











Autoren:
Prof. Dr.-Ing. Heinz K. Müller
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 Dichtsystemen.

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

 DICHTOMATIK Any seal. Any time.	DICHTOMATIK GmbH Albert-Schweitzer-Ring 1 • 22045 Hamburg Tel:+49(0)40-66989-0 • Fax:+49(0)40-66989-101 mail@dichtomatik.de • www.dichtomatik.de
 elringklinger Kunststofftechnik	ElringKlinger Kunststofftechnik GmbH Etzelstrasse 10 • 74321Bietigheim-Bissingen Tel:+49(0)7142-583-0 • Fax:+49(0)7142-583-200 info.ekt@elringklinger.com • www.elringklinger-kunststoff.de
 GFD	GFD – Gesellschaft für Dichtungstechnik mbH Hofwiesenstr. 7 • 74336 Brackenheim Tel:+49(0)7135-9511-0•Fax:+49(0)7135-9511-11 info@gfd-dichtungen.de • www.seals.de
 ISGATEC G M B H	ISGATEC GmbH Am Exerzierplatz1A • 68167Mannheim Tel:+49(0)621-7176888-0 • Fax:+49(0)621-7176888-8 info@isgatec.com • www.isgatec.com
 Parker Prädifa	Parker Hannifin GmbH ·Dichtungsgruppe Europa Arnold-Jäger-Str.1 • 74321Bietigheim-Bissingen Tel:+49(0)7142-351-0 • Fax:+49(0)7142-351-293 sci.seal.eu@parker.com • www.praedifa.de
 SEALWARE	SEALWARE International Dichtungstechnik GmbH Feldbergstr.2 • 65555Limburg Tel:+49(0)6431-9585-0 • Fax:+49(0)6431-9585-25 info@sealware.de • www.sealware.de
 VTH Verband Technischer Handel E.V.	VTH Verband Technischer Handel e.V. Prinz-Georg-Straße 106 • 40479Düsseldorf Tel:+49(0)211-445322 • Fax:+49(0)211-460919 vth-verband@t-online.de • www.vth-verband.de
 xpress seals Dichtungen mit Persönlichkeit	xpress seals GmbH Fangdieckstr.70-74 • 22547 Hamburg Tel:+49(0)40-879744510 • Fax:+49(0)40-879744569 info@xpress-seals.com • www.xpress-seals.com



5

Stangendichtungen: Dynamischer Dichtmechanismus, Schmierfilm bei aus- und einfahrender Stange. Elastomer- und PTFE-Stangendichtungen: Bauarten. Kontaktpressungsverlauf und Rückförderung, dynamische Dichtheit. Haft- und Gleitreibung, Stick-Slip. Ausfallursachen und Gegenmaßnahmen: Extrusion, Schleppdruck, Dieseleffekt. Tandem-Dichtsysteme. Kolbendichtungen: Bauarten, Blow-by-Effekt. Dichtungen für besondere chemische und thermische Beanspruchung. Konstruktionen für moderate und hohe Betriebsanforderungen. Literatur.

5.1 EINFÜHRUNG

Bild 1 zeigt die charakteristischen Dichtelemente und Führungen eines Hydraulikzylinders. Die aus Elastomer- oder PTFE-Werkstoffen bestehenden Kolben- und Stangendichtungen werden allgemein als Hydraulikdichtungen bezeichnet. Sie werden in diesem Kapitel besprochen. Abstreifer sowie Gleitführungen für Kolben und Kolbenstangen werden in *Kapitel 6* behandelt.

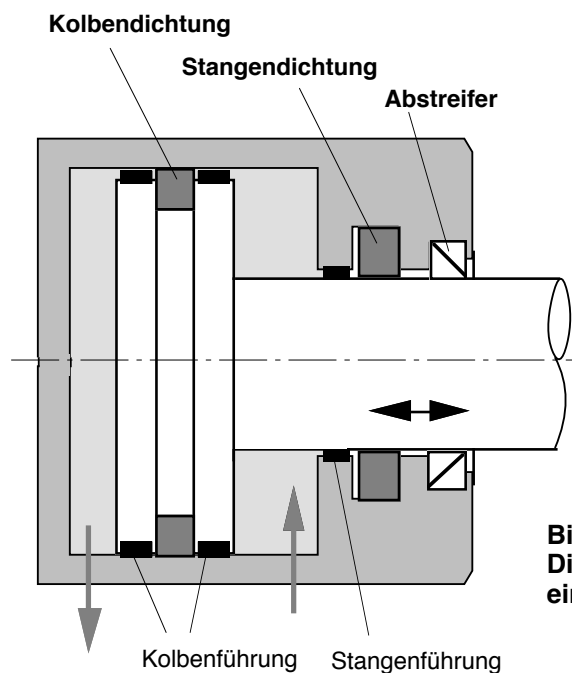


Bild 1
Dichtungen und Führungen
eines Hydraulikzylinders



5.2 STANGENDICHTUNG – THEORIE

Die Stangendichtung ist die kritischste Dichtstelle eines Hydraulikzylinders. Eine undichte Stangendichtung stört unmittelbar den Betrieb und verursacht Umweltschäden. Selbstverständlich muß eine Stangendichtung zunächst *statisch*, das heißt bei ruhender Stange dicht sein. Statische Undichtheit kann durch eine falsch dimensionierte oder schadhafte Dichtung oder durch Beschädigungen der Stangenoberfläche entstehen. Auf Dichtungsschäden durch chemische Veränderung, Alterung, Relaxation und Verschleiß wurde in *Kapitel 2* hingewiesen. Eine statisch einwandfrei abdichtende Stangendichtung kann jedoch bei hin und her bewegter Stange eine beträchtliche Leckage aufweisen, weil der statische und der dynamische Dichtmechanismus physikalisch völlig verschieden ist.

Der dynamische Dichtmechanismus

Der *dynamische* Dichtmechanismus beruht auf hydrodynamischen Vorgängen im Flüssigkeitsfilm zwischen Dichtung und Stange. Jede bewegte Fläche schleppt die an ihr haftende Flüssigkeit mit sich (Adhäsion) und die Bewegung überträgt sich auf benachbarte Moleküle in der Flüssigkeit (Kohäsion). Auf diese Weise schleppt die Stange Flüssigkeit in den Spalt zwischen Dichtung und Stangenoberfläche (*dynamischer* Dichtspalt). Eine gut funktionierende Stangendichtung streift beim Ausfahren aus dem fluidgefüllten Raum einen Großteil der mitgeschleppten Flüssigkeitsschicht ab. Trotzdem wird durch den Dichtspalt immer ein dünner Flüssigkeitsfilm gezogen, der selten höher als ein Mikrometer ($1\mu\text{m}$) ist.

Die Berechnung des Dichtspalts mit der inversen Reynoldsgleichung: Bei Gleitlagern wird der Lagerspalt von den nahezu starren Oberflächen der Welle und der Lagerschale gebildet. Bei den verhältnismäßig weichen, elastischen Dichtflächen von Hydraulikdichtungen ist dies völlig anders. Ein Dichtring aus Polymerwerkstoff verhält sich wie eine nachgiebige Membran, die auf einem Flüssigkeitsfilm schwimmt. Die Form des Dichtspalts wird auf der Basis der *inversen Theorie* der hydrodynamischen Schmierung berechnet. Sie geht davon aus, daß sich der hydrodynamische Druckverlauf so einstellt, daß *an jeder Stelle* der Flüssigkeitsdruck im Spalt gleich groß ist wie die lokale Dichtungspressung. Diese setzt sich zusammen aus der Vorpressung beim Einbau und dem Flüssigkeitsdruck, der durch den Dichtkörper hindurch auf die Kontaktfläche übertragen wird. (Dieser *statische* Dichtmechanismus ist in *Kapitel 3* ausführlich erläutert). Die Vorpressung entsteht, wenn der Dichtkörper beim Einbau um einige *Zehntel Millimeter* radial zusammengepreßt wird. Wenn sich im Betrieb durch Einschleppen von Flüssigkeit ein dynamischer Dichtspalt bildet, wird die Dichtung zusätzlich um etwa ein *Tausendstel Millimeter* ($1\mu\text{m}$) zusammengepreßt. Die damit verbundene Zunahme der Kontaktspannung ist deshalb bedeutungslos und kann in der Rechnung vernachlässigt werden.

Von dieser Überlegung wird die wesentliche Hypothese zur elasto- hydrodynamischen Berechnung der Dichtspalte abgeleitet: im dynamischen Dichtspalt hat der Flüssigkeitsdruck denselben Verlauf wie die bei ruhender Dichtfläche wirkende statische Dichtungspressung.

Mit anderen Worten: *im Dichtspalt herrscht an jeder Stelle Gleichgewicht zwischen dem Flüssigkeitsdruck und der vom Dichtring ausgeübten radialen Pressung*, Bild 2.

Der Pressungsverlauf kann experimentell bestimmt oder mit einem FE-Modell berechnet werden. Für die folgende Berechnung wird also vorausgesetzt, daß der Verlauf $p = p(x)$ der radialen Dichtungspressung bekannt ist.

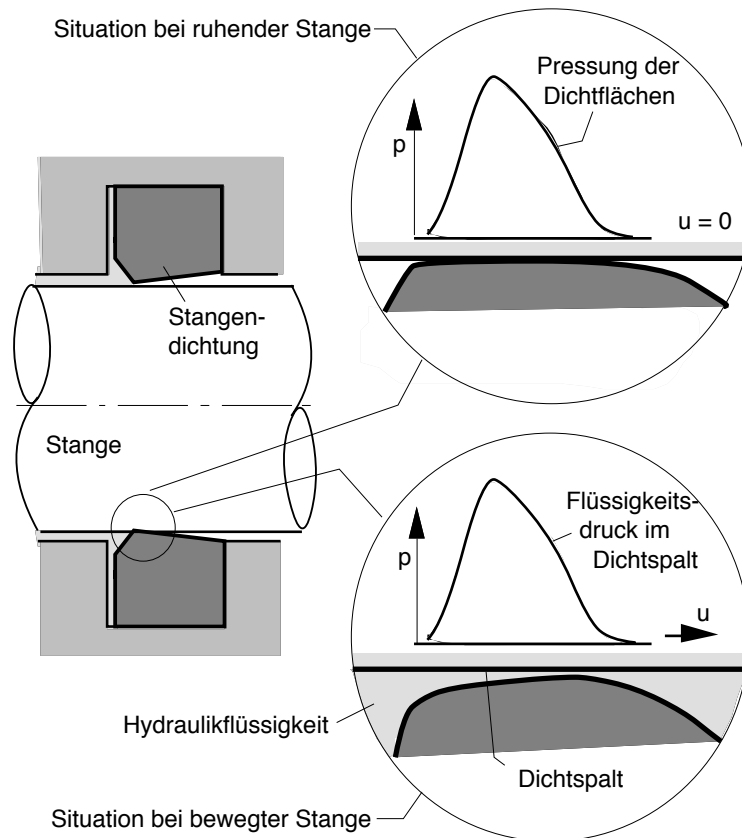


Bild 2
Pressungsverlauf bei ruhender Stange =
Druckverlauf im Dichtspalt bei bewegter Stange

Dichtspalt bei ausfahrender Stange: Die Situation im Dichtspalt ist in Bild 3 für eine Stange dargestellt, die aus dem flüssigkeitsgefüllten Innenraum ausfährt. Die Koordinate x weist in Richtung der Stangenbewegung. Der Index „a“ sämtlicher Größen bezieht sich auf den Zustand „ausfahrende Stange“. Die Ausfahrgeschwindigkeit ist u_a , im flüssigkeitsgefüllten Innenraum herrscht der Druck p_a . Im Dichtspalt ist $h(x)$ die veränderliche Spalthöhe und $p(x)$ der veränderliche Druck. Die Viskosität η wird als konstant angenommen. Die Spalthöhe an der Stelle des höchsten Drucks wird mit h_{a^*} bezeichnet.

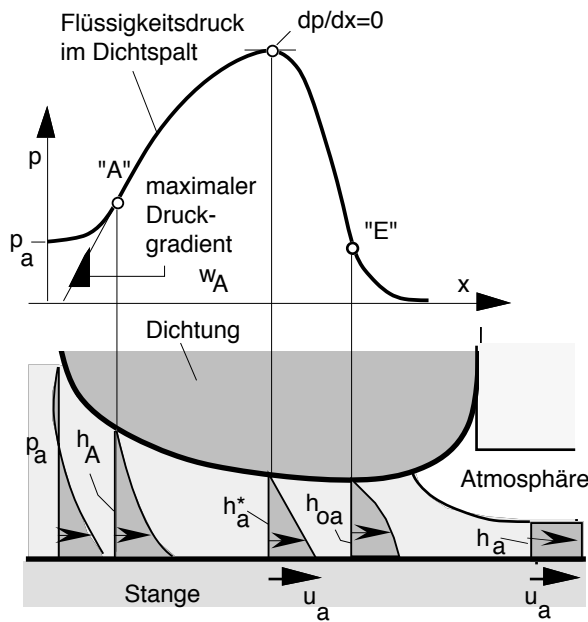


Bild 3
Druckverlauf und
Strömungsprofil
bei ausfahrender Stange

Damit gilt nach Reynolds für die quasi eindimensionale Strömung im Dichtspalt (vgl. Kap. 4, Gl.14) :

$$h^3 \frac{dp}{dx} - 6 \eta u_a (h - h_a^*) = 0 \quad (1)$$

Diese Gleichung ist nicht - wie beim Gleitlager mit starren Spaltwänden - eine Differentialgleichung zur Bestimmung von $p(x)$. Gemäß der oben erläuterten Hypothese sind bei Polymerdichtungen die Pressung $p(x)$ und somit auch der Gradient dp/dx für jedes x als gegeben anzusehen. Die unbekannte Größe ist der Verlauf $h(x)$ der Spalthöhe, das heißt, Gl.(1) ist eine kubische Gleichung zur Berechnung von $h(x)$ und wird auch als inverse Form der Reynolds-gleichung bezeichnet. Nun differenziert man Gl.(1) nach x :

$$h^3 \cdot \frac{d^2p}{dx^2} + \frac{dh}{dx} \cdot (3h^2 \cdot \frac{dp}{dx} - 6 \eta u_a) = 0 \quad (2)$$

Das Glied d^2p/dx^2 in Gl. (2) ist ein Maß für die *Krümmung* des Druckverlaufs $p(x)$. Falls nun der Druckverlauf eine krümmungsfreie Stelle oder ein krümmungsfreies Teilstück aufweist, so ist dort $d^2p/dx^2 = 0$ und das erste Glied der Gl. (2) verschwindet an dieser Stelle. Der im Bild 3 beispielhaft dargestellte Druckverlauf hat an der Stelle A einen Wendepunkt, somit ist dort $d^2p/dx^2 = 0$. Die Steigung des Druckverlaufs an der Stelle A wird mit $(dp/dx)_A$ bezeichnet, $(dh/dx)_A$ ist ein Maß für die Änderung der Spalthöhe an der Stelle A. Die Spalthöhe h_A an der *krümmungsfreien Stelle* A kann nun unmittelbar aus Gl. (2) berechnet werden:

$$\left(\frac{dh}{dx}\right)_A \cdot [3 h_A^2 \cdot \left(\frac{dp}{dx}\right)_A - 6 \eta u_a] = 0 \quad (3)$$



Die Spalthöhe ändert sich an der Stelle A, somit ist $dh/dx \neq 0$. Deshalb muß der Ausdruck in eckigen Klammern gleich Null sein. Schreibt man abgekürzt $w_A = (dp/dx)_A$, so ergibt sich für die Spalthöhe bei A :

$$h_A = \sqrt{\frac{2\eta u_a}{w_A}} \quad (4)$$

Setzt man diesen Ausdruck in Gl.(1) ein, so ergibt sich für die Spalthöhe h_a^* an der Stelle des Druckmaximums

$$h_a^* = \frac{2}{3} h_A = \sqrt{\frac{8}{9} \frac{\eta u_a}{w_A}} \quad (5)$$

An der Stelle des Druckmaximums ($dp/dx = 0$) nimmt die Geschwindigkeit über die Spalthöhe linear von u_a (an der Stange) auf Null (an der Dichtung) ab, Bild 3. Außerhalb des niederdrukseitigen Endes des Dichtspalts hat der auf der Stange haftende Flüssigkeitsfilm die gleiche Geschwindigkeit wie die Stange, nämlich u_a . Seine Dicke h_a ist demgemäß halb so groß wie h_a^* :

$$h_a = \frac{1}{2} h_a^* = \frac{1}{3} h_A = \sqrt{\frac{2}{9} \frac{\eta u_a}{w_A}} \quad (6)$$

Hat die Stange den Durchmesser d so beträgt der beim Ausfahren durch den Dichtspalt geschleppte Flüssigkeitsstrom $Q_a = \pi \cdot d \cdot h_a \cdot u_a$. Bei gegebenen Betriebsbedingungen η und u_a wird Q_a nur von der maximalen Steigung w_A des Druckanstiegs bestimmt. Je steiler der Druckanstieg, desto dünner ist der Flüssigkeitsfilm h_a und um so kleiner ist der Durchfluß Q_a . Es ist zunächst überraschend, daß der Durchfluß nur von der größten Steigung und nicht vom übrigen Druckverlauf abhängt. Bild 4 veranschaulicht dieses Phänomen anhand eines in der Wirkung ähnlichen Modells: Fährt ein Wagen mit einer flüssigkeitsgefüllten Wanne über einen Berg, so läuft mit zunehmender Steigung so lange Flüssigkeit aus, bis die größte Steigung erreicht ist. Je größer die maximale Steigung, um so weniger Flüssigkeit wird über den Berg transportiert.

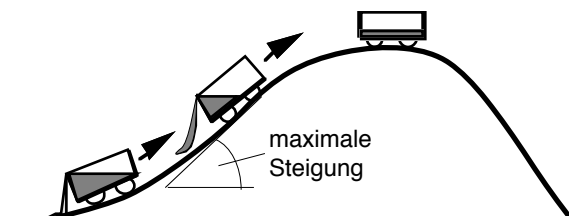


Bild 4
Maximale Steigung begrenzt den Flüssigkeitstransport

Dichtspalt bei einfahrender Stange: Der Flüssigkeitsfilm, der beim Ausfahren der Stange durch den Dichtspalt gezogen wird, ist nicht gleichbedeutend mit Leakage. Bewegt sich die Stange danach in Richtung Innenraum („Einfahren“), so schleppt sie dabei Flüssigkeit durch den Dichtspalt zurück, Bild 5.

Der Rechnungsgang entspricht dem bei ausfahrender Stange. Die Einfahrgeschwindigkeit wird mit u_e , der entsprechende Druck im Innenraum mit p_e bezeichnet. Der Druckverlauf im Dicht-

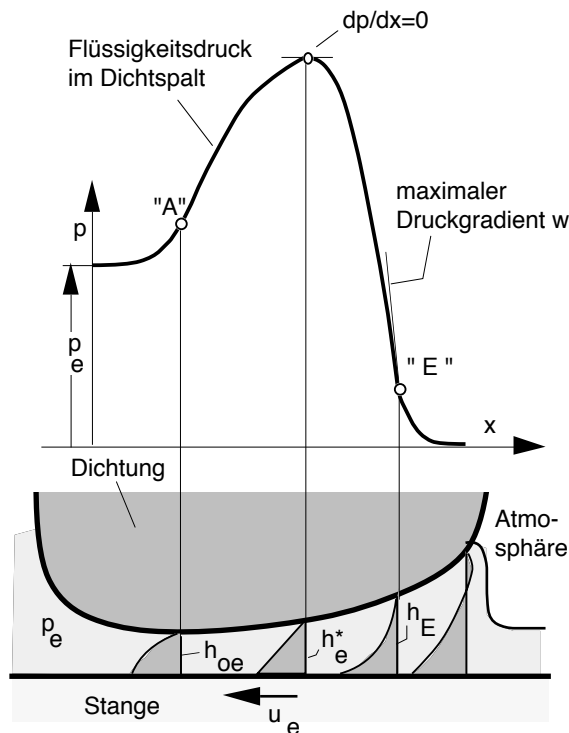


Bild 5
Druckverlauf und
Strömungsprofil
bei einfahrender Stange

spalt ist beim Einfahren anders als beim Ausfahren, wenn $p_e \neq p_a$ ist. Die Steigung am außen-seitigen Wendepunkt E ist $w_E = (dp/dx)_E$. Somit ergibt sich für die Filmdicke h_e beim Einfahren:

$$h_e = \frac{1}{2} h_e^* = \frac{1}{3} h_E = \sqrt{\frac{2}{9} \frac{\eta u_a}{w_E}} \quad (7)$$

Der Wert von h_e ist die maximale Filmdicke, die aufgrund der hydrodynamischen Pumpwirkung entstehen kann. Beim Einfahren kann maximal der Flüssigkeitsstrom $Q_e = \pi \cdot d \cdot h_e \cdot u_e$ durch den Dichtspalt in das Hydrauliksystem zurück geschleppt werden. Ob tatsächlich soviel Flüssigkeit zurück gefördert wird, hängt davon ab, wieviel Flüssigkeit überhaupt zur Verfügung steht. Falls beim Einfahren auf der Stange ein Flüssigkeitsfilm h_a haftet, der dünner ist als der nach Gl. (7) ermittelte Wert für h_e , so kann selbstverständlich nur dieser Film zurückgefördert werden. Diesen Zustand bezeichnet man als Mangelschmierung. In diesem Fall ist $h_e = h_a$ und die Dichtung ist dynamisch dicht.



Leckage: Falls h_e kleiner ist als h_a , wird beim Ausfahren mehr Flüssigkeit hinaus- als beim Einfahren zurückgeschleppt und die Differenz tritt als Leckage auf. Ist der Stangendurchmesser d und die Hublänge H , so beträgt das Leckagevolumen V_1 pro Hin- und Herbewegung (Doppelhub) der Stange:

$$V_1 = \pi d H (h_a - h_e) = \pi d H \sqrt{\frac{2\eta}{9}} \cdot \left(\sqrt{\frac{u_a}{w_A}} - \sqrt{\frac{u_e}{w_E}} \right) \quad (8)$$

Das Ergebnis zeigt, daß die Leckage proportional zum Stangendurchmesser und zur Hublänge ist, und daß keine Leckage entsteht, wenn der Ausdruck in Klammern gleich Null (oder negativ) ist. Eine Stangendichtung hat eine gute Abstreifwirkung - das heißt die Stange schleppt nur einen dünnen Flüssigkeitsfilm nach außen - wenn die Ausfahrgeschwindigkeit u_a klein ist und der Pressungsverlauf der Dichtung innen einen möglichst steilen Anstieg w_A aufweist. Die Dichtung hat andererseits ein gutes Rückfördervermögen, wenn die Einfahrgeschwindigkeit u_e groß und die Steigung w_E außen möglichst klein ist. *Im Hinblick auf dynamische Dichtigkeit sollte eine Stangendichtung einen quasi dreieckförmigem Pressungsverlauf aufweisen, dessen Maximum möglichst nahe am druckseitigen Rand der Dichtfläche liegt.*

Ein negativer Wert von V_1 bedeutet, daß bei aufeinanderfolgenden Hübten mehr Flüssigkeit in den Innenraum hinein als aus ihm heraus geschleppt wird. Dies ist möglich, wenn der Raum hinter der Dichtung mit Flüssigkeit gefüllt ist. Oft wird in der Praxis der beim Ausfahren unter der Dichtung hindurchgeschleppte Flüssigkeitsfilm mittels einer weiteren Dichtung nochmals abgestreift. Auf diese Weise wird im Raum zwischen den Dichtungen Flüssigkeit gespeichert. Der Vorteil dieses Verfahrens wird später ausführlicher besprochen.

5.3 STANGENDICHTUNG – BAUARTEN UND WERKSTOFFE

Hydraulische Stangendichtungen gab es schon lange bevor die Dichtungshersteller den elasto-hydrodynamischen Dichtmechanismus kannten. So ist es nicht verwunderlich, daß die älteren Ausführungen oft weit von einer optimalen Gestaltung entfernt waren. Grundsätzlich eignen sich O-Ringe und andere Elastomerdichtungen mit symmetrischem Querschnitt nicht als Stangendichtungen für hydraulische Geräte. Ihre Abstreifwirkung und ihr Rückfördervermögen sind äußerst schlecht, vor allem bei hohem Druck. Ein ähnlich ungünstiges Verhalten zeigen die inzwischen kaum mehr verwendeten Nutringe mit dünnen spitzen Dichtlippen.

Stangendichtungen aus Elastomer-Werkstoff

Um den Forderungen nach geringer Leckage und wirtschaftlicher Fertigung zu genügen, haben sich heute verschiedene Bauformen von Stangendichtungen mit dicken, stumpfwinkligen Dichtlippen durchgesetzt. Bild 6 (a, b) zeigt Beispiele solcher Nutringe bzw. Kompaktringe. Als Kompaktringe werden Stangendichtungen bezeichnet, deren Querschnitt zwischen den



Dichtkanten im wesentlichen mit Elastomer ausgefüllt ist. Hauptsächlich werden Nut- und Kompaktringe aus verschleißfestem, hartem Polyurethan hergestellt. Dieser Werkstoff ist zudem besonders unempfindlich gegen Einreißen infolge von Biege- und Zugspannungen und deshalb montagefreundlich. Die Dichtungshersteller empfehlen den Einsatz solcher Dichtungen bis zu einem Hydraulikdruck von 40 MPa im Temperaturbereich -30° to 80° C.

Um bei Dichtringen aus hartem Polyurethan einen Verlust der initialen Dichtkantenanpressung zu vermeiden, werden auch zweiteilige Verbund-Kompaktringe (Bild 6c) verwendet, bei

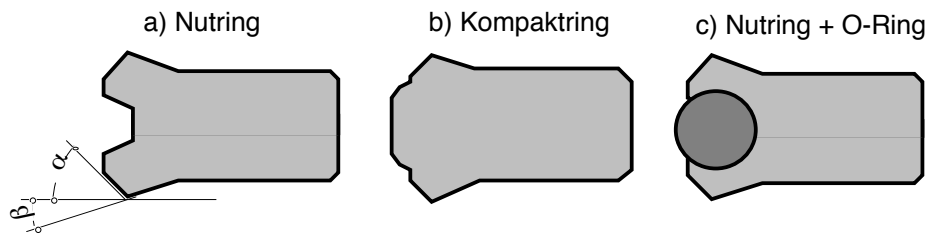


Bild 6
Verschiedene Bauformen von Elastomer-Stangendichtungen

denen zwischen die Dichtlippen ein O-Ring eingelegt ist, der auch bei tiefer Temperatur noch elastisch ist und bei geringem Hydraulikdruck für die Anpressung der Dichtkanten sorgt. Moderne Nutringe und Kompaktringe weisen eine Dichtkante mit asymmetrischen Kontaktflächenwinkeln auf, das heißt, die stumpfwinklige Dichtkante bildet druckseitig mit der Stangenoberfläche einen größeren Winkel α , zur Außenseite hin einen flacheren Winkel β . Bei der Montage entsteht an der abgeplatteten Dichtkante druckseitig der erwünschte steile Pressungsanstieg.

Bevor sich die Dichtungsfachleute mit der elasto-hydrodynamischen Theorie befaßten, nahmen sie an, die beste Dichtwirkung entstehe durch eine möglichst weiche, nachgiebige Lippe, die vom Druck unmittelbar an die Stange angepreßt wird. Bild 7 (nächste Seite) zeigt den wesentlichen Unterschied des Pressungsverlaufs zwischen dem heute nicht mehr gebräuchlichen spitzlippigen Nutring (Lippenring) und einem modernen Kompaktring.

Beim Nut- bzw. Kompaktring ist der Pressungsanstieg auf der Innenseite wesentlich steiler als der flache Anstieg der „alten“ Dichtung und das Gegenteil ist jeweils auf der Außenseite erkennbar. Unter gleichen Betriebsbedingungen erlaubt deshalb der Lippenring beim Ausfahren einen dicken Ölfilm, der dann beim Einfahren abgestreift wird. Dadurch entsteht eine hohe Leckrate. Der heute gebräuchliche Nut- bzw. Kompaktring läßt hingegen beim Ausfahren nur einen dünnen Ölfilm passieren, der beim Einfahren unter günstigen Bedingungen vollständig zurückgepumpt wird.

Dies ändert sich jedoch bei höherem Flüssigkeitsdruck, wenn sich infolge Querverformung auch der Rücken hinter der Dichtkante an die Stange anlegt, Bild 8(a).

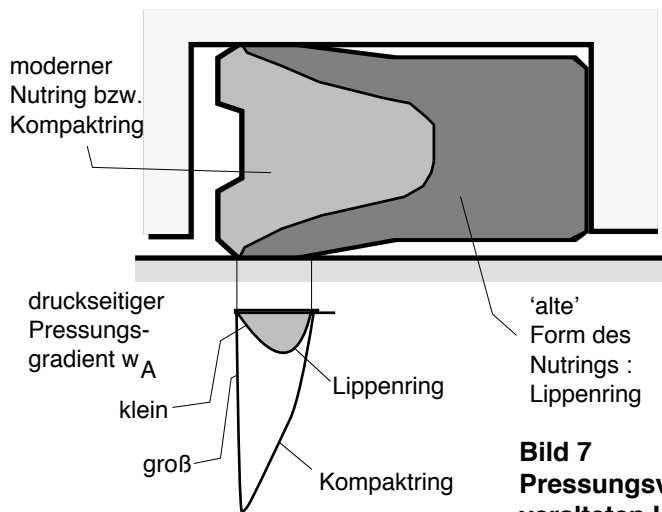


Bild 7
Pressungsverlauf beim veralteten Lippenring und beim modernen Kompaktring

Bei handelsüblichen Polyurethan-Nutringen liegt der gesamte Rücken schon bei ca. 10 MPa an der Stange an. Weiter unten wird gezeigt, wie dabei die Reibung zunimmt. Bei anliegendem Rücken nimmt aber auch der Pressungsgradient w_E , zu, was bei hohem Druck letztlich zur dynamischen Leckage führen kann. Eine neuere Stangendichtung (L-Cup®) füllt die Nut anfänglich weniger aus. Dadurch legt sich deren Rücken bei steigendem Druck erst allmählich an die Stange an während der Pressungsgradienten w_E kaum zunimmt, Bild 8(b). Stark vorgespannte, harte Polyurethan-Stangendichtungen können die hydrodynamische Spaltbildung völlig blockieren, so daß die Dichtung trocken läuft.

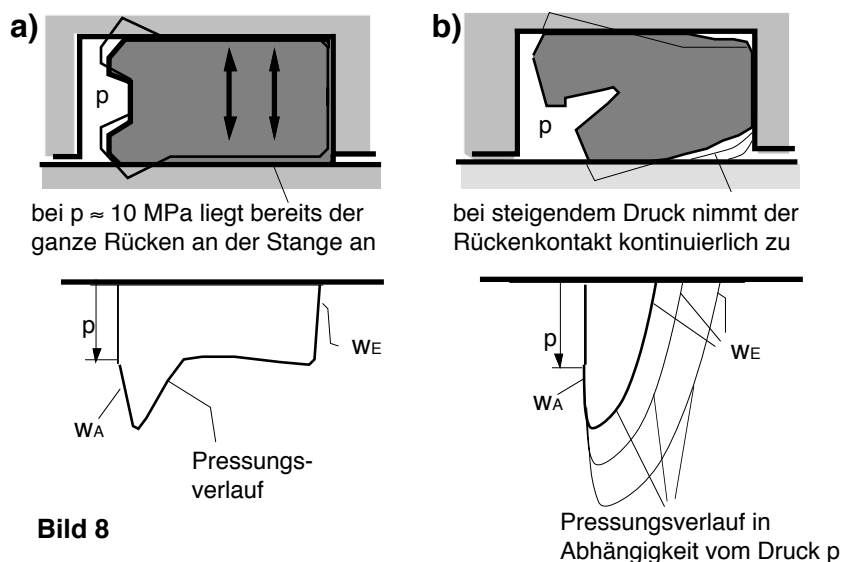


Bild 8

Pressungsverlauf (a) Polyurethan- Nutring
(b) veränderte Bauform (L-CUP®)



Dies kann spontan zu Ruck-Gleitbewegungen der Stange (Stick-Slip) führen, verbunden mit geräuschvollen Schwingungen des ganzen Aggregats. Um dies zu vermeiden, muß am ölseitigen Anfang des Dichtkontakts eine kurze Stauzone („Booster-Zone“) vorhanden sein, die die Bildung eines dünnen Schmierfilms initiiert, Bild 9. Dies ist ein Kompromiß hinsichtlich der Forderungen nach guter dynamischer Dichtigkeit und ausreichender Schmierung der Dichtflächen. Keinesfalls darf aber die Dichtung zur Ölseite hin einen *schlanken* Keilspalt bilden. Dies führt unweigerlich zu dynamischer Leckage.

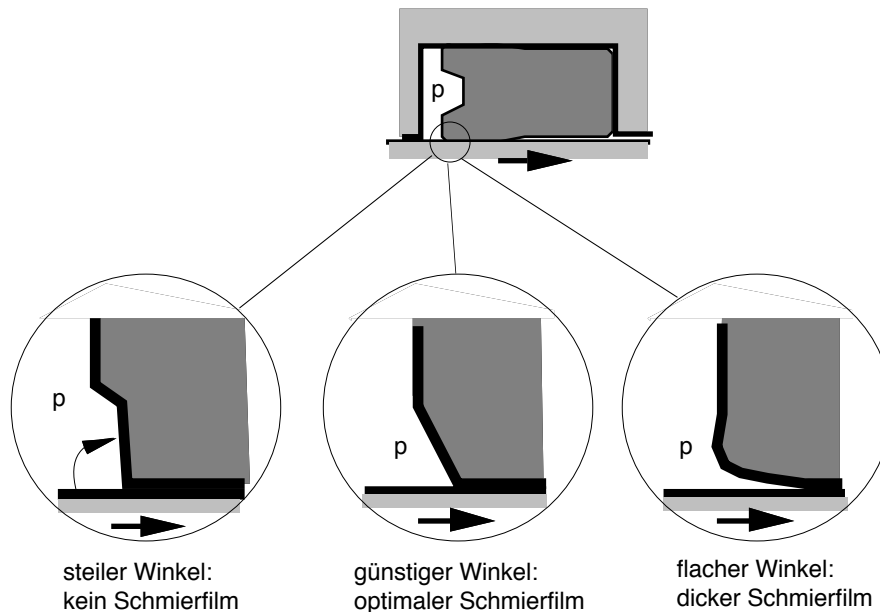


Bild 9
Spalteintrittsform beeinflusst Schmierfilm bei ausfahrender Stange

Moderne Nut- und Kompaktringe aus hartem Polyurethan (93.. 98 IRHD), deren Querschnitte nach den beschriebenen Regeln gestaltet sind, gelten als wirtschaftliche und effektive Stangendichtungen. Werkstoffbedingt ist die Betriebstemperatur auf ca. 80°C begrenzt. Um die zusätzliche Erwärmung durch Reibung in Grenzen zu halten, geben die Hersteller als zulässige Gleitgeschwindigkeit 0,5 m/s an. Jedoch muß bei höherem Druck und kleiner Gleitgeschwindigkeit mit Stick- Slip gerechnet werden.

Stangendichtungen aus PTFE-Werkstoffen:

Aufgrund geringer Reibung, guter Wärmebeständigkeit und fehlendem Stick-Slip wurden vor allem in der Flugzeughydraulik bereits in den Fünfziger Jahren PTFE-Stangendichtungen mit rechteckigem Querschnitt eingesetzt. Die besonderen Qualitäten moderner PTFE-Dichtringe hängen ab von den Eigenschaften und von der Struktur der Füllstoffe sowie von einem



komplexen Herstellungsprozess: Mischen von PTFE mit Füllstoffen, Formpressen der Rohlinge, Sintern, temperaturgeregelte Wärmebehandlung, zerspanende NC-Drehbearbeitung. Die hervorragenden Eigenschaften der PTFE-Dichtungen haben aber ihren Preis, das heißt, Hydraulikdichtungen aus PTFE-Compounds sind wesentlich teurer als Polyurethan-Dichtringe. Als Grenzbedingungen für moderne PTFE-Dichtungen geben die Hersteller an: Drücke bis 80 MPa, Betriebstemperaturen von -50° to 200° C und Gleitgeschwindigkeiten bis 15 m/s. Im Vergleich zu Elastomeren sind PTFE-Werkstoffe relativ hart. Deshalb kann man kompakte PTFE-Dichtungen nicht einfach zwischen Stangenoberfläche und Nutgrund radial zusammendrücken. Die Dichtpressung zwischen Stange und Dichtring wird deshalb im Wesentlichen durch Aufweiten des Dichtrings erzeugt. Der Innendurchmesser einer PTFE-Stangendichtung ist vor der Montage etwas kleiner als der Stangendurchmesser. Beim Einbau weitet die Stange den Dichtring auf. Außen ist der PTFE-Dichtring in der Regel von einem radial vorgespannten Elastomer-O-Ring umgeben. Der O-Ring verstärkt die Dichtpressung der PTFE-Dichtung und wirkt zugleich als Nebenabdichtung. Ein PTFE-Dichtring hat einen großen Extrusionswiderstand und braucht deshalb keinen Stützring.

Bild 10 zeigt einen PTFE-Dichtring mit Rechteckquerschnitt (Rechteckring) mit einem Elastomer-O-Ring als Spannring und Nebenabdichtung. Diese Dichtung erfüllt jedoch in keiner Weise die an eine Stangendichtung gestellten Anforderungen. Der Pressungsverlauf ist symmetrisch mit beidseitig flachem Anstieg, das heißt, die Dichtung hat - als Stangendichtung - eine schlechte Abstreifwirkung und deshalb eine hohe dynamische Leckage.

Es gab eine Reihe von Versuchen, durch Ringkanten am PTFE-Ring oder durch Änderung der Lage des O-Rings einen günstigeren Pressungsverlauf zu erzeugen. Eine in der Praxis mit Erfolg eingesetzte PTFE-Stangendichtung ist die „Stufendichtung“ (Stepseal-K[®]), Bild 11. Eine etwa mittig angeordnete Stufe bildet die Dichtkante, an die sich nach außen eine Kegelfläche mit ca. 7° Öffnungswinkel anschließt. Die anfängliche Aufweitung des Dichtrings und die zusätzliche Pressung des O-Rings erzeugen an der Dichtkante den erforderlichen steilen

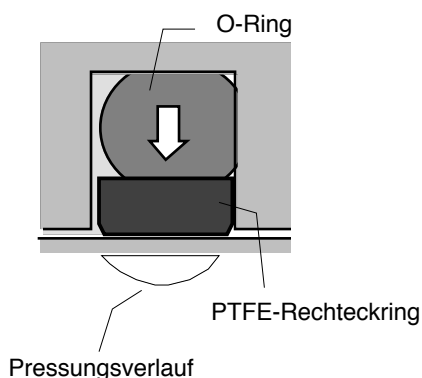


Bild 10
PTFE-Rechteckring mit O-Ring

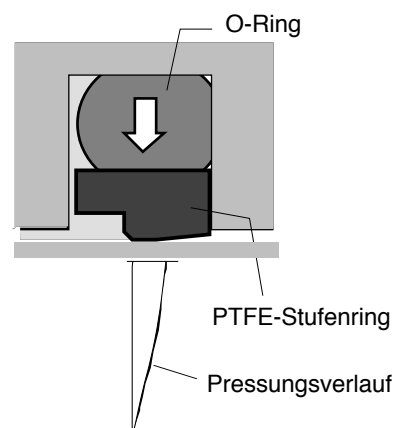


Bild 11
PTFE-Stufendichtung mit O-Ring

Druckgradienten w_A . Hochdruckseitig bildet eine 55° - 60° steile Kegelfläche die montage-stabile Booster-Zone. Niederdruckseitig fällt die Drückung flacher ab. Ein bei niedrigerem Druck offener Keilspalt wirkt beim Einfahren als Booster-Zone, die die Rückförderung begünstigt. Für die Hydrauliktechnik werden solche Stufenringe beispielsweise aus einem PTFE-Compound hergestellt, das ca. 65% PTFE und 35% Bz enthält.

Bild 12 zeigt bei einem Hydraulikdruck von 10 MPa den gemessenen Druckverlauf eines Stufenrings Stepseal-K im Vergleich mit einem O-Ring aus 90-IRHD-Elastomer. Beide Dichtungen haben ungefähr die gleiche Kontaktflächenbreite. Die Werte der Druckgradienten zeigen deutlich, weshalb der O-Ring als Stangendichtung völlig ungeeignet ist. Zugleich wird erkennbar, daß die Stufendichtung dem idealen (dreieckförmigen) Druckverlauf nahe kommt.

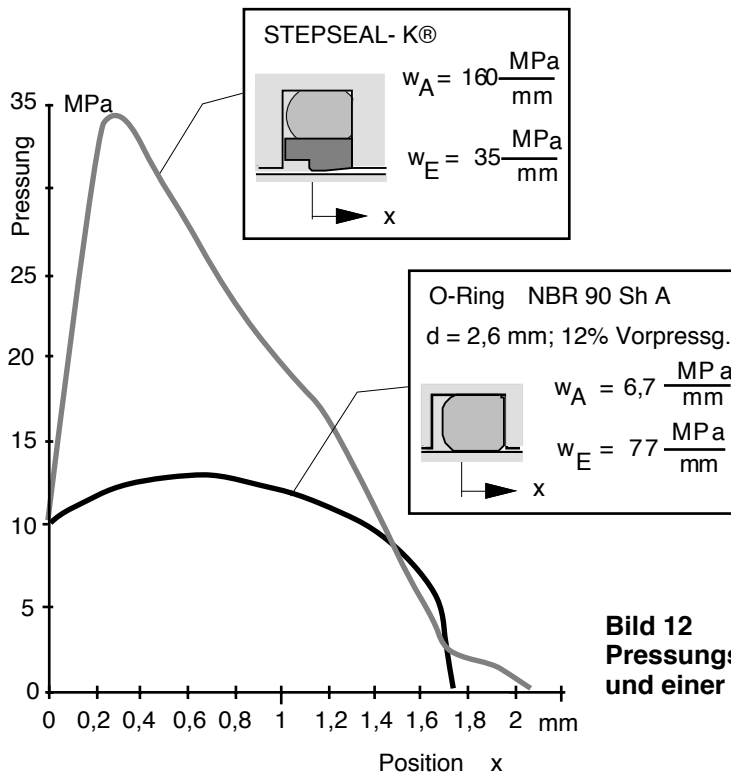


Bild 12
Drückungsverlauf eines O-Rings
und einer PTFE-Stufendichtung

In Bild 12 sind die experimentell ermittelten maximalen Druckgradienten w_A und w_E der Dichtungen angegeben. Unter der Annahme, daß das Hydrauliköl die Viskosität $\eta = 0,03 \text{ Pas}$ hat und die Kolbenstange mit gleicher Geschwindigkeit aus- und einfährt ($u_a = u_e = 0,2 \text{ m/s}$) ergeben sich mit den Gleichungen (6) und (7) folgende Filmdicken (in Nanometer):

	h_a (Ausfahren)	h_e (Einfahren)
O-Ring:	443 nm	132 nm
PTFE-„Stepseal“:	91 nm	211 nm



Daß die berechneten Schmierfilmdicken von weniger als $1\mu\text{m}$ praxisnah sind, wurde inzwischen experimentell bestätigt, Hörl (2002). Die Dicke des Schmierfilms, der nach dem Durchfahren einer Dichtung außenseitig auf der Stange zurückbleibt, wurde mit einem Ellipsometer gemessen. Dabei wird der Schmierfilm schräg beleuchtet, die Polarisationsänderung zwischen dem einfallenden und dem reflektierten Strahl gemessen und daraus die Filmdicke berechnet.

Die berechneten und gemessenen Filmdicken rechtfertigen die Annahme, daß bei einer Stangenrauheit $< 0,1\mu\text{m}$ die Dichtung auf einem Schmierfilm schwimmt. Bei kleiner Viskosität und/oder kleiner Gleitgeschwindigkeit kommt es lokal zwar zur Berührung von Dichtung und Stange, es zeigte sich aber, daß die mit den Gleichungen (6) und (7) berechneten Filmdicken auch bei Mischreibung mit der gemessenen Leckage bzw. Rückfördermenge gut übereinstimmen.

Bild 13 zeigt den gemessenen Pressungsverlauf der Stufendichtung Stepseal-K® bei verschiedenen Drücken. Bis ca. 20 MPa ist der hochdruckseitige Pressungsgradient steiler als der niederdruckseitige. Bei 20 MPa berührt die niederdruckseitige Kegelfläche die Stange komplett. Bei weiter steigendem Druck nimmt nun der niederdruckseitige Pressungsgradient zu.

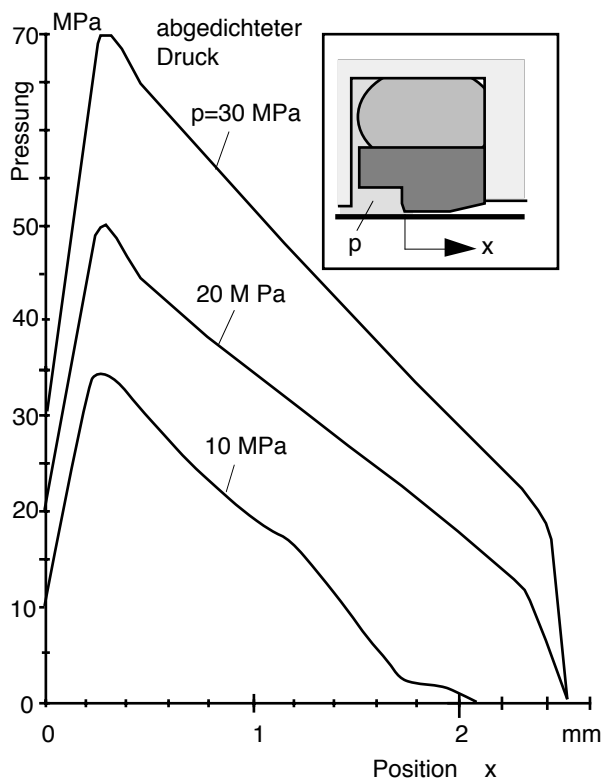


Bild 13
Pressungsverlauf einer
PTFE-Stufendichtung in
Abhängigkeit vom Druck



Bild 14 zeigt einige Varianten des Stufenrings. Der Dichtring (a) hat eine andere Stufenform. Die Varianten (b) und (c) weisen geometrische Merkmale auf, die das Anlegen der Rückenfläche bei steigendem Druck und die Extrusion in den Gehäusespalt verzögern sollen. Ob dies auf Dauer gelingt, hängt von der Elastizität des prinzipiell elasto-plastischen PTFE-Werkstoffs ab. Dabei ist auch zu bedenken, daß eine Verkürzung des kegeligen Ringrückens die Rückförderkapazität vermindern kann.

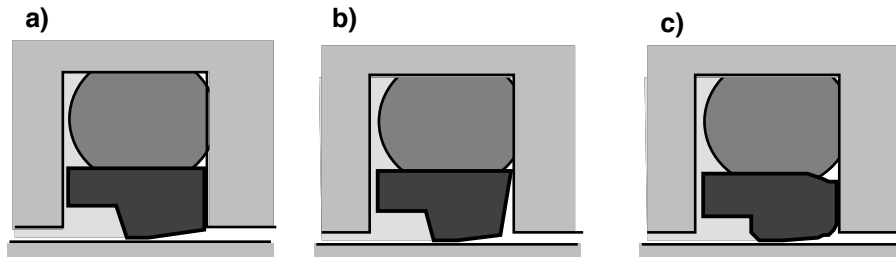


Bild 14
Varianten des PTFE-Stufenrings

PTFE-Stangendichtungen sind verletzungsempfindlich: Alle PTFE-Dichtungen, aber ganz besonders die Dichtkanten von Stangendichtungen sind mechanisch leicht verletzbar. Der hohe Aufwand für eine optimale Stangendichtung ist umsonst, wenn vor oder bei der Montage die Dichtkante des PTFE-Dichtrings beschädigt wird. Der Einfahrkegel auf der Stange muß deshalb möglichst glatt und sein Übergang zur zylindrischen Stangenoberfläche abgerundet sein.

5.4 GRENZE DER DYNAMISCHEN DICHTHEIT

Nach Gleichung (8),S.7, ist zu erwarten, daß es bei einem bestimmten Druck p ein Verhältnis u_e/u_a gibt, bei dem die Leckage $V_1 = 0$ ist. Dies kann mit einem einfachen Experiment nachgeprüft werden. Bild 15 zeigt eine Versuchsanordnung, mit einem transparenten Ölstandsröhrchen, das mit einem ölfüllten niederdruckseitigen Ringraum verbunden ist. Die Versuchsdichtung dichtet den unter dem Druck p stehenden Innenraum ab. Außen ist eine Rückhaldedichtung eingebaut, die den drucklosen Ringraum dynamisch sicher abdichtet (d.h. sie schleppt den an ihr haftenden Ölfilm immer vollständig in den Ringraum zurück). Bei hin- und herbewegter Stange bedeutet somit ein *steigender Ölstand*, daß die Stange beim Ausfahren mehr Öl aus dem Innenraum in den Ringraum schleppt als sie beim Einfahren zurücktransportiert, die Versuchsdichtung also *dynamisch undicht* ist. Fällt der Ölstand, so ist die Versuchsdichtung dynamisch dicht. Der Hydraulikdruck p wird nun auf ein bestimmtes Niveau eingestellt, z.B. 30 MPa, und das Geschwindigkeitsverhältnis u_e/u_a zwischen Ein- und Ausfahren so lange verändert, bis der Ölstand weder steigt noch fällt. Damit hat man für den eingestellten Druck p dasjenige Geschwindigkeitsverhältnis ermittelt, bei dem die Grenze der dynamischen Dichtheit erreicht ist. Diese Prozedur führt man bei verschiedenen Drücken durch.

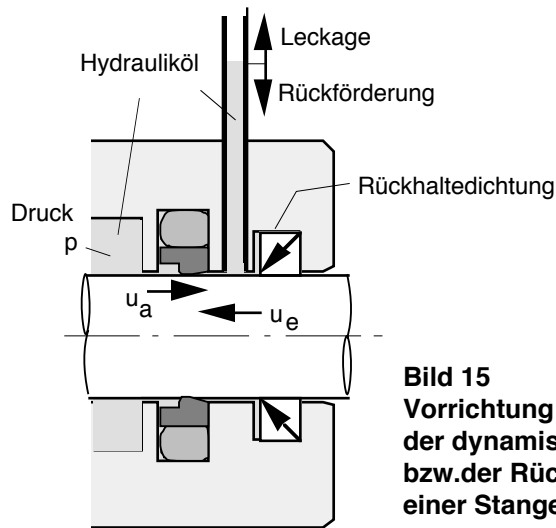


Bild 15
Vorrichtung zur Messung
der dynamischen Leckage
bzw. der Rückförderung
einer Stangendichtung

Bild 16 zeigt für eine Stufendichtung ein Diagramm, in das in Abhängigkeit vom Druck p jeweils das Geschwindigkeitsverhältnis u_e/u_a eingetragen ist, bei dem die Versuchsichtung die Grenze ihrer dynamischen Dichtigkeit erreicht hat. Die Grenzlinie der dynamischen Dichtigkeit verbindet die experimentell gefundenen Grenzpunkte. Die Versuchsichtung ist oberhalb der Grenzlinie dynamisch undicht, unterhalb der Grenzlinie dynamisch dicht.

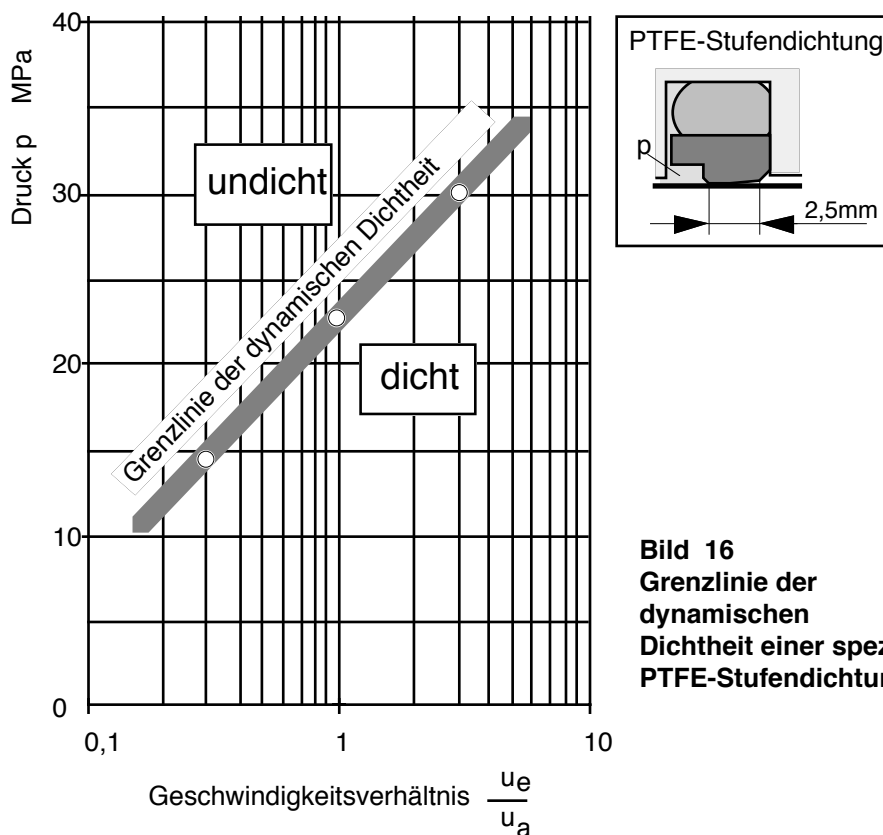


Bild 16
Grenzlinie der
dynamischen
Dichtigkeit einer speziellen
PTFE-Stufendichtung



Umgeformt lautet Gl. (8) :

$$V_1 = \text{const} \cdot \left(1 - \sqrt{\frac{w_A}{w_E} \frac{u_e}{u_a}} \right) \quad (8a)$$

Ausgehend von einem Betriebszustand, bei dem der Ausdruck unter dem Wurzelzeichen in Gl. (8a) gleich Eins ist ($V_1 = 0$), führt jede Zunahme des außenseitigen Pressungsgradienten w_E zu einem positiven V_1 , das heißt, zur dynamischen Leckage. Der maximale innenseitige Pressungsgradient w_A ist nahezu unabhängig vom Druck. Bei der in Bild 16 gezeigten Stufendichtung nahm w_E oberhalb von 20 MPa deutlich zu. Bei gleicher Ein- und Ausfahrgeschwindigkeit, ($u_e/u_a=1$), war diese Dichtung im Versuch bis $p = 23$ MPa dynamisch dicht. Gl.(8a) zeigt jedoch auch, daß selbst moderne Stangendichtungen (mit großem w_A/w_E) dynamisch undicht werden können, wenn u_e/u_a genügend klein wird, das heißt, wenn die Stange schnell ausfährt sich aber sehr langsam zurückbewegt. Weiter unten in diesem Kapitel wird gezeigt, wie man mit einer Tandemanordnung auch unter diesen ungünstigen Bedingungen dynamische Dichtheit erreichen kann.

5.5 REIBUNG VON HYDRAULIKDICHTUNGEN

Die Reibung einer Hydraulikdichtung kann für die Funktion und den Leistungsverlust bedeutsam sein. Hohe Reibung kann zur Überhitzung und zu übermäßigem Verschleiß führen. Die Reibung von Dichtungen hängt mit komplexen physikalischen Wechselwirkungen zusammen und es gibt deshalb für Hydraulikdichtungen keine einfachen allgemein gültigen Reibungszahlen.

Folgende Faktoren können die Reibung beeinflussen:

- der Schmierzustand (flüssige Schmierung; Mischreibung...)
- die Werkstoffe (Adhäsion, Oberflächenchemie, E-Modul, Relaxation),
- die Mikrostruktur der Oberflächen (Oberflächenprofil, Verschleißzustand),
- die Flüssigkeit im Dichtspalt (Viskosität, Dichte, Phase),
- die Flächenpressung (Höhe und Verteilung),
- Partikel im Dichtspalt (Abriebeile, eingeschleppte oder ausgefallte Partikel).

Folgende Reibungsphänomene können bei Elastomerdichtungen auftreten:

- statische Reibung (zeitabhängige Haftreibungskraft, Losbrech-Reibung),
- dynamische Reibung (Gleitreibung),
- Ruckgleiten (stick-slip, Reibungsschwingungen).

Losbrech-Reibung

Die höchste Reibkraft tritt meistens beim Anfahren auf („Losbrechen“). Besonders hohe Los-



brechkräfte entstehen bei Elastomerdichtungen nach längerer Ruhezeit im Kontakt mit Metall oder Keramik. Dabei kann die adhäsive Spannung die Scherfestigkeit des Elastomers erreichen, so daß beim Losbrechen einige Moleküllagen des Elastomers abgerissen werden. Der Dichtkörper kann dabei auch beträchtlich verformt werden.

Gleitreibung – allgemeine Gesichtspunkte: Die Reibungsverluste sind bei Hydraulikzylindern im allgemeinen klein im Verhältnis zum gesamten Energieumsatz. Von besonderer Bedeutung ist die Reibung jedoch beispielsweise bei Positionierzylindern, Regelventilen, Flugsimulatoren und in Liftanlagen. Besonders die Reibungshysterese ist dabei lästig.

Trockene Gleitreibung von Elastomerdichtungen

Obwohl die meisten Hydraulikdichtungen aus Elastomer im Betrieb zumindest teilweise flüssigkeitsgeschmiert sind, entspricht ihr Reibungsverhalten oft mehr dem bei Trockenreibung. Dies kann auf Mischreibung hindeuten. (Man muß jedoch auch bedenken, daß ein weniger als 1µm dicker Ölfilm bei höherer Gleitgeschwindigkeit ebenfalls eine hohe Schubspannung erzeugt.) Die trockene Gleitreibung von Elastomeren nimmt zunächst mit der Geschwindigkeit zu um nach dem Überschreiten eines Maximums bei schnellerem Gleiten wieder abzunehmen. Diese Reibung wird verursacht von molekularen Bindungen (van der Waals-Kräfte). Weil die Rauheitserhebungen einer berührenden Elastomerfläche schon bei geringer Pressung eingeebnet sind, ist die wirksame Reibfläche praktisch gleich der geometrischen Kontaktfläche. Sobald aber die wirksame Kontaktfläche mit steigendem Druck nicht mehr zunimmt, ist die *Reibkraft* konstant und unabhängig vom Hydraulikdruck! Die *Reibungszahl* (Reibkraft geteilt durch Anpreßkraft) nimmt somit bei Elastomerdichtungen mit dem Anpreßdruck ab!, Deshalb ist die Reibungszahl kein zweckmäßiger sondern oft irreführender Parameter zur Beurteilung der Reibung von Elastomeren. Besser eignet sich die spezifische (tangente) Reibungs-Schubspannung (N/mm²).

Messung der Reibung von Hydraulikdichtungen

Oft wird die Dichtungsreibung mit einer Versuchseinrichtung gemessen, wie sie schematisch in Bild 17 gezeigt ist. Man mißt hier die Summe der Reibung der ersten Dichtung mit

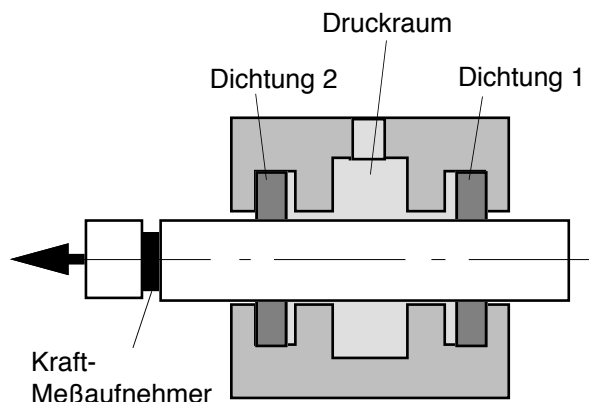


Bild 17
Meßvorrichtung zur
Bestimmung der
Dichtungsreibung
(schematisch)



ausfahrender und der zweiten Dichtung mit einfahrender Stange. In vielen Veröffentlichungen wird die Hälfte der auf diese Weise gemessenen Reibungskraft als „Reibung einer Dichtung“ angegeben. Die Reibung bei ausfahrender Stange kann sich jedoch wesentlich von der Reibung beim Einfahren unterscheiden. Manchmal herrscht beim Einfahren Mischreibung (mit hoher Reibkraft), während sich beim Ausfahren ein reibungsarmer Flüssigkeitsfilm bildet. Mit komplexeren Versuchsanordnungen ist es aber möglich, die Reibung beim Aus- und Einfahren getrennt zu messen.

Es gibt viele Veröffentlichungen über Reibungsexperimente mit Stangendichtungen. Die folgenden Diagramme vermitteln einige grundsätzliche Anhaltspunkte für die Beurteilung von Reibkräften auf der Basis der oben aufgelisteten Faktoren. Die Diagramme dürfen nicht die falsche Hoffnungen wecken, man könne damit für beliebige Betriebsbedingungen die Reibung mit hinreichender Zuverlässigkeit ermitteln. Abweichende Elastomer-Compounds, Rauheitsstrukturen, der Alterungs- und Verschleißzustand und schon geringfügige Abweichungen bei der Größe der wirksamen Kontaktflächen führen zu anderen als den hier angegebenen bezogenen Reibungskräften. Die experimentelle Erfahrung zeigt, daß die Reibungsmeßwerte selbst bei scheinbar gleichen Dichtungen stark streuen, auch unter genau kontrollierten Laborbedingungen. Einige Ursachen dafür werden später diskutiert. Unter diesen genannten Vorbehalten sind nachfolgend einige Ergebnisse von Reibungsmessungen typischer Polyurethan- und PTFE-Stangendichtungen dargestellt. Sie sollen lediglich Tendenzen und Zusammenhänge aufzeigen.

Gleitreibung einer Elastomer-Stangendichtung

Bild 18 (nächste Seite) zeigt die auf den Dichtungsumfang bezogene Gleitreibungskraft eines Polyurethan-Nutnings in Abhängigkeit vom Hydraulikdruck. Die Betriebsparameter sind im Bild angegeben. Weil der anfangs *nicht* an der Stange anliegende Ringrücken sich bei steigendem Druck radial ausdehnt und dabei zunehmend die Stange berührt, nimmt die Reibung bis 10 MPa zu. Sobald der Ringrücken komplett anliegt, ist die Reibung praktisch unabhängig vom weiter steigenden Druck.

Diese Dichtung erzeugte starke Reibschwingungen (stick-slip) bei $p > 10$ MPa und Gleitgeschwindigkeiten unter 0,1 m/s. Zusätzlich ist die Losbrech-Reibkraft dargestellt. Sie war annähernd dreimal so groß wie die Gleitreibung.

Gleitreibung einer PTFE-Stangendichtung

Die Reibung von bronzegefüllten PTFE-Stufendichtungen hat eine bemerkenswerte Eigenart. Die Reibung neu eingebauter Dichtungen ist verhältnismäßig groß. Die Reibung der eingelaufenen Dichtung nimmt bei höherer Gleitgeschwindigkeit drastisch ab, bei kleiner Gleitgeschwindigkeit jedoch unerwartet stark zu.

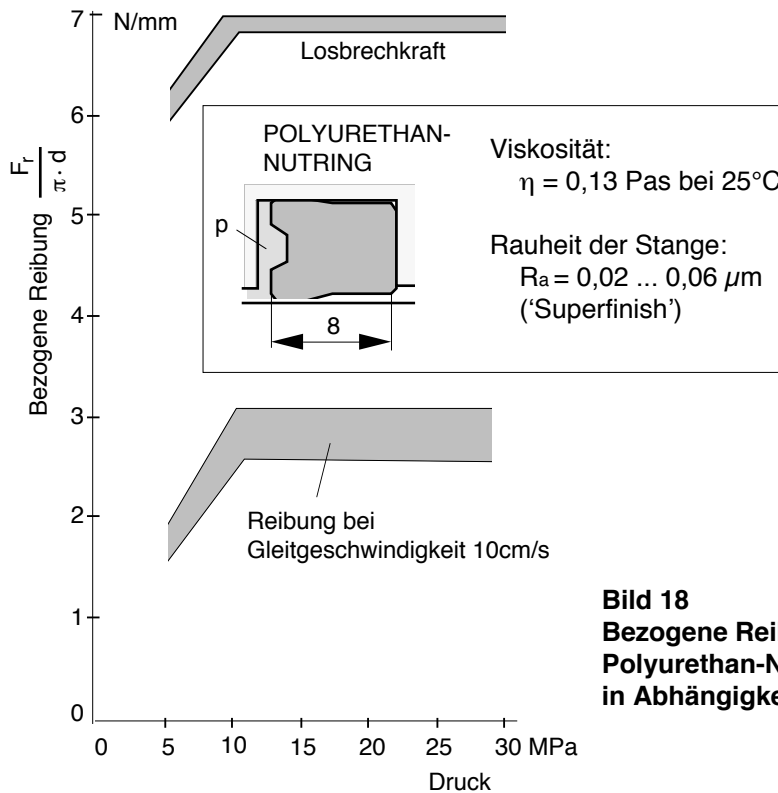


Bild 18
Bezogene Reibkraft eines
Polyurethan-Nuttings
in Abhängigkeit vom Druck

Bild 19 zeigt schematisch, wie sich die Reibung von bronzegefüllten PTFE-Stufendichtungen beim Einlaufen verändert. Die Erscheinung kann so erklärt werden: Der spanabhebend hergestellte PTFE-Dichtring hat im Neuzustand eine verhältnismäßig raue Oberfläche, die die Stange nur an wenigen Stellen berührt. Die raue Kontaktfläche läßt noch keinen tragfähigen hydrodynamischen Schmierfilm entstehen. Es herrscht Mischreibung und die Reibkraft ist etwa proportional zur verhältnismäßig kleinen wirksamen Kontaktfläche.

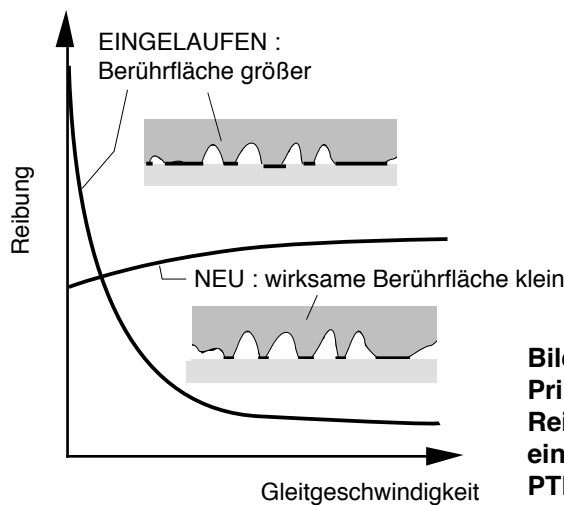


Bild 19
Prinzipieller Verlauf der
Reibkraft bei neuen und
eingelaufenen bronzegefüllten
PTFE-Stufendichtungen



Schon nach verhältnismäßig kurzem Gleitweg – einigen hundert Metern – wird die Oberfläche des PTFE-Werkstoffs durch Verschleiß und plastische Deformation geglättet und die wirk-same Kontaktfläche nimmt beträchtlich zu. Zudem liegen nach dem Einlaufen wesentlich mehr Bronzepartikel an der Oberfläche als im Neuzustand. Die Reibung der eingelaufenen Dichtung hat nun einen völlig anderen Verlauf. Bei kleiner Gleitgeschwindigkeit wird die Reibung hauptsächlich von molekularen Wechselwirkungen der Kontaktflächen bestimmt. Bei langsamem Gleiten ist die Reibung der geglätteten Dichtfläche viel größer als die der anfänglich rauhen Fläche. Bei zunehmender Gleitgeschwindigkeit bildet sich ein Schmierfilm und die Reibung nimmt drastisch ab. Die glatte Fläche wirkt jetzt als hydrodynamisch wirksamer Gleit-schuh.

Ausfahrende Stange: Das oben beschriebene Verhalten spiegelt sich in Versuchsergebnissen wider, die in Bild 20 dargestellt sind. Das Diagramm zeigt die auf den Dichtungsumfang bezogene Reibkraft (N/mm) einer bronzefüllten PTFE-Stufendichtung (Stepseal-K®) beim *Aus-fahren* der Stange. Die Gleitreibung der eingelaufenen (geglätteten) Dichtung ist relativ gering und nahezu unabhängig von der Geschwindigkeit. Hingegen ist bei 0,2 cm/s die Reibung der eingelaufenen Dichtung bis zu zehnmal so groß. Außerdem ist die Reibung einer neuen, rauhen Dichtung dargestellt.

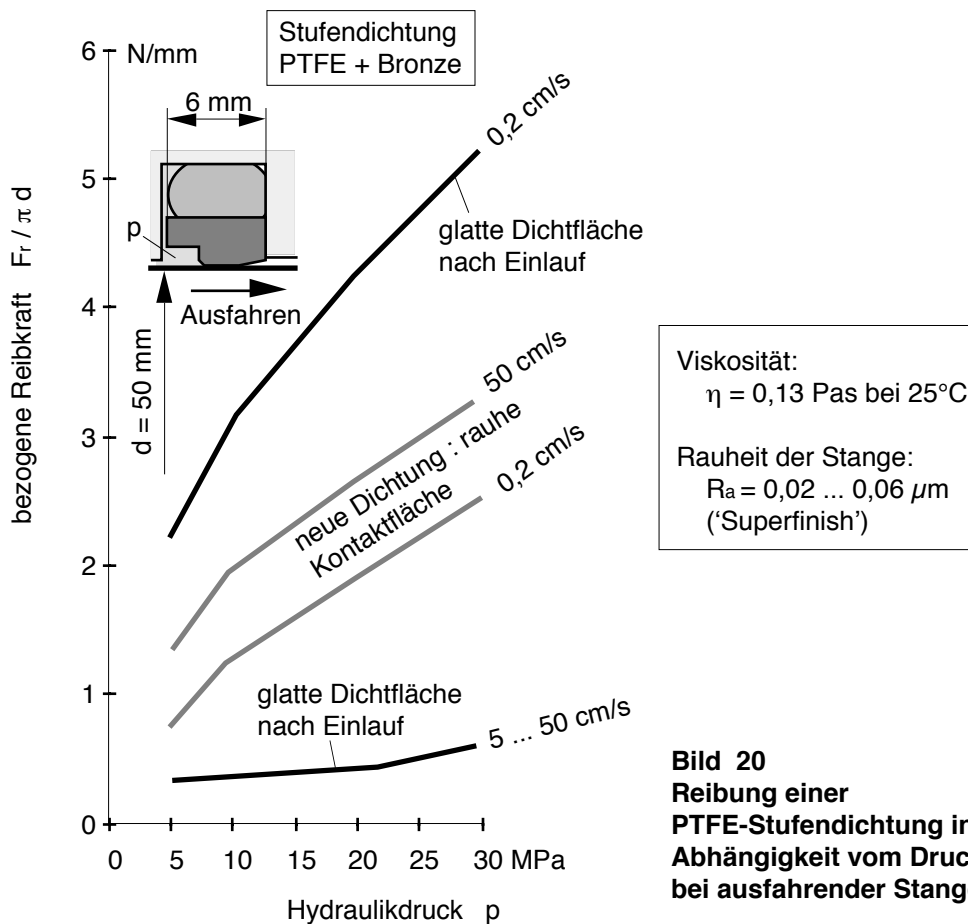


Bild 20
Reibung einer PTFE-Stufendichtung in Abhängigkeit vom Druck bei ausfahrender Stange

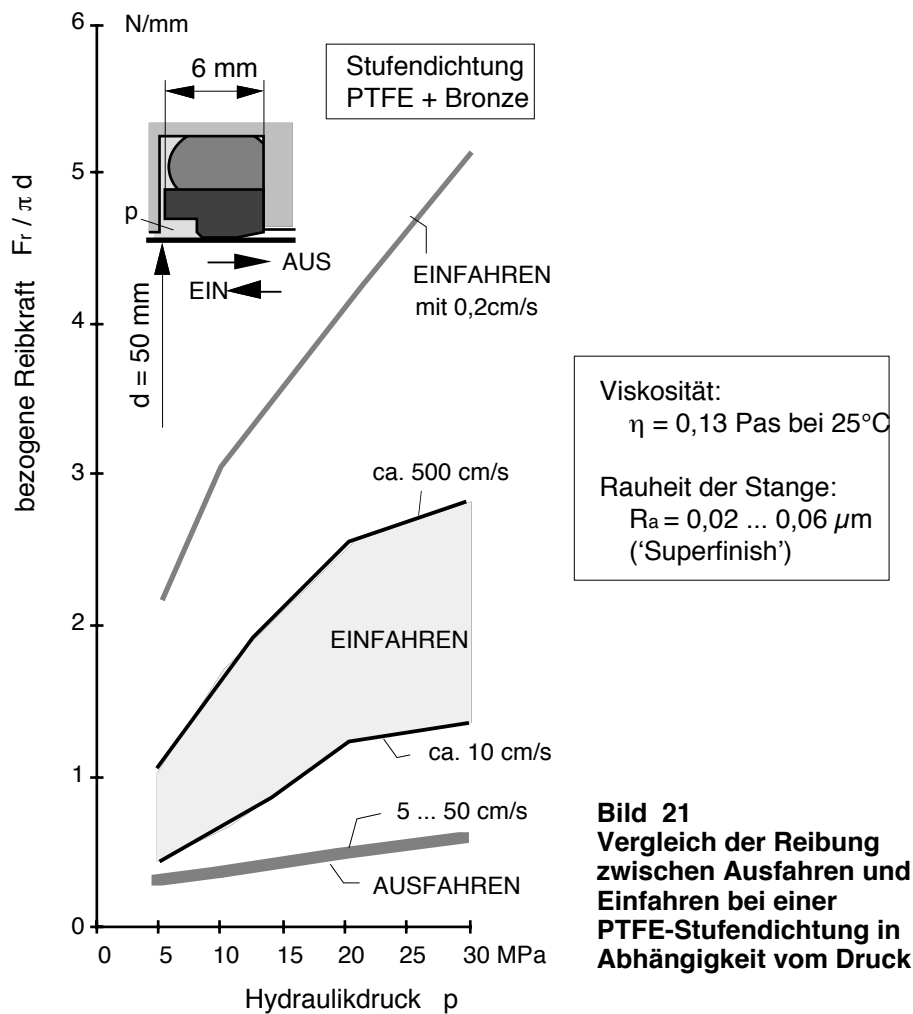


Bild 21
Vergleich der Reibung
zwischen Ausfahren und
Einfahren bei einer
PTFE-Stufendichtung in
Abhängigkeit vom Druck

Einfahrende Stange: Bild 21 zeigt den Unterschied der Reibung zwischen ausfahrender und einfahrender Stange. Beim Einfahren hängt die Höhe der Reibung sowohl von der Geschwindigkeit als auch von der Dicke und der Temperatur des auf der Stange haftenden Ölfilms ab. Die untere Grenze des eingezeichneten Reibungsbereichs entspricht der Geschwindigkeit 10 cm/s bei dickem Ölfilm, die obere Grenze 50 cm/s bei dünnem Ölfilm. Die typische Veränderung der Reibung durch Glättung von PTFE-Dichtungen ist besonders zu beachten, wenn die Stange von einer Feder oder einem Elektromagneten zurückbewegt wird. Wenn im Lauf der Zeit die Reibung die verfügbare Rückstellkraft übersteigt, kann das den Ausfall des Geräts bedeuten. Kurzzeitige Funktionsversuche mit neuen Dichtungen können hier zu Fehlentscheidungen mit hohen Folgekosten führen.



Ruckgleiten – Stick-Slip

Beim Anfahren verformt die Losbrech-Reibkraft den Dichtkörper und andere Komponenten des Antriebsstrangs. Beispielsweise wird dabei durch Verformung des Ringrückens eines Elastomer-Nuttings Energie gespeichert, Bild 22. Der Dichtring wird dabei axial und radial verformt. Sobald die maximal mögliche Haftkraft der Dichtfläche überschritten ist, entspannt sich der Dichtkörper schlagartig. Diese Erscheinung wird als Ruckgleiten oder Stick-Slip bezeichnet. Zyklische Wiederholungen des Vorgangs können den Antriebsstrang hörbar zum Schwingen bringen. Bei hydraulischen Positionierzylindern darf unter keinen Umständen Stick-Slip auftreten. Ruckgleiten entsteht, wenn die Dichtung verformbar und die Haftreibung erheblich größer als die Gleitreibung ist oder, allgemeiner, wenn die Reibung mit steigender Geschwindigkeit abnimmt. Erfahrungsgemäß kann Stick-Slip sowohl bei geschmierten als auch bei trockenen Kontaktflächen auftreten.

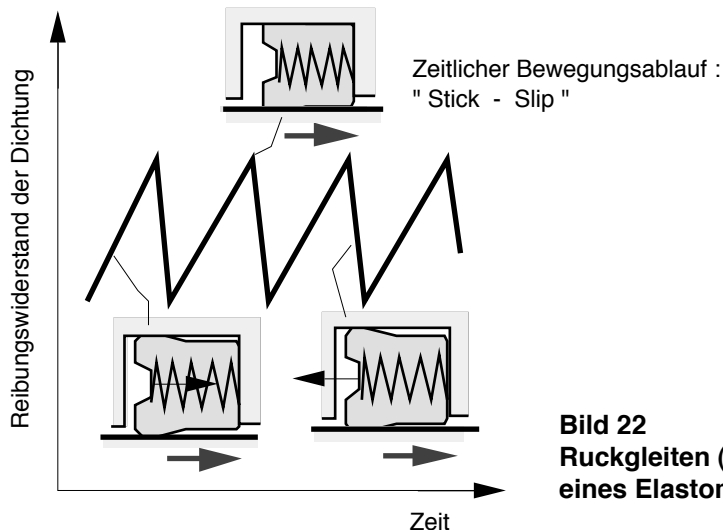
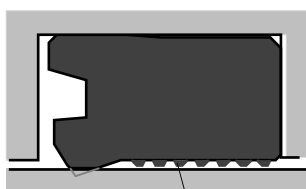


Bild 22
Ruckgleiten (Stick-Slip)
eines Elastomer - Nuttings

Rauhe Kontaktzonen des Dichtrings vermindern die Neigung zu Stick-Slip: Stick-Slip entsteht auch, wenn bei glatten Dichtflächen und kleiner Gleitgeschwindigkeit kaum Flüssigkeit in den Spalt gelangt. In diesem Fall kann Stick-Slip verhindert oder verzögert werden, wenn die Dichtspaltwände mikroskopisch kleine Schmierstoffdepots aufweisen, aus denen bei kleiner Gleitgeschwindigkeit Schmierstoff in die angrenzenden, berührenden Kontaktzonen geschleppt wird. Diese Aussage wird gestützt von der Beobachtung, daß PTFE-Dichtungen auch bei kleiner Geschwindigkeit Stick-Slip-frei gleiten. Neben der geringen Adhäsion von PTFE weisen



formgespritzte Rauheitserhebungen
an der Rückenfläche

Bild 23
Elastomer-Nutring mit 'Rauhzone'
am Ringrücken



die spanend gefertigten, fein zerklüfteten Dichtflächen gefüllter PTFE-Werkstoffe eine Vielzahl mikroskopischer Vertiefungen auf, in die sich Schmierstoff einlagern kann. Dieses Erkenntnis ließ sich auch auf Elastomer-Nutringe übertragen. Hierzu wurde die Kontaktfläche des Nutrings mit einer definierten Rauheit versehen. Dadurch wird die wirksame Kontaktfläche verkleinert und die Losbrechreibung vermindert. Die Räume zwischen den Berührstellen wirken als Schmierstoffspeicher. Die lokalen, mikroskopisch kleinen Kontaktstellen können für sich Reibschwingungen ausführen, ohne daß der Dichtkörper als Ganzes schwingt. Eine Verminderung der Stick-Slip-Neigung durch diese Maßnahme wurde experimentell nachgewiesen. Darüber hinaus verbessert ein rauher Ringrücken auch die dynamische Dichtheit. Dieses Phänomen wird weiter unten noch ausführlicher behandelt.

Charakteristische Unterschiede zwischen PTFE- und Elastomer-Dichtungen:

PTFE-Dichtungen erfordern eine vergleichsweise geringe Losbrechreibung und erzeugen praktisch kein Ruckgleiten. Polyurethan-Dichtungen lösen hingegen häufig Stick-Slip aus. Die Gleitreibung von Stangendichtungen beim Ausfahren ist bei PTFE deutlich kleiner als bei Polyurethan, beim Einfahren hingegen gibt es kaum einen Unterschied. Sehr verschieden ist die chemische und thermische Beständigkeit. Bei hohem Druck besteht die Gefahr, daß Polyurethan-Dichtungen wegen hoher Reibwärme lokal schmelzen, wobei sich an der Dichtfläche axiale Furchen bilden und die Dichtfunktion verloren geht. Nochmals sei darauf hingewiesen, daß die Hersteller deshalb für Polyurethan-Dichtungen eine maximale Gleitgeschwindigkeit von 0,5 m/s zulassen. PTFE-Werkstoffe ertragen wesentlich höhere Temperaturen. Dadurch sind hier die zulässigen Gleitgeschwindigkeiten mindestens 15 m/s, wobei in der Praxis auch höhere Geschwindigkeiten verwirklicht wurden.

5.6 AUSFALLURSACHEN BEI STANGENDICHTUNGEN

Extrusion

Am niederdruckseitigen Ende können Elastomerdichtungen bei hohem Druck in den Gehäusespalt gepreßt werden. Bei großem Spalt und sehr hohem Druck kann das auch bei PTFE-Dichtungen passieren. Extrusion kann vermieden werden, indem der Gehäusespalt so klein

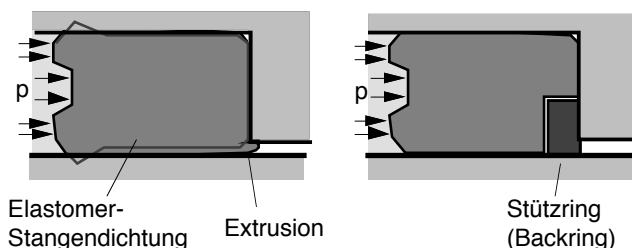


Bild 24
Elastomer-Nutring
mit Stützring

wie möglich ausgeführt wird. Das verlangt aber enge Toleranzen und ist deshalb teuer. Wenn der Gehäusespalt bei Druckänderungen atmet, wird mit der Zeit das in den Spalt extrudierte Ende der Dichtung abgeknabbert. Dies kann letztlich zu Leckage führen. Abgetrennte „Extrusionsfahnen“ plastischer Dichtungen werden im Spalt eingeklemmt und vergrößern die Reibung. Bei weicheren Elastomerdichtungen kann Extrusion mit harten Stützringen verzögert oder verhindert werden, Bild 24. Stützringe bestehen aus hartem elasto-plastischem Material, glasfaserverstärktem PTFE, Polyamid oder Polyacetal. Ein Stützring kann jedoch bei einfahrender Stange den Ölfilm abstreifen und dadurch dynamische Leckage erzeugen. Formgepreßte Stangendichtungen aus hartem Polyurethan (92 bis 98 IRHD) erfordern in der Regel außer einem engen Gehäusespalt keinen weiteren Schutz gegen Extrusion. Gefüllte PTFE-Werkstoffe haben an sich einen hohen Extrusionswiderstand. Sie können erst bei hoher Temperatur und gleichzeitig hohem Druck ($> 30 \text{ MPa}$) in den Spalt gedrängt werden. Eine Anfasung oder Abrundung des Ringrückens verschiebt den Beginn der Extrusion zu noch höherem Druck (s. z.B. Bild 14c).

Hydrodynamischer Schleppdruck

Neben dem Dichtspalt zwischen Stange und Dichtung gibt es noch andere konstruktiv bedingte Spalte, die ebenfalls hydrodynamische Wirkungen hervorrufen können. Oft schließt sich an die Dichtungsnut direkt der Lagerspalt einer Stangenführung an, Bild 25.

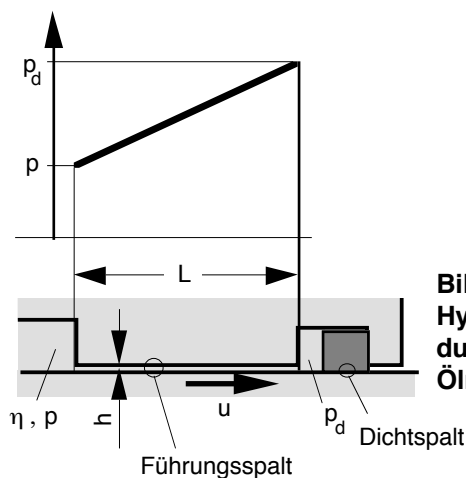


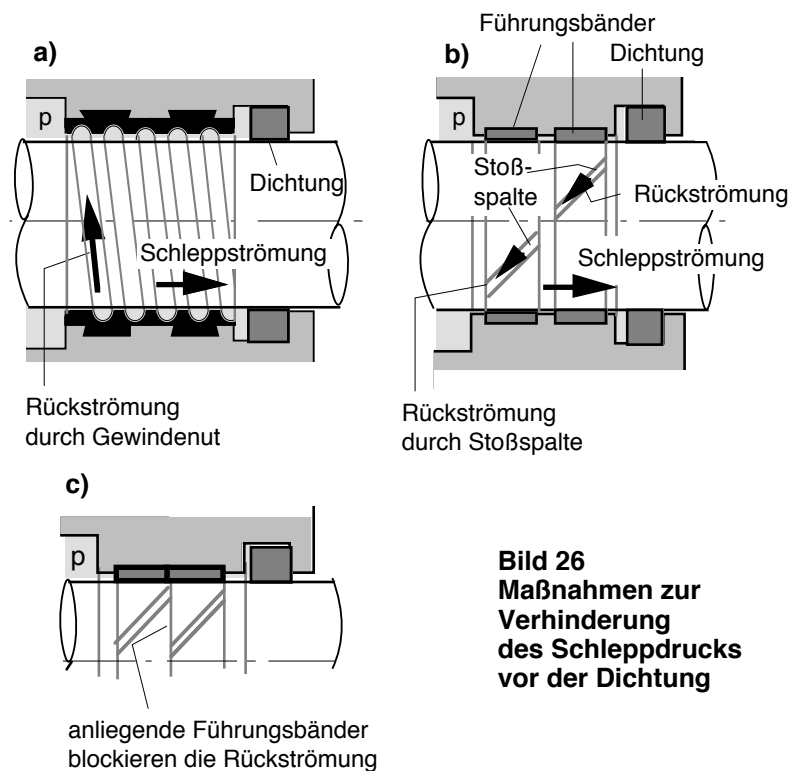
Bild 25
Hydrodynamische Druckerhöhung durch einen engen Spalt zwischen Ölraum und Dichtung (Schleppdruck)

In *Kapitel 4* wurde gezeigt, daß der Druck vom Hydraulikdruck p auf p_d ansteigt, wenn die Stange Flüssigkeit durch einen hinten abgesperrten Führungsspalt schleppt. Der Druckanstieg hängt ab von der Geschwindigkeit u_a der Stange, der Viskosität η , sowie von der axialen Länge L und der radialen Höhe h des Führungsspalts:

$$p_d = p + \frac{6 \eta u_a L}{h^2}$$

Bei dieser Berechnung ist der Ölfilm vernachlässigt, der durch den Dichtspalt geschleppt wird, da dieser viel kleiner ist als die Höhe h des Führungsspalts. Der Schleppdruck steigt zeitverzögert, wenn der Raum vor der Dichtung teilweise mit Luft gefüllt ist. Es hängt dann von der Hublänge ab, ob der Druck p_d erreicht wird. In der Praxis wurden Schleppdrücke beobachtet, die den hydraulischen Betriebsdruck p weit übersteigen. Dabei können erhebliche Schäden durch exzessive Reibung und Extrusion entstehen. Ein Schleppdruck tritt nur auf, wenn die durch den Führungsspalt zur Dichtung hin geschleppte Flüssigkeit gezwungen ist, gleichzeitig wieder durch denselben Spalt zurückzufließen.

Somit gibt es eine einfache Maßnahme, Schleppdruck zu verhindern, indem man der Flüssigkeit einen Rückweg mit geringem Strömungswiderstand anbietet, Bild 26. In der Praxis wird dazu oft in die Führung eine tiefe Gewindenut eingearbeitet, Bild 26(a), wobei die Querschnittsfläche der Nut mindestens dreimal so groß sein sollte wie die Querschnittsfläche des Führungsspalts. *Axiale* Nuten oder Bohrungen sollten *nicht* angewendet werden. Falls in der Dichtungsnut Luftblasen hängen, würde bei plötzlich ansteigendem Druck p die Flüssigkeit durch die axialen Kanäle „schießen“ und direkt auf die Dichtung treffen. Erfahrungsgemäß entstehen dabei exzessive Erosionsschäden. Eine gute und wirtschaftliche Lösung sind geschlitzte Führungsbänder, Bild 26(b), deren schräge Stoßspalte den Rückflußkanal bilden. Wenn zur Vergrößerung der radialen Tragfähigkeit mehrere Führungsbänder verwendet werden, müssen diese unbedingt separat in getrennte Nuten eingelegt sein. Aneinander anliegende Bänder blockieren bei versetzten Stoßspalten den Rückfluß, Bild 26(c).



Schäden durch Schleppdruck können auch bei der Abdichtung eines Kolbens mit zwei Dichtungen entstehen. Bild 27 zeigt eine Rücken-an-Rücken-Anordnung mit zwei Elastomer-Kompaktringen. Bei hohem Hydraulikdruck p auf der linken Seite fährt der Kolben nach rechts, bzw. die Zylinderwand relativ zur Dichtung nach links (a). Der Pressungsgradient am Rücken der linken Dichtung ist sehr groß (vgl. Bild 8). Das von der Zylinderwand durch den Dichtspalt der rechten Dichtung geschleppte Öl wird deshalb von der linken Dichtung abgestreift und verbleibt im Raum zwischen den Dichtungen. Beim Hin- und Hergang des Kolbens füllt sich der Ringraum zwischen den Dichtungen mit Öl. Das bei jedem Hub aufs Neue eingeschleppte Öl schiebt die beiden Dichtungen voneinander weg (b). Sobald sie an den Haltescheiben anliegen steigt bei den nächsten Hin- und Hergängen des Kolbens der Druck im Raum zwischen den Dichtungen. Schließlich können sogar die metallischen Haltescheiben umgebogen werden, oder der Kolben wird von den Reibkräften der extrem stark angepreßten Dichtungen festgebremst.

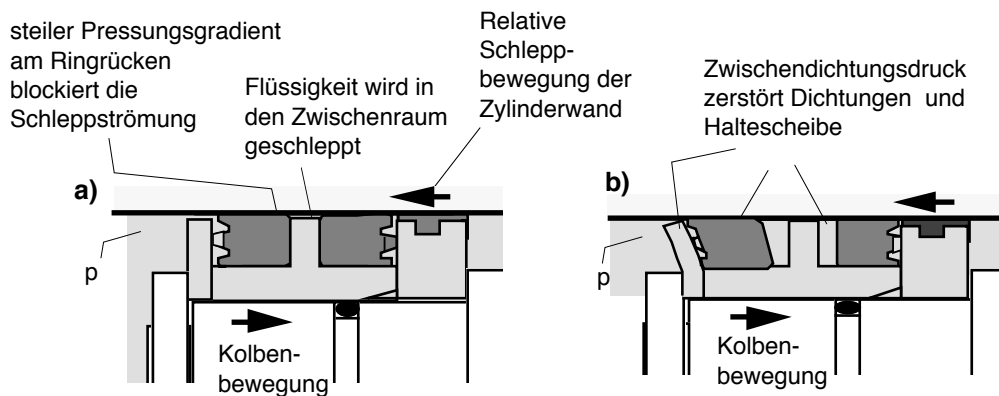


Bild 27
Schleppdruck zwischen zwei Rücken-an-Rücken angeordneten Dichtungen einer Kolbendichtung

Die im Bild 27 dargestellte Dichtungsanordnung stammt noch aus der Zeit, als weiche, spitzlippige Nutringe (s. Bild 7) verwendet wurden. Bei diesen war der Überdruck zwischen den Dichtungen automatisch begrenzt, weil die weichen Lippen wie Überdruckventile öffneten, wenn sie vom Rücken her druckbelastet wurden. Bei harten Nut- bzw. Kompaktringen ist das nicht der Fall. Das Problem verschwindet jedoch, wenn eine einzige axial symmetrische Kolbendichtung verwendet wird. Solche Kolbendichtungen werden später in diesem Kapitel behandelt.



Luftblasenkavitation – Mikro-Dieseleffekt

Luftblasen können in Hydrauliksystemen großen Schaden verursachen. Wenn Anwender Luft im Hydrauliksystem entdecken, vermuten sie oft, die einfahrende Stange sauge durch den Dichtspalt Luft an. Tatsächlich ist aber *im Öl* ziemlich viel *gelöste* Luft enthalten, bei Atmosphärendruck fast zehn Volumenprozent. Solange die Luft gelöst ist, treten keine Probleme auf. Wenn jedoch der Öldruck unter den Lösungsdruck fällt, erscheinen im Öl schlagartig viele mikroskopisch kleine Luftbläschen, die sich schnell zu größeren Blasen zusammenschließen. In Hydrauliksystemen gibt es viele Stellen, an denen der Flüssigkeitsdruck dynamisch abfällt und die gelöste Luft gasförmig ausgeschieden wird.

Oben wurde gezeigt, wie der Druck beim Einschleppen von Flüssigkeit in einen abgedichteten Spalt ansteigt. Wenn nun umgekehrt Flüssigkeit aus einem einseitig abgedichteten Spalt hinausgeschleppt wird, sinkt der Druck im Spalt. Die axial bewegte Stange saugt den Ringraum zum Teil leer, wobei der Druck vor der Dichtung abfällt und im Öl gelöste Luft ausgeschieden wird, Bild 28(a). Die Luftblasen enthalten Öldampf und sind zündfähig, wenn das Hydrauliköl brennbar ist. Wenn nun der Hydraulikdruck plötzlich auf 10 MPa oder höher ansteigt, werden die Luftblasen komprimiert und zünden. Bild 28(b). Dabei entstehen lokal sehr hohe Druckspitzen und extrem hohe Temperaturen. Finden solche Zündungen in unmittelbarer Nähe von Dichtkörpern statt, so können diese in kurzer Zeit zerstört werden. Der Vorgang wird als Mikro-Dieseleffekt bezeichnet.

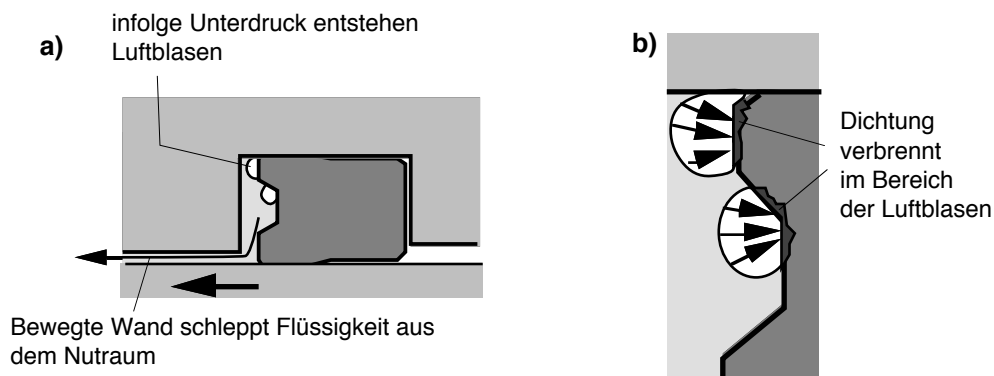


Bild 28
" Mikro - Dieseleffekt " durch Kompression von Luftblasen

Den Dieseleffekt grundsätzlich zu verhindern, hieße die Entgasung zu unterdrücken oder konstruktiv dafür zu sorgen, daß durch Auftrieb die Luftblasen sich von den Dichtungen entfernen. Das ist aber leichter gesagt als getan. Um in kritischen Betriebsfällen – insbesondere in der Flugzeughydraulik – sowohl die Dichtungen zu schützen als auch eine Kompressibilität im Hydrauliksystem auszuschließen, muß dafür gesorgt werden, daß der Systemdruck nirgends unter den Entgasungsdruck der Hydraulikflüssigkeit abfallen kann. Dazu muß dem geschlossenen System ein ständig wirksamer Grunddruck aufgeprägt werden.



PTFE-Stufendichtungen sind wegen ihrer guten Wärmebeständigkeit weniger empfindlich gegen den Mikro-Dieseleffekt, jedoch ist dabei auch die Beständigkeit ihres O-Rings zu bedenken. Dies spricht für die Verwendung von FKM, in Extremfällen von FFKM.

Gas kann eine Dichtung noch durch eine weitere Erscheinung schädigen. Ein in der Hydraulikflüssigkeit gelöstes Gas diffundiert durch den Dichtungswerkstoff hindurch zur Niederdruckseite hin. Am Ende des Dichtkörpers fällt der Druck innerhalb der Dichtung steil ab. Dabei entstehen am Rand des Dichtkörpers expandierende Bläschen, die die Dichtung zerstören können. Dies ist eine besondere Art der *explosiven Dekompression*. Diese Erscheinung ist besonders zerstörerisch bei faserverstärkten Elastomerdichtungen, da das expandierende Gas die Fasermatrix aufreißt. Manchmal verursacht das expandierende Gas sogar an der Stangen- oder Zylinderoberfläche Pittings und mikroskopische Ausbrüche, die wie abrasiver Verschleiß aussehen.

Leckage bei Kaltstart

Wenn die Kolbenstange eines hydraulischen Geräts bei sehr tiefer Temperatur aus dem Druckraum ausfährt, kann das stockzähe Öl mittels der druckseitigen Booster-Zone (s. Bild 9) die Dichtung anheben, wobei ein übermäßig dicker Ölfilm nach außen gezogen wird. Wird dann beim Einfahren ein Großteil dieses Ölfilms abgestreift, bildet sich auf der Stange ein Leckage-Ölring. Eine derartige Leckage kann durch eine geeignete Gestaltung der Dichtkante vermindert oder mittels einer Tandem-Anordnung vermieden werden. Eine Tandemdichtung bietet weitere Vorteile, die weiter unten in diesem Kapitel erläutert werden. Eine weitere Ursache für Leckage bei kalter Dichtung zeigt sich bei hochfluorierten Elastomeren mit hoher Glasübergangstemperatur T_G . In der Nähe von T_G verhalten sich diese Elastomere eher lederartig als gummiartig. Die Querdehnungszahl hat dann nicht mehr einen Wert von annähernd 0,5 und die maximale Dichtpressung ist nicht mehr größer als der Druck der abzudichtenden Flüssigkeit. Das Problem ist vermeidbar, wenn die Temperatur der Dichtung ansteigt, bevor sie unter Druck gesetzt wird.

Rauhe Gleitflächen

Durch zu rauhe Zylinder- und Stangenoberflächen entsteht Abrasionsverschleiß. Dichtungshersteller empfehlen in der Regel für PTFE-Dichtungen eine Rauheit $R_a = 0,05 \dots 0,2 \mu\text{m}$ (nach ISO 4287), für Polyurethan-Dichtungen $R_a = 0,1 \dots 0,4 \mu\text{m}$. Man kann den Abrasionsverschleiß reduzieren, wenn die mehrere Mikrometer hohen Ausreißer des Profils durch Honen abgetragen oder durch Rollpolieren (Rollieren) geglättet werden. Mit dem letztgenannten Verfahren ist $R_a = 0,05 \dots 0,1 \mu\text{m}$ erreichbar. In der Praxis wurde beobachtet, daß Dichtungen aus bronzegefülltem PTFE die Stangen- und Zylinderoberflächen polieren. Bis auf den unvermeidbaren Adhäsionsverschleiß beim Anfahren ist Abrasionsverschleiß nicht zu erwarten, wenn die Rauheitsberge niedriger sind als der hydrodynamische Dichtspalt.



Die Beobachtung, daß eine größere Rauheit zwar den Verschleiß, nicht aber die Schleppleckage vergrößert, deutet darauf hin, daß die höheren Rauheitsberge, wenn sie die Dichtungsfläche berühren, den Flüssigkeitstransport unwesentlich verändern.

Schmutz im Hydrauliksystem

Späne, Schmutzpartikel, Sandkörner, Schleifmittelkörner und Verschleißpartikel können im Flüssigkeitssystem hydraulischer Anlagen und insbesondere bei den Dichtungen nachhaltige Schäden verursachen. Wichtig ist daher die sorgfältige Reinigung aller Komponenten vor der Montage. Auch bei der Montage ist größte Sauberkeit vonnöten. Die Druckflüssigkeit sollte gefiltert werden. Bei mobilen Hydraulikanlagen, die in verschmutzter Umgebung eingesetzt werden, müssen die Abstreifer in Ordnung sein, weil sonst von den Kolbenstangen Schmutz aus der Umgebung eingeschleppt wird. Partikel in Dicht- und Führungsspalte schleifen Längsriefen in die Oberflächen der Stangen und Zylinder. Das Dichtverhalten verschlechtert sich noch nicht, solange diese Riefen nicht tiefer als einige μm sind (bereits feststellbar mit dem Fingernagel!).

Durch tiefere Axialriefen strömt jedoch bei hohem Druck die Hydraulikflüssigkeit mit hoher Geschwindigkeit. Dabei entsteht erosiver Verschleiß, wobei die bereits beschriebene Luftblasenkavitation eine Rolle spielt. Um derartige Schäden zu minimieren, sollten die Stangen- und Zylinderoberflächen möglichst hart sein.

Chemisch und thermisch bedingte Schäden

Die Beständigkeit der Dichtungswerkstoffe gegenüber verschiedenen Hydraulikflüssigkeiten wurde in *Kapitel 2* behandelt. Am wenigsten problematisch sind die - verhältnismäßig teuren - Fluor-Thermoplaste (PTFE) und Fluorelastomere (FKM und FFKM). Sie können in nahezu allen üblichen Druckflüssigkeiten bis zu den höchsten, in der Hydraulik vorkommenden Temperaturen eingesetzt werden. Fluorelastomere sind jedoch nur begrenzt verwendbar bei Flüssigkeiten auf Wasserbasis mit höherer Betriebstemperatur. Die beiden am häufigsten verwendeten Werkstoffe für Hydraulikdichtungen, Nitril-Elastomere (NBR) und Polyurethane (AU, EU) verhalten sich unterschiedlich. Bis zu etwa 90°C sind beide Werkstoffe hinreichend beständig in Hydraulikflüssigkeiten auf Mineralölbasis (H, HL und H-LP-Flüssigkeiten). Bei höherer Betriebstemperatur oder anderen Flüssigkeiten (HFA, HFB, HFC, HFD) sollten die Erfahrungen der Hersteller herangezogen werden.

Bei niederen Temperaturen, nämlich beim Erreichen der Glasübergangstemperatur T_G , verhärten alle Elastomere reversibel. Unter -25°C verlieren alle üblicherweise verwendeten Elastomerwerkstoffe ihre Flexibilität. Die Folgen hinsichtlich einer möglichen Kaltstartleckage wurden bereits beschrieben. In der Regel erwärmt die Reibung nach kurzer Zeit die Dichtelemente, und sie gewinnen ihre Flexibilität zurück.



5.7 STANGENDICHTSYSTEME MIT MEHREREN DICHELEMENTEN

Zur Verminderung der Leckage mehrere Dichtungen hintereinander einzubauen ist an sich ein altbekanntes Prinzip. Man muß jedoch zwischen zwei verschiedenen Arten der Mehrfachabdichtung unterscheiden.

Bei hohem Druck wurden in der Hydrauliktechnik früher Manschettensätze verwendet, die aus mehreren Dichtringen mit V-förmigem Querschnitt bestanden, Bild 29.

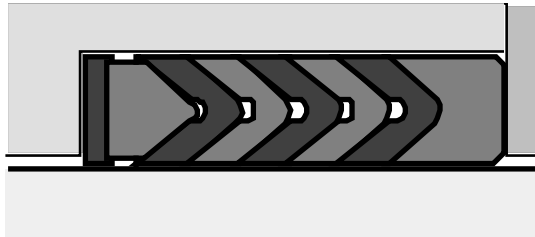


Bild 29
Dachmanschetten -
Dichtsatz

Damals wurde die Dichtfunktion noch vorwiegend statisch betrachtet. Auch waren PTFE und Polyurethan noch unbekannt. Bei Manschettensätzen wirkt der vom Flüssigkeitsdruck erzeugte Axial Schub auf *alle* Dichtelemente, die deshalb von Anfang an durch den Hydraulikdruck radial angepreßt werden. Wegen der großen Kontaktfläche ist die Reibung hoch. Entsprechend groß ist der Verschleiß, besonders weil die außenseitigen Dichtelemente zwar angepreßt, aber nur mangelhaft geschmiert werden. Der dynamische Dichtmechanismus eines Manschettensatzes ist undurchsichtig und unzuverlässig. Insbesondere sind gewebeverstärkte Ringe oft von den bereits genannten Luftexpansionschäden betroffen. In Neukonstruktionen von Hydraulikzylindern werden Manschettensätze heute kaum mehr verwendet.

Hingegen werden zur Abdichtung aggressiver Fluide in Pumpen und Ventilen der chemischen Industrie Dachmanschetten aus PTFE eingesetzt. Bei hoch aggressiven Fluiden, konzentrierten Säuren oder Laugen, kommt vorwiegend reines PTFE zum Einsatz. In der Regel werden PTFE-Dachmanschetten-Dichtsätze axial durch Federn vorgespannt.

Tandem-Stangendichtungen

Unter ungünstigen Bedingungen kann es schwierig sein, mit einer einzigen Stangendichtung dynamische Leckage zu vermeiden, beispielsweise wenn die Stangengeschwindigkeit beim Ausfahren oft wesentlich größer ist als beim Einfahren. In diesem Fall ist es zweckmäßig, eine zweite (äußere) Dichtung vorzusehen, die die dynamische Leckage der ersten (inneren) Dichtung auffängt und im Zwischenraum speichert. Eine derartige Anordnung wird als Tandem bezeichnet, Bild 30. Über eine längere Betriebszeit betrachtet genügt es, daß die Rückförderkapazität der inneren Dichtung *im Mittel* größer ist als ihre dynamische Leckage. Die innere Dichtung kann ohne weiteres bei einigen Ausfahrbewegungen mehr Flüssigkeit durchlassen als sie beim nachfolgenden Einfahren zurückpumpt. Diese Leckmenge wird im Zwischenraum gespeichert und zurückgefördert, wenn die Stange später wieder schneller einfährt.

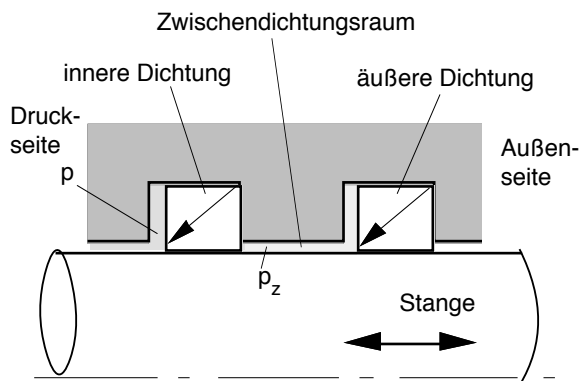


Bild 30
Tandem - Anordnung :
Zwei separat abgestützte
Dichtungen (Prinzip)

Die Dichtungen eines Tandems müssen mechanisch entkoppelt sein, das heißt, jede Dichtung muß für sich axial im Gehäuse abgestützt werden. Ein klassisches Beispiel für dieses Prinzip ist der Pleuelringsatz eines Verbrennungsmotors. Wenn es in einem Tandem gelingt, den Druck der abzudichtenden Flüssigkeit unter den Dichtungen aufzuteilen, ist die Anpressung jeder Dichtung und somit die Reibung kleiner, als wenn (wie bei einem Manschettensatz) jede Dichtung mit dem gesamten Druck belastet ist. Bei einem Tandem ist streng darauf zu achten, daß nicht durch Wechselwirkung von Schleppströmung und Abstreifwirkung ein exzessiver Druck zwischen den Dichtungen entsteht. Bei falscher Auswahl der Dichtungen können ohne weiteres Zwischendichtungsdrücke von 50 MPa und mehr entstehen, die die Dichtungen extrudieren und zerstören. Entscheidend ist die Fördercharakteristik der Einzeldichtungen. *In einem Tandem dürfen nur Dichtungen verwendet werden, die ein asymmetrisches Pressungsprofil mit guter Abstreifwirkung beim Ausfahren und guter Rückförderwirkung beim Einfahren der Stange aufweisen.* Bei *symmetrischen* Elementen, (z.B. O-Ringe, R-Ringe usw.) besteht die Gefahr, daß sich ein Zwischendichtungsdruck aufbaut. Solche Dichtungen dürfen deshalb *nicht im Tandem* verwendet werden. Im Prinzip können viele Dichtungsbauarten in einem Tandem kombiniert werden. Bild 31 (nächste Seite) zeigt zwei bewährte Anordnungen. Die Kombination (a) mit zwei PTFE-Stufendichtungen werden bei hohen Anforderungen an die Dichtheit und unter schwierigen Betriebsbedingungen (hoher Druck + hohe Gleitgeschwindigkeit) eingesetzt. Außenseitig kann eine Elastomer-Dichtung eingesetzt werden, wenn dies aufgrund der Gleitgeschwindigkeit zulässig ist und man sicher sein kann, daß nur ein verhältnismäßig niedriger Zwischendichtungsdruck auftritt.

Im Vergleich mit der Einzeldichtung hat ein Tandem eine Reihe von Vorteilen:

- Redundante statische Dichtheit im Fall von Kratzern und Dellen auf der Stange.,
- Speicherung dynamischer Leckage im Zwischenraum. Bei Kaltstart erwärmt die Reibung an der inneren Dichtung das Öl, das deshalb von der äußeren Dichtung besser abgestreift wird.
- Die innere Dichtung schützt die äußere Dichtung vor Beschädigungen durch Mikro-Dieseleffekte.
- Ein hoher Systemdruck kann sich auf zwei Dichtungen verteilen.

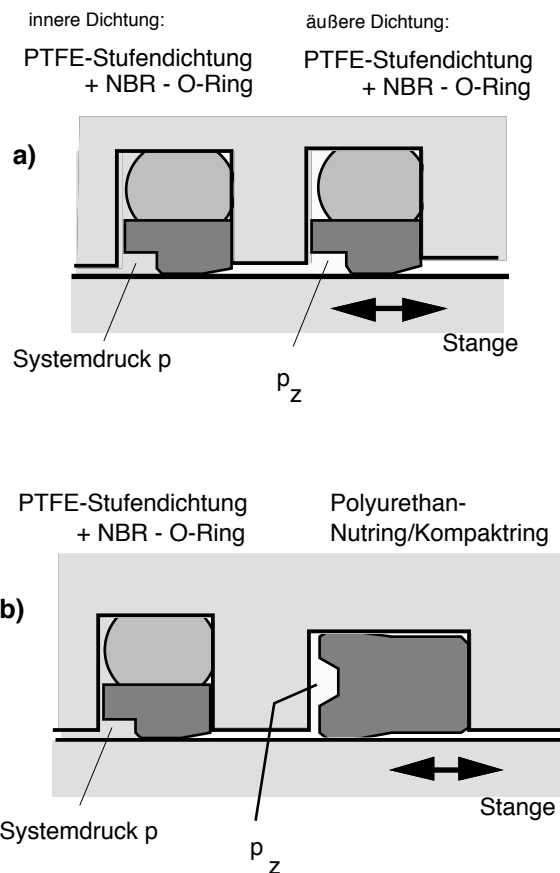


Bild 31
Tandem -
Stangendichtungen
(Praxisbeispiele)

Dynamik einer Tandem-Anordnung

Die als letzter Punkt genannte Druckaufteilung in einem Tandem ist ein dynamischer Vorgang. Nach der Installation eines Hydraulikzylinders mit einem Tandem als Stangendichtung ist der Zwischendichtungsraum zunächst drucklos und ohne Flüssigkeit, auch wenn das Hydrauliksystem bereits unter Druck steht. Die innere Dichtung muß deshalb in der Lage sein, dem maximalen Systemdruck zu widerstehen. Zwischen den Dichtungen kann sich erst nach einiger Zeit ein Druck bilden, wenn der Zwischenraum nach einer Folge von Aus- und Einfahrbewegungen mit eingeschlepptem Öl aufgefüllt ist. Ist dieser Zustand einmal erreicht, so beginnt der Druck p_z im Zwischenraum zu steigen, wenn weiteres Öl eingeschleppt wird. Er steigt so lange, bis eine charakteristische Druckdifferenz $p - p_z$ erreicht ist, bei der die innere Dichtung so weit entlastet ist, daß sie dynamisch dicht wird. Weiter oben wurde gezeigt (s. Bild 16), wie die Grenze der dynamischen Dichtheit von der auf die Dichtung wirkenden Druckdifferenz und vom Geschwindigkeitsverhältnis abhängt.



Das dynamische Verhalten eines Tandems bei unterschiedlichen Ausgangssituationen wird anhand von Bild 32 erläutert. Es wird angenommen, daß die Grenzkurven beider Dichtungen identisch sind und dem früher in Bild 16 wiedergegebenen Verlauf entsprechen. Nun werden jedesmal für einen Systemdruck von 30 MPa (Punkte „E“, „B“, „A“ in Bild 32) drei unterschiedliche Geschwindigkeitsverhältnisse u_e/u_a betrachtet.

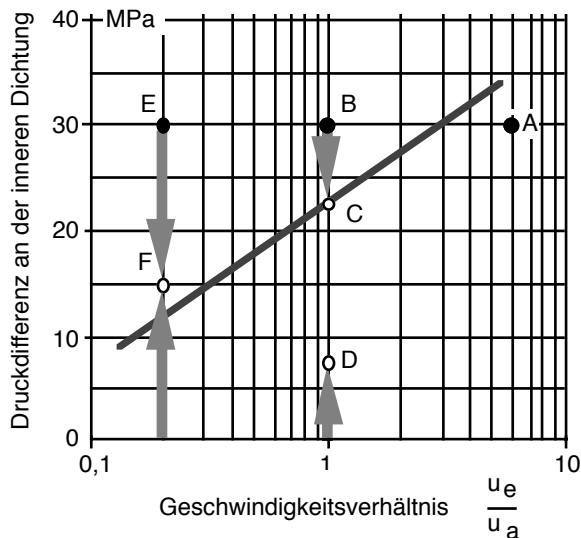


Bild 32
Dynamik einer
Tandem-Anordnung

Ausgangssituation „A“ : $u_e/u_a = 5$ (Stange fährt langsam aus und schnell ein).

Die innere Dichtung ist dynamisch dicht, da der Anfangspunkt „A“ unterhalb der Grenzkurve im Gebiet dynamischer Dichtigkeit liegt. Der ausgeschleppte Ölfilm wird von der inneren Stufendichtung wieder vollständig in den Druckraum zurückgeschleppt. Das Tandem ist dynamisch dicht.

Ausgangssituation „B“ : $u_e/u_a = 1$ (Stange fährt ebenso schnell aus wie ein)

Der Anfangspunkt „B“ liegt oberhalb der Grenzkurve. Die innere Dichtung ist zunächst dynamisch undicht, der hinausgeschleppte Film ist dicker als der zurückgeförderte. Die äußere Stufendichtung streift den Ölfilm teilweise ab, und der Raum zwischen den Dichtungen beginnt sich mit Öl zu füllen. Solange der Raum nur teilweise gefüllt ist, wirkt auf die innere Dichtung die gesamte Druckdifferenz von 30 MPa. Ist der Zwischenraum schließlich ganz gefüllt, so beginnt bei weiterer Stangenbewegung der Druck im Zwischenraum anzusteigen. Die auf die innere Dichtung einwirkende Druckdifferenz nimmt ab, der Betriebspunkt bewegt sich von „B“ nach „C“. Bei „C“ wird die innere Dichtung dynamisch dicht. Der Betriebspunkt der äußeren Dichtung hat sich zugleich von der Null-Linie bis zum Punkt „D“ bewegt, das heißt, der Zwischendichtungsdruck steigt auf annähernd 7 MPa. Das Tandem ist nun dynamisch dicht und behält im weiteren Betrieb diesen Zustand bei, wenn die Betriebsbedingungen sich nicht verändern.



Ausgangssituation „E“ : $u_e/u_a = 0,2$ (Stange fährt schnell aus und langsam ein)

Der Anfangspunkt „E“ liegt oberhalb der Grenzkurve, die innere Dichtung ist also dynamisch undicht. Wenn der Zwischenraum gefüllt ist und der Zwischendichtungsdruck p_z den halben Systemdruck erreicht hat, stehen beide Dichtungen unter der gleichen Druckdifferenz 15 MPa am Betriebspunkt „F“. Dieser Punkt liegt im Bereich dynamischer Leckage. Das Tandem ist unter diesen Bedingungen dynamisch undicht, jedoch ist die Leckrate wesentlich kleiner als die einer einzelnen Dichtung.

Reibung einer Tandem-Anordnung

Die Reibung einer druckbeaufschlagten Stangendichtung ist am höchsten, wenn der Ölfilm bei einfahrender Stange sehr dünn ist. Weil bei einem Tandem der Zwischendichtungsraum Öl enthält, ist die Reibung der inneren Dichtung vergleichsweise gering. Da der Zwischendichtungsdruck in der Praxis selten hoch wird, ist auch die Reibung der äußeren Dichtung klein. Deshalb ist unter hohem Systemdruck die gesamte Reibung bei einem Tandem selten größer als beim Einsatz einer einzigen Dichtung.

Doppelkantenring und Ringrücken mit definierter Rauheit

Die Losbrechreibung einer Elastomer-Stangendichtung wird bei höherem Druck hauptsächlich von der verhältnismäßig großen Rückenfläche hinter der Dichtkante erzeugt. In der Erwartung, daß eine Verkleinerung dieser Kontaktfläche sowohl die Reibung vermindert als auch – wie ein Tandem – die Dichtwirkung verbessert, wurden Stangendichtungen mit einer weiteren Ringkante (bzw. einem Wulst) im Bereich des Ringrückens entwickelt, Bild 33(a). In Experimenten zeigte sich jedoch keine nennenswerte Verbesserung. Der Raum zwischen den Dichtkanten füllt sich zwar mit der Zeit mit Öl. Im Vergleich zu herkömmlichen Polyurethan-Nutringen mit einer einzigen Dichtkante war die dynamische Dichtwirkung der Doppelkantenringe nicht besser und ihre Reibung sogar höher.

Bild 33(b) zeigt eine alternative Maßnahme, die tatsächlich zu besserer dynamischer Dichtigkeit führt und zumindest bei einfahrender Stange auch die Reibung vermindert. Hierzu wird die Kontaktfläche des Nutrings „aufgerauht“, mit Ausnahme eines schmalen Bereichs an der Dichtkante.

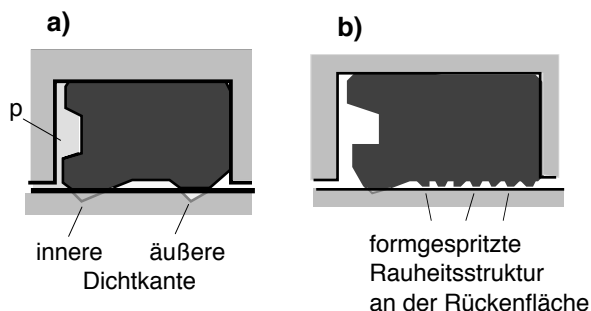


Bild 33
Modifikationen der
Rückenfläche eines
Polyurethan-Nutrings



Im Zusammenhang mit der Beherrschung von Stick-Slip wurde dieses Verfahren bereits erwähnt (s.S. 22). Die Rauheit wirkt bei einfahrender Stange als Boosterzone, in der sich ein Schleppdruck aufbaut. Dadurch wird der Rücktransport des Ölfilms in den Druckraum begünstigt. Die Negativform der Rauheit ist in die Spritzgußform eingearbeitet. Bei Polyurethan-Nutringen mit einer Härte zwischen 90 und 98 IRHD haben sich 100 bis 200 µm hohe, kuppenartige Rauheitserhebungen mit einem Kuppenabstand von ca. 0,4 mm als günstig erwiesen. Derartig modifizierte Polyurethan-Nutringe waren hinsichtlich der dynamischen Dichtigkeit sowohl herkömmlichen Nutringen als auch Doppelkantenringen überlegen.

5.8 KOLBENDICHTUNGEN

Einfach wirkende Kolben werden, wie Stangen, mit Nutringen, PTFE-Stufenringen etc. abgedichtet, deren dynamische Dichtkante am Außendurchmesser liegt. Im folgenden werden Dichtungen für *doppeltwirkende* Kolben behandelt, die abwechselnd von beiden Seiten druckbelastet sind. Diese Dichtungen sind in Bezug auf ihre radiale Mittelebene symmetrisch gestaltet. Eine dynamische Leckage ist im allgemeinen nicht von Bedeutung, weil sie im Hydrauliksystem bleibt und nach außen nicht in Erscheinung tritt. Bis auf einige Ausnahmen kann am Kolben auch eine geringe statische Leckage toleriert werden.

Es gibt eine Reihe von zuverlässigen und wirtschaftlichen Standard-Bauformen für Einschnappmontage, sowohl aus Elastomeren wie auch aus PTFE-Compounds. Ihre Hauptmerkmale sind:

- ein elastischer Dichtring mit symmetrischem Pressungsprofil ist radial an die Zylinderwand angepreßt,
- der Systemdruck wirkt ohne zeitliche Verzögerung auf den Dichtring und initiiert eine automatische Dichtwirkung,
- der Dichtring ist gegen Umstülpen, Verdrillen und Extrusion geschützt.

Keinesfalls dürfen äußere Seitenkräfte des Kolbens durch die Dichtung geleitet werden. Sie werden durch besondere Führungen übertragen. Führungen können mit der Dichtung in einer Baugruppe zusammengefaßt oder getrennt angeordnet sein.

Kolbendichtungen mit Elastomer-Dichtring

Bild 34 zeigt mehrteilige Kompaktdichtungen mit jeweils einem zentralen Elastomerdichtring und angrenzenden Kunststoffringen, die den Dichtring stützen und den Kolben führen. Bild 34(a) zeigt eine für hohen Druck geeignete Kolbendichtung, bei der die Zusatzfunktionen auf getrennte Elemente verteilt sind. Der Dichtring besteht aus NBR und wird flankiert von Stützringen aus zähem Polyester. Die angrenzenden, geschlitzten Winkelringe bestehen häufig aus glasfaserverstärktem thermoplastischem Kunststoff, insbesondere Polyacetal.

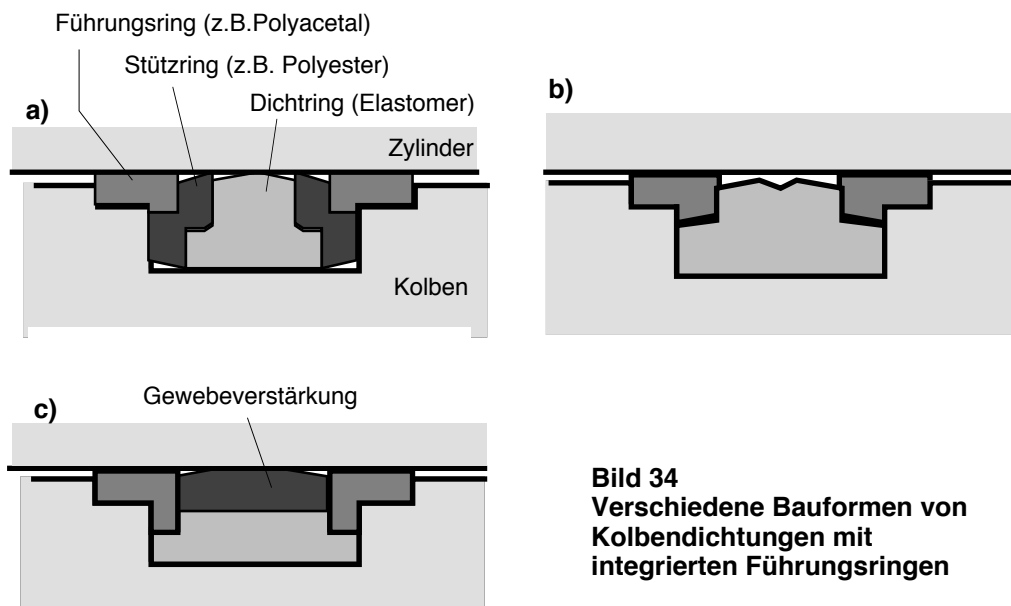


Bild 34
Verschiedene Bauformen von
Kolbendichtungen mit
integrierten Führungsringen

Wichtig bei mehrteiligen Kompakt-Kolbendichtungen ist, daß der Dichtring im eingebauten - vorgespannten - Zustand noch ein seitliches Nutflankenspiel zuläßt. Nur wenn die Druckflüssigkeit freien Zutritt zur Seitenfläche des Dichtrings hat, ist eine spontane Aktivierung der automatischen Dichtwirkung gewährleistet. Bild 34(b) zeigt eine Ausführung für mittleren Druck, bei der die Führungsringe direkt an den Elastomer-Dichtring angrenzen. Der Dichtring in Bild 34(c) ist an seiner Lauffläche gewebeverstärkt. Die Probleme, die bei Gewebeverstärkungen im Zusammenhang mit der Dekompression hochverdichteter Luftblasen entstehen können, wurden bereits erläutert.

Bild 35 zeigt eine weitere Bauart von Kolbendichtungen mit einem *Polyurethan*-Dichtring, der durch eine Elastomerdichtung (O-Ring, X-Ring) vorgespannt und sekundär abgedichtet ist. Bild 35(a,b) zeigt zwei unterschiedliche Ausführungen mit fluidseitig steilen Dichtkanten, die infolge ihres Pressungsprofils nur einen dünnen Schmierfilm durchlassen. Das bedeutet, daß die interne Schlepplecke klein ist. Der Raum zwischen den Dichtkanten kann durch die Förderwirkung der flachen Keilspalte auch leergepumpt werden. Dadurch wird ein Druckaufbau zwischen den Dichtkanten vermieden. Der Dichtring in Bild 35(c) hat außen flache Keilspalte und nahe beieinander liegende Dichtkanten. Sie erzeugen einen dickeren Schmierfilm und somit weniger Reibung. Elastomer-Kolbendichtungen verschließen statisch kleine Riefen in der Zylinderwand, verhindern also eine ungewollte Axialverschiebung des Kolbens durch Überströmen von Leckage. Bei hohem Druck und kleiner Geschwindigkeit neigen Polyurethan-Dichtungen allgemein zu Stick-Slip.

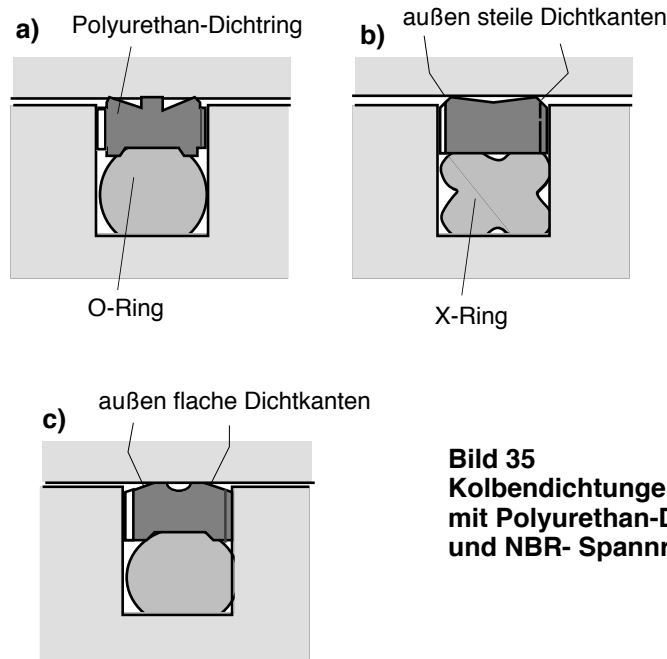


Bild 35
Kolbendichtungen
mit Polyurethan-Dichtring
und NBR- Spannring

Kolbendichtungen mit PTFE-Dichtring

Bild 36 zeigt eine einfache, wirkungsvolle und vielverwendete Kolbendichtung. Sie besteht in der Regel aus einem bronzegefüllten PTFE-Dichtring mit rechteckigem Querschnitt und einem NBR-Spannring. Die vom Druck der abgedichteten Flüssigkeit und zusätzlich vom Spannring aufgeprägte Dichtflächenpressung - mit einem flachen Maximum in der Mitte der Dichtfläche - begünstigt bereits bei kleiner Gleitgeschwindigkeit einen dicken Schmierfilm und damit geringe Reibung. Wegen der großen Steifigkeit der PTFE-Werkstoffe braucht man Hilfswerkzeuge zur Montage dieser Dichtung. Der Dichtring wird über eine konische Hülse geschoben und dabei plastisch gedehnt. Nach dem Einschnappen in die Nut wird der Ring mit einem innen konischen Rohrs radial gestaucht. Der steife PTFE-Rechteckring ist aufgrund seiner geringen Flächenpressung nicht in der Lage, kleine Axialriefen der Zylinderoberfläche abzudichten. Infolgedessen kann eine geringfügige, druckabhängige Leckage durch den Kolbenspalt entstehen.

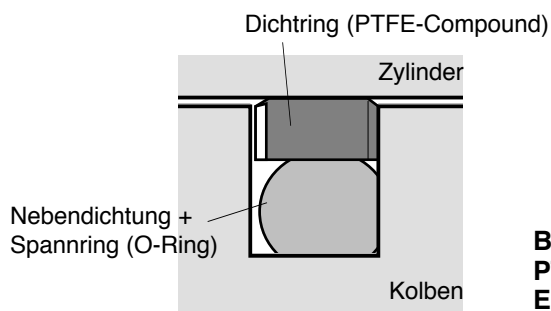


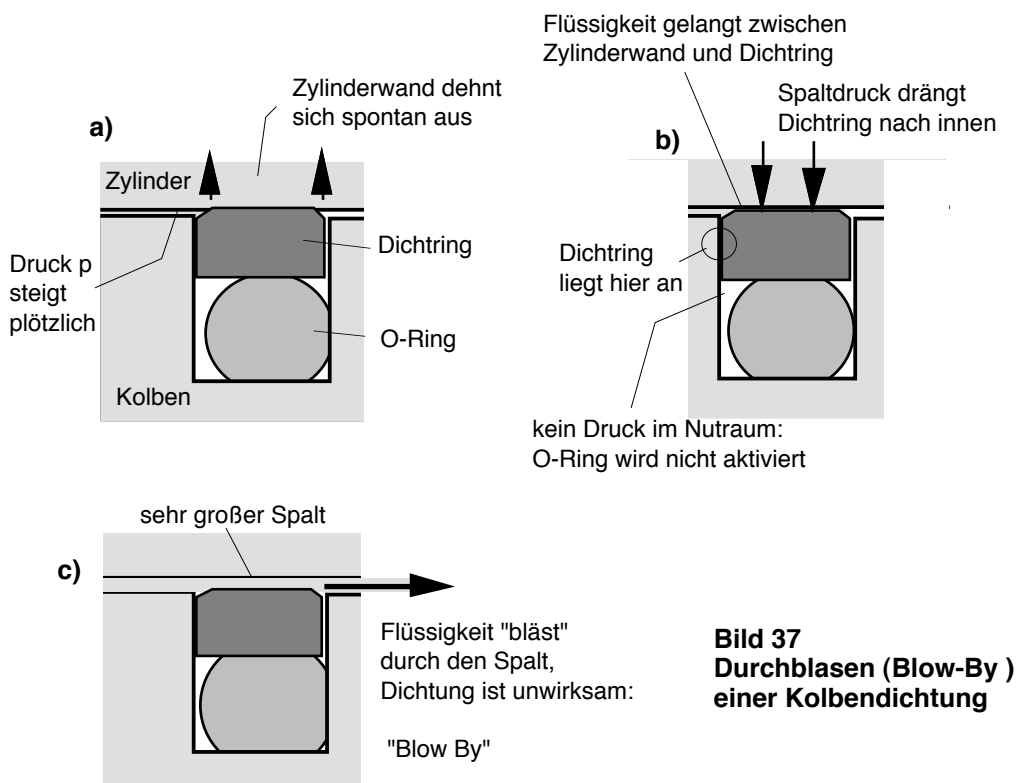
Bild 36
PTFE-Kolbendichtung mit
Elastomer-Spannring (O-Ring)



Blow-By bei Kolbendichtungen

Eine symmetrische Kolbendichtung kann beim Zusammentreffen ungünstiger Bedingungen schlagartig versagen, Bild 37 (nächste Seite). Der PTFE-Dichtring in Bild 37(a) liegt an der linken Nutwand an. Steigt nun der Druck sehr schnell, so weitet sich die Zylinderwand geringfügig. Der Raum vor dem O-Ring ist zum Druckraum hin durch den druckseitig anliegenden PTFE-Dichtring abgeschottet. Der Druck kann deshalb den O-Ring nicht aktivieren, das heißt, der automatische Dichtmechanismus ist zeitweilig außer Kraft gesetzt. Die radiale Vorspannung der Dichtung allein reicht nicht aus, um den Dichtring der spontan zurückweichenden Zylinderwand nachzuführen. Dadurch entsteht ein Spalt zwischen Dichtring und Zylinderwand, Drucköl strömt in diesen Spalt und drängt den Dichtring nach innen, Bild 37(b).

Der Dichtspalt wird vom Spaltdruck aufgeweitet und die Dichtung „bläst durch“, Bild 37(c). Dieser Vorgang (Blow-By) wird begünstigt durch Luftblasen im Nutraum vor dem O-Ring, die den Druckanstieg in der Nut zusätzlich verzögern. Durch Blow-By kann ein hydraulisches Gerät spontan versagen. Blow-By kann bei der Abdichtung ruhender und bewegter Maschinenteile auftreten. Der Blow-By-Effekt hat eine Reihe katastrophaler Ausfälle verursacht, wobei die Challenger-Katastrophe von 1986 der spektakulärste Fall ist (s. Kapitel 3). Eine spezielle Art von Blow-By ist das Kolbenringflattern in schnelllaufenden Hubkolben-Verbrennungsmotoren (s. Kapitel 15).





Vermeiden von Blow-By:

Bei Kolbendichtungen kann Blow-By vermieden werden, indem der Einbauraum der Dichtung zuverlässig mit dem Druckraum verbunden ist. Damit kann die Dichtung schnell unter Druck gesetzt und hydraulisch aktiviert werden. Bei zweiteiligen Kolbendichtungen nach Bild 37 müssen in jede Stirnseite des PTFE-Dichtrings mehrere radiale Nuten eingearbeitet werden, Bild 38 (nächste Seite). Die Nuten bilden Strömungskanäle, durch die die Druckflüssigkeit, unabhängig von der Lage des PTFE-Dichtrings, schnell zum O-Ring vordringen kann. Grundsätzlich sollten *alle* als Kolbendichtungen verwendbaren Kunststoff-Rechteckringe derartige Einkerbungen haben. Keinesfalls darf man sich - um Kosten zu sparen - auf Tests mit ungekerbten Dichtringen verlassen, die beweisen sollen, daß kein Blow-By auftritt. Murphys Gesetz lehrt uns, daß alles, was prinzipiell geschehen kann, früher oder später tatsächlich geschieht.

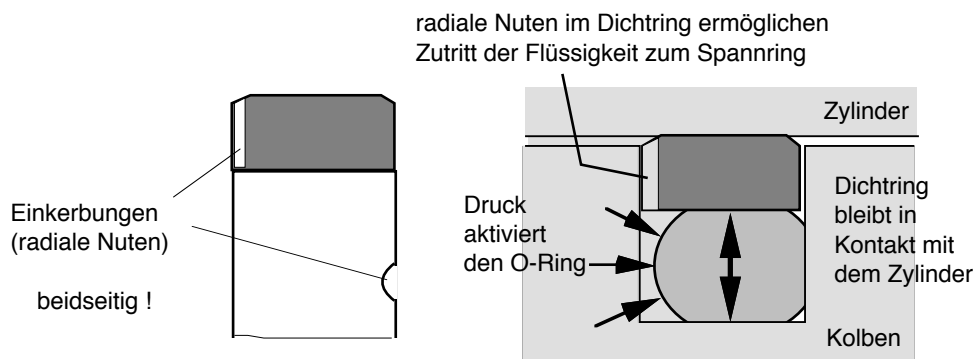


Bild 38
Stirnseitige Nuten im Dichtring verhindern Blow-by

5.9 STANGEN- UND KOLBENDICHTUNGEN FÜR SPEZIELLE ANWENDUNGEN

Bislang wurden in diesem Kapitel Dichtungen für die allgemeine Hydrauliktechnik, speziell für Hydraulikzylinder behandelt. In anderen Bereichen der Technik gibt es Anforderungen, die von den Standardhydraulikdichtungen nicht optimal erfüllt werden. Besonders die Verfahrenstechnik, die Lebensmittel- und Pharmaindustrie und die Nukleartechnik sind Bereiche mit außergewöhnlichen Betriebsbedingungen, zum Beispiel:

- Chemisch aggressive Fluide,
- Extrem hohe oder tiefe Temperatur,
- Biologisch empfindliche Substanzen.

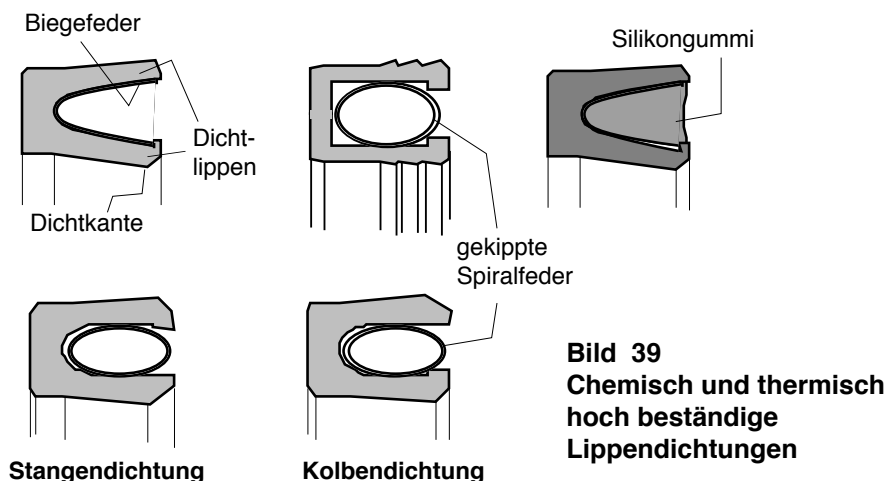


Besondere Anforderungen können sein:

- Keine Ansatzstellen für Pilze und Bakterien,
- Gleiten ohne Stick-Slip, selbstschmierend,
- Keine Verschmutzung durch Dichtungsverschleiß,
- Sichere Sterilisierbarkeit,
- Beständigkeit gegen hochenergetische Strahlung.

Hochleistungs-Lippendichtungen mit Metall-Spreizfeder

Diese besonderen Anforderungen werden von Sonderdichtungen aus hoch beanspruchbaren Werkstoffen erfüllt. Häufig werden spezielle PTFE-Compounds und UHMWPE (Ultrahochmolekulares Polyethylen) verwendet. Sonderwerkstoffe sind nach Angaben der Hersteller beständig gegen praktisch alle industriell verwendeten Chemikalien und Lösungsmittel im Temperaturbereich -195° bis 300°C . Als zulässige Druckgrenze nennen die Hersteller 35 MPa, für Sonderbauformen mit separaten Stützringen auch höhere Werte. Die außergewöhnlichen Betriebseigenschaften dieser Dichtungen rechtfertigen deren hohen Preis. Bild 39 zeigt einige typische Bauformen. Die Lippendichtungen werden vorgespannt durch integrierte, korrosionsbeständige Metallfedern, meist mäanderförmig geschlitzte Biegefedern oder Wickelfedern mit gekippten Windungen. Die Dichtungen bestehen aus hartem Polymer, demgemäß sind die Dichtlippen verhältnismäßig dünn. Je nach Anwendung (axialbewegt, rotierend, statisch) sind die Dichtlippen kantig oder ballig. Die Dichtungen sind für die Montage nicht faltbar und müssen deshalb in offene Nuten eingebaut werden. Bei niederem Druck ist die Reibung dieser PTFE-Lippenringe wesentlich geringer als die von dickwandigen, mit O-Ringen vorgespannten PTFE-Stufenringen. Um eine sichere Sterilisation zu ermöglichen, stehen mit Silikongummi gefüllte Lippenringe zur Verfügung.





5.10 ZUSAMMENFASSUNG

Bild 40 faßt die übergeordneten Anforderungen zusammen, die von einer modernen Hydraulikdichtung zu erfüllen sind:

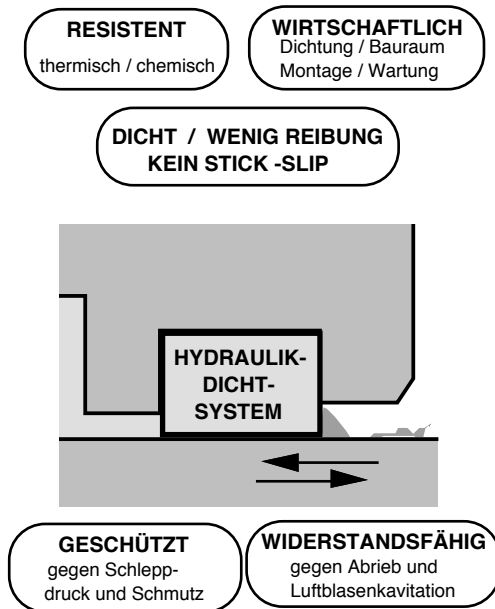


Bild 40
Hauptanforderungen
an ein Dichtsystem
für hydraulische Geräte

In diesem Kapitel wurde behandelt: die Auswahl von Hydraulikdichtungen, die Gestaltung der Dichtung und der Dichtstelle sowie die physikalischen Dichtmechanismen. Das Verständnis dieser Details und das Wissen um die gegenwärtigen Grenzen der Dichtungstechnik sollte den Konstrukteur von Hydrauliksystemen davon abhalten, unerfüllbare Forderungen zu stellen. Schwierige Betriebsbedingungen verbunden mit hohen Dichtheitsanforderungen bedeuten hohe Kosten für das Dichtsystem. In Bezug auf die Beherrschung von Leckage, Reibung und Verschleiß sind unter dem Begriff „*schwierige Betriebsbedingungen*“ folgende Punkte zu nennen:

- Hoher Druck und pulsierender Druck,
- Luftblasen im Dichtungsbereich,
- Schnelle Oszillation bei kurzem Hub,
- Temperaturen außerhalb des Bereichs 0 bis 200 °C,
- Niedere Viskosität bei kleiner Geschwindigkeit,
- Kleine Geschwindigkeit und längere Stillstandszeit unter hohem Druck,
- Starke äußere Verschmutzung und Vereisung,
- Geschwindigkeit bei ausfahrender Stange immer viel größer als bei einfahrender Stange.



Viele Probleme entstehen durch unzureichende Schmierung von hochbelasteten Dichtflächen. Dies führt zu lokaler Überhitzung, zu hohem Verschleiß und zu Stick-Slip. Deshalb sind Werkstoffe mit geringer Adhäsivität und Dichtungen mit mikroskopischen Schmierstoffdepots in den Dichtflächen zu empfehlen. Um dynamische Leckage zu vermeiden, sollten Stangendichtungen so gestaltet sein, daß sie den Schmierfilm in den Druckraum zurückpumpen können. Ebenso sollten die Vorteile einer Tandem-Anordnung bedacht werden. Oft können schwierige Betriebsbedingungen mit Dichtungen aus einem geeigneten PTFE-Compound beherrscht werden. Sie sind jedoch verhältnismäßig teuer. Weniger schwierige Bedingungen sind wesentlich wirtschaftlicher mit verschleißfesten Polyurethan-Dichtungen beherrschbar.

Problematisch sind längere Stillstandszeiten der Kolbenstange unter hohem Druck, beispielsweise bei Spannzylindern, Pressen oder Schließzylindern von Spritzgußwerkzeugen. Bei gelaufenen (geglätteten!) PTFE-Dichtungen ist die Reibung beim Wiederauffahren verhältnismäßig groß. Besonders bei modernen, Zink-freien Hydraulikflüssigkeiten entstehen selbst auf hochwertig hartverchromten Kolbenstangen sogenannte Feinriefen.

Optimierte Dichtsysteme für Hydraulikzylinder

Die Bilder auf Seite 44 zeigen zwei technisch ausgereifte Stangendichtsysteme. Bild 41 zeigt ein Dichtsystem zur Beherrschung „schwieriger Betriebsbedingungen“. Die Stange ist mit einem Tandem aus zwei PTFE-Stufendichtungen und einem PTFE-Doppelabstreifer, der Kolben mit einem PTFE-Dichtring + O-Ring abgedichtet. Wählt man für die O-Ringe ein Fluor-Elastomer (FKM), so ist dieses System auch für biologisch abbaubare, synthetische Hydraulikflüssigkeiten auf Esterbasis (HEES) selbst bei hoher Betriebstemperatur geeignet. Dieses System ist robust, thermisch hoch belastbar, reibungsarm, läuft ohne Stick-Slip und ist auch bei ungünstigem Geschwindigkeitsverhältnis dynamisch dicht.

In Bild 42 ist die äußere Dichtung des Tandems ein Polyurethan-Nutring. Auch der Abstreifer besteht aus Elastomer-Werkstoff. Der Kolben ist mit einer symmetrischen Elastomer-Kompaktdichtung abgedichtet. Diese Kombination eignet sich für weniger schwierige Einsatzfälle, die Investitionskosten sind jedoch deutlich geringer.

Geeignete *Führungsbänder* können hohe Seitenkräfte aufnehmen und schützen die Dichtungen zugleich vor Verschleißpartikeln in der Hydraulikflüssigkeit. Wenn möglich, sollte mindestens ein Führungsband druckseitig vor der Stangendichtung angeordnet werden. Auch die Querkraft des Kolbens wird mit Führungsringen und -bändern abgestützt. Eine zuverlässige, wenngleich aufwendige Anordnung von Kolbenführungsbändern zeigt Bild 41. Direkt neben der Kolbendichtung sind hoch belastbare *Kunststoffgewebe*-Bänder eingebaut. Jeweils zum Druckraum hin sind etwas dickere geschlitzte *PTFE*-Bänder vorgeschaltet. Sie dienen vor allem als innere Schmutzabstreifer. Diese Führungsbänder sind auch beständig gegen synthetische Hydraulikflüssigkeiten. Die hier nur oberflächlich erwähnten Schmutzabstreifer sind ausführlich in *Kapitel 7* behandelt.

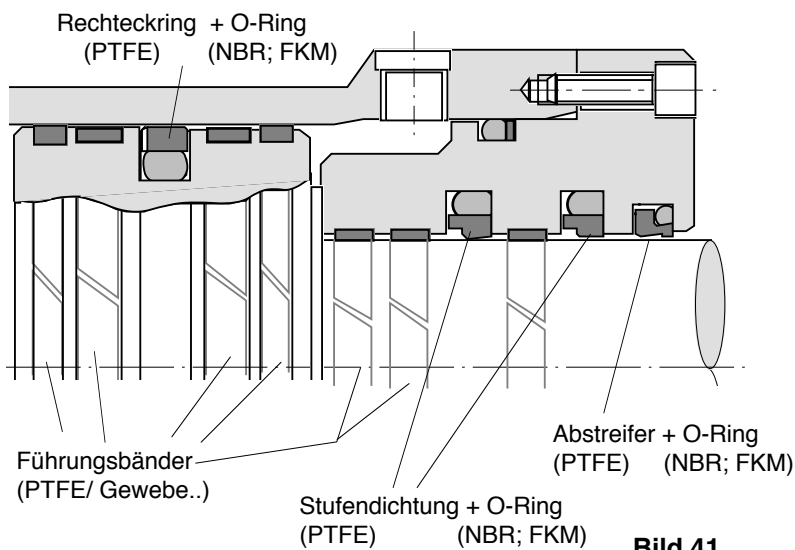


Bild 41
Hydraulikzylinder mit hoch
beanspruchbaren
Dichtungen und Führungen

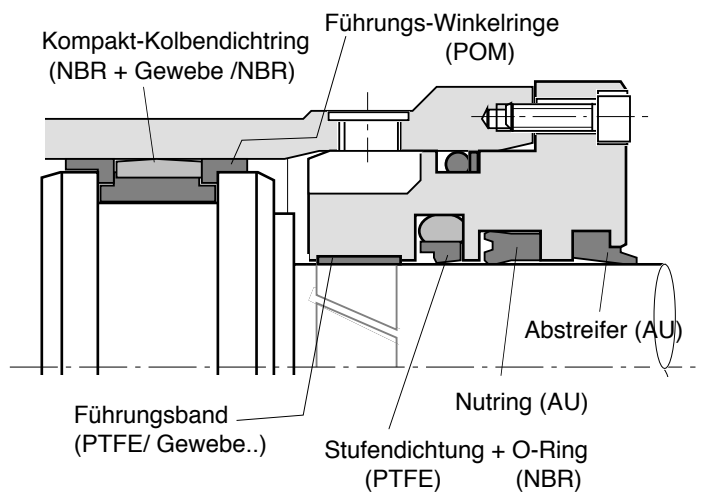


Bild 42
Hydraulikzylinder mit technisch guter,
wirtschaftlich orientierter Gestaltung
des Dichtsystems



5.11 LITERATUR

Blok, H.: Inverse problems in hydrodynamic lubrication and design directives for lubricated flexible surfaces. Symp. Lub. and Wear, Houston 1963

Müller, H. K.: Hydrodynamik elastischer Dichtungen. O+ P 9 (1965), H. 3

Dowson, D.; Swales, P. D.: The development of elastohydrodynamic conditions in a reciprocating seal, 4th Int.Conf.on Fluid Sealing, BHRA, Philadelphia, 1969

Crissey, J.R.: How to avoid the blow-by phenomenon. Hydraulics & Pneumatics, Feb. 1970

Nau, B.S.: Friction of oil lubricated sliding seals, 5th Int. Conf. on Fluid Sealing, BHRA, Coventry, 1971

Hänssler, R.F.: Schäden an Hydraulikdichtungen und ihre Ursachen, Symp. Dichtungen in der Hydraulik- und Pneumatiktechnik. BHRA+VDMA, 1973

Lohrenz, H.J.: Mikro-Dieseeffekt als Folge der Kavitation in Hydrauliksystemen. O+P 18, 1974.

Field, G.J.; Nau, B.S.: A theoretical study of elastohydrodynamic lubrication of reciprocating rubber seals, Trans. ASLE, Vol. 18, No. 1, 1975

Müller, H. K. : Der Weg zur Stufe - Optimierung von Stangendichtungen für Hydraulik und Pneumatik. Fluid, 1975, H.4

Messner, N.: Untersuchung von Hydraulik-Stangendichtungen aus Polytetrafluoräthylen. Dissertation, Universität Stuttgart, 1985

Nau, B. S.: The state of the art of rubber-seal technology, Rubber Chemistry and Technology 60, 3, pp 381-416, 1987

Prokop, J.: Zum Abdicht- und Reibungsverhalten von Hydraulik-Stangendichtungen aus Polytetrafluoräthylen. Dissertation, Universität Stuttgart 1989

Kanters, A.F.C.: On the calculation of leakage and friction of reciprocating elastomeric seals. Thesis, Techn. Univ. Eindhoven, The Netherlands, 1990

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

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

Frenzel, U. : Rückenstrukturierte Stangendichtungen aus Polyurethan, Dissertation, Universität Stuttgart, 2000

Tietze, W., Riedl, A., (Hsg): Taschenbuch Dichtungstechnik, Essen 2001, ISBN 3-8027-2197-7

Frenzel, U.: Preventing Micro Scratching in Hydraulic Cylinders, Internationale Dichtungtagung, VDMA/ IMA, Universität Stuttgart, 2002.

Hörl, L.: Innovative Dichtungsbewertung durch Schmierfilm-Dickenmessung, Internationale Dichtungtagung, VDMA/IMA, Universität Stuttgart, 2002.



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

Inhaber und Betreiber der Domain www.fachwissen-dichtungstechnik.de ist Prof. Dr. Heinz Konrad Müller, Otl-Aicher-Str. 48, D-80807 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.