



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

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

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

Inhaltsverzeichnis der Fachkapitel

Allgemeine Grundlagen

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

Abdichtung bewegter Maschinenteile

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

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

Abdichtung ruhender Maschinenteile

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

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

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



6

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

Pneumatikdichtungen

Grundsätzliche Anforderungen an Dichtungen in der Pneumatiktechnik. Elastomerdichtungen: Werkstoffe, optimale Gestaltung der Dichtlippen zwecks dauerhafter Erhaltung eines Schmierfilms (Einmalschmierung). Bewegungs- und Losbrechreibung. Gestaltung von Pneumatikdichtungen aus PTFE. Literatur.

6.1 EINFÜHRUNG

Pneumatikzylinder werden in der Regel mit Druckluft von $p = 0,6 \dots 0,7 \text{ MPa}$, in Ausnahmefällen bis $1,6 \text{ MPa}$ betrieben. Die Hubgeschwindigkeiten liegen hauptsächlich im Bereich $v = 0,2 \dots 0,5 \text{ m/s}$, maximal etwa bei 2 m/s . Die erwartete Gebrauchsdauer liegt bei $5000 \dots 20\,000 \text{ km}$ Gleitweg. Bild 1 zeigt schematisch die wichtigsten Elemente eines Pneumatikzylinders: Kolben- und Stangendichtungen, Schmutzabstreifer und Dichtungen zur Drosselung der vor dem Endanschlag aus den Dämpfungsräumen abströmenden Luft.

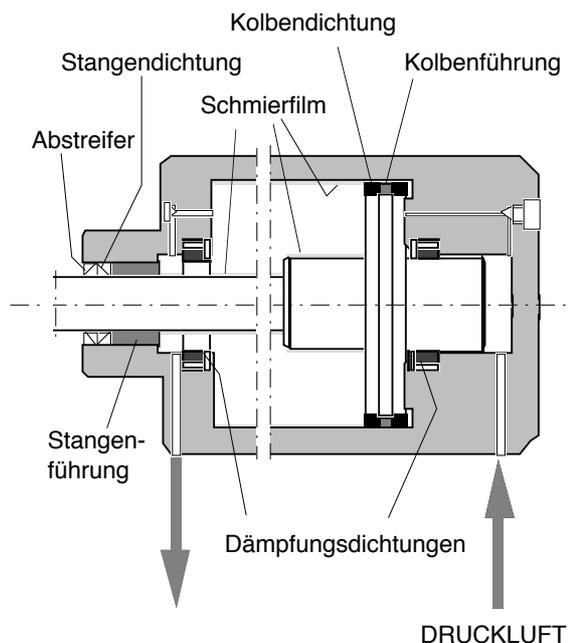


Bild 1

Dichtungen und Führungen eines Pneumatikzylinders



Früher wurden zur Abdichtung der Kolben und Stangen hydraulischer und pneumatischer Geräte die gleichen Dichtelemente verwendet. Nachfolgend wird gezeigt, weshalb moderne Pneumatikdichtungen, zumindest im Dichtflächenbereich, sich von Hydraulikdichtungen deutlich unterscheiden.

6.2 GRUNDSÄTZLICHE ANFORDERUNGEN

Bild 2 benennt schematisch die Eigenschaften einer idealen Pneumatikdichtung. Während bei hydraulischen Geräten das abzudichtende Fluid zugleich die Dichtungen schmiert ist bei Pneumatikzylindern Druckluft abzudichten, die als Schmierstoff ungeeignet ist. In aller Regel werden Pneumatikdichtungen deshalb separat mit Schmierstoff versorgt. Das Hauptproblem bei Pneumatikzylindern ist die Reibung, eine geringfügige Luftleckage ist hingegen bedeutungslos. Deshalb unterscheiden sich Pneumatikdichtungen in wesentlichen Details von Hydraulikdichtungen.

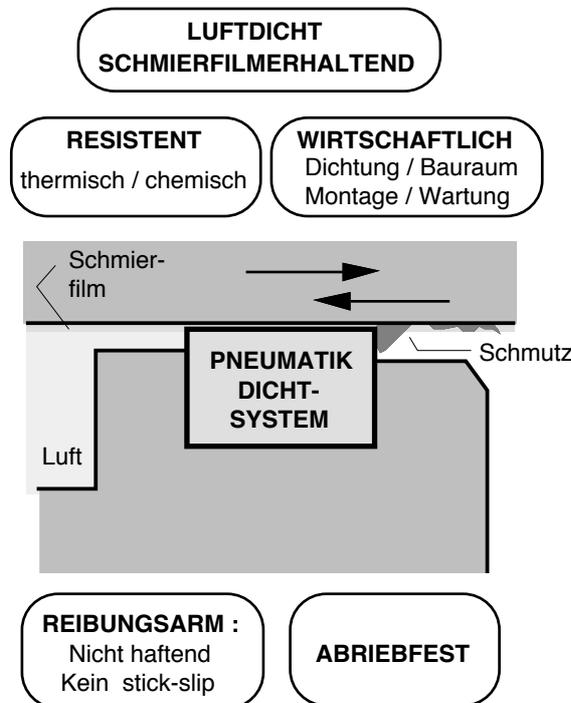


Bild 2

Anforderungen an eine Pneumatikdichtung

In der Pneumatiktechnik war es üblich, die Gleitdichtflächen mit Ölnebel zu schmieren. Die damit verbundene Umweltbelastung wird heute nicht mehr geduldet. Man verwendet daher immer mehr ungeölte, getrocknete Druckluft und Einmal-Schmierung, das heißt, bei der Montage des pneumatischen Geräts werden die Gleitflächen geschmiert und dieser Schmierfilm muß für die gesamte Gebrauchsdauer des Geräts ausreichen. Man nennt das auch „eingeschränkter Trockenlauf“. Meist wird ein Fettfilm einmalig bei der Montage des Geräts auf die Gleitdichtflächen aufgetragen, der weder von den Dichtungen noch von den Führungen abgestreift werden darf, das heißt, die Dichtungen müssen in der Praxis viele Tausend Kilometer über immer denselben Schmierfilm gleiten.



Schwieriger wird es, wenn bei „uneingeschränktem“ Trockenlauf, das heißt, ganz ohne Schmierfilm gefahren werden soll. Elastomer-Dichtungen scheiden dann aus, und man ist auf teure Kunststoffdichtungen und eventuell auf spezielle Beschichtungen der Gleitflächen angewiesen. Mit diesem größeren Aufwand kann im Einzelfall auch Stick-Slip vermieden werden.

6.3 ELASTOMER- PNEUMATIKDICHTUNGEN

Wegen der wirtschaftlichen Herstellung und Montage werden in der Pneumatiktechnik bislang vorwiegend Elastomer-Dichtungen verwendet. Es ist nicht schwierig mit solchen Dichtungen im üblichen Druckbereich Luftleckage durch geschmierte Dichtspalte zu vermeiden, wenn die Gegengleitflächen glatt genug sind. Die Dichtflächenpressung muß in einem schmalen Bereich etwas größer sein als der abzudichtende Luftdruck. Bild 3 zeigt schematisch die Dichtstelle eines pneumatischen Geräts.

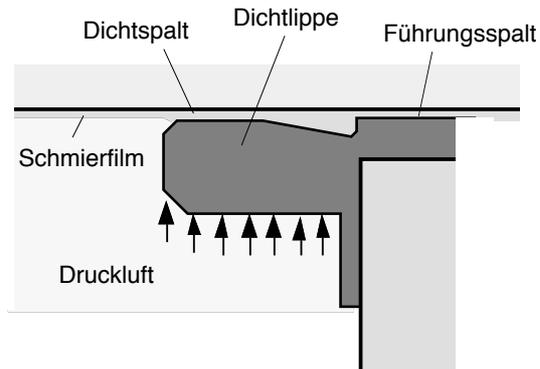


Bild 3

Typische Details
einer Pneumatikdichtung

Die Dichtflächen von Pneumatik-Lippendichtungen werden durch Eigenspannung oder mittels besonderer Spannringe angepreßt. Analog zu den Hydraulikdichtungen sind bislang auch die Pneumatikdichtungen so konstruiert, daß unter der Einwirkung der Druckluft die Dichtflächenpressung zunimmt. Damit steigt jedoch auch die Reibung mit dem Luftdruck, eine für pneumatische Geräte oft problematische Eigenschaft. Später wird noch gezeigt, daß die automatische Dichtwirkung bei Pneumatikdichtungen nicht immer und unbedingt erforderlich ist.

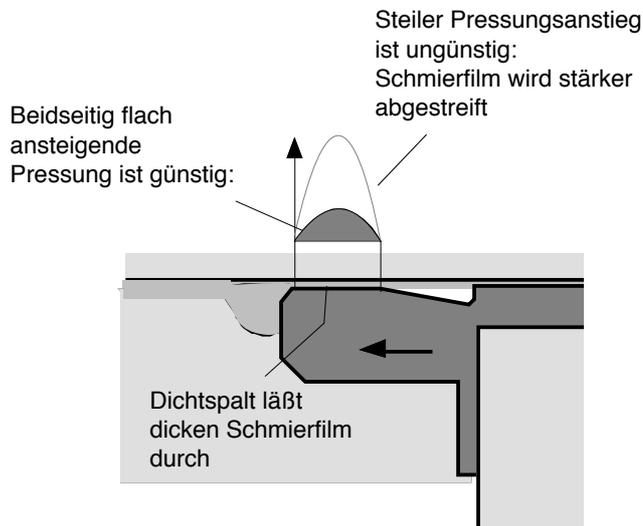
Lebensdauerschmierung

Die Entwicklung moderner Pneumatikdichtungen wurde wesentlich beeinflusst von der Forderung nach einer permanent funktionsfähigen Einmalschmierung. Dazu werden vorwiegend Schmierfette verwendet. Sie sollen haftfähig, alterungsbeständig, korrosionsschützend, mit dem Dichtwerkstoff verträglich und mit Wasser emulgierbar sein. Festschmiermittel wie Graphit und Molybdänsulfid haben sich bei Pneumatikzylinder nicht bewährt.



Hydraulik-Stangendichtungen sind so konstruiert, daß sie die Flüssigkeit bei ausfahren-der Stange möglichst dünn abstreifen und den Restfilm beim Einfahren wieder durchlassen. Eine ideale Pneumatikdichtung muß hingegen in beiden Richtungen über den Fettfilm gleiten, ohne ihn abzustreifen.

In Kapitel 5 wurde gezeigt, daß der Schmierfilm in einem elasto-hydrodynamischen Dichtspalt um so dicker ist, je flacher die Dichtflächenpressung ansteigt. Daraus folgt die wesentliche Gestaltungsrichtlinie: Die Pressung im Dichtkontakt einer Pneumatikdichtung muß bis zum Pressungsmaximum *möglichst flach* ansteigen und, damit der Schmierfilm in beiden Richtungen gleichermaßen durchgelassen wird, muß der Pressungsverlauf *symmetrisch* sein, Bild 4. Bei asymmetrischer Pressungsverteilung bestimmt der steilere Pressungsgradient die verbleibende Filmdicke. Richtig gestaltete Pneumatikdichtungen für einmalgeschmierte Geräte haben deshalb symmetrische Kontaktzonen, die von Ringwülsten oder sehr flachwinkligen Doppelkegeln gebildet werden.



Günstiger symmetrischer Pressungsverlauf durch flachwinklige oder abgerundete Dichtflächen

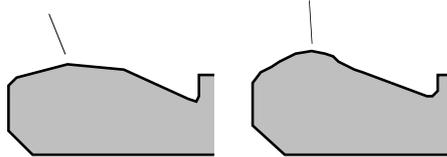


Bild 4

Kontaktflächenform und Pressungsverlauf bei Pneumatikdichtungen

Der anfänglich auf die Gleitfläche aufgetragene Fettfilm ist normalerweise dicker als der von der Dichtung durchgelassene Film, d.h. die Dichtung streift bei den ersten Hüben das überschüssige Fett zur Seite. Die Dicke h des verbleibenden Schmierfilms läßt sich wiederum mit der in Kapitel 5 abgeleiteten Beziehung abschätzen:

$$h = \sqrt{\frac{2 \eta v}{9 w}}$$



Dabei ist w der maximale Pressungsgradient, v die Gleitgeschwindigkeit und η die dynamische Viskosität des Schmierstoffs. Bild 5 veranschaulicht die Verhältnisse im Spalt einer Pneumatikdichtung. Die Dicke h des von der Dichtung durchgelassenen Schmierfilms ist um so kleiner, je größer der Pressungsgradient w und je kleiner die Viskosität und die Gleitgeschwindigkeit sind. Somit bestimmen auch die Hübe bei kleiner Geschwindigkeit die letztlich verbleibende Dicke der Fettschicht. Diese wird um so später erreicht, je länger aus Fettdepots im Kolben nachgeschmiert werden kann. Der zur Seite gestreifte Schmierstoff bildet am Ende der Gleitstrecke einen Wulst.

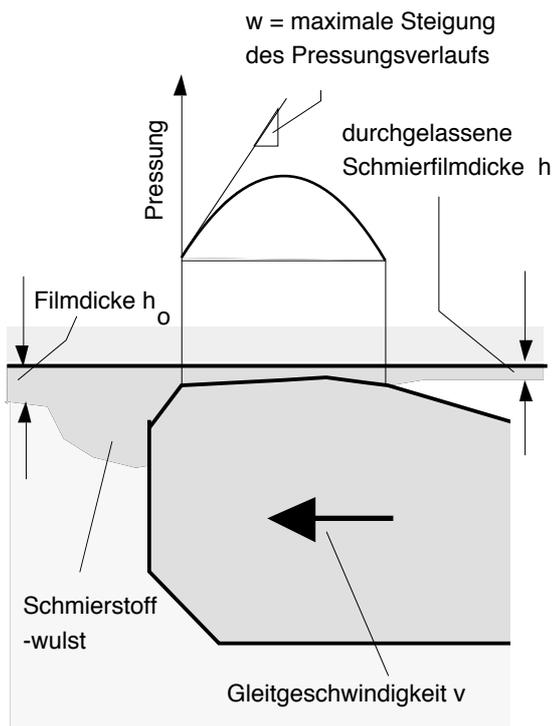


Bild 5

Dichtkontakt, Pressungsverlauf und Schmierfilm

Die Viskosität von Schmierfetten ist schwer zu definieren. Annähernd kann mit der Viskosität des Grundöls gerechnet werden. Für Schmierfette auf Mineralölbasis wird ein Bereich von $\eta = 60 \dots 120 \text{ mPa}\cdot\text{s}$ zugrundegelegt. Damit kann man zum Beispiel die Filmdicke h abschätzen, die ein fettgeschmierter O-Ring (70 IRHD; Schnurdicke 6 mm, Berührbreite $b \approx 3 \text{ mm}$) bei einer Gleitgeschwindigkeit $v = 0,1 \dots 0,3 \text{ m/s}$ durchläßt. Bei 15% Vorpressung beträgt die mittlere Flächenpressung dieses O-Rings ca. 1,3 MPa, woraus sich bei parabolischem Verlauf der Dichtpressung am Rand der Berührfläche ein Pressungsgradient von $w \approx 3 \text{ MPa/mm}$ ergibt, Bild 6 (nächste Seite). Mit diesen Werten ergibt sich $h = 0,6 \dots 1,6 \text{ }\mu\text{m}$. Mit diesem O-Ring durchgeführte Experimente zeigten folgendes: Ein anfänglich $2 \text{ }\mu\text{m}$ dicker Ölfilm wurde nach 2000-maligem Überfahren bei $0,3 \text{ m/s}$ auf $0,5 \text{ }\mu\text{m}$ reduziert. Auch nach 20 000 Hüben war die Schichtdicke noch $0,25 \text{ }\mu\text{m}$ dick und damit größer als der Mittenrauhwert der Zylinderfläche. Bei gut geglätteten Zylinderflächen reicht dies für eine verschleißarme Schmierung von Elastomeren und Kunststoffen.

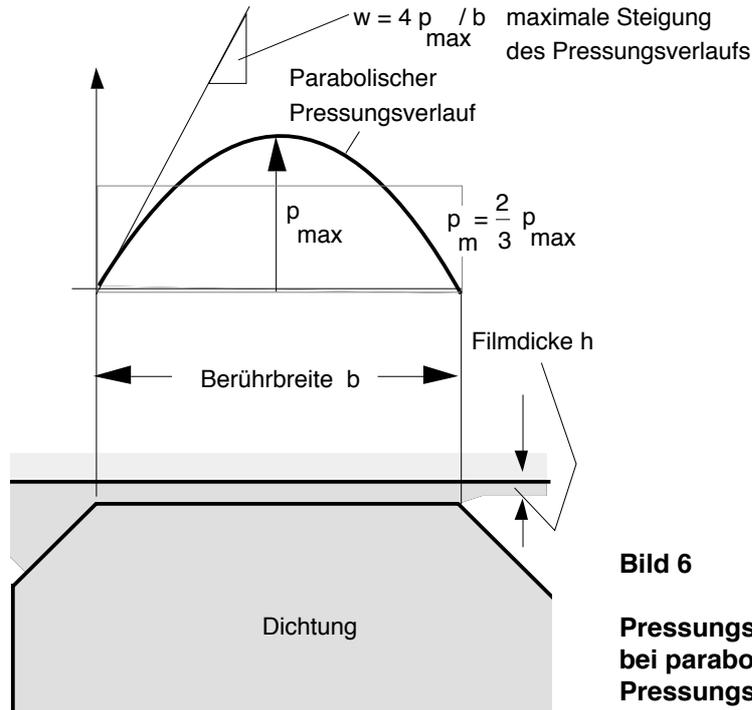


Bild 6

Druckgradient bei parabolischem Druckverlauf

Als Gestaltungsrichtlinie ergibt sich daraus, Elastomer-Dichtungen so auszulegen, daß der maximale Druckgradient möglichst kleiner als $w = 4 \text{ MPa/mm}$ bleibt. Für die Oberflächen des Zylinderrohrs und der Kolbenstange wird eine Rauheit $R_z < 2 \text{ }\mu\text{m}$ bzw. $R_a \leq 0,2 \text{ }\mu\text{m}$ empfohlen. Diese Werte werden mit gezogenen Stahlrohren erreicht. Wenn die Oberflächen-güte im Betrieb bestehen bleiben (Verschleißpartikel!), spielt der Werkstoff des Zylinderrohrs eine untergeordnete Bedeutung. Aluminiumrohre müssen hart eloxiert sein. Phosphatierte Stähle werden nicht empfohlen.

Bauarten von Elastomer-Pneumatikdichtungen

Bild 7 zeigt eine Auswahl typischer handelsüblicher Elastomer-Pneumatikdichtungen, deren Dichtteile in der Regel aus Nitril-Butadien-Kautschuk (NBR) bestehen. Ein flacher Druckanstieg wird bei allen Elementen durch eine flachwinkliger oder abgerundete Kontaktzone erzeugt. Je nach Bauart entsteht die radiale Anpreßkraft der Dichtflächen durch Zusammenpressen des Dichtungsquerschnitts, durch Aufweitung oder Biegung von Dichtlippen. Beim *Doppellippen-Komplettkolben* wird in der Regel eine symmetrische Druckverteilung mit flachem Druckanstieg angestrebt. Die im Bild 7 dargestellte Dichtlippe ist leicht asymmetrisch, so daß überschüssiges Fett definiert in den Vorratsraum zwischen den Dichtlippen gestreift wird. Wegen der automatischen Zunahme der Druck mit dem Luftdruck sollten Lippendichtungen möglichst kleine druckübertragende Wirkflächen haben. Als Nebenabdichtung kann eine scharfkantige Dichtlippe dienen.

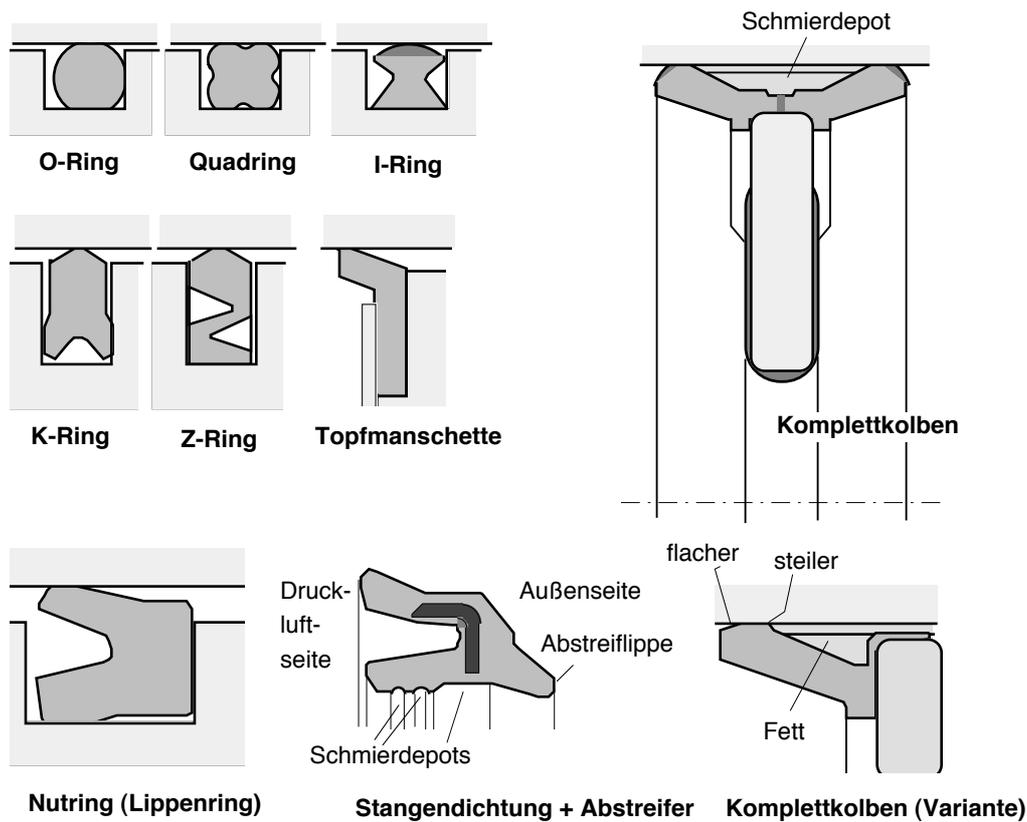


Bild 7 Bauformen von Elastomer - Pneumatikdichtungen

Auf den ersten Blick scheint der O-Ring eine geeignete Pneumatikdichtung zu sein, da er einen verhältnismäßig flachen Pressungsanstieg aufweist. Wegen der Maßtoleranzen und um Verdrillen zu vermeiden müßte aber ein 5...6 mm dicker O-Ring verwendet werden. Seine Berührbreite wäre zwar nicht größer als die Breite der beiden Kontaktflächen eines Doppellippenkolbens zusammen, der radial vorgepreßte O-Ring ist jedoch wesentlich steifer als eine Dichtlippe. Deshalb kann toleranzbedingt die Pressung des O-Rings erheblich größer sein als der berechnete Mittelwert, mit der Folge einer hohen Reibung und Stick-Slip bei kleiner Gleitgeschwindigkeit. O-Ringe werden deshalb selten als Pneumatik-Kolbendichtungen verwendet. Eine sehr klein bauende Pneumatikdichtung ist der nicht verdrillende Quadring (X-Ring) mit zwei dicht beieinanderliegenden, schmierfilmgünstig gerundeten Dichtflächen und einem kleinen Schmierstoffreservoir dazwischen. Der Quadring ist radial weniger steif als der O-Ring, und mit kleinem Vorpreßmaß lassen sich damit günstige Schmierbedingungen bei geringer Reibung erreichen. Radial noch weniger steif, und somit weniger empfindlich gegen Maßtoleranzen der Dichtung und des Einbauraums sind die im Bild 7 gezeigten Bauformen „I-Ring“, „K-Ring“ und „Z-Ring“. Häufig verwendet wird der Nutring (Lippenring), sowohl als Kolbendichtung Rücken an Rücken mit einem zweiten Nutring und als Stangendichtung.



Gestaltung der Berührzone

Aufgrund des oben ermittelten günstigsten Pressungsgradienten können weitere Gestaltungsrichtlinien für die ballige Berührzone angegeben werden. Dazu wird über die Berührbreite b eine annähernd parabolische Verteilung der im Bild 6 gezeigten Dichtflächenpressung vorausgesetzt. Dies gilt annähernd für abgerundete Lippen und für O-Ringe. Der maximale Gradient am Rand beträgt $w = 4 \cdot p_{\max} / b$, die maximale Pressung in der Mitte der Dichtfläche somit $p_{\max} = w \cdot b / 4$. Berührbreiten von $b = 1 \dots 1,5$ mm lassen sich mit balligen Dichtlippen verwirklichen. Mit der oben begründeten Forderung, daß $w < 4$ MPa/mm bleiben soll, ergibt sich bei Annahme einer parabolischen Pressungsverteilung für die anzustrebende Berührbreite $b = (1,5 \cdot \varphi)^{0,5}$, wobei wiederum $\varphi = F / (\pi d)$ die auf den Umfang bezogene Radialkraft der Dichtlippe ist. Daraus folgt als Gestaltungsrichtlinie für eine schmierfilmerhaltende Pneumatik-Elastomerdichtlippe die Berührzone der Lippe so abzurunden, daß beispielsweise bei einer bezogenen Radialkraft von $F / (\pi d) = 0,7$ N/mm eine Berührbreite von $b = 1$ mm, bei $F / (\pi d) = 1,5$ N/mm eine Berührbreite von $b = 1,5$ mm entsteht. Will man zwecks geringerer Reibung die Berührflächen schmaler machen - beispielsweise mittels eines kleineren Krümmungsradius der Kontaktfläche - so kann der flache Pressungsanstieg nur erhalten bleiben, wenn man zugleich die Radialkraft reduziert. Vor allem kleine Dichtelemente, deren Berührzone wegen der Reibung sehr schmal ausgeführt ist - beispielsweise die in Bild 7 mit K-Ring und Z-Ring bezeichneten Elemente - müssen eine entsprechend geringe Radialkraft aufweisen.

Stick-Slip und Losbrech-Reibung

In der Regel gleitet die Dichtung hydrodynamisch auf dem Schmierfilm. Bei sehr langsamer Bewegung kann es jedoch zu einem ruckartigen Bewegungsablauf kommen (Stick-Slip). Auch gut abgerundete Elastomer-Dichtlippen können bei $v < 1$ cm/s Stick-Slip erzeugen. Für Geräte, die genaue Positionieraufgaben zu erfüllen haben, ist diese Erscheinung nicht akzeptabel. Zudem wird nach längerer Ruhezeit der Schmierfilm zum Teil aus der Kontaktzone der Gleitdichtfläche verdrängt, die effektiven Kontaktflächen und die adhäsiven Kräfte nehmen stark zu. Zum erneuten Anfahren ist dann ein verhältnismäßig großer Luftdruck erforderlich, der nach dem Losbrechen der Dichtungen zu einer ruckartigen Bewegung der Geräte führt. Man nennt dies auch „pneumatische Montagskrankheit“. Überwiegend wird die Reibung von der Kolbendichtung verursacht. Erstens ist ihr Durchmesser in der Regel mehr als doppelt so groß wie der Durchmesser der Stange, und zweitens sitzen auf dem Kolben oft zwei Dichtelemente, deren gesamte Berührbreite doppelt so groß ist wie die der Stangendichtung. Maßnahmen zur Verminderung der Reibung konzentrieren sich deshalb hauptsächlich auf die Kolbendichtung.

Als Abhilfe gegen die hohe Losbrechkraft wurden zum Teil aufwendige Elemente entwickelt. Verwendet werden einerseits mit Vliesstoff belegte, oder mit einer rauhen Polyurethanschicht (X-sel™) überzogene oder rußfreie, mit Fasern vermischte Elastomer-Dichtringe sowie Kunststoffdichtringe auf der Basis von PTFE modifiziertem Polyethylen. Bild 8 zeigt eine Reihe

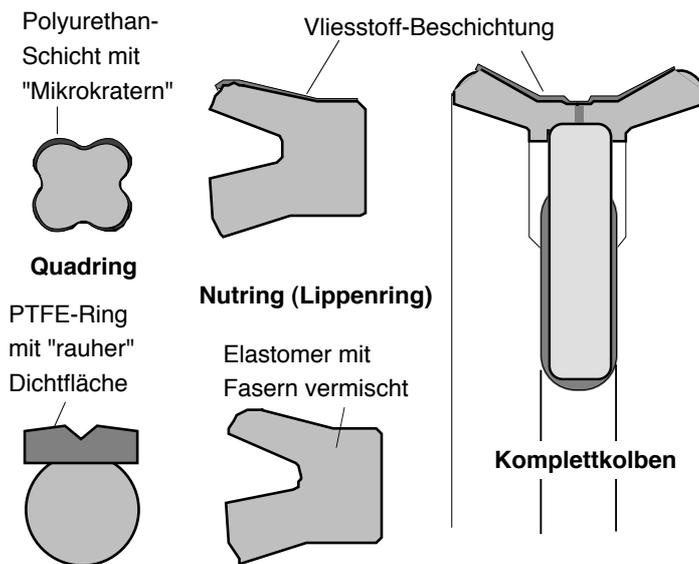


Bild 8
Pneumatikdichtungen mit "rauher" Dichtfläche

von Pneumatikdichtungen, die mit dem Ziel gleichmäßiger und geringer Reibung entwickelt wurden. Auf den ersten Blick scheinen bei diesen Dichtungen recht unterschiedliche Wege beschritten worden zu sein. Bei näherer Betrachtung zeigen sich jedoch bei den für Einmalschmierung konzipierten Dichtungen gemeinsame physikalische Grundlagen, nämlich eine „Aufrauung“ der Kontaktfläche der Dichtung. Mit Fasern oder „Mikrokratern“ ausgestattete Dichtflächen haben nur an wenigen Stellen Kontakt mit der Metallgleitfläche. Dazwischen bilden sich mikroskopisch kleine Kavernen, die sich - falls vorhanden - mit Schmierstoff füllen, Bild 9. Nach längere Ruhezeit ist dann die Losbrechreibung kleiner und bereits eine geringfügige Relativbewegung der Gleitpartner schleppt Schmierstoff aus den Kavernen zwischen die Kontaktzonen. Zerklüftete schmierstoffgefüllte Oberflächenstrukturen zeigen geringere Unterschiede zwischen Haft- und Gleitreibung und neigen weniger zu Stick-Slip.

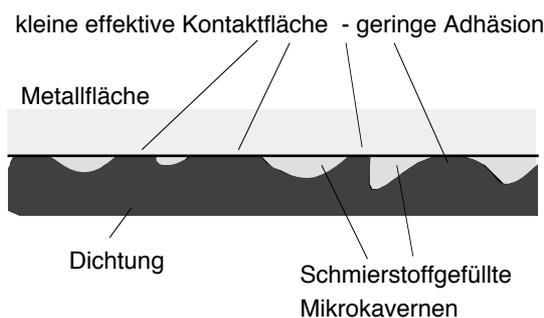


Bild 9

Mikrokavernen in den Dichtflächen vermindern Reibung und Stick-Slip

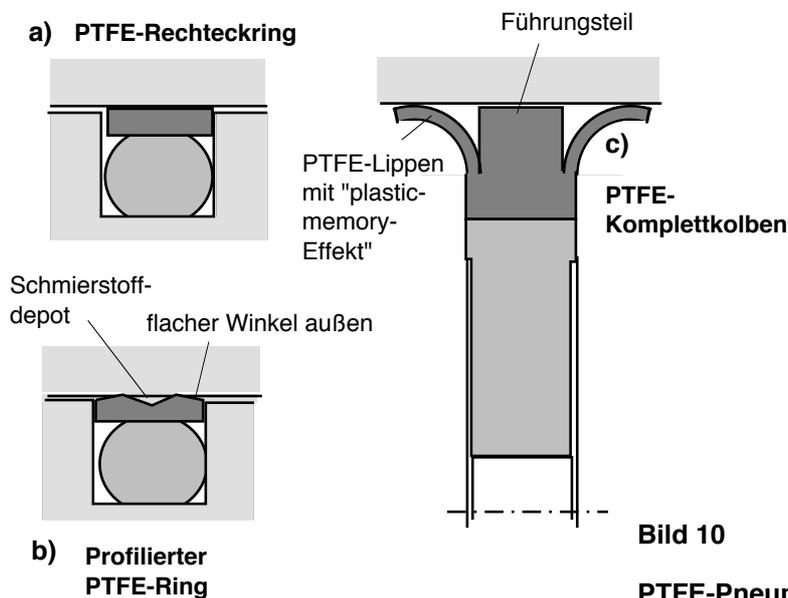
6.3 PTFE-PNEUMATIKDICHTUNGEN

PTFE-Dichtungen sind wesentlich teurer als Elastomerdichtungen. Sie gleiten jedoch ohne Stick-Slip. Völlig trocken laufendes PTFE verschleißt und hat eine verhältnismäßig hohe Reibungszahl, $f > 0,1$. Bereits kleinste Schmierstoffmengen vermindern die Reibungszahl von



PTFE drastisch. Auch um den Verschleiß niedrig zu halten müssen PTFE-Dichtungen auf einer wenigstens mikrometerdicken Schmierstoffschicht gleiten. Die bekannt niedere Gleitreibungszahl $f = 0,03 \dots 0,06$ für *geschmiertes* PTFE hat weniger mit dem Werkstoff selbst zu tun als mit der Mikrostruktur der Oberfläche in Verbindung mit dem Schmierstoff. Ein besonderes Problem ist die verhältnismäßig große Steifigkeit von PTFE. Bei dickwandigen Kolbendichtungen kann dies lokal zu einer unzureichenden Anpassung der Dichtflächen führen. Bilden sich dadurch Spalte, die nicht von einem Schmierfilm abgedichtet werden, so bläst verhältnismäßig viel Leckluft durch.

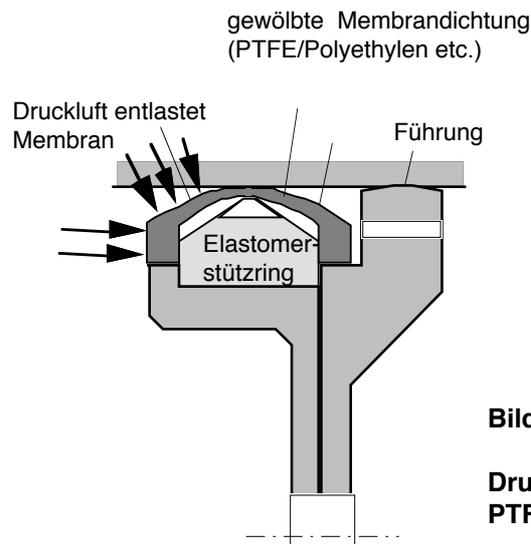
Bild 10 zeigt verschiedene Bauformen von PTFE-Pneumatikdichtungen. Dickwandige PTFE-Ringe, Bild 10(a), mit rechteckigem Querschnitt haben eine breite Berührfläche mit hoher Flächenpressung und damit auch eine verhältnismäßig große Reibung. PTFE-Pneumatikdichtungen sollten deshalb eher schmale Berührzonen haben und schwächer angepreßt werden. Eine beidseitig zum Druckluftraum hin flach kegelige Dichtfläche, Bild 10 (b), gleitet besser über den Schmierfilm als ein Ring mit Rechteckquerschnitt. Der PTFE-Komplettkolben, Bild 10(c), hat angeformte dünnwandige Dichtlippen, die nach der zerspanenden Herstellung nach innen umgebogen werden. Damit erreicht man, daß bei Erwärmung die Dichtlippenanpressung durch den Plastic-Memory-Effekt zunimmt, gekennzeichnet durch die Tendenz bestimmter Kunststoffe, bei Erwärmung wieder ihre ursprüngliche Form anzunehmen. Die Dichtung ist auf einen Duroplast-Kolben aufgeklebt und hat in der Mitte einen zylindrischen Teil, der als Kolbenführung wirkt.



Die übermaßbedingte Anpressung von PTFE-Dichtlippen ist bereits ohne Luftdruck so hoch, daß eigentlich auf eine weitere Zunahme bei steigendem Luftdruck verzichtet werden könnte. Bild 11 zeigt eine druckentlastete Experimentaldichtung, mit einer dünnwandigen, balligen Membran. Unterstützt vom eingelegten Elastomerring wird die Dichtfläche durch Übermaß vorgepreßt. Der Luftdruck preßt die Flansche der Dichtung jeweils gegen die Stirnfläche des

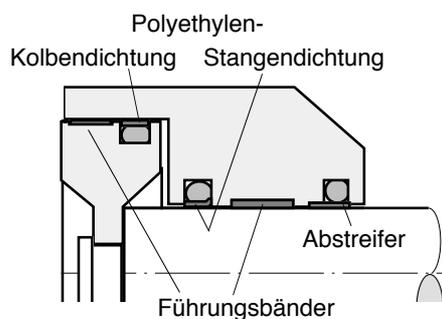


Elastomerringe wodurch der Raum hinter der Membran drucklos bleibt. Somit *vermindert* der Luftdruck die Dichtflächenanpressung. Die radiale Vorspannung der Dichtung kann so eingestellt werden, daß die Dichtung bei maximalem Luftdruck noch sicher anliegt. Experimente zeigten, daß die Reibung einer derartigen Dichtung im Vergleich zu allen bekannten Pneumatikdichtungen sehr gering und nahezu unabhängig vom Druck ist. Wegen ihrer hohen Kosten wird diese Dichtung bislang nicht industriell eingesetzt.



6.4 TROCKEN LAUFENDE PNEUMATIKDICHTUNGEN

Mit völlig trockener Luft und ohne initiale Schmierung wurde das Dichtsystem nach Bild 12 erprobt. Als Kolben- und Stangendichtungen dienen dünnwandige Dichtringe mit rechteckigem Querschnitt aus ultrahochmolekularem Polyethylen und als Führungselemente PTFE-Bänder. Die in der Pneumatik üblichen häufigen Druckwechsel verlangen besondere Vorsicht bei der Gestaltung der Breite der Dichtungsnuten für die sekundär abdichtenden O-Ringe. Üblich breite Nuten geben dem O-Ring zu viel axiale Beweglichkeit. Beim häufigen Hin- und Herrutschen in der Nut verschleißt der O-Ring am rauhen Nutgrund. Deshalb werden die Ringnuten schmaler ausgeführt, und der Stangen-Dichtring ist abgewinkelt, so daß der O-Ring axial fixiert ist.



Die Reibung dieses Dichtsystems ist stark von der Vorspannung und damit von den Toleranzen der Dichtringe, der Nuttiefe, der O-Ringdicke und der Führungsbänder abhängig. Die Kontaktflächenbreite der Dichtringe ist im Vergleich zu Elastomerringen (K-Ring; Z-Ring) groß, nämlich etwa gleich dem Durchmesser des O-Rings. Wegen der verhältnismäßig großen radialen Steifigkeit des Polyethylenrings und des dahinterliegenden O-Rings müssen enge Toleranzen eingehalten werden. In der Regel ist die Reibkraft dieses Dichtsystems größer als bei kleinen geschmierten Elastomerdichtungen. Andererseits nimmt sie mit dem Luftdruck und mit der Geschwindigkeit kaum zu. Dadurch kann Stick-Slip vermieden werden. Der verwendete Polyethylen-Sonderwerkstoff ist bis etwa ca. 80°C einsetzbar. Sein hauptsächlichster Vorteil ist der verschleißarme Lauf in einem völlig ungeschmierten Pneumatikzylinder. Bei höherer Temperatur können baugleiche aber teurere PTFE-Rechteckringe verwendet werden. Als Abstreifer zeigt Bild 12 einen PTFE-Ring, der asymmetrisch von einem O-Ring gespannt wird. Man erreicht dadurch die erwünschte Anpressung der abstreifenden Außenkante. Bild 13 zeigt, wie man auch bei Dichtungen aus verhältnismäßig hartem Kunststoff die effektive Kontaktfläche und damit die Reibung verringern kann.

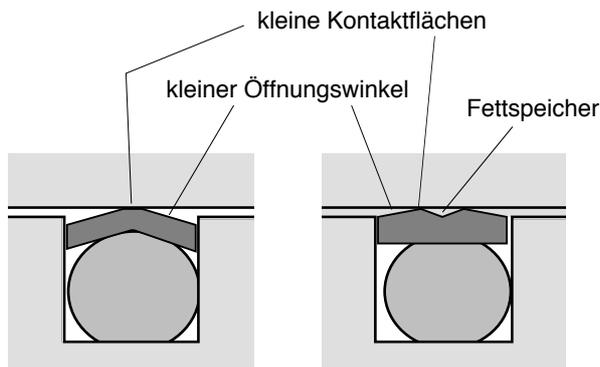


Bild 13

Für kleine Reibung und gute Schmierung geformte Kunststoff-Pneumatikdichtungen

6.5 REIBUNG VON PNEUMATIKDICHTUNGEN

Wie bei allen Berührungsdichtungen hängt die Reibung der Pneumatikdichtungen von der Größe der wahren Kontaktfläche, von den Werkstoffen und der Oberflächenstruktur der Gleitpartner, gegebenenfalls von der Art des Schmiermittels und von der Dicke der Schmierstoffschicht ab. Die nachfolgend angegebenen Werte eignen sich nur zur groben Orientierung und zum Erkennen von Tendenzen.

Losbrechkraft: Bei Pneumatikdichtungen am wichtigsten ist die Haftreibungskraft F_0 , auch Losbrechkraft genannt. Das Maximum der Haftreibung ist spätestens nach 24 Stunden Ruhezeit erreicht, danach wird die Losbrechkraft praktisch nicht mehr größer. Bei fettgeschmierten Elastomer-Komplettkolben mit schmierfilmschonenden Doppellippen wurden Losbrechkraft bis zu $\varphi_0 = F_0 / (\pi d) \approx 0,4 \text{ N}$ pro Millimeter Zylinderumfang gemessen.



Bei K- und Z-Ring ist die Kontaktfläche kleiner und demgemäß in der Regel $\varphi_0 < 0,2 \text{ N/mm}$. Bei einem Pneumatikzylinder mit $d = 32 \text{ mm}$ ergibt sich für einen Elastomer-Komplettkolben eine Losbrechkraft von $F_0 \approx 40 \text{ N}$. Um diese zu überwinden, muß ein Luftdruck von $\Delta p = 4 \cdot \varphi_0 / d = 4 \cdot 0,4 / 32 \approx 0,05 \text{ MPa}$ ($0,5 \text{ bar}$) aufgebracht werden. Noch größere Losbrechkräfte entstehen bei Kolben mit Doppel-Nutring.

Gleitreibung: Die Gleitreibung ist von der Geschwindigkeit, der Art und der Dicke des Schmierfilms und von der Dichtflächengestalt abhängig. Als Anhaltswert zeigt Bild 14 bei $0,2 \text{ m/s}$ in Abhängigkeit vom Luftdruck p die experimentell ermittelte bezogene Reibkraft $\varphi = F_r / (\pi d)$ eines Elastomer-Komplettkolbens, eines K-Rings, einer Polyethylen-Dichtung sowie der PTFE-Experimentaldichtung nach Bild 11. Die umfangsbezogene Reibkraft beträgt beim Elastomer-Komplettkolben drucklos $\varphi = 0,1 \text{ MPa/mm}$ und steigt bis $p = 0,7 \text{ MPa}$ auf den zehnfachen Wert. Bei dem oben betrachteten Zylinder- $\varnothing 32 \text{ mm}$ wird bei $p = 0,7 \text{ MPa}$ etwa $\Delta p \approx 4 \cdot \varphi / d = 0,13 \text{ MPa}$, also etwa 20% der Vorschubkraft für die Gleitreibung verbraucht. Dieser Anteil wird um so größer, je kleiner der Zylinderdurchmesser ist. Die Reibung der Experimentaldichtung nach Bild 11 lag nahezu unabhängig vom Druck bei $\varphi = 0,05 \dots 0,06 \text{ MPa/mm}$.

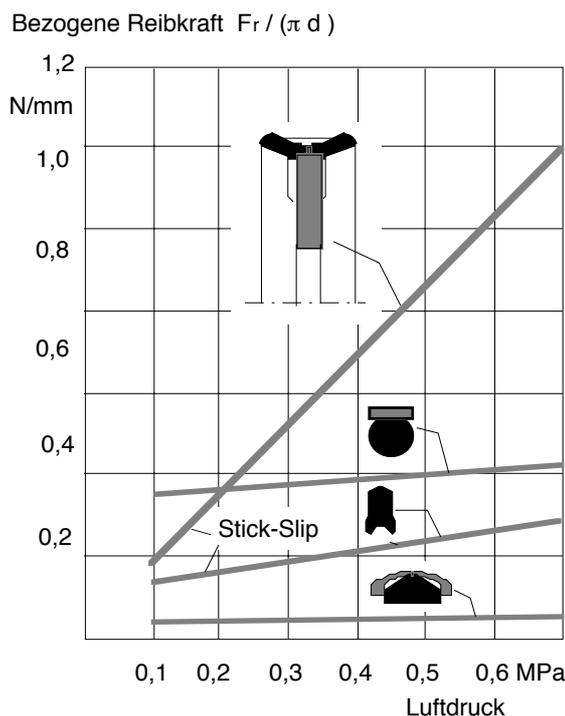


Bild 14

Mittelwerte der Gleitreibung
verschiedener Pneumatik-
Kolbendichtungen
bei $v = 0,2 \text{ m/s}$



6.6 LITERATUR

Gonschior, K.: Special Seals for Pneumatic Purposes. Fluid Power Symp. (VDMA + BHRA) München 1973

Hörl, E.: Dichtungen und Oberflächen in hydraulischen und pneumatischen Anlagen. Maschinenmarkt 83 (1977) 72

Habel, E.: Arten und Betriebsbereich doppelwirkender Kolbendichtungen in Pneumatikzylindern. Maschinenmarkt 83 (1977) 90

Sick, H.-H.: Derzeitige Pneumatikdichtungen und ihre Betriebsprobleme. Ölhydraulik + Pneumatik 22 (1978), 6

Csulits, A.: Reibverhalten und Gebrauchsdauer von Kolben- und Stangendichtungen in Pneumatikzylindern. Ölhydraulik + Pneumatik 25 (1981), 6

Bucher, H.: Pneumatikdichtungen und Betriebsprobleme. Pneumatik Digest + Druckluftpraxis 16(1982),7/8

Köhnlechner, R.: Untersuchungen zur Schmierfilmdicke in Druckluftzylindern. Berlin, Springer 1980

Köhnlechner, R.: Schmierfilmdicken und Reibkräfte bei pneumatischen Zylindern. Ölhydraulik + Pneumatik 25 (1981),8

Härtling, G.: Neuartige PTFE-Komplettkolben für die Pneumatik. Ölhydraulik + Pneumatik 31 (1987),11

Brandt, H.-J., Härtling, G.: Trockenlauf-Dichtungen, m+w 24 (1987)-Konstruktion und Entwicklung 9

Wilkinson, G.: Cylinder sealing system permits ten million cycles with dry air. Engng. Mater. and Design, Vol.33, (1989) No1-2.

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



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

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

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

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

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

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

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