



Autoren: Prof. Dr.-Ing. Heinz K. Müller und Dr. Bernard S. Nau

Eine besondere Herausforderung an den Ingenieur ist eine sichere Abdichtung von Maschinen und Anlagen. Wenn es um den unerwünschten Austritt von Flüssigkeiten oder Gasen aus Maschinen, Aggregaten und Anlagen geht, wird die häufig unterschätzte Kunst des Abdichtens zum zentralen Thema.

www.fachwissen-dichtungstechnik.de befasst sich auf allen Ebenen mit dem Vermeiden oder mit der kontrollierten Eindämmung von Leckage. In 24 Fachkapiteln werden die physikalischen Grundlagen und die vielfältigen Techniken des Abdichtens in klarer Sprache und mit prägnanten Bildern beschrieben. **fachwissen-dichtungstechnik** liefert damit die notwendigen Informationen zu Gestaltung, Auswahl, Entwicklung und Betrieb von Dichtungen und Dichtsysteimen.

Inhaltsverzeichnis der Fachkapitel

Allgemeine Grundlagen

1. Grundbegriffe der Dichtungstechnik
2. Polymerwerkstoffe
3. O-Ring: Theorie und Praxis
4. Fluidströmung im engen Dichtspalt

Abdichtung bewegter Maschinenteile

5. Hydraulikdichtungen
6. Pneumatikdichtungen
7. Abstreifer
8. Wellendichtringe ohne Überdruck
9. Wellendichtringe mit Überdruck
10. Fanglabyrinth-Dichtungen
11. Stopfbuchs-Packungen
12. Gleitringdichtungen: Grundlagen

13. Gleitringdichtungen: Gestaltung
14. Gleitringdichtungen: Werkstoffe
15. Kolbenringe für Motoren und Verdichter
16. Drosseldichtungen für Flüssigkeiten
17. Drosseldichtungen für Gase
18. Gewinde-Wellendichtungen
19. Zentrifugal-Wellendichtungen
20. Magnetflüssigkeits-Dichtungen
21. Membran- und Faltenbalgdichtungen

Abdichtung ruhender Maschinenteile

22. Flanschabdichtung: Grundlagen
23. Flanschdichtungen: Bauformen
24. Statische Dichtungen: Sonderbauformen

Sponsoren: www.fachwissen-dichtungstechnik.de wird unterstützt von

 ISGATEC ® Dichten. Kleben. Polymer.	ISGATEC GmbH Am Exerzierplatz1A • 68167 Mannheim Tel: +49(0)621-7176888-0 • Fax: +49(0)621-7176888-8 info@isgatec.com • www.isgatec.com
	SEALWARE International Dichtungstechnik GmbH Feldbergstr.2 • 65555 Limburg Tel: +49(0)6431-9585-0 • Fax: +49(0)6431-9585-25 info@sealware.de • www.sealware.de
 VERBAND TECHNISCHER HANDEL Fachgruppe Dichtungstechnik	VTH Verband Technischer Handel e.V. Prinz-Georg-Straße 106 • 40479 Düsseldorf Tel: +49(0)211-445322 • Fax: +49(0)211-460919 info@vth-verband.de • www.vth-verband.de
 Xpress seals Dichtungen für Hydraulik	xpress seals GmbH Elbring 14 • 22880 Wedel Tel: +49(0)4103 92828-10 • Fax: +49(0)4103 92828-69 michael.mueller@xpress-seals.com • www.xpress-seals.com



8

Prof. Dr.-Ing. Heinz K. Müller · Bernard S. Nau, PhD

Wellendichtringe ohne Überdruck

Radial-Wellendichtringe aus Elastomer: Grundelemente, charakteristische Merkmale der Kontaktflächen; Elasto-hydrodynamische Schmierung, selbsttätige Rückförderung: Mikro- und Makroeffekte; Dichthilfen; Reibung; Leckageursachen; Schutzlippen; Schwimmende Wellendichtringe; Elastomerwerkstoffe; PTFE-Manschettendichtungen; Lager- und Schutzdichtungen. Literatur.

8.1 EINFÜHRUNG

Bei den meisten ölgeschmierten Aggregaten sind die Wellenaustrittsstellen drucklos und nur teilweise oder kurzzeitig überflutet. Bei Fahrzeugmotoren und Getrieben kommt oft nur Spritzöl an die Wellendichtung. In der Frühzeit des Automobilbaus verwendete man zur Wellenabdichtung Stopfbuchspackungen oder Ledermanschetten und akzeptierte die damit unvermeidbaren Ölverluste. Das änderte sich, als immer schneller drehende Wellen und höhere Temperaturen andere Lösungen erforderten. Im Laufe der Jahre entstand eine Vielfalt von Radial-Wellendichtringen, zunächst aus Elastomer-Werkstoffen, später auch aus PTFE und die Entwicklung geht immer noch weiter.

Die Hersteller von Fahrzeugmotoren fordern heute Wellendichtungen, die bei Umfangsgeschwindigkeiten der Wellen bis 30 m/s und Ölsumpftemperaturen bis 130°C Motoren- und Getriebeöl leakagefrei abdichten und zugleich das Eindringen von Schmutz und Wasser sicher verhindern. Die Wellenabdichtung ist unter solchen Bedingungen ein weitaus schwierigeres Problem als beispielsweise die Wellenlagerung. Es überrascht deshalb, daß Wellendichtringe in den meisten technischen Fach- und Handbüchern recht oberflächlich behandelt sind. Unerfahrene Ingenieure halten sie deshalb oft für nebensächliche Katalogware. Bei den vielen Millionen Motoren und Getrieben hat jedoch schon ein kleiner Prozentsatz undichter Wellen weit hin sichtbare Folgen. Neben der allgemeinen Umweltverschmutzung entstehen individuell für viele Nutzer große Unannehmlichkeiten und hohe Reparaturkosten. Die Zuverlässigkeit und der Ruf vieler Produkte des Maschinen- und Fahrzeugbaus ist in der Tat eng verbunden mit diesen oft kaum beachteten Wellendichtungen.

In diesem Kapitel wird gezeigt, wie es durch Anwendung neuzeitlicher Polymer-Werkstoffe und mit einem zunehmenden Verständnis für die physikalischen Dichtmechanismen den Ingenieuren mit der Zeit gelungen ist, Radial-Wellendichtringe zu entwickeln, die die hohen technischen und wirtschaftlichen Anforderungen zuverlässig erfüllen.

8.2 RADIAL-WELLENDICHTRINGE AUS ELASTOMER

Grundelemente der Radial-Wellendichtung

Anfangs verwendeten die Automobilbauer einfache Stopfbuchspackungen, die in den Zwanziger Jahren von Ledermanschetten abgelöst wurden. Als in den Dreißiger Jahren ölbeständiger synthetischer Nitrilkautschuk verfügbar war, erschienen bald alle Arten von Gummilippendichtungen. Sie wiesen im Kern bereits dieselben charakteristischen Merkmale auf wie moderne Radial-Wellendichtringe. Bild 1 zeichnet schematisch deren Entwicklungsweg nach. Eine Packung mit großer Kontaktfläche erzeugt zu viel Reibwärme und kann radialen Schwingungen der Welle nicht folgen, Bild 1(a). Ein schwimmender Dichtring mit einer Ringkante ist prinzipiell besser, jedoch hemmt die Reibung immer noch die Radialbewegung, und auch die Nebenabdichtung ist problematisch, Bild 1(b). Beide Probleme verschwinden, wenn der Dichtkörper an einer dünnwandigen Ringmembran aufgehängt wird, Bild 1(c). Eine Spiralzugfeder vervollständigt die Grundelemente. Sie kompensiert die Wärmedehnung des Dichtkörpers und die Spannungsrelaxation des Gummis.

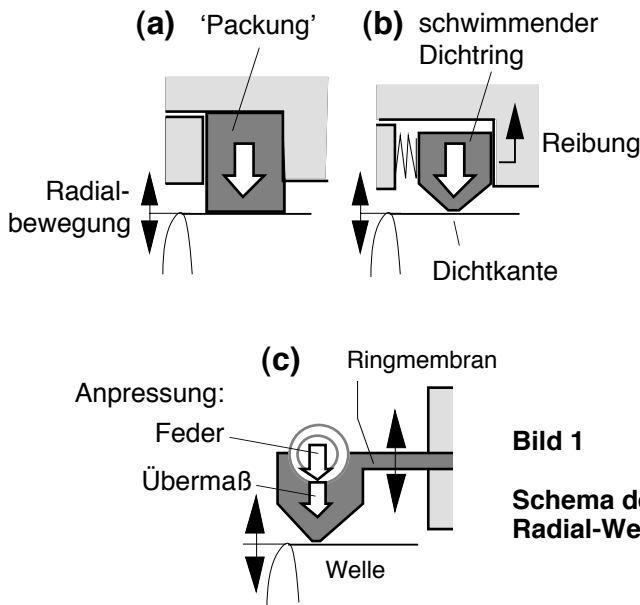


Bild 1
Schema der Entwicklung des Radial-Wellendichtrings

Charakteristische Merkmale des Radial-Wellendichtrings

Bild 2 zeigt das Schnittbild eines Radial-Wellendichtrings mit der charakteristischen Form einer modernen Dichtlippe. Zwei kegelige Kontaktflächen bilden eine ringförmige Dichtkante, die in der Regel in einem besonderen Fertigungsschritt messerscharf geschnitten wird. Beim Aufschieben auf die Welle wird die Dichtlippe mitsamt der Spiralzugfeder aufgeweitet. Die anfänglich sehr schmale Kontaktzone der abgeplatteten Dichtkante bildet bei rotierender Welle den dynamischen Dichtspalt. Die Öffnungswinkel der beiden Kegelflächen gegenüber der Wellenoberfläche müssen verschieden sein. Der Winkel α auf der Ölseite („Stirnseite“) ist deutlich größer als der Winkel β auf der Luftseite („Bodenseite“). Die Zugfeder liegt im Ölraum. Ein umgekehrt eingebauter Dichtring ist dynamisch undicht, das heißt, bei rotierender Welle tritt Öl aus, Bild 3. Dieses überraschende Verhalten, das sich auf verschiedene physikalische Ursachen zurückführen läßt, wird später ausführlich erläutert.

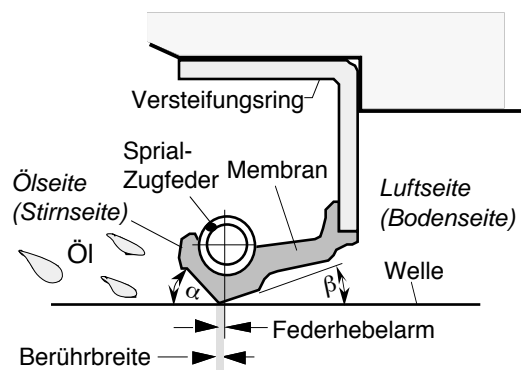


Bild 2

Grundelemente eines Radial-Wellendichtrings

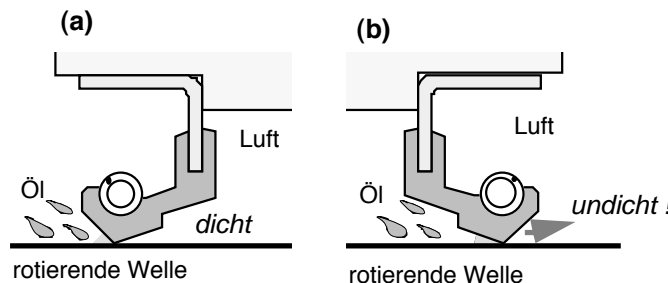


Bild 3

(a) Normaler Einbau und (b) verkehrter Einbau eines Radial-Wellendichtrings

Kontaktwinkel und Federhebelarm: Im Laufe der empirischen Entwicklung zeigte sich, daß optimale Dichtheit erreicht wird, wenn auf der Ölseite der Winkel $\alpha = 40...60^\circ$ und auf der Luftseite $\beta = 20...35^\circ$ beträgt, und wenn die Mittelebene der Spiralzugfeder gegenüber der Dichtkantenebene um 0,4...0,7 mm zur Membran hin versetzt ist.

Kontaktflächenbreite: Nach dem Einbau ist die Kontaktfläche der abgeplatteten Dichtkante nicht mehr als 0,1...0,15 mm breit. Sie verbreitert sich in der Regel nach 500...1000 Betriebsstunden auf 0,2...0,3 mm, durch abrasiven Verschleiß manchmal auch bis auf 0,5...0,7 mm.



Radialkraft: In früheren Entwicklungsphasen des Radial-Wellendichtrings wurde angenommen, daß man Undichtheit im Wesentlichen durch eine große Radialkraft vermeiden könne. Diese falsche Vorstellung mußte schließlich aufgegeben werden, nicht allein wegen des damit verbundenen hohen Verschleißes sondern vor allem aufgrund der Überhitzung der Dichtringe bei zunehmender Wellendrehzahl und Öltemperatur. Das Ziel hieß jetzt, die Radialkraft bis auf einen zum Abdichten gerade erforderlichen Wert zu vermindern. Dies kam auch der Forderung nach Energieeinsparung entgegen.

Die Radialkraft wird üblicherweise mit einer Vorrichtung gemessen, in der der Wellendichtring auf eine kurze, längs geschlitzte Welle gesteckt wird. Die eine Hälfte der Welle ist fixiert, die andere ist beweglich und mit einem Kraftmeßgeber verbunden. Die Radialkraft des Wellendichtrings verschiebt nun die bewegliche Wellenhälfte geringfügig. Nach Kompensation dieser Bewegung kann an einem Meßgerät die auf den Wellenumfang bezogene Radialkraft abgelesen werden.

Infolge der starken Wärmedehnung des Elastomerwerkstoffs nimmt die radiale Anpressung der Dichtkante reversibel ab. Später folgt eine weitere, langsame aber irreversible Abnahme infolge Relaxation des Elastomers (compression set). Die nach langer Betriebszeit letztlich übrig bleibende radiale Anpressung muß bei minimaler Reibung und zulässigem Verschleiß dynamische Dichtheit gewährleisten.

Moderne Radial-Wellendichtringe für den Automobilbau werden so dimensioniert, daß im Neuzustand eine auf den Umfang bezogene radiale Anpreßkraft („Linienpressung“) von ca. 0,1 N/mm entsteht. Etwa die Hälfte davon wird von der Spiralzugfeder erzeugt, die andere Hälfte von der elastischen Aufweitung des Gummis. Selbst wenn die Radialkraft im Betrieb durch Wärmedehnung und Relaxation des Gummis halbiert wird, reicht das noch zur sicheren Abdichtung aus, vor allem, wenn die Dichtringe mit später näher erläuterten makroskopischen Rückförderstrukturen („Dichthilfen“) ausgestattet sind. Im Maschinenbau werden allerdings oft Radial-Wellendichtringe mit wesentlich höherer Radialkraft verwendet. Obwohl dies dichtungstechnisch *nicht* erforderlich ist, kann es bei geringer Wellenumfangsgeschwindigkeit toleriert werden. Bei hoher Umfangsgeschwindigkeit werden jedoch solche Dichtungen durch Überhitzung zerstört. Eine bezogene Radialkraft von 0,15 N/mm sollte möglichst nicht überschritten werden.

Charakteristische Merkmale der Elastomer-Dichtfläche

Einlaufverschleiß der Elastomer-Dichtkante: An der schmalen Kontaktfläche eines neuen Dichtrings entsteht schon nach wenigen Wellenumdrehungen ein charakteristisches Verschleißmuster. Vorher war die Dichtkante so glatt wie die polierte Oberfläche der Vulkanisationsform. Auf der gelaufenen Kontaktfläche erkennt man hingegen im Mikroskop eine Vielzahl kleiner Erhebungen. Sie sind nur einige Mikrometer hoch, manchmal erscheinen sie als Wellen mit axial gerichteten Kämme, manchmal sind sie unregelmäßig geformt, Bild 4.

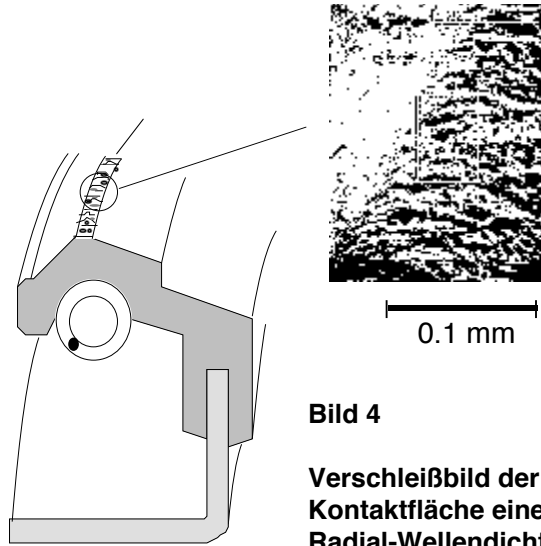


Bild 4
Verschleißbild der
Kontaktfläche eines
Radial-Wellendichtrings

Es ist bemerkenswert, daß Dichtungen, auf deren Lauffläche dieses charakteristische Verschleißmuster nicht erscheint, im Betrieb häufig undicht sind! Der Grund dafür wird später im Zusammenhang mit den Dichtmechanismen erläutert.

Ob sich derartige Verschleißstrukturen bilden, scheint auch mit der Art der Elastormischung zusammenzuhängen. Die Erfahrung der Dichtungshersteller und die Beständigkeit des Herstellprozesses sind deshalb wichtige Voraussetzungen für das Funktionieren eines Radial-Wellendichtrings. Nachdem man die Bedeutung der Mikrostrukturen entdeckt hatte, stellte sich auch die Frage, ob man diese vielleicht systematisch herstellen könnte, anstatt ihre Entstehung dem unkontrollierbaren Anfangsverschleiß zu überlassen. Dies gelang tatsächlich im Experiment, beispielsweise indem man eine mit feinstem Schleifpapier überzogene Welle axial durch die Dichtung zog. Ein so behandelter Radial-Wellendichtring hat in der Tat ein gutes dynamisches Dichtverhalten, das offensichtlich auf seiner Mikropumpwirkung beruht. Jedoch ist eine derartige Behandlung zweifelhaft, wenn die betreffende Elastormischung nicht in der Lage ist, im Zusammenwirken mit der Welle *selbsttätig* und zuverlässig diese Verschleißstrukturen zu erzeugen. Eine solche Dichtung wird später undicht, falls die „künstlich“ erzeugte Struktur durch Verschleiß verschwindet und sich nicht wieder von selbst neu bilden kann.

Anfänglicher Trockenlauf: Beim ersten Start eines neuen Motors oder Getriebes gelangt erst nach einigen Sekunden oder gar erst nach Minuten Öl an die Wellendichtung. Eine wichtige Frage war deshalb, ob ein anfänglich kurzfristiger Trockenlauf später die Zuverlässigkeit der Dichtung nachteilig beeinflusst. Laborversuche zeigten, daß ein anfänglicher Trockenlauf (3 Minuten bei einer Wellendrehzahl von 3000/min eine breitere Berührzone zur Folge hatte (0,3mm, anstatt 0,15...0,2 mm bei Schmierung von Anfang an). Dies führte jedoch nicht zu statistisch erkennbaren Nachteilen hinsichtlich der dynamischen Dichttheit im späteren Be-



trieb. Man kann also darauf verzichten, Radial-Wellendichtringe vor der Montage zu schmieren, auch wenn sie betriebsbedingt erst Minuten später mit Schmiermittel in Berührung kommen. Das Einfetten vor der Montage führt statistisch mit hoher Wahrscheinlichkeit dazu, daß Schmutzpartikel in den Dichtspalt gelangen und eventuell schon beim ersten Start spontane Undichtheit verursachen. Auch Reparaturwerkstätten sollten beim Ersatz von Radial-Wellendichtringen unbedingt darauf verzichten, die Dichtkanten mit Schmierfett zu behandeln! Generell gilt: Hände weg von der Dichtkante eines Radial-Wellendichtrings. Undichtheit ist geradezu vorprogrammiert, wenn nach der Montage auch nur die kleinste Faser zwischen Dichtkante und Welle eingeklemmt ist.

Die Wellenauflfläche

Die Fertigungsqualität der Wellenoberfläche, auf der die Dichtkante des Radial-Wellendichtrings läuft, ist entscheidend für die Dichtsicherheit. Sie muß auf jeden Fall glatt genug sein, damit das Elastomer nicht von Anfang an unkontrolliert verschleißt. Damit sich anfangs an der Dichtkante die charakteristische Rauheitsstruktur bilden kann, darf erfahrungsgemäß die Laufläche auch nicht zu glatt sein. Dichtungshersteller empfehlen $R_a = 0,2 \dots 0,8 \mu\text{m}$, ($R_z = 1 \dots 5 \mu\text{m}$; $R_{\text{max}} < 6\mu\text{m}$), was durch drallfreies Schleifen im Einstich erreicht werden soll (s. auch DIN 3760/3761). Diese Rauheitswerte mögen zwar den Einlaufvorgang sicher stellen und exzessiven Verschleiß vermeiden, bezüglich der dynamischen Dichtwirkung haben sie jedoch keine Aussagekraft.

Pumpwirkung der Welle: Seit langem ist bekannt, daß ein Radial-Wellendichtring undicht ist, wenn die Wellenauflfläche Mikrostrukturen aufweist - längliche Rauheitsberge, Rillen, Kratzer - die in Bezug auf eine Umfangslinie überwiegend im gleichen Sinn geneigt sind. Manchmal wird dies als „Wellendrall“ oder einfach als „Drall“ bezeichnet (nicht zu verwechseln mit Drall auf der Elastomer-Laufläche). Je nach Drehrichtung der Welle pumpt ein solcher Drall Öl entweder durch den Dichtspalt (Leckage) oder er verhindert, daß genügend Öl in den Spalt gelangt (Mangelschmierung, Verschleiß). Leider gibt es jedoch bis heute kein praxisgerechtes Oberflächen-Meßverfahren, mit dem man den Einfluß der vielfältigen Strukturen einer Wellenauflfläche auf das dynamische Dichtverhalten zuverlässig feststellen kann.

Bearbeitung der Wellenauflfläche: Im Prinzip kann man durch „Schleifen im Einstich“ die empfohlene *regellos orientierte* Feinstruktur erzeugen. Bei den notwendigen hohen Anforderungen in Bezug auf einheitliche und gleichbleibende Fertigungsqualität ist das Einstichschleifen jedoch verhältnismäßig teuer. Die Schleifscheibe muß drallfrei abgerichtet sein, das Verhältnis der Umfangsgeschwindigkeiten von Schleifscheibe und Wellenoberfläche muß kontrolliert und der Schleifvorgang mit „Ausfunken“ beendet werden. Zunehmend werden deshalb wirtschaftlichere Bearbeitungsverfahren angewendet (Bandschleifen, Schwingschleifen, Hartdrehen, Glattwalzen). Weil jedoch, wie gesagt, ein objektives Meßverfahren fehlt, kann die Abdichtqualität derart bearbeiteter Wellen bislang nur statistisch im Zusammenwirken mit Wellendichtringen geprüft werden.

Die Bedeutung des „Wellendralls“ sollte jedoch auch nicht überbewertet werden. Eine von der Wellenlaufläche ausgehende hydrodynamische Pumpwirkung entscheidet für sich allein *nicht* über dicht oder undicht. Denn erstens entfaltet die Elastomer-Laufläche des Radial-Wellendichtrings ebenfalls eine eigenständige Pumpwirkung und zweitens stehen Wellendichtringe mit angeformten makroskopischen Dichthilfen (Drallrippen) zur Verfügung, mit denen auch in kritischen Fällen dynamische Dichtheit zu erreichen ist. Diese Mechanismen werden später im Detail erläutert.

Härte der Laufläche: Für schnell laufende Wellen, bei denen anzunehmen ist, daß im Betrieb abrasiv wirkende Schmutzpartikel an die Dichtung gelangen, wird als Oberflächenhärte der Wellenlaufläche mindestens 55 HRC empfohlen. Zudem vermindert eine harte Laufläche die Gefahr, daß die Welle schon vor der Montage durch Stöße oder Kratzer beschädigt wird (Schäden beim Handling). Andererseits ist gehärteter Stahl anfälliger für interkristalline Korrosion. Unter korrosiven Bedingungen werden mit gutem Erfolg auch handelsübliche Laufbuchsen aus nichtrostendem Stahl angewendet.

Schmierfilm zwischen Dichtung und Welle

Bei rotierender Welle wird das Öl zunächst durch Oberflächenkräfte (Kapillarkräfte) in den mikroskopischen Spalt zwischen Dichtkante und Welle gezogen. Bei feinfühli gen Reibungsmessungen beobachtet man bei einer neuen Dichtung anfangs kurzzeitig ein hohes Reibmoment, das aber schnell abfällt, nachdem sich das bereits erläuterte charakteristische Rauheitsprofil gebildet hat. Danach herrscht im Dichtspalt ein elasto-hydrodynamischer Schmierungs-zustand. Bild 5 zeigt schematisch diesen Zustand für eine glatte Welle; die Rauheitsberge des Elastomers bilden mikroskopisch kleine, druckerzeugende Gleitflächen mit individuellen Druckfeldern. Hinter jedem Rauheitsberg kann der Öldruck soweit abfallen, daß das Öl entgast (Kavitation). Bei hoher Gleitgeschwindigkeit wurde beobachtet, daß auf diese Weise in der Hälfte des Dichtspalts Kavitation herrscht. Die Dichtkante schwimmt berührungsfrei auf dem Öl sobald die Summe der hydrodynamischen Kräfte aller Druckfelder gleich der Radialkraft der Dichtung ist. Elasto-hydrodynamische Berechnungen und Reibungsmessungen zeigten, daß unter solchen Bedingungen der Ölfilm nur einige zehntel Mikrometer dick ist. Experimente

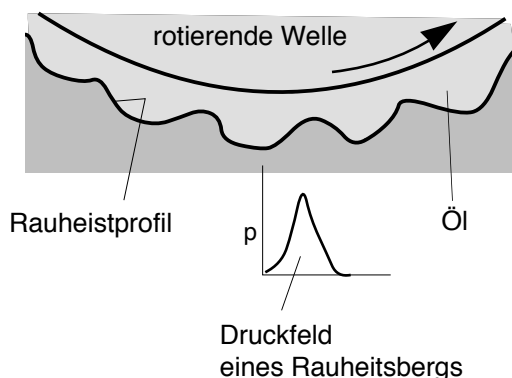


Bild 5
Elasto-hydrodynamische Schmierung im Dichtspalt

zeigten auch, daß bei Ölabdichtung dieser Zustand bereits bei einer Gleitgeschwindigkeit von nur 10 mm/s erreicht werden kann.

Hydrodynamischer Dichtmechanismus

Bild 6 zeigt ein einfaches Experiment, mit dem man den hydrodynamischen Dichtmechanismus eines Radial-Wellendichtrings demonstrieren und sogar quantifizieren kann. Man beobachtet dazu den Verlauf des Reibmoments. Nach einem kurzen Trockenlauf wird die Welle angehalten und eine definierte Ölmenge in den bodenseitigen Keilspalt eingespritzt. Das Öl verteilt sich durch die Wirkung der Oberflächenkräfte sofort über den ganzen Umfang. Beginnt nun die Welle zu rotieren, fällt das Reibmoment deutlich ab und das Öl wird nach und nach durch den Dichtspalt gepumpt, dorthin wo normalerweise die „Ölseite“ der Dichtung ist. Falls die Wellenauflfläche ihrerseits keinen Drall hat, wird das Öl *unabhängig* von der Drehrichtung der Welle immer von der „Luftseite“ zur „Ölseite“ gepumpt. Nachdem schließlich das ganze Öl durch den Spalt gepumpt ist, nimmt das Reibmoment wieder sprunghaft zu. Dichtungen mit annähernd symmetrischer Dichtkante ($\alpha \approx \beta$) oder solche, bei denen sich anfangs die charakteristische Rauheit nicht gebildet hatte, zeigten beim gleichen Experiment keine Ölförderung durch den Spalt.

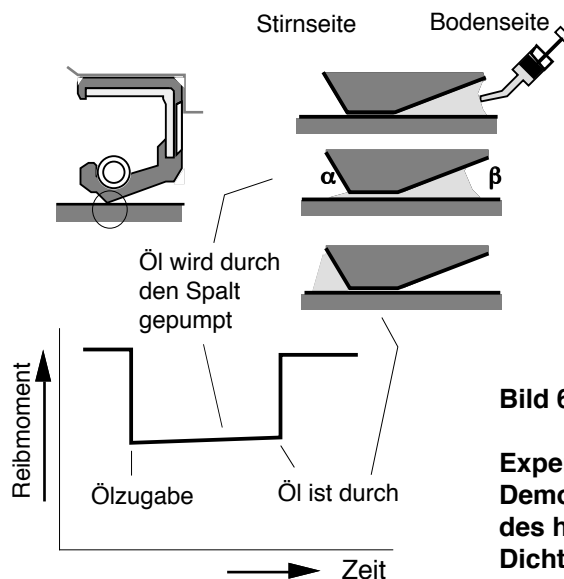


Bild 6

Experiment zur Demonstration des hydrodynamischen Dichtmechanismus

Da bei diesem Experiment die injizierte Ölmenge bekannt ist, kann man die Förderrate aus der Zeitspanne zwischen Start und Reibmomentsprung berechnen. Beispielsweise sind bei einer Welle mit 80 mm Durchmesser nach 3000 Umdrehungen 45 µl Öl (ca. 1 Tropfen) durch den Dichtspalt gepumpt worden. Bemerkenswert ist, daß die pro Wellenumdrehung durch den Spalt gepumpte Ölmenge nahezu unabhängig von der Wellendrehzahl war. Da die Richtung der Ölförderung *entgegen* der Leckagerichtung erfolgt, spricht man von einem dynamischen

Dichtmechanismus, der offensichtlich von hydrodynamischen Vorgängen im Dichtspalt bestimmt wird. Zur physikalischen Erklärung wurden verschiedene Modelle vorgeschlagen. Im Folgenden werden zwei Modelle vorgestellt. Das eine geht von einem mikroskopischen, das andere von einem makroskopischen Effekt aus.

Deformation von Rauheitsstrukturen (Mikro-Pumpwirkung): Beim Einbau des Radial-Wellendichtrings wird die Dichtkante abgeplattet und wegen $\alpha > \beta$ ist die quasi dreieckförmige Verteilung der Flächenpressung asymmetrisch, mit dem Maximum nahe der Ölseite, Bild 7. Mikroskopische Beobachtungen zeigten, daß bei rotierender Welle die Gummikontaktfläche von der Reibung tangential verschoben wird, wobei die maximale Verschiebung an der Stelle der größten Flächenpressung auftritt, das heißt, die tangentielle Verzerrung des Gummis spiegelt den Verlauf der Flächenpressung wider. Dadurch werden auch die einzelnen abgeplatteten Rauheitserhebungen gestreckt und so gedreht, daß sie links und rechts vom Pressungsmaximum in entgegengesetzter Richtung schräg liegen. Auf mikroskopischer Ebene ändert sich die lokale Flächenpressung über kurze Distanzen entsprechend dem Rauheitsprofil, das heißt, dort wo ein Rauheitsberg eingeebnet wurde ist die Pressung höher als bei einem Tal. Nach der elastohydrodynamischen Theorie variiert die Spalthöhe ebenso, wenn das Profil auf einem Schmierfilm schwimmt. Bei rotierender Welle gliedert sich der dynamische Dichtspalt somit in sehr viele, relativ zur Umfangsrichtung geneigte längliche Kanäle, an deren Flanken das von der Welle mitgeschleppte Öl abgelenkt wird. Jede Rauheitsflanke wirkt sozusagen als Mikropumpe. Auf diese Weise wird Öl zum Pressungsmaximum hin transportiert. Im Prinzip kann auf diese Weise Öl von beiden Seiten her in den Dichtspalt gepumpt werden. Wegen der Asymmetrie des globalen Pressungsverlaufs sind aber die bodenseitigen Mikropumpen zahlreicher und ihre Förderkapazität größer als die der stirnseitigen (*Kammüller, 1986*). Wenn also der bodenseitige Keilspalt „künstlich“ mit Öl gefüllt wird, entsteht ein Strömungsüberschuß in Richtung Stirnseite und das Öl wird, wie im oben beschriebenen Experiment, von der Bodenseite zur Stirnseite gepumpt.

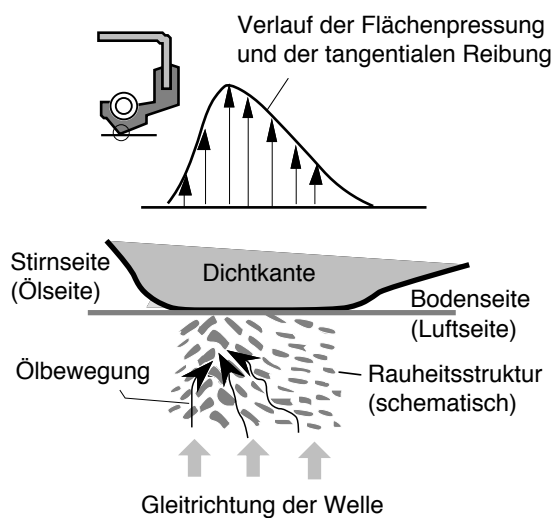


Bild 7

Ölförderung durch deformierte Rauheitsstrukturen

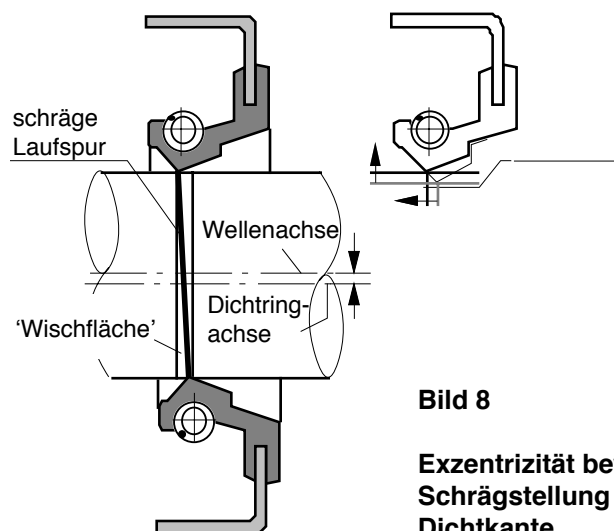


Beim *regulären Einbau* des Radial-Wellendichtrings ergibt sich hingegen folgendes Bild: Zuerst gelangt das abzudichtende Öl durch Kapillarkräfte in den Spalt und wird durch die stirnseitigen Mikropumpen weiter transportiert. Wenn das Öl die Zone maximalen Drucks überschritten hat, kommen die bodenseitigen Mikropumpen ins Spiel und pumpen das Öl in umgekehrter Richtung. Sobald die gegensinnigen Förderwirkungen ins Gleichgewicht kommen, dringt das Öl nicht mehr weiter zur Bodenseite vor. Obwohl die Dichtung auf einem Ölfilm läuft, hat sie den Zustand dynamischer Dichtheit erreicht.

Daß das Reibmoment kleiner ist, wenn im Experiment gemäß Bild 6 Öl durch den *ganzen* Dichtspalt strömt hängt damit zusammen, daß hier der ganze Spalt aktiv mit Öl gefüllt ist, also hydrodynamische *Vollschmierung* herrscht. Im normalen Betrieb der Dichtung herrscht hingegen im bodenseitigen Teil des Dichtspalts *Mangelschmierung*, weil Öl allenfalls noch durch Kapillarwirkung dort hin gelangt; das Reibmoment ist deshalb höher.

Schräg stehende Dichtkante (Makro-Pumpwirkung): In der Praxis liegt die Berührlinie der Dichtkante (Laufspur) nie genau senkrecht zur Wellenachse, Bild 8. Dafür gibt es verschiedene Ursachen: Zum Beispiel sitzt der Dichtring schräg im Gehäuse oder die Dichtkante ist infolge von Fertigungstoleranzen schräg zum Halteteil des Wellendichtrings. Eine Schräglage der Laufspur entsteht auch bei einer Koaxialitätsabweichung, Bild 8. Experimentell war schon festgestellt worden, daß ein Wellendichtring mehr Öl von außen nach innen pumpt, wenn man ihn absichtlich schräg einbaut.

Bei schräg liegender Laufspur und rotierender Welle führt die Dichtkante relativ zur Welle eine kurzhubige axiale Schwingbewegung aus. In Kapitel 5 (*Hydraulikdichtungen*) wurde gezeigt, daß bei hin- und hergehender Bewegung eine Dichtung mit asymmetrischem Pressungsprofil Öl durch den Dichtspalt pumpt, und zwar von der Seite mit flachem zu der Seite mit steilem Pressungsgradienten.





Beim Radial-Wellendichtring bewirkt demgemäß eine axiale Schwingbewegung, daß Öl vom flachen Winkel β (Bodenseite) zum steilen Winkel α (Stirnseite) gepumpt wird. Eine schräg liegende Dichtkante entfaltet deshalb eine dynamische Dichtwirkung. Den gleichen Effekt erreicht man auch mit einer längs des Umfangs welligen Dichtkante. Die Herstellung solcher Wellendichtringe (wave-seals) ist aber aufwendiger und sie konnten sich auf dem Markt nicht durchsetzen.

Hydrodynamische Dichthilfen

Die „natürlichen“ hydrodynamischen Dichtmechanismen wurden erst spät entdeckt, quasi als versteckte Beigabe der empirischen Entwicklung des Radial-Wellendichtrings. In der Praxis wird durch die inhärenten Rückfördereffekte in vielen Fällen befriedigende Dichtheit erreicht. Unter widrigen Bedingungen reichen sie aber oft nicht aus; bereits erwähnt wurden herstellungsbedingte Drallstrukturen auf der Welle. Weitere Probleme entstehen durch Verhärtung des Elastomers, Verschleißpartikel im Dichtspalt, Radialschwingungen der Welle sowie Axialbewegungen in Verbindung mit Verschleißrillen auf der Welle. Wenn unter solchen Bedingungen Öl unter der Dichtkante durchtritt, hat es sich als zweckmäßig erwiesen, am Ende des Dichtspalts eine weitere dynamische Ölbarriere vorzusehen. Sie wird verkörpert durch erhabene Strukturen auf der bodenseitigen Kegelfläche. Im Gegensatz zu den inhärenten Dichtmechanismen können die hydrodynamischen Dichthilfen maßgeschneidert werden. Diese oft einfach als *Drall* bezeichneten Elemente wirken trotz unterschiedlicher Formgebung alle nach demselben Prinzip.

Einfachdrall: An die bodenseitige Kegelfläche sind sogenannte Drallrippen angeformt, die zusammen mit der Dichtkante abgeplattet werden, Bild 9. Die Drallrippen werden aktiv, wenn Öl den Dichtspalt überwunden hat. Auf der Luftseite des Dichtspalts erscheinendes Öl wird im keilförmigen Raum zwischen der Dichtkante und zwei benachbarten Drallrippen tangential zur engsten Stelle hin geschleppt. Dabei steigt der Öldruck, die Dichtkante wird örtlich entlastet und das Öl wird lokal durch den Dichtspalt zurückgepumpt.

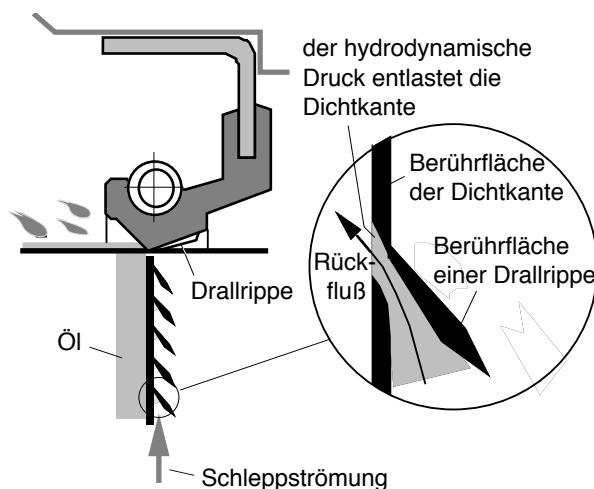


Bild 9

Radial-Wellendichtring mit Einfachdrall



Aufgrund ihrer dynamischen Abdichtreserve funktionieren „Drallringe“ auch bei geringerer Radialkraft. Wird diese Möglichkeit genutzt, so nehmen Reibung und Verschleiß ab und die Lebensdauer nimmt zu. Bei dem in Bild 6 veranschaulichten Experiment pumpte ein Radialwellendichtring mit Einfachdrall etwa hundertmal mehr Öl durch den Spalt als ein Dichtring ohne Drall. Je nach Drehrichtung der Welle stehen Dichtringe mit Links- oder Rechtsdrall zur Verfügung.

Wechseldrall: Für Wellen, die abwechselnd in beiden Drehrichtungen laufen, gibt es Wellendichtringe mit „Wechseldrall“, Bild 10. Da aber im Vergleich zu Einfachdrall weniger Elemente am Umfang Platz finden, ist die Rückförderkapazität hier geringer. Auch besteht bei manchen Wechseldrallformen die Gefahr, daß durchgedrungenes Öl von induzierten Luftströmungen als Leckage weggeblasen wird. Günstig sind schmale langgestreckte Rippen die zur Dichtkante schlanke Keilspalte bilden.

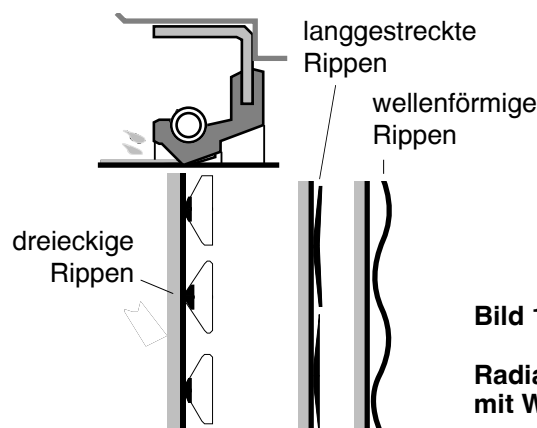


Bild 10

Radial-Wellendichtring mit Wechseldrall

Reibung und Erwärmung

Die hydrodynamische Kennzahl $G = \eta \cdot \omega / p$ kennzeichnet den tribologischen Zustand im Dichtspalt eines Radial-Wellendichtrings. Dabei bedeuten η die dynamische Viskosität (Pa·s), ω die Winkelgeschwindigkeit (rad/s) und p die mittlere Flächenpressung (Pa). G entspricht der Gümbelzahl der Gleitlagertechnik. Im Vergleich zu Gleitlagern ist die Reibungszahl f eines Radial-Wellendichtrings hoch. Für einen neuen Dichtring mit einer Kontaktflächenpressung von $p = 1 \text{ N/mm}^2$ liegt die Reibungszahl im Bereich $f = 0,3 \dots 0,5$. Das ist charakteristisch für dünne, elasto-hydrodynamische Schmierfilme. Bemerkenswert ist weiterhin, daß ein auf einem Ölfilm schwimmender Wellendichtring eine ebenso hohe Reibleistung haben kann wie ein nahezu trocken laufender.



Reibleistung: Die Reibungsverlustleistung ist $P = f p v \pi d b$, wobei v die Umfangsgeschwindigkeit und d der Durchmesser der Welle und b die Laufspurbreite ist. Typische Werte für einen modernen Radial-Wellendichtring sind eine Radialkraft von 0,1 N/mm und eine Laufspurbreite $b=0,2\text{mm}$, somit $p=0,5\text{ N/mm}^2$. Die Reibungszahl beträgt mindestens $f = 0,3$. Damit beträgt bei einer Kurbelwellendichtung mit $d=85\text{ mm}$ bei 6000 1/min ($v=27\text{ m/s}$) der Reibungsverlust $P \approx 220\text{ W}$. Der zu erwartende Bereich der Reibleistung kann für die genannten typischen Werte auch überschlägig berechnet werden: $P = 0,5 \cdot d^2 \cdot n / 1000$, (P ergibt sich in Watt wenn der Wellendurchmesser d in cm, die Wellendrehzahl n in min^{-1} eingesetzt wird). Bei höherer Radialkraft und dickflüssigem Öl kann die Reibleistung auch höher sein.

Im obigen Beispiel ist der auf die Laufspurfläche bezogene Wärme flu ß $P/(\pi db) = 400\text{ W/cm}^2$! Zum Vergleich: Der Wärme flu ß bei einer elektrischen Herdkochplatte beträgt etwa 8 W/cm^2 . Dies verdeutlicht, wie groß unter extremen Betriebsbedingungen die Gefahr einer Überhitzung der Dichtkante ist. Die im Beispiel genannten Betriebsbedingungen erfordern deshalb Radial-Wellendichtringe aus wärmebeständigem FKM oder ganz anders gestaltete Wellendichtringe aus PTFE, die in einem späteren Abschnitt dieses Kapitels behandelt sind.

Kritische Betriebsbedingungen

Exzentrizität und Rundlauffehler: Ein statischer Mittenversatz (= Exzentrizität) zwischen Wellen- und Dichtringachse bewirkt die schon erwähnte Schrägstellung der Laufspur. Während dieser Effekt für die Dichtfunktion nicht nachteilig ist, gibt es eine andere Auswirkung des Mittenversatzes, die in Grenzen gehalten werden muß, nämlich die Ungleichförmigkeit der Radialkraft am Umfang. Bei zu großer Exzentrizität kann die Dichtkante auf einer Seite völlig entlastet und deshalb dort undicht werden. Die zulässige Exzentrizität wird in DIN 3761 in Abhängigkeit vom Wellendurchmesser angegeben und beträgt beispielsweise bei $\varnothing 50$ etwa 0,15 mm, bei $\varnothing 80$ etwa 0,25 mm. Eine dynamische Rundlaufabweichung (= Wellenschlag) hat zur Folge, daß wegen der Massenträgheit und des viskoelastischen Verhaltens die Dichtlippe lokal der momentan zurückweichenden Wellenoberfläche verzögert folgt. Wird der dadurch entstehende Sichel spalt zu groß, so kann das in diesen Spalt eindringende Öl von den inhärenten und installierten Dichtmechanismen nicht mehr zurückgepumpt werden. Abhängig von der Wellendrehzahl werden deshalb Grenzwerte des zulässigen Wellenschlags angegeben. Beispielsweise gilt für die üblichen Elastomere (NBR, ACM, FKM) bei 2000 1/min ein Wellenschlag von 0,2 mm und bei $>5000\text{ 1/min}$ von 0,1 mm als zulässig.

Axialbewegungen der Welle: Bei speziellen Anwendungen führt die rotierende Welle ständig oder zeitweilig axiale Bewegungen aus. Im Zusammenhang mit Bild 8 wurde bereits erläutert, weshalb eine relative axiale Bewegung zwischen Welle und Dichtung an sich nicht zu Leckage führt. Eine Axialbewegung ist jedoch problematisch, wenn die Dichtkante dabei über feste Ablagerungen gleitet. Besonders bei hoher Reibwärme können sich verkoktes Öl oder Reaktionsprodukte von Additiven auf der Welle ablagern. Beim Überfahren solcher mechani-



scher Barrieren kann der dynamische Dichtmechanismus erheblich gestört und der Radial-Wellendichtring undicht werden. Hingegen wurde beim periodischen Überfahren von verschleißbedingten Einlaufrillen der Welle keine Undichtheit beobachtet.

Trennung von zwei Flüssigkeiten: Ein Wellendurchgang von einem Flüssigkeitsraum in einen anderen wird mit *zwei* Rücken-an-Rücken angeordneten Wellendichtringen abgedichtet, wobei der Zwischenraum belüftet sein sollte, Bild 11. Zwei Dichtlippen sind deshalb notwendig, weil sowohl bei rotierender als auch bei hin- und herbewegter Welle in *beiden* Richtungen Öl durch den Dichtspalt gepumpt wird. Die besprochenen physikalischen Dichtmechanismen erklären unabhängig voneinander dieses Phänomen. Damit wird die bekannte Tatsache verständlich, daß zwei Flüssigkeiten mittels *eines* Radial-Wellendichtrings *nicht* zuverlässig voneinander getrennt werden können. Die Funktion der in Bild 11 gezeigten Anordnung wird auch von einteiligen Doppellippendichtungen mit nach außen weisenden Dichtlippen erfüllt, die in begrenzter Auswahl von den Dichtungsherstellern angeboten werden.

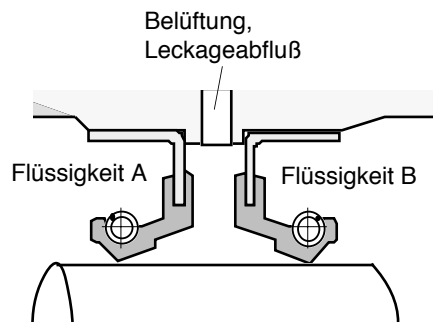


Bild 11

**Rücken-an-Rücken-
Einbau von Wellen-
dichtringen zur
Trennung von
zwei Flüssigkeiten**

Überdruck : Die in diesem Kapitel besprochenen Radial-Wellendichtringe sind im Wesentlichen zur Abdichtung *ohne Überdruck* geeignet. Bei Überdruck wird die Druckbelastung der Membran auf die Dichtkante übertragen, was zu einer exzessiven Radialkraft führt. Zudem schiebt der Druck die Dichtlippe nach außen. Schon ein geringer Überdruck - einige Zehntel bar - erhöhen die Reibung beträchtlich und können zu Stick-Slip und Leckage führen. Bei kleiner Gleitgeschwindigkeit kann durch Ruckgleiten, Verschleiß und Überhitzung die Dichtfunktion nachhaltig gestört werden. Gelegentlich bieten die Hersteller für den Einsatz bei Überdruck zur Stützung der Membran spezielle Stützringe an. Sie eignen sich aber nur für kleine Gleitgeschwindigkeit und es muß mit höherem Verschleiß der Dichtkante gerechnet werden. Wirklich druckbelastbare Wellendichtringe unterscheiden sich von den bislang besprochenen durch spezielle Gestaltungsmerkmale. Sie werden in *Kapitel 9* behandelt.

Leckage und ihre Ursachen

Definition: Der Begriff *Dichtheit* ist nicht quantifizierbar. Ein Radial-Wellendichtring wird undicht, wenn seine hydrodynamische Rückförderwirkung versagt oder zu schwach ist. Es gibt in der Praxis keine absolute „Null-Leckage“, und sie wäre meßtechnisch auch nicht nachweisbar. Der „Ausfall“ einer Dichtung muß deshalb als das Überschreiten einer zulässigen



Leckrate definiert werden. Was beim Radial-Wellendichtring als zulässige Leckage definiert werden kann, ist beispielsweise in DIN 3761, Teil 11 beschrieben. Prinzipiell wird nur *abtropfende* Flüssigkeit als Leckage angesehen, nicht aber ein Feuchtigkeitsfilm auf der Außenseite. Für die Qualitätsprüfung sind Leckage-Klassen definiert, deren Einhaltung zwischen Dichtungsherstellern und den Anwendern zu vereinbaren ist. Beispielsweise bedeutet *Leckageklasse 1*, daß eine Produktionscharge akzeptiert wird, wenn unter festgelegten Prüfbedingungen (Drehzahlprogramm, Wellenschlag, Temperaturverlauf, Versuchsdauer, z.B. 240 Stunden) bei einem Prüflauf mit 12 Dichtungen aus dieser Charge die Leckage jedes einzelnen Dicht-rings maximal 1 g, aller 12 Dichtringe zusammen aber nicht mehr als 3 g beträgt.

Probleme bei Montage und Handling: Bereits vor der Montage müssen die Dichtkanten von Radial-Wellendichtringen mit größter Sorgfalt behandelt und vor Beschädigungen geschützt werden. Auch Montagefehler oder unsachgemäß geformte Montagefasen der Welle (scharfkantige Einfahrschrägen, Grate) können zu Verletzungen der Dichtkante und damit unweigerlich zu frühzeitiger Leckage führen.

Verhärtung: Eine wesentliche Ursache für Leckage ist die Verhärtung des Elastomers. Sie kann als Folge exzessiver Reibungswärme auftreten. Eine Verhärtung vermindert die elastische Nachgiebigkeit und schwächt den hydrodynamischen Dichtmechanismus durch Veränderung der Rauheitsstruktur. Schließlich versprödet die Dichtkante und es bilden sich Leckagekanäle in Form von feinen axialen Rissen. Außerdem können sich auf der Gummifläche kleine Bläschen bilden, die kraterförmig aufplatzen („blistering“). Gerade bei den kostengünstigen, weniger wärmebeständigen Elastomeren (NBR, ACM) ist zu bedenken, daß bei hoher Ölsumpfemperatur bereits eine moderate Reibleistung zur Überhitzung der Dichtkante führt.

Fehler der Wellenoberfläche: Auf die von der Wellenoberfläche ausgehenden Störungen (bearbeitungsbedingter Wellendrall, Kratzer, Kerben usw.) wurde bereits hingewiesen. Die Welle fertigungstechnisch mit einem Mikrogewinde zu versehen und ihr damit eine definierte Rückförderwirkung zu geben war nicht zuverlässig zu verwirklichen. Derartig feine Rauheitsstrukturen der Welle werden häufig von Verschleißpartikeln wieder auspoliert, die in die Dichtkante des Wellendichtrings eingebettet sind.

Ablagerungen: Überhitzung verändert nicht nur den Gummi sondern auch das Öl. Übersteigt die Temperatur im Dichtspalt 150°C, zersetzen sich Anteile des Schmieröls, insbesondere die Bestandteile legierter Getriebeöle (Hypoidöle). Dabei entstehen mit der Zeit Ablagerungen von Reaktionsprodukten auf der Welle neben der Dichtkante. So hohe Dichtspalt-Temperaturen entstehen bei schnellaufender Welle bereits, wenn das Öl mit 110°...120° C an den Radial-Wellendichtring gelangt. Auch bei Kurbelwellendichtungen von Dieselmotoren werden in unmittelbarer Nähe der Dichtkante aufgebackene Schichten verkokter Ölrückstände beobachtet. Die Dichtkante kann dabei zu einer Millimeter breiten Fläche entarten, wodurch der inhärente Dichtmechanismus verloren geht. Insbesondere entsteht Leckage dann, wenn bei einer axialen Wellenverschiebung die Dichtkante sich über festgebackene Ablagerungen bewegt.



Die Bildung von Zersetzungsprodukten kann vermindert oder unterbunden werden, indem man die Reibleistung des Wellendichtrings vermindert (kleine Radialkraft), und/oder das Öl kühlt. Auch Drallrippen am Wellendichtring verbessern den Wärmetransport aus dem Dichtspalt, indem sie eine lokale Ölzirkulation erzeugen.

Wellenverschleiß: Generell poliert die Dichtkante die Wellenauffläche. Bei sauberem Öl und verkokungsfreiem Temperaturniveau entstehen nach 1000 Stunden allenfalls 10 µm tiefe und 0,25...0,4 mm breite Verschleißspuren. Das Schmieröl von Motoren und Getrieben enthält jedoch harte Partikel verschiedenen Ursprungs, Verbrennungsprodukte, Metallabrieb und Alterungsrückstände des Öls. Wellenschlag bewirkt einen periodisch atmenden Spalt, wobei Partikel in die weiche Dichtkante eingebettet werden, die damit zum Schleifwerkzeug wird. Dadurch entstehen selbst bei gehärteten Wellen mit der Zeit tiefe Verschleißrillen (> 100µm). Experimente zeigten, daß solche Verschleißrillen nicht notwendigerweise Leckage verursachen, selbst dann nicht, wenn die Dichtkante eine solche Rille axial überfährt. Gebrauchte Wellen zeigen oft glatt polierte Verschleißrillen, obwohl im Betrieb keine Leckage aufgetreten war. Wenn also in der Praxis Leckage beobachtet wird, sollte man dies nicht von vorne herein mit parallel dazu diagnostizierten Verschleißrillen in Verbindung bringen. Vielmehr sollte man in Betracht ziehen, daß die primären Ursachen für Leckage oft in Ablagerungen oder thermisch und chemisch bedingten Schäden am Elastomer zu suchen sind.

Auch korrosive Substanzen (z.B. Säuren im Öl) beeinflussen den Dichtmechanismus durch interkristalline Korrosion der Wellenoberfläche. Dabei brechen Partikel aus und betten sich in die Dichtkante ein. Hingegen beobachtete man bei der Abdichtung von Dieselmotoren-Altöl bei Wellenaufflächen aus weichem (19HRC) Chromstahl einen wesentlich geringeren Verschleiß als bei gehärteten (>55 HRC)-Stahlwellen. Korrosionsbeständige Lauflächen können auch mit dünnwandigen Laufringen realisiert werden, Bild 12.

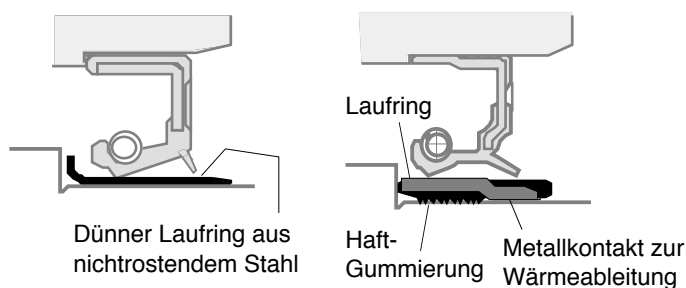


Bild 12

**Korrosionsbeständige
Laufringe für Radial-
Wellendichtringe**

Schutz gegen Schmutz , Wasser und Beschädigungen

Zum Schutz der Dichtung gegen Fremdflüssigkeiten, Staub und Schmutz wurde eine Reihe von mehr oder weniger aufwendigen Maßnahmen entwickelt. Im Hinblick auf mögliche Folgeschäden sollte der Anwender Nutzen und Kosten der verschiedenen schmutzabweisenden Maßnahmen sorgfältig gegeneinander abwägen.

Eine häufig angewendete Maßnahme ist eine an der Bodenseite angeformte zusätzliche Lippe, die *Schutzlippe* genannt wird, Bild 13(a). Manchmal empfehlen Dichtungshersteller, bei der Montage in den Raum zwischen Dichtkante und Schutzlippe ein „geeignetes“ Schmiermittel einzubringen. Weiter oben wurde bereits darauf hingewiesen mit welchen Gefahren für die Dichtheit eine solche Maßnahme verbunden ist (Einschleppen von Schmutz oder Fasern unter die Dichtkante!). Den Zwischenraum gar mit Fett zu füllen ist aus einem weiteren Grund zweifelhaft. Es hat sich nämlich gezeigt, daß die infolge Wellenschlags atmende Schutzlippe erosive Partikel in den Zwischenraum pumpt. Auf diese Weise kann sich mit der Zeit eine erosive Paste bilden, die sowohl die Welle als auch die Dichtkante schädigt.

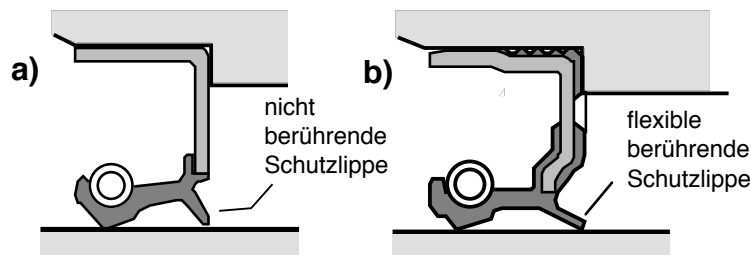


Bild 13 Radial-Wellendichtringe mit Schutzlippe

Die Schutzlippe moderner Dichtringe bildet mit der Welle einen Spalt von einigen Zehntel Millimeter. Berührende Schutzlippen haben sich nicht bewährt. Bei hoher Umfangsgeschwindigkeit der Welle kann die kumulierende Reibwärme der beiden Dichtlippen zur Überhitzung und deshalb zum frühzeitigen Ausfall des Wellendichtrings führen. Es gibt zwar noch Wellendichtringe mit berührenden, biegeweichen Schutzlippen, Bild 13(b), bei denen jedoch auf Drallrippen an der Dichtkante verzichtet werden muß. Andernfalls kann im Raum zwischen berührender Schutzlippe und Dichtkante ein Unterdruck entstehen, mit der Folge, daß beide Lippen überlastet werden und verbrennen.

Kassetten-Dichtungen: Um Beschädigungen vor oder während der Montage auszuschließen, wurden Kassettendichtungen entwickelt, Bild 14. Der Dichtungshersteller liefert in diesem

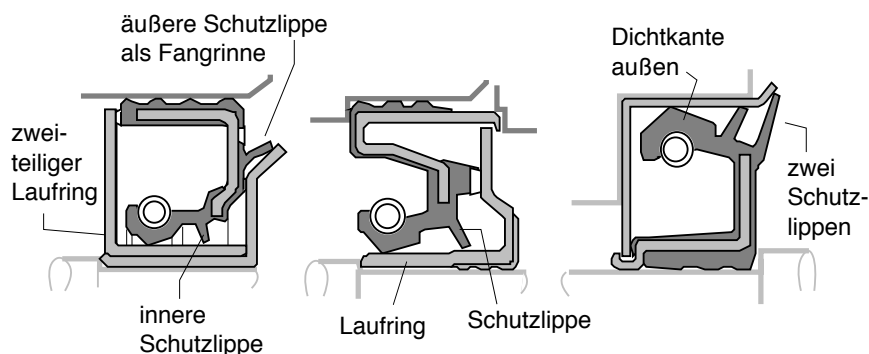


Bild 14 Kassettendichtungen mit Radial-Wellendichtring und Schutzlippen



Fall - bis auf die abzudichtende Flüssigkeit - das komplette Dichtsystem und damit ein höherwertiges Produkt, für dessen Funktion er aber insgesamt die Gewährleistung zu übernehmen hat. Dies vermindert die Streitpunkte beim Ausfall der Dichtung. Bei schnell-laufender Welle ist ein gummierter Sitz des Laufrings problematisch, weil er den Wärmefluss von der Dichtkante zur Welle stark behindert. In diesem Fall sollte andauernd relativ kühles Öl an das innere Ende des Laufrings gelangen. Bild 15 zeigt eine Kassette für die schnell drehende Ritzelwelle eines Fahrzeuggetriebes. Die Schutzlippe liegt radial mit ihrem Außenrand an und bildet mit einem rotierenden Blechgehäuse ein „Fanglabyrinth“ (s. Kapitel 11). Die Dichtkante des Wellendichtrings ist hier weit von der Schutzlippe entfernt. Im Zwischenraum kann sich kein Unterdruck bilden, da die Schutzlippe als Druckausgleichsventil wirkt. Selbst wenn die Schutzlippe verschlissen ist wirkt sie als berührungslose Spaltdichtung und ist gegen von außen anspritzende Fremdflüssigkeit abgeschirmt.

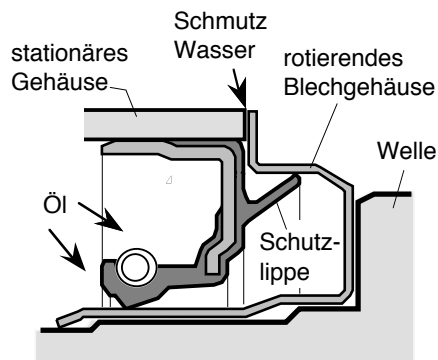


Bild 15

Kassettendichtung für Getriebewelle

Nebenabdichtung des Radial-Wellendichtrings

Die statische Abdichtung und Fixierung der Metallfassung eines Radial-Wellendichtrings im Maschinengehäuse wird auf verschiedene Weise verwirklicht. Im Bild 2 dient dazu lediglich ein Metallischer Preßsitz. Um Leckage durch Rauheitsspalte zu vermeiden wird in der Regel die Metallfassung mit Gummi beschichtet. Bild 16 zeigt einige Varianten. Eine Gummierung des metallischen Winkelrings kann stirnseitig abdichten (a) oder durch den Preßsitz einer außenseitigen glatten oder gerillten Gummierung (b). Gute Zentrierung und sichere Nebenabdichtung erreicht man durch einen Metallsitz am Außenumfang, gefolgt von einer abgesetzten gummierten Außenfläche (c).

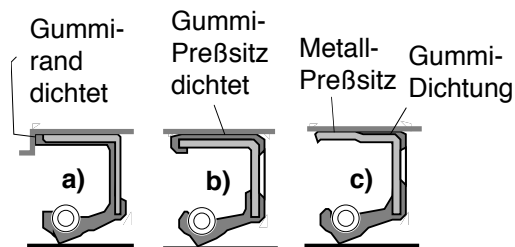


Bild 16

Verschiedene Ausführungen der Nebenabdichtung

Schwimmende Wellendichtringe

Bislang kaum genutzt ist die schwimmende Anordnung von Wellendichtringen. Bild 17(a) zeigt eine proprietäre Bauform eines schwimmenden Wellendichtrings mit einem im Querschnitt T-förmigen Elastomerring. Radial gedehnt liegt die Dichtung an einem stationären und einem rotierenden Blechgehäuse an. Der Dichtring wird durch Reibung vom rotierenden Gehäuse in Drehung versetzt und zugleich vom stationären abgebremst. Der Dichtring rotiert im Idealfall halb so schnell wie die Welle. Weil sich die Reibungswärme auf zwei Kontaktflächen verteilt, eignet sich diese Dichtungsanordnung für hohe Wellendrehzahlen. Wie bei herkömmlichen Radial-Wellendichtringen können luftseitig hinter der Dichtkante schräggestehende Drallrippen angeordnet werden. Im Laborexperiment war eine derartige Dichtung auf einer $\varnothing 50$ mm-Welle bis 10 000 Umdrehungen technisch dicht. Bild 17(b) zeigt eine andere geschützte Anordnung, bei der ein O-Ring auf einer stationären und einer rotierenden Ringkante aufliegt. Auch diese Anordnung war bei der experimentellen Erprobung technisch dicht. Ein gemäß Bild 17(b) auf Ringkanten laufender O-Ring ist auch für langsam drehende Wellen eine interessante Variante einer Wellenabdichtung. Ein schwimmender O-Ring war jedoch im Versuch undicht, wenn er auf kegeligen Gegengleitflächen lief.

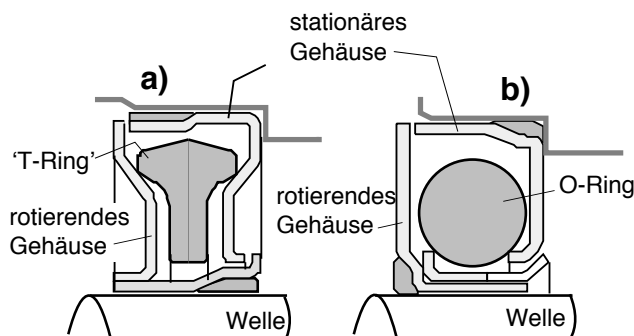


Bild 17

Schwimmende Wellendichtringe aus Elastomer

Ein Handicap schwimmender Wellendichtringe aus Elastomerwerkstoff ist, daß ihre radiale Dichtpressung ausschließlich durch Dehnung des Elastomerrings erreicht wird. Im Gegensatz zum Radial-Wellendichtring fehlt ihnen die zusätzliche Anpressung durch eine Feder. Das bedeutet, daß Wärmedehnung und Relaxation die Dichtfunktion gefährden können.

Elastomerwerkstoffe für Radial-Wellendichtringe

Ab Lager sind Radial-Wellendichtringe in vielen Abmessungen aus den Werkstoffen NBR und FKM verfügbar, eingeschränkt auch aus ACM. Die Eigenschaften dieser Basis-Elastomere sind in Kapitel 2 behandelt. Speziell in Bezug auf Radial-Wellendichtringe sind in DIN 3760 und DIN 3761 thermische Einsatzgrenzen angegeben, die sich auf die Ölsumpftemperatur, bzw. auf die Anspritztemperatur beziehen. Als Basis für Gewährleistungsvereinbarungen zwischen Herstellern und Anwendern sind in DIN 3761 spezielle Prüfbedingungen festgelegt. In Herstellerkatalogen findet man Angaben über die Beständigkeit proprietärer Gummimischungen.



Die in Bild 18 gemäß DIN 3761 wiedergegebenen Einsatzgrenzen ermöglichen eine Vorauswahl des Basiselastomers für eine bestimmte Gleitgeschwindigkeit bei gegebenem Wellendurchmesser. Vorausgesetzt wird dabei gute Schmierung und Kühlung der Dichtung durch Teilüberflutung oder direkte Bespritzung. Bei ungünstiger Schmierung und Kühlung sollte die aus Bild 18 entnommene zulässige Umfangsgeschwindigkeiten halbiert werden.

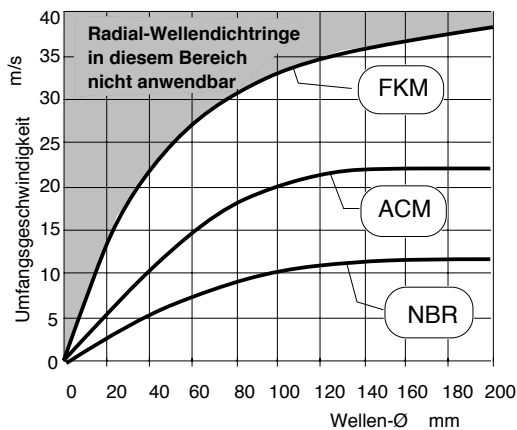


Bild 18

Empfohlene Einsatzgrenzen für Radial-Wellendichtringe aus Basis-Elastomeren

Wo das Versagen der Wellendichtung hohe Folgekosten hat, oder untragbare Umweltschäden verursacht, sollten trotz höherer Investitionskosten Radial-Wellendichtringe aus FKM oder die im nächsten Abschnitt behandelten PTFE-Manschettdichtungen verwendet werden. Schon der Austausch eines undichten Radial-Wellendichtrings kann zehn- bis hundertmal teurer sein als der Dichtring. Bei Fahrzeugmotoren und hochbelasteten Getrieben werden heute vorwiegend FKM- Radial-Wellendichtringe und PTFE-Manschettdichtungen eingesetzt.

8.3 PTFE-MANSCHETTENDICHTUNGEN

Als Kurbelwellendichtung kann ein moderner Radial-Wellendichtring aus FKM durchaus die Lebensdauer eines Benzinmotors durchstehen. Bei aufgeladenen Dieselmotoren muß hingegen mit Frühausfällen gerechnet werden. In der Verfahrenstechnik und der Lebensmitteltechnik werden zur Abdichtung heißer aggressiver Flüssigkeiten seit Jahrzehnten PTFE-Manschetten mit glatten Dichtflächen als Wellendichtungen erfolgreich verwendet. Allerdings laufen bei diesen Anwendungen die Wellen langsamer als in Verbrennungsmotoren. Zudem sind bei hoher Drehzahl und unrund laufender Welle glatte PTFE-Manschetten häufig undicht.

Ende der siebziger Jahre erschien eine neue Generation von Polymer-Wellendichtungen auf dem Markt. Möglicherweise erinnerte man sich in Verbindung mit PTFE-Manschetten an die in den Dreißiger Jahren bei Kurbelwellen eingesetzten Gewindedichtungen. So entstand speziell als Kurbelwellendichtung für Verbrennungsmotoren eine PTFE-Manschettdichtung mit integriertem Rückförgergewinde, Bild 19. Die ca. 1 mm dicke Dichtlippe liegt auf einer Länge

von 2...3 mm an der Welle an. Typische Füllstoffe der verwendeten PTFE-Mischungen sind Glasfasern, Kohlegraphit und Molybdändisulfid. Hergestellt wird die Manschette, indem man zunächst in die Stirnseite eines PTFE-Rohrs eine eingängige Spiralrinne schneidet und danach vom Rohr eine 1mm dicke Scheibe absticht. Die Scheibe wird dann zwischen zwei Metall-Winkelringe und einen Gummiring eingeklemmt und über einen Kalibrierdorn ausgestülpt. Bei alternativen Bauformen ist die PTFE-Scheibe in ein Metallgehäuse eingeklebt. Nach der Montage des Dichtrings bildet die Schnittkerbe im Bereich ihres Kontakts mit der Welle ein Gewinde (s. Einzelheit Bild 19). Wie bei einer Gewindewellendichtung (*Kapitel 18*) schleppt die rotierende Welle Flüssigkeit im Gewindegang zur Ölseite hin. Die Dichtung funktioniert somit nur in einer Drehrichtung der Welle. Überraschenderweise ist die Manschette statisch dicht, weil die Schnittkerbe am ölseitigen Ende von der Radialkraft zusammengequetscht wird. PTFE-Manschettendichtungen *ohne* Spiralschnitt - beispielsweise mit in sich geschlossenen, kreisförmigen Rillen oder mit glatter Dichtfläche - waren häufig *dynamisch undicht*.

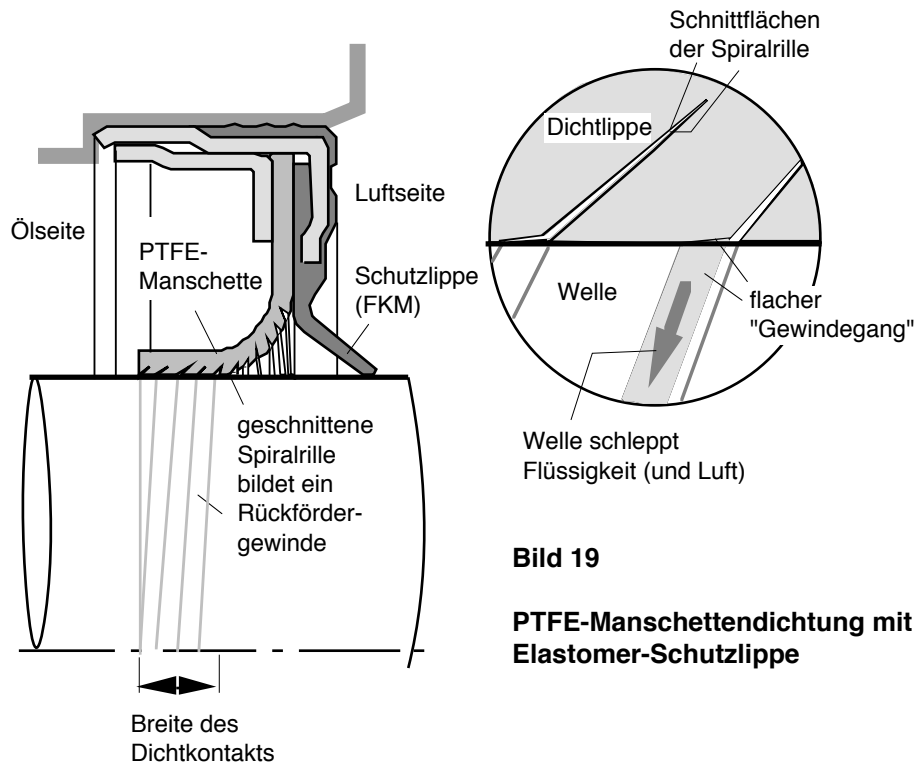


Bild 19
PTFE-Manschettendichtung mit Elastomer-Schutzlippe

PTFE-Manschettendichtungen sind üblicherweise so ausgelegt, daß sie bei Raumtemperatur mit einer Radialkraft von 0,3...0,5 N pro Millimeter Umfang auf der Welle aufliegen. Bei 100°-120°C vermindert sich die Radialkraft durch thermische Dehnung reversibel um 50...70%, nach längerem Betrieb in diesem Temperaturbereich irreversibel um 10...40%. Gemessen wurden Reibungszahlen von $f = 0,2...0,3$. PTFE-Manschettendichtungen erzeugen einen ähnlich großen Reibungsverlust wie Elastomer-Wellendichtringe. Weil aber bei PTFE-Manschetten die Kontaktfläche viel größer ist, ist die Wärmeflußdichte viel kleiner. Bei einer Kurbelwellendichtung mit $\varnothing 85$ mm wurde bei 6000 Umdrehungen je Minute ein Reibmoment von



0,3...0,5 Nm gemessen. Dies entspricht einer Reibleistung von 200...300 W, aber die Wärmeflußdichte im Dichtkontakt beträgt nur 30...45 W/cm² verglichen mit 330 W/cm² bei einem Elastomer-Wellendichtring. Die maximale Spalttemperatur ist deshalb beim PTFE-Dichtring deutlich geringer.

Dank der großen Rückförderkapazität von PTFE-Manschettendichtungen kann die statische Exzentrizität und die Rundlaufabweichung (Wellenschlag) jeweils bis zu 0,3 mm betragen, ohne daß sich das Abdichtverhalten erkennbar verschlechtert. Jedoch ist zu berücksichtigen, daß eine PTFE-Manschettendichtung mit Fördergewinde bei hoher Wellendrehzahl verhältnismäßig viel Luft von außen in den Ölraum pumpt. Bei der Dichtung in Bild 19 unterbindet deshalb eine FKM-Schutzlippe das Einsaugen von Wasser und Staub. Experimentell wurde nachgewiesen, daß durch die Luftförderung bei hoher Öltemperatur die Oxydation des Öls verstärkt wird. Der dynamische Dichtmechanismus bricht zusammen, wenn Ablagerungen von Oxidationsprodukten oder mit dem Luftstrom von außen eindringende Partikel das Fördergewinde verstopfen. Bei Langzeitversuchen wurde unter solchen Bedingungen oft eine unregelmäßig zunehmende und wieder abnehmende Leckage beobachtet. Es ist anzunehmen, daß sich Ablagerungen im Gewinde immer wieder ablösen und das Rückfördervermögen dadurch schwankt.

Die Praxiserfahrungen zeigen aber, daß die verhältnismäßig teure PTFE-Manschettendichtung wegen ihrer hohen Wärmebeständigkeit und chemischen Widerstandsfähigkeit bei schnelllaufender Welle und heißem Schmierstoff eine gute Wahl ist.

8.4 LAGER- UND SCHUTZDICHTUNGEN

Zum Schutz von Wellenlagern gegen das Eindringen von Schmutz, Staub und Wasser werden sogenannte Schutzdichtungen verwendet. Sie verhindern zugleich den Austritt von Schmierstoff. In diesem Kapitel werden Schutzdichtungen für „einfache,, Anwendungen behandelt, beispielsweise für Kugel- und Rollenlager, die mäßig mit Schmutz und Wasser beaufschlagt sind. Kompliziertere Wellenschutzdichtungen für „schwierige“ Betriebsbedingungen und hohe Anforderungen, etwa bei mit Kühlschmierstoff bespritzten Spindeln von Werkzeugmaschinen, werden in *Kapitel 10* behandelt.

Eine einfache, *berührungslose* Wälzlagerdichtung ist die sogenannte Stauscheibe, Bild 20(a). Wälzlager mit integrierten Deckscheiben entsprechend Bild 20(b) ersparen den Montageaufwand für eine Stauscheibe.

Bild 21 zeigt eine Auswahl *berührender* Lagerdichtungen. Es gibt handelsübliche Lager mit integrierten schmalen Elastomer-Lippendichtungen. Sie sind mit Preßsitz in Ringnuten des Außenrings eingesetzt und ihre Lippe berührt den Innenring des Lagers, Bild 21(a). Federnde Deckscheiben aus Stahl (NILOS-Ringe) gleiten mit einer Kreme auf der Stirnseite

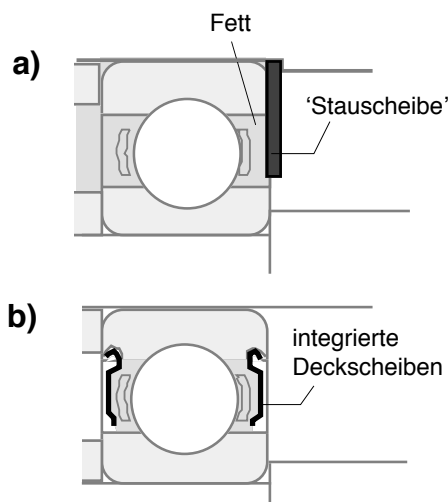


Bild 20

Berührungslose Lagerabdichtung

des Innen- oder Außenrings, Bild 21(b). Die Anpreßkräfte dieser Deckscheiben sind verhältnismäßig groß, so daß bei höherer Drehzahl wegen der reibungsbedingten Erwärmung des Lagerings Vorsicht geboten ist. Nur für „trockene“ Dichtstellen eignet sich der klassische, in DIN 5419 genormte Filzring, Bild 21(c). Der mit Öl getränkte Filzring bildet einen engen geschmierten Dichtspalt, der Staub gut abdichtet. Die Dichtwirkung läßt jedoch nach, wenn der Filz austrocknet und verhärtet. Bei Wasserbespritzung von außen ist der Filzring ungeeignet.

Weit verbreitet als Schutzdichtung ist der rotierende V-Ring, Bild 21(d). Er wird mit Untermaß auf die Welle gespannt, und seine weiche Dichtlippe liegt an einer stationären Stirnfläche an. Trocken gleitende V-Ringe zeigen wegen der fliehkraftbedingten Entlastung eine mit der Drehzahl degressiv ansteigende Reibleistung, die etwa bei einer Umfangsgeschwindigkeit von 10...12 m/s ein Maximum erreicht. Bei noch größerer Geschwindigkeit muß der V-Ring gekammert werden, damit die Fliehkraft ihn nicht von der Welle abhebt.

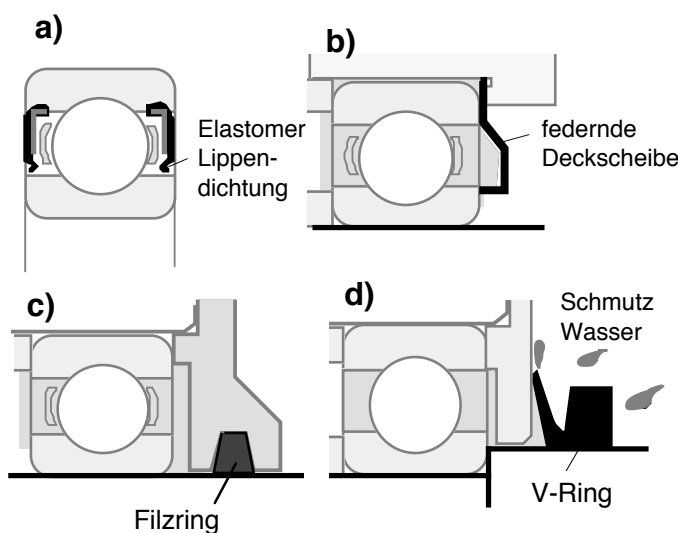


Bild 21

Berührende Lagerdichtungen



Der V-Ring kann, mit moderater Reibleistung, auch ungeschmiert laufen. Experimentell ergab sich beim Wellendurchmesser 60 mm und einer Drehzahl von 3000 min⁻¹ je nach axialer Vorspannung ein Reibungsverlust von 28... 55 W. Bei Ölschmierung ist die Reibung nur bei kleiner Gleitgeschwindigkeit (< 8 m/s) geringer als beim Trockenlauf. Bei hoher Gleitgeschwindigkeit überträgt der dünne Ölfilm so hohe Schubspannungen, daß die Reibleistung größer wird als bei Trockenlauf! Ein Nachteil des V-Rings ist, daß er axial auf der Welle verrutschen kann. Eine Bewegung weg von der Dichtfläche führt eventuell zum Verlust der Dichtfunktion. Dies kann vermieden werden, wenn der Rücken des V-Rings an einem Wellenbund oder einer Scheibe anliegt. Um Beschädigungen durch äußere Einwirkung auszuschließen, wurde der Gamma-Ring entwickelt, Bild 22. Hier ist ein modifizierter V-Ring in ein Metallgehäuse gefaßt, das mit Preßsitz auf der Welle befestigt ist. Die Metallfassung schützt die Dichtlippe und bildet zugleich einen Schleuderring. Das Bild zeigt den Gamma-Ring im Zusammenwirken mit einem Radial-Wellendichtring, auf dessen bodenseitiger Stirnfläche der Gamma-Ring gleitet.

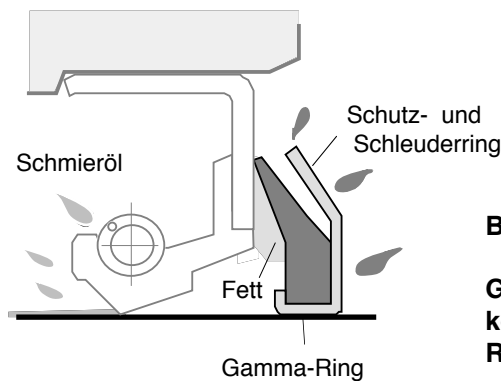


Bild 22
Gamma-Ring,
kombiniert mit
Radial-Wellendichtring

Bild 23 zeigt Schutzdichtungen für sehr stark durch Erde, Lehm, Sand usw. verschmutzte Umgebungsbedingungen, beispielsweise bei Baumaschinen und landwirtschaftlichen Geräten. Die an ihren Stirnflächen plangeläppten Gleitringpaare der *Laufwerksdichtungen* bestehen aus Hartguß, Wälzlagerstahl oder Stellite und werden durch druck- oder schubverformte Elastomerringe angepreßt, die zugleich als Nebenabdichtung wirken. Sie bestehen aus Nitrilgummi (NBR) oder - für tiefe Umgebungstemperatur bis -50°C - aus Silikongummi (VMQ).

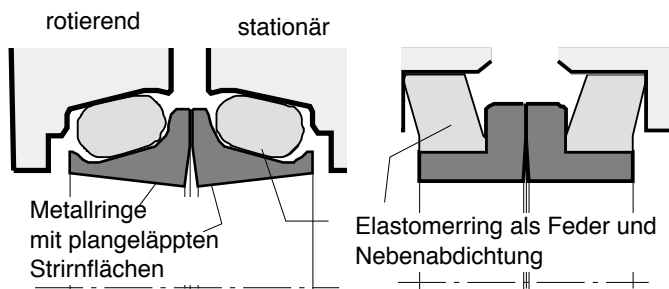


Bild 23
Laufwerksdichtungen



8.5 LITERATUR

Hirano, F., Ishiwata, H.: The lubrication condition of a lip-seal. Proc. Instn. Mech.Engrs.,Vol 180, 3B, 1965/66.

Kawahara, Y., Hirabayashi, H.: An analysis of sealing characteristics of oil seals. *Trans. ASLE*, Vol.23 , 1, 1978.

Ott, G.W.: Untersuchungen zum dynamischen Leckage- und Reibverhalten von Radial-Wellendichtringen, Dissertation 1983, Universität Stuttgart.

Kawahara, Y., Nakamura, K.: An investigation of sealing properties of lip-seals ..10th Int.Conf. on Fluid Sealing, BHRA, Innsbruck, 1984

Kammüller, M.: Zum Abdichtverhalten von Radialwellendichtringen. Dissertation 1986, Universität Stuttgart

Kammüller, M.; Müller, H.K.: Physikalische Ursachen der Dichtwirkung von Radialwellendichtringen, ATZ 88 (Automobiltechnische Zeitschrift) Heft 1, 1986, S. 39 - 45.

Müller, H.K.: Concepts of sealing mechanism of rubber lip type rotary shaft seals. 11th Int.Conf. on Fluid Sealing (BHRA), Cannes, 1987

Deuring, H.: Optimisation of Crankshaft seals for Diesel engines - A comparison of an optimised fluoropolymer line contact seal with the PTFE sleeve type seal. *SAE Tech. paper series*, 880300, Publ. No. 89 364, 1988

Stakenborg, M.J.L.: On the sealing and lubrication mechanism of radial lip-seals. Thesis, T. Univ. Eindhoven, The Netherlands, 1988.

Müller, H. K.: Abdichtung bewegter Maschinenteile, Waiblingen 1990, ISBN 3-920484-00-2 .

Jenisch, B.: Abdichten mit Radial-Wellendichtringen aus Elastomer und Polytetrafluorethylen, Dissertation 1991, Universität Stuttgart

Jenisch, B.; Müller, H.K.; Hoffmann, Ch.: Neue Erkenntnisse über das Dichtverhalten von Radialwellendichtringen und PTFE-Manschettendichtringen. ATZ 93 (1991) Heft 2, S. 68 - 73.

Hoffmann, Ch.; Müller, H.K.: Dichtverhalten von Radial-Wellendichtringen unter dem Einfluß von Rotation und überlagerter Axialbewegung. ATZ 95 (1993) Heft 1, S. 26-30.

Hoffmann, C.: Untersuchungen an PTFE-Wellendichtungen, Dissertation 1995, Universität Stuttgart

Wüstenhagen, G.J.: : Beitrag zur Optimierung des Entlasteten Wellendichtrings, Dissertation 1995, Universität Stuttgart

Hoffmann, Ch.; Müller, H.K.; Haas, W.: PTFE-Wellendichtringe. MTZ (Motortechnische Zeitschrift) 56 (1995), 11

Bock, E.; Haas, W.; Müller, H.K.: Schwimmende Wellendichtringe aus Elastomerwerkstoffen. Antriebstechnik, 1996, S.64-68.

Hoffmann, Ch.; Müller, H.K.; Haas, W.: Reibung von PTFE Wellendichtungen. Konstruktion 48 (1996) Nr. 4, S. 94-98

Horve, Leslie A.: Shaft seals for dynamic applications, New York, 1996, ISBN 0-8247-9716-7

Bock, E.: Schwimmende Wellendichtringe, Dissertation 1997, Universität Stuttgart

Müller, H.K., Nau, B.S.: Fluid Sealing Technology, Principles and Applications, M.Dekker Inc., New York, 1998, ISBN 0-8247-9969-0



Hinweise auf Inhaber, Urheberrecht und Verwertung von *www.fachwissen-dichtungstechnik.de*

Inhaber und Betreiber der Domain www.fachwissen-dichtungstechnik.de ist Evelyn Voigt-Müller, Samlandstr. 38, 81825 München, Deutschland.

Der gesamte Inhalt der unter der Domain www.fachwissen-dichtungstechnik.de veröffentlichten Internetpublikation einschließlich der Fachkapitel, die als PDF herunterladbar sind, ist urheberrechtlich geschützt und darf insgesamt oder in Teilen ausschließlich für den persönlichen Gebrauch ohne Vergütung kopiert und verwendet werden. Zitate sind mit Angabe der Quelle ausführlich zu kennzeichnen. Jede anderweitige Verwendung oder Verwertung, Vervielfältigung, Übersetzung, Nachdruck, Vortrag, Entnahme von Abbildungen, Funksendung, Mikroverfilmung und Speicherung auf elektronischen Datenträgern ist vergütungspflichtig und bedarf der schriftlichen Genehmigung durch den Inhaber der Domain (s.o.).

Inhaber des Urheberrechts (Copyright ©) und verantwortlich für den Inhalt von www.fachwissen-dichtungstechnik.de sind die Autoren Dr. Heinz Konrad Müller und Dr. Bernard S. Nau.

Hinweise auf den Inhalt bezüglich Handelsnamen, Warenzeichen und den gewerblichen Rechtsschutz:

Die Wiedergabe von Gebrauchsnamen, Handelsnamen, Warenzeichen usw. in www.fachwissen-dichtungstechnik.de berechtigt auch ohne besondere Kennzeichnung nicht zu der Annahme, dass solche Namen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutz-Gesetzgebung als frei zu betrachten sind und von jedermann benutzt werden dürfen.

Ein Teil der in www.fachwissen-dichtungstechnik.de beschriebenen oder im Bild wiedergegebenen Dichtelemente und Dichtsysteme sind, ohne dass darauf hingewiesen ist, durch Patentanmeldungen, Patente oder Gebrauchsmuster rechtlich geschützt. Insofern berechtigen die wiedergegebenen Beschreibungen und Bilder nicht zu der Annahme, dass die beschriebenen oder dargestellten Gegenstände im Sinne des gewerblichen Rechtsschutzes als frei zu betrachten sind und von jedermann hergestellt oder benutzt werden dürfen. Für die Richtigkeit der Wiedergabe der in www.fachwissen-dichtungstechnik.de direkt oder indirekt zitierten Vorschriften, Richtlinien und Normen sowie für die Anwendbarkeit der konstruktiven Regeln und Hinweise im Einzelfall übernehmen die Autoren und der Betreiber der Domain keine Gewähr.