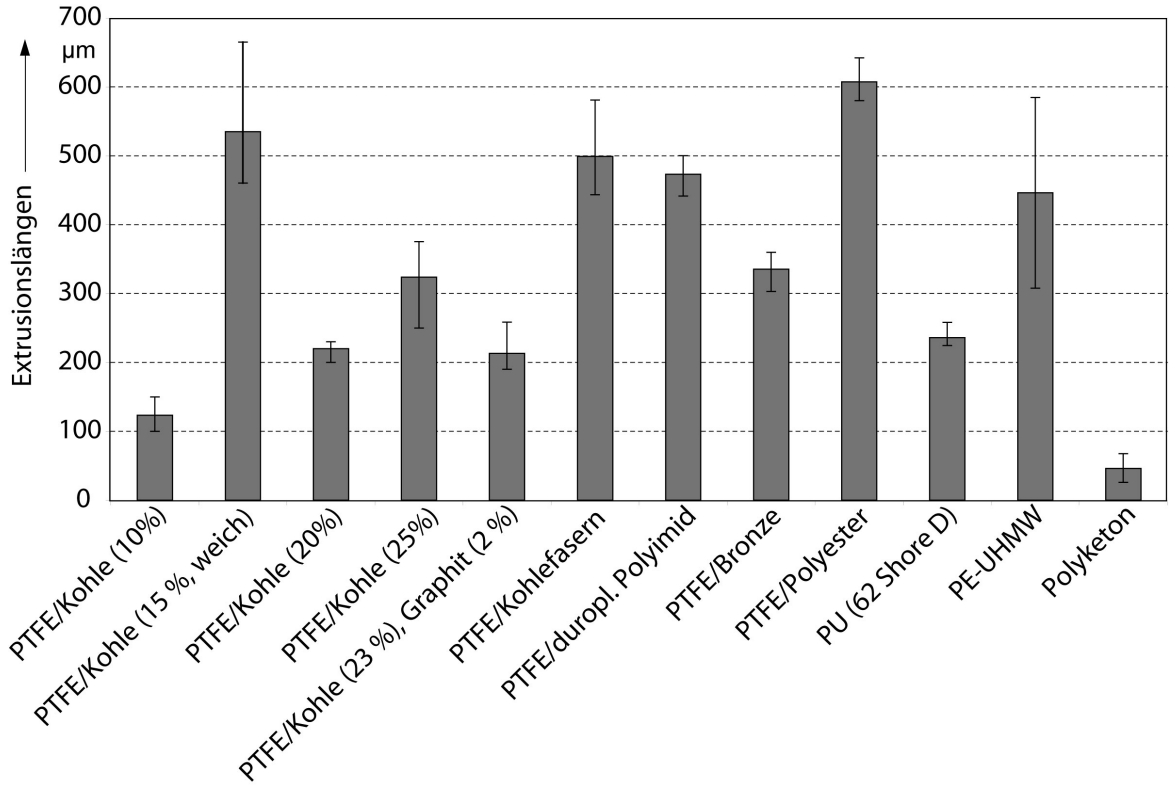


Bild 5.1: Extrusionslängen verschiedener Werkstoffe und deren Streuung

5.1.2 Tribo-Prüfstandsversuche

Das tribologische System einer Dichtung besteht aus Gegenlauffläche, Dichtkörper und abzudichtendem Öl. Sowohl Gegenlauffläche als auch Prüfkörper/Dichtkörper verschleißen. Die unterschiedlich starke abrasive Wirkung der Dichtringwerkstoffe führt zu unterschiedlich starkem Verschleiß der Gegenlauffläche.

Bild 5.2 zeigt das Ergebnis des Verschleißes von Prüfkörper und Gegenlauffläche nach Versuchsende in µm. Hier haben die Nicht-PTFE-Kunststoffe und kunststoff- bzw. faserverstärkten PTFE-Compounds ihre Stärken. Vergleichen mit dem Durchschnitt der PTFE-Kohle Compounds liegen ihre Werte zwei Drittel niedriger. Neben dem niedrigen Prüfkörperverschleiß schonen sie zudem die Gegenlauffläche. PTFE-Kohle hingegen greift die Gegenlauffläche stärker an (im Durchschnitt zu faser- und kunststoffgefüllten PTFE-Compounds dreimal tiefere Einlaufspuren). Nur ein Kohle-Compound ist verschleißfest. Sehr auffällig ist das Verhalten von PTFE-Bronze, das sehr hohen Gegenlaufflächenverschleiß erzeugt.

Das geprüfte Polyurethan und PE-UHMW sind auf ähnlichem Niveau wie die kunststoffgefüllten PTFE-Compounds. PE-UHMW ist in diesem Vergleich im Prüfkörper-, das Polyurethan im Gegenlaufflächenverschleiß etwas schlechter.

Polyketon zeigt die besten Werte im Prüfkörperverschleiß. Der Verschleiß der Gegenlauffläche ist um den Faktor zwei höher als die besten Werte, die die kunststoffgefüllten PTFE-Compounds liefern.

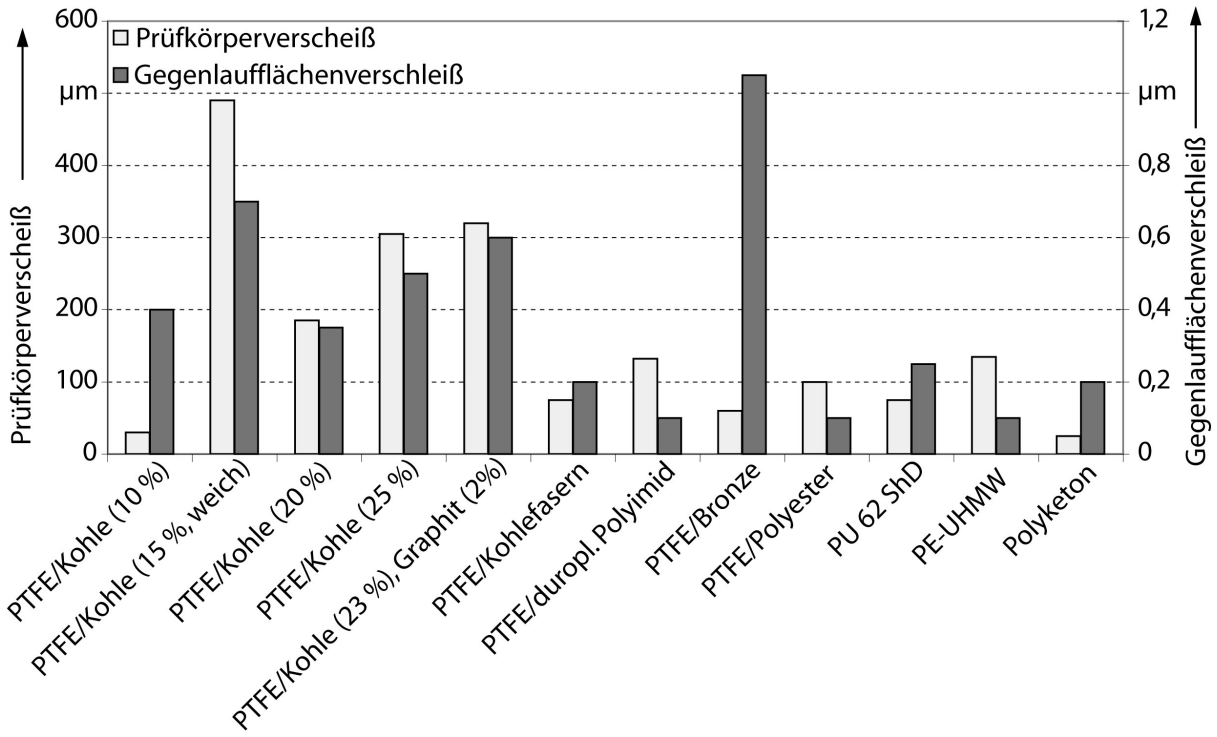


Bild 5.2: Verschleiß des Prüfkörpers und Einlauftiefe der Gegenlauffläche

Der Absolutverschleiß einer Werkstoffprobe setzt sich zusammen aus einem sog. Einlaufverschleiß, einem Bereich von konstantem Verschleiß und kurz vor dem Ausfall, einem Bereich mit kritischem Verschleiß /58/, Bild 5.3. Häufig können in den Bereichen I und III erhöhte und/oder unruhige Reibmomente gemessen werden. In diesen Bereichen verschleißt der Werkstoff stark (= hohe Verschleißgeschwindigkeit). Wird der Werkstoff nicht überbelastet, so ist der Bereich II (= konstante, niedrige Verschleißgeschwindigkeit, stabile Phase) zeitlich viel stärker ausgedehnt als die Bereiche I und III.

Die Versuche endeten alle, bis auf eine Ausnahme, noch im Bereich II. Ein hoher Gesamtverschleiß nach der Versuchslaufzeit kann somit entweder durch einen hohen Einlaufverschleiß oder eine hohe Verschleißgeschwindigkeit im Bereich des konstanten Bereichs zustande kommen.

Ist der Einlaufverschleiß zu hoch, wird schon ein großer Teil des für den Verschleiß vorgehaltenen Werkstoffvolumens zum Betriebsbeginn verschlissen. Ist die Verschleißgeschwindigkeit im darauf folgenden Bereich II aber sehr gering, kann ein solcher Werkstoff dennoch länger betriebstauglich bleiben als ein Werkstoff mit niedrigem Einlaufverschleiß und sehr hoher Verschleißgeschwindigkeit in Bereich II.

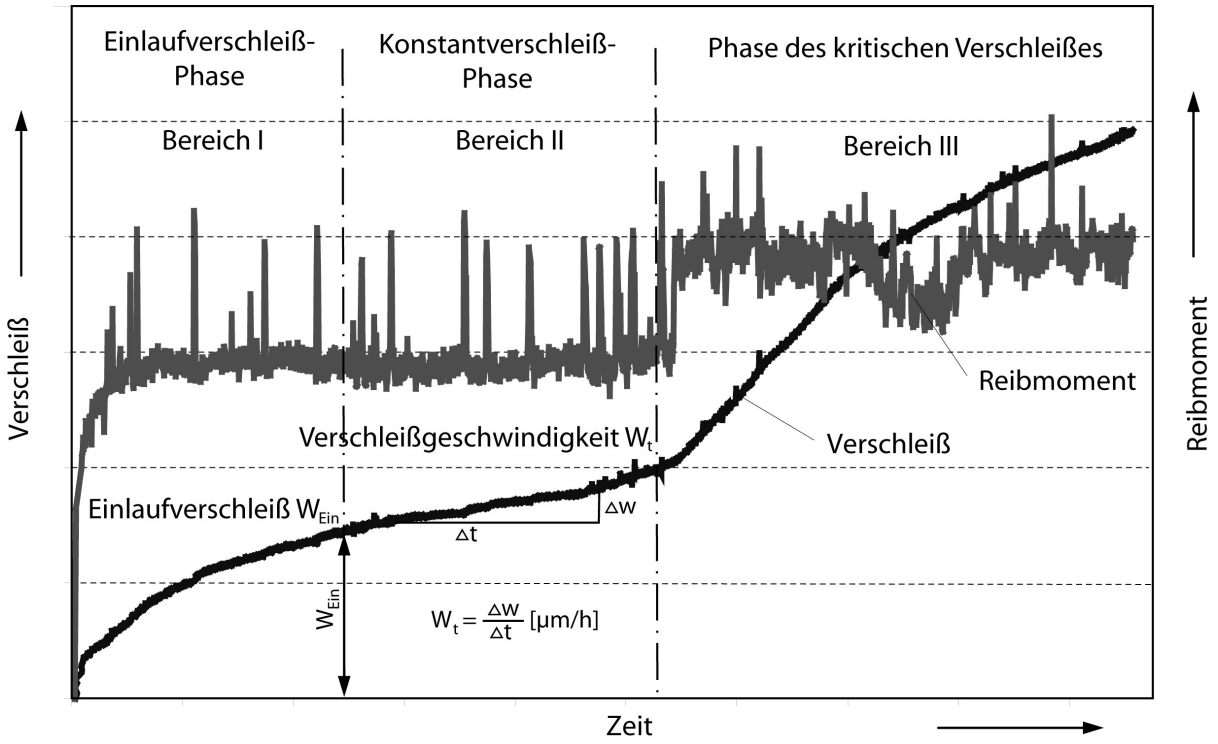


Bild 5.3: Verschleißphasen von PTFE-Werkstoffen

Die Höhe des Einlaufverschleißes fällt bei den untersuchten Werkstoffen unterschiedlich aus. Auch die Verschleißgeschwindigkeiten im Bereich des konstanten Verschleißes weichen deutlich voneinander ab, Bild 5.4.

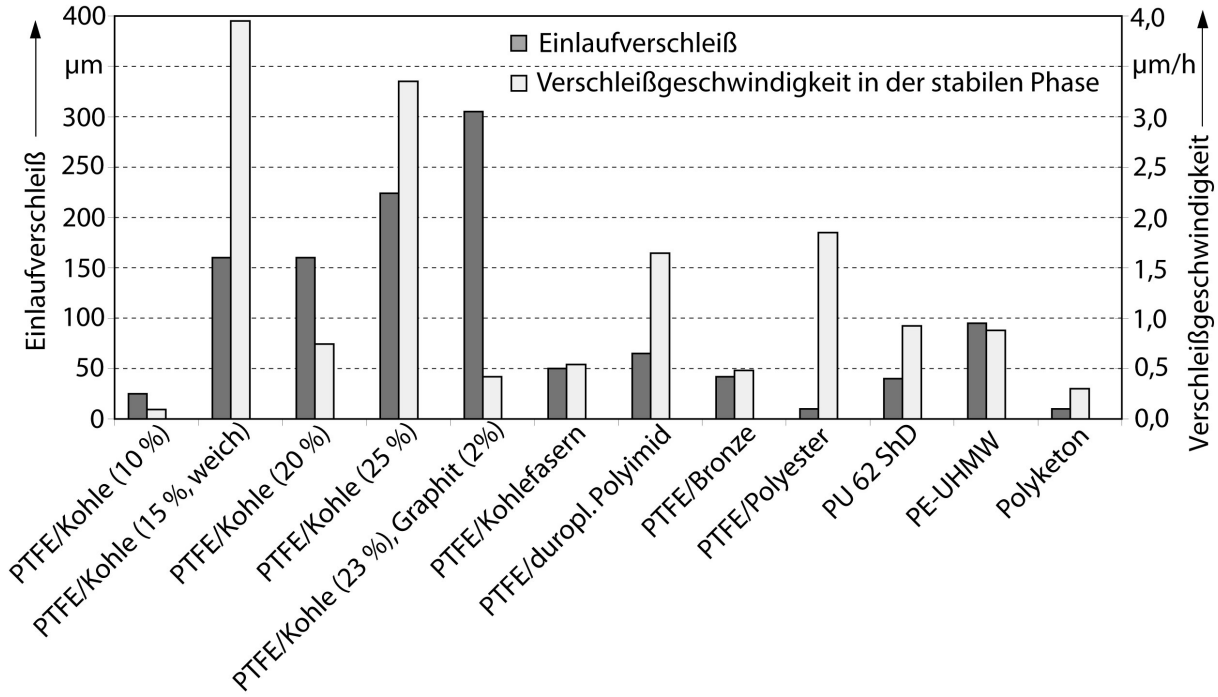


Bild 5.4: Einlaufverschleiß und Verschleißgeschwindigkeit in Bereich II

Polyketon, PTFE mit 10 % Kohle, das kohlefaser- und bronzecompoundierte PTFE, zeigen eine gute Kombination aus niedrigem Einlaufverschleiß und niedriger Verschleißgeschwindigkeit in der stabilen Phase. Kunststoffgefüllte Compounds haben

eine vergleichsweise hohe Verschleißgeschwindigkeit. Auch wenn der Einlaufverschleiß sehr niedrig ist, wird dieser Vorteil gegenüber anderen Werkstoffen über eine längere Belastungszeit aufgezehrt.

In den Verschleißversuchen werden Werkstoffproben mit einer definierten Kraft auf eine Fläche gedrückt, deren Größe bekannt ist. Das Reibmoment wird gemessen. Es lassen sich also Normalkraft und Reibkraft berechnen und ins Verhältnis setzen, um die Reibzahl μ zu berechnen.

$$\mu = \frac{F_{R_dyn}}{F_N} \tag{5.1}$$

Bild 5.5 zeigt die Reibwerte der verschiedenen Werkstoffe. Alle Werte wurden aus den im Bereich II des konstanten Verschleißes gemessenen Reibkräften bestimmt. Überraschenderweise sind die PTFE-Compounds bei diesen Betriebsbedingungen keineswegs reibungsgünstiger als andere Kunststoffe. Polyurethan hat einen ebenso niedrigen, teilweise sogar niedrigeren Reibwert, wie die PTFE-Compounds. Der reibungsgünstigste PTFE-Werkstoff im Versuch war PTFE/Polyester. Sein Reibwert wird lediglich von Polyketon und dem bei weitem reibungsgünstigsten ultrahochmolekularen Polyethylen unterboten.

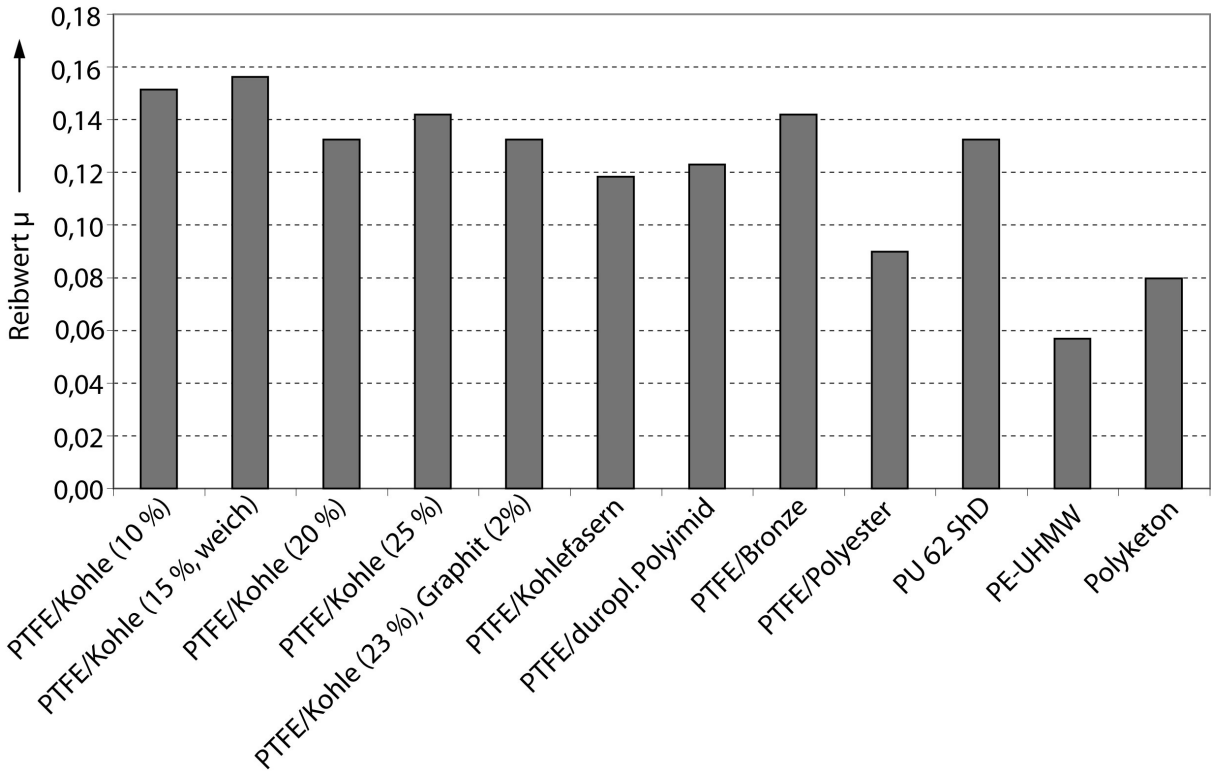


Bild 5.5: Reibwerte beim Triboversuch, Versuchsbedingungen vgl. Tabelle 4.2

Reibwerte dürfen nicht absolut betrachtet werden sondern sind abhängig von den Betriebs- und Versuchsbedingungen. Die gemachen Aussagen gelten also nur in der für die in Tabelle 4.2 aufgelisteten Versuchsbedingungen.

Fazit

PTFE-Kohle-Compounds zeigen alle – mit einer Ausnahme – hohen Verschleiß. Sie eignen sich aufgrund ihrer sehr guten Extrusionsfestigkeit vor allem für statische Abdichtungen oder Abdichtungen mit geringen dynamischen Anforderungen. Deshalb ist der Werkstoff für Dichtringe in langsam drehenden Drehübertrager geeignet. Kunststoff- und kohlefasergefüllte Compounds haben einen geringeren Extrusionswiderstand und sind deshalb weniger formbeständig. Für Hochdruckanwendungen sollten Dichtringe aus diesen Werkstoffen deshalb massiv – d. h. mit viel Material vor dem Extrusionsspalt – ausgeführt werden, um diese Schwäche zu kompensieren. Alternativ kann der Extrusionsspalt oder der Öldruck klein gehalten werden. Wird das berücksichtigt, bietet insbesondere das kohlefaserverstärkte Compound aufgrund der niedrigen Verschleißgeschwindigkeit gute Voraussetzungen.

Das geprüfte Polyurethan bietet eine gute Kombination aus niedriger Verschleißgeschwindigkeit, geringem Gesamtverschleiß, gutem Extrusionswiderstand und mäßiger Reibung. Abgesehen von der wesentlich niedrigeren maximalen Einsatztemperatur (100 °C) im Vergleich zu PTFE (250 °C) sind keine Schwachstellen vorhanden. Der Werkstoff bietet sich deshalb als Rotordichtringwerkstoff an. Polyketon ist in all diesen Bereichen noch besser als das Polyurethan und bietet deshalb großes Potential. Leider ist es am Markt derzeit nicht verfügbar, vgl. Kap. 2.1.2.3. Ultrahochmolekulares Polyethylen zeigt niedrige Reibungs- und Verschleißwerte. Die Prüftemperatur beim Extrusionsversuch (nahe 80 °C) war für diesen Werkstoff schon sehr hoch. Er beginnt bei dieser Temperatur langsam zu erweichen. Dementsprechend niedrig ist der ermittelte Extrusionswiderstand. Deshalb ist UHMW-PE der ideale Werkstoff für niedrigere Temperaturen und thermisch anspruchslose Anwendungen. Den idealen Werkstoff für alle Betriebsbedingungen gibt es nicht. Polyketon kommt dem noch am nächsten.

5.2 Betrachtung der Einzeldichtung

Im Folgenden sind die Ergebnisse der Untersuchungen dargestellt, in denen das Verhalten der einzelnen Dichtung oder der Einfluss einzelner Parameter auf die Dichtung im Vordergrund standen.

5.2.1 Ergebnisse der Harzeingussversuche

Die durch die Harzeingüsse festgehaltenen Verformungen unter Hochdruck zeigten bei den meisten Dichtungen keine wesentlichen Besonderheiten. Nur wenige Dichtungen waren auffällig.

Der Einguss von DR12-C zeigt die Dichtung drucklos nach der Montage, Bild 5.6, A. Bild 5.6, B zeigt den gleichen Dichtring unter Öldruck von 15 MPa. Die Stützwirkung des axial geklemmten Steges reicht nicht aus, um zu verhindern, dass der Dichtring vom Öldruck komplett an die Welle angelegt wird. Die Dichtkontaktfläche vergrößert sich deshalb stark. Dies führt zu hoher Reibung. Am Außendurchmesser wird der Dichtring stark verformt, sofern die herstellerseitig vorgesehene Fase (zur Erleichterung der Montage) angebracht wird.

Bild 5.6, C, zeigt DR6 – BZ unter 30 MPa Öldruck. Die Stützringe sind L-förmig, um im Spaltbereich gute Extrusionsfestigkeit zu gewährleisten. Der Einguss zeigt, dass es möglich ist, dass der Gleitring auf den Stützring rutscht. Dies kann bei der Montage oder durch den Öldruck geschehen sein. Somit ist keine eindeutige Lage des Dichtrings gegeben und die Dichtfunktion kann ggf. gestört werden.

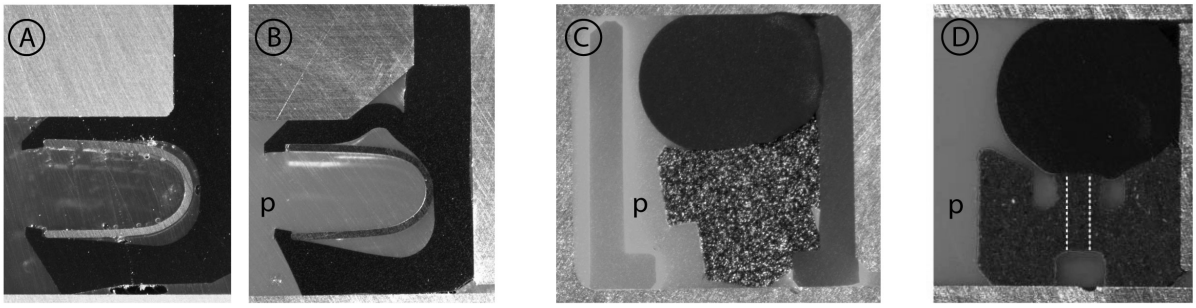


Bild 5.6: Harzeingüsse

Bild 5.6, D, zeigt DR9-PT unter 30 MPa Öldruck. Der Dichtring besitzt mehrere, über den Umfang verteilte Bohrungen (im Bild gestrichelt dargestellt), die bei Verformung des O-Rings durch den Öldruck freigegeben werden sollen und den Dichtring auf der Druckseite so hydraulisch entlasten. Durch umlaufende Nuten unter dem O-Ring soll gewährleistet werden, dass das Öl in die Bohrung kommt. Im Bild ist zu sehen, dass der O-Ring die Bohrung nicht großräumig freigibt. Eine im Durchmesser größere Bohrung könnte Abhilfe schaffen. Durch den Druck wird das Öl vermutlich dennoch durch das an der dünnsten Stelle wenige 1/100 mm dicke PTFE-Compound in die Bohrung gedrückt und der gewünschte Effekt erzielt. Bei den Reibmomentmessungen (Kapitel 5.2.2) zeigte die Dichtung höhere Reibung als die Bauform ohne Bohrung (DR1). Die mögliche Ursache wird in Kapitel 5.2.9.2 erläutert.

Fazit

Dichtringe mit ausgeprägter Dichtlippe halten ihre Form bei hoher Öldruckbelastung nicht ausreichend. Eine vergrößerte Dichtkontaktfläche und hohe Reibung können resultieren. Neben dem Öldruck kann auch die Montage zu ungewollter Verformung des Rings führen. Zum einen sind bei der Gestaltung der Dichtungsnut Aussparungen, wie sie durch Fasen entstehen können, klein zu halten. Zum anderen sind Geometrien anzustreben, die nur eine stabile Lage des Dichtrings zulassen.

5.2.2 Ergebnisse der Versuche bei Niederdruck an Einzeldichtungen

Durch die Variationsversuche ergibt sich eine Vielzahl an Messwerten. Für die Standard-Dichtung sind diese im folgenden Diagramm dargestellt, Bild 5.7.

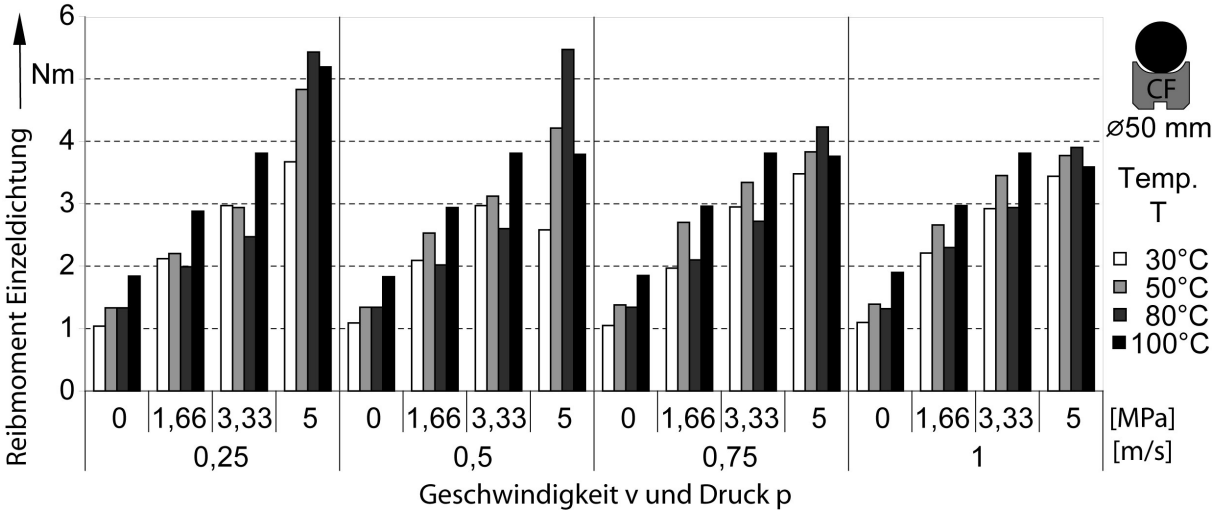


Bild 5.7: Reibmomentabhängigkeit von T, p und v für DR1 - CF

Jeder dieser Betriebspunkte lässt sich mit den Werten der andern Dichtungen direkt vergleichen. Bild 5.8 zeigt einen Vergleich der Ergebnisse von Reibmomentmessungen aller im Niederdruckbereich untersuchten Einzeldichtungen für einen Betriebspunkt.

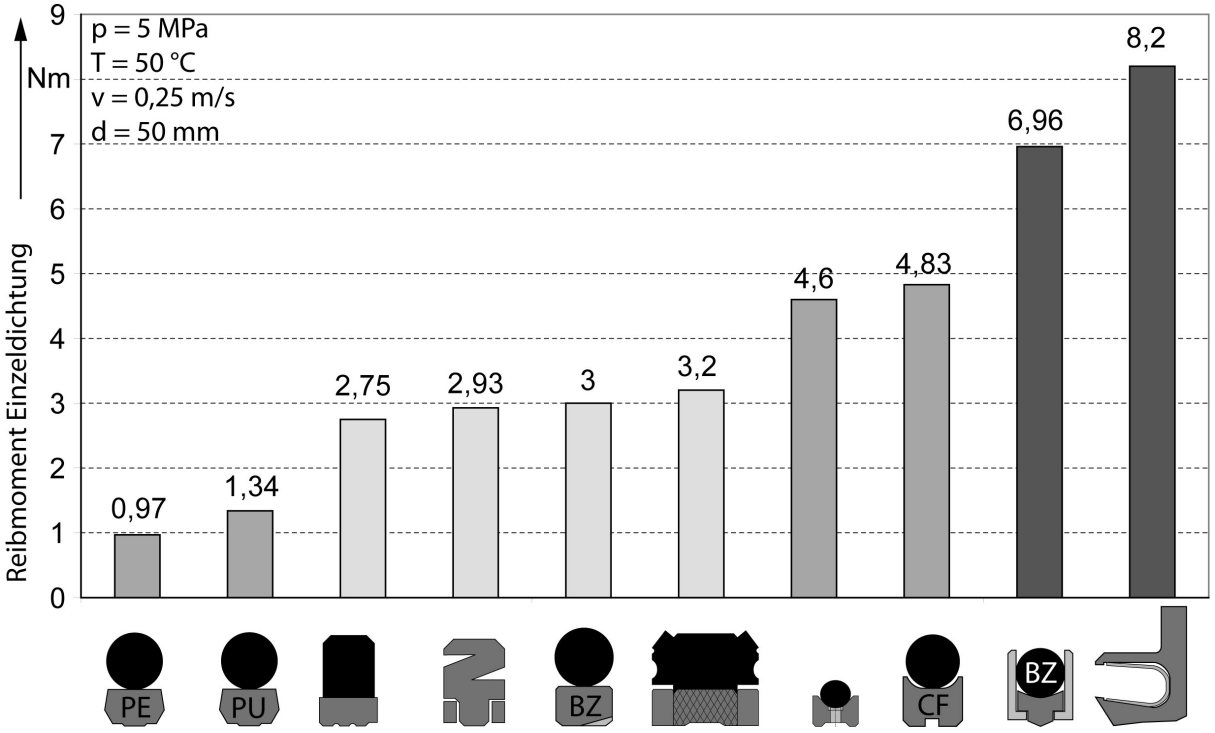


Bild 5.8: Vergleich der Dichtungen anhand eines Betriebspunktes

Mithilfe der statistischen Versuchsauswertung kann aus den Messwerten ein mathematisches Modell zur Systembeschreibung aufgebaut werden. Die Einflüsse verschiedener Systemparameter auf die Reibungsentwicklung können so errechnet werden.

Als Eingangsgrößen wurden Umfangsgeschwindigkeit, Druck, Temperatur und der Dichtring vorgegeben. Eine solche Auswertung ergibt, dass der Dichtring (als Einflussgröße, in der Werkstoff und Geometrie steckt) – vor dem Druck – den bei weitem größten Einfluss auf das sich einstellende Reibmoment hat. Temperatur und Geschwindigkeit sind nicht signifikant.

In einem zweiten Schritt wurde versucht, die Geometrie der Dichtringe einfließen zu lassen, Bild 5.9. Es flossen zusätzlich folgende Geometriedaten ein:

- druckbelastete Fläche
- Stützringbreite
- Breite des Dichtkontakts (Berührbreite)
- Anzahl der Dichtkontaktflächen
- Lage der Dichtkontaktflächen
- Werkstoff des Gleitrings

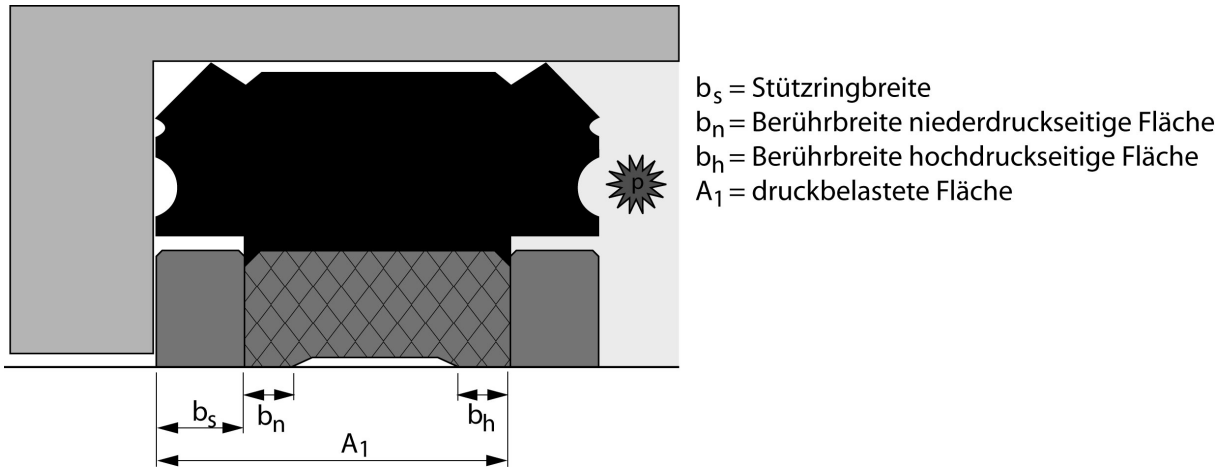


Bild 5.9:Geometriedaten am Beispiel DR10-GE

Im Pareto-Diagramm in Bild 5.10 sind die Einflüsse der signifikanten Größen dargestellt. Temperatur und Geschwindigkeit wurden als nicht signifikant errechnet.

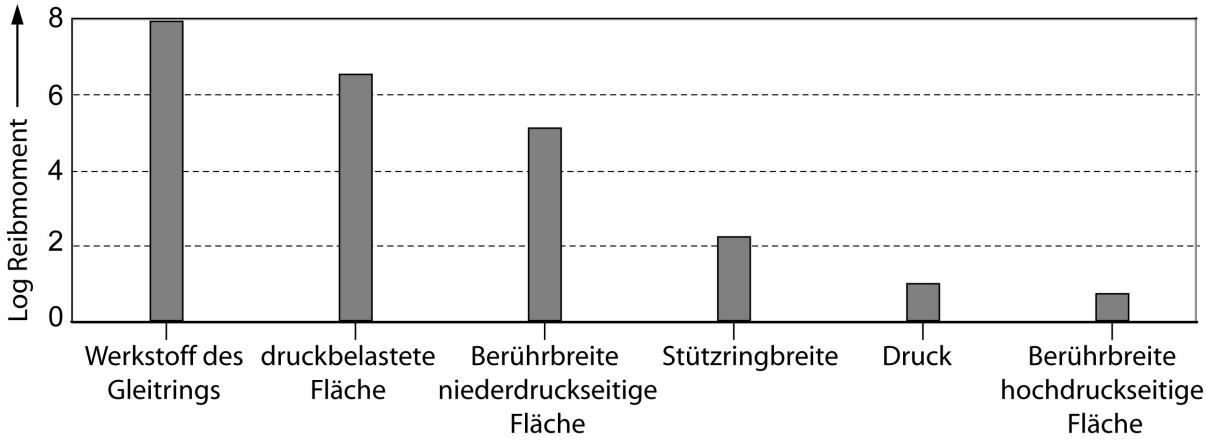


Bild 5.10: Pareto-Diagramm der Einflussgrößen im logarithmischen Maßstab

Demnach sind der Werkstoff des Gleitrings, die druckbelastete Fläche und die Berührbreite der Dichtung nahe der Niederdruckseite – im Unterschied zu der druckseitigen – die bei Weitem einflussreichsten Faktoren. Das Reibmoment (im untersuchten Druckbereich) steigt bei Erhöhung dieser Größen. Die geometrischen Größen beeinflussen das Reibmoment dabei wesentlich stärker als der Druck. Bild 5.11 zeigt ein Beispiel für Messdaten eines Dichtrings, bei dem die Reibung vom Druck nur schwach und von der Geschwindigkeit praktisch gar nicht beeinflusst wird.

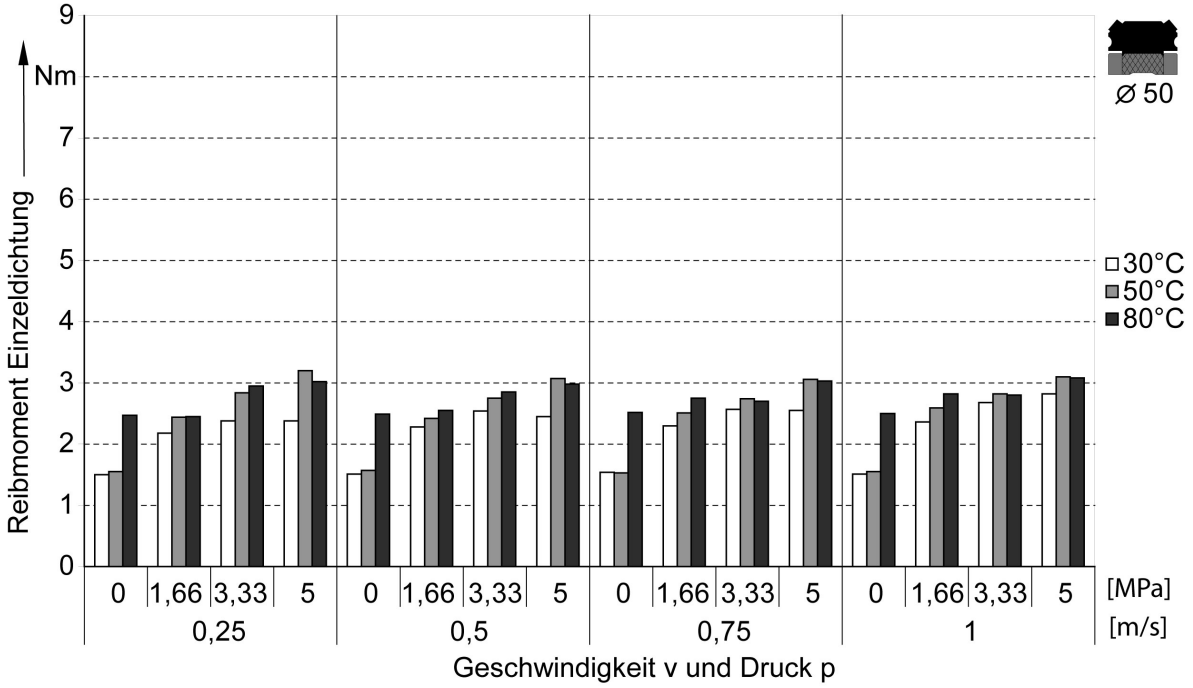


Bild 5.11: Messwerte DR10-GE

Auch dieses Modell ist unvollständig. Es berücksichtigt nicht Einflüsse wie z. B. Strukturierung der Lauffläche, Vorspannung des Dichtrings oder Änderungen der Kontaktfläche bei Verformung unter Druck. Die Zusammenhänge wurden für den Bereich bis 5 MPa ermitteltet. Der Anteil der Vorpressung an der Gesamtanpressung im Druckbereich bis 5 MPa ist wesentlich größer als bei höheren Drücken. Dies fließt nicht in die Auswertung nach Bild 5.10 ein. Daher dürfen diese Ergebnisse nicht ohne Weiteres auf höhere Druckbereiche übertragen werden.

Fazit

Wesentliches Ergebnis dieser Experimente ist, dass Öltemperatur und Umfangsgeschwindigkeit keine signifikanten Einflussgrößen auf das Reibmoment sind. Der Dichtring selbst beeinflusst das Reibmoment maßgeblich. Je kleiner die Haupteinflussgrößen Reibwert des Werkstoffs, druckbelastete Fläche und niederdruckseitige Berührbreite, umso geringer ist das zu erwartende Reibmoment.

5.2.3 Losbrechversuche

Ein Polyurethandichtring zeigt im Versuch ein klassisches Losbrechverhalten. Wird das Motormoment langsam erhöht, bewegt sich die Welle nicht bis das maximale Haftreibmoment des Dichtrings erreicht ist, Bild 5.12. Gleiten Welle und Dichtring aufeinander, fällt das Moment schlagartig stark ab, was im momentengeregelten Betrieb zu einer hohen Beschleunigung der Welle führt. Das Losbrechmoment entspricht dem Maximalmoment.

Eine Dichtung mit einem Gleitring aus PTFE-Compound verhält sich völlig anders. Wird das Moment erreicht, an dem die Welle beginnt sich zu drehen, nimmt das Reibmoment erst weiter zu. Wird das Maximalmoment erreicht, fällt das Reibmoment zuerst sehr schnell und nähert sich dann langsam an das Niveau an, das bei Bewegungsbeginn angelegen ist, Bild 5.13. Bei PTFE-Compounds ist das Losbrechmoment kleiner als das Maximalmoment.

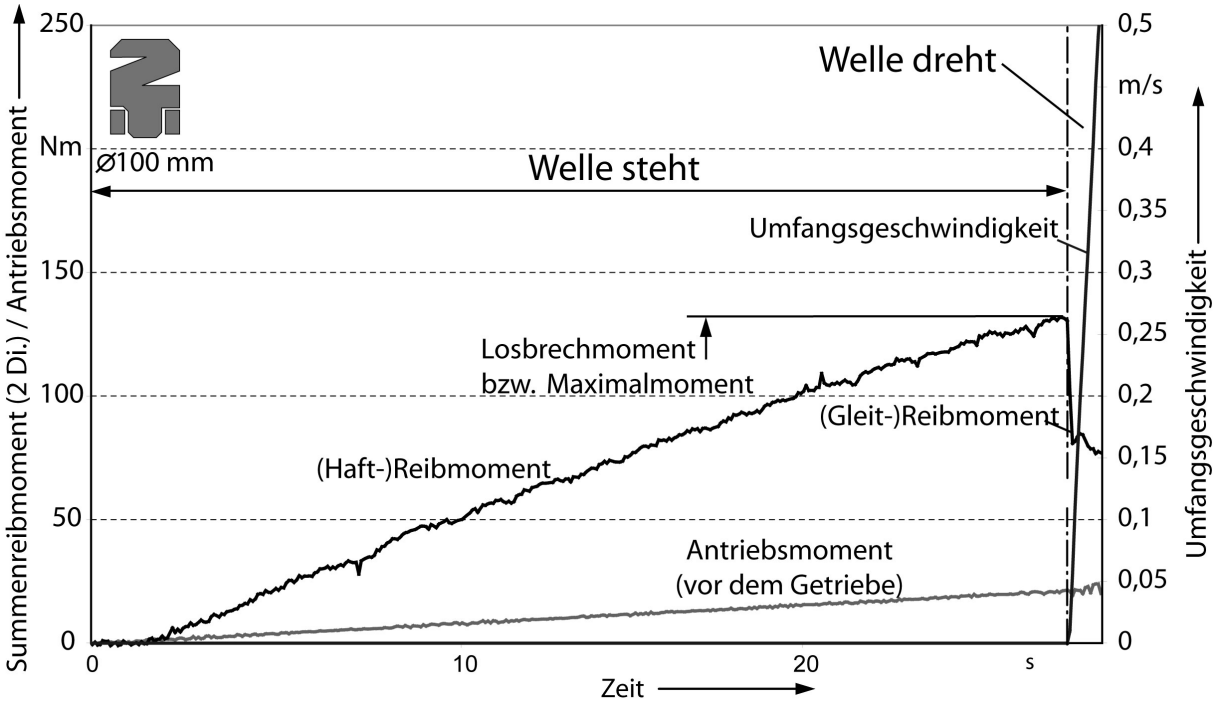


Bild 5.12: Polyurethandichtring DR4-PU nach 7 Stunden Stillstand unter Druck

In Bild 5.14 sind die Reibmomentenwerte aufgetragen, die durch Variation der Stillstandszeit bestimmt wurden. Die vier Kurven im unteren Bereich des Diagramms zeigen das eigentliche Losbrechmoment, also das Reibmoment, das anliegt, wenn die Welle beginnt, sich zu drehen. Die beiden oberen Kurven zeigen das Maximalmoment, das beim Anfahren erreicht wurde. Da nur die Dichtung mit einem Gleitring aus PTFE-Compound ein höheres Reibmoment nach Start der Wellenbewegung zeigt, gibt es keine entsprechenden Kurven für den Polyurethandichtring.

Die Versuchsergebnisse belegen, dass die Losbrechmomente bei einer Dichtung mit einem Gleitring aus PTFE-Compound keine starke Abhängigkeit von vorangegangenen Stillstandszeiten aufweisen, weder bei langen, noch bei kurzen, Bild 5.15. Zwi-

schen druckbeaufschlagtem und drucklosem Stillstand sind ebenfalls keine eindeutigen Tendenzen erkennbar.

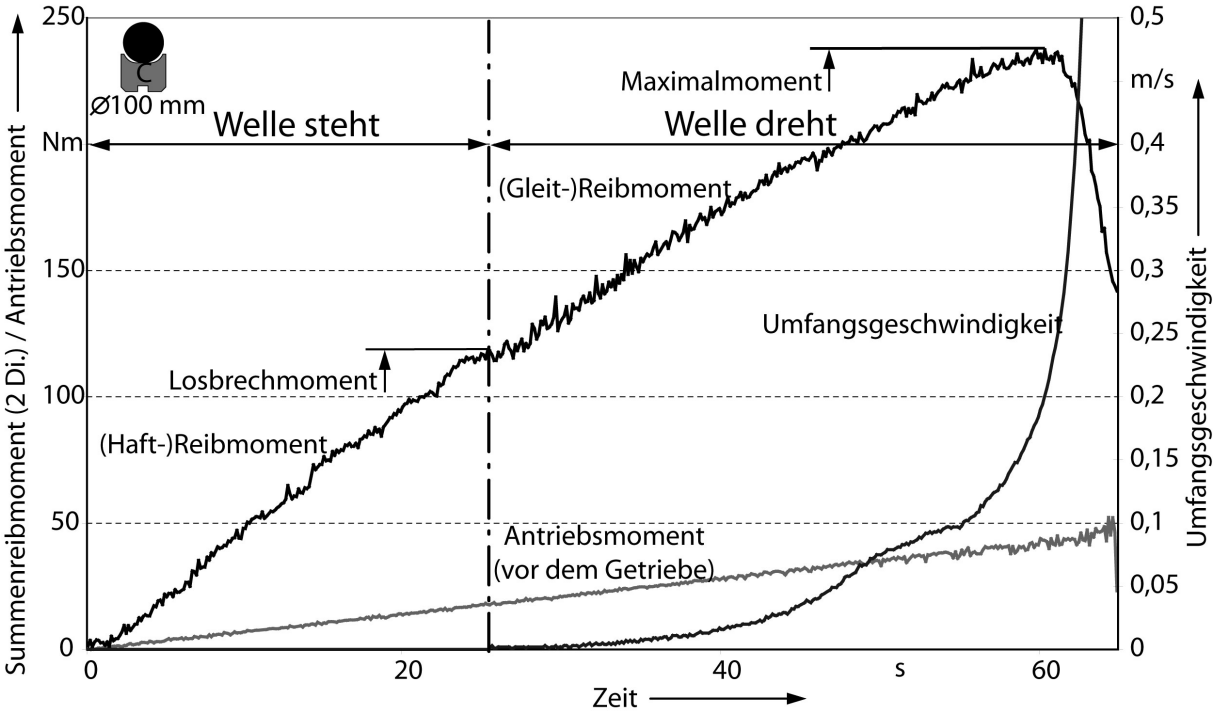


Bild 5.13:PTFE-C-Dichtring DR1-C nach 7 Stunden Stillstand unter Druck

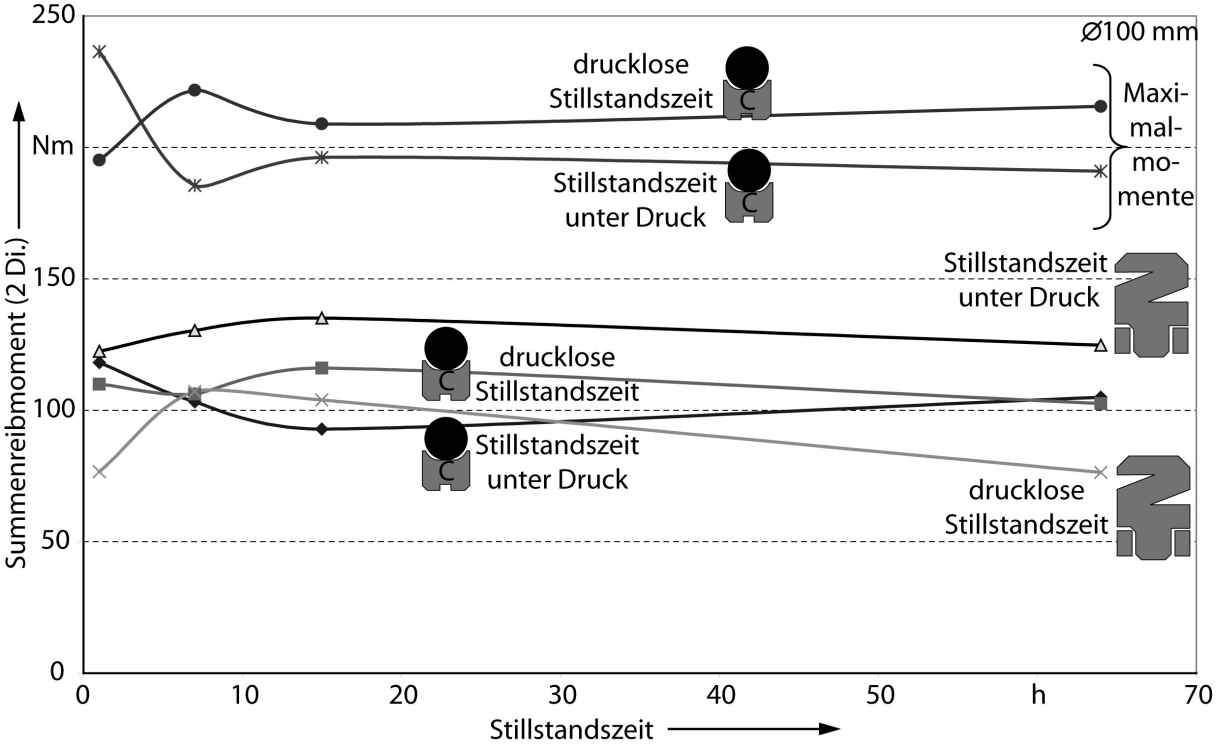


Bild 5.14: Losbrech- und Maximalreibmom. in Abhängigkeit der Stillstandszeit

Der Polyurethandichtring verhält sich eindeutiger. Grundsätzlich führt eine Pause mit druckbeaufschlagter Dichtung zu höheren Momenten. Bei sehr langen Stillstandszeiten fällt das Losbrechmoment wieder.

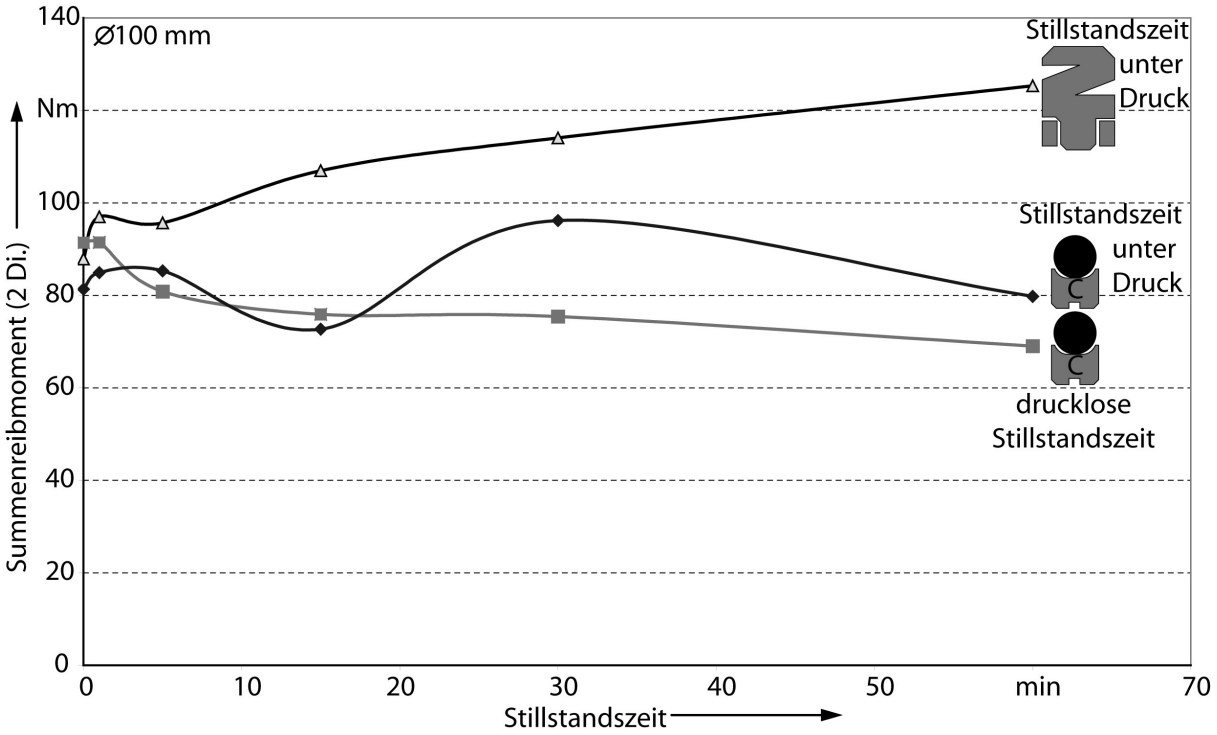


Bild 5.15: Verhalten bei kurzer Stillstandszeit (typisch bei laufender Maschine)

Fazit

Die Dichtung mit einem Gleitring aus PTFE-Kohle-Compound zeigt kein ausgeprägtes Losbrechverhalten. Der Übergang vom Stillstand zur Bewegung erfolgt fließend ohne einen Reibmomentensprung. Haft- und Gleitreibzahl sind bei Bewegungsbeginn gleich. Auch die Stillstandszeit hat keinen messbaren Einfluss.

Der Polyurethandichtring zeigt ein ausgeprägtes Losbrechverhalten. Vor allem druckbelastete Pausen führen zu deutlich erhöhtem Losbrechmoment. Auch drucklose Pausen erhöhen das Losbrechmoment.

Im direkten Vergleich zeigt der Polyurethandichtring zum Teil sogar ein niedrigeres Reibmoment bei Drehbeginn, als der PTFE-Kohle-Dichtring. Der stets folgende Reibmomentensprung bei Polyurethan ist der entscheidende Unterschied im Betriebsverhalten der Dichtringe.

5.2.4 Verhalten von beidseitig druckbeaufschlagten Dichtungen

Bild 5.16 zeigt ein Untersuchungsergebnis. Werden die großen Schwankungen berücksichtigt, die sich bei den Reibmomentmessungen immer ergeben, liegen die Reibmomente aller Konfigurationen im gleichen Größenbereich.

Unabhängig von der Konfiguration der Dichtungen in der Prüfkammer, stellte sich näherungsweise dasselbe Reibmoment ein. Das bedeutet, dass eine Dichtung, die beidseitig vom Öldruck belastet wird, keine nennenswerte Reibung erzeugt bzw. sich wie eine drucklos arbeitende Dichtung verhält (Messungen von Einzeldichtungen ergaben ein Reibmoment in drucklosem Zustand von ca. 6 Nm pro Dichtring /59/).

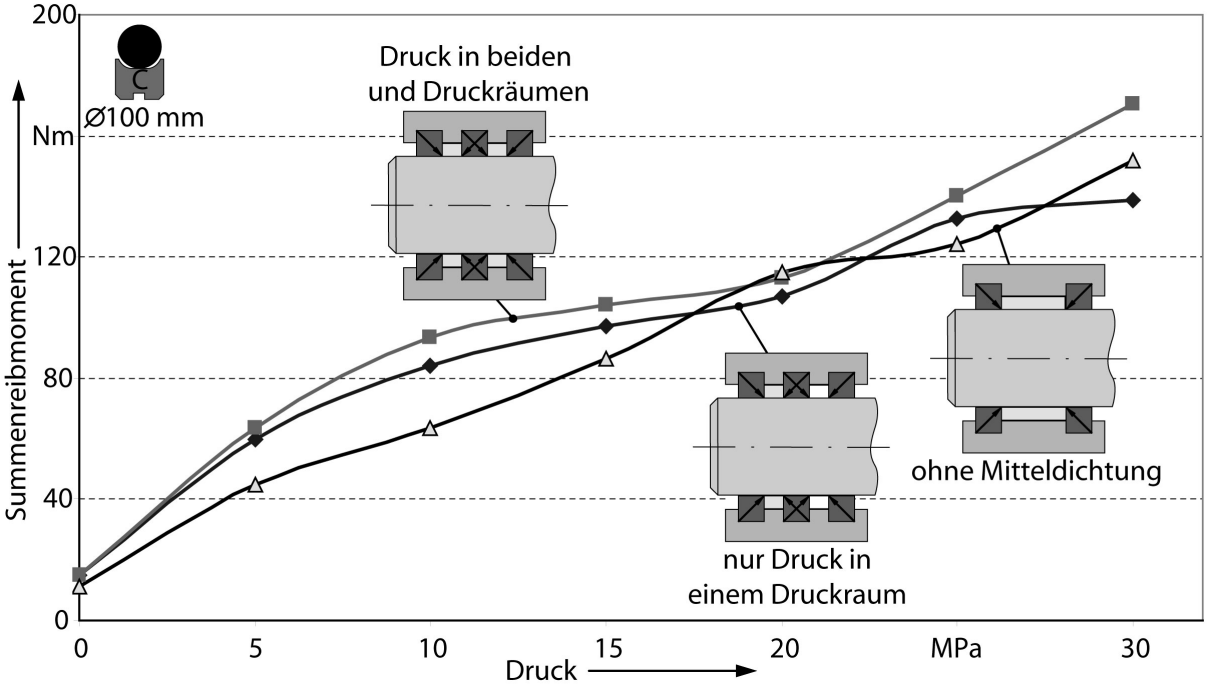


Bild 5.16: Reibmoment für verschiedene Konfigurationen

Alle vier in diesem Programm untersuchten Dichtringe zeigen dieses Verhalten (DR8-PU, DR1-C, DR4-PU, DR5-PI).

Fazit

Beidseitige mit demselben Druck beaufschlagten Dichtungen zeigen dieselben Reibmomente wie ohne Druckbelastung (vgl. Kap. 5.2.9.2).

5.2.5 Schwankungen im Reibmoment von Dichtungen

Zufällig auftretende enorme Unterschiede in der Reibkraft erschweren die Interpretation der Messwerte. Vor allem Polyurethandichtringe können sehr große Abweichungen zu vorangegangen Messungen zeigen. Dabei erreicht das Reibmoment sehr stabil ein völlig anderes Niveau als bei Vergleichsmessungen. Bild 5.17 zeigt Messungen (als Teil der in Kapitel 5.2.4 beschriebenen Untersuchung) mit ungewöhnlichen Reibmomentenwerten. Der Einzelmesspunkt A – gemessen ohne Druck – liegt 60 Nm über dem der leicht reproduzierbaren Referenzmessung B bei 0 MPa Druck. Messreihe C zeigt sehr große Differenzen zur (leicht reproduzierbaren) Referenzmessung B (vor allem zwischen 0 und 10 MPa Druck). Dabei unterscheidet sich Messreihe C zunächst nur durch eine dritte drucklos betriebene Dichtung (Reibmoment um 10 Nm) von Messreihe B. Während die Reibmomentenwerte für Messreihe B ermittelt wurden, in-

dem der Druck langsam erhöht wurde, wurde bei Messreihe C der Druck nach jedem Messpunkt kurz abgeschaltet.

Nur stark veränderte Schmierbedingungen im Dichtkontakt können die erwähnten großen Unterschiede bei praktisch gleichen Betriebsbedingungen erklären. Die Schmierung in der Dichtfläche wird beeinflusst durch vorangegangene Druckwechsel.

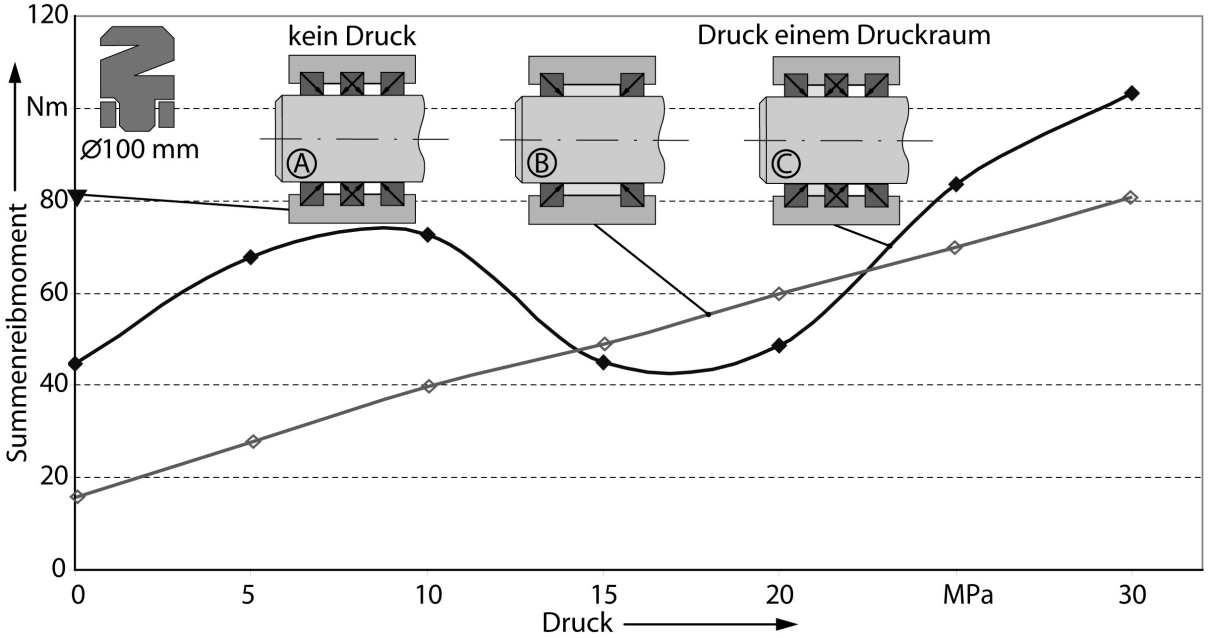


Bild 5.17:ungewöhnlicher Reibmomentenverlauf einer einzelnen Messreihe

Fazit

Stark überhöhte Reibmomente können bei Polyurethan über die Zeit unveränderlich vorkommen (vgl. Kap. 5.2.9.2). Auch die Reibmomente von PTFE-Dichtringen können merklich schwanken und bei gleichen Betriebsbedingungen nicht dieselben Reibmomente zeigen, allerdings handelt es sich dabei fast immer um kurzzeitige Schwankungen. Im Mittel über mehrere Minuten sind die Messungen gut reproduzierbar.

5.2.6 Mitrotieren des Dichtrings

Mitrotieren des Dichtrings mit der Welle ist eine bekannte Fehlfunktion von Rotordichtungen. Die Untersuchungen ergaben, dass nur der Gleitring mitrotiert. Bild 5.18 zeigt die Kontaktflächen an denen Schäden in der Dichtung auftreten. Im Folgenden sind die Untersuchungsergebnisse zum Mitrotieren dargestellt.

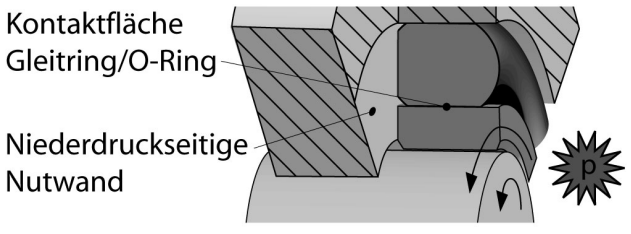


Bild 5.18: Mitrotieren

5.2.6.1 Schäden durch Mitrotieren

In Dauerlaufversuchen konnten Schadensbilder beobachtet werden, die auf Mitrotieren zurückgeführt sind:

Schadensbild 1: Starker abrasiver Verschleiß der Gleitringe an der niederdruckseitigen Nutwand (vgl. Bild 5.43, A, I): Dieser Verschleiß ist das Hauptproblem beim Mitrotieren und primäre Ausfallursache von Rotordichtungen. Nutwände sind fertigungsbedingt meist relativ rau. Dies verstärkt den Verschleiß.

Schadensbild 2: Abrasiver Verschleiß am O-Ring: O-Ringe verschleißen an der Kontaktfläche zum Gleitring. Leichte Erhebungen am Gleitring (z. B. Kohlefasern) bildeten sich in Form von Laufrillen im O-Ring ab. Bild 5.19 zeigt links einen O-Ring, der von einem faserverstärkten Gleitring verschlissen wurde.

Schadensbild 3: Überhitzen des O-Rings: Der O-Ring verhärtet an der Kontaktfläche zwischen Gleitring und O-Ring. Teilweise führt das zu einem schwarzen Glanz des O-Rings. In aller Regel bekommt das Material an diesen Stellen dann Risse, was zum Ausbrechen kleiner Materialpartikel führt, Bild 5.19 rechts. Durch die erhöhte Temperatur steigt der Vorspannungsverlust (sog. Compression Set), der O-Ring verformt sich also bleibend, die Härte nimmt zu. Die Schäden durch Überhitzen sind stark vom O-Ring-Material abhängig.

Schadensbild 4: Aufschmelzen des Gleitrings: Auch der Gleitring kann durch die Reibhitze Schaden nehmen, sofern er nicht aus temperaturfestem PTFE-Compound besteht. Polyketon oder Polyurethan können an der Kontaktfläche durch die Reibhitze anschmelzen. Gleitring und O-Ring haben eine Wärmeleitfähigkeit, die weniger als ein Fünfzigstel der von Stahl beträgt. Demzufolge kommt es zum Wärmestau. Bei Polyurethangleitringen kann der O-Ring durch geschmolzenes und wiedererstarrtes Gleitringmaterial am Umfang mit dem Gleitring verkleben. Dies behindert erneute Relativbewegungen. Polyketon kann ebenfalls aufschmelzen, verbindet sich mit dem Vorspannelement aber nicht.

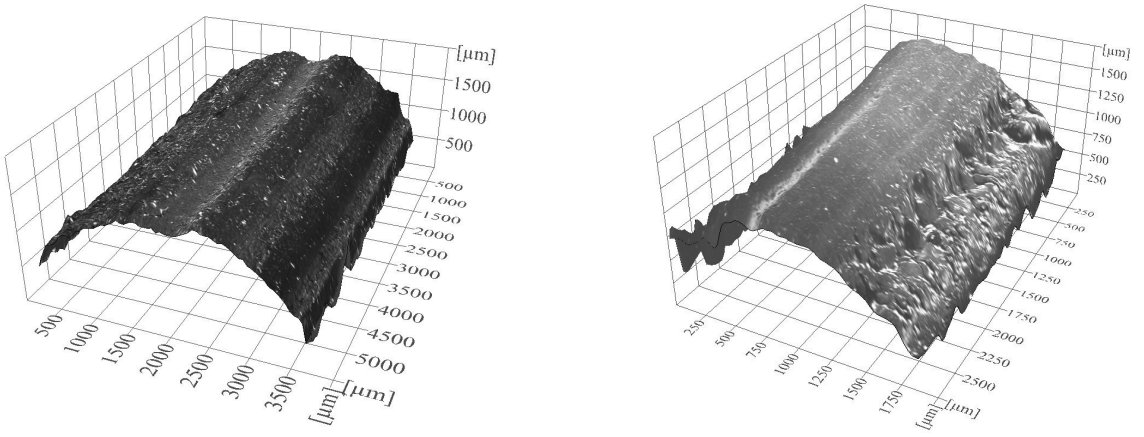


Bild 5.19: O-Ring-Ausschnitt am Innendurchmesser; links: abrasiver Verschleiß, rechts: ausgebrochene Partikel wegen Verhärtung des Materials

Für den in dieser Arbeit untersuchten Druck- und Geschwindigkeitsbereich ist bei rauer Nutwand Schadensbild 1 dominant und führt zu frühzeitigem Ausfall. Bei glatter Nutwand und entsprechendem Gleitringwerkstoff ist ein Ausfall gemäß Schadensbild 2 zu erwarten, dauert im Vergleich um Ausfall mit Schadensbild 1 aber länger (abhängig von der Nutwandrauheit). Eine Dichtung mit Schädigungen nach Schadensbild 3 kann noch sehr lange funktionstüchtig bleiben. Wenn der Werkstoff an der Kontaktfläche schon versprödet ist, kann er trotzdem seine Dichtwirkung noch erfüllen; ggf. wird nur die Leckage höher.

5.2.6.2 Anpressungsverhältnisse zwischen statischem und dynamischem Dichtkontakt

Mittels der Normalkraft an der Kontaktstelle F_K aus FE-Berechnungen lassen sich errechnete Reibkräfte im dynamischen Dichtkontakt F_{R_dyn} mit den maximalen Haltekräften am statischen Dichtkontakt F_{R_stat} ins Verhältnis setzen und Sicherheiten gegen Mitrotieren berechnen, Bild 5.20.

$$S = \frac{F_{R_stat}}{F_{R_dyn}} \qquad \text{mit} \qquad F_R = \mu \cdot F_K \tag{5.2}$$

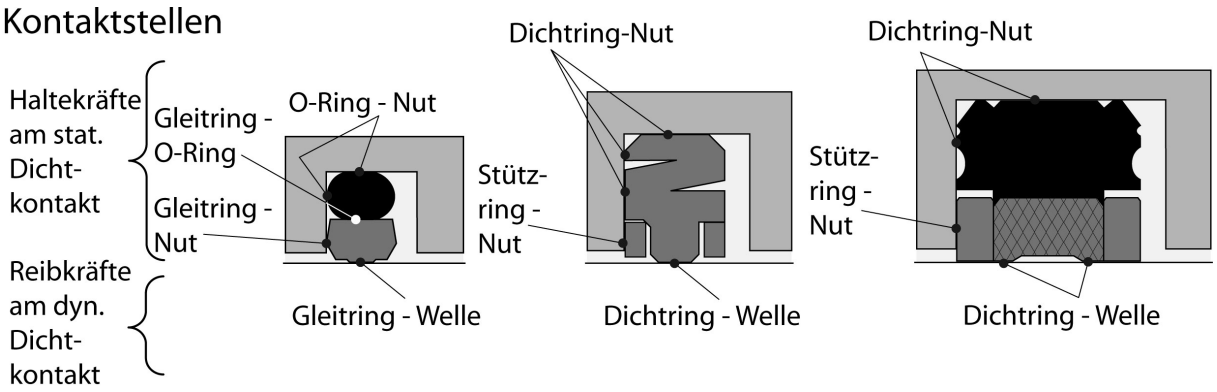


Bild 5.20: Kontaktstellen, an denen Kräfte übertragen werden

Die Schwierigkeit bei derartigen Berechnungen liegt darin, die Reibwerte an den Kontaktstellen richtig abzuschätzen. Werden die Kontaktkräfte nicht mit einem Reibwert verrechnet (bzw. der Reibwert $\mu = 1$ gesetzt), lässt sich anhand der errechneten Sicherheit aber bestimmen, welches Verhältnis die Reibwerte der statischen zu den dynamischen Dichtstellen annehmen dürfen, damit kein Mitrotieren auftritt. In Tabelle 5.1 bis Tabelle 5.4 wurde dies für die mittels FEM untersuchten Dichtungen für verschiedene Druckstufen durchgeführt. Die Berechnungen zeigen, dass

1. … beim drucklosen Betrieb Mitrotieren am wahrscheinlichsten ist.
2. … einteilige Dichtringe wesentlich unkritischer sind.
3. … der O-Ring nicht mitrotieren wird.

Wird berücksichtigt, dass die Reibwerte in einem weiten Bereich streuen können (z. B. bei Losbrechreibung oder ungünstigen Schmierbedingungen), ist bei einer Sicherheitszahl S < 2 Mitrotieren gut möglich.

Tabelle 5.1: DR8-PU

Reibpaarung	Rechnerische Reibmomente [Nm]						
Ort	Reibw.	0 MPa	1 MPa	5 MPa	10 MPa	20 MPa	30 MPa
Nut/OR	1,00	55,36	147,40	552,31	1050,74	2032,62	3020,66
OR/GR	1,00	45,92	77,54	227,64	434,90	860,80	1286,51
Nut/GR	1,00	0,01	37,22	179,44	362,47	730,67	1105,51
GR/Welle	1,00	43,28	63,53	130,17	271,20	643,43	1051,17
Sicherheit gegen Mitdrehen							
OR dreht auch mit		2,34	4,13	7,37	6,81	5,63	5,15
Nur GR dreht mit		1,06	1,81	3,13	2,94	2,47	2,28

Tabelle 5.2: DR8-PE

Reibpaarung	Rechnerische Reibmomente [Nm]						
Ort	Reibw.	0 MPa	1 MPa	5 MPa	10 MPa	20 MPa	30 MPa
Nut/OR	1,00	56,38	147,40	569,61	1082,95	2047,21	3128,43
OR/GR	1,00	48,59	78,18	240,17	495,95	874,35	1194,19
Nut/GR	1,00	0,15	38,75	123,90	366,49	735,06	1068,63
GR/Welle	1,00	46,33	65,27	147,74	294,73	599,75	975,70
Sicherheit gegen Mitdrehen							
OR dreht auch mit		2,27	4,05	6,32	6,60	6,10	5,53
Nur GR dreht mit		1,05	1,79	2,46	2,93	2,68	2,32

Tabelle 5.3: DR4-PU

Reibpaarung	Rechnerische Reibmomente [Nm]						
Ort	Reibw.	0 MPa	1 MPa	5 MPa	10 MPa	20 MPa	30 MPa
Nut/Dichtring	1,00	186,01	370,95	1233,59	2469,78	4992,61	7461,91
Nut/Stützring	1,00	1,80	45,71	193,01	382,56	772,64	1161,03
GR/Welle	1,00	131,66	169,22	380,11	702,98	1381,23	2041,36
Sicherheit gegen Mitdrehen							
Sicherheit		1,43	2,46	3,75	4,06	4,17	4,22

Tabelle 5.4: DR10-GE

Reibpaarung	Rechnerische Reibmomente [Nm]						
Ort	Reibw.	0 MPa	1 MPa	5 MPa	10 MPa	20 MPa	30 MPa
Nut/Dichtring	1,00	594,24	846,93	2692,10	5035,94	9730,03	14423,53
Nut/Stützring	1,00	108,20	56,60	298,00	575,60	1129,50	1677,90
GR/Welle	1,00	298,52	413,83	1108,53	2002,82	3786,70	5558,81
Sicherheit gegen Mitdrehen							
Sicherheit		2,35	2,18	2,70	2,80	2,87	2,90

5.2.6.3 Versuche zur Detektion von Mitrotieren

Die Versuchsbedingungen sind in Kapitel 4.1.12 beschrieben. Um die Ergebnisse in Diagrammen veranschaulichen zu können, wurden dem Dichtringverhalten Zahlenwerte zugewiesen. Eine stärkere Neigung zum Mitrotieren wurde dabei mit einem Wert näher 1, eine schwächere Neigung mit einem Wert näher 0 bewertet. Sehr Langsames mitrotieren, d. h., einige mm Bewegung am Dichtring pro Wellenumdrehung wird hier als wandern bezeichnet.

Tabelle 5.5: Zuordnung von Zahlenwerten zum Mitrotieren

Zustand	Wert
DR rotiert mit Wellendrehzahl	1
DR rotiert zuerst mit, wandert dann nur noch langsam	0,75
DR bleibt zuerst stehen, rotiert dann aber mit	0,6
DR rotiert mit, bleibt dann stehen	0,4
DR bleibt zuerst stehen, wandert dann aber langsam	0,25
DR rotiert nicht mit	0

Druckversuche

Die Ergebnisse zeigen, dass ein einseitig druckbeaufschlagter Dichtring (Außendichtung) nur bei niedrigem Druck bzw. kurzzeitig mitrotiert und beidseitig unter demselben Druck stehende Dichtringe (Mitteldichtung) häufig mitrotieren, Bild 5.21.

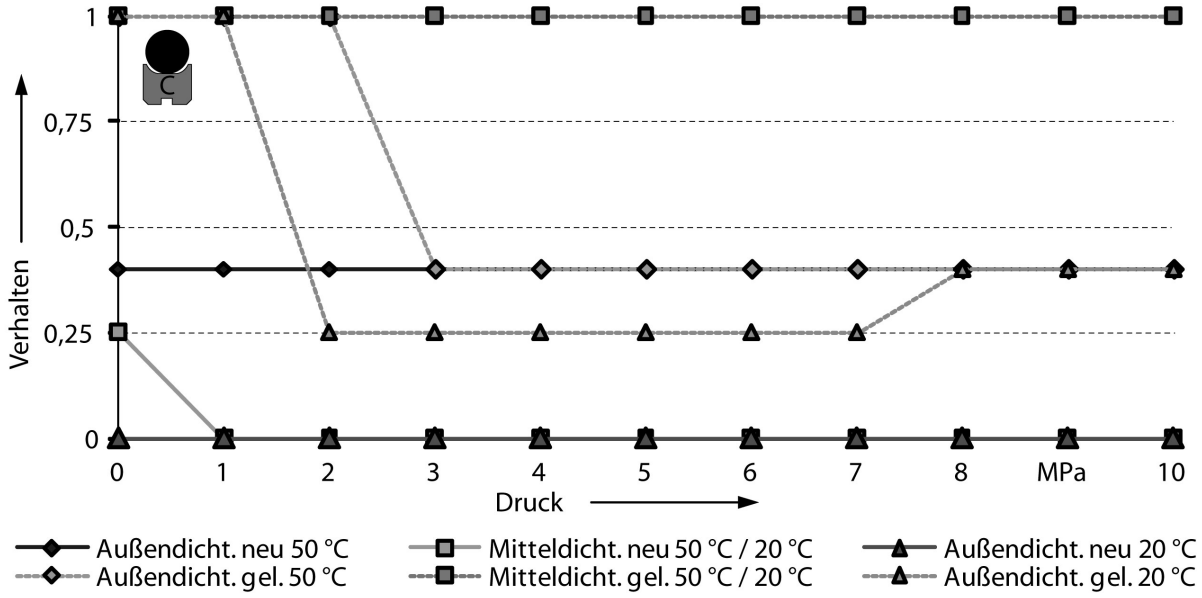


Bild 5.21: Mitrotieren in Abhängigkeit des Drucks

Gelaufene Dichtungen sind anfälliger für Mitrotieren. Nach außen dichtende Dichtringe rotieren ab einer Druckdifferenz von 2 bis 3 MPa zwar nicht mehr mit, wandern aber.

Druckdifferenzversuche

Die Druckdifferenzversuche zeigen, dass ein Dichtring einer Mitteldichtung ab einer Druckdifferenz zwischen 0,1 und 0,5 MPa nicht mehr mitrotiert.

Temperaturversuche

Ab 60 °C bis 70 °C Öltemperatur rotierten die Dichtringe vermehrt mit, unabhängig davon ob diese vorbelastet (gelaufen) oder neu waren.

Beschleunigungsversuche

Im Variationsbereich der Beschleunigungsversuche war keine Änderung der Neigung zum Mitrotieren festzustellen.

Druckabschaltversuche

In den Versuchen zeigte sich deutlich, dass Mitrotieren ausgelöst wird, sobald der Öldruck während der Wellenbewegung abgeschaltet wird. Der in diesen Versuchen mit untersuchte einteilige Dichtring DR4 - PU drehte nie mit.

Stillstandsversuche

Mit zunehmender Stillstandszeit bleibt der Dichtring beim Wiederanfahren eher stehen. Bei den geprüften Parametern liegt diese Grenze für die Außendichtung bei 40 min.

Bei den Versuchen wurde der Dichtring vor der Stillstandszeit zum Mitrotieren gebracht. Ein Variantenversuch, bei dem der Dichtring zuvor nicht mitrotiert hat, zeigt auch bei kurzer Stillstandszeit kein Mitrotieren. Ein Dichtring, der einmal mitrotiert hat, wird also leichter wieder Mitrotieren.

Der einteilige Dichtring rotierte nie mit.

Drehwinkelversuche

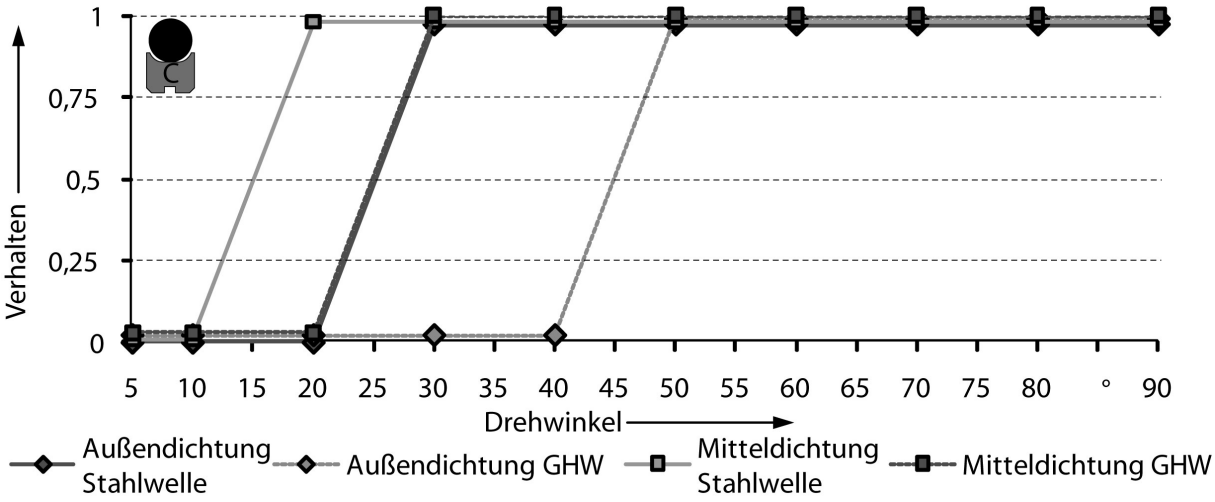


Bild 5.22: Mitrotieren auf Glashohlwelle und Stahlwelle

Bei den Drehwinkelversuchen besteht die Möglichkeit, Ergebnisse zwischen Stahlwelle und Glashohlwelle zu vergleichen. Neben den Ergebnissen, ab welchem Drehwinkel

der Dichtring mit Mitrotieren beginnt, dient er vor allem auch zur Verifikation des Messprinzips mit der Glashohlwelle. Es zeigt sich, dass der Dichtring auf der Stahlwelle schon bei kleineren Drehwinkeln beginnt mitzudrehen (bei 20 ° bzw. 30 °). Die Neigung zum Mitrotieren ist auf der Glashohlwelle geringer.

Durchmesserversuche

Der Dichtring der Außendichtung rotierte auf dem Abdichtdurchmesser 100 mm von 0 bis 3 MPa Druck mit, der Dichtring der Mitteldichtung zwischen 0 und 10 MPa. Bei 50 mm Abdichtdurchmesser trat Mitrotieren weder bei der Außendichtung noch bei der Mitteldichtung auf.

Profilversuche

Beim einteiligen Polyurethandichtring konnte unter keinen Umständen Mitrotieren festgestellt werden, weder an der Mitteldichtung noch an der Außendichtung.

Rauheitsversuch

Der Dichtring auf rauer Oberfläche fiel zuerst aus (Schadensbild 1, Kapitel 5.2.6.1). Der Dichtring auf der weniger rauen Fläche zeigte kaum Schäden. Der Versuch bestätigte Beobachtungen aus den Dauerläufen, wonach raue Nutwände zu deutlich höherem Verschleiß am Gleitring führen.

Im geschmierten Polymer/Stahl Kontakt steigt mit zunehmender Rauheit auch die Reibkraft /60/. Allerdings steigt gleichzeitig der Verschleiß stark an /61/. Die Reibkraft erhöht sich im Vergleich dazu nur wenig, da der Abrieb im Kontakt schmierend wirkt /62/. Größere Rauheit erhöht die Reibkraft und damit das Haltemoment des Dichtrings im variierten Bereich offensichtlich nicht genug um Mitrotieren zu verhindern, daher lässt sich Verschleiß nur durch glatte Nutwände minimieren.

Rotationsgeschwindigkeit

Wenn die Dichtringe mitrotieren, bewegen sie sich augenscheinlich mit Wellendrehzahl oder wenig langsamer. Sofern Wandern beobachtet wurde, bewegten sich die Dichtringe einige mm pro Wellenumdrehung.

5.2.6.4 Überlegungen zum „Aufschrumpfen“ des Dichtrings auf die Welle

In /63/ wird „Aufschrumpfen“ oder „Rückschrumpfen“ als Ursache für Mitrotieren genannt und in /64/ wie folgt beschrieben:

„Im Betrieb geht durch Verschleiß und Relaxation ein Teil der Vorspannung des PTFE-Rings verloren. Die Reibungswärme im Betrieb dehnt den Dichtring aus und würde ihn von der Welle abheben. Der abzudichtende Druck und die Radialkraft des Elastomerrings pressen jedoch den Dichtring entgegen der Wärmedehnung auf die Welle, was eine zum Teil plastische Stauchung des Dichtrings zur Folge hat. Der wärmebedingte Übermaßverlust resultiert beim Erkalten in einem Aufschrumpfen des Dichtrings, der dann die Welle mit einer Radialkraft umspannt, die größer ist als die nach der anfänglichen Montage wirksame Radialkraft.“

Stichversuche mit thermisch sehr anspruchsvollem Programm (Öltemperatur von 100 °C und hoher Umfangsgeschwindigkeit von 1,3 m/s mit DR1-C) zeigten, dass der Dichtring auch drucklos nicht von der Welle abhebt, d. h., die Anpressung des Elastomerrings ist ausreichend, um eine Ausdehnung durch Wärmedehnung zu verhindern. Der Druck ist hierfür nicht erforderlich.

Die vom Druck ausgehende Kraft bzw. die Reaktionskraft von Nutwand und Welle umschließt den Dichtring allseitig. Der hydrostatische Spannungszustand belastet den Dichtring gleichmäßig in alle Raumrichtungen und verschiebt so die Fließgrenze für äußere Belastungen nicht. Die Fläche des radial 0,2 mm hohen Extrusionsspalts ohne Kraft auf den Ring wird hierbei vernachlässigt. Der Druck hat also keinen Einfluss auf den beschriebenen Effekt.

Basierend darauf wurden FE-Simulationen (vgl. Kapitel 4.2.3) und Messungen mit dem Radialkraftmessgerät bei verschiedenen Temperaturen durchgeführt (vgl. Kapitel 4.1.13).

Tabelle 5.6: gemessene Radialkraft bei verschiedenen Temperaturen mit DR1-C

Gehäusewerkstoff	F_R bei 20 °C [N]	F_R 80 °C [N]	F_R wieder erkaltet auf 20 °C [N]
Stahl	702,72	545,04	568,08

Die Simulationen konnten – verglichen mit Messungen – für höhere Temperaturen durchgeführt werden. Zu beachten ist, dass die Simulationsergebnisse auf den in Kapitel 4.2.3 erläuterten Vereinfachungen basieren und nicht mit der Messung vergleichbar sind.

Tabelle 5.7: Simulierte Radialkraft für DR1 Geometrie, Werkstoffdaten nach /50/

Gehäusewerkstoff	F_R bei 20 °C [N]	F_R 150 °C [N]	F_R wieder erkaltet auf 20 °C [N]
-	721,61	700,58	745,73

Unabhängig davon, dass beide Ergebnisse mit unterschiedlichen Werkstoffen bzw. Werkstoffdaten erzeugt wurden, zeigen die Ergebnisse, dass der Effekt des Aufschrumpfens bei Rotordichtungen gegenüber der eigentlichen Radialkraft gering und daher nicht praxisrelevant ist. Die bleibenden Dehnungen sind klein und Effekte der Relaxation und viskoelastischer Rückverformung reduzieren die Spannungen auch im erkalteten Zustand wieder.

5.2.6.5 Ursachen für das Mitrotieren

Mitrotieren des Dichtrings hat nicht nur eine Ursache. Aus den Versuchen zeigt sich, dass viele Betriebszustände oder Gestaltungsfehler der Dichtung zu Mitrotieren führen können. Folgende Punkte sind Ursachen für Mitrotieren:

- fehlende/zu geringe Anpressung an die Nutwand (Dichtring wird nur über den Nutgrund gehalten) reduziert das Haltemoment
- gute Schmierung der niederdruckseitigen Nutwand, bedingt durch einen Druckwechsel kurz vorher reduziert das Haltemoment, Bild 5.23
- Öl-Meniskus an der Niederdruckseite steht auch bei einseitig dichtender Dichtung schmierend zur Verfügung, wenn von druckbelastet nach drucklos gewechselt wird, Bild 5.23
- niedrige Reibwerte zwischen O-Ring und Gleitring durch geschmierte Kontaktfläche (Bild 5.23) oder zu niedrige Kontaktpressung
- zu hohe initiale Anpressung auf der Welle durch „Untermaß“
- ungünstige Reibverhältnisse im dynamischen Dichtkontakt im Betrieb (schlechte Schmierung, Partikel im Öl etc.) und dadurch hohe Reibkraft
- Dichtungen mit unruhigem, hohem Reibmoment im Dauerlauf zeigen öfter oder auffälligere Schäden durch Mitrotieren als andere. Es ist unklar, ob das hohe Reibmoment Ursache oder Wirkung eines mitrotierenden Dichtrings ist
- hohe Temperaturen bzw. dünnflüssigeres Öl begünstigen die Schmierung des statischen Dichtkontakts und reduzieren das Haltemoment

Daraus resultierende Regeln zur Abhilfe von Mitrotieren sind in Kapitel 7 beschrieben.

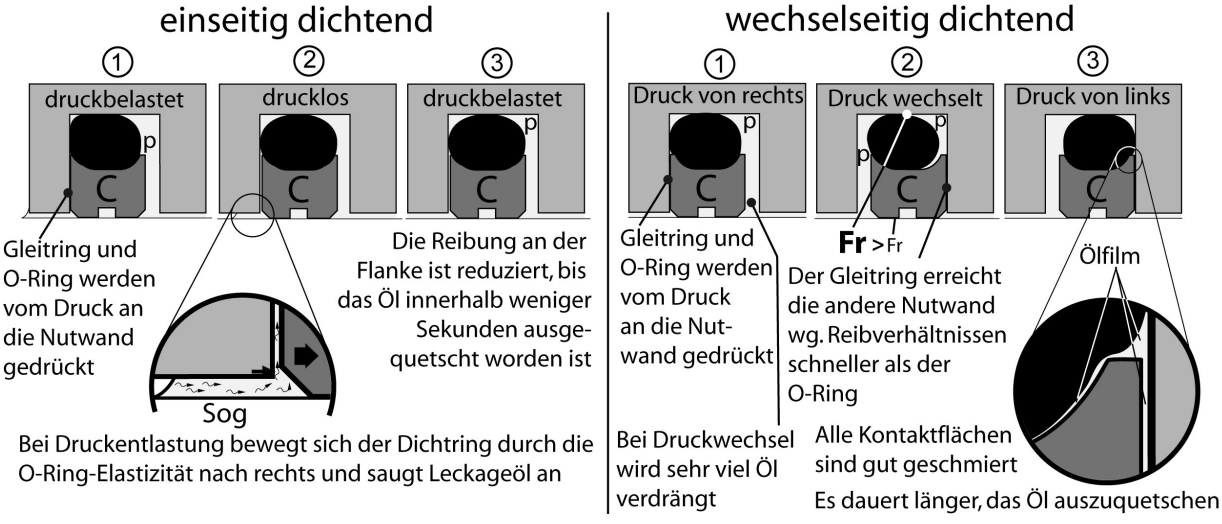


Bild 5.23: Schmierung der Nutwand beim Druckwechsel

5.2.6.6 Bewertung der Dauerlauf-Prüfprogramme hinsichtlich Mitrotieren

Das Schwenkprogramm begünstigt Mitrotieren durch Druckwechsel und gut geschmierte Nutwände. Verschleiß tritt dadurch hautsächlich am Gleitring, an der Kontaktfläche zur Nutwand auf. Die Pressungen sind durch den hohen Druck dort groß

und fördern den abrasiven Verschleiß. Thermische Probleme stehen eher im Hintergrund.

Das Rotationsprogramm begünstigt Mitrotieren eher aufgrund der drucklosen Wellenrotation. Die Schäden treten eher durch Überhitzen des Vorspannelements im Kontaktbereich mit dem Gleitring auf, weil es keine Gelegenheit hat, abzukühlen. Die Anpressung an die raue Nutwand ist geringer, demzufolge auch der Abtrag dort.

5.2.7 Öldruck im Dichtspalt

Das Öl im Dichtkontakt steht unter Druck. Dieser nimmt von der Druckseite hin zur Niederdruckseite ab. Bild 5.24 zeigt Ergebnisse der Messungen. Zur Orientierung wurden im Bild die Dichtringe in ihrer vom Druck verformten Geometrie hinterlegt (A- und B-Form durch Harzeinguss gewonnen, C-Form durch FEA errechnet). Auffällig ist, dass der Druck erst nahe der Niederdruckseite zu fallen beginnt. Hierbei wurden bei den Messungen Unterschiede bei ansonsten gleichen Bedingungen festgestellt.

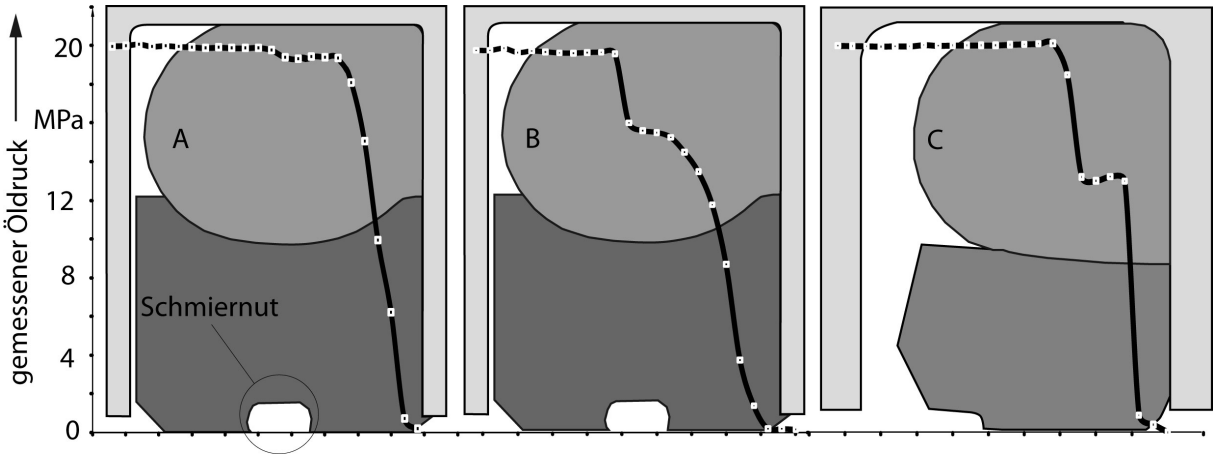


Bild 5.24: Druckverlauf im Dichtkontakt, A, B: DR1-CF, C: DR8-PU

Besonders gravierend fielen diese Unterschiede bei den in Bild 5.24 dargestellten Ergebnissen A und B aus, die mit verschiedenen Dichtringen desselben Typs unter ansonsten gleichen Bedingungen gemessen wurden. Das Messergebnis zur Dichtung C im Bild war sicher reproduzierbar.

Als Ursache für die Abweichung zwischen den Messungen (Bild 5.24, A und B) ist die umlaufende Nut (sog. Schmiernut) zu sehen. Sie muss erst vollständig mit Öl gefüllt werden, ehe sich ein Druckverlauf nach A einstellen kann. Da zu Beginn Luft in der Nut eingeschlossen ist, muss das Volumen erst durch Leckageöl eingenommen werden. Der Druck steigt also langsam, indem die Luft in der Schmiernut komprimiert wird. Somit zeigt Bild 5.24, B also im Gegensatz zu A eine Dichtung, bei der der Vorgang noch nicht abgeschlossen ist. Der Vorgang dauert bei den Dichtringen unterschiedlich lange.

Bei Versuchen mit einer Glashohlwelle (Kapitel 5.2.6.3) wurde bei einigen Dichtungen beobachtet, wie beim Aufbau des Drucks Öl sofort die Schmiernut flutet. Das Öl

wurde nach dem Abschalten des Drucks i. d. R. sofort durch expandierende Luft größtenteils wieder aus der Nut gedrückt. Andere Versuche liefen – während der meist nur wenige Minuten langen Versuchszeit – ohne dass Öl in die Nut eindrang.

Es ist anzunehmen, dass die Luft in der Schmiernut nach sehr langer Betriebszeit also komprimiert ist und so mit weiterem Leckageöl zur Niederdruckseite hin aus der Dichtzone entweicht. Die Schmiernut wird dann, auch wenn kein Öldruck mehr anliegt, mit Öl gefüllt bleiben.

Bild 5.25 zeigt das Messergebnis einer Dichtung mit geschlossenen (nicht geschlitzten) Stützringen. Hierbei ist zu sehen, dass erst am Stützring der Druck abfällt. Der eigentliche Druckverlauf in dieser Dichtung soll hier jedoch nicht beachtet werden, da der Dichtring über waffelförmige Strukturen in der Dichtfläche verfügt (Bild 4.9). Dadurch wird der Druck über den Messspalt der Messvorrichtung in andere Kavernen weitergegeben, was im normalen Betrieb nicht möglich ist.

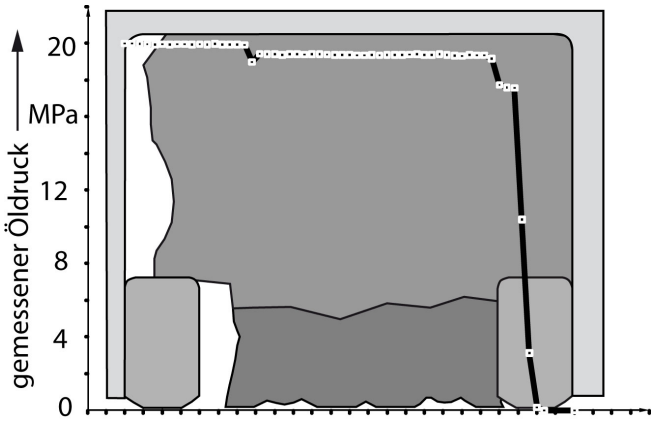


Bild 5.25: Abdichtwirkung eines Stützrings

Fazit

Nuten in Umfangsrichtung, sog. Schmiernuten, stellen eine Barriere für entlastenden Öldruck im Dichtspalt dar. Daher sind diese Nuten und auch andere Strukturen, die nicht direkt mit dem Druckraum verbunden sind, möglichst flach mit geringem Volumen auszuführen. Kann das Öl im Dichtspalt einen Gegendruck aufbauen, fällt dieser erst nahe der Niederdruckseite ab.

Sind Stützringe geschlossen, haben diese eine dichtende Wirkung.

5.2.8 Pressungsverteilung und Verformung

Um berührend leckagearm abzudichten, ist eine über den Umfang geschlossene Linie notwendig, auf der die Pressung höher ist, als der Systemdruck. Dadurch wird der Dichtspalt geschlossen. Höhere Anpressung führt zu engeren Dichtspalten und damit zu geringerer Leckage /63/.

Die Anpressung realer Dichtringe ist entlang des Dichtspalts nicht konstant. Nicht nur Druck, Vorspannung in der Nut oder das Aufweiten des Dichtrings bei der Montage haben Einfluss auf die Pressungsverteilung, auch die Profilgeometrie und Werkstoffeigenschaften sind entscheidend. Wie sich die Pressung bei realen Dichtringen verteilt, lässt sich anhand der FEA-Ergebnisdaten unterschiedlicher Dichtringe ableiten.

Bild 5.26 zeigt den (mittels FE-Simulation errechneten) Pressungsverlauf eines einteiligen Rotordichtrings aus Polyurethan mit Stützringen für eine Druckbelastung von 30 MPa. Anhand des Simulationsergebnisses lassen sich mehrere für reale Rotordichtringe [1] allgemeingültige Feststellungen treffen /65/:

- Der Stützring schützt den Dichtring vor Spaltextrusion. Allerdings stützt sich der Dichtring auch radial auf dem Stützring ab. Dadurch wird das absolute Pressungsmaximum des Dichtrings auf das dargestellte Niveau verringert und der Stützring reibt auf der Welle.

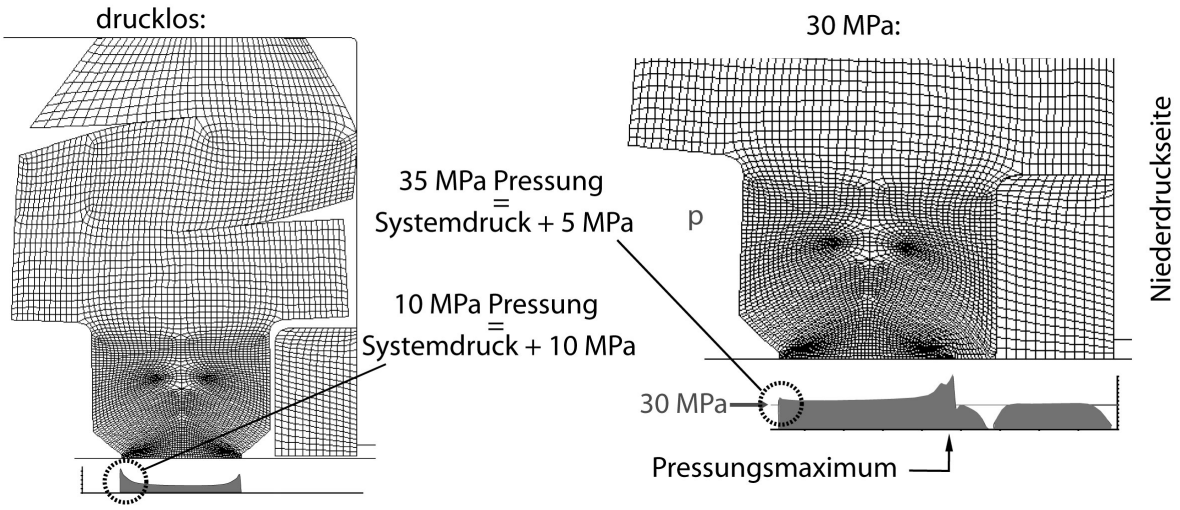


Bild 5.26: Kontaktpressung von DR4-PU

- Durch den Druck wird der Dichtring an die niederdruckseitige Nutwand gepresst. Am niederdruckseitigen Ende der Dichtkontaktfläche entsteht das Pressungsmaximum.
- Die Pressung über dem Systemdruck wird am druckseitigen Bereich der Dichtkontaktfläche durch die Verformung verringert. Beispielsweise, beträgt bei der Dichtung in Bild 5.26, die Pressung über Systemdruck (0 MPa) in drucklosem Zustand 10 MPa. Unter Druckbelastung (30 MPa) erhält man einen Wert von 5 MPa (35 MPa – 30 MPa). Dies begünstigt die Schmierung im druckseitigen Bereich der Dichtkontaktfläche.

Reale Dichtringe mit drucklos nahezu symmetrischer Pressungsverteilung können also ein Pressungsmaximum nahe der Niederdruckseite ausbilden, wenn sie druckbelastet werden. Eine Pressungsverlagerung, d.h. druckseitige Entlastung durch Verformung, kann durch geschickte Gestaltung der Geometrie verstärkt werden. Bei der in Bild 5.27 dargestellten DR8-PU wird durch einen Absatz auf der Niederdruckseite der Dichtfläche erreicht, dass nur eine axial sehr schmale Berührspur eine sehr hohe Pressung hat. Die schräge Seitenfläche des Dichtrings begünstigt den Effekt zusätzlich. Druckseitig wird die Pressung dadurch so stark verringert, dass der Dichtring die Wel-

[1] Die Aussagen gelten nicht für fiktive Dichtringe, die z.B: die Nut exakt abformen oder aus unelastischen Werkstoffen bestehen.

le im markierten Bereich nicht mehr berührt. Durch die geringere Breite des Dichtrings, die schmale Dichtfläche und den Verzicht auf einen Stützring wird die gesamte Dichtkontaktfläche schmal.

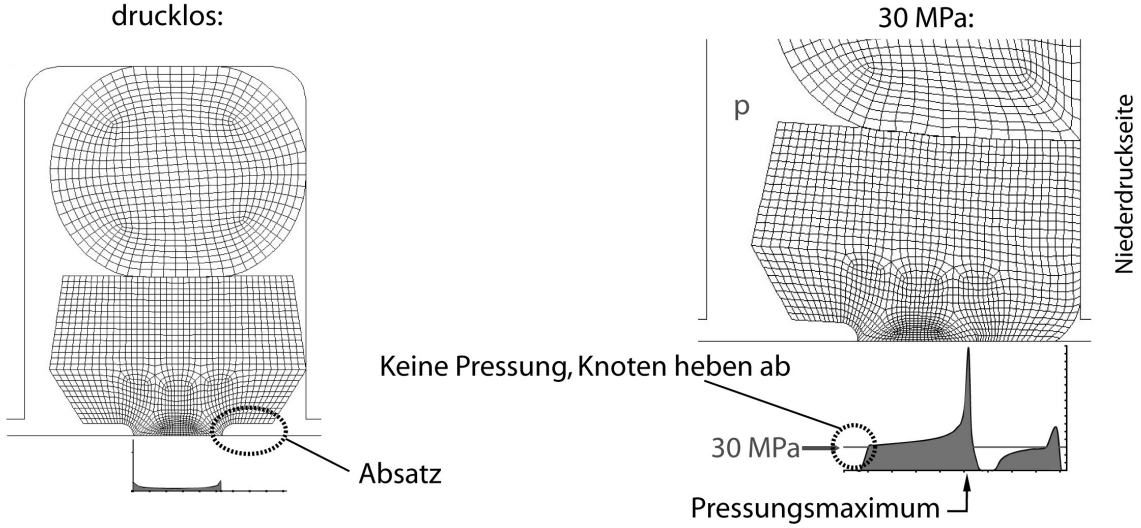


Bild 5.27: Verstärkter Effekt der Pressungsverlagerung

Fazit

Reibungsoptimal sind schmale Bereiche mit angemessen hoher Pressung. Diese entstehen durch Verformung unter Druck bei nahezu jedem Dichtring nahe der Niederdruckseite von selbst. Das ist günstig. Berücksichtigt man diesen Effekt bei der Gestaltung der Geometrie des Dichtrings, kann der Effekt vervielfacht werden und nahezu die gesamte Pressung auf eine schmale niederdruckseitige Linie konzentriert werden.

Stützringe führen meist zu axial längeren Berührbreiten und sind deshalb nur bei Bedarf zu verwenden. Sie reiben unter ähnlichen Flächenpressungen wie der Dichtkörper auf der Welle.

5.2.9 Dichtmechanismus und Reibung

Die Anpressung des Dichtrings an die Gegenlauffläche ist eine entscheidende Größe und der Haupteinflussfaktor auf Dichtfunktion und Reibung. Sie wurde mittels der FEM bestimmt und hinsichtlich Verteilung der Pressung und Prognosemöglichkeiten für Reibmomente ausgewertet.

Die für die folgenden Abschnitte benötigen Variablen (z. B. Kontaktpressung p_k, nicht druckausgeglichene axiale Länge b_1) sind in Bild 5.28 dargestellt.

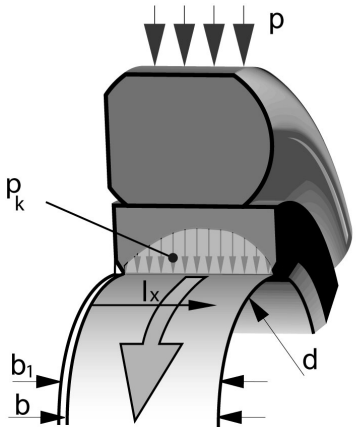


Bild 5.28: Variablenbezeichnung

5.2.9.1 Klassische Reibungsprognose anhand der Anpressung

Soll das Reibmoment einer Dichtung für einen bestimmten Druck auf Basis vorliegender Reibwerte abgeschätzt werden, ist dies mit einem vereinfachten Ansatz auf Basis des Coulombschen Reibungsgesetzes möglich.

Um die Reibkraft einer Dichtung zu berechnen, wird die Normalkraft, mit der der Dichtring auf die Welle drückt, herangezogen und mit einem Reibwert multipliziert.

$$F_{R_dyn} = F_N \cdot \mu \qquad \text{mit} \qquad F_N = p_k \cdot A = p_k \cdot \pi \cdot d \cdot b \tag{5.3}$$

Für überschlägige Rechnungen bei höherem Druck wird die Normalkraft nicht aus der (unbekannten) wahren Kontaktpressung, sondern näherungsweise aus dem Öldruck berechnet /66/. Die drucklose Vorpressung durch die Vorspannung des Dichtrings wird dabei vernachlässigt. Unter hoher Druckbelastung ist ihr Anteil klein, verglichen mit dem des Öldrucks.

$$p_k = p \cdot \frac{b_1}{b} \tag{5.4}$$

Multipliziert man die Reibkraft mit dem Wellenradius, erhält man das Reibmoment.

$$M_R = \frac{1}{2} \pi \cdot d^2 \cdot b \cdot p_k \cdot \mu \tag{5.5}$$

Liegen Daten aus der FE-Analyse vor, so kann die innerhalb obiger Formel überschlägig berechnete Pressung genauer bestimmt werden:

$$M_R = \frac{1}{2} \pi \cdot d^2 \cdot \int_o^b p_k dl_x \cdot \mu \tag{5.6}$$

Um das Reibmoment in einem bestimmten Betriebszustand prognostizieren zu können, wird ein Reibwert benötigt. Dieser wurde aus den Variationsversuchen (vgl. 4.1.2, Wellendurchmesser 50 mm) für die jeweilige Dichtung gewonnen. Hierzu wurde der Betriebspunkt von 5 MPa gewählt (höchster Druck in diesen Versuchen).

Wählt man den Ansatz nach Formel (5.5) ohne FEA Daten oder Druckeinguß, muss b und b_1 über eine Messung am (unverformten) Profil des Dichtrings bestimmt werden. Änderungen dieser Maße durch Einbau und Druckverformung bleiben unberücksichtigt.

Liegen FEA Daten vor kann mittels der bekannten Pressung und Verformung und dem gemessenen Reibmoment der Reibwert entsprechend Ansatz nach Formel (5.6) rückwärts errechnet werden.

Ausgehend von diesen Werten wurde eine Prognose für das Reibmoment bei 25 MPa und 100 mm Wellendurchmesser durchgeführt. Die „gemessenen“ Reibmomentenwerte einer Einzeldichtung für 25 MPa wurden in den Dauerlaufversuchen (mit 3 Dichtringen) ermittelt und auf einen einzelnen Dichtring zurückgerechnet, Formel (5.7).

$$M_{R_25} = \frac{M_{RDL_25} - M_{RV_0} \cdot \frac{d_{100}^2}{d_{50}^2}}{2} = \frac{M_{RDL_25} - 4 \cdot M_{RV_0}}{2} \tag{5.7}$$

Tabelle 5.8:Berrechnete Reibmomente für Ø 100 mm und Messwert

Dichtung	Reibwert (ohne FEA)	prognostiziertes Reibmoment [Nm] (ohne FEA)	Reibwert (mit FEA)	prognostiziertes Reibmoment [Nm] (mit FEA)	gemessenes Reibmoment [Nm]
DR 4 – PU	0,037	58,8	0,031	52,765	21,20
DR 8 – PU	0,027	26,8	0,041	34,895	24,52
DR 8 – PE	0,019	19,4	0,026	20,685	17,73
DR 10 - GE	0,018	64,0	0,012	53,955	31,86

Es ist allgemein eine schlechte Übereinstimmung zwischen prognostiziertem und gemessenem Reibmoment festzustellen unabhängig vom gewählten Ansatz. Auf diese Art rechnerisch ermittelte Reibmomente sind also mit großen Fehlern behaftet und können bestenfalls einen groben Anhaltspunkt für die zu erwartenden Reibmomente geben. Es fällt auf, dass alle prognostizierten Reibmomente oberhalb der realen liegen.

5.2.9.2 Entlastungshypothese – Reibung und Schmierung von Wellendichtungen unter Druck

Reibung

Nach dem Coulombschen Reibungsmodell ist die Reibung eines Körpers abhängig von der Normalkraft, also der Anpressung und der Materialpaarung. Aktuelle Reibungsmodelle gehen davon aus, dass die wahre Kontaktfläche sowie die Material- und Oberflächeneigenschaften der Kontaktpartner entscheidend sind. Die Anpressung beeinflusst lediglich die wahre Kontaktfläche zwischen zwei rauen Körpern und ist, bis auf einen schwachen logarithmischen Faktor, proportional zur ihr /67/. Eine vergrößerte wahre Kontaktfläche vergrößert die Reibkraft. D. h., entscheidend für das Auftreten und die Höhe von Reibung ist nicht primär die Anpressung, sondern die Größe der wahren Kontaktfläche, die mit der Gegenfläche direkt in Kontakt ist.

In der Dichtungstechnik im Bereich der berührenden Radialdichtungen finden überwiegend weiche Werkstoffe wie Gummi, Polyurethan oder andere Polymere wie PTFE-Compounds Verwendung. Der Dichtring wird durch den Öldruck an die Gegen-

lauffläche angepresst. Hierbei ist es möglich, dass sich der weiche Dichtring weitgehend an die harte Gegenfläche anpasst und die wahre Kontaktfläche sehr groß wird bzw. ab einem bestimmten Öldruck kaum noch zunimmt. Ist dies der Fall, führt eine weitere Erhöhung des Öldrucks (und damit der Anpressung) nicht mehr zu höherer Reibung. Dieser Effekt wurde an Polyurethan-Hydraulikdichtungen unter hohem Öldruck gemessen /68/. Abhängig von Gegenlaufflächentyp trat bei diesen Messungen keine merkliche Reibkrafterhöhung ab ca. 10 MPa Öldruck auf [1].

Durch Wellenrotation treten immer wieder andere Stellen der wellenseitigen Gegenfläche mit dem Dichtring in direkten Kontakt. Durch die dabei ggf. nur kurzzeitig freigegebenen Kanäle kommt Öl in die Dichtkontaktfläche. An allen Stellen, an denen kein Kontakt zwischen Dichtring und Welle besteht, befindet sich Öl.

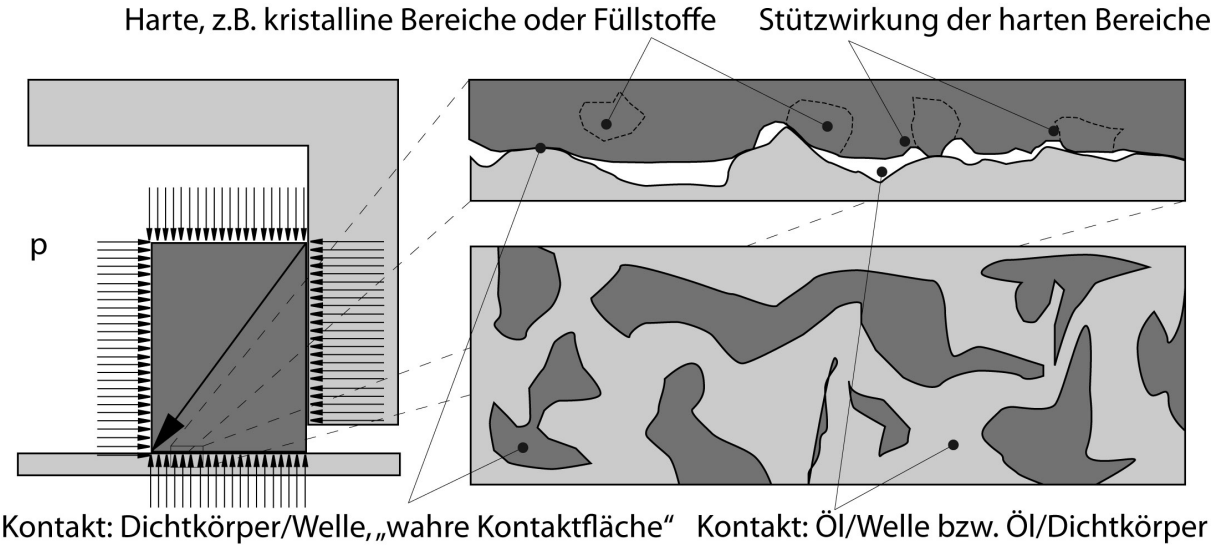


Bild 5.29: Kontaktfläche im Dichtspalt

Nach dem Reaktionsprinzip Actio = Reactio müssen alle radialen Kräfte auf den Dichtring, die aus dem Öldruck resultieren auch auf der Wellenoberfläche abgestützt werden (die Eigenstützkräfte, die aus der ringförmigen Geometrie resultieren, sind klein und werden hier vernachlässigt). Das bedeutet, im Dichtspalt drückt an jeder Stelle der wellenseitigen Dichtkontaktfläche mindestens eine Pressung in Höhe des abzudichtenden Öldrucks auf die Welle[2]. Diese Pressung kann vom Öl oder vom Dichtring ausgeübt werden, Bild 5.29. Letzteres zieht Festkörperreibung und Verschleiß nach sich.

Im Umkehrschluss bedeutet dies, dass jeder kleine Ausschnitt der Dichtringlauffläche bei Kontakt mit der Welle mindestens eine Pressung in Höhe des lokalen Öldrucks

[1] Die Höhe dieses Drucks hängt vom Elastizitätsmodul des Werkstoffs und der Form der Rauheitserhebungen der Gegenlauffläche ab. Berechnungsansätze gibt /67/.

[2] Dies gilt zunächst nur für den statischen Fall. Hydrodynamik kann lokal höhere und niedrigere Drücke erzeugen. Sie ist aber bei Rotordichtungen sekundär (vgl. folgenden Abschnitt „Hydrodynamik“) und wird zunächst vernachlässigt.

erfährt. Wäre die Pressung geringer, würde Öl zwischen Welle und Dichtring gepresst werden.

Der Anteil des Ölkontakts wird erhöht, wenn das Verhältnis Öldruck zu Anpressung im Dichtspalt sich zugunsten des Öldrucks ändert (vgl. Kap. 5.2.8) oder im Dichtkörper harte Partikel enthalten sind (Füllstoffe oder kristalline Bereiche). Harte Partikel sind steifer, verformen sich weniger und stützen daher größere Kräfte ab als die angrenzenden nachgiebigeren Materialbereiche. Sie stützen so die angrenzenden weichen Regionen. Die Viskoelastizität des Dichtrings kann bei entsprechendem Dichtringwerkstoff und entsprechender Gleitgeschwindigkeit ähnliche Wirkung haben.

Entlastung

Druckdichtungen können entlastet werden. Hierzu werden im Bereich der druckseitigen Dichtkontaktfläche (Bild 5.31) Ausnehmungen, Kanäle oder andere Strukturen eingebracht, die dem Öl ermöglichen einzudringen, sodass in diesem Bereich der Druck von außen und innen in gleichem Maß auf den Dichtring wirkt /45/. Diese globale Entlastung kann örtlich begrenzt oder wie in Bild 5.30 dargestellt am ganzen Umfang erfolgen und damit vollständig sein.

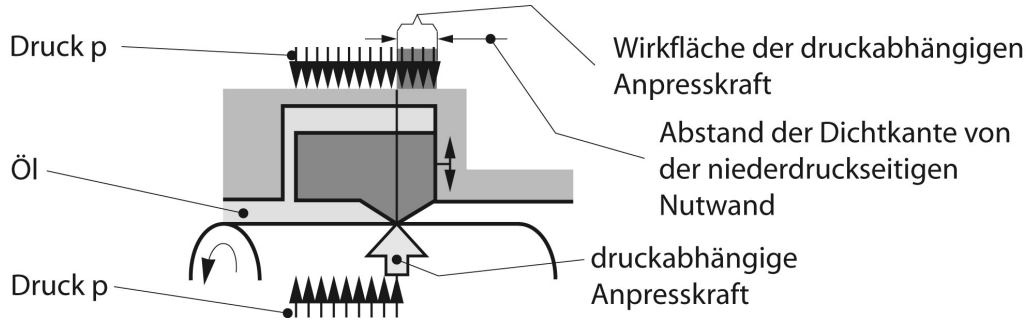


Bild 5.30: Druckentlastung nach /45/

Beachtet man die Erkenntnisse aus Kapitel 5.2.7 ist eine breite Dichtkontaktfläche im druckzugewandten Bereich über weite Teile sowieso entlastet oder zumindest teilentlastet. Der Öldruck in den Bereichen mit Öl/Welle Kontakt (Bild 5.29) ist (statisch betrachtet) gleich dem abzudichtenden Öldruck. Der Öldruck im Dichtspalt reduziert die Anpressung des Dichtrings auf die Welle bzw. die wahre Kontaktfläche (Dichtring/Welle Kontakt). Diese Entlastung ist solange in voller Höhe vorhanden, bis ein Pressungsmaximum nahe der Niederdruckseite erreicht wird, nach dem der Druck dann fällt.

In Kapitel 5.2.8 wurde gezeigt, dass das Pressungsmaximum bei Rotordichtungen unter Druck zur Niederdruckseite hin wandert. Am Pressungsmaximum entsteht eine hohe Dichtwirkung (minimale Leckage). Aber auch die nach dem Pressungsmaximum ggf. noch folgenden lokalen Maxima haben noch eine abdichtende Wirkung und halten etwas Öldruck in der Dichtkontaktfläche. Folglich findet bis vor das letzte ggf. lokale Pressungsmaximum eine zumindest geringe Entlastung statt.

Vorgänge im Dichtspalt

Auch die so entlasteten Bereiche des Dichtrings erzeugen Reibung. Bild 5.31 zeigt die wahren Kontaktflächen bei verschiedenen Anpressungen (A, B, C). Entscheidend ist, dass Öl im Dichtkontakt unter Druck stehen kann und damit den Dichtring entlastet bzw. die wahre Kontaktfläche reduziert. Bei hoher Anpressung im Bereich des Pressungsmaximums liegt der Dichtring nahezu vollständig an der Welle an (Bild 5.31 C, D).

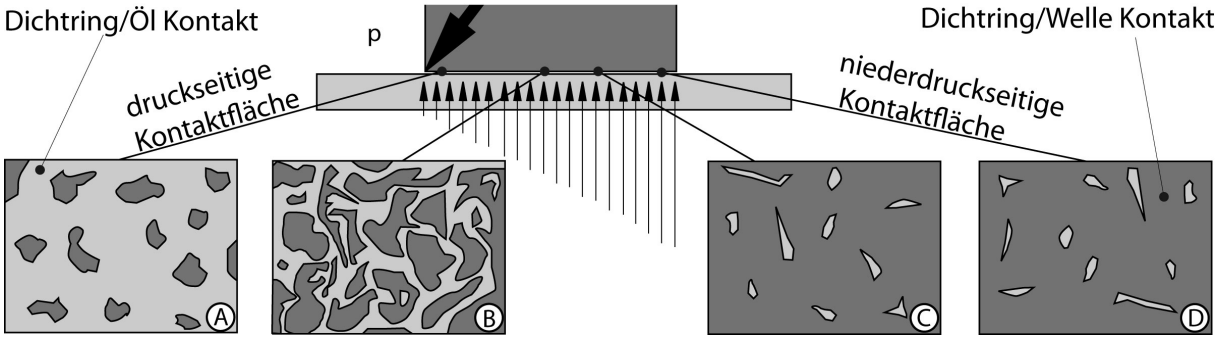


Bild 5.31: Wahre Kontaktfläche bei verschiedenen Anpressungen

Geht man nun davon aus, dass die Gegenlauffläche beim Überschreiten einer bestimmten Pressung fast ideal abgeformt wird und keine Vergrößerung der wahren Kontaktfläche mit weiterer Pressung erfolgen kann (Bild 5.31, C und D), so lässt sich der gemessene Druckverlauf aus Bild 5.24, C mithilfe der Kontaktpressungsdaten aus Bild 5.27, rechts rechnerisch nachvollziehen:

Das Berechnungsmodell zerlegt die Dichtung in mehrere hintereinander gereihte fiktive parallele Ringspalte. Aufaddiert entspricht die Breite der Ringspalte der des Dichtrings. Die Summe der Druckverluste über die einzelnen Ringspalte ergibt die Gesamtdruckdifferenz über die Dichtstelle, Formel (5.8)

$$\Delta p = \sum_{i=1}^{i} \Delta p_i \tag{5.8}$$

Der Druckverlust wird mittels der Reynoldsgleichung errechnet, Formel (5.9).

$$\Delta p_i = \frac{12 \cdot \eta \cdot L \cdot \dot{V}}{\pi \cdot D \cdot h_i^3} \tag{5.9}$$

Der Volumenstrom durch jedes Segment muss gleich sein und entspricht der Leckage. Die fiktive Parallelspalthöhe jedes einzelnen Ringspalts ist abhängig von der Anpressung. Da die wahre Kontaktfläche nach /67/ proportional zur Anpressung ist, wurde ein einfacher linearer Ansatz gewählt, um die fiktive Parallelspalthöhe der Ringspalte entsprechend der Pressung zu variieren:

$$h_i = h_{min} \cdot \frac{p_{k_max} - p}{p_{k_i} - p} \text{ für alle } p_{k_i} > p \tag{5.10}$$

Die Pressung, ab welcher der Dichtringwerkstoff die Gegenfläche fast ideal abformt, entspricht dem Pressungswert (p_{k_ideal}) und ist abhängig von Werkstoffeigenschaften und Oberflächentopografie.

Der abzudichtende Öldruck (p) wirkt durch seinen entlastenden Effekt diesem Vorgang entgegen. Er hebt die nötige Pressung zur idealen Abformung (also Maximierung der wahren Kontaktfläche) an.

Bei der Pressung p_{k_max} ist die entlastende Wirkung des Öldrucks in der Dichtkontaktfläche völlig kompensiert und die wahre Kontaktfläche ist maximal. Oberhalb dieser Pressung ändert sich an der wahren Kontaktfläche nichts mehr. Im Berechnungsmodell stellt sich die minimale fiktive Parallelspalthöhe des Ringspalts bei dieser Pressung ein. Höhere Pressungen ändern an der fiktiven Parallelspalthöhe nichts mehr.

$$p_{k_max} = p + p_{k_ideal} \tag{5.11}$$

Es ergibt sich ein Gleichungssystem mit zwei unbekannten (p_{k_ideal} und h_{min}). Nach Vorgabe einer der beiden Werte kann es iterativ gelöst werden.

Der werkstoffabhängige Wert p_{k_ideal} wurde in den Berechnungen variiert. Für den Wert von p_{k_ideal} = 20 MPa ergibt sich die in Bild 5.32 dargestellte Kurve. Dieser Wert ist angesichts der in /68/ vorgestellten Ergebnisse von Reibungsmessungen an Hydraulikstangendichtungen aus ähnlichen Werkstoffen unter maximaler Ausformung als realistisch einzustufen. Auch die errechnete minimale Spalthöhe h_{min} entspricht mit 0,3 µm Literaturwerten /66/. Der so errechnete Druckverlauf ist dem gemessenen sehr ähnlich, Bild 5.32.

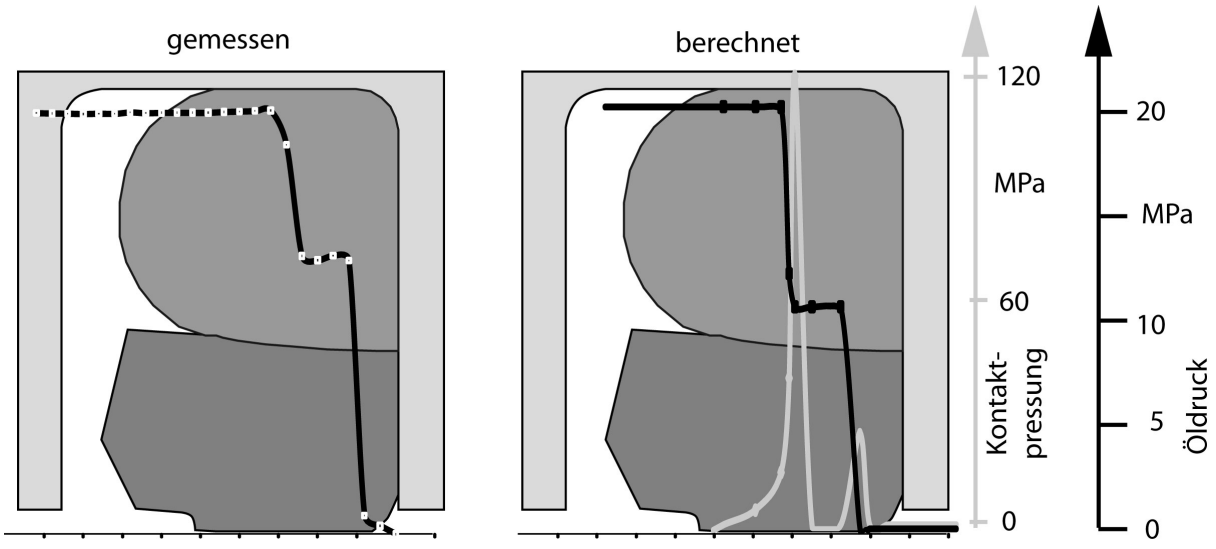


Bild 5.32: Gemessener und berechneter Druck im Dichtspalt für 20 MPa Öldruck

Angesichts der Annahmen, die der Entlastungshypothese zugrunde liegen (kein durchflossener Ringspalt, Kontaktinseln etc.), stellt die Anwendung der Reynoldsgleichung eine starke Vereinfachung dar. Trotz dieser Vereinfachung liegt das Berechnungsergebnis erstaunlich nahe an der Messung.

Flüssigkeitsreibung

Der Anteil der Flüssigkeitsreibung an der gemessenen Gesamtreibkraft ist gering. Werden auf Basis der im vorangegangenen Abschnitt berechneten Einzelspalthöhen h_i Scherspannungen im Öl und das darauf resultierende Reibmoment für eine übliche Umfangsgeschwindigkeit von 0,1 m/s berechnet, ergibt sich nach Formel (5.12) ein Reibmoment durch die Scherkräfte im Öl von 1,7 Nm. Das gemessene Reibmoment bei diesem Druck (p =20 MPa) liegt um etwa den Faktor 10 höher.

$$M_{R_fluessig} = \sum_{i=1}^{i} \frac{\pi \cdot D \cdot \eta \cdot l_i \cdot w}{h_i} \tag{5.12}$$

Der reale Anteil der Flüssigkeitsreibung wird noch niedriger liegen, da real jeweils nur in einem Teil der Dichtkontaktfläche Flüssigkeitsreibung stattfindet. Die Berechnung geht davon aus, dass Flüssigkeitsreibung auf der ganzen Dichtkontaktfläche geschieht.

Hydrodynamik

Durch Simulation von Mikrostrukturen mit Hilfe des in /69/ vorgestellten Berechnungsprogramms wurde nachgewiesen, dass bei Rotordichtungen die Hydrodynamik nur bei Keilspalten, die durch Oberflächenrauheiten entstehen, eine Rolle spielt. Um makroskopisch eingebrachte Strukturen wirksam werden zu lassen, sind die Umfangsgeschwindigkeiten zu niedrig. Nur im Verhältnis zur Spaltweite lange Keilspalte, die sich auf sehr kleine Spaltweiten im Bereich um 0,1 µm verengen, haben relevante hydrodynamische Kräfte zur Folge. Vor den wahren Kontaktflächen werden daher Dichtring und Gegenlauffläche stellenweise getrennt, um zeitgleich an einer anderen Stelle wieder in Kontakt zu kommen. Öl kann durch die so erzeugten hydrodynamischen Druckpolster auch axial gefördert werden und ggf. Pressungsmaxima überwinden bzw. sich gegen das Druckgefälle bewegen.

Leckage

Leckage entsteht bei Rotordichtungen nicht durch einen durchgängigen Spalt. Zwar lässt sich aus Leckagewerten mithilfe der Reynoldsgleichung eine fiktive Spalthöhe errechnen, Rauheiten und Inhomogenitäten bzw. Partikel im Dichtmaterial führen aber zu teilweisem Festkörperkontakt. Die oben geschilderten Vorgänge im Dichtspalt verschließen im Bereich von Pressungsmaxima, also dort, wo die Pressung ausreichend hoch ist, den Weg des Öls zur Niederdruckseite. Die Inseln mit Festkörperkontakt verbinden sich zu einer geschlossenen Berührspur am Umfang. Statisch ist die Dichtung dann dicht. Im dynamischen Betrieb wandern kleine, zwischen Welle und Dichtring eingeschlossene ölgefüllte Kavernen in Umfangsrichtung mit und bewegen das Öl aufgrund von Volumen- und Druckänderungen durch Rauheitserhebungen auch in axialer Richtung hin und her. Das Öl überwindet so auch Pressungsmaxima. Erst nach

Überwinden des letzten Pressungsmaximums und damit dem Verlassen des Dichtkontakts, in dem die beschriebenen Effekte wirken, tritt der Inhalt dieser Kavernen als Leckage auf.

Grenzschichtreibung

Zum Teil fällt bei geschmierten Kontakten der Begriff der Grenzschichtreibung oder der sog. „anhaftenden Flüssigkeit". Bei der Grenzschicht handelt es sich um eine nicht einfach abzulösende ggf. reibungs- und verschleißmindernde Schicht, die an Flächen anhaftet und eine bis wenige Molekularschichten des Schmierstoffs umfasst /67/. Vor allem Fette, flüssige Schmiermittel aber auch Festschmierstoffe erzeugen eine solche Grenzschicht, deren Einfluss auf metallischen Oberflächen nachgewiesen ist. Ob die Reibung auf dieser Grenzschicht stattfindet oder – weil die Grenzschicht durchbrochen ist – auf dem Körper direkt spielt keine Rolle für o.g. Aussagen zur Reibung und Entlastung. Entscheidend ist, dass die Grenzschicht anhaftet, also mit der Welle verbunden ist. Es handelt sich daher nicht um Flüssigkeitsreibung. Öldruck kann durch die Schicht folglich nicht übertragen werden.

Hypothese stützende Beobachtungen

Dieses Modell erklärt die wesentlichen Reibungsphänomene von Rotordichtungen:

- eine beidseitig druckbeaufschlagte Dichtung zeigt Reibkräfte wie in drucklosem Zustand

Der beidseitig druckbeaufschlagte Dichtring verformt sich nicht und es entsteht kein einseitiges Pressungsmaximum. Der beidseitige Druck entlastet den Dichtkontakt. Die Kontaktpressungsanteile, die über dem Systemdruck liegen, sind identisch mit der im drucklosen Zustand (= Dichtring Vorpressung). Daher ist auch die wahre Kontaktfläche identisch, Bild 5.33. Die Kontaktflächeninseln in der Dichtkontaktfläche erfahren zwar eine sehr hohe Pressung. Diese höhere Pressung gegenüber drucklosem Betrieb hat aber keinen Einfluss auf die Reibkraft.

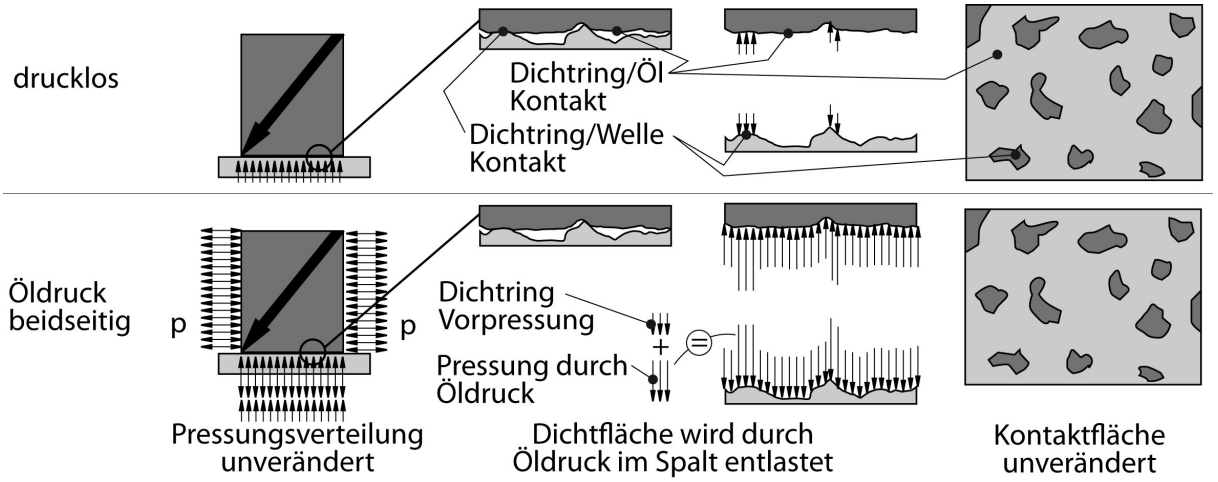


Bild 5.33: Unveränderte wahre Kontaktfläche bei beidseitiger Druckbeaufschlagung

- hohe Reibkraft in drucklosem Betrieb

Durch ungünstige Schmierbedingungen befindet sich nur im Teilbereich der Dichtkontaktfläche Öl. Kontaktflächeninseln haben sich zu einem zusammenhängenden „Damm“ verbunden. Es fließt kein Öl nach. Die wahre Kontaktfläche nimmt zu, da der entlastende Gegendruck des Öls jetzt fehlt. Dieser Effekt ist unabhängig vom Öldruckniveau, vgl. Bild 5.17.

- starke Schwankungen der Reibkraft bei praktisch gleichen Bedingungen

Durch die Mikrostruktur von Dichtring und Welle bilden beide Flächen mehr oder weniger Kontaktflächeninseln (wahre Kontaktfläche) bzw. Gebiete mit eingeschlossenem Öl zwischen Welle und Dichtring. Die Reibkraft schwankt daher. Schlagartige Druckwechsel führen zu starken Verformungen und können, ebenso wie Demontage und Montage des Dichtrings, zu mehr oder weniger eingeschlossenem Öl führen und damit die Größe der wahren Kontaktfläche beeinflussen.

- tiefe Wellenlaufspuren bei gegen Umgebung dichtenden Dichtungen treten nicht am Pressungsmaximum auf, sondern am letzten Pressungsberg:

Das Öl entlastet bis zum letzten Pressungsberg mit dichtender Wirkung und schmiert den Dichtkontakt. Solange es sich im engen Dichtspalt befindet, kann es durch hydrodynamische Effekte auch gegen das Druckgefälle zu einem Pressungsmaximum wandern. Nach dem niederdruckseitig letzten Pressungsberg entweicht es aus dem Spalt. Somit hat die dortige Kontaktzone die schlechteste, weil einseitige Schmierölversorgung, Bild 5.45.

- Dichtungen mit Schmierhilfen zeigen günstigere Reibungswerte:

Um die wahre Kontaktfläche klein zu halten muss Öl in den Dichtspalt gelangen. Alle Maßnahmen, die hier helfen, sind zielführend.

- Dichtungen mit hydraulischer Entlastung zeigen geringere Reibkräfte, als solche ohne:

Entscheidend für eine wirksame Entlastung ist nicht, dass der Öldruck durch zusätzliche Nuten in die Mitte der Dichtfläche geführt wird, sondern, dass die Kontaktfläche auf der druckzugewandten Seite axial unterbrochen wird und so Öl in den Dichtkontakt geschleppt wird. Die wahre Kontaktfläche wird so durch das zusätzliche Öl im Kontakt verkleinert. Belegen lässt sich dies durch Dichtring DR9-PT, der über eine Bohrung unter dem Vorspannelement druckentlastet ist, in den Versuchen (Kapitel 5.2.2) aber kein niedrigeres Reibmoment zeigte als Dichtringe ohne diese Bohrung.

- bei Experimenten in /58/ ertragen PTFE-Werkstoffe keine Anpressungen größer 10 MPa – Rotordichtungen funktionieren aber auch unter 30 MPa Öldruck:

Bei den zitierten Untersuchungen fehlte der entlastende Gegendruck, der in der Dichtfläche den Werkstoff entlastet, größere Kontaktflächenanteile durch Öl trennt, also die wahre Kontaktfläche mindert und so einen verschleißärmeren Betrieb bei hohen nominalen Anpressungen erlaubt.

Fazit zum Dichtmechanismus

Prognosen der Reibung auf Basis des Coulombschen Reibungsgesetzes mittels des Pressungsverlaufs sind falsch. Das Coulombsche Modell geht somit an der Realität

vorbei. Die Größenordnung der Reibkraft lässt sich dadurch allenfalls grob abschätzen. Für bessere Prognoseergebnisse auf Basis des beschriebenen Modells und zu dessen Verifizierung sind Simulationen der wahren Kontaktfläche erforderlich. Hierzu müssen Öl, Wellenoberfläche und Dichtringwerkstoff mit Inhomogenitäten abgebildet werden.

Um Reibung zu reduzieren, muss die wahre Kontaktfläche reduziert werden. Dies kann durch eine geringe (schmale) Dichtkontaktfläche erreicht werden oder durch Verbessern der Schmierung, was den Flächenanteil des Öl/Dichtring Kontakts im Dichtkontakt vergrößert. Die Schmierung kann verbessert werden, indem Strukturen in axialer Richtung eingebracht werden, sodass Öl in den Dichtkontakt geschleppt wird (Ondulierung, axiale Einkerbungen). Im Öl pflanzt sich der abzudichtende Druck bis nahe an die Niederdruckseite fort und entlastet so den Dichtkontakt bzw. reduziert die wahre Kontaktfläche.

Reibungsoptimal sind axial kurze Bereiche mit hoher Pressung (Pressungsspitzen) am niederdruckseitigen Ende der Dichtkontaktfläche. Ihre absolute Höhe ist dabei nebensächlich und hat ab einem werkstoff- und oberflächenabhängigen Pressungswert keinen Einfluss mehr auf Dichtwirkung oder Reibung.

5.2.10 Thermische Analyse von Rotordichtungen

Die thermischen FE-Analysen wurden in drei Berechnungsvarianten bzgl. Zuführen der Wärmeenergie durchgeführt (Kap. 4.2.4), bei denen die eingebrachte Wärmemenge konstant blieb. Variiert wurde die Verteilung der Wärmemenge entlang des Dichtspalts (entsprechend der Kontaktpressung bzw. absolut gleichförmig) bzw. zeitlich (instationärer Start-Stopp-Betrieb bzw. gleichförmig). Die Berechnungsergebnisse zu unterschiedlicher Wärmeeintragsverteilung zeigt Bild 5.34.

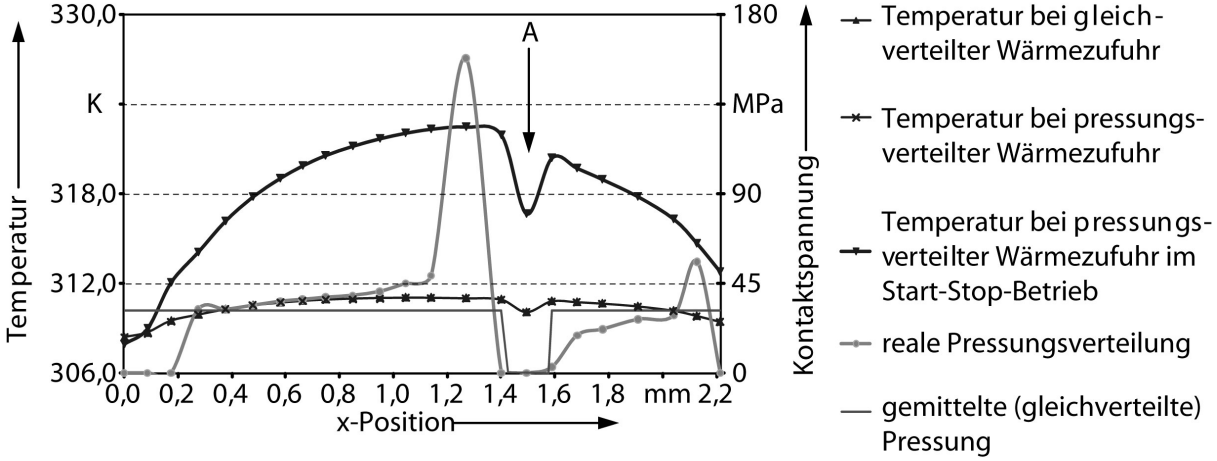


Bild 5.34: Errechnete Temperaturen im Dichtkontakt für verschiedene Lastfälle

An Stelle A hat der Dichtring keinen Kontakt zur Welle, weshalb dort auch keine Reibwärme erzeugt wird. Zunächst fällt auf, dass die Temperaturen gleich sind, zwischen den Berechnungen mit einem Wärmeeintrag entsprechend der gemittelten (konstanten) Pressung und denen entsprechend der realen Pressungsverteilung. Die größte

Abweichung zwischen den beiden Berechnungsergebnissen beträgt 0,3 °C, weshalb die Kurven im gewählten Maßstab übereinander liegen.

Deutlich höher fällt die Temperaturkurve der zeitlich instationären Berechnung im Start-Stopp-Betrieb aus (die dargestellte Kurve entspricht der Maximaltemperatur direkt nach Ende einer Bewegungsphase). Ursache ist der etwa dreifach größere Wärmestrom in der Bewegungsphase.

Fazit

Für die Temperaturbelastung einer üblichen Rotordichtung spielt die Pressungsverteilung keine Rolle. Eine kurze, hohe Wärmezufuhr mit anschließender Pause führt zu deutlich höherer Maximaltemperatur als Dauerbelastung mit durchschnittlicher Wärmezufuhr mit gleicher Gesamtwärmezufuhr, vgl. auch Kapitel 5.3.1.4.

5.3 Gesamtdichtsystem Rotordichtungen

Im Folgenden sind die Ergebnisse der Untersuchungen dargestellt, in denen das Verhalten der Dichtungen im Drehübertragerbetrieb unter kombiniertem Einfluss vieler Parameter im Vordergrund stand.

5.3.1 Ergebnisse der thermischen Analysen am System Drehübertrager

Kapitel 5.3.1 zeigt die Ergebnisse zum thermischen Verhalten eines fiktiven Drehübertragersystems.

5.3.1.1 Temperaturverteilung

In Bild 5.35 ist die Temperaturverteilung im Gleichgewichtszustand beispielhaft für einen Parametersatz dargestellt. Folgende Punkte sind allgemeingültig:

- Die größten Temperaturgradienten finden sich in Dichtungsnähe.
- Die mittlere Dichtung erreicht eine um wenige Grad höhere Temperatur als die anderen.
- Der größte Teil der Wärme fließt über die Welle ab, weniger über die Ölkammern, das Gehäuse erwärmt sich nur wenig.

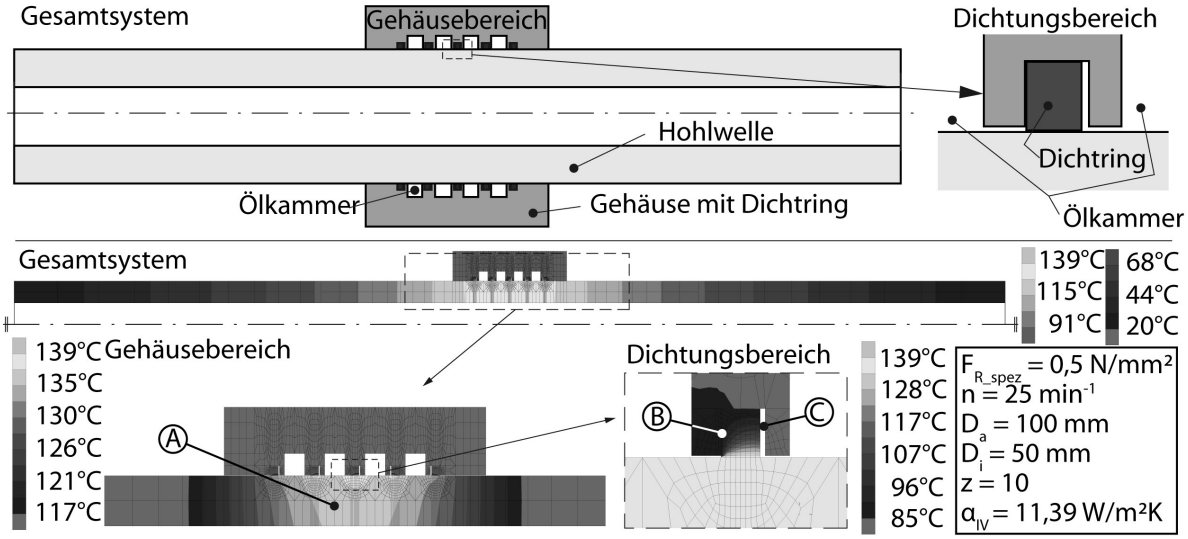


Bild 5.35: Temperaturverteilung im Drehübertragersystem

Da die Wärmeleitfähigkeit der Welle über 100-mal höher ist als die des Dichtringwerkstoffes, wird das Gehäuse thermisch isoliert. Die Wärmeenergie fließt zum größten Teil in der Welle ab, Bild 5.35 A. Über den direkten Kontakt mit dem kühlen Gehäuse gibt der Dichtring deutlich mehr Wärme ab als über den Ölspalt zwischen Dichtring und Gehäusenutwand (mit daher niedriger Wärmeübergangszahl) Bild 5.35 B, C.

5.3.1.2 Einflüsse auf die Dichtungstemperatur

In Bild 5.36 sind vier Diagramme dargestellt, die die Maximaltemperatur im dynamischen Dichtkontakt im Gleichgewichtszustand zeigen.

Links oben ist der Zusammenhang zwischen Wellenaußendurchmesser d_a und Temperatur dargestellt. Mit zunehmendem Durchmesser wächst die Wellenquerschnittsfläche schneller als die Dichtkontaktfläche zwischen Welle und Dichtring. Die Temperaturbelastung für den Dichtring sinkt daher mit größer werdendem Durchmesser.

Oben rechts im Bild ist der Einfluss des Dichtungsabstands auf die Temperatur zu sehen. Die Größe der Ölkammer zwischen den Dichtungen und damit die Fläche, auf der Wärmeenergie an das temperierte Öl abgegeben werden kann, ist bei großem Dichtungsabstand entsprechend größer. Das Temperaturniveau wird gesenkt.

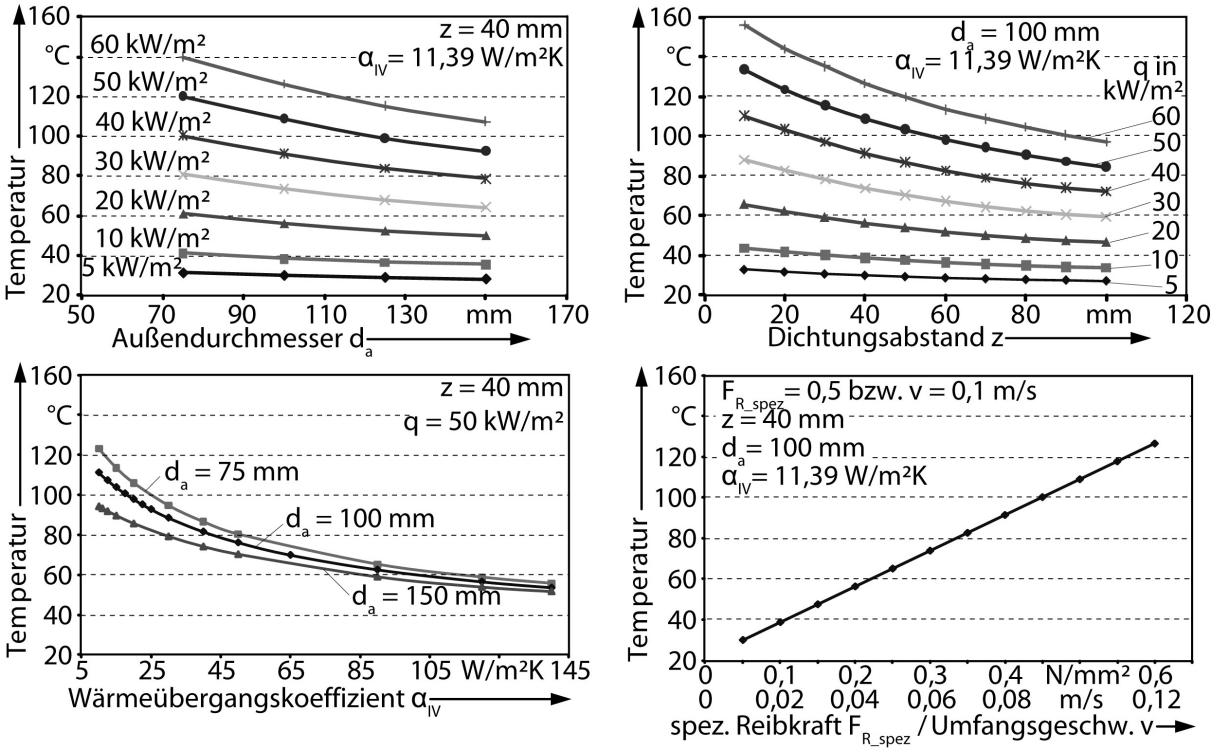


Bild 5.36: Einflüsse auf die Maximaltemperatur im Dichtkontakt.

Das Produkt aus spezifischer Reibkraft und Umfangsgeschwindigkeit ergibt die Wärmestromdichte, welche als Eingangsgröße für die FEA dient. Daher haben beide Faktoren denselben Einfluss auf die Temperatur. Es besteht ein linearer Zusammenhang mit der Dichtflächentemperatur, Bild 5.36 rechts unten.

Für den Wärmeübergangskoeffizient zeigt sich ebenfalls ein recht starker Einfluss, vor allem bei kleinem Wellendurchmesser, Bild 5.36 links unten. Die höheren Temperaturen aufgrund der kleineren Wellenquerschnittsfläche führen unter diesen Bedingungen zu größerem Einfluss. Der Wärmeübergangskoeffizient hängt maßgeblich von der Strömung ab. Deren Zustand kann mithilfe der Taylorzahl abgeschätzt werden. Nach /53/ berechnet sich diese mit

$$Ta = \frac{(d_a - d_i) \cdot d_i \cdot \omega \cdot \rho}{4 \cdot \eta} \cdot \sqrt{\frac{d_a - d_i}{d_i}} \qquad d_a \text{ und } d_i \text{ siehe Formel (5.14)} \qquad (5.13)$$

und ist für Ta < 41 laminar. Oberhalb des Wertes bilden sich Taylorwirbel bzw. Turbulenz aus. Für diesen Fall errechnet sich der Wärmeübergangskoeffizient mit

$$\alpha = \frac{\lambda \cdot Nu}{d_a - d_i} \quad (d_a = \text{Nutgrunddurchmesser und } d_i = \text{Wellendurchmesser}) \qquad (5.14)$$

mit

$$Nu = 0{,}42 \cdot Ta^{1/2} \cdot Pr^{1/4} \tag{5.15}$$

und

$$Pr = \frac{\nu \cdot c_p \cdot \rho}{\lambda} \tag{5.16}$$

Für den Fall laminarer Strömung wird die Nusseltzahl vereinfacht berechnet über:

$$Nu = \left[3{,}66 + \left(4 - \frac{0{,}102}{\frac{d_i}{d_a} + 0{,}02} \right) \cdot \left(\frac{d_i}{d_a} \right)^{0{,}04} + \left[1 + 0{,}14 \cdot \left(\frac{d_i}{d_a} \right) \right]^{0{,}1} \cdot \frac{0{,}19 \cdot \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{2}{\pi} \right)^{0{,}8}}{1 + 0{,}117 \cdot \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{2}{\pi} \right)^{0{,}467}} \right] \tag{5.17}$$

mit

$$Re = \frac{\omega \cdot (d_a - d_i)^2}{4 \cdot \nu} \quad (d_a = \text{Nutgrunddurchmesser und } d_i = \text{Wellendurchmesser}) \tag{5.1}$$

Die Vereinfachung besteht in der Annahme, dass die Nusseltzahl für Strömung in Umfangsrichtung, ähnlich zu der bei axialer Strömungsrichtung ist /55/.

Bild 5.37 links, zeigt den Einfluss des Wärmeübergangskoeffizienten der Ölkammer auf die Temperatur. Dargestellt ist der Zeitraum der Aufheizphase. Hohe Werte für den Wärmeübergangskoeffizienten führen auch dazu, dass der Gleichgewichtszustand im System früher erreicht wird. Rechts in Bild 5.37 sind errechnete Wärmeübergangskoeffizienten für HLPD46 bei den angegebenen Betriebsbedingungen zu sehen. Nach dem Übergang zur turbulenten Strömung können deutlich höhere Wärmeübergangskoeffizienten erzielt werden. Turbulente Strömung kann durch erhöhte Strömungsgeschwindigkeit bzw. Wellendrehzahl, kleinen Wellendurchmesser, hohe Ölkammern bzw. niederviskoses Öl erreicht werden.

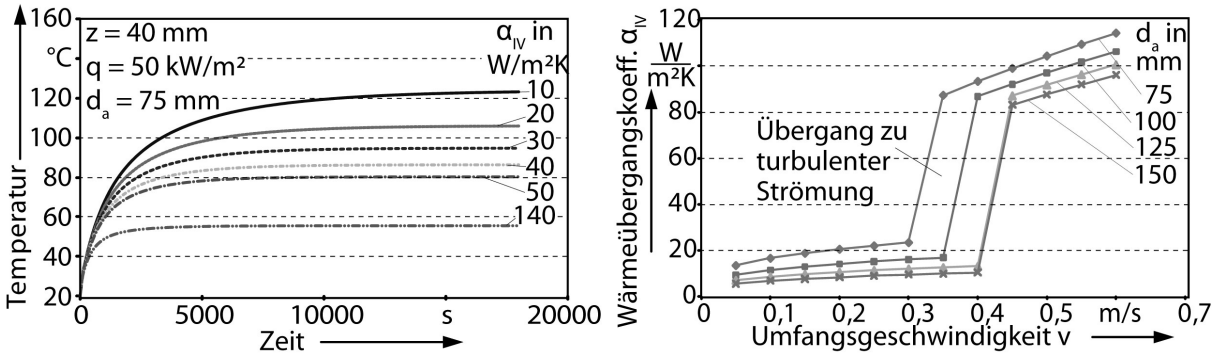


Bild 5.37: Aufheizkurve und berechneter Wärmeübergangskoeffizient

Fazit

Der stärkste Einfluss für die Temperatur geht von der Belastung aus. Dichtungen auf kleinem Abdichtdurchmesser werden wärmer. Turbulente Strömung in der Ölkammer kann die Temperatur im Dichtkontakt merklich senken, ebenso breite Ölkammern.

5.3.1.3 Mathematische Beschreibung der Einflüsse

Anhand der Simulationsergebnisse wurde ein mathematischer Zusammenhang ermittelt, um die Temperatur im Dichtkontakt sowie die Einflüsse für den Anwender einfach abschätzbar zu machen.

Das vorliegende System lässt sich nicht analytisch beschreiben, da Zusammenhänge durch Differentialgleichungen beschrieben werden, für die nur für einfachste Geometrien analytische Lösungen vorhanden oder Näherungslösungen bekannt sind.

Mithilfe der statistischen Versuchsplanung und Regressionsanalyse konnte kein ausreichend genaues Modell aufgestellt werden. Die zugrunde gelegten Funktionen nähern die Charakteristik der Kurven nur unzureichend an. Daher wurden die einzelnen Einflüsse separat mit Hilfe der Einfaktormethode ermittelt und zu einer Gesamtfunktion zusammengesetzt.

Hierbei wurden ausgehend von der Maximaltemperatur eines Basis-Parametersatzes einzelne Einflüsse nacheinander aufaddiert und die sich so ergebende Temperatur zwischen 0 (Beginn der Belastung) und 1 (Beharrungszustand) skaliert. Die Dichtkontakttemperatur im Modell folgt der Formel:

$$T_{End} = \left[T_{max}(d_a, z) + b(d_a, z) \cdot \left(\frac{\dot{q}}{2} - 25000 \frac{W}{m^2} \right) + \chi \cdot \left(\alpha_{IV} - 11{,}39 \, W/m^2K \right) - T_{Start} \right] \cdot f_{Zeit}(d_a, t) + T_{Start} \tag{5.18}$$

Der erste Term in der eckigen Klammer errechnet die Maximaltemperatur bei höchster Belastung, der zweite Term berücksichtigt eine Temperaturreduktion durch niedrigere Belastung, der dritte Term berücksichtigt Temperaturreduktion durch bessere Wärmeübergangswerte, der letzte Term in der Klammer berücksichtigt die Start- (bzw. Umgebungs-) Temperatur. f_{Zeit} beinhaltet die Zeit.

Die Einzelfunktionen sind:

$$T_{max}(d_a, z) = k_{1,T} d_a^{\,2} + k_{2,T} d_a \cdot z + k_{3,T} z^2 + k_{4,T} d_a^{\,2} \cdot z + k_{5,T} d_a \cdot z^2 + k_{6,T} d_a + k_{7,T} z + k_{8,T} \quad (5.19)$$

und

$$b(d_a, z) = k_{1,b} d_a^{\,2} + k_{2,b} d_a \cdot z + k_{3,b} z^2 + k_{4,b} d_a^{\,2} \cdot z + k_{5,b} d_a \cdot z^2 + k_{6,b} d_a + k_{7,b} z + k_{8,b} \quad (5.20)$$

sowie

$$\begin{aligned} f_{Zeit}(t, d_a) = {} & (k_{12,t} d_a + k_{22,t} d_a^{\,2}) t + (k_{32,t} d_a + k_{4,t} d_a^{\,2}) t^2 + (k_{52,t} d_a + k_{62,t} d_a^{\,2}) t^3 \\ & + (k_{72,t} d_a + k_{82,t} d_a^{\,2}) t^4 + (k_{92,t} d_a + k_{102,t} d_a^{\,2}) t^5 + (k_{112,t} d_a + k_{122,t} d_a^{\,2}) t^6 \end{aligned} \quad (5.21)$$

In Tabelle 5.9 sind die Koeffizienten der Funktionen aufgeführt. Das Modell basiert auf ca. 200 FE-Analysen und zeigt im gültigen Wertebereich gute Übereinstimmung mit den Simulationswerten (4 K Standardabweichung bei Berechnung bis zum Beharrungszustand, sonst 8 K).

Tabelle 5.9: Koeffizienten zur Temperaturberechnung

T_{max}	b(D,z)	f_{Zeit}
$k_{1,T} = 0{,}00417558$	$k_{1,b} = 2{,}90778015 \cdot 10^{-7}$	$k_{12,t} = 1{,}12522292 \cdot 10^{-5}$
$k_{2,T} = 0{,}01936807$	$k_{2,b} = 1{,}270310364 \cdot 10^{-6}$	$k_{22,t} = -6{,}17825514 \cdot 10^{-8}$
$k_{3,T} = 0{,}00850251$	$k_{3,b} = 3{,}83367457 \cdot 10^{-7}$	$k_{32,t} = -3{,}30250485 \cdot 10^{-9}$
$k_{4,T} = -4{,}37790310 \cdot 10^{-5}$	$k_{4,b} = 3{,}58251785 \cdot 10^{-9}$	$k_{42,t} = 1{,}89728882 \cdot 10^{-11}$
$k_{5,T} = -4{,}52106837 \cdot 10^{-5}$	$k_{5,b} = -2{,}49881672 \cdot 10^{-9}$	$k_{52,t} = 5{,}15599568 \cdot 10^{-13}$
$k_{6,T} = -1{,}62711565$	$k_{6,b} = -9{,}53120005 \cdot 10^{-5}$	$k_{62,t} = -2{,}97620392 \cdot 10^{-15}$
$k_{7,T} = -2{,}45925844$	$k_{7,b} = 1{,}24776108 \cdot 10^{-4}$	$k_{72,t} = -4{,}29642922 \cdot 10^{-17}$
$k_{8,T} = 535{,}22575356$	$k_{8,b} = 1{,}12462638 \cdot 10^{-4}$	$k_{82,t} = 2{,}47498633 \cdot 10^{-19}$
		$k_{92,t} = 1{,}79815770 \cdot 10^{-21}$
		$k_{102,t} = -1{,}03310322 \cdot 10^{-23}$
		$k_{112,t} = -2{,}96654769 \cdot 10^{-26}$
		$k_{122,t} = 1{,}70053540 \cdot 10^{-28}$

Für den Koeffizienten χ gilt: $\chi = -0{,}7942$

Als wesentliche Vereinfachung ist eine lineare Annäherung für den Einfluss des Wärmeübergangskoeffizienten enthalten. Dieser hat real einen hyperbolischen Einfluss auf die Temperatur, Bild 5.36 unten links. Durch diese Vereinfachung wird das Modell für

große Wärmeübergangskoeffizienten ungenau. Der Gültigkeitsbereich wurde daher entsprechend eingeschränkt, Tabelle 5.10.

Bei den Simulationen wurde in Kelvin gerechnet, wodurch auch das mathematische Modell Kelvin-Temperaturwerte errechnet. Daher gilt:

$T_{Start} = 293$ K

Die Werte sind in den folgenden Einheiten einzusetzen:

$T_{End/Start}$ in K, D in mm, z in mm, q in W/m², α in W/(m²K), t in s.

Tabelle 5.10: Gültiger Wertebereich für mathematisches Modell

Parameter	Symbol	Einheit	Wertebereich min.	Wertebereich max.
Belastungszeit	t	s	100	18000
Wellenaußendurchmesser	d_a	mm	75	150
Breite der Ölkammer	z	mm	10	100
Wärmestromdichte	q	W/m²	0	60000
Wärmeübergangskoeffizient: Ringspalt IV: Ölkammer	α_{IV}	W/m²K	10	50

Das Modell wurde darauf optimiert, im gültigen Wertebereich ausreichend genaue Ergebnisse zu liefern. Dazu sind Polynome bis 6. Grades notwendig. Außerhalb des gültigen Wertebereiches sind die errechneten Ergebnisse daher schwer vorherzusehen. Es ist der Wertebereich für Durchmesser, Abstand der Dichtungen und Belastungszeit unbedingt einzuhalten. Eine Abweichung des Wärmeübergangskoeffizienten vom angegebenen Bereich nach oben oder unten wird zu niedrige Temperaturwerte liefern. Tabelle 5.11 gibt ein Zahlenbeispiel für eine Berechnung.

Tabelle 5.11: Zahlenbeispiel

Parameter	Symbol	Wert	Parameter	Symbol	Einheit
Belastungszeit	t	7500 s	Reibmoment	M_R	23 Nm
Wellenaußendurchmesser	d_a	105 mm	Geschwindigkeit	v	0,11 m/s
Breite der Ölkammer	z	50 mm	Temperatur	T_{End}	339,2 K
Wärmestromdichte	q	36508 W/m²	Temperatur	T_{End}	66 °C
Wärmeübergangskoeffizient: Ölkammer	α_{IV}	20 W/m²K			

Die Dichtungsanzahl hat ebenfalls Einfluss auf das Temperaturniveau, konnte aber im Rahmen der Arbeit nicht ins Modell integriert werden. Anhaltswerte für den Einfluss auf die Beharrungstemperatur gibt Bild 5.38. Der Korrekturfaktor bezieht sich auf die errechneten Temperaturwerte, angegeben in Grad Celsius. Allerdings haben auch die anderen Randbedingungen Einfluss auf den Kurvenverlauf. Einzelne Simulationen zeigten, dass die Dichtungsanzahl bei sehr hohen Wärmeübergangswerten deutlich weniger Einfluss hat.

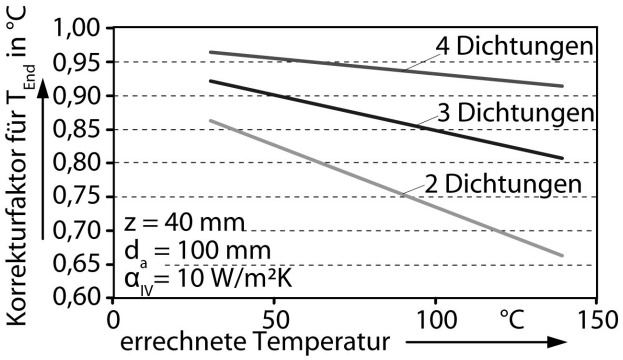


Bild 5.38: Einfluss der Dichtungsanzahl

Die Standardabweichung des Modells liegt bei ca. 8 K. Die Standardabweichung bei Berechnung bis zum Beharrungszustand (t = 18000s) liegt bei ca. 4 K.

Fazit

Anhand des vorgestellten mathematischen Näherungsmodells kann die Temperatur im Dichtkontakt abgeschätzt werden. Es wurde auf Basis praxisüblicher Randbedingungen erstellt. Außerhalb des Wertebereichs treten große Fehler auf. Beim Übertragen vorliegender Konstruktionen auf das Berechnungsmodell ist daher besser ein Parametersatz innerhalb des Wertebereichs zu berechnen und den Fehler abzuschätzen, als Werte außerhalb des angegebenen Wertebereichs einzusetzen.

Temperaturen mit „einfachen“ Methoden treffsicher abzuschätzen ist also sehr schwierig. Hinzu kommen die Schwierigkeiten beim Ermitteln des Wärmestroms aus der schwer oder ungenau ermittelbaren Reibung.

5.3.1.4 Instationäre Wärmeströme

Durch Schwenkbewegungen in der Maschine wird immer nur kurz (Reib-)Energie zugeführt. Während der bewegungslosen Stillstandszeit kann die Temperatur im Dichtkontakt wieder sinken. Der zugeführte Wärmestrom ist also instationär. Bild 5.39 zeigt FEA-Ergebnisse für instationären Wärmestrom und gleichen konstanten Durchschnittswärmestrom im Vergleich.

Von den Berechnungen mit pulsierendem Wärmestrom werden breite Temperaturbänder aufgespannt. Die einzelnen Temperaturspitzen sind bei der Berechnung mit 5 Sekunden lastbeaufschlagter und 300 Sekunden lastfreier Zeit im Diagramm beim gewählten Maßstab noch zu sehen.

Die Temperaturen bei gleichförmigem Wärmestrom liegen auf dem Niveau, das sich am Ende jeder lastfreien Zeit ergibt. Somit kann dieses Niveau mit der in Kapitel 5.3.1.3 angegebenen Temperatur rechnerisch abgeschätzt werden. Die Höhe der Temperaturspitzen hängt neben den Geometrieparametern auch von der Last und dem Verhältnis von lastbeaufschlagter zu lastfreier Zeit ab. Im Rahmen der Arbeit konnte kein

mathematischer Zusammenhang mit ausreichender Vorhersagegenauigkeit bestimmt werden.

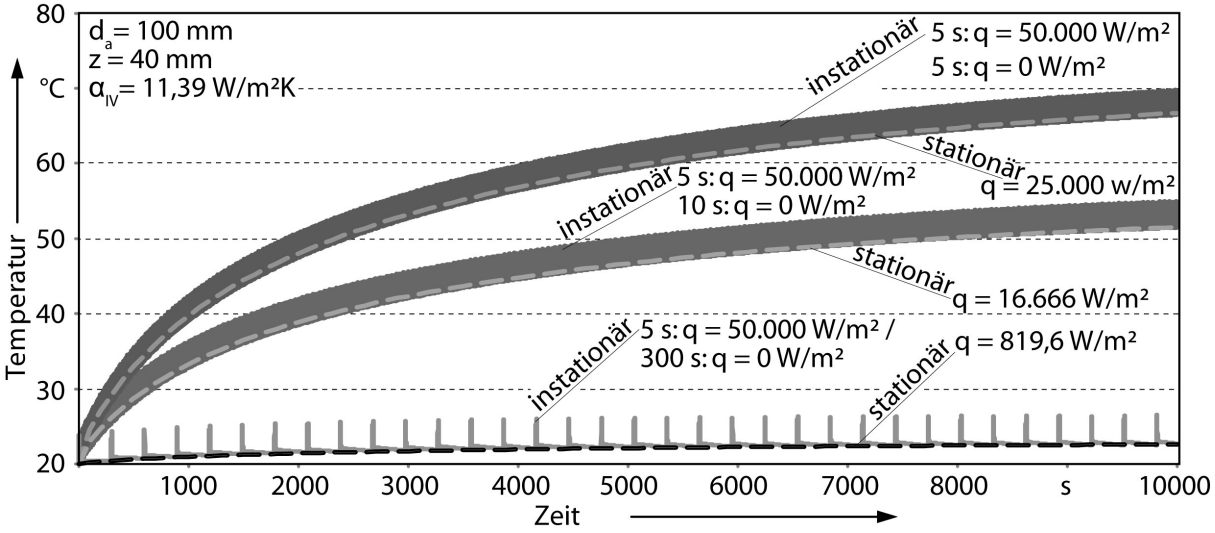


Bild 5.39: Temperaturverlauf bei instationärem Wärmestrom

Fazit

Start-Stopp-Betrieb in Maschinen führt zu pulsierenden Wärmeströmen. Dabei entstehen Temperaturspitzen, die höher sind als die Temperaturen, bei äquivalentem Durchschnittswärmestrom.

5.3.2 Ergebnisse der Versuche nach dem Schwenkprogramm

In den Ergebnissen der handelsüblichen Dichtringe sind auch die Versuchsergebnisse des Prototypendichtrings aufgeführt (vgl. Kapitel 6.2).

5.3.2.1 Verschleiß am Dichtring

Der Verschleiß des Dichtrings lässt sich über verschiedene Größen bestimmen. Verschleiß ist mit Veränderungen von Gewicht, Radialkraft, Innendurchmesser und Profilform verbunden. Die im Dauerlauf untersuchten Dichtringe wurden vor und nach dem Versuch vermessen.

Bild 5.40 zeigt die mit der 3D-Koordinatenmessmaschine ermittelten Durchmesserveränderungen der Dichtringe im in der Nut montierten Zustand (Mittelwerte aus den Veränderungen der drei gelaufenen Dichtringe).

In Bild 5.41 sind Gewicht (inkl. ggf. Vorspannelement und ggf. Stützringe) und Radialkraft vor und nach dem Versuch zueinander ins Verhältnis gesetzt (Mittelwerte aus den Veränderungen der drei gelaufenen Dichtringe). Hohe Werte sind hier grundsätzlich ungünstig. Allerdings lässt sich kein Grenzwert o. ä. festlegen, ab dem die Dichtung versagen wird. Deutlich wird dies an der * markierten Dichtung, die schon vor Versuchsende ausgefallen ist, bei der Radialkraft und der Durchmesserveränderung aber nicht die höchsten Werte gezeigt hat.

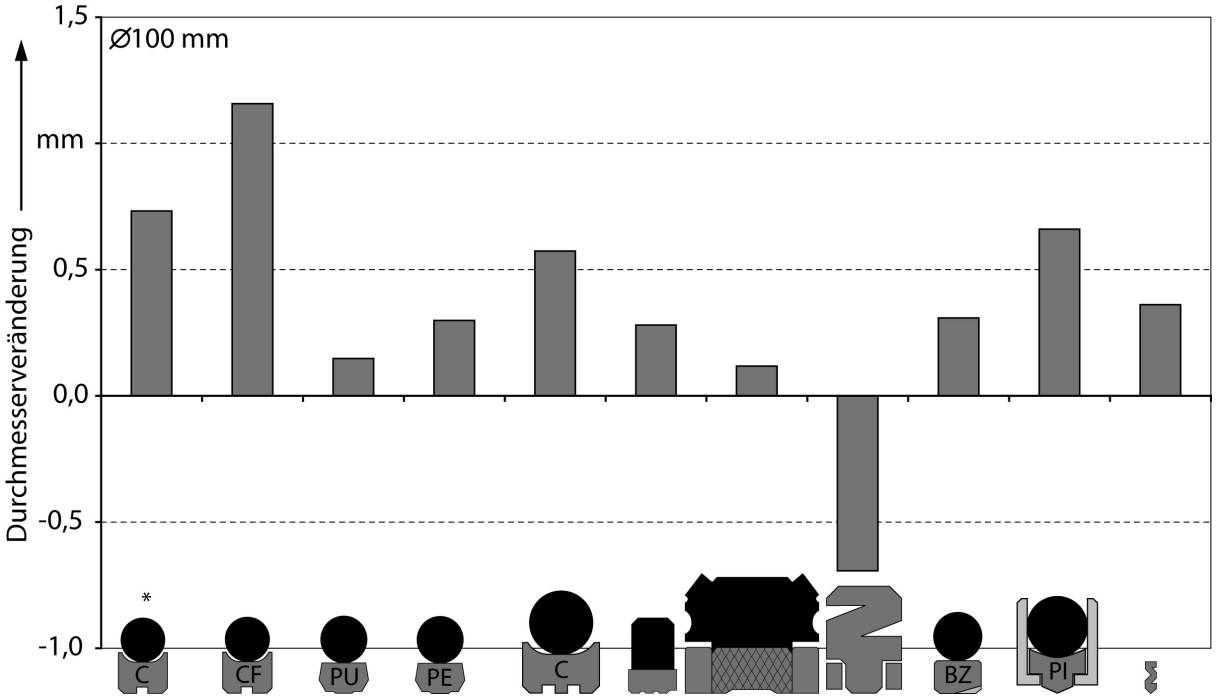


*Bild 5.40: Veränderung des Innendurchmessers im Schwenkversuch; * = Ausfall*

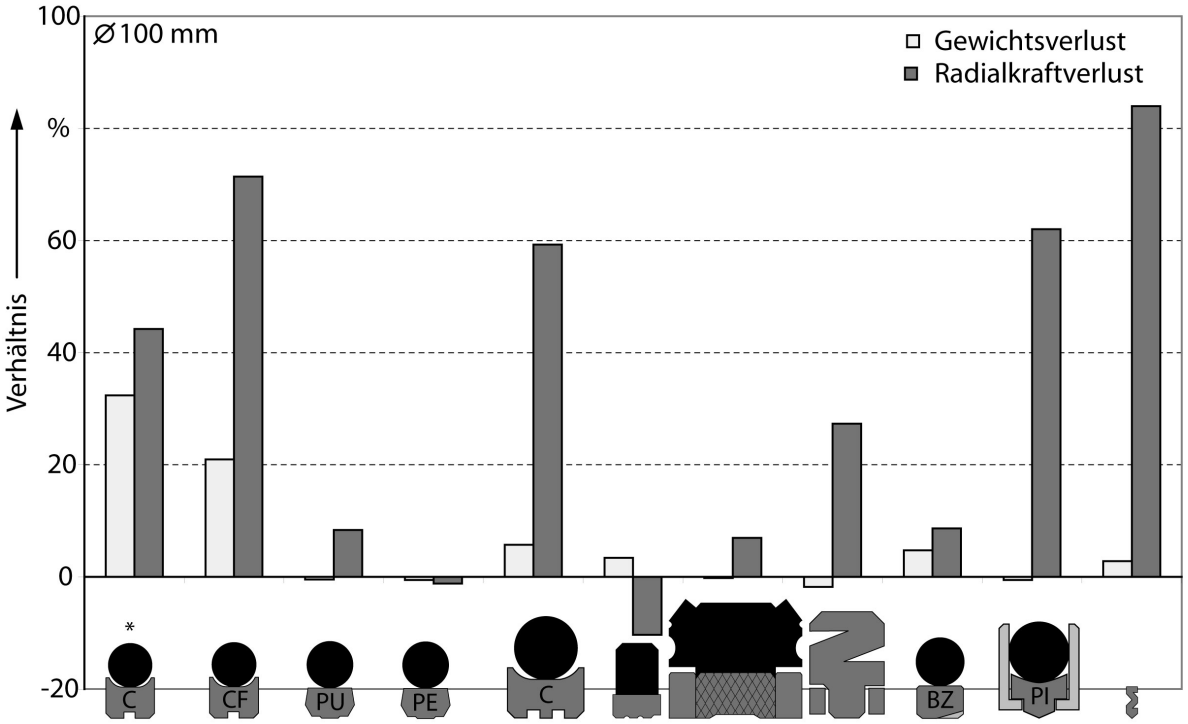


*Bild 5.41: Veränderung von Radialkraft und Gewicht; *=Ausfall vor Ende des Versuchs*

Zudem liegt das Niveau von Untermaß des Dichtrings und absoluter Höhe der Radialkraft auf sehr unterschiedlichem Niveau. Zwischen den Dichtungen liegt fast der Faktor 10. Demzufolge können manche Dichtringe große Veränderungen bei diesen Größen relativ problemlos ertragen. Am aussagekräftigsten ist deshalb die prozentuale

Gewichtsveränderung. Allerdings wird diese durch Quellung und Ölaufnahme der Dichtwerkstoffe verfälscht. Dies kann die durch Verschleiß entstandene Gewichtsänderung überkompensieren. So lassen sich die negativen Gewichts- oder auch Radialkraftverluste (Bild 5.41) erklären. Auch negative Durchmesseränderungen (Bild 5.40), also ein Schrumpfen des Innendurchmessers ist darauf zurückzuführen.

Aussagekräftiger, wenn auch nicht quantitativ darstellbar, ist die Änderung der Profilform, Bild 5.42.

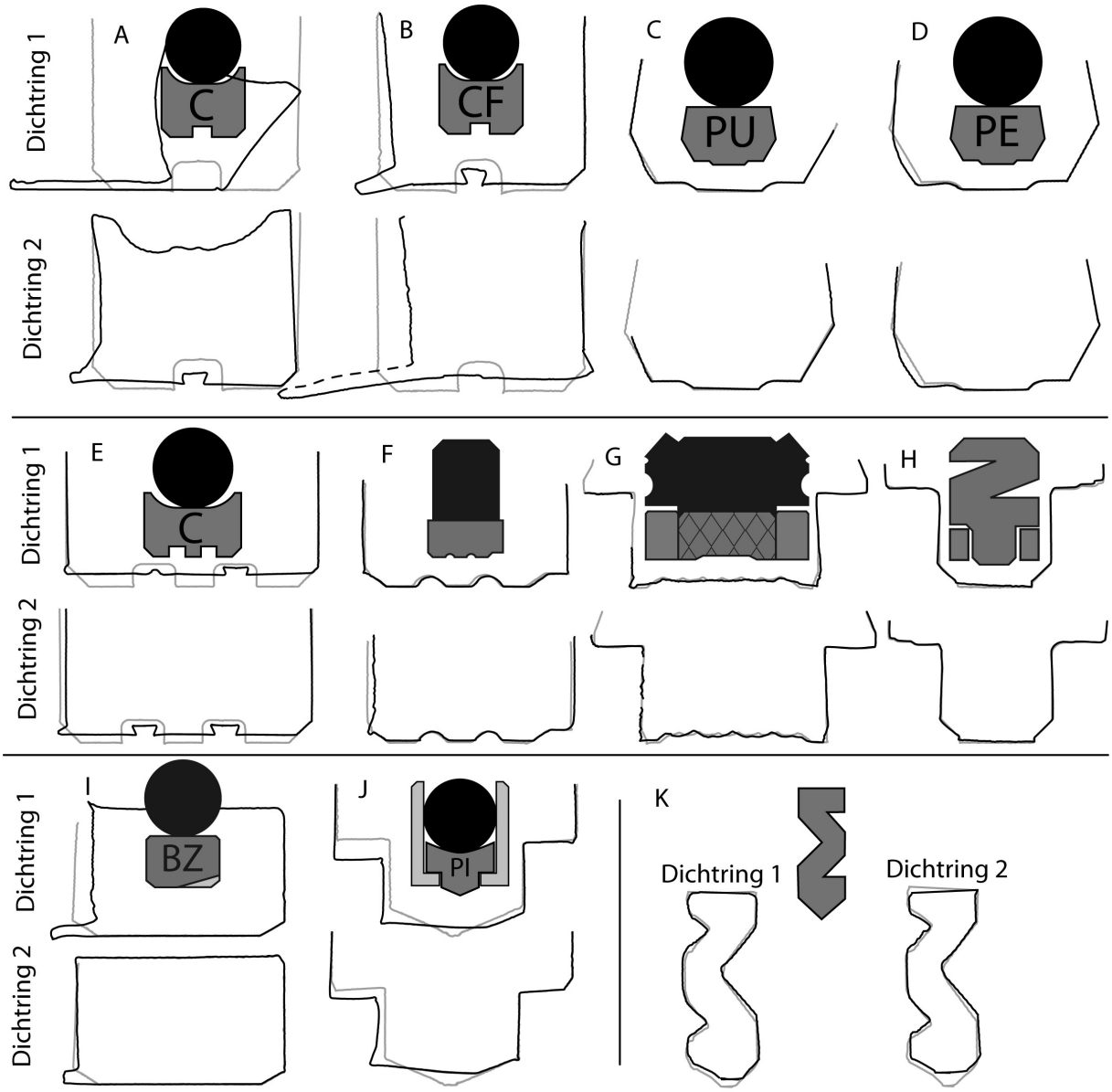


Bild 5.42: Vergleich der Profilform einseitig dichtend vor (grau) und nach (schwarz) dem Versuch (Profile sind nicht maßstäblich zueinander dargestellt)

Aus diesen Messergebnissen lassen sich einige Gesetzmäßigkeiten ableiten:

1. Wenn an der Kontaktfläche zur Nutwand Verschleiß vorhanden ist, ist dieser wesentlich größer als der am dynamischen Dichtkontakt auftretende.
2. Dichtringe aus PTFE-Compounds (A, B, E, I, J) zeigen den höchsten Verschleiß.

3. Einteilige Dichtringe zeigen keinen auffälligen Verschleiß an der Nutwand.
4. Größere Dichtringe (E) sind wesentlich langlebiger als kleine (A) (bei ähnlichem Werkstoff).
5. Dichtringe C, F, G, und H zeigen den niedrigsten Verschleiß.
6. Nicht alle mehrteiligen Dichtringe zeigen Verschleiß an der Nutwand (z. B.: C, D, E, J).
7. Definierte Dichtkanten bei PTFE-Dichtringen wandeln sich nach einiger Betriebszeit zu ebenen Flächen (A, B, E, J).

Die Interpretation der Ergebnisse, die auf den Effekt des Mitrotierens zurückgeführt werden, sind in 5.2.6 beschrieben. Bei den Nicht-PTFE-Dichtringen zeigt nur Dichtring F aus Bild 5.42 und Bild 5.43 auffälligen Verschleiß aufgrund von Mitrotieren.

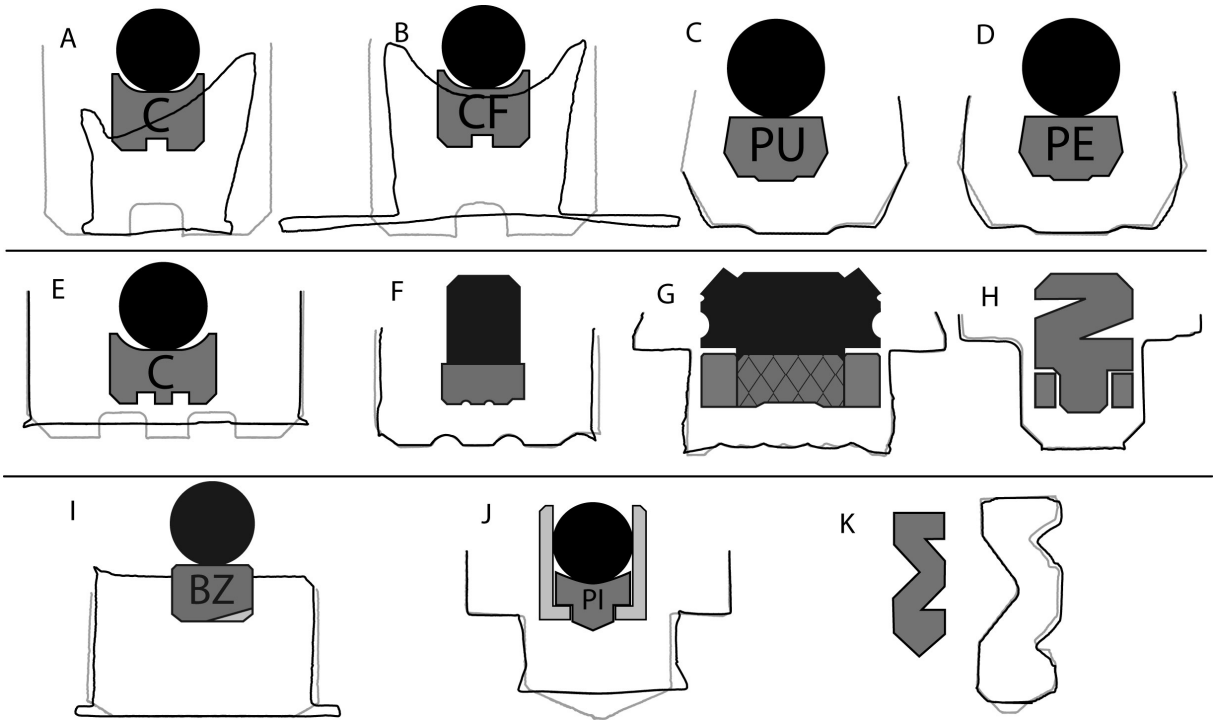


Bild 5.43: Vergleich der Profilform wechselseitig dichtend vor (grau) und nach (schwarz) dem Versuch (Profile sind nicht maßstäblich zueinander dargestellt)

5.3.2.2 Verschleiß am O-Ring

Die wesentlichen Schäden an den O-Ringen der verschiedenen Dichtungen sind allesamt im Zusammenhang mit dem Problem des Mitrotierens des Gleitrings mit der Welle zu sehen und in Kapitel 5.2.6 beschrieben.

Bei einigen O-Ringen war auffällig, dass sie sich über die Versuchszeit leicht verdrillten. Der O-Ring relaxierte dann in dieser Lage und lag nach dem Ausbau nicht mehr eben auf dem Tisch, Bild 5.44.

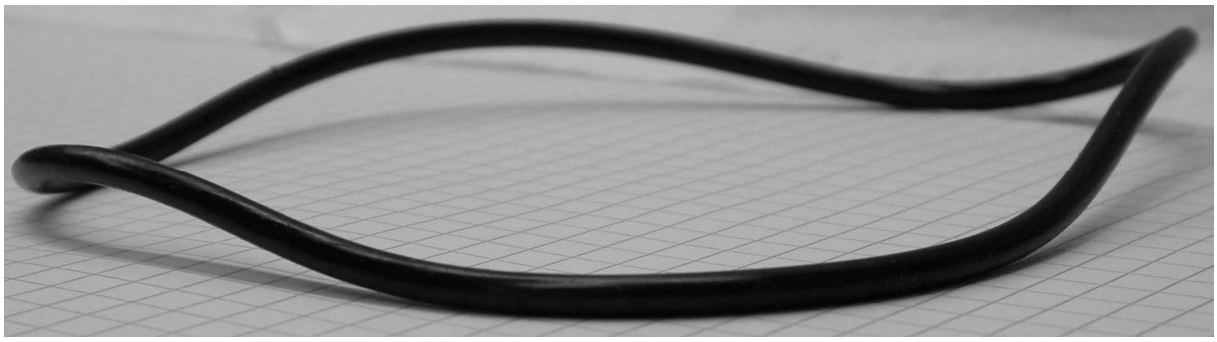


Bild 5.44: Verdrehter O-Ring nach Dauerlaufversuch

Dies war bei keiner Dichtung funktionsrelevant. In der Regel beschränkte sich die Verdrillung auf weniger als eine Umdrehung.

Eine Besonderheit zeigt Dichtring J aus Bild 5.43. Die Stützringe werden über die gesamte Höhe des Dichtrings eingesetzt. Für Stützringe werden üblicherweise sehr steife Materialien eingesetzt. Um den Dichtring noch in eine geschlossene Nut montieren zu können, ist der Stützring an einer Stelle am Umfang geschlitzt. Es entsteht eine Stoßstelle. Diese Stoßstelle wurde bei dem Dichtring nicht entgratet. Durch Wander- und Verdrillbewegungen des O-Rings im Betrieb wird der O-Ring an der scharfkantigen Stoßstelle verletzt.

5.3.2.3 Verschleiß an der Gegenlauffläche

Die Gegenlauffläche ist geschliffen und mit ihrer sehr hohen Härte (um 60 HRC) eine bewährte, verschleißfeste Komponente des Dichtsystems. Bei fast allen Dichtungen, wäre die Dichtung nicht aufgrund von Welleneinlauf ausgefallen, wenn der Dauerlauf bis zum Dichtungsversagen fortgesetzt worden wäre.

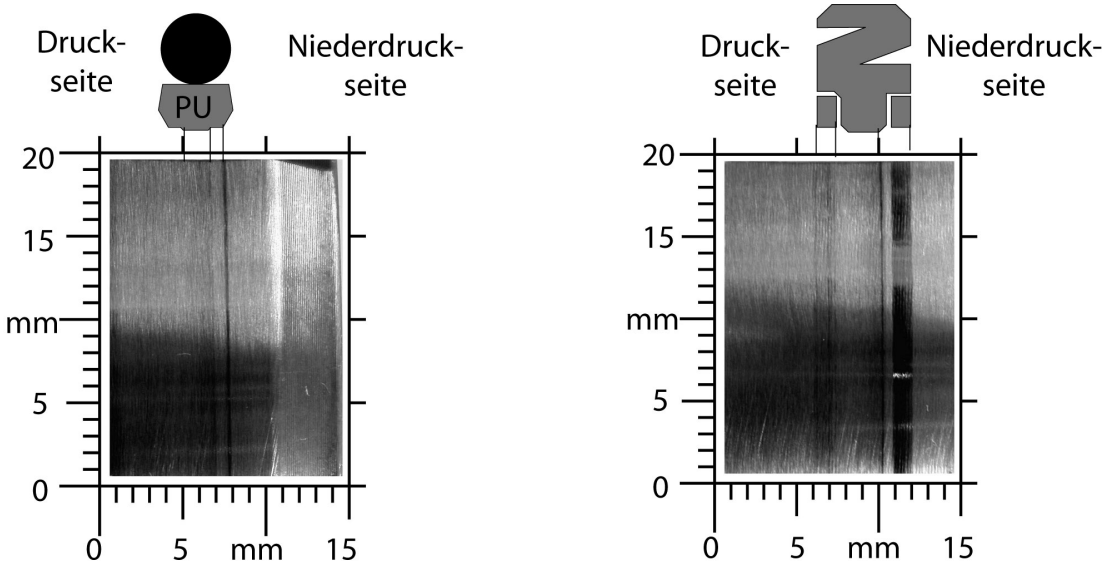


Bild 5.45: Laufspuren zweier Dichtringe (links Druckseite; rechts Niederdruckseite);

Mit dem Auge sind die Laufspuren bei jeder Dichtung erkennbar, Bild 5.45. Die Oberfläche wird an der Dichtkontaktfläche eingeglättet, was zu einem veränderten opti-

schen Eindruck führt. Im Oberflächenmessschrieb lässt sich nicht zwangsweise eine Einlaufspur erkennen.

Auffällig ist, dass die am meisten eingeglättete Stelle bzw. – bei messbarem Einlauf – die tiefste Stelle der Einlaufspur, immer am niederdruckseitigen Ende der Dichtkontaktfläche auftrat. Das absolute Pressungsmaximum lag ggf. an einer anderen Stelle der Dichtkontaktfläche. Anschaulich ist das in Bild 5.45 bei der linken Dichtung zu sehen, deren Pressungsverlauf in Bild 5.27 dargestellt ist. Sofern Stützringe verwendet wurden, fand sich immer an deren Kontaktstelle zur Welle die tiefste Einlaufspur.

Bild 5.46 zeigt die Messwerte der Einlaufspurtiefe verschiedener Dichtungen. Im Dauerlauf dichteten jeweils zwei Dichtungen nach außen ab. Für das Diagramm ist die tiefere der beiden Laufspuren relevant. Alle Dichtringe mit Stützring zeigten Einlauf. PTFE-Bronze führte zu starkem Welleneinlauf (vgl. 5.1.2).

Die mittig angeordneten Dichtungen, die wechselseitig mit Druck beaufschlagt wurden, sind hinsichtlich Welleneinlauf wohl wesentlich unkritischer. Bei Wechsel der Druckseite verschiebt sich der Dichtring hin zur anderen Nutwand. Bei dieser Axialbewegung kommt frisches Öl unter den Bereich der Dichtung, der unter Druck dann am höchsten belastet ist. Die gute Schmierung führt offensichtlich zur Schonung der Wellenlauffläche.

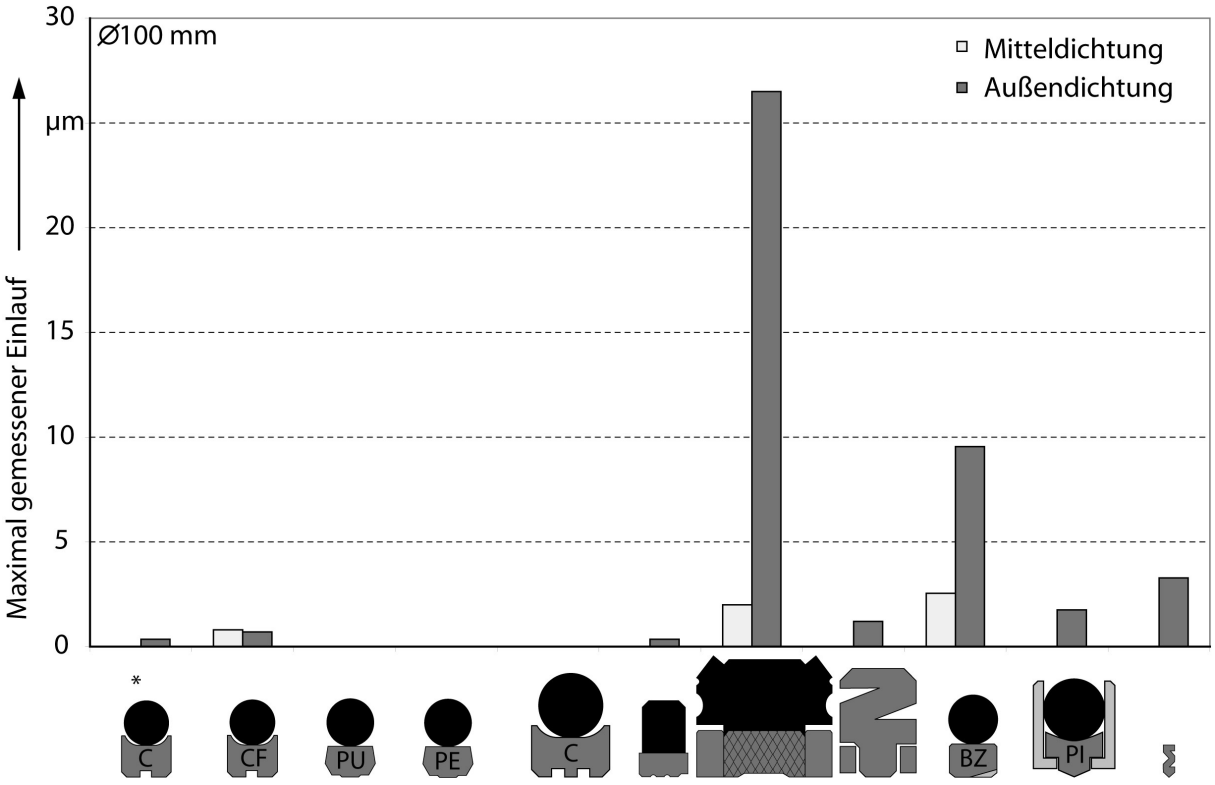


*Bild 5.46: Maximal gemessener Welleneinlauf im Schwenkversuch; *=Ausfall vor Ende des Versuchs*

Fazit zum Verschleiß der Dichtungen im Schwenkprogramm

Rotordichtungen verschleißen abhängig von ihrer Bauart und dem Material unterschiedlich stark. Hauptproblem beim Dichtringverschleiß ist das Mitrotieren des Rings

mit der Welle. Hauptsächlich der abrasive Verschleiß an der vergleichsweise rauen und schlecht geschmierten niederdruckseitigen Nutwand führt zu Frühausfall. Wenn dieses Problem entschärft oder umgangen werden kann, erreichen die Dichtsysteme sehr viel längere Lebensdauern. Aufgrund der beobachteten Profilveränderungen lässt sich für PTFE-Compounds nahezu generell eine kürzere Lebensdauer als für andere Dichtwerkstoffe vorhersagen. Filigranere Geometrien mit definierten Dichtkanten sind mit derzeitigen PTFE-Compounds nicht machbar. Die Versuche zeigen, dass sie durch die hohe Anpressung entweder schnell verschleißen oder durch schlichtes Wegfliesen deformiert würden.

Die gehärtete und geschliffene Gegenlauffläche funktionierte sehr gut. Gute Schmierung reduziert auch dort den Verschleiß. Vor allem Stützringe, die auf der Niederdruckseite unter Mangelschmierung auf der Welle reiben, können zu starkem Welleneinlauf führen.

5.3.2.4 Leckage

Rotordichtungen haben keinen Rückfördermechanismus. Deshalb lecken sie dynamisch alle. Wäre die Gegenfläche und der Dichtkörper auch in den Mikrostrukturen über lange Zeit völlig unveränderlich, so würde sich eine gleichförmige Leckage mit unveränderlicher Leckagerate einstellen.

Im Dauerlaufversuch verändert sich die Beschaffenheit des Dichtrings und der Gegenfläche im mikroskopischen Bereich aufgrund von Verschleiß ständig. Zudem führen die ständigen Druckwechsel zu makroskopischen Verformungen des Dichtrings und Veränderungen des Schmierzustandes in der Dichtfläche.

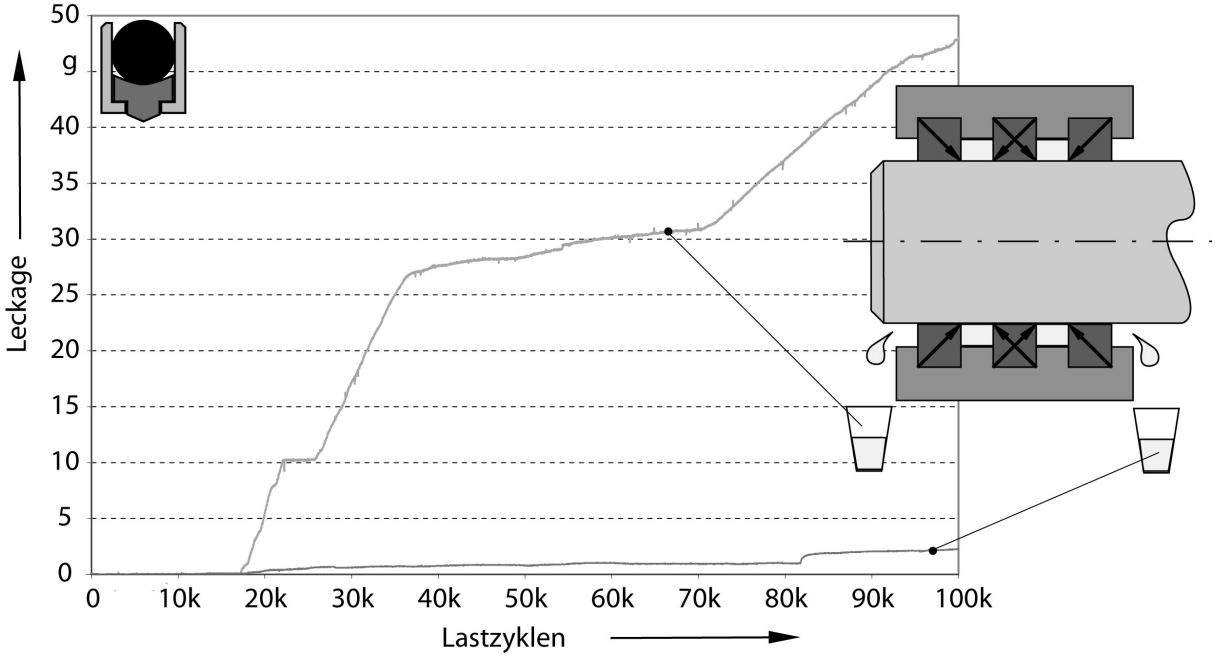


Bild 5.47: Kumulierte Leckage zweier baugleicher Dichtungen über die Versuchslaufzeit

Somit sind die Betriebsbedingungen von Lastwechsel zu Lastwechsel im mikroskopischen Bereich sehr unterschiedlich. Dementsprechend ist die Leckage einer Dichtung unter diesen Dauerlaufbedingungen nur schwer reproduzierbar.

Bild 5.47 zeigt dies deutlich: Beide baugleichen Dichtringe erfuhren dieselben Bedingungen und leckten dennoch sehr unterschiedlich. Kaum eine Dichtung zeigt eine unveränderliche, gleichförmige Leckagerate (= Leckage pro Zeit). Stattdessen gibt es Phasen, in denen die Dichtung stark leckt, ebenso wie quasi leckagefreie Phasen. Keine der untersuchten Dichtungen zeigte im Schwenkprogramm eine Gesamtleckage größer als 50 g, Bild 5.48. Bei vielen Dichtungen wurden Leckagemengen kleiner 0,5 g gemessen (hier sind die in 4.2.9 erwähnten Ungenauigkeiten zu beachten).

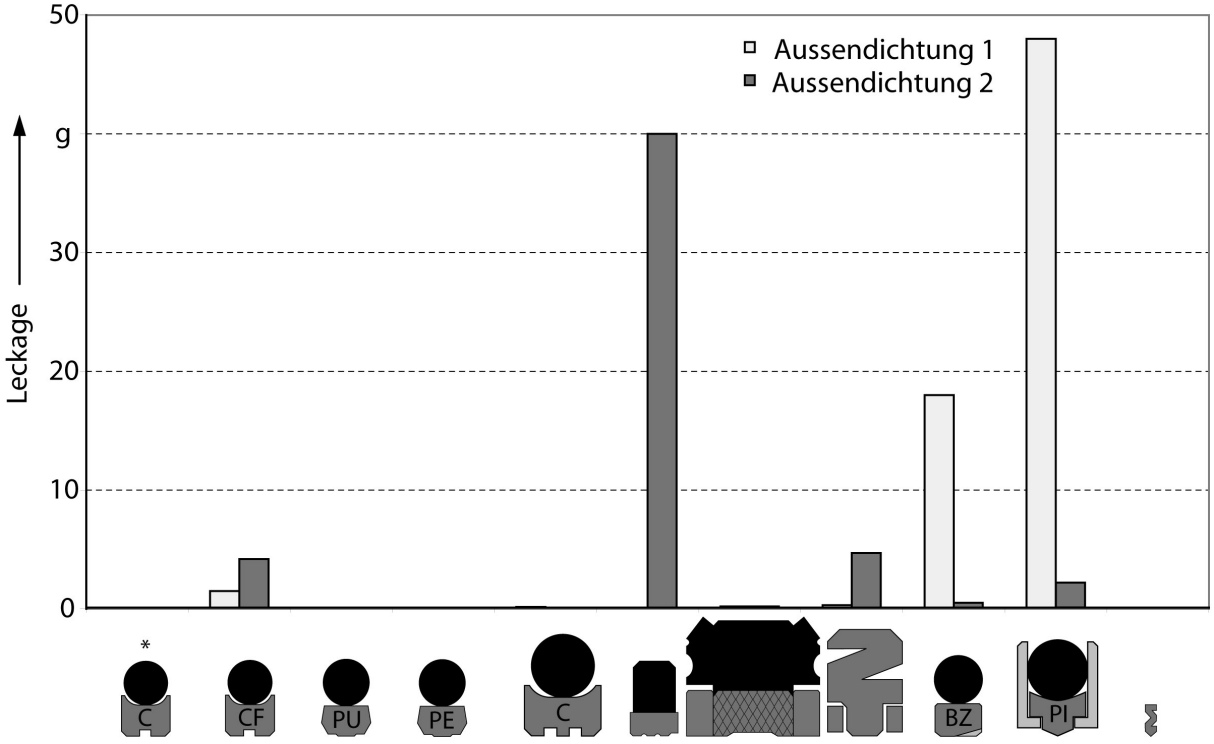


Bild 5.48: Gesamtleckagemenge der Dichtungen über den Dauerlauf

Neben dem abzudichtenden Öl bestand die Leckage auch aus Abrieb des Dichtrings. Deshalb wurde im Versuch bei den schneller verschleißenden Dichtringen aus PTFE-Compounds verschmutzte Leckage beobachtet.

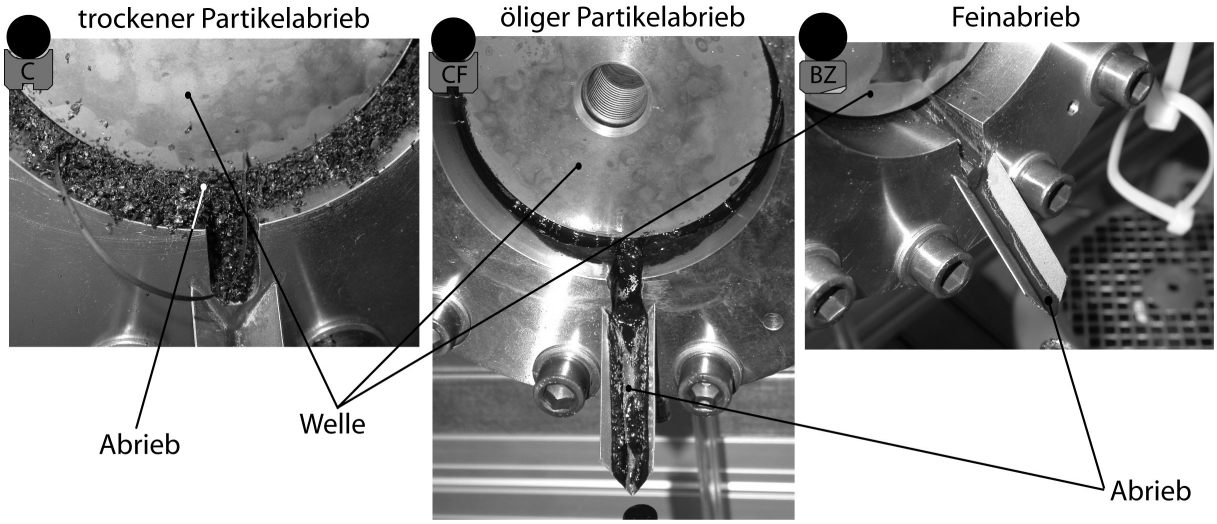


Bild 5.49: Verschmutze Leckage

Vor allem wenn Teile von Extrusionsfahnen abreißen, können millimetergroße Partikel auf der Niederdruckseite zum Vorschein kommen. Meist ist der Abrieb aber extrem fein zermahlen.

Fazit zur Leckage der Dichtungen im Schwenkprogramm

Bei Druckdichtungen muss mit Leckage gerechnet werden. Sie kann in einem weiten Bereich streuen. In der Regel ist entscheidend, dass Leckage auftritt und demzufolge Maßnahmen zum Auffangen und Rückführen getroffen werden müssen. Es ist zu beachten, dass sich die Flüssigkeiten in zwei aneinandergrenzende Kanäle mit wechselseitig dichtenden Dichtungen ein wenig vermischen. Der Dichtungsabrieb kann für nachfolgende Hydraulikteile ggf. kritisch sein. Dichtringe, die nicht aus PTFE-Compounds bestehen, zeigten kein übermäßig verschmutztes Leckageöl und keinen Partikelabrieb.

5.3.2.5 Reibmoment

Die Reibkräfte im dynamischen Dichtkontakt hängen entscheidend vom Schmierungszustand ab. Ändert sich der Schmierungszustand, ändert sich auch das Reibmoment. Durch den instationären Betriebszustand im Dauerlauf (veränderliche Umfangsgeschwindigkeit, Drehrichtung, Druck) ändert sich der Schmierungszustand bei vielen Dichtungen von Lastwechsel zu Lastwechsel stark. Durch Verschleiß des Dichtkörpers und der Gegenlauffläche verändert sich das Reibmoment ebenfalls. Vor allem in der Einlaufphase sind die Reibmomente deshalb bei vielen Dichtungen erhöht. Verschleißt die Dichtung stark, ändert sich auch das Reibmoment stark.

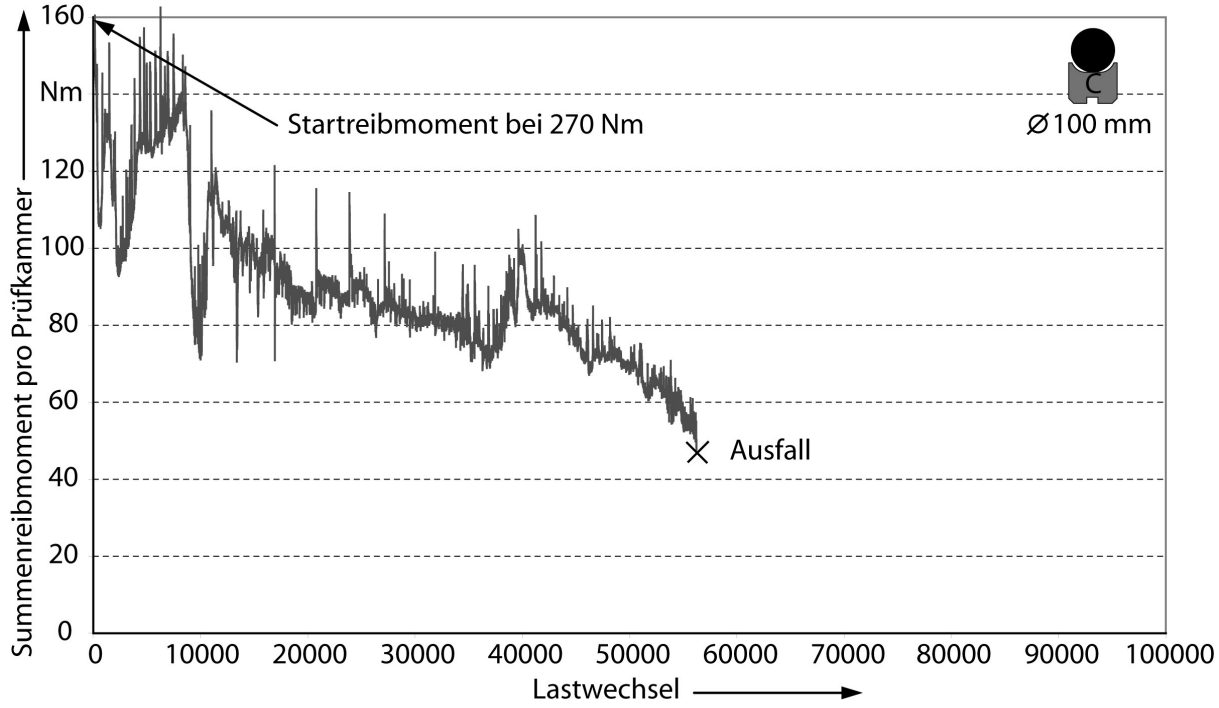


Bild 5.50: Reibmomentenverlauf im Dauerlauf bis zum Ausfall (DR1-C)

Anschaulich ist das in Bild 5.50 zu sehen. Es zeigt den Verlauf des Reibmoments einer Prüfkammer (mit drei Dichtungen, zwei druckbelastet, eine drucklos) im Dauerlauf bis zum Ausfall der Dichtung. Das Reibmoment ist von Beginn an unruhig und springt sehr stark. An schlecht geschmierten Stellen im Dichtkontakt wird viel Reibung erzeugt. Der Verschleiß ist dort solange hoch, bis sich bessere Schmierung einstellt. Ergibt sich keine gute Schmierung, fällt die Dichtung frühzeitig aus. Ein niedriges gleichförmiges Reibmoment zeugt von einem stabilen Betriebszustand mit nur geringem Verschleiß und niedriger Temperaturbelastung, Bild 5.51.

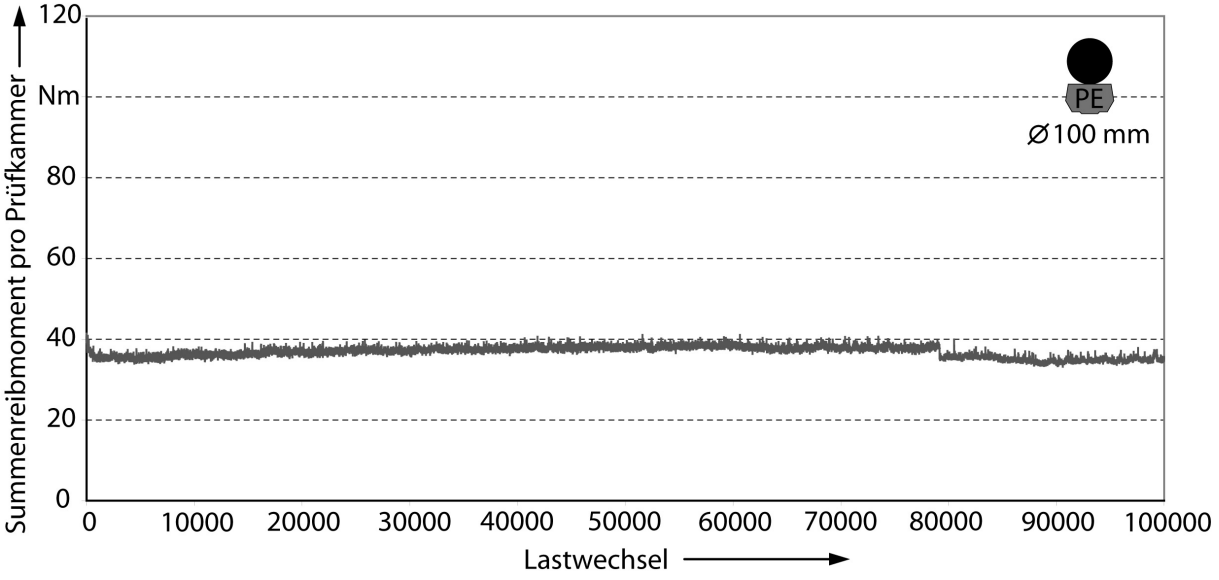


Bild 5.51: Sehr gleichförmiger Reibmomentenverlauf (DR8-PE)

DR8-PE kommt dem Ideal sehr nahe und zeigte den bei weitem gleichförmigsten Reibmomentenverlauf, Bild 5.51. Ein kleiner Sprung bei Lastwechsel 80.000 ist die einzige Ungereimtheit. Das Reibmomentniveau ist zudem sehr niedrig. Weitgehend gleichförmige Reibmomente zeigten noch DR8-PU, DR1-CF, DR4-PU, DR10-GE und DR16-PK. Bei den meisten Dichtungen konnten leicht unruhige Reibmomentenverläufe beobachtet werden (DR5-BZ, DR6-PI, DR11-PK, DR3-C). Speziell Dichtungen mit PTFE-Compound Dichtringen zeigen zu Beginn des Dauerlaufs erhöhte Reibmomente, was auf stärkere Veränderungen der Reibverhältnisse während des Einlaufs zurückzuführen ist. Der DR1-C hat als einziger sehr starke Schwankungen gezeigt, Bild 5.50.

Neben diesen Reibmomentungleichförmigkeiten, die sich über viele Stunden hinweg verändern, ändert sich das Reibmoment auch innerhalb eines einzigen Bewegungszyklus. So zeigten einige Dichtungen eine starke Anfahrüberhöhung des Reibmoments (Losbrechreibung), Bild 5.52.

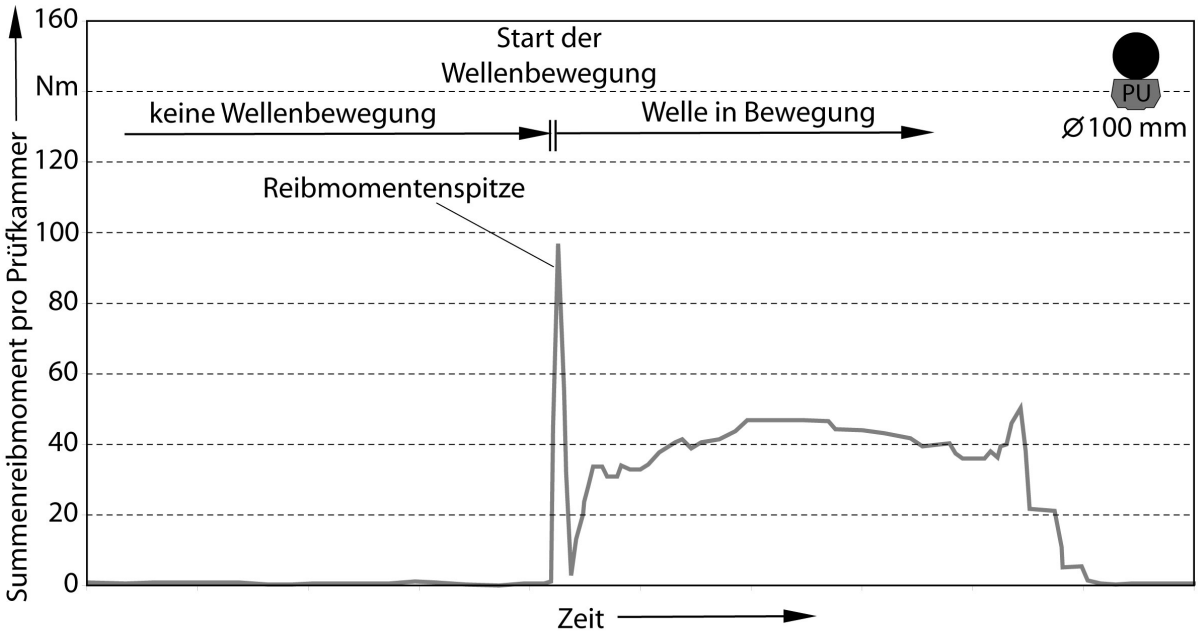


Bild 5.52: Reibmoment und Losbrechreibung: DR8-PU wärend eines Zyklus

Wie in Kapitel 4.2.9 beschrieben, werden im Dauerlauf nur die Maximalreibmomente pro Zyklus mitgeschrieben. Nur vereinzelt wurden Zeitschriebe eines einzelnen Zyklus (wie in Bild 5.52) aufgezeichnet. Tritt eine Anfahrüberhöhung des Reibmoments bei jedem Bewegungszyklus auf, ist das mitgeschriebene Reibmoment auf hohem Niveau. Tritt es nicht jedes Mal in gleicher Höhe auf, ergibt sich im Reibmomentendiagramm ein breiter Streubereich (z. B. Bild 5.54).

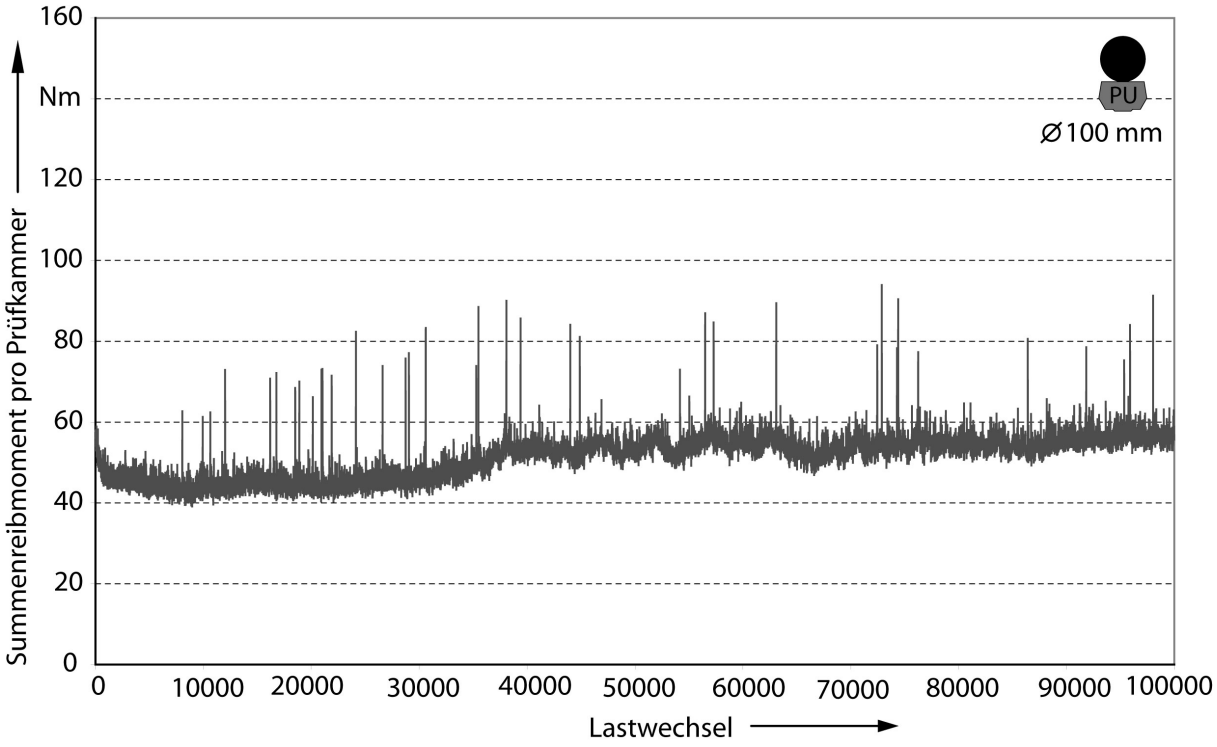


Bild 5.53: Losbrechreibung im Dauerlauf: DR8-PU

Ein Beispiel für seltenes Auftreten von hohen Losbrechmomenten zeigt Bild 5.53. Dort sind die stark überhöhten Reibmomente nur vereinzelt zu finden. Aus dem Ergebnis lassen sich zwei Auffälligkeiten ableiten:

1. Die Höhe der Losbrechreibung nimmt über die Laufzeit zu. Dies scheint eine polyurethantypische Eigenschaft zu sein, da sich andere Polyurethandichtringe gleich verhielten.
2. Ob eine überhöhte Losbrechreibung auftritt oder nicht, scheint vom Anfahrruck abzuhängen. In seltenen Fällen regelt der Rotordichtungsprüfstand die Zielpositionierung so, dass zu Beginn des nächsten Bewegungsablaufs zuerst das Flankenspiel des Getriebes, das zwischen Abtrieb und Prüfkammer liegt, überwunden werden muss. Beim Losfahren beschleunigt der Prüfstand schon in dem Zeitraum, bis das Flankenspiel in der Verzahnung zurückgelegt ist und die Zahnflanken die Last übertragen. Dadurch entsteht ein erhöhter Anfahrruck. Immer bei einem solchen Zustand kommt es zu einer Reibkraftspitze, die im Diagramm in Bild 5.53 zu sehen sind.

Häufiger tritt überhöhtes Losbrechmoment bei einteiligen Dichtringen aus Nicht-PTFE-Compounds auf. DR4-PU und DR10-GE zeigten bei jedem Lastwechsel die Überhöhung. Der Experimentaldichtring DR16-PK zeigt die Losbrechreibung etwa bei jedem 2. Lastwechsel (vgl. Bild 5.54). PTFE-Dichtringe zeigen dieses Verhalten grundsätzlich nicht, vgl. auch Kapitel 5.2.3.

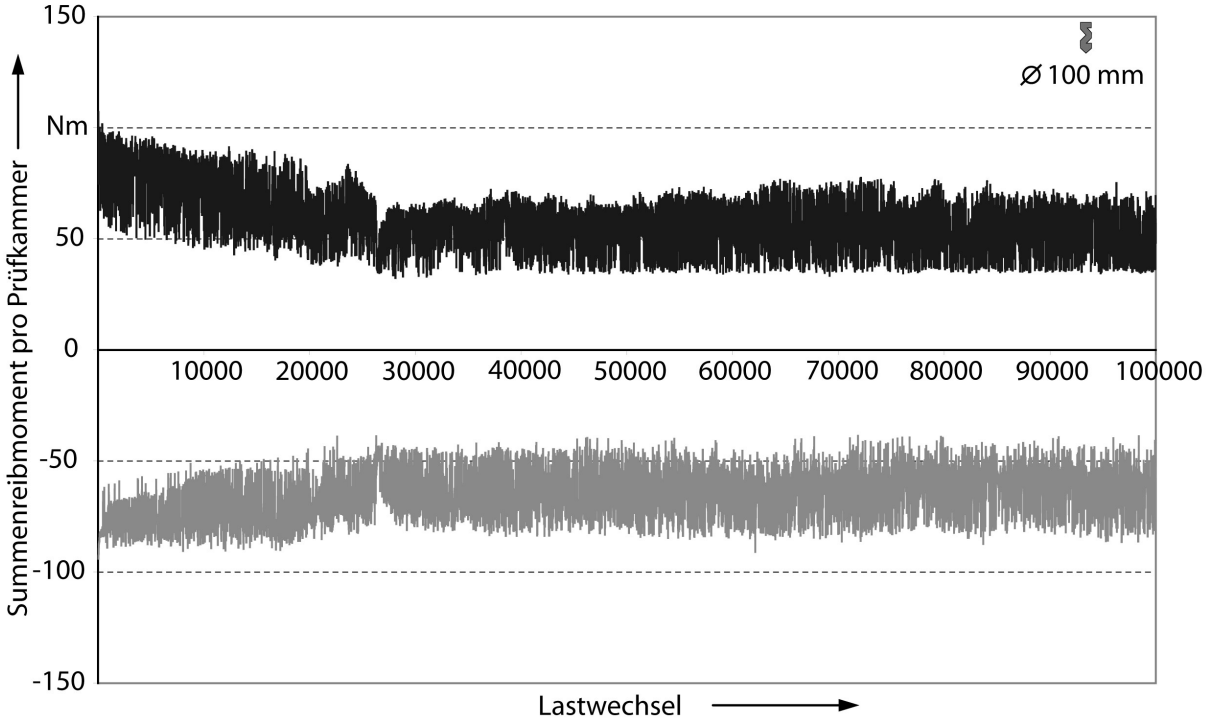


Bild 5.54: Reibmomente mit Losbrechüberhöhung des DR16-PK (Vorwärts- und Rückwärtsdrehung)

Die Ergebnisse der Reibmomentmessung sind in Bild 5.55 zusammengefasst. Bei Dichtungen mit ausgeprägter Losbrechreibung wurde der Durchschnitt aus diesen erhöhten Reibmomenten gebildet und um das Reibmoment, das in Bewegung auftritt ergänzt. Die Bewegungsreibmomentwerte basieren bei der DR11-PK und DR10-GE, DR6-PI und DR4-PU auf den Daten nur weniger Zyklusmitschriebe (wie Bild 5.52), bei DR4 und DR16-PK aus Mittelwerten des niedrigen Niveaus der Dauerlaufaufzeichnungen (Bild 5.53, Bild 5.54).

Die Reibmomentwerte der einzelnen Dichtungen variierten untereinander sehr stark. Das deutlich niedrigste Reibmoment erzeugte die UHMW-PE Variante des DR8. Gleichzeitig waren die Ergebnisse dieser Werkstoffvariante absolut frei von Reibmomentspitzen durch Losbrechen. DR16-PK hatte ein vergleichbares Reibmoment in Bewegung, war aber anfällig für Reibmomentüberhöhungen durch Losbrechen. Ähnlich verhielt sich der DR8-PU. Losbrechmomente ließen sich dort seltener erfassen. Auffällig war das Verhalten der DR6-PI (in Bild 5.55 zweite von rechts). Obwohl der Gleitring aus einem PTFE-Compound gefertigt ist, waren erhöhte Losbrechmomente zu beobachten. Ursache hierfür sind die Stützringe, die auch einen Teil des Reibmoments erzeugen und keine so günstigen Reibeigenschaften wie PTFE besitzen.

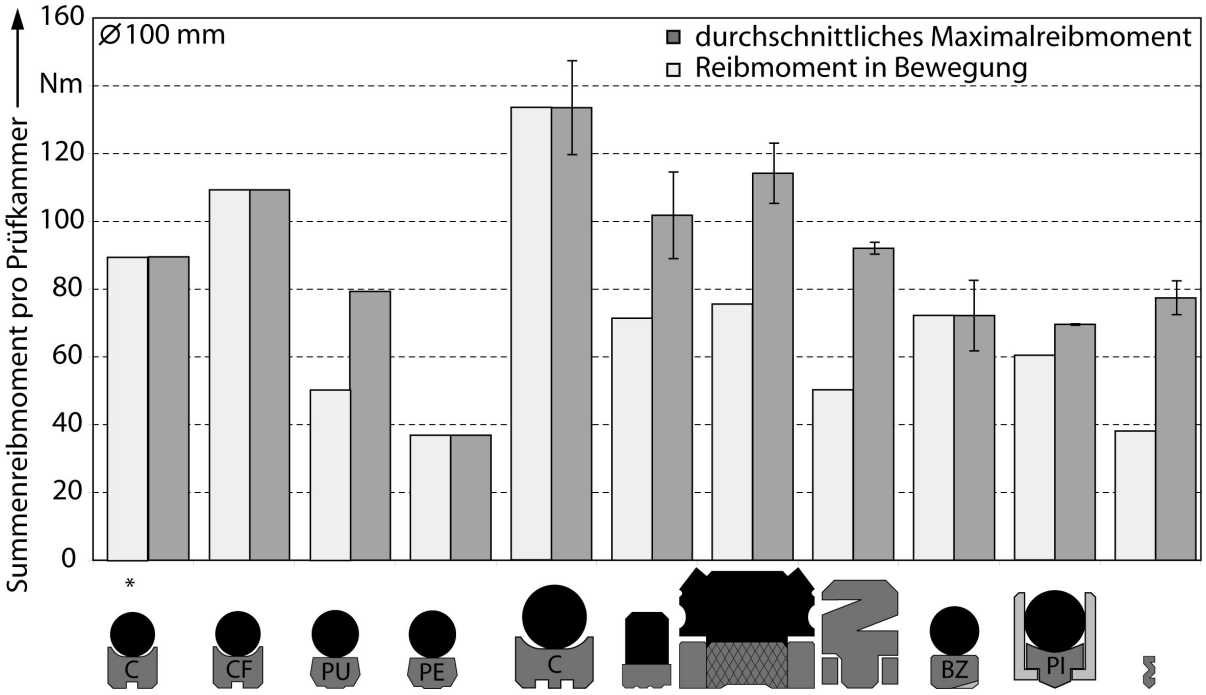


Bild 5.55: Summenreibmoment - 2 DR unter 25 MPa Druck, 1 DR drucklos

Fazit zum Reibmoment im Schwenkprogramm

Rotordichtungen unter hohem Druck zeigen erhebliche Reibkräfte. Für eine Einzeldichtung kann überschlägig vom halben Wert der in Bild 5.55 angegeben Summenreibmomente ausgegangen werden, da das Reibmoment der ducklosen Dichtung im Vergleich zu dem der druckbeaufschlagten klein ist. Alle Dichtungen mit Nicht-PTFE-Dichtringen - außer UHMW-PE - zeigten eine Überhöhung der Reibung beim Bewegungsstart. Bei Polyurethandichtringen nahmen Reibung und Losbrechüberhöhungen mit der Zeit deutlich zu. PTFE-Compound-Dichtringe hingegen hatten in ihren ersten Lastwechseln ein viel höheres Reibmoment als später im Betrieb.

5.3.3 Ergebnisse der Versuche nach dem Rotationsprogramm

In den Ergebnissen sind die beiden Dichtungen, die einen achtfach verlängerten Dauerlauf absolviert haben mit „800k“ gekennzeichnet.

5.3.3.1 Verschleiß am Dichtring

Bei allen Dichtringen wuchs der Innendurchmesser, Bild 5.56. Auch hier gab es aber verfälschende Einflüsse, wie in 5.3.2 erläutert.

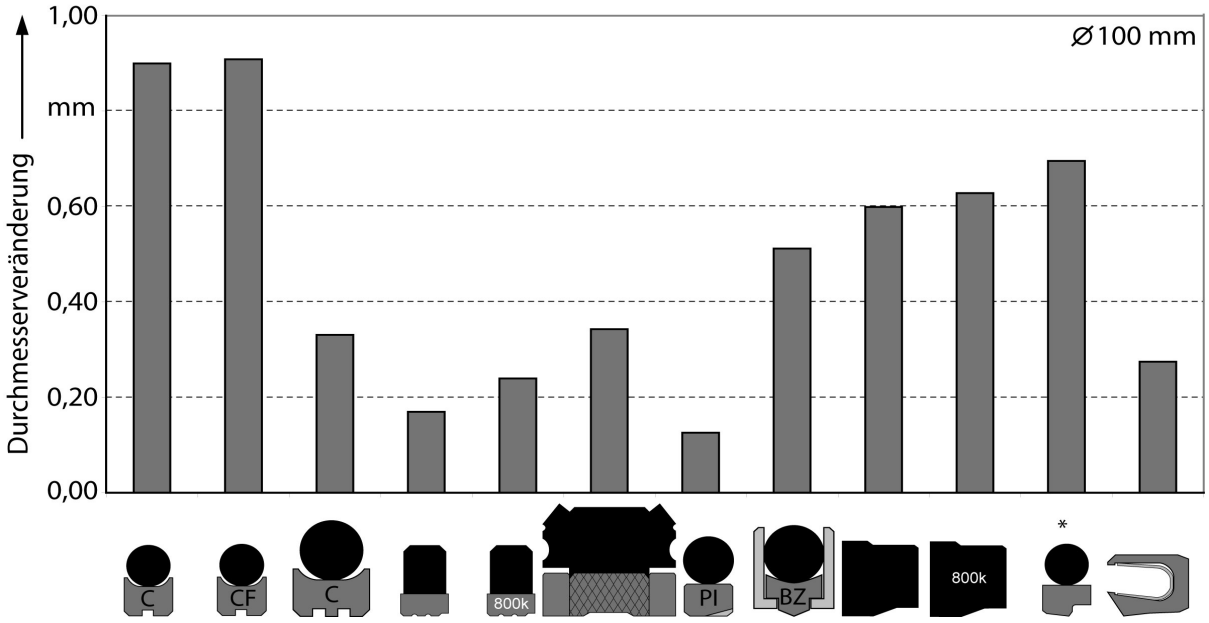


*Bild 5.56: Veränderung des Innendurchmessers im Rotations-Dauerlauf *=Ausfall*

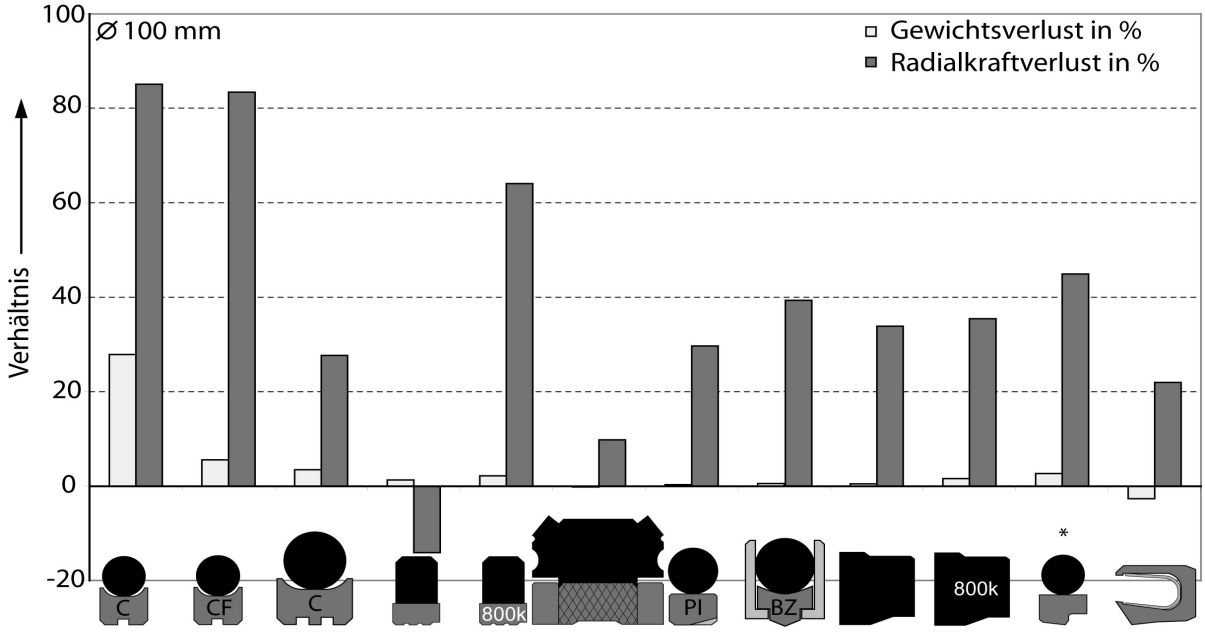


Bild 5.57: Veränderung von Radialkraft und Gewicht im Rotationsprogramm

Bei der Gewichtsveränderung (inkl. ggf. Vorspannelement und ggf. Stützringe) verfälschte die Ölaufnahme der Dichtringe im Versuch das Bild ebenfalls, vgl. die analogen Erläuterungen in Kapitel 5.3.2. Am aussagekräftigsten ist deshalb die Geometrieveränderung des Gleitrings, Bild 5.58.

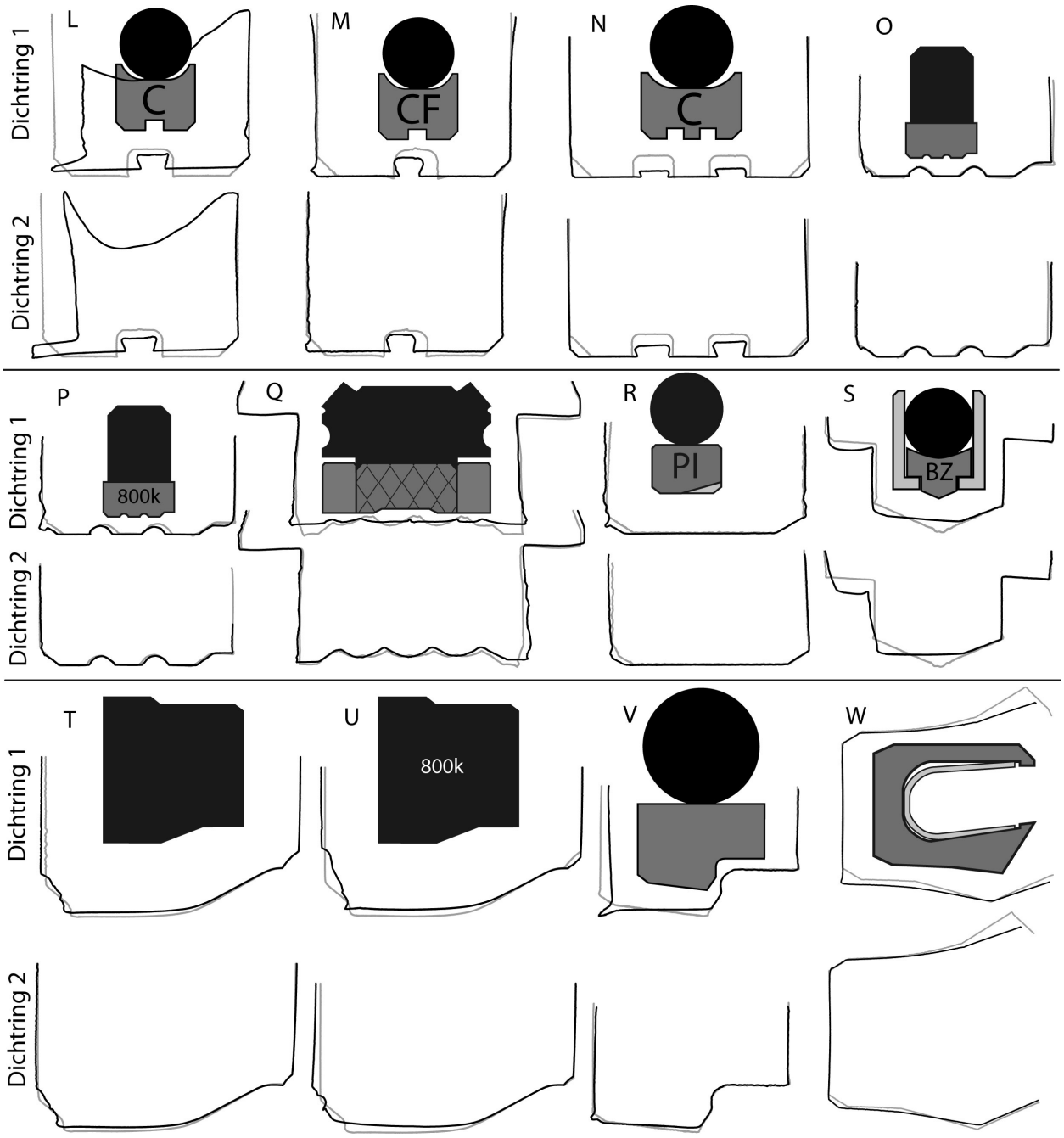


Bild 5.58: Vergleich der Profilform vor (grau) und nach (schwarz) dem Versuch (nicht maßstäblich zueinander dargestellt)

Analog zum Schwenkprogramm zeigt Dichtring L deutliche Abriebsspuren an der niederdruckseitigen Nutwand. Auch wenn die Gleitringe der Prüflinge nicht so stark geschädigt waren wie im Schwenkprogramm, so war die Kontaktstelle zwischen Gleitring und O-Ring bei allen zweiteiligen Dichtringen außer N und R teilweise stark in Mitleidenschaft gezogen. Mitrotieren des Gleitrings trat bei diesem Belastungsprofil also sehr häufig auf, vgl. 5.2.6.

Die PTFE-Dichtringe zeigten mehr Verschleiß am Gleitring als die Dichtringe aus anderen Kunststoffen oder Elastomeren. Die Dichtringe O und T verschlissen wenig. Deshalb wurde ein achtfach verlängerter Dauerlauf mit diesen Dichtungen durchge-

führt (Profilschriebe U und P). Dichtring P zeigte nach dieser Laufzeit Schäden durch Mitrotieren. Die Kontaktfläche des Gleitrings zum Elastomerring war angeschmolzen (Bild 5.59), elastomerseitig verhärtet und teilweise ausgebrochen.

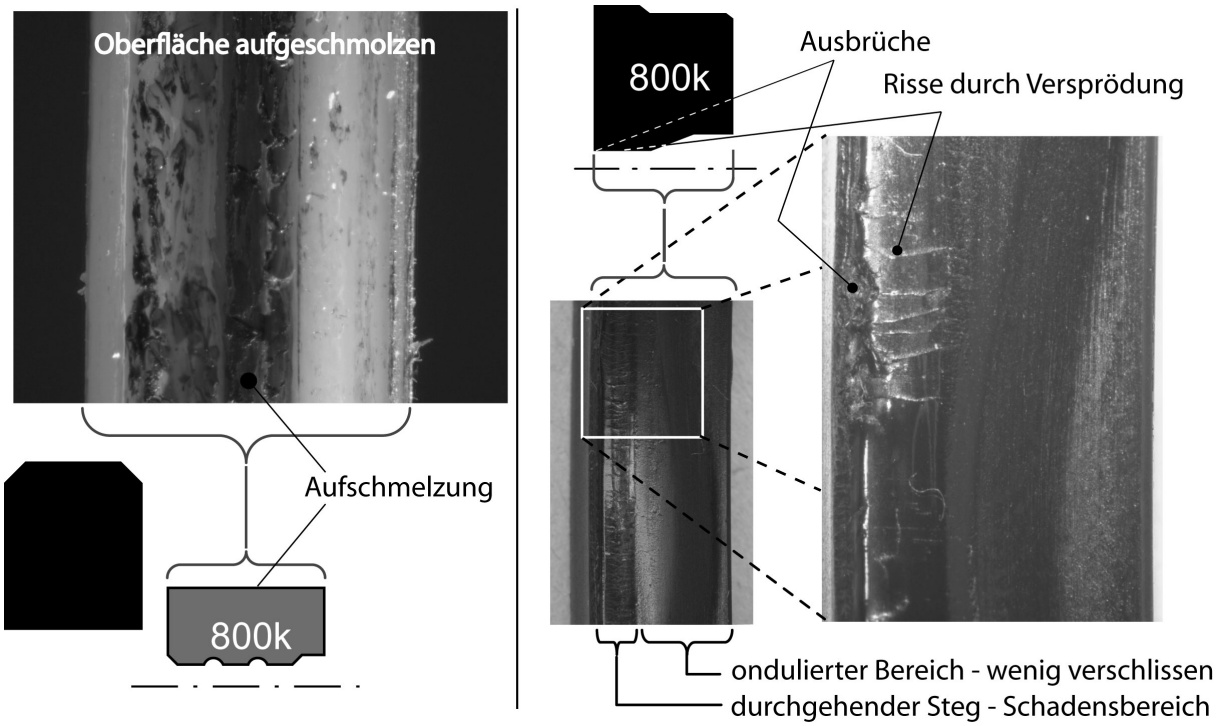


Bild 5.59: Schäden an DR11-PK (P) und DR15-EL (U) nach 800.000 Zyklen

Dichtring U zeigte Verhärtungen und Risse in der Dichtfläche. Zudem waren Teile des verhärteten Elastomers ausgebrochen. Der stark angegriffene Bereich beschränkt sich auf den Dichtungsteil, der nicht onduliert ist und deshalb schlechter geschmiert und erhöhter Reibhitze ausgesetzt ist, vgl. Bild 5.60.

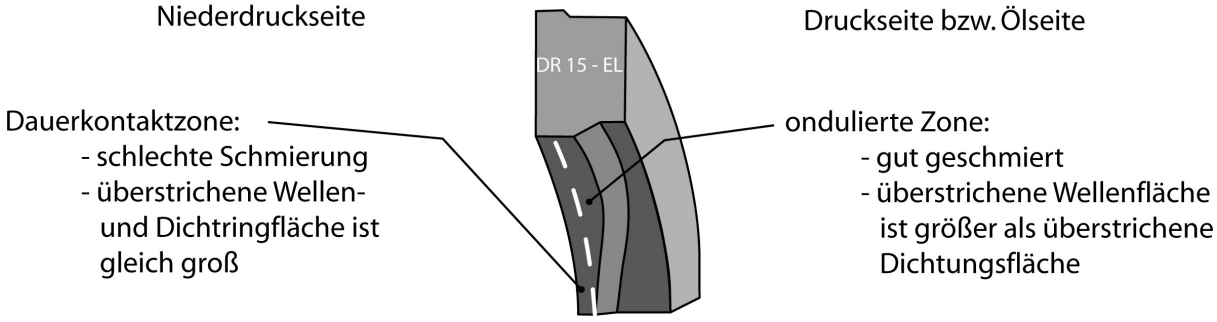


Bild 5.60: Schmierung von Dichtring T bzw. U

Das Verschleißbild des Versuchsdichtring V deutet darauf hin, dass der Dichtring verkippt, Bild 5.61. Durch die einseitige Ondulierung der Nut entstehen über dem Umfang Bereiche größerer und kleinerer Nutbreite. Dies erlaubt dem Dichtring, sich in den drucklosen Betriebszuständen rückzuverformen und beim nächsten Druckwechsel zu verkippen (vgl. auch Bild 5.63 und Erläuterungen im nächsten Abschnitt).

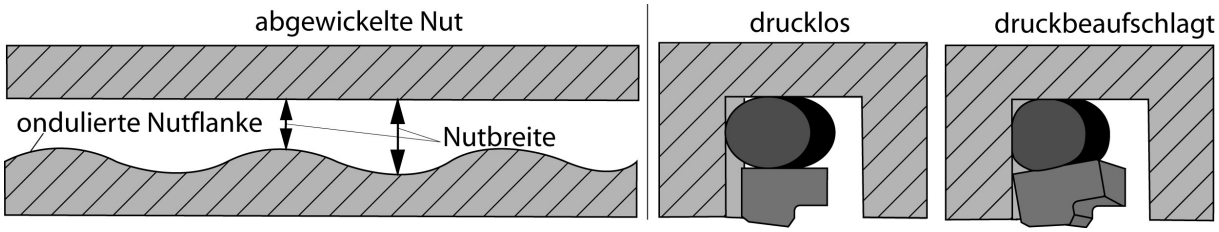


Bild 5.61: Abgewickelte Nutgeometrie für Dichtung V und Verkippen bei Druck

5.3.3.2 Verschleiß am O-Ring

Noch deutlicher als im Schwenkversuch sind Schäden am O-Ring (oder Rechteck-Elastomer-Ring) durch die Auswirkungen des Mitrotierens geprägt. Andere Ursachen für Verschleiß decken sich mit denen aus dem Schwenkprogramm (im Schwenkprogramm Dichtring J, hier Dichtring S; aber unterschiedlicher Gleitringwerkstoff). Der Versuchsdichtring V versagte aufgrund eines Schadens am O-Ring. Sie wurden in eine einseitig ondulierte Nut eingelegt (vgl. Bild 4.14). Die O-Ringe zeigten kleine Ausbrüche an ihrer Oberfläche. Nach einiger Zeit war kein Druckaufbau mehr möglich. Die Ursache des Schadens zeigt Bild 5.63 anschaulich.

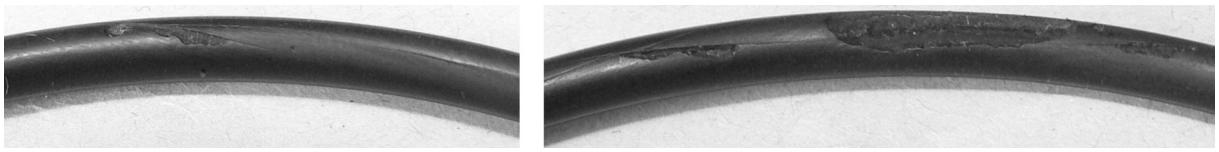


Bild 5.62: O-Ring-Schaden an Versuchsdichtring V

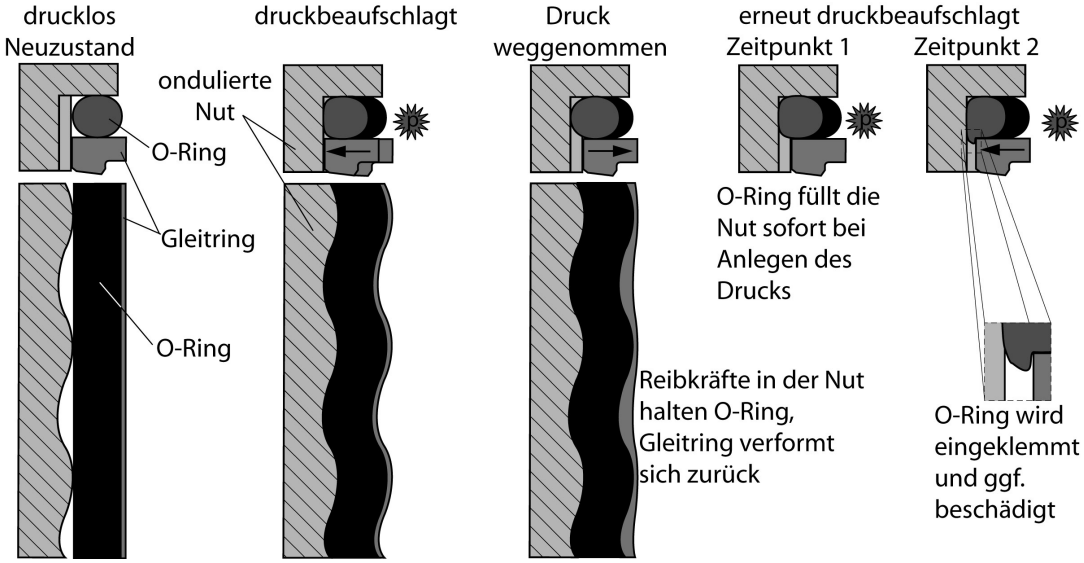


Bild 5.63: Schädigung eines zweiteiligen Dichtrings bei Druckschwankungen in einer einseitig ondulierten Nut

Nur der vergleichsweise steife Gleitring verformte sich nach der druckbelasteten Zeit wieder großteils zurück. Der O-Ring blieb onduliert aufgrund der hohen Reibung am Nutgrund. Bei erneuter Druckbeaufschlagung verkippte der Gleitring entweder leicht

(wie in Bild 5.61 gezeigt) oder der O-Ring wurde zwischen Gleitring und Gehäusenutwand eingeklemmt.

5.3.3.3 Verschleiß an der Gegenlauffläche

Im Vergleich zum Schwenkprogramm ist das Ergebnis der Laufspurmessungen nicht überraschend. Die Dichtungen, die in beiden Programmen gefahren wurden, verhielten sich ähnlich. Keinen Einlauf nach der Laufzeit des Standard-Dauerlaufs zeigten nur DR13-CF, DR11-PK und DR15-EL. Die Versuchsdichtung aus einer Hydraulik-Stufendichtung DR-14-C in ondulierter Nut ist vor Versuchsende ausgefallen (mit * gekennzeichnet) und deshalb nicht vergleichbar mit den anderen Dichtungen. Der PTFE-Bronze Dichtring DR6-BZ verursachte den tiefsten Welleneinlauf der Standard-Dauerläufe.

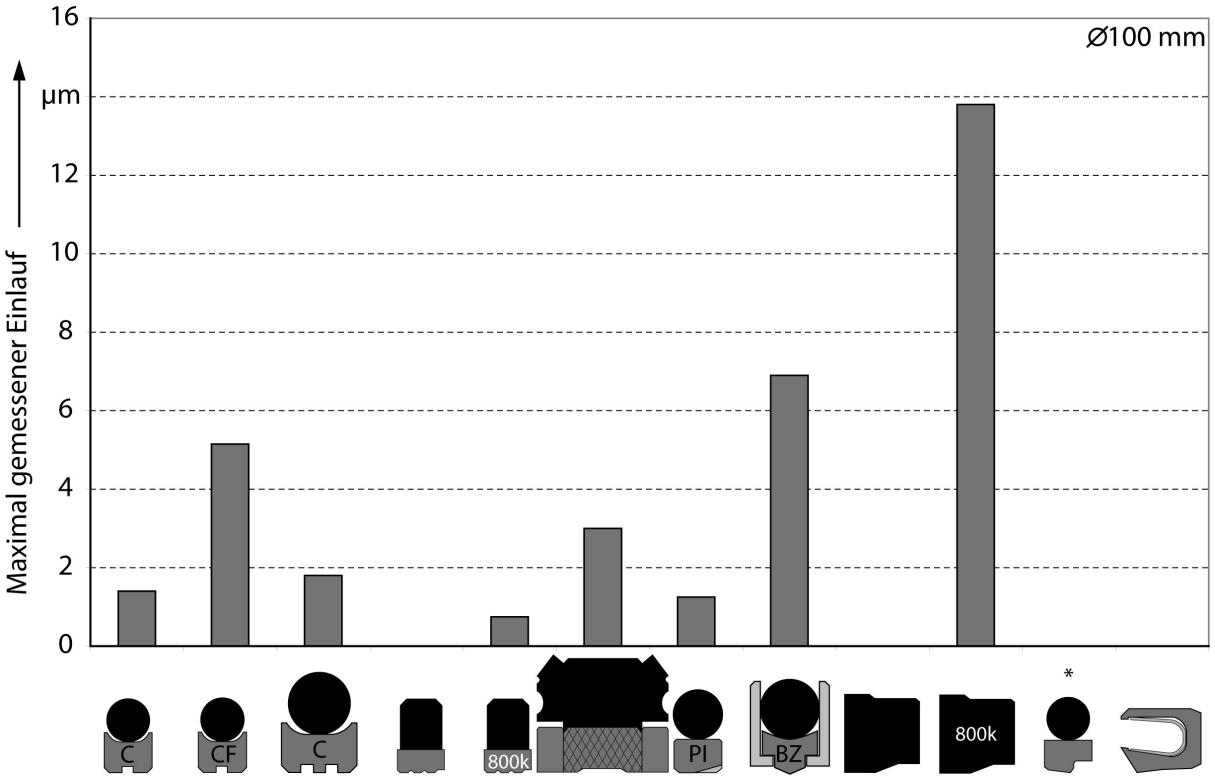


Bild 5.64: Welleneinlauf nach Rotationsdauerlauf

Nach deutlich verlängerter Laufzeit zeigte DR15-EL relativ zur Laufzeit durchschnittlichen wellenseitigen Verschleiß. Die DR11-PK fiel durch niedrigen Verschleiß auf.

Fazit zum Verschleiß der Dichtungen im Rotationsprogramm

Das Ergebnis der Versuchsdichtung mit ondulierter Nut zeigte, dass eine einseitige Ondulierung, wie in /10/ vorgeschlagen, bei schwellendem Druck nicht funktioniert. Die Nut muss beidseitig onduliert ausgeführt sein, um Verkippungen und O-Ringverschleiß zu verhindern. Hierbei müssen die ondulierten Nutwände formschlüssig mit dem Gehäuse verbunden sein. Bei reibschlüssigen Verbindungen (z. B. eingelegte ondulierte Stützringe o. ä.) kommt es zu Wanderbewegungen. Auch Pressverbin-

dungen sind kritisch. Verdrehen sich die beiden ondulierten Nutwände, verklemmt sich der Dichtring zwischen ihnen und die Dichtung versagt.

Die drucklosen Phasen bei Wellenrotation begünstigen Mitrotieren. Durch die konstante Rotationsbewegung waren Schäden an der Kontaktstelle zwischen Gleitring und O-Ring häufiger und stärker ausgeprägt als im Schwenkversuch. Der Gleitringverschleiß an der niederdruckseitigen Nutwand war weniger ausgeprägt und der vergleichsweise niedrige Druck (10 MPa) führte kaum zur Extrusion.

Die einteiligen Dichtringe DR10-GE, DR15-EL und DR13-CF zeigten keine Anzeichen von Mitrotieren.

5.3.3.4 Leckage

Im Rotationsprogramm zeigten fast alle Dichtungen deutliche Leckage. Das Niveau lag auch deutlich über dem der Schwenkversuche, außerdem waren die Streuungen zwischen den beiden Dichtungen, die jeweils zusammen in einem Versuch gelaufen waren, prozentual gesehen geringer.

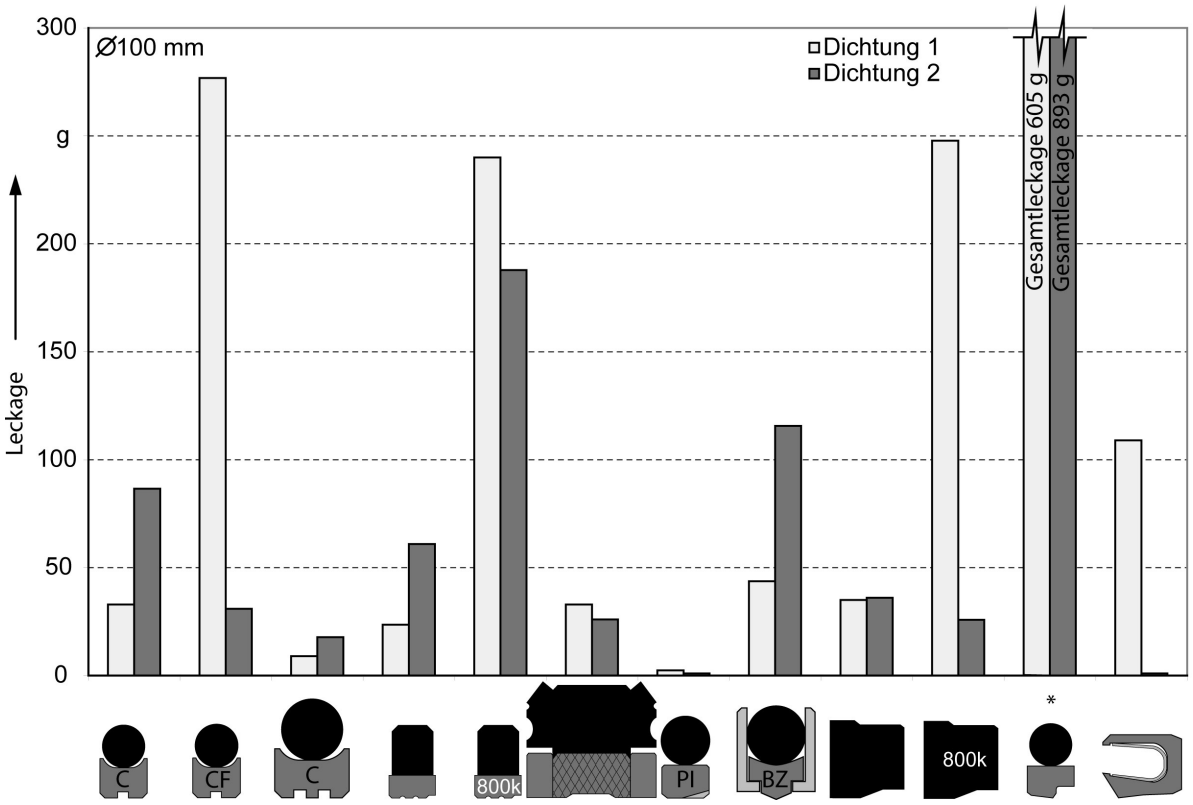


Bild 5.65: Gesamtleckage der Einzeldichtungen im Rotationsprogramm

Einige Dichtungen zeigten über die Laufzeit eine absolut konstante Leckagerate. Dies war beim Schwenkprogramm nicht der Fall. Der Dichtkontakt ist bei konstanter Wellenbewegung demnach deutlich besser geschmiert. Wie wichtig das für die Dichtungslebensdauer war, zeigt Bild 5.66 anschaulich. Im Diagramm ist die Leckage von DR15-EL zusammen mit dem gemessenen Reibmoment des Dichtungssatzes dargestellt. Im Bereich A zeigen beide Dichtungen des Versuchs-Dichtungssatzes Leckage (Leckagemenge nimmt bei Dichtung 1 und Dichtung 2 zu). Das Reibmoment ist nied-

rig. Im Bereich B haben beide Dichtungen keine Leckage (beide Leckagekurven verlaufen waagerecht). Das Reibmoment ist sehr hoch und sehr unruhig. Im Bereich C zeigt nur Dichtung 1 Leckage. Das Reibmoment ist ruhiger und liegt niedriger als im Bereich B.

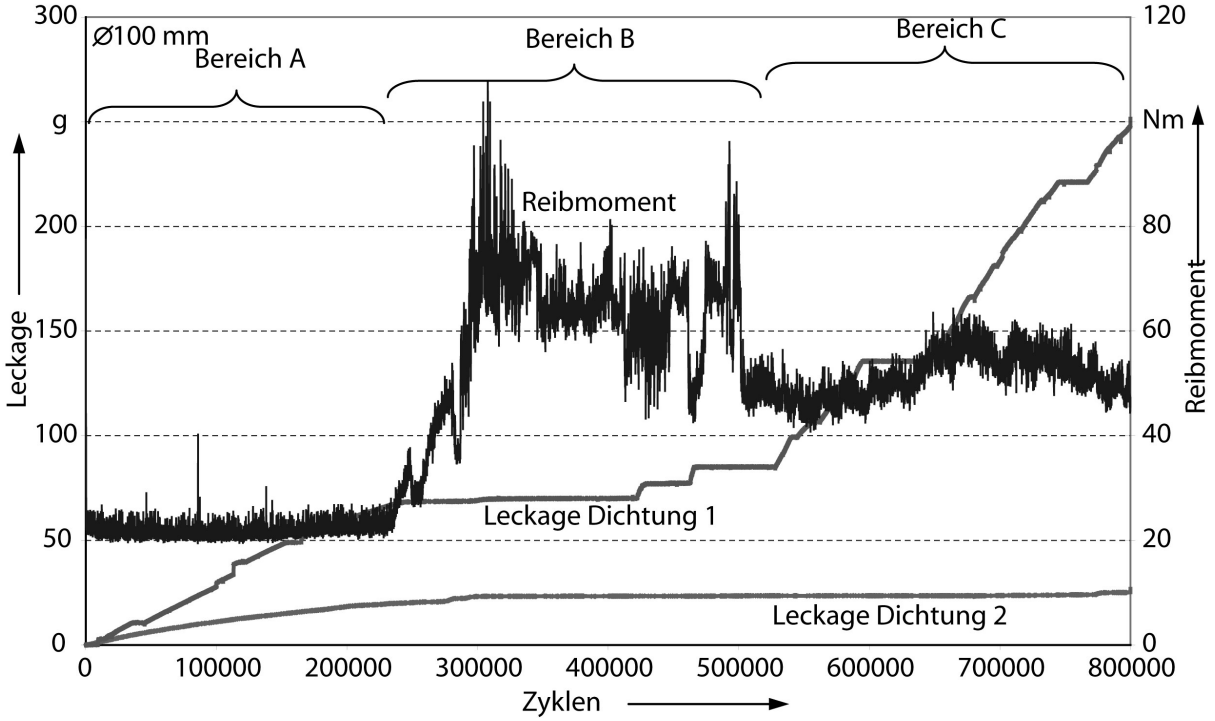


Bild 5.66: DR15-EL mit verlängertem Dauerlauf (800k LW) und Leckage

Mit diesen Daten lässt sich ein Reibmoment pro Einzeldichtung in gut geschmiertem Zustand von etwa 30 Nm und bei schlecht geschmiertem Zustand von ca. 90 Nm überschlagen. Gute Schmierung kann das Reibmoment also um Faktor 3 vermindern.

Bei der DR1-C war die Leckage mit öligem Partikelabrieb vermischt (Bild 5.49). Bei DR15-EL und bei den Dichtungen aus PTFE-Kohle-Compound Dichtringen waren vereinzelt Dichtungspartikel (größer 1 mm) in der Leckage zu finden.

Fazit zur Leckage der Dichtungen im Rotationsprogramm

Gelingt es den Leckagestrom zu erhöhen und konstante, gleich bleibend gute Schmierbedingungen zu schaffen, kann das Reibmoment und damit die Belastung für die Dichtung gesenkt werden. Im Hinblick auf die Lebensdauer und Betriebssicherheit ist das anzustreben.

5.3.3.5 Reibmoment

Im Rotationsprogramm wurde bei fast allen Dichtungen ein unruhiger Reibmomentenverlauf aufgezeichnet. Bild 5.68 zeigt exemplarisch den unruhigen Reibmomentenverlauf der DR1-CF. Änderungen im Reibmoment sind Folge von Änderungen der Schmierbedingungen, die entweder durch Verschleiß oder Werkstoffveränderungen zustande kommen. Abgesehen von der Einlaufphase, in der solche Schwankungen normal sind (vgl. 5.1.2), sind sie deshalb immer Begleiterscheinungen

von unerwünschten Veränderungen. Jeder Lastzyklus läuft dabei immer ohne große Reibmomentschwankungen ab. In der Zeit, in der der Öldruck aufgebaut wird, steigt auch das Reibmoment und erreicht für die restliche Zeit des Zyklus ein stabiles Niveau, Bild 5.67.

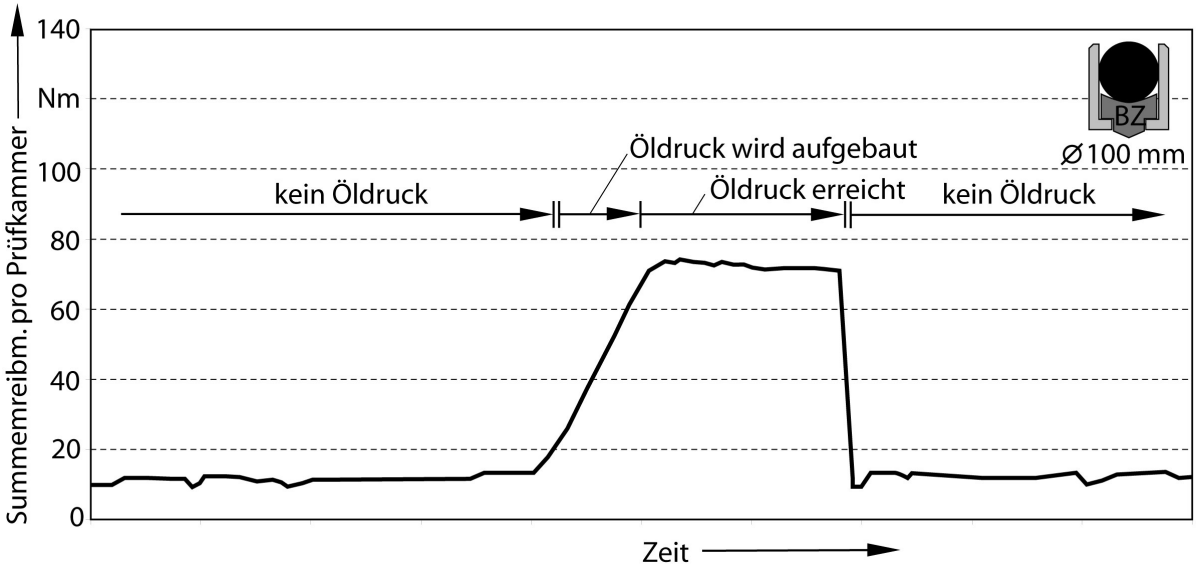


Bild 5.67: Einzelner Zyklus im Rotationsprogramm DR6-BZ

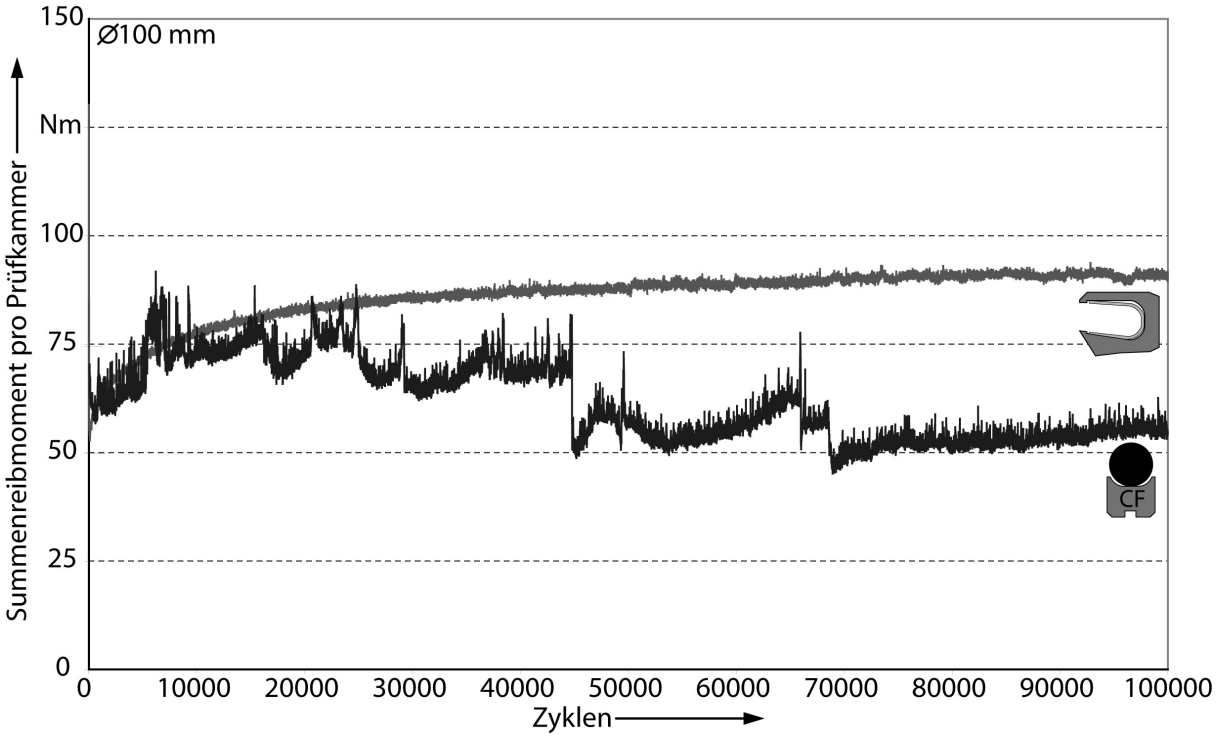


Bild 5.68: Reibmomentenverläufe von DR13-CF (grau) und DR1-CF

DR13-CF zeigte im Versuch ein sehr gleichmäßiges Reibmoment ohne Schwankungen (Bild 5.68, obere Kurve). Zwar war das Reibmoment und die somit entstehende Reibhitze im Dichtkontakt sehr hoch, aber da der Dichtring aus PTFE-Kohlefaser Compound und einer metallischen Feder besteht, ist er sehr temperaturfest.

Im Standard-Dauerlauf zeigten sich DR11-PK und DR15-EL aufgrund des Reibmomentenverlaufs und des geringen Verschleißes als vielversprechend. Im Standard-Dauerlauf zeigten beide einen Anfangsbereich (Bild 5.69, A1), danach stellte sich ein gleichförmiges Reibmoment ein. Der achtfach verlängerte Dauerlauf zeigte, dass es sich im Anfangsbereich nicht um einen Einlaufvorgang handelte, sondern um eine Störung im Reibkontakt (z. B. Mitrotieren, Trockenlauf o. ä.). Dieser Zustand war nicht auf den Versuchsbeginn beschränkt und kann zeitlich ausgedehnter sein (vgl. Bereich A2 im Langzeit-Dauerlauf DR11-PK (Bild 5.69) und DR15-EL, (Bild 5.66)).

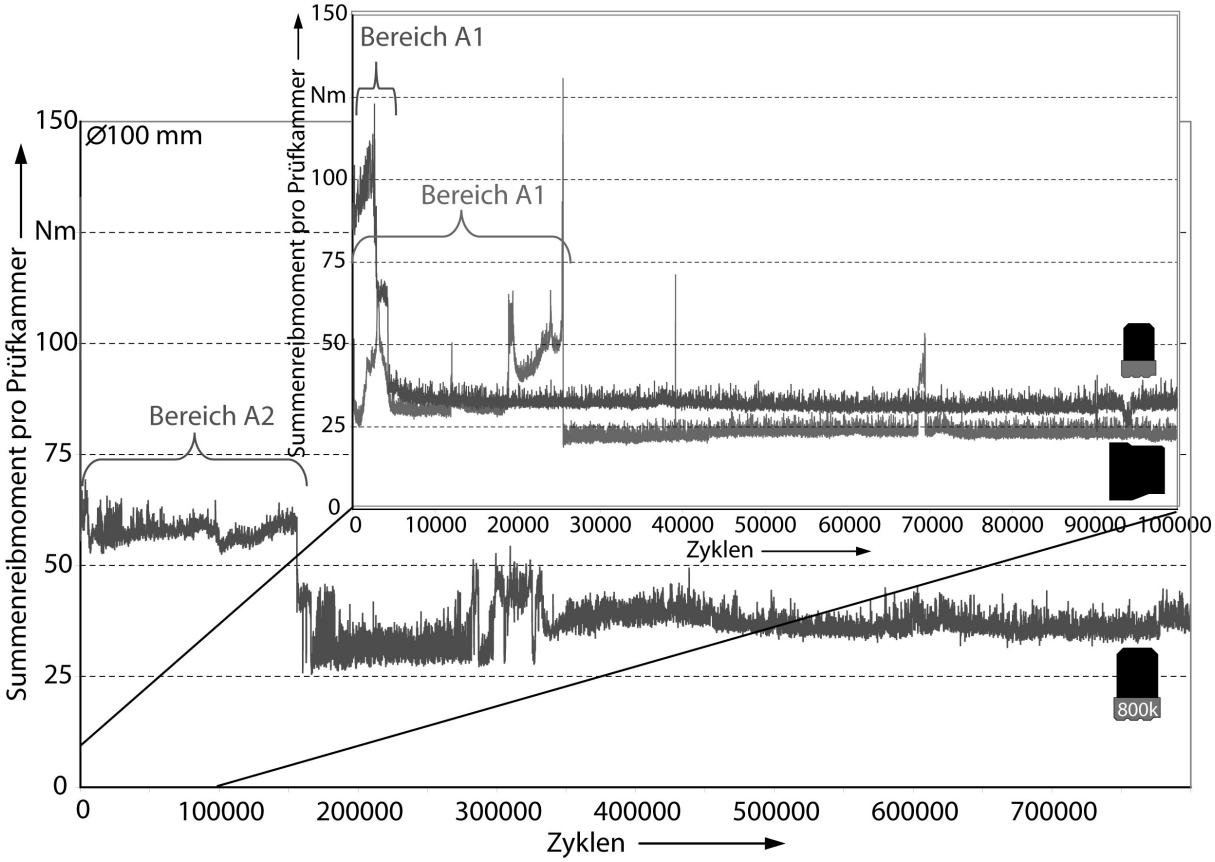


Bild 5.69: Standard-Dauerlauf von DR11-PK und DR15-EL (oben) und Langzeit-Dauerlauf von DR11-PK

Im Diagramm in Bild 5.70 wurde der Durchschnittswert der Reibmomente gebildet, die teilweise erheblich schwanken. Fast alle Dichtungen mit niedrigem Reibmoment haben schmierungsverbessernde Strukturen auf ihrer Lauffläche.

Im Unterschied zu den Ergebnissen im Schwenkprogramm entstanden bei diesem Programm mit konstanter Rotationsbewegung keine Losbrechmomente.

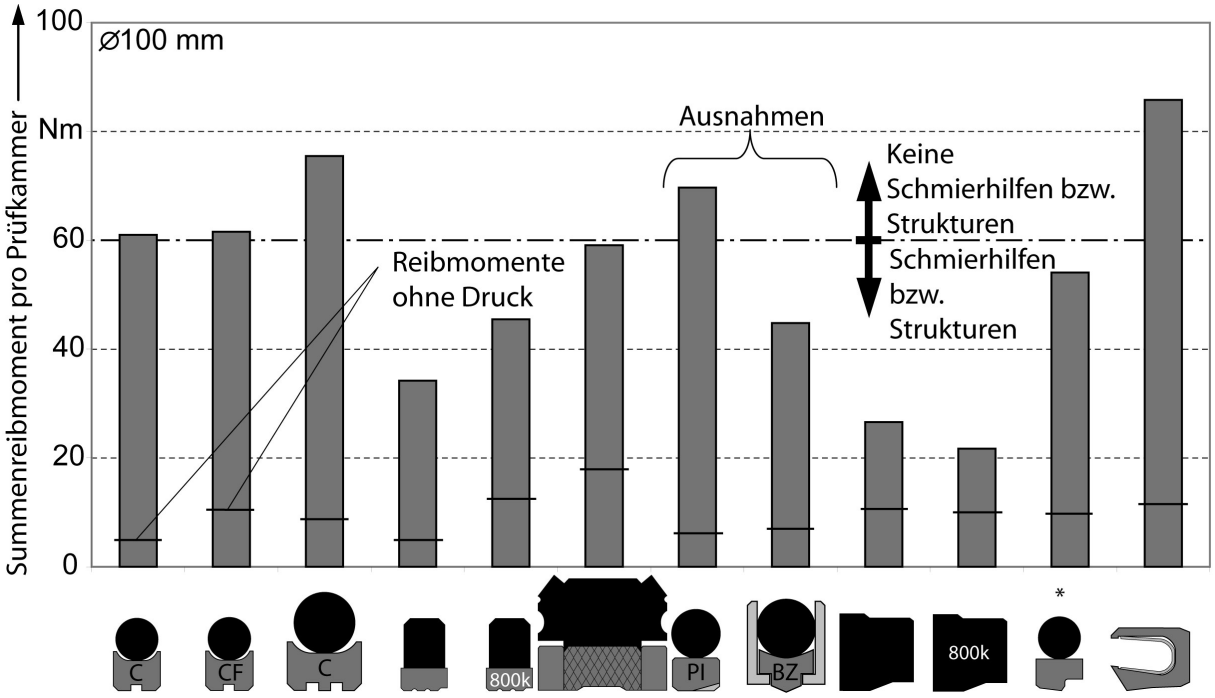


Bild 5.70: Durchschnittliche Maximalreibmomente in der Druckphase im Rotationsprogramm

Fazit zum Reibmoment im Rotationsprogramm

Anwendungen mit dauernder Rotationsbewegung sind grundsätzlich thermisch anspruchsvoller. Gleichzeitig wirken Schmierhilfen wie Ondulierung der Dichtkanten oder quer zur Laufrichtung verlaufende Strukturen schmierungsverbessernd und reibungsreduzierend. Die Lebensdauer der Dichtringe kann dadurch wesentlich verlängert werden. Die Verlustleistung des Systems sinkt erheblich.

5.3.4 Fazit zu den Untersuchungen im Dauerlauf

Beide Versuchsprogramme unterscheiden sich stark. Aus unterschiedlichen Belastungen ergeben sich andere Anforderungen an die Dichtungen. Universal-Dichtringprofile, die grundsätzlich für beide Programme geeignet sind, sind deshalb immer suboptimale Kompromisse.

Dennoch versagen die Dichtungen aufgrund ähnlicher Mechanismen. Einige allgemeingültige Aussagen können deshalb getroffen werden:

- Dichtungen, die trotz instationären Betriebsbedingungen ein gleichförmiges, sich wenig veränderndes Reibmoment zeigen, sind langlebig.
- Sich stark verändernde Reibmomente führen zu oder entstehen u. a. durch Mitrotieren.
- Höhere, gleichmäßige Leckage bei relativ konstantem Reibmoment belegt gute Schmierung und führt zu geringstem Verschleiß von Dichtring und Gegenlauffläche.

- Werden Dichtringe unter konstanter Rotationsbewegung betrieben und Strukturen quer zur Laufrichtung eingebracht (schmierungsfördernde Strukturen), können auch Elastomere oder thermisch sensible Kunststoffe verwendet werden.
- Bei mehrteiligen Dichtringen besteht die Gefahr des Mitrotierens des die Welle berührenden Gleitrings (vgl. 5.2.6.5).
- Einteilige Dichtringe zeigen keine Schäden durch Mitrotieren.
- Ist der Druck in einer Anwendung veränderlich, sind ondulierte Nuten auch auf der Druckseite onduliert auszuführen.

6 Entwicklung von neuartigen Dichtsystemen

Für beide Anwendungscharakteristiken bzw. Prüfprogramme wurde eine neue, nicht handelsübliche Abdichtung im Versuch geprüft.

6.1 Dichtring für dauerhafte Rotationsbewegung

Im Rotationsprogramm wurde eine Dichtung entwickelt, die auf einem bestehenden, handelsüblichen Dichtring beruht. Verändert wurde lediglich die Einbaunut. Durch Ondulierung sollte erreicht werden, dass der Dichtring in einer Art Formschluss nicht in der Nut mitdreht und durch die größere überstrichene Fläche die Reibhitze kleiner und die Schmierung verbessert wird.

Fazit

In den Versuchen hat sich gezeigt, dass die Ondulierung einer Seite nicht ausreicht (vgl. 5.3.3) und ein verschleißfesterer Werkstoff für den Gleitring gewählt werden muss. Auf Basis von Auslegungsrichtlinien in /10/ können pulsierende Drücke nur betriebssicher abgedichtet werden, wenn beide Nutwände onduliert sind, um Schäden beim Druckwechsel zu vermeiden.

6.2 Dichtring für das Schwenkprogramm

Der Prototyp im Schwenkprogramm wurde mit besonderem Schwerpunkt auf Bauraumoptimierung entwickelt. Wird der Dichtring axial kürzer, benötigt man mechanisch sehr steife Werkstoffe, um dem Druck standzuhalten. Gleichzeitig steht weniger Material bereit, das verschleißen kann, ohne dass die Dichtfunktion verloren geht.

Für den Prototyp wurde deshalb Polyketon verwendet, das bei hohem Extrusionswiderstand sehr verschleißfest ist.

Der Dichtring muss in geschlossene Nuten montierbar sein und Rundlauffehler ausgleichen können, außerdem elastisch vorgespannt sein, um verschlissenen Werkstoff ausgleichen zu können. Die erforderliche Nachgiebigkeit muss bei einem so steifen Werkstoff durch die Geometrie erzeugt werden.

Aus Fertigungssicht sollte der Dichtring spritzbar sein, d. h., Wandstärken dürfen nicht kleiner als 0,5 mm, Radien müssen größer oder gleich 0,1 mm sein.

Beste Zuverlässigkeit lässt ein einteiliger Dichtring erwarten, der – um Mitrotieren zu verhindern – zudem eine große Kontaktfläche am statischen Dichtsitz aufweisen soll.

Aus diesen Anforderungen und den in den Versuchen ermittelten bzw. bekannten Gesetzmäßigkeiten wurde ein völlig neuartiger Ring entworfen und in mehreren Optimierungsschritten in FE-Simulationen geometrisch angepasst.

Ausreichende radiale Nachgiebigkeit wurde durch eine gezielte Schwächung der Geometrie erreicht, indem eine doppelte S-Kontur umgesetzt wurde, Bild 6.1. So lässt sich auch eine beidseitige Dichtwirkung sicher erzeugen, obwohl das Dichtringprofil unsymmetrisch ist. Der Ring ist radial sehr hoch (im Verhältnis zur Breite), um große Stützkräfte am statischen Dichtkontakt zu erzeugen. Eine relativ Spitze aber dennoch gerundete Dichtkante gewährleistet ein Abrollen des Dichtprofils bei der Montage bei gleichzeitig kleiner Kontaktfläche zur Welle (geringe Reibung) und verhindert in Kombination mit dem rund gestalteten Dichtkörper am Innendurchmesser ein Einklemmen bzw. Abscheren zwischen Welle und Nutwand bei der Montage der Welle. Um Extrusion zu verhindern ist der Dichtring im Bereich des Extrusionsspalt massiv ausgeführt. Gleichzeitig ist der Dichtring in diesem Bereich so gestaltet, dass es in keinem Betriebszustand die Kante der Nut berührt wodurch der Dichtring Schaden nehmen könnte.

6.2.1 Theoretische Betrachtungen mit der Methode der finiten Elemente

Die radiale Vorspannung des Dichtrings kann über ein Untermaß des Dichtrings zur Welle oder ein Übermaß zur Nut erzeugt werden. Um die Gefahr vom Mitrotieren zu reduzieren, wurde der Ring am Außendurchmesser (105,8 mm) größer ausgeführt als der Nutgrunddurchmesser (105,4 mm).

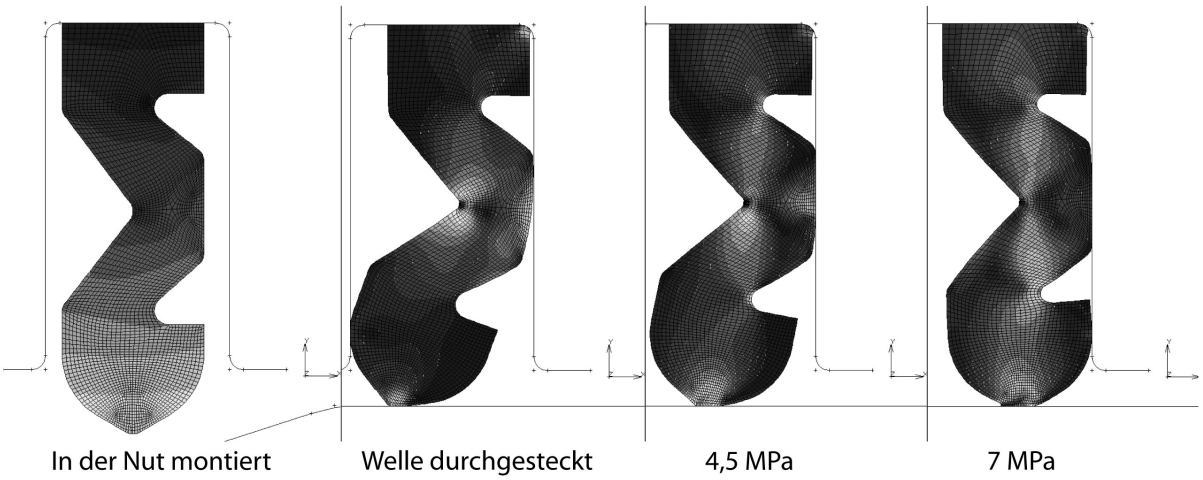


Bild 6.1: Montagevorgang des Prototyps in der Simulation

Beim Durchstecken der Welle darf der Dichtring nicht an der Nutwand abgeschert werden. Die Spannungen an der Dichtkante werden dabei so groß, dass die Spitze leicht fließt. Erst wenn der Druck 7 MPa erreicht, liegt der Dichtring komplett an der niederdruckseitigen Nut an. Der Radius, der die „Dichtkante“ bildet, wird zum Teil seitlich weggedrückt, Bild 6.1. Bild 6.2 zeigt den Dichtring unter 30 MPa Druck. Daneben dargestellt ist der Kontaktpressungsverlauf bei diesem Druck. Die Berührspur

ist weniger als 0,2 mm breit. Die Unstetigkeit im Kontaktpressungsverlauf ist durch das Fließen an der Dichtkante begründet, was die Dichtkante ungleichmäßig aufwirft.

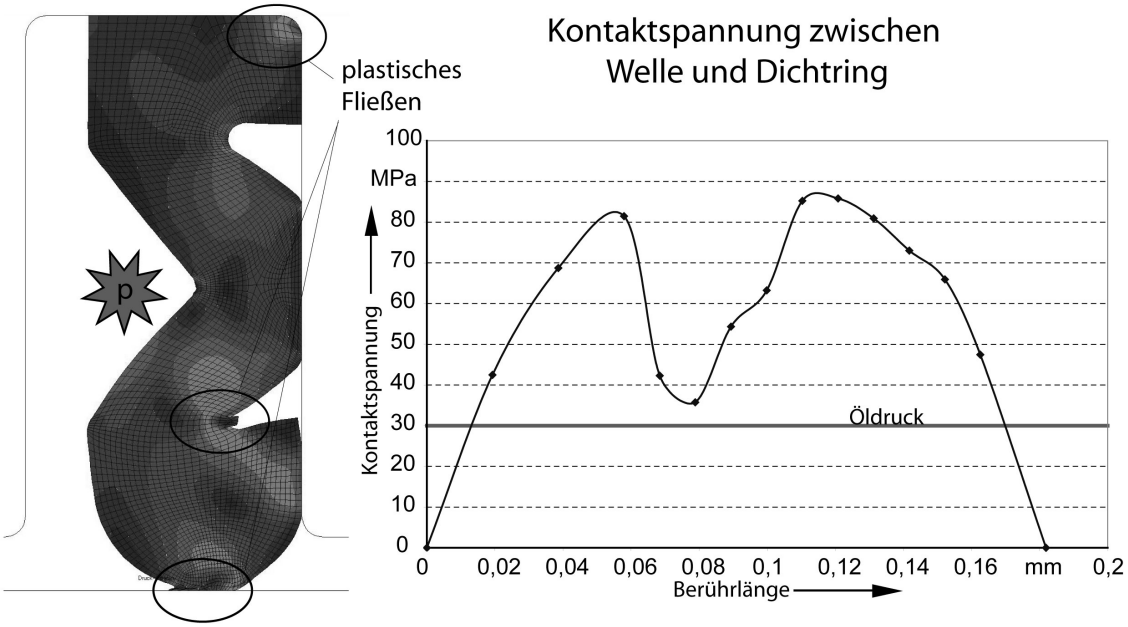


Bild 6.2: Verformung und qualitativer Kontaktpressungsverlauf des Prototyps

6.2.2 Versuchsdichtungen

Der Dichtring wurde spanend hergestellt. Der Profilschrieb (Bild 6.3, rechts) des Dichtrings macht deutlich, dass sich die gedrehte Dichtung signifikant von der optimierten Geometrie unterscheidet. Der durchgängige Steg in der Profilmitte des Prototyps ist ca. 40 % breiter, weshalb der reale Ring radial wesentlich steifer ist, als der berechnete Ring, Bild 6.3. Daraus resultieren eine höhere Kontaktpressung, mehr plastisches Verformen und weniger Verschleißweg an der Dichtkante.

Dennoch wurde der Dauerlauf erfolgreich absolviert. Die einzelnen Versuchsergebnisse sind vergleichend mit den marktüblichen Lösungen in Kapitel 5.3.2 dargestellt und erläutert.

Fazit

Der Dichtring funktioniert. Eine Steigerung der Langlebigkeit kann durch einen größeren radialen Nachstellweg erreicht werden, indem der Dichtring wenige zehntel Millimeter verbreitert wird und die seitlichen Einstiche tiefer gemacht werden, sodass kein durchgängiger Steg mehr verbleibt.

Die geringe Leckage der Dichtung deutet auf mangelnde Schmierung durch die sehr hohe Pressung hin. Welleneinlauf und Reibmoment können durch Reduktion der Pressung (vor allem Vorpressung im Neuzustand) und Verbessern der Schmierung gesenkt werden. Allerdings erfordert das angesichts der Maße eine sehr präzise Fertigung. Die Dichtung nach den aktuellen Maßen passt sich dem Toleranzband der Welle / des Gehäuses ggf. durch plastisches Fließen an. Auch mangelnde Präzision der Dichtkante

wird so ausgeglichen. Weniger Vorpressung bedeutet daher ungleich höhere Fertigungspräzision und enge Toleranzbänder.

Die Dichtung zeigt deutliche Losbrechreibung. Dies ist werkstoffbedingt und könnte nur durch niedrigere Anpressung leicht verbessert werden. Der steife Werkstoff benötigt aber diese hohe Vorpressung, um im Bereich des statischen Dichtsitzes ausreichend an den rauen Nutgrund angepresst zu werden und gut abzudichten.

Die Dichtung wurde zwar in eine geschlossene Nut montiert, die Nut wurde aber aus Fertigungsgründen aus zwei Teilen zusammengesetzt. Dichtheit am statischen Dichtkontakt erfordert bei dem sehr steifen Werkstoff gute Oberflächen. Auf Rattermarken im Nutgrund, die Elastomerdichtungen leicht ausgleichen können, kann dieser Dichtring nicht abdichten.

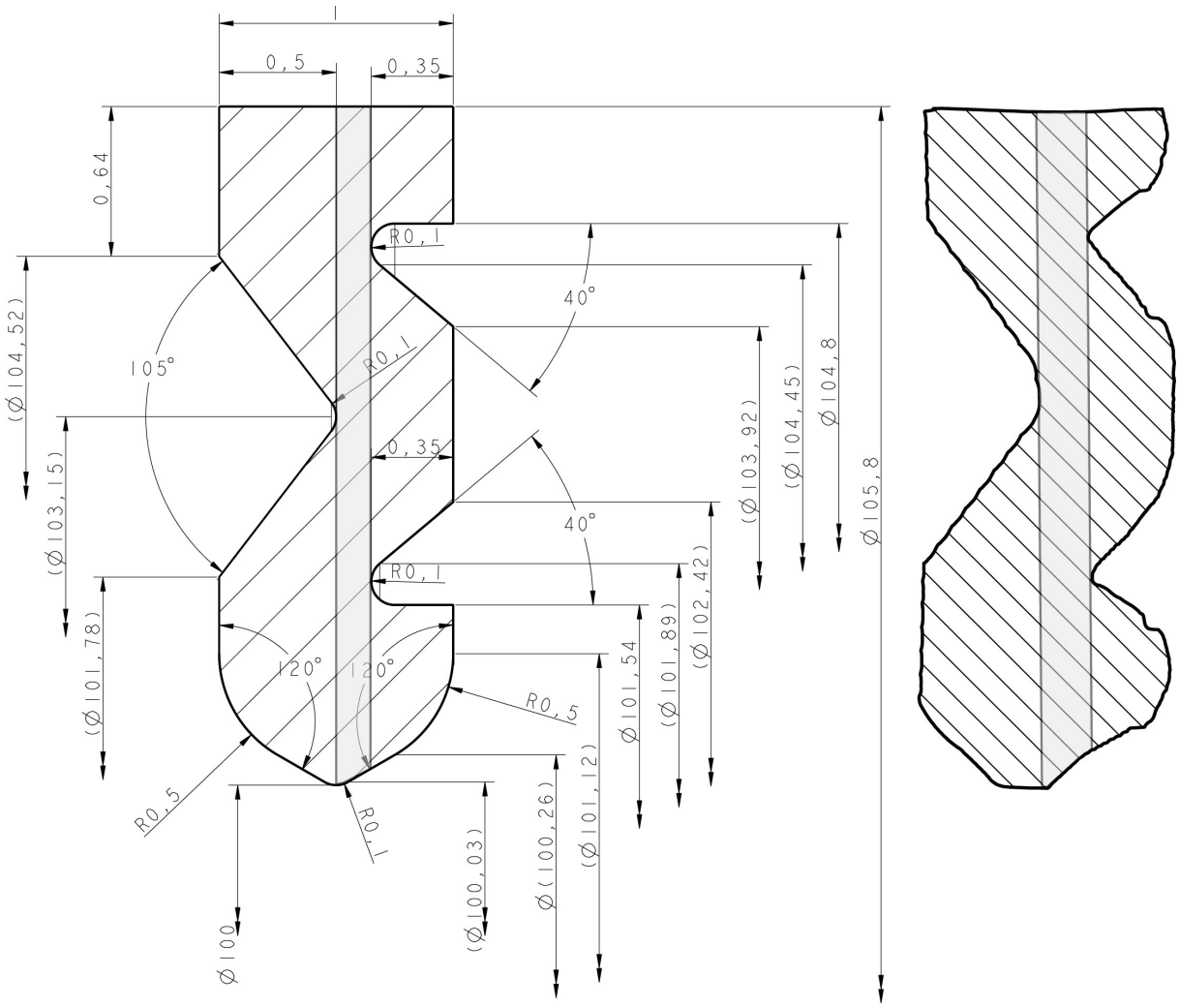


Bild 6.3: Geometrie des Dichtrings und Profil des gefertigten Prototyps, durchgängiger Steg grau markiert

Der Dichtring kann durch weitere Schritte optimiert werden. Ein weicherer und elastischerer Werkstoff, der am Außendurchmesser (z. B. durch zwei-Komponenten-Spritzguss angebracht oder auf sonstige Art form- oder stoffschlüssig mit dem Gleitring verbunden) kann größere Nutgrundrauheiten statisch abdichten und größere Maß-

toleranzen ausgleichen. Die Gesamtanpressung könnte gesenkt werden. Eine leicht ondulierte Dichtkante würde die Schmierung verbessern sowie Reibung und Verschleiß reduzieren.

6.3 Bauraumoptimierter mehrstufiger Drehübertrager

Der für einen mehrstufigen Drehübertrager erforderliche axiale Bauraum setzt sich aus der Breite der Dichtringe und der Breite der Einspeisekanäle zusammen. Die große Länge bereitet Anwendern Probleme. Um den Dichtring bei der Montage vor Beschädigungen zu schützen, werden die wellenseitigen Bohrungen üblicherweise auf einen kleineren Durchmesser zurückgesetzt. Vor und nach der Bohrung folgen Einführschrägen (15° bis 20°), mit der der Dichtring bei der Montage auf seinen Laufflächendurchmesser aufgeweitet wird.

Versuchsreihen mit Dichtringen aus kratzempfindlichem PTFE-Kohle-Compound haben ergeben, dass kleinste Störungen (wenige 1/100 mm, /59/) auf der Wellenoberfläche die Dichtung zerstören. Eine gewissenhaft entgratete Bohrung (im Versuch Durchmesser 8 mm) kann von einen Dichtring (Breite 4 mm, Durchmesser 100 mm) unbeschadet überglitten werde. Demzufolge kann mit dem vorab beschriebenen neuartigen Dichtring ein Drehübertrager wie in Bild 6.4 gestaltet werden, sofern ein prozesssicheres Entgraten der Bohrungen absolut sichergestellt ist. Die Baulänge lässt sich dadurch auf beinahe die Hälfte reduzieren.

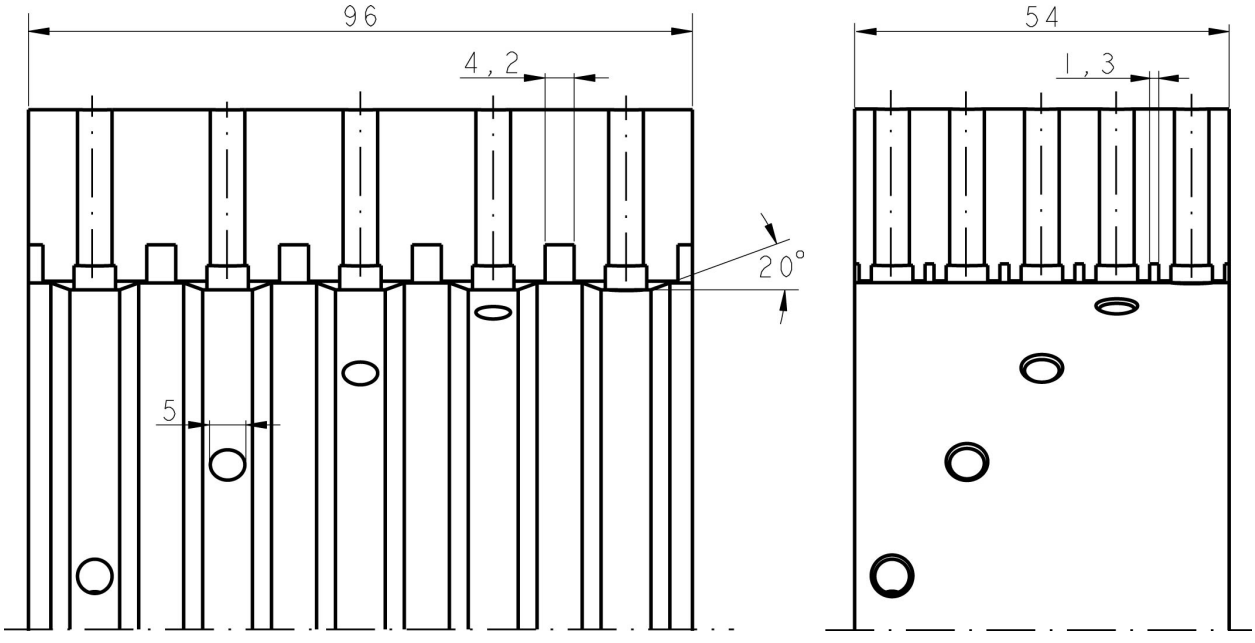


Bild 6.4: Herkömmlicher und bauraumoptimierter Drehübertrager bei gleichem Kanaldurchmesser (5 mm)

7 Zusammenfassung der Erkenntnisse und Hinweise für die praktische Anwendung

Zusammenfassend geben die folgenden Unterkapitel die Erkenntnisse aus den Untersuchungen wieder. In den vorangegangenen Kapiteln sind die Erkenntnisse jeweils als Fazit aus den Versuchsergebnissen angegeben. In diesem Kapitel findet der Anwender alle relevanten Informationen zur Gestaltung einer Abdichtung mittels Rotordichtungen in der Maschine komprimiert wieder, ohne den direkten Bezug zu den Versuchen. Maßnahmen gegen Fehlfunktionen werden ebenfalls behandelt.

7.1 Einführung

Rotordichtungen können hohe Drücke (30 MPa) bei intermittierenden Drehbewegungen oder niedrigen Gleitgeschwindigkeiten (0,1 m/s), leckagearm, radial auf kleinem Bauraum abdichten und bestehen oft aus mehreren Teilen, Bild 7.1. Sie werden oft als Drehübertragerdichtung in der Hydraulik verwendet. Meist werden dabei mehrere druckführende Kanäle gegeneinander abgedichtet. Druckwechsel und/oder intermittierende Wellenrotation sind dabei der Regelfall.

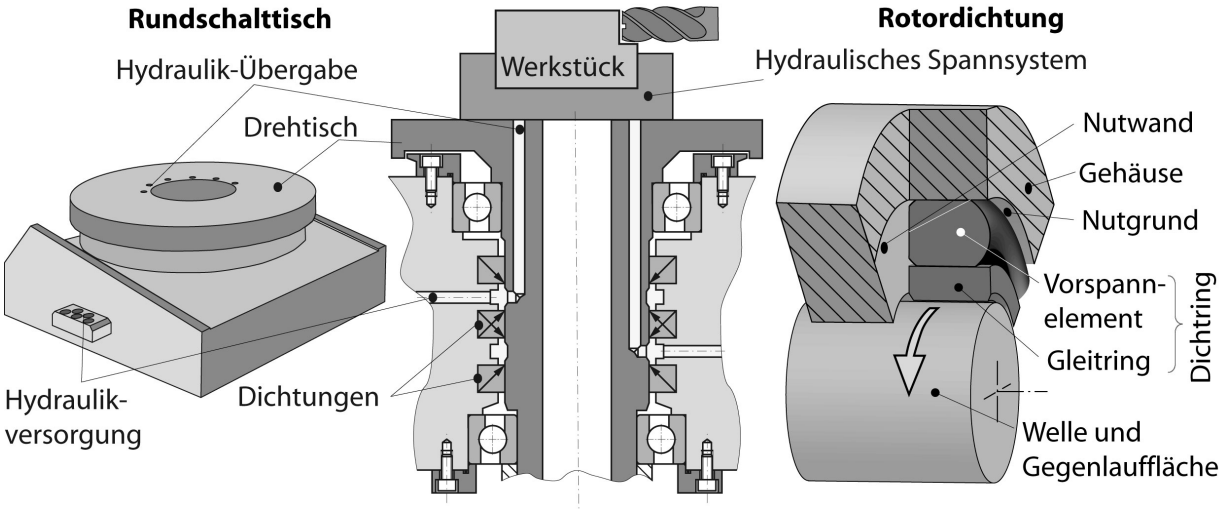


Bild 7.1: Rotordichtungen – Anwendungsbeispiel und Teilkomponenten

Rotordichtungen bestehen aus dem Dichtring (dieser wiederrum aus Vorspannelement und Gleitring), den statischen Dichtstellen zum Dichtring am Gehäuse (Nutgrund und Nutwand) und der Welle, auf der sich die Gegenlauffläche befindet.

7.2 Welle und Gegenlauffläche

Gute Erfahrungen gibt es mit gehärteten Gegenlaufflächen (um 60 HRC), die mittels Schleifen im Einstrich auf eine Rauheit um R_Z 1 µm endbearbeitet wurden. Alle Hersteller empfehlen diese Gegenlaufflächen. Entsprechend waren auch alle Versuchswellen der vorliegenden Arbeit endbearbeitet.

7.3 Werkstoffe und Werkstoffwahl für den Gleitring

Wesentliche Auswahlkriterien sind Temperaturbeständigkeit, Reibung und Verschleiß. Hierbei gelten die folgenden Aussagen bzgl. PTFE-Compounds:

- PTFE-Compounds sind nicht geeignet, um spitze Dichtkanten oder feine Strukturen in der Dichtfläche zu erzeugen. Sie werden durch plastische Verformung/Kaltfluss etc. schnell platt gedrückt.
- PTFE-Compounds können sehr günstige Reibungseigenschaften haben, die o. g. Einschränkung führt aber meist zu einer plumpen Geometrie, die diesen Vorteil zum Teil aufzehrt.
- PTFE-Compounds zeigen keine erhöhte Losbrechreibung. Haft- und Gleitreibungszahl sind sehr ähnlich. Damit gibt es auch kein Ruckgleiten (Stick Slip).
- Abgerissene Extrusionsfahnen und Verschleißpartikel können groß sein und die Leckage systemgefährdend verschmutzen.
- Auslegung mittels FEM aufgrund kompliziertem Werkstoffmodell ist nur mit hohem Aufwand möglich.
- Rotordichtungen aus PTFE-Bronze-Compound verschleißen die Welle erheblich.

Bezüglich Polyurethan gelten folgende Aussagen:

- Polyurethan ist verschleißfest und im geschmierten Dichtkontakt auch reibungsgünstig, zeigt aber eine deutlich erhöhte Losbrechreibung (Stick-Slip Gefahr).
- Strukturen oder filigrane Geometrien wie z. B. Dichtkanten bleiben auch unter hohen Pressungen erhalten.
- Polyurethanabrieb ist sehr fein und verunreinigt die Leckage nicht systemgefährdend.

Bezüglich UHMW-PE gilt:

- Es ist äußerst reibungsgünstig ohne erhöhte Losbrechreibung.
- Feine Geometrien bleiben bis zur Fließgrenze erhalten.
- Wegen niederer Temperaturbeständigkeit ist es nicht für Anwendungen mit hoher Reibleistung anwendbar.

Bezüglich Polyketon gilt:

- Es hat sehr gute Verschleiß- und Reibungseigenschaften mit etwas höherer Losbrechreibung.
- Es sind feine Geometrien und Strukturen gut möglich.
- Der Werkstoff wird derzeit (Stand 2010) nicht produziert.

Besonderheiten

Bei Polyurethan entwickelt sich die Neigung zu überhöhten Losbrechmomenten erst im Betrieb. Bei PTFE-Compounds nehmen die Reibkräfte im Gegensatz dazu nach der Einlaufphase deutlich ab (außer bei Schleichgeschwindigkeiten /63/). Dies muss bei Anwendertests mit neuen Dichtungen berücksichtigt werden. Funktioniert eine antriebsschwache Anwendung mit PTFE-Dichtringen in neuem Zustand, wird die Antriebsleistung auch nach langem Betrieb ausreichend sein, um die Welle zu drehen. Bei Polyurethan müssen in neuem Zustand Reserven vorgehalten sein.

7.4 Gestaltungshinweise für Dichtring und Umgebung

Einige der folgenden Gestaltungshinweise wiedersprechen sich zum Teil. Es lässt sich nicht alles gleichzeitig umsetzten. Je nach Zielsetzung für das Eigenschaftsprofil (Optimierung auf Leckage, Reibung, Verschleiß, Temperatur…) der Abdichtung ist die Gestaltung also unterschiedlich.

7.4.1 Maßnahmen gegen Mitrotieren

Die Gefahr oder die Wirkung von Mitrotieren kann verringert werden. Entsprechende Maßnahmen sind in Tabelle 7.1 dargestellt.

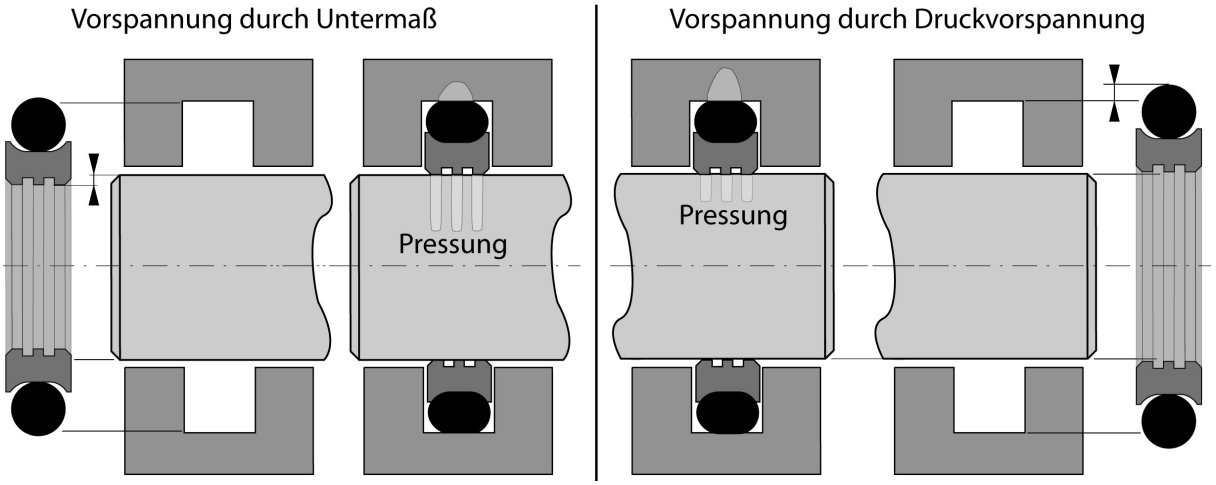


Bild 7.2:Möglichkeiten, die Vorspannung zu erzeugen

Tabelle 7.1: Maßnahmen gegen Schäden durch Mitrotieren

Maßnahme	Wirkung / Anmerkung
große Dichtkontaktfläche des Dichtrings mit der Nut auf wesentlich größerem Durchmesser anstreben (schmale hohe Dichtringprofile, große Profilbaugröße wählen)	Haltemoment durch die Nutwand wird vergrößert, somit werden günstige Flächenverhältnisse geschaffen
Abdichten mit einteiligem Dichtring	kein Mitrotieren im Versuch; kein Überhitzen zwischen O-Ring und Gleitring möglich; höchstmögliches Haltemoment bei vorgegebener Nutgeometrie
große Kontaktfläche zwischen Gleitring und Nutwand vorsehen	geringerer Anteil des Haltemoments muss über den reibungsunsicheren Kontakt mit dem Vorspannelement abgestützt werden
Druckwechsel bei Stillstand, Druckdifferenz bei Wellenrotation aufrechterhalten	Öl im Kontakt zwischen Nutwand und Dichtring wird bei Druckwechsel so im verschleißfreien Stillstand ausgequetscht
wechselseitigen Druck vermeiden	Dichtring liegt immer an der gleichen Nutwand an, weniger schmierendes Öl in den statischen Kontakten
Leckageöl abführen	bei Druckwechsel kann weniger Öl in die statischen Kontakte eingesaugt werden
kein Untermaß des Dichtrings zur Welle sondern Druckvorspannung; somit zusätzliche Anpressung im Nutgrund, vgl. Bild 7.2	geringere Reibung in drucklosem Betrieb und erhöhte Pressung zwischen O-Ring und Gleitring
großvolumiger O-Ring	Kontaktfläche zum Gleitring / zur Nut und Haltemoment werden größer
niedriges Reibmoment anstreben	geringes Haltemoment erforderlich
niederdruckseitige Nutwand muss so glatt wie möglich ausgeführt sein, da Mitrotieren sonst zu schnellem Verschleiß des Gleitrings führt	reduziert nur Verschleiß an der Nutwand, nicht das Mitrotieren; Minimaler Polymerverschleiß nach /70/ bei R_Z = 0,15 -0,4 µm
Reibschluss verbessern durch axiale Klemmung	radiale Beweglichkeit muss erhalten bleiben
Formschluss durch mechanische Elemente oder Ondulierung der Nut	zu Ondulierung: Bei pulsierendem Druck beide Nutwände ondulieren
möglichst niedrige Öltemperauren bzw. geringe Gleitgeschwindigkeit (Dichtkontakt bleibt kälter)	im Versuch trat bei niedrigen Temperaturen seltener Mitrotieren auf

7.4.2 Maßnahmen gegen den Wurmeffekt

Undichtheit durch den Wurmeffekt (Kapitel 2.2.2) ist nur bei großer Exzentrizität im Verhältnis zum Dichtringquerschnitt eine Gefahr. Daher sind Abhilfemaßnahmen nur durch Reduzieren der Exzentrizität bzw. Verbessern der Lagerung zu erreichen oder durch Wahl eines größeren Dichtringquerschnitts. Keine Gefahr besteht, wenn Größenverhältnisse (Dichtringquerschnitt zu Wellendurchmesser) wie bei 100 mm Abdichtdurchmesser herrschen (Dichtringquerschnitt: Breite 4 mm, Höhe 5,5 mm).

7.4.3 Maßnahmen gegen Extrusionsschäden

Extrusion ist stark werkstoffabhängig, vgl. Kapitel 5.1.1. Die Gefahr von Extrusion kann reduziert werden durch:

- Wählen eines Werkstoffs mit hohem Extrusionswiderstand
- niedrige Temperaturen an der Dichtstelle
- eine geringe Höhe des Extrusionsspalts

Einige Gestaltungsregeln für die Dichtringgeometrie sind für Extrusionsschäden relevant.

Der Werkstoff am Extrusionsspalt ist hoch belastet. Der Dichtring sollte so gestaltet sein, dass auch bei Verformung unter Druck keine Berührung mit der Spaltkante auftritt. Die Spaltkante verletzt den Dichtring bei Bewegungen zwischen Dichtring und Spaltkante (z. B. bei Druckwechsel, radialen Ausweichbewegungen durch Rundlauffehler oder Mitrotieren). Verformungen unter Druck pressen Dichtringmaterial in Richtung Spalt, sodass eine Fase o. ä. am Dichtring größer sein muss als der Spalt, um die Spaltkante nicht zu berühren

Ein breiter Dichtring kann hohen Druck ohne Extrusion abdichten. Der axiale Schub des Öldrucks auf den Dichtring wird im Spaltbereich nicht ausgeglichen. Somit muss der axiale Schub vom Dichtring aufgefangen werden. In schmalen Gleitringen sind die Schubspannungen und Verformungen daher größer. Dies ist auch zu beachten, wenn Strukturen in die Dichtfläche eingebracht werden, die den Ring – ggf. auch nur an einzelnen Stellen am Umfang – schwächen.

7.4.4 Maßnahmen gegen thermische Schäden

Thermische Schäden können reduziert werden durch:

- Wählen eines temperaturresistenteren Dichtringwerkstoff
- Reduzierung der Reibung (vgl. 7.4.5)
- Änderung der Randbedingungen (Belastung und Konstruktion)

Die Randbedingungen können deutlich verbessert werden durch:

- Wellenkühlung
- niedrige Öltemperatur (z. B. durch ständigen Öldurchsatz / Ölaustausch an der Dichtstelle)
- die Verwendung von Werkstoffen mit guten Wärmeleitungseigenschaften, vor allem wellenseitig
- breite Ölkammern
- ein günstiges Lastkollektiv. Besser sind lange Zeiten mit geringer Last, als kurze Zeiten mit hoher Last (bei gleichem Gesamtenergieumsatz).
- einen großen Abdichtdurchmesser (Bedingung: gleiche Gleitgeschwindigkeit! Ansonsten Durchmesser verkleinern, vgl. 7.4.6).
- einen hohen Wärmeübergangskoeffizienten an der Welle (mit turbulenter Strömung werden die Wärmeübergangswerte besonders groß). Hilfreich hierfür ist:
    - eine schnelle Strömungsgeschwindigkeit
    - radial hohe Ölkammern
    - dünnflüssige Öle
    - mechanische Störungen / Umlenkstellen im Ölkanal

7.4.5 Reduzieren der Reibung

Die Reibung kann reduziert werden durch:

- die Wahl eines reibungsgünstigen Werkstoffes.
- Ausführen der Gegenlauffläche entsprechend Kap. 7.2, Hartgedrehte und weiche Gegenlaufflächen wurden vergleichend in /5/ untersucht.
- Reduzieren der wahren Kontaktfläche; zu erreichen durch:
    - Verbessern der Schmierung; zu erreichen durch:
        - ondulierte Dichtringe bzw. Dichtkontaktflächen
        - axial gerichtete Strukturen in der Dichtkontaktfläche mit Verbindung zur Druckseite und nicht zur Niederdruckseite
    - Erhöhung des entlastenden Öldrucks in der Dichtkontaktfläche; zu erreichen durch:
        - Erzeugen eines schmalen Pressungsmaximums möglichst nahe an der niederdruckseitigen Nutwand, Bild 7.3
        - möglichst geringe Pressung abseits des Pressungsmaximums
        - Erhöhung des Öldrucks auf der Niederdruckseite (z. B. durch Anordnung weiterer druckführender Kanäle nebeneinander, beachte Kapitel 7.4.1)

- Verringern der Dichtkontaktfläche; zu erreichen durch:
  - Aussparungen in der Dichtkontaktfläche
  - Strukturen wie z. B. Wabenstrukturen oder besondere Aufrauung auf der Dichtfläche (ggf. Verschleiß der Struktur beachten)
  - axial schmale Dichtflächen
  - einen kleinen Abdichtdurchmesser
- Reduzieren der Anpressung; zu erreichen durch:
  - Reduzieren des Öldrucks
  - Reduzieren der druckbelasteten Fläche
  - Reduzieren der Vorspannung (vgl. auch Bild 7.2)
- Verwenden eines steiferen Werkstoffs

Beweglichkeit bzw. Freiraum des Profils in der Nut ermöglicht Verformungen. Wenn elastische Verformungen zugelassen werden, verlagert sich das Pressungsmaximum auf eine kleine Fläche nahe der niederdruckseitigen Nutwand (Kapitel 5.2.8). Dies ist durch die geometrische Form des Gleitrings und der Art und Lage des Vorspannelements in weiten Bereichen steuerbar. Bild 7.3 A, B, C zeigt Beispiele mit angedeutetem Pressungsverlauf (qualitativ). Ähnliche Möglichkeiten gibt es auch bei einteiligen Dichtringen.

Einzelne sehr hohe Pressungsspitzen sind weder bzgl. Temperatur (Kapitel 5.2.10) noch Reibung (Kapitel 5.2.9) negativ und günstiger als breitere Bereiche mit niedrigerer Pressung.

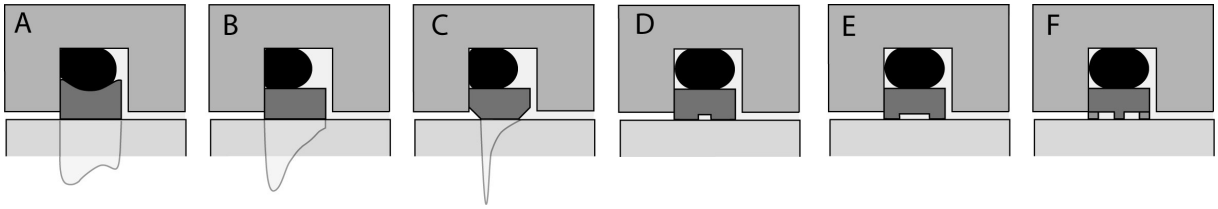


Bild 7.3: Einflüsse der Gleitringgestaltung auf die Reibung

Eine umlaufende Nut, die mittig in der Dichtfläche ausgespart ist (sog. Schmiernuten), verringert die Dichtkontaktfläche des Gleitrings mit der Welle, Bild 7.3, D, E. Allerdings muss das Volumen zuerst von Leckageöl eingenommen werden, um gute Schmierung und eine Entlastung durch den Öldruck für die Dichtkontaktfläche nahe der Niederdruckseite gewährleisten zu können (Kapitel 5.2.7). Die Schmiernut kann eine unerwünschte Barriere für das Schmieröl sein. Die Dichtringe in Bild 7.3 C und E haben gleichgroße Dichtkontaktflächen, C aber ohne Barriere. Nuten sind aus diesem Grund mit möglichst kleinem Volumen auszuführen oder mit der Druckseite zu verbinden, Bild 7.3, F. Durch die in F unterbrochenen äußeren Stege, wird Öl unter diesen eingeschleppt und verbessert dadurch die Schmierung. Zudem wird die Nut sofort mit Öl gefüllt. Es dichtet nur noch der mittlere Steg.

Zu beachten ist, dass der verbleibende Steg in der Lage sein muss, den axialen Schub durch den Druck zu wiederstehen (vgl. Kap. 7.4.3)

7.4.6 Reduzieren der Verlustleitsung

Die Verlustleitung kann reduziert werden durch:

- Reduzieren der Reibung
- Reduzieren des Abdichtdurchmessers (quadratischer Einfluss, Formel (5.5))
- Reduzieren der Gleitgeschwindigkeit

7.4.7 Reduzieren von Verschleiß

Verschleiß am Gleitring tritt u. a. durch oben beschriebene Fehler wie z. B. Mitrotieren auf. Diese sind daher hier ebenfalls zu beachten. Verschleiß durch Abtrag ist zu reduzieren durch:

- niedriges Temperaturniveau (vgl. Kapitel 7.4.4)
- gute Schmierung im Dichtkontakt (vgl. Kapitel 7.4.5)
- Wahl eines verschleißfesten Werkstoffs (vgl. Kapitel 7.3)
- Einölen der Dichtringe vor Montage der Welle (günstige Einlaufverschleißphasen)
- Ausführen der Gegenlauffläche entsprechend Kap. 7.2, Hartgedrehte und weiche Gegenlaufflächen wurden vergleichend in /5/ untersucht.

7.4.8 Reduzieren von Leckage

Die Leckage von Rotordichtungen streut stark. Mikrostrukturen von Gleitringwerkstoff und Welle haben starken Einfluss und verändern sich im Betrieb. Generell gilt, dass mehr Leckage zu besserer Schmierung und damit weniger Reibung und Verschleiß führt und daher nicht unnötig reduziert werden sollte. Da Rotordichtungen keinen Rückfördermechanismus besitzen, ist völlige Dichtheit nicht möglich. Somit ist jede Rotordichtung undicht.

Leckage kann reduziert werden durch:

- Ausführen der Gegenlauffläche entsprechend Kap. 7.2, Hartgedrehte und weiche Gegenlaufflächen wurden vergleichend in /5/ untersucht.
- Gleitringwerkstoff ohne Faser- oder andere Grobpartikel beinhaltende Compoundierung
- Hohe Pressungsspitzen – idealerweise mit axial sehr schmaler Ausdehnung

D.h. zielführend ist eine Dichtkante, die gerade so stark angepresst wird, wie zum Erreichen der geforderten Dichtgüte notwendig. Polyurethan oder andere verschleißfeste Werkstoffe, die bei hoher Anpressung nicht zu fließen beginnen, können o. g. Punkte umsetzten. PTFE-Compounds sind weniger geeignet.

7.4.9 Gestaltung der Nut

Soll ein ondulierter Dichtring mithilfe einer ondulierten Nut erzeugt werden, gelten die Konstruktionsrichtlinien nach /10/. Pulsierende Drücke erfordern beidseitig ondulierte Nuten, die formschlüssig gegen ein Verdrehen zueinander gesichert sind.

Weitere Gestaltungshinweise für die Nut ergeben sich aus Kapitel 7.4.1.

7.5 Bedeutung der Gestaltungshinweise

Drehübertrager werden mit Rotordichtungen abgedichtet. Auf deren Betriebsverhalten wirken viele Einflüsse und dementsprechend auch viele Gestaltungsmöglichkeiten. Ohne die Kenntnis um diese Einflüsse auf das Betriebsverhalten kann der Anwender leicht Fehler bei der Gestaltung machen, die zu unerwünschten Eigenschaften des Drehübertragers führen. Die hier gesammelten Gestaltungshinweise sind über Versuche abgesichert und bilden so eine fundierte Grundlage zur Gestaltung eines Drehübertragers mit den gewünschten Eigenschaften. Der Anwender kann abschätzen, welche Punkte an seiner Konstruktion kritisch sind und weiß, wie er Fehlfunktionen begegnen kann.

8 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit sind umfangreiche experimentelle und theoretische Untersuchungen und deren Ergebnisse zu Hochdruck-Drehübertrager zusammengefasst. Hochdruck-Drehübertrager finden oft in Werkzeugmaschinen und in der Mobilhydraulik Anwendung. Hierbei werden Öldrücke von 5 bis 30 MPa – meist schwellend – auf rotierenden oder schwenkenden Wellen bei niedriger Umfangsgeschwindigkeit kleiner 1 m/s abgedichtet.

Sog. Rotordichtungen (gekennzeichnet durch kleine Radialdichtringe) kommen bei der Abdichtung zum Einsatz. Dabei treten Schwierigkeiten auf, beispielsweise hohe Reibung und ungünstiges Reibverhalten wie Losbrechreibung, starkes Erhitzen des Reibkontakts, übermäßiger Verschleiß und frühzeitiges Versagen durch sog. Mitrotieren des Dichtrings mit der Welle. Die Standzeiten der Dichtungen sind nicht ausreichend hoch und die hohen Reibkräfte der Dichtungen stören die Funktion erheblich.

Spezielle Literatur zum Thema ist kaum vorhanden. Viele Patente befassen sich mit Ansätzen zur Reibungsreduzierung, lassen aber teilweise inhaltlich auf lückenhafte Kenntnis bezüglich der Funktion dieser Dichtungen schließen. Lediglich zwei unabhängige wissenschaftliche Untersuchungen befassten sich bisher mit Radialdichtungen auf diesem Druckniveau.

Auf Basis am Markt verfügbarer Dichtringe und deren Werkstoffe wurden die Eigenschaften von Rotordichtringen experimentell ermittelt. Anhand von Werkstoffversuchen wurden die Eigenschaftsprofile hinsichtlich Reibung, Verschleiß und Extrusionswiderstand verschiedener Rotordichtringwerkstoffe erarbeitet. Variationsversuche im Niederdruckbereich belegten mithilfe statistischer Auswertemethoden einen äußerst großen Einfluss der Geometrie des Dichtrings auf die Reibung.

Die Dichtringe wurden experimentell auf Losbrechreibung untersucht und die Einflüsse von Stillstandszeit unter Druck und drucklos, sowie Dichtringwerkstoff ermittelt. Versuche mit beidseitig druckbeaufschlagten Dichtungen legten – gemeinsam mit Finite-Element-Analysen – die Basis für ein detaillierteres Funktionsmodell des Dichtmechanismus von Radialdruckdichtungen mit breiter Dichtfläche. Hierbei spielt auch der Öldruck im Dichtkontakt eine wesentliche Rolle, der im Rahmen der Arbeit experimentell bestimmt wurde.

Verschleiß der Dichtringe wurde anhand von Dauerlaufversuchen mit zwei unterschiedlichen Versuchsprogrammen gefahren, die sich zum einen an Anwendungen mit Start-Stopp-Betrieb sowie Dauerrotation und pulsierendem Druck (Kupplungsschaltungen) orientierten. Schadensbilder wurden analysiert und beschrieben. Die häufigsten Schadensbilder konnten auf Mitrotieren des Dichtrings mit der Welle zurückgeführt werden. Theoretische und experimentelle Untersuchungen dazu deckten Ursachen auf und wiesen auf die kritischen Betriebszustände hin.

Mittels Finite-Element-Untersuchungen wurden thermische Lasten im Drehübertragersystem simuliert und daraus konstruktionsbedingte Einflüsse quantifiziert. Auf Basis von zahlreichen Simulationen wurde ein mathematisches Modell aufgestellt, das es ermöglicht, die Dichtkontakttemperatur zwischen Dichtring und Welle einzuschätzen.

Aus den gewonnen Erkenntnissen wurde ein Prototypendichtring entwickelt, der viele der erarbeiteten Konstruktionshinweise in sich in klein bauender Weise vereint. Die wesentlichen Erkenntnisse wurden in einem separaten Kapitel übersichtlich zur praktischen Anwendung zusammengefasst. Die darin gesammelten Gestaltungshinweise sind über Versuche abgesichert und bilden so eine fundierte Grundlage zur Gestaltung eines Drehübertragers mit den gewünschten Eigenschaften.

Dem Anwender stehen damit erstmals ausführliche Informationen zur Verfügung, um zu bestimmen, wo kritische Punkte seiner Konstruktion liegen. Es ist ihm möglich Eigenschaften gezielt zu verbessern und Fehlfunktionen vorzubeugen oder deren Ursache zu identifizieren und zu beseitigen.

9 Literatur

/1/ Hellerich, W.; Harsch G.; Haenle, S.: Werkstoff-Führer Kunststoffe, 9. Auflage, Hanser Verlag, Wien, 2004.

/2/ Domininghaus, H.: Die Kunststoffe und ihre Eigenschaften, 5. Auflage, Springer Verlag, Berlin, 1998.

/3/ Michael Herrmann: PLASTICS EUROPE – Der Verband der Kunststofferzeuger: Kunststoff Werkstoff des 21. Jahrhunderts: Tendenzen der wirtschaftlichen und technischen Entwicklung, Büssel www.plasticseurope.org, 2008, http://www.kunststoffland-nrw.de/modules/kln_infomaterial/files/f6509b7b29d7afe.pdf (Zugegriffen 6/2009).

/4/ Henzler, M.; Haas, W.: Werkstoffe für Rotordichtungen, Dichtungstechnik Jahrbuch 2007, ISCATEC GmbH, Mannheim, 2006.

/5/ Henzler, M., Hass, W.: Betriebssichere Gestaltung von Hochdruck-Drehübertragen – Wellenlaufflächen, FWF 2409/1 Abschlussbericht, Frankfurt, 2008.

/6/ DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (Hrg.): Einbauräume für gummivorgespannte Kunststoffdichtungen DIN 7425-2: Berlin , 1990.

/7/ o.V. (Busak und Shamban): Dichtungen und Führungen, Firmenschrift Busak und Shamban, Stuttgart, 2000.

/8/ Goerres, M.; Aachenbach M.; Frank E.; Möschel J.: Entwicklung von Rotordichtungen für biologisch schnell abbaubare Druckflüssigkeiten, Abschlussbericht Bundesministerium für Ernährung, Landwirtschaft und Forsten, RWTH Aachen & Parker Hannifin GmbH, Bietigheim-Bissingen, 2000.

/9/ o.V. (Kalsi Engineering): Kalsi Seals Handbook, Firmenschrift, http://www.kalsi.com/Kalsi-Seals-Handbook.pdf, Zugegriffen 7/2009.

/10/ Wolf, A.: Untersuchungen zum Abdichtverhalten von druckbelastbaren Elastomer- und PTFE-Wellendichtungen, Dissertation, IMA Universität Stuttgart, Stuttgart, 1987.

/11/ Goerres, M.; Murrenhoff, H.: Abdichtmechanismen von Rotordichtungen, Ölhydraulik und Pneumatik, Band 43, Heft 6, Seite 460ff, 1999.

/12/ Goerres, M.: Rotordichtungen mit Ondulierung der Dichtkante zur Verbesserung der Reibungseigenschaften, Ölhydraulik und Pneumatik, Band 44, Heft 8, Seite 518ff, 2000.

/13/ Henzler, M., Haas, W.: Betriebssichere Gestaltung von Hochdruck-Drehübertragern, FWF 2409 Abschlussbericht, Frankfurt, 2007.

/14/ o.V. (Busak und Shamban): Zurcon Roto Glyd Ring S, digitale Herstellerbroschüre, http://www.busakshamban.de/ADMIN/ASSETS/files/roto_glyd_ring_s_ger.pdf, (Zugegriffen 1/2004).

/15/ Jordan H.: Zuverlässige Abdichtung von Hochdruckdrehdurchführungen, Konferenz-Einzelbericht: 12th International Sealing Conference, Stuttgart, 2002.

/16/ Jordan, H.; Frenzel, U.: Innovative Abdichtung von Hochdruckdrehdurchführungen mit minimaler Reibung, Konferenz-Kurzzusammenfassung, 13th International Sealing Conference, Stuttgart, 2004.

/17/ o.V. (Busak und Shamban): Dichtungen fürs Extreme, AGT, Heft 1, Seite 50, 1998.

/18/ Lebeau, F.: Federunterstützte PTFE-Nutringe ein vielseitiges Maschinenelement, Untersuchungen und Anwendung von Dichtelementen, XII. Dichtungkolloquium, Vulkan-Verlag, Essen, 2001.

/19/ Albert, D.: Rotordichtungen unabhängig von Systemdruck betreiben, Konferenz-Einzelbericht: 11th International Sealing Conference, Dresden, 1999.

/20/ Gebrauchsmusteranmeldung DE 8709094. Dichtungsvorrichtung. Fietz, M. 1987.

/21/ Patentanmeldung EP 277484. Dichtungs- und Abstreiferanordnung. Edlund, R. 1988.

/22/ Patentanmeldung EP 559516. Joint tournamant pour circuit hydraulique. Loyer, B. 1993.

/23/ Patentanmeldung WO 1993006393. Dichtung. Lebeau, F. 1991.

/24/ Patentanmeldung WO 1997048924. Dichtungsanordnung, Kahle, O. 1997.

/25/ Patentanmeldung DE 2104859. Dichtungsanordnung für zueinander relativ verschiebbare Teile, Heller, R. 1971.

/26/ Patentanmeldung EP 542741. Dichtungsanordnung, Mack, T.1987.

/27/ Patentanmeldung DE 2458529. Dichtungsanordnung mit schwenkbarer Schleifdichtung. Traub, H. 1974.

/28/ Patentanmeldung DE 69326961. Hydrodynamisch geschmierte Wellendichtung mit torsionsfester Geometrie, Kalsi, M. 1993.

/29/ Patentanmeldung EP 170928. Wellendichtung. Müller, H. 1985.

/30/ Patentanmeldung EP 643243. Hydrodynamische Hochdruckrotordichtung. Becker, M. 1994.

/31/ Patentanmeldung DE 3725951. Rotordichtung. Bliesener, D. 1987.

/32/ Patentanmeldung DE 4017036. Dichtunsanordnung. Böhler, W. 1990.

/33/ Patentanmeldung EP 207703. Seal assembly. Oseman, G. 1986.

/34/ Patentanmeldung EP 721078. Dichtung zwischen zwei axial zueinander beweglichen Bauteilen. Keck, M.,1996.

/35/ Patentanmeldung 1308654. Hydrodynamic packing assembly. Dietie, L. 2001.

/36/ Patentanmeldung 3217118. Dichtungsanordnung für Wellen. Mack, T. 1983.

/37/ Patentanmeldung WO 1994002761. Dichtungsanordnung. Edlund, R., Jodran, H. 1992.

/38/ Patentanmeldung WO 1995002776. Dichtungsanordnung. Jordan, H. 1993.

/39/ Patentanmeldung EP670444. Dichtungsanordnung. Edlund, R., Jordan, H., Poethig, R. 1992.

/40/ Patentanmeldung DE 19649114. Dichtungsanordnung. Jordan, H. 1996.

/41/ Patentanmeldung WO 1991013276. Dichtungsanordnung. Edlund, R. 1990.

/42/ Patentanmeldung DE 3207327. Wellendichtung. Müller, H. 1982.

/43/ Patentanmeldung DE 20109562. Dichtungsring. Erfinder ungenannt. 2001.

/44/ Patentanmeldung DE 40006257. Dichtungsanordnung für Wellen. Böhler, W. 1990.

/45/ Müller, H.: Dichtungstechnik, Abdichtung bewegter Maschinenteile, Kurzfassung, Medienverlag Ursula Müller, Waiblingen 1995.

/46/ Schertler, K.: Konstruktion und Bau einer Vorrichtung zur Messung des Druckverlaufsunter der Dichtfläche von Rotordichtungen, Studienarbeit am Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2009.

/47/ Domininghaus, H.: Die Kunststoffe und ihre Eigenschaften, 5. Auflage, Springer Verlag, Berlin, 1998.

/48/ Campusplastics Datenbank: URL: http://www.campusplastics.com; Werkstoffdaten, 5.2005.

/49/ Michaeli, W. (Hrsg.): FEM zur mechanischen Auslegung von Kunststoff- und Elastomerbauteilen; Springer-VDI-Verlag, Düsseldorf, 1998.

/50/ Olbrich, M.: Werkstoffmodelle zur Finiten-Elemente-Analyse von PTFE-Wellendichtungen, Dissertation, IMA Universität Stuttgart, Stuttgart, 2002.

/51/ Dingler, C.: Betrachtung thermischer Effekte und Belastungen an Rotordichtungen mittels FEM. Studienarbeit am Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2006.

/52/ Verein Deutscher Ingenieure (Hrg): VDI Wärmeatlas. 8. überarbeitete und erweiterte Aufl.. - Berlin : Springer, 1997.

/53/ Müller, G.: Das Abdichtverhalten von Gleitringdichtungen aus Siliziumkarbid, Dissertation, IMA Universität Stuttgart, 1993.

/54/ Brandt, I.: Einflußermittlung von Konstruktions- und Betriebsbedingungen auf die thermische Belastung von Hochdruck-Drehübertragersystemen, Studienarbeit am Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2008.

/55/ Gabel, T.: Einflußermittlung von Konstruktions- und Betriebsbedingungen auf die thermische Belastung von Hochdruck-Drehübertragersystemen, Studienarbeit am Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2006.

/56/ Schlünder, E.-U. u.a.: VDI-Wärmeatlas, 6. Auflage, Springer-VDI-Verlag, Düsseldorf, 1991.

/57/ Fritsche, O.: Ausfallursache „Mitrotieren“ von Rotordichtungen unter hohem Druck, Studienarbeit am Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2009.

/58/ Haiser, H. PTFE-Compounds im dynamischen Dichtkontakt bei druckbelastbaren Radial-Wellendichtungen, Dissertation, IMA Universität Stuttgart, Stuttgart, 2001.

/59/ Rothfuss, F.: Untersuchung von Einbau- und Montageaspekten von Hochdruckdichtungen und Betrachtung der Reibung an deren statischen Dichtkontakten, Studienarbeit am Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2006.

/60/ Booser, R.: CRC Handbook of Lubrication and Friction: Theory and Design. Crc Press Inc., Boca Raton, 1988.

/61/ Grellmann, W.: Kunststoffprüfung. Carl Hanser Verlag, München, 2005.

/62/ Erhard, G.: Konstruieren mit Kunststoffen. 4. Auflage. Carl Hanser Verlag, München, 2008.

/63/ Müller, H.K.: Abdichtung bewegter Maschinenteile. Waiblingen: Medienverlag Müller, 1990.

/64/ Hörl, L.; Haas, W.: Abdichten von Drehdurchführungen. Abschlußbericht FWF 2407. August 2005.

/65/ Henzler, M., Haas, W.: Betriebsverhalten von Rotordichtungen unter hohem Druck: Konferenz-Einzelbericht: 14th International Sealing Conference, Dresden, 2006.

/66/ Müller, H.: Wellendichtringe mit Überdruck, http://www.fachwissen-dichtungstechnik.de/Kapitel_PDFs_2009/Kapitel09_2009.pdf, Zugegriffen 8/2009.

/67/ Popov, Valentin L.: Kontaktmechanik und Reibung. Ein Lehr- und Anwendungsbuch von der Nanotribologie bis zur numerischen Simulation, Springer-Verlag, 2009.

/68/ Papatheodorou, T.: Influence of hard chrome plated rod surface treatments on sealing behavior of hydraulic rod seals, Konferenz-Einzelbericht: 13th International Sealing Conference, Stuttgart, 2004.

/69/ Pflüger, C.G., Haas, W.: Energieeinsparung und hohe Leistungsgrenzen – schmale Gleitflächen gezielt strukturieren, Konferenz-Einzelbericht: 15th International Sealing Conference, Stuttgart, 2008.

/70/ Zum Gahr, K.: Microstructure and wear of materials. Elsevier Sience Publishers. New York 1987.

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name:	Markus Henzler
Geburtsdatum / –ort:	03.10.1978 in Nürtingen
Familienstand:	ledig
Eltern:	Helmut Henzler und Erika Henzler geb. Federschmid

Schulausbildung

08/1985-07/1989	Grundschule Grafenberg
08/1989-07/1995	Schönbein-Realschule Metzingen
08/1995-06/1998	Ferdinand-von-Steinbeis-Schule (Technisches Gymnasium) Reutlingen

Zivildienst

07/1998-08/1999	Studentenwerk Tübingen - Wohnheimverwaltung

Hochschulstudium

10/1999-06/2004	Hauptstudium im Diplomstudiengang Maschinenwesen an der Universität Stuttgart, Studienschwerpunkte: Konstruktionstechnik und Werkzeugmaschinen

Praktische Tätigkeiten

11/2001-12/2002	hilfswissenschaftliche Tätigkeit am Institut für Maschinenkonstruktion und Getriebebau der Universität Stuttgart
05/2003-08/2003	Praktikum bei DaimlerChrysler im Bereich Entwicklung von Automatikgetrieben
10/2003-12/2003	Praktikum bei Wittenstein Bastian, Fellbach, im Bereich Verzahnungstechnik
01/2004-06/2004	hilfswissenschaftliche Tätigkeit am Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart

Berufstätigkeit

07/2004-6/2009	akademischer Mitarbeiter am Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart
seit 10/2009	Entwicklungsingenieur bei J.Eberspächer GmbH & Co.KG, Bereich Abgasanlagen für Nutzfahrzeuge

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 Gewindewellendichtungen im laminaren Bereich
5	K.-H. 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 Erfahrungswerte
9	E. Lauster	Untersuchungen und Berechnungen zum Wärmehaushalt mechanischer Schaltgetriebe
10		Festschrift zum 70. Geburtstag von Prof. Dr.-Ing. K. Talke
11	G. Ott	Untersuchungen zum dynamischen Leckage- und Reibverhalten von Radialwellendichtringen
12	E. Fuchs	Untersuchung des elastohydrodynamischen Verhaltens von berührungsfreien Hochdruckdichtungen
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 Kleinstmengenschmierung
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. Dr.-Ing. Kurt Talke
28	B. Bertsche	Zur Berechnung der Systemzuverlässigkeit von Maschinenbau-Produkten
29	G. Lechner; K.-H.Hirschmann; B. Bertsche	Forschungsarbeiten zur Zuverlässigkeit im Maschinenbau
30	H.-J. Prokop	Zum Abdicht- und Reibungsverhalten von Hydraulikstangendichtungen aus Polytetrafluoräthylen
31	K. Kleinbach	Qualitätsbeurteilung von Kegelradsätzen durch integrierte Prüfung von Tragbild, Einflankenwälzabweichung und Spielverlauf
32	E. Zürn	Beitrag zur Erhöhung der Meßgenauigkeit und -geschwindigkeit eines Mehrkoordinatentasters
33	F. Jauch	Optimierung des Antriebsstranges von Kraftfahrzeugen durch Fahrsimulation
34	J. Grabscheid	Entwicklung einer Kegelrad-Laufprüfmaschine mit thermografischer Tragbilderfassung
35	A. Hölderlin	Verknüpfung von rechnerunterstützter Konstruktion und Koordinatenmeßtechnik
36	J. Kurfess	Abdichten von Flüssigkeiten mit Magnetflüssigkeitsdichtungen
37	G. Borenius	Zur rechnerischen Schädigungsakkumulation in der Erprobung von Kraftfahrzeugteilen bei stochastischer Belastung mit variabler Mittellast
38	E. Fritz	Abdichtung von Maschinenspindeln
39	E. Fritz; W. Haas; H.K. Müller	Berührungsfreie Spindelabdichtungen im Werkzeugmaschinenbau. Konstruktionskatalog

Nr.	Verfasser	Titel
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 Mehrkoordinatenmeßgeräten
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 Wälzlagereinheiten für Festplattenlaufwerke
47	R. Durst	Rechnerunterstützte Nutprofilentwicklung und clusteranalytische Methoden zur Optimierung von Gewindewerkzeugen
48	G.S. Müller	Das Abdichtverhalten von Gleitringdichtungen aus Siliziumkarbid
49	W.-E. Krieg	Untersuchungen an Gehäuseabdichtungen von hochbelasteten Getrieben
50	J. Grill	Zur Krümmungstheorie von Hüllflächen und ihrer Anwendung bei Werkzeugen und Verzahnungen
51	M. Jäckle	Entlüftung von Getrieben
52	M. Köchling	Beitrag zur Auslegung von geradverzahnten Stirnrädern mit beliebiger Flankenform
53	M. Hildebrandt	Schadensfrüherkennung an Wälzkontakten mit Körperschall-Referenzsignalen
54	H. Kaiser	Konstruieren im Verbund von Expertensystem, CAD-System, Datenbank und Wiederholteilsuchsystem
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 Optimierung des Entlasteten Wellendichtrings
60	P. Brodbeck	Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Bauteilzuverlässigkeit und zur Systemberechnung nach dem Booleschen Modell
61	Ch. Hoffmann	Untersuchungen an PTFE-Wellendichtungen
62	V. Hettich	Identifikation und Modellierung des Materialverhaltens dynamisch beanspruchter Flächendichtungen
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 Anwendung 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 Werkzeugschleifens
72	M. Klöpfer	Dynamisch beanspruchte Dichtverbindungen von Getriebegehäusen
73	C.-H. Lang	Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben
74	W. Haas	Berührungsfreies Abdichten im Maschinenbau unter besonderer Berücksichtigung der Fanglabyrinthe
75	P. Schiberna	Geschwindigkeitsvorgabe für Fahrsimulationen mittels Verkehrssimulation
76	W. Elser	Beitrag zur Optimierung von Wälzgetrieben
77	P. Marx	Durchgängige, bauteilübergreifende 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 Wälzfräserherstellung 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-Beanspruchungen
84	Ch. Dörr	Ermittlung von Getriebelastkollektiven mittels Winkelbeschleunigungen
85	A. Veil	Integration der Berechnung von Systemzuverlässigkeiten in den CAD-Konstruktionsprozeß
86	U. Frenzel	Rückenstrukturierte Hydraulikstangendichtungen aus Polyurethan
87	U. Braun	Optimierung von Außenzahnradpumpen mit pulsationsarmer Sonderverzahnung
88	M. Lambert	Abdichtung von Werkzeugmaschinen-Flachführungen
89	R. Kubalczyk	Gehäusegestaltung von Fahrzeuggetrieben im Abdichtbereich

Nr.	Verfasser	Titel
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 Produktentwicklungsprozeß
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 Werkzeugmaschinen
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 Simulation
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 Zuverlässigkeit 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
114	B. Stiegler	Berührungsfreie Dichtsysteme für Anwendungen im Fahrzeug- und Maschinenbau
115	T. Kunstfeld	Einfluss der Wellenoberfläche auf das Dichtverhalten von Radial-Wellendichtungen
116	M. Janssen	Abstreifer für Werkzeugmaschinenführungen
117	S. Buhl	Wechselbeziehungen im Dichtsystem von Radial-Wellendichtring, Gegenlauffläche und Fluid
118	P. Pozsgai	Realitätsnahe Modellierung und Analyse der operativen Zuverlässigkeitskennwerte technischer Systeme
119	H. Li	Untersuchungen zum realen Bewegungsverhalten von Losteilen in Fahrzeuggetrieben
120	B. Otte	Strukturierung und Bewertung von Eingangsdaten für Zuverlässigkeitsanalysen
121	P. Jäger	Zuverlässigkeitsbewertung mechatronischer Systeme in frühen Entwicklungsphasen
122	T. Hitziger	Übertragbarkeit von Vorkenntnissen bei der Zuverlässigkeitstestplanung
123	M. Delonga	Zuverlässigkeitsmanagementsystem auf Basis von Felddaten
124	M. Maisch	Zuverlässigkeitsorientiertes Erprobungskonzept für Nutzfahrzeuggetriebe unter Berücksichtigung von Betriebsdaten
125	J. Orso	Berührungsfreies Abdichten schnelllaufender Spindeln gegen feine Stäube
126	F. Bauer	PTFE-Manschettendichtungen mit Spiralrille - Analyse, Funktionsweise und Erweiterung der Einsatzgrenzen
127	M. Stockmeier	Entwicklung von Klapper- und rasselgeräuschfreien Fahrzeuggetrieben
128	M. Trost	Gesamtheitliche Anlagenmodellierung und -analyse auf Basis stochastischer Netzverfahren
129	P. Lambeck	Unterstützung der Kreativität von verteilten Konstrukteuren mit einem Aktiven Semantischen Netz
130	K. Pickard	Erweiterte qualitative Zuverlässigkeitsanalyse mit Ausfallprognose von Systemen
131	W. Novak	Geräusch- und Wirkungsgradoptimierung bei Fahrzeuggetrieben durch Festradentkopplung