

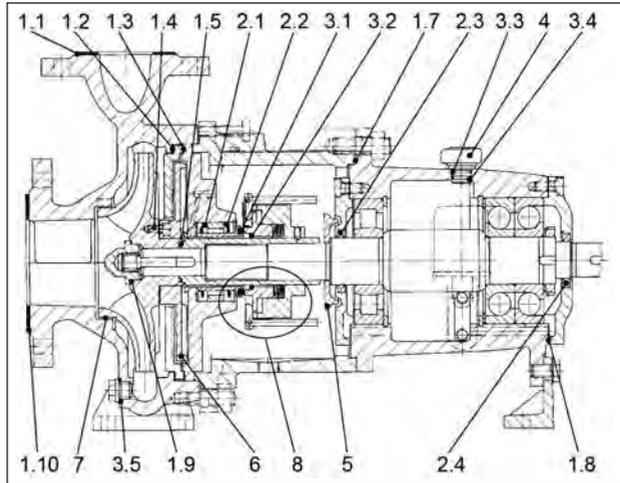
Ohne Grundwissen geht es nicht

Dichtungen sind wichtige Bauteile aller technischen Systeme – von Autos genauso wie von Küchenmaschinen, Raumfähren, Fahrradventilen, Kern- und Windkraftwerken, Wasserhähnen, Werkzeugmaschinen oder verfahrenstechnischen Anlagen. Trotzdem werden sie in der Forschung, der Lehre und allzu oft auch in der Praxis sträflich vernachlässigt. Ob dies aus Nachlässigkeit oder fehlendem Wissen geschieht, sei dahin gestellt. Fakt ist – gleichgültig ob Entwickler, Konstrukteur, Fertiger, Monteur, Betreiber, Instandhalter, Einkäufer oder Qualitätssicherer – ohne fundiertes dichtungstechnisches Grundwissen geht es nicht.

Dichtungen sind häufig funktionsrelevant. Ohne funktionierende Kolbenringe dreht sich kein Verbrennungsmotor im Auto. Oft sind Dichtungen sicherheitsrelevant. Versagen Dichtungen an der hydraulisch betätigten Bremse eines Kraftfahrzeugs, ist ein schnelles Anhalten im Gefahrenfall unmöglich. Bei der Ermittlung der Systemzuverlässigkeit gelten Dichtungen als B-Teile – risikoreich, aber nicht berechenbar.

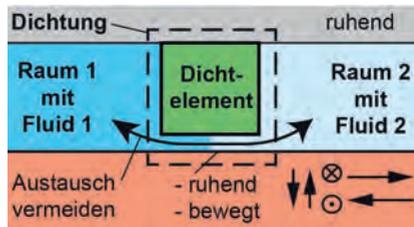
Ein Dichtelement oder Dichtring allein kann nicht abdichten. Erst zusammen mit seiner direkten Einbauumgebung wird er zur Dichtung. Bei Dichtungen für Dichtstellen ohne Bewegung (statische Dichtungen) sind dies z.B. die Flansche mit ihrer Verschraubung oder der Dichtringsitz im Gehäuse.

Bei Dichtstellen an bewegten Maschinenteilen (dynamische Dichtungen) sind dies z.B. die drehende Welle oder die längsbewegte Stange. Zumindest dynamische Dichtungen sind tribologische Systeme, bestehend aus dem Dichtring, dessen Gegenlauffläche, dem abzudichtenden Fluid und den Umgebungsbedingungen – man spricht also besser von Dichtsystemen. Ob sie gut oder schlecht funktionieren, ist maßgeblich von einer sachkundigen Auswahl, ihrer spezifischen konstruktiven Integration in das Gesamtsystem und einer fachkundigen Montage abhängig.



>>1: Dichtungen einer Chemie-Norm-pumpe

Dichtungen sind eine weit differenzierte Klasse wichtiger Konstruktionselemente und kommen meist vielfach in allen technischen Systemen vor. Allein in der in >>1 dargestellten einfachen Pumpe gibt es über 20 Dichtstellen: Von der Flachdichtung 1.x, über die Spaltdichtung 7, die Zentrifugaldichtung 6, Radial-

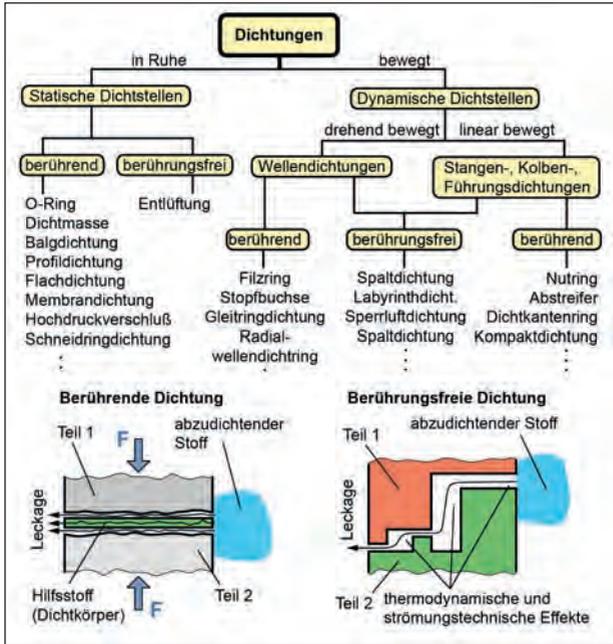


>>2: Aufgabe einer „Dichtung“

Wellendichtungen 2.x, einer abhebenden Gleitringdichtung 8, der Schutzdichtung 5 bis hin zu Elastomer-Formdichtungen 3.x – z.B. O-Ringe. Primäre Aufgabe einer Dichtung ist es, zwei funktionsmäßig verschiedene Räume, die eine gemeinsame, womöglich sogar bewegte Wand aufweisen, so zu trennen, dass kein – bzw. nur noch ein zulässiger – Stoffaustausch zwischen ihnen stattfinden kann, >>2. So trennt das Stangendichtsystem am Hydraulikzylinder eines Baggers das Drucköl im Zylinder von der Umgebungsluft. Es lässt kein Öl raus, bis auf einen nur wenige 10tel µm dicken schmierenden Ölfilm und keine Luft, kein Wasser und keinen Schmutz rein.

Variantevielfalt

Dichtungen werden in Dichtungen für statische Dichtstellen und solche für dynamische Dichtstellen unterschieden. Ein weiteres Unterscheidungs-



>>3: Einteilung von Dichtungen

merkmal ist, ob sie berührend oder berührungsfrei dichten. Die Bewegung kann linear, drehend oder kombiniert sein. Eine systematische Einteilung ist in >>3 dargestellt. Eine berührende Dichtung entsteht, indem die Fuge zwischen zwei abzudichtenden Teilen mit einem geeigneten Hilfsstoff (dem Dichtelement) gefüllt wird. Dieser Hilfsstoff wird so stark verpresst, dass sowohl seine internen Poren als auch die Mikropalte zwischen Hilfsstoff und abzudichtenden Teilen so klein werden, dass der zurückzuhaltende Stoff nur noch in zulässigem Maße durchdringen kann. Bei berührungsfreien Dichtungen wird mit thermodynamischen und strömungstechnischen Effekten der abzudichtende Stoff so gut wie irgend möglich zurückgehalten.

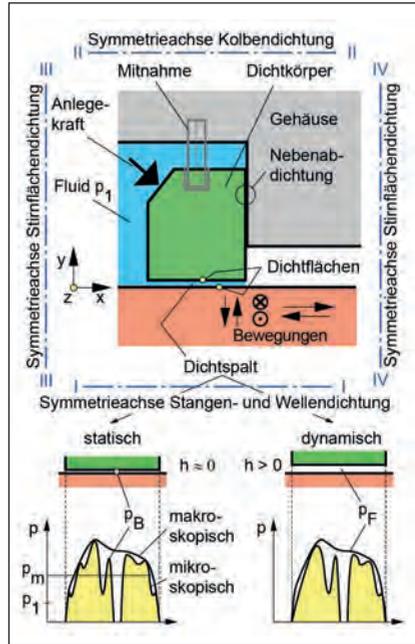
In >>4 sind die Grundelemente aller dynamischen Dichtsysteme in allgemeiner Form dargestellt. Dichtkörper, Gehäuse, Nebenabdichtung, „Dichtspalt“, Mitnahme, Anlegekraft und Fluid sind zentrale Elemente. Die Mitnahme verhindert, dass das bewegte Maschinenteil den Dichtkörper mitschleppt. Sie sollte bei druckbelasteten Dichtsystemen dringend formschlüssig sein. Da dieser Aufwand bei radial wirkenden Dichtungen nur selten betrieben wird,

sind Schäden durch Mitrotieren häufig. Je nach Lage der Symmetrieachsen I – IV erhält man radial wirkende Kolben-, Stangen- und Wellendichtungen oder axial wirkende Stirnflächendichtungen.

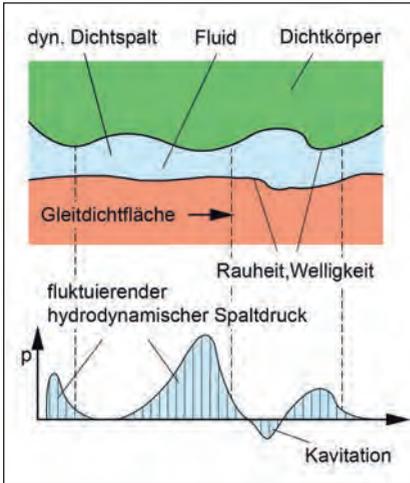
Bei der berührenden Abdichtung eines bewegten Maschinenteils wird i.d.R. ein beweglicher, in sich dichter Dichtkörper durch eine Anlegekraft so an seine Gegendichtflächen angepresst, dass obige Forderung hinsichtlich Dichtheit statisch erfüllt ist. Zwischen den Dichtflächen findet man zwei Pressungsverteilungen **>>4 unten links** – eine makroskopische aufgrund der geometrischen Form der Dichtflächen und eine mikroskopische aufgrund der Rauheit der Dichtflächen. Für die Dichtheit müssen nun nur zwei Bedingungen erfüllt sein:

- Die Anlegekraft muss mindestens so groß sein, dass die mittlere Flächenpressung p_m gleich dem Druck des abzudichtenden Fluides ist, sonst können die Dichtflächen hydrostatisch getrennt werden. Diese Bedingung ist leicht zu erfüllen.
- Es muss eine geschlossene Linie am gesamten Umfang innerhalb der Dichtfläche geben, auf der die örtliche Pressung $p_b \geq p_1$ ist – und zwar auf jedem μm . Dies ist nur schwer zu erreichen. Ist es z.B. bei einer 10 m langen O-Ring-Dichtung auf nur einem 100stel mm nicht der Fall, spritzt oder sickert bei Druckaufgabe sofort genau an dieser Stelle das Betriebsfluid durch. Die Dichtung ist leck und damit ausgefallen.

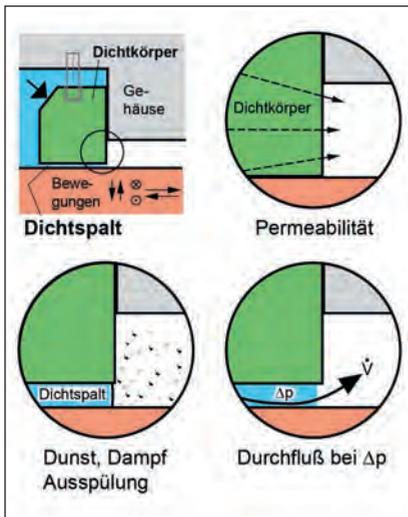
Dieser sofort offensichtliche Ausfall bei geringsten Beschädigungen unterscheidet Dichtungen von allen anderen Maschinenteilen. Splittert z.B. am Zahn eines Zahnrades eine Kleinigkeit ab oder erfährt das Wälzlager einen Kratzer, so funktioniert das Getriebe trotzdem über lange Zeit und niemand be-



>>4: Prinzip dynamischer, berührender „Dichtungen“



>>5: Hydrodynamischer Spaltdruck bei unebenen Spaltwänden



>>6: Leckage dynamischer Dichtsysteme

merkt etwas von der Beschädigung. Ist hingegen der Wellendichtring oder dessen Gegenlauffläche leicht beschädigt, wird dies durch Ölleckage bei der Inbetriebnahme des Getriebes sofort offensichtlich. Eine wichtige Erkenntnis ist: Es kommt für gute Dichtheit nicht auf die Breite der Dichtfläche an, sondern auf eine ausreichende Pressung an jeder Stelle des Umfangs – und das auf einer beliebig schmalen Spur. Diese Erkenntnis hat gestalterische Konsequenzen. Bewegt sich nun eine der Dichtflächen genügend schnell, so bildet sich zwischen den Dichtflächen dynamisch ein fluidgefüllter Dichtspalt. Dies ist zwingend notwendig, um Verschleiß und Erwärmung und damit die Lebensdauer in ertragbaren Grenzen zu halten. Da die Spalte sehr niedrig sind, wird davon ausgegangen, dass bei elastischen Dichtmaterialien der örtliche Überdruck p_F im Dichtspalt der vorherigen Pressung p_B an dieser Stelle entspricht **>>4 unten rechts.**

Sowohl die Trägheit und Viskoelastizität des Dichtkörpers als auch hydrodynamische und vor allem elasto- und mikroelastohydrodynamische Effekte zwischen den Dichtflächen führen bei Bewegung zur Spaltbildung. Der Druck im Schmierfilm und die Dicke des Schmierfilms

sind auch bei stationären Betriebsbedingungen nicht konstant, sondern instationär **>>5.** Grund dafür ist die geringe mittlere Schmierfilmdicke

typisch $h < 1 \mu\text{m}$. Gestaltabweichungen der Dichtflächen bis hin zur vierten Ordnung, der Rauheit, wirken sich wesentlich aus und bewirken bei Relativbewegung der Dichtflächen zueinander einen zweidimensional-fluktuierenden Spaltdruck und eine zweidimensional-fluktuierende Spalthöhe. Das Fluid im Spalt wird also ständig hin- und hergeschoben.

Gibt es dichte Dichtungen?

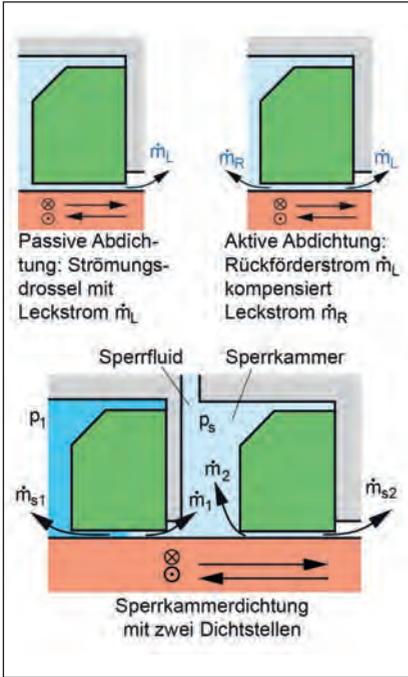
Im physikalischen Sinne gibt es keine dichte Dichtungen, es kann sie gar nicht geben >>6. Alle Dichtungswerkstoffe sind, abhängig vom abzudichtenden Stoff, mehr oder weniger permeabel, also durchlässig. Wenn sich im dynamischen Betrieb notwendigerweise ein fluidgefüllter Dichtspalt bildet (Schmierung), so wird von der Grenzfläche Spaltfluid/Umgebung wohl auch etwas Spaltfluid in die Umgebung abdunsten, abdampfen oder ausgespült werden. Liegt am Dichtspalt zusätzlich eine Druckdifferenz an, wirkt der Spalt als Drossel. Eine Drossel aber – und sei sie auch noch so gut – hat stets einen Durchfluss (Leckage).

Was ist dicht, was undicht?

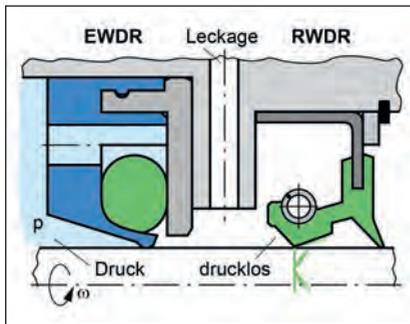
Es ist deshalb äußerst wichtig, in jedem Einzelfall zu klären, was unter dicht bzw. unter undicht verstanden werden soll. Die mögliche Spannbreite ist groß. Man spricht dann von „Technischer Dichtheit“. Viel besser – und vor allem richtiger – wäre es, die zulässige Undichtheit (Leckage) zu definieren. Dies wird mittlerweile in den modernen Regelwerken der Dichtungen für statische Dichtstellen auch getan. Aber wer will schon undichte Dichtungen? Viel Ärger entsteht, weil dieses „dicht“ in der Praxis fast nie ausreichend geklärt wird – insbesondere nicht bei Dichtungen für dynamische Dichtstellen. So ist es sicher wichtig, beim Hantieren mit hochgiftigen Chemikalien nur wenige Moleküle entweichen zu lassen. An der Kurbelwelle eines Verbrennungsmotors macht es aber keinen Sinn Ölmoleküle zu zählen – hier darf vielleicht keine Leckage abtropfen. Die zulässige Leckage einer großen Dampfturbine wird in m^3/s gemessen. Wasserdampfleckage ist unschädlich. Es darf nur nicht der Wirkungsgrad der Dampfturbine zu sehr darunter leiden. Für die absolute Zuverlässigkeit der berührungsfreien Labyrinthdichtung wird der große Durchfluss in Kauf genommen.

Abdichtarten

Bei Dichtungen für dynamische Dichtstellen unterscheiden wir vier Arten der Abdichtung.



>>7: Abdichtarten: passiv, aktiv, mehrfach



>>8: Beispiel einer Mehrfachabdichtung

Passive Abdichtung

Bei einer passiven Abdichtung fließt durch den Dichtspalt ein Leckagestrom \dot{m}_L . Die Bewegung mindert den Leckagestrom nicht, >>7 oben links.

Aktive Abdichtung

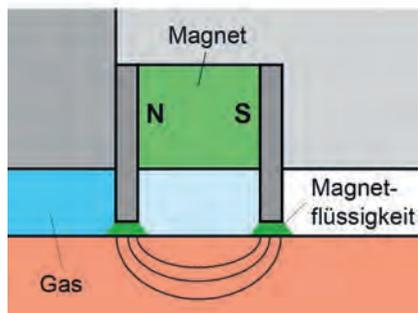
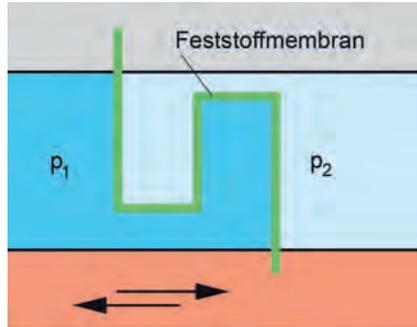
Bei einer aktiven Abdichtung wird mittels der Gleitbewegung ein Rückförderstrom \dot{m}_R erzeugt, >>7 oben rechts. Um den verringert sich dann der Leckagestrom \dot{m}_L . Im günstigsten Fall ist $\dot{m}_R \geq \dot{m}_L$. Das System ist dann dicht. Erzeugt wird der Rückförderstrom durch Mitschleppen des abzudichtenden Fluides und ggf. Umlenken durch makroskopische oder mikroskopische Strukturen bei drehender Bewegung. Die Strukturen werden fertigungstechnisch erzeugt oder entstehen idealerweise bei bestimmten Werkstoffen (Elastomeren) durch Verschleiß und Verformung von selbst. Die Rückförderung ist bei Dichtungen für linear bewegte Bauteile diskontinuierlich. Bei drehend bewegten Bauteilen wird das Fluid kontinuierlich gefördert. Bei einer aktiven Abdichtung wird von „außen“ angebotenes Fluid in den abzudichtenden Raum gefördert. Es ist also nicht möglich, mit einer einzigen aktiven Dichtung zwei fluidgefüllte Räume voneinander zu trennen, da es immer zur Vermischung der Fluide kommen wird.

trennen, da es immer zur Vermischung der Fluide kommen wird.

Mehrfache Abdichtung

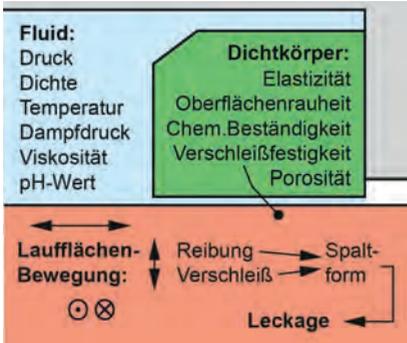
Mit einer mehrfachen Abdichtung lässt sich auch in schwierigen Fällen – zumindest hinsichtlich Systemfluid-Leckage an die Umgebung – ausreichende Dichtheit erreichen. In **>>7 unten** ist eine zweifache Abdichtung dargestellt. Durch Anpassen des Sperrkammerdrucks p_s an den Systemdruck p_1 bzw. an den Umgebungsdruck p_2 sind unterschiedliche Funktionen zu verwirklichen:

- $p_1 < p_s < p_2$ (sperren) – es existieren nur die Fluidströme m_{s1} und m_{s2} . Systemfluid gelangt weder in die Sperrkammer noch an die Umgebung. Dafür gelangt Sperrfluid sowohl in das System als auch in die Umgebung. Es kann zur Kühlung und Schmierung der Gleitdichtflächen genutzt werden.
- $p_1 \geq p_s \geq p_2$ (auffangen/spülen) – es existieren die Fluidströme m_1 und m_{s2} . Systemfluid gelangt in die Sperrkammer und wird dort abgeführt oder vom Sperrfluid ausgespült und dann außerhalb abgetrennt. Der Spülstrom ist zum Kühlen und eventuell zum Schmieren nutzbar.
- $p_1 > p_s < p_2$ (absaugen) – es existieren die Fluidströme m_1 und m_2 . Systemfluid und Umgebungsfluid gelangen in die Sperrkammer und werden dort abgeführt. Systemfluid gelangt nicht in die Umgebung.

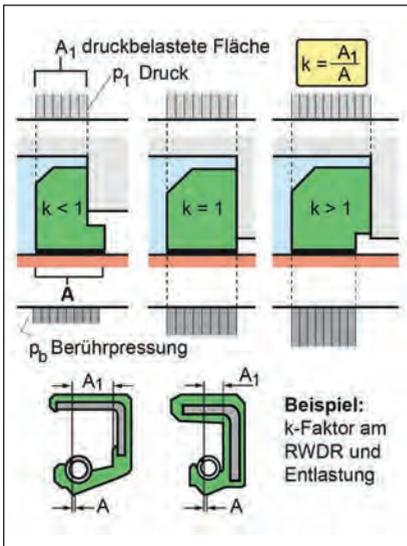


>>9: Hermetische Abdichtung

In **>>8** ist ein technisches Beispiel für eine zweifache Abdichtung dargestellt. Der passiv dichtende entlastete Wellendichtring (EWDR) aus PTFE-Compound dient als Druckdichtung und hat stets geringe Leckage. Diese wird von einem aktiv dichtenden Radial-Wellendichtring (RWDR) mit hydrodynamischen Dichthilfen zurückgehalten und drucklos abgeführt. Die Leckagebohrung darf meist nicht vom tiefsten Punkt nach unten weisen. Sie ist so anzuordnen, dass der RWDR eine „Sumpfschmierung“ hat.



>>10: Einflüsse auf die Dichtfunktion



>>11: Berührungspressung druckabdichten-der Dichtungen

wiederum die Spaltform bestimmt und verändert, von der letztlich Leckage und Dichtheit abhängen. Ergo – für lange Lebensdauer und hohe Zuverlässigkeit ist danach zu trachten, diese Veränderungen gering zu halten, durch passende Materialien, Betriebsbedingungen und Gleitflächengestaltung.

Hermetische Abdichtung

Bei einer hermetischen Abdichtung wird der Dichtspalt durch eine Membran verschlossen >>9. Bei der Feststoffmembran wird die dynamische Dichtstelle in eine statische umgewandelt. Mehrfach gewellte Membranen (Faltenbälge) oder Rollmembranen lassen eine begrenzte Bewegung der bewegten Maschinenteile bei geringem Differenzdruck zu. Drehende Bewegungen mittels Feststoffmembranen abzudichten ist möglich, erfordert jedoch besondere Zwischengetriebe. Dazu zählt auch die magnetische Kraftübertragung durch eine nicht magnetisierbare Wand, z.B. einen Spalttopf. Mittels einer magnetisierbaren Flüssigkeit, einem Ferrofluid, kann in einem Spalt durch ein geeignet geformtes Magnetfeld eine flüssige Membran aufgespannt werden, >>8 unten. Damit erreicht man einen hermetisch verschlossenen Spalt ohne Festkörperberührung.

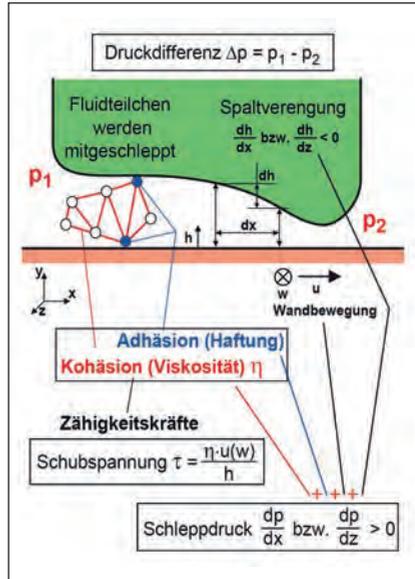
In >>10 sind wesentliche Einflüsse auf die Dichtfunktion dargestellt. Die Eigenschaften von Fluid, Dichtkörper und Lauffläche sowie die Bewegung beeinflussen Alterung, Reibung und Verschleiß. Dadurch wird

Ein Fazit

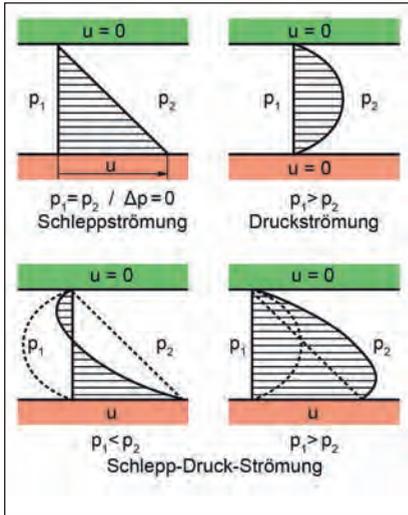
Dichtungen, die immer ein System aus mehreren Teilen bilden, können berührend oder berührungsfrei ausgeführt sein. Berührende Dichtungen müssen überall ausreichend angepresst sein. Dies erzeugt bei Relativbewegung Reibung. Die Dichtflächen müssen deshalb bei höherer Gleitgeschwindigkeit geschmiert werden. Technische Nullleckage ist dann bei einer einfachen Abdichtung nur mit aktiven (rückfördernden) Dichtungen bei geringer Druckdifferenz möglich.

Anpressung nicht vernachlässigen

Ein ganz wesentlicher Faktor für die Reibung ist die Anpressung (Berührungsdruck p_b). Sie darf deshalb bei schnell bewegten Systemen nur gerade so groß sein wie unbedingt notwendig. Bei einer mit dem Druck p_1 belasteten Dichtung setzt sich p_b aus der Voranpressung p_v (durch die Montage aufgebracht) und der Druckerhöhung p_d zusammen. Wie sich p_1 auf p_b auswirkt, ist vom Flächenverhältnis $k = A_d/A$ abhängig >>11. A ist die Dichtfläche und A_d die druckbelastete Fläche. Ist $k \gg 1$, führt dies zu einer mit dem Druck weit überproportional steigenden Berührungsdruck ($p_b = p_v + k \cdot p_1$). Neben der Verformung steigen dadurch vor allem die Reibung und – daraus resultierend – die Temperatur in der Dichtfläche sehr stark an. Die Einsatzgrenzen einer Dichtung bezüglich abdichtbarem Druck p_1 und zulässiger Gleitgeschwindigkeit v – dem p-v-Wert – sind dann schnell erreicht. Der Faktor k ist daher eine wichtige Größe bei der Auslegung von Dichtringen und bei der Beurteilung von Dichtungen bei Druckbelastung. Dies gilt auch schon für Drücke deutlich unter 0,1 MPa, je nach Dichtringkonstruktion. Der p-v-Wert ist nie ein fixer Wert, sondern immer eine Funktion von p und v , was selten vermittelt wird. Es gibt ihn in der Einheit bar·m/s und MPa·m/s. Dazwischen liegt der Faktor 10. Häufig wird die Einheit nicht angegeben. Beim Umgang mit dem p-v-Wert ist also Vorsicht geboten.



>>12: Tribologie in engen fluidgefüllten Spalten



>>13: Strömungsprofile und Superpositionsprinzip

wegung. >>12 zeigt stark vereinfacht die physikalischen Zusammenhänge in einem engen Dichtspalt. Infolge Adhäsion (Anhangskraft) haften die wandnächsten Fluidteilchen an der Spaltwand und haben immer Wandgeschwindigkeit. Dies wird als „Haftbedingung“ bezeichnet. Zwischen den Fluidteilchen wirkt die Kohäsion (Zusammenhangskraft). Sie wird nach außen als Viskosität η „sichtbar“ und sorgt dafür, dass die Fluidteilchen sich gegenseitig mitnehmen. Adhäsion und Kohäsion, die Zähigkeitskräfte, sind also verantwortlich für Schleppwirkung und Viskosität. Sie bestimmen zusammen mit der Spalthöhe h und der Wandgeschwindigkeit u bzw. w die übertragbaren Schubspannungen T und damit die Scherkraft $F_F = T \cdot A$ infolge Fluidreibung der Spaltwände (Fläche A) gegeneinander.

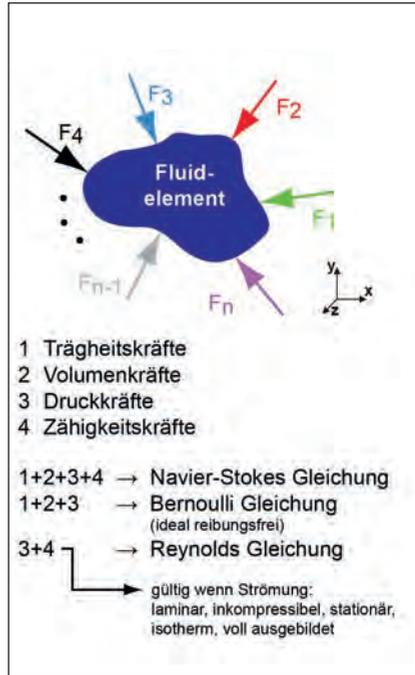
Verengt sich der Spalt in Bewegungsrichtung, erzeugt das mitgeschleppte Fluid einen Schleppdruck. Erweitert er sich, wird Unterdruck (Kavitation) erzeugt. Dies gilt auf allen Größenskalen sowohl mikroskopisch (Rauheit) als auch makroskopisch (Wandform). Fluid kann nur durch Mitschleppen oder mittels einer Druckdifferenz Δp durch einen engen Dichtspalt transportiert werden. Bei Flüssigkeiten spielen auch noch Kapillarkräfte eine wichtige Rolle. Sie können Flüssigkeit in engste Spalte saugen oder daran hindern,

Dichtspaltribologie

Bisher wurde deutlich, dass alles letztlich Entscheidende im Dichtspalt zwischen den Dichtflächen passiert. Dort kommt es zu Verschleiß, dort werden Verlustleistung und damit schädliche Wärme erzeugt und dort wird Leckage vermieden oder zugelassen. Der Rest der Dichtung beeinflusst „nur“ – z.B. über das Flächenverhältnis k – die Betriebsbedingungen im Dichtspalt. Was also geht dort in diesem Dichtspalt vor sich?

Tribologie ist die Wissenschaft und Technik von aufeinander einwirkenden Oberflächen (auch von Flüssigkeitsschichten) in Relativbe-

dass sie aus feinen Kapillaren austritt. Kapillarkräfte sind also in der Dichtungstechnik Fluch und Segen zugleich – auch weil ihre Wirkung nur schwer fassbar ist. Beim Mitschleppen eines newtonschen Fluides, z.B. Mineralöl oder Wasser, ist das Strömungsprofil stets dreieckförmig (Schleppströmung). Entsteht die Strömung infolge einer Druckdifferenz, ist das Strömungsprofil parabelförmig >>13. Beides setzt voraus, dass die Strömung laminar ist, was bei den sehr engen dynamischen Dichtspalten von Berührungsdichtungen stets zutrifft. Beide Strömungsprofile dürfen nach dem Superpositionsprinzip „geometrisch“ zur Schlepp-Druck-Strömung überlagert werden. Dies gilt selbstverständlich auch für Strömungen in verschiedene Koordinatenrichtungen. Sie sind dann vektoriell zu addieren.



>>14: Beschreibung der Fluidbewegung und Vereinfachungen

Die Konsequenz

Was ist nun die ernüchternde Konsequenz aus der dargestellten Dichtspalttribologie? Da die abzudichtende Druckdifferenz und die schwachen Kapillarkräfte meist vorgegeben sind, steht zur Beeinflussung (Lenkung) des abzudichtenden Fluides im und direkt am Dichtspalt einer Einzeldichtung nur das Mitschleppen zur Verfügung. Das mitgeschleppte Fluid wird an dort befindlichen „Strukturen“ dann abgelenkt und/oder aufgestaut (Schleppdruck) und unterliegt bei drehenden Systemen noch der Fliehkraft. Diese „Strukturen“ können – erwünscht oder unerwünscht – aktiv gefertigt oder selbstentstehend, nur wenige nm tief oder einige 10tel mm hoch sein und millionenfach oder nur einzeln vorkommen. Sie wirken immer – graduell unterschiedlich natürlich – und sie verändern sich unweigerlich durch Werkstoffalterung, Verschmutzung und Verschleiß.

(A) $\frac{dp}{dx} = \eta \cdot \frac{d^2u}{dy^2}$
 Reynoldsgleichung
 eindimensional

(B) $\frac{dp}{dx} = 6 \cdot \eta \cdot u \cdot \frac{h - h^*}{h^3}$
 Druckverlauf

(C) $h^3 \cdot \frac{dp}{dx} - 6 \cdot \eta \cdot u \cdot (h - h^*) = 0$
 Spaltverlauf

>>15: Die Reynoldsgleichung mit Ableitungen für Druck- und Spaltverlauf

Flüssigkeitsstrom \dot{V}_F inkompressibel $\dot{V}_F = \text{const}$ für laminare Strömung $\dot{V}_F = \frac{\Delta p \cdot \pi \cdot D}{12 \cdot \eta \cdot L} \cdot h^3$ w: Strömungs- geschwindigkeit w_s : Schallgeschw.	Gasstrom \dot{V}_G kompressibel $\dot{m}_G = \dot{V}_G \cdot \rho_2 = \text{const}$ für $w \leq w_s$ und laminare Strömung $\dot{V}_G = \frac{\Delta p \cdot \pi \cdot D}{12 \cdot \eta \cdot L} \cdot h^3 \cdot \frac{p_1 + p_2}{2 \cdot p_2}$ $= \frac{\pi \cdot D}{24 \cdot \eta \cdot L} \cdot h^3 \cdot \left(\frac{p_1^2}{p_2} - p_2 \right)$ $\dot{m}_G = p_2 \cdot \dots$
--	---

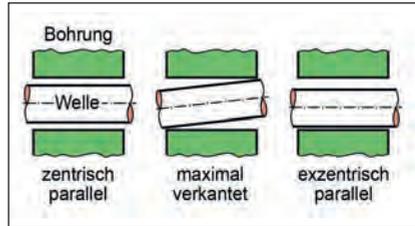
>>16: Strömung durch enge konzentrische Parallelspalte

Berechnung

Zur rechnerischen Beschreibung von Fluidbewegungen werden die Kräfte 1 – 4 auf ein Fluidelement bilanziert >>14. Für die Strömung in engen Dichtspalten ist es zulässig, nur die Druck- und Zähigkeitskräfte zu betrachten. Daraus ergibt sich die Reynoldsgleichung – die Grundgleichung aller Strömungsberechnungen in engen Dichtspalten. In >>15 ist die Reynoldsgleichung A der Übersichtlichkeit wegen für nur eine Koordinatenrichtung (x) dargestellt. Durch Integration und passende Umformung erhält man zum einen die Gleichungen für den Druckverlauf B im Spalt oder für den Spaltverlauf C bei bekanntem Druckverlauf dp/dx ; dabei ist h^* die Spalthöhe an der Stelle $dp/dx = 0$. Zum anderen kann man daraus auch die Gleichungen für den Volumenstrom durch einen engen Spalt ableiten >>16.

Diese einfachen analytischen Gleichungen erlauben nun leicht abzuschätzen, welche Größen sich wie auswirken. Dies ist bei komplexeren Gleichungssystemen, die alle Kräfte berücksichtigen – wie z.B. bei den Navier-Stokes-Gleichungen – nicht mehr möglich. Man sieht, dass die Spalthöhe eine entscheidende Rolle spielt, da sie mit der 3ten Potenz eingeht. Bei Gasen spielt zusätzlich noch der Systemdruck p_1 eine große Rolle. Er geht in 2ter Potenz ein. Alle ande-

ren Größen wirken sich nur linear aus. Verändern sich also die Spalthöhe bzw. die Schmierfilmdicke ausgehend von $0,2\ \mu\text{m}$ nur um $0,2\ \mu\text{m}$ auf $0,4\ \mu\text{m}$, so steigt der Flüssigkeitsstrom auf das Achtfache an. Dies zeigt: Geht man von unkorrekten, weil nicht genau bekannten Randbedingungen aus, kann man beim Ergebnis schnell ein Vielfaches danebenliegen.

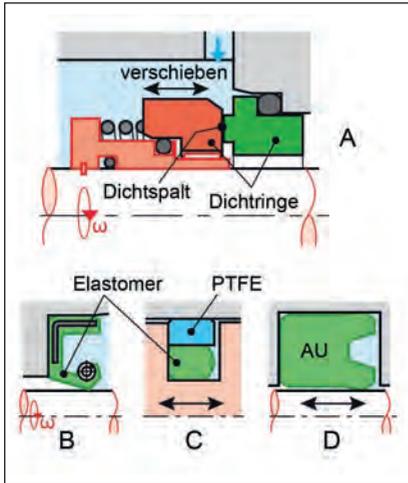


>>17: Mögliche räumliche Lagen der Welle in einer Bohrung

Neben den eingangs gemachten Vereinfachungen und Annahmen wirken sich bei den engen Dichtspalten auch die Rauheit und Maßtoleranzen sowie Form- und Lageabweichungen teils dramatisch aus. Die abgeleiteten Gleichungen gelten genau genommen nur für ideal glatte Oberflächen. Die Beziehung für den Flüssigkeitsstrom V_F in >>16 gilt für ideal zentrische und achsparallele Spalte. Liegt die Welle exzentrisch in der Bohrung, kann bei genau gleichen Maßen bis zu 2,5-mal mehr durchfließen. Liegt sie nicht achsparallel, sondern verkantet in der Bohrung, fließt im Extremfall gerade noch die Hälfte ($0,5$ -mal) durch >>17. Insgesamt ergibt das den Faktor 5 für den Durchfluss. Jede beliebige Lagekombination und damit ein entsprechender Durchfluss ist möglich.

Hierzu ein Beispiel: Zwischen $0,2\ \mu\text{m}$ nomineller Spalthöhe sowie maximal verkantete Lage und $0,4\ \mu\text{m}$ Spalthöhe sowie achsparallel maximal exzentrischer Lage liegt für den Flüssigkeitsstrom V_F der Faktor 40. Oder anders ausgedrückt – werden zwei Tropfen Leckage pro Minute ausgerechnet, könnten – je nach Lager der Welle in der Bohrung – tatsächlich sowohl nur ein Tropfen oder auch 40 Tropfen rauskommen.

Bei dynamischen berührenden Dichtungen kann nur schwer ein im engen Rahmen zutreffendes Ergebnis berechnet werden. Grund dafür sind die erheblichen Auswirkungen geringster Abweichungen bei Spalten im Mikrometer- und Submikrometerbereich. Die Abweichungen sind wegen ihrer Kleinheit meist nicht bekannt und auch nicht messbar – zumindest nicht mit einfachen Mitteln. Demzufolge können sie auch nicht berücksichtigt werden. Je höher die Spalte werden, umso treffsicherer wird eine Berechnung möglich. Dies gilt nicht nur für die hier dargestellten Beziehungen auf Basis



>>18: Dichtungen

sieht, auf was es denn ankommt. Dann bedarf es nur noch ein wenig Ingenieursverstand, um geeignete Maßnahmen zu ergreifen. Obiges Extrembeispiel (Faktor 40!) legt zudem nahe, dass dieser „gesunde“ Ingenieursverstand und ein „gerütteltes Maß“ an dichtungsfachlichem Wissen und Erfahrung auch bei der Ergebnisinterpretation jeglicher Berechnung oder Simulation in und am Dichtspalt unerlässlich sind.

Der richtige Werkstoff

Dichtelemente für statische Dichtstellen werden aus einer Vielzahl unterschiedlichster Werkstoffe gefertigt. Von Papier und Kork über Gummi, Kunststoff und Graphit bis hin zu Metallen, Glimmer und Keramik sowie beliebigen Kombinationen und Mischungen findet man alles. Wichtig ist nur, dass die zuvor formulierten Bedingungen hinsichtlich Anpressung und werkstoffinterner Dichtheit stets erfüllt werden. Hinzu kommt die ganze Palette an Dichtmassen, auch „Flüssigdichtmittel“ genannt, z.B. auf Silikon- oder Acrylatbasis. Auch dynamische berührungsfreie Dichtsysteme können aus praktisch jedem festen Material hergestellt werden, da der Werkstoff für deren Funktion unerheblich ist – ein gewaltiger Vorteil. Bei berührenden Dichtungen für bewegte Maschinenteile wird es schwieriger, auch weil nun eine Reibbelastung hinzukommt. Nur bei Stirnflächendichtungen, den Gleitringdichtungen, können noch harte Materialien wie imprägnierter Kohlen-

der Reynoldsgleichung, sondern genauso für wesentlich komplexere und „genauere“ Modelle. Das Rechenergebnis kann immer nur so treffsicher sein, wie die Eingangsdaten die Realität treffen, wobei komplexere Modelle meist wesentlich mehr dieser ungenügend bekannten Eingangsdaten benötigen. Zur Abschätzung von Trends ist beides tauglich und für gut funktionierende Dichtungen unentbehrlich.

Einfache analytische Gleichungen, wie z.B. die Reynoldsgleichung, haben den großen Vorteil, dass man ohne Rechner auf den „ersten Blick“

stoff, Keramik, Metalle, Hochleistungskunststoffe u.a. eingesetzt werden. Die notwendige Anpressung und Nachstellung kann hier durch axiales Verschieben eines Dichtrings bewerkstelligt werden >>18 A. Bei den äußerst häufig vorkommenden, radial dichtenden Dichtringen für Wellen B, Kolben C, Stangen D und Führungen ist man aber auf weiche und vor allem elastische Materialien angewiesen. Einzelne Sonderkonstruktionen bestätigen die Regel. Die hier zum Einsatz kommenden Werkstoffgruppen sind Elastomere, Kunststoffe (vor allem PTFE-Compounds) und Polyurethane (PU).

Beständigkeit

Wichtigstes Auswahlkriterium sind die chemische und physikalische Beständigkeit des Dichtringwerkstoffs gegen den abzudichtenden Stoff und ggf. die Umgebung. Dass für Natronlauge oder Benzol unterschiedliche Elastomere benötigt werden, ist leicht einsichtig. Je nach Kombination quillt oder schrumpft der Dichtringwerkstoff oder löst sich einfach auf. Schwieriger mit der Einsicht wird es schon im Auto bei Kraftstoff und Bremsflüssigkeit. Für Kraftstoff ist das Elastomer NBR tauglich, für Bremsflüssigkeit EPDM. Umgekehrt eingesetzt versagen Dichtringe aus diesen Werkstoffen schnell. Für kaltes Wasser hingegen wären beide Werkstoffe tauglich. Kommen allerdings aus der Umgebung Sonnenlicht und Ozon hinzu, wird NBR schnell spröde und rissig. EPDM hingegen ist ozon-, witterungs- sowie alterungsbeständig und erträgt zudem in Sonderqualitäten Heißwasser bis 200 °C. Selbst bei Schmieröl macht die Dichtring-Beständigkeit große Probleme. Je nachdem – ob mineralisches oder synthetisches Öl – sind unterschiedliche Elastomersorten beständig. Und kommen Additivpakete hinzu, die heute in praktisch jedem Gebrauchsöl zu finden sind, potenzieren sich die Probleme. Die zusammenfassende Botschaft lautet: Dichtringmaterial, abzudichtender Stoff und Umgebungsbedingungen müssen zusammenpassen, sonst versagen Dichtsysteme schnell. Dies ist eine komplexe Fragestellung, die nur mit speziellem Fachwissen gelöst werden kann. Die Dichtinghersteller führen für ihre Werkstoffe Beständigkeits-Datenbanken. Zur Not ist im Einzelfall die Beständigkeit unter Betriebsbedingungen experimentell zu überprüfen. Kleinigkeiten in den chemischen Formulierungen sowohl des abzudichtenden Stoffes als auch der Dichtringwerkstoffe können gravierende Auswirkungen haben. Hier ist größte Vorsicht geboten!

Natürlich gibt es Werkstoffe, die gegen mehr Stoffe beständig sind, wie z.B. das Fluorelastomer FKM. Neben anderen ungünstigen Eigenschaften, wie

Werkstoff	von °C	bis °C
AU	-30	+90
NBR	-30	+110
EPDM	-50	+150
FKM	-25	+200
FFKM	-15	+250
PTFE	-100	+250
Graphit	-200	+450
Glimmer	-	+950
Keramik	-	>+1000

>>19: Temperaturbereiche

Wärmebelastung im Dichtspalt



RWDR
10 m/s
300-500 W/cm²
Gummi



Herdplatte
2 kW - ø18 cm
8 W/cm²
Stahl

>>20: Wärmebelastung im Dichtspalt

der häufigsten Versagensgründe – insbesondere bei berührenden Wellendichtungen. Der zulässige Temperaturbereich für einige Werkstoffsorten ist in >>19 dargestellt. Die hier gezeigten Zahlenwerte dürfen nicht dogmatisch betrachtet werden sondern sind als sehr globale Anhaltswerte zu sehen. Innerhalb jeder Werkstoffsorte gibt es herstellerabhängig eine Vielzahl von Mischungen, die auf bestimmte Eigenschaften hin gezüchtet wurden. Bei renommierten Dichtringherstellern sind dies oft mehrere hundert Mischungen pro Werkstoffsorte wie z.B. NBR. So gibt es z.B. FKM-Mischungen, die bis -60 °C flexibel bleiben, dafür sind diese dann bei Weitem nicht mehr bis 200 °C belastbar. Dasselbe wie für die Temperatur gilt natürlich auch für die vorher diskutierte chemische Beständigkeit und für wichtige mechanische Eigenschaften wie Härte, Ver-

z.B. höherer Verschleiß, spielt hier der Preis eine entscheidende Rolle. FKM ist etwa 10-mal so teuer wie NBR. Das – ähnlich wie PTFE – nahezu universell beständige Perfluorelastomer FFKM kostet gleich das 1.000-fache oder mehr als NBR und ist zudem nur schwer verarbeitbar. Dichtringe aus PTFE-Compound sind ebenfalls teuer, um den Faktor 150 steifer sowie kaum elastisch und – integral betrachtet – viel weniger gut dicht als Dichtringe aus Elastomer. Dafür ist der Werkstoff Polytetrafluorethylen PTFE (umgangssprachlich auch als Teflon bekannt) thermisch über den weiten Bereich von -100 °C bis nahe +300 °C (je nach Compound und Anwendung) als Dichtungswerkstoff ohne größere Bedenken einsetzbar.

Temperatur

Die Temperaturbelastbarkeit der Werkstoffe ist das zweite wichtige Auswahlkriterium. Thermische Überforderung des Dichtsystems ist einer

schleißwiderstand, Extrusionsfestigkeit, Viskoelastizität, Compression Set oder auch für die Verarbeitbarkeit (Taktzeit). Temperaturangaben für Dichtring-Werkstoffe beziehen sich leider nicht auf eine einheitliche Basis. Manchmal wird die Temperatur angegeben, bei welcher der Werkstoff gerade nicht zerstört wird. Manchmal die Temperaturspitzen, welche er wenige Male kurzzeitig aushält. Verbreitet ist die thermische Beständigkeit für eine Belastungszeit von 1.000 Stunden. Wobei sich dann sofort noch Fragen stellen:

- Statisch oder dynamisch oder unbelastet?
- Mit oder ohne Beeinflussung durch den abzudichtenden Stoff?
- Bei welchem Druck, welcher Anpressung, welcher Reibung usw.?

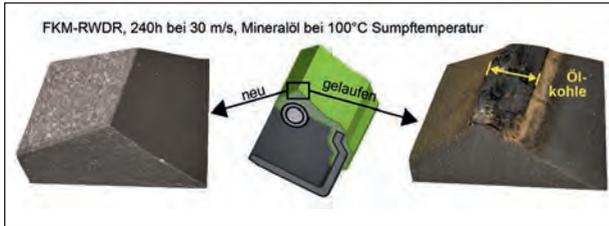
Meist wird nur ein Temperaturwert angegeben, selten die zugehörigen Randbedingungen. Schaut man in die Literatur und in Herstellerdatenblätter, so findet man z.B. für PTFE zulässige Maximaltemperaturen von 200 °C bis 315 °C – ohne weiteren Hinweis. Dabei handelt es sich doch um denselben Werkstoff. Erschwerend kommt bei dynamischen Dichtungen hinzu, dass bei etwas schnellerer Bewegung die Temperatur im Dichtspalt und damit an den Dichtflächen deutlich höher ist als die Systemtemperatur, da hier durch Reibleistung auf kleiner Fläche viel Wärme entsteht >>20. Die Temperaturdifferenz beträgt bei Radial-Wellendichtringen aus Elastomer schnell mal 40 K und mehr. Primär entscheidend für Dichtfunktion und Lebensdauer sind aber genau diese Dichtspalttemperatur und die Temperatur im Werkstoff auf den ersten paar 100stel mm Tiefe der Dichtfläche. Der Rest spielt nahezu keine Rolle, zumal es dort i.d.R. immer kühler ist. Diese entscheidende Dichtspalttemperatur ist nur sehr aufwändig zu messen und vorab nur mit hoher Unsicherheit abschätzbar. Nach Arrhenius steigt mit zunehmender Temperatur die chemische Reaktivität. Bei einer um 10 K höheren Temperatur läuft eine chemische Reaktion ungefähr 2- bis 4-mal so schnell ab >>21. Dies gilt für die Alterung (z.B. Verhärtung) des Dichtringwerkstoffs genauso wie für den chemischen Angriff des abzudichtenden Stoffs auf die Dichtungswerkstoffe, als auch für ein „Zersetzen“ des abzudichtenden

Arrhenius-Gleichung
1889 von Svante Arrhenius aufgestellt

$$k = A \cdot e^{\frac{-E_a}{R \cdot T}}$$

k = Reaktionsgeschwindigkeitskonstante
A = Frequenzfaktor
E_a = Aktivierungsenergie
R = Gaskonstante
T = Temperatur

>>21: Arrhenius-Gleichung

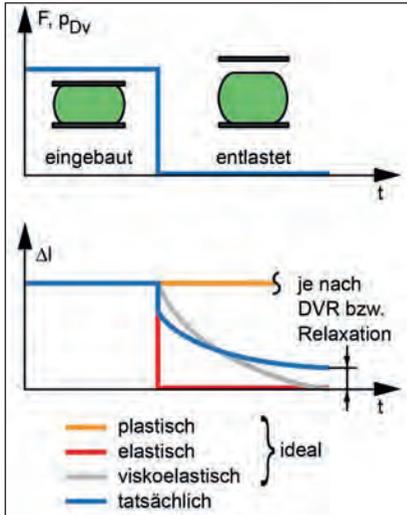


>>22: Thermische Schädigung

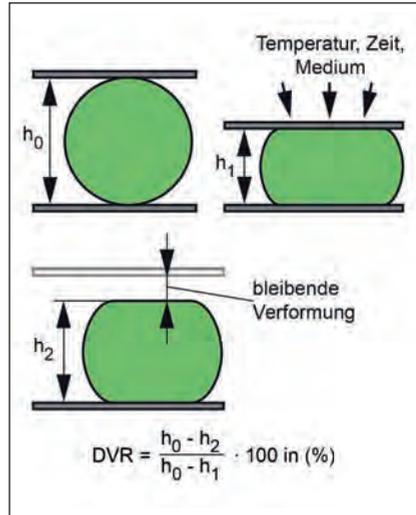
Stoffes am und im Dichtspalt. Daraus resultiert z.B. bei Ölabdichtung eine vermehrte Bildung und Ablagerung von Ölkohle an der Dichtkante, was äußerst schädlich ist. >>22 zeigt das unerfreuliche Ergebnis einer thermisch deutlich überforderten Dichtstelle. Statt flexiblem Elastomer kommt nur noch harte Ölkohle mit der Welle in Kontakt, was meist zur Leckage führt. Lange Rede kurzer Sinn: Viele dynamische Dichtungen sterben einen Hitzetod, weil Dichtringwerkstoff, abdichtender Stoff, gewünschte Dichtheit, konstruktives Umfeld, Betriebsbedingungen und die entstehende Wärme sowie deren Ableitung aus dem Dichtkontakt (notfalls aktiv kühlen) nicht ausreichend aufeinander abgestimmt sind. Die dazu notwendigen Daten zu gewinnen, ist im Vorfeld schwierig aber zur sicheren Gestaltung einer Dichtstelle unabdingbar. Ein gerütteltes Maß an Erfahrung und daraus resultierende realistische Einschätzungen helfen hier ungemein.

Viskoelastizität

Eine in der Dichtungstechnik wichtige Eigenschaft von Elastomeren ist deren Viskoelastizität. Viskoelastizität ist die zeit-, temperatur- und frequenzabhängige Elastizität von Werkstoffen und durch ein teils elastisches, teils viskoses Verhalten geprägt >>23. Wird ein Elastomer durch Belastung verformt, so stellt sich nach plötzlicher Entlastung ein Teil der Verformung spontanelastisch zurück. Der viskoelastische Anteil benötigt für die Rückverformung Zeit und ggf. bleibt eine Restverformung dauerhaft übrig. Dies ist der plastische Verformungsanteil. Dasselbe gilt natürlich auch für eine spontane Belastung. Die Endform wird erst nach einiger Zeit erreicht, wobei die Verformung in etwa einer Exponentialfunktion folgt. Dieses viskoelastische Verhalten hat in der Dichtungstechnik weitreichende Folgen. Zum einen kann der elastomere Dichtkörper einer schnell zurückweichenden Spaltwand (z.B. einer taumelnden Wellenoberfläche) ab einer gewissen Geschwindigkeit nicht mehr folgen. Dies führt zur Leckage. Zum anderen passt er sich der Rauheit einer Fläche, auf die er gepresst wird, erst nach und nach bis in alle Feinheiten vollständig



>>23: Viskoelastizität am Beispiel O-Ring



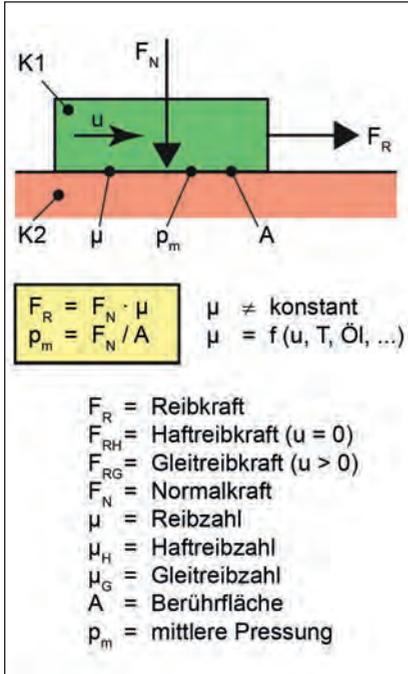
>>24: Druckverformungsrest; Probe O-Ring

an, was zu sehr unterschiedlichen Reib- und Losreibkräften führt, abhängig von der Gleitgeschwindigkeit bzw. Ruhezeit.

Druckverformungsrest

Der Druckverformungsrest (DVR), häufig auch Compression set genannt, bezeichnet die bleibende Verformung einer unter definierten Bedingungen (Verformung, Medium, Temperatur, Zeit usw.) verformten Elastomerprobe >>24. Er ist eine einfach zu ermittelnde, wichtige Kenngröße (genormt) für die Güte eines Elastomers und/oder für eine geeignete Abstimmung zwischen Elastomer, abzudichtendem Stoff und statischen Betriebsbedingungen. Je niedriger der DVR, umso besser. Ein großer DVR bedeutet eine hohe bleibende (plastische) Verformung, damit eine stark geminderte Anpressung und somit einen erheblichen Verlust von Abdichtvermögen. 100% Compression set bedeutet null Anpressung.

Die sichere Auswahl eines geeigneten Dichtringwerkstoffs bei etwas gehobenen Anforderungen ist nicht trivial, sondern erfordert eine hohe Kompetenz. Viele Details aus der Anwendung müssen hierfür bekannt sein oder eruiert werden oder sind notfalls geeignet abzuschätzen. Höchste Sorgfalt ist hierbei angesagt. Oft führt an einer speziellen Prüfung kein Weg daran vorbei.



>>25: Reibung in der Dichtungstechnik

Manchmal wird auch zwischen trockener (Trockenreibung) und geschmierter Reibung (Mischreibung, Flüssigkeitsreibung) unterschieden. Zumindest bei dynamischen Dichtungen handelt es sich immer um mehr oder weniger geschmierte Reibung.

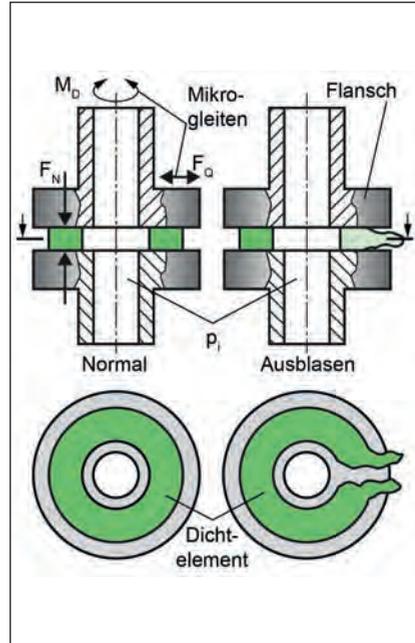
Reibung richtig berechnen

Für übliche Reibungsberechnungen gelten die in >>25 dargestellten einfachen Beziehungen. Der Körper K1 drückt mit der Normalkraft F_N über die Fläche A auf den Körper K2. Um K1 mit der Geschwindigkeit u gegenüber K2 zu bewegen, ist die Reibkraft F_R notwendig. Die Reibkraft ist stets senkrecht zur Normalkraft und parallel zur Geschwindigkeit gerichtet. Wenn die Reibkraft so groß ist, dass K1 sich gerade noch nicht bewegt, ist die maximale Haftreibungskraft erreicht. Sie wird häufig auch als Losreib- bzw. Losbrechkraft bezeichnet und kann bei Dichtungen sehr hoch werden. Die Reibzahl μ ist der Proportionalitätskoeffizient zwischen Normal- und Reibkraft. μ ist lei-

Wie wirkt Reibung und lässt sich diese dichtungstechnisch nutzen?

Ganz allgemein wird zwischen Haftreibung und Gleitreibung unterschieden, wobei die Haftreibung praktisch immer größer als die Gleitreibung ist. Für dynamische Dichtsysteme ist es günstig, wenn Haft- und Gleitreibung ähnlich groß sind. Dadurch wird Ruckgleiten (Stick-Slip) sicher vermieden. Stick-Slip äußert sich unangenehm als Pfeifen, Kreischen, Rumpeln, Knarzen o.ä. – je nach Frequenz. Außerdem verhindert Stick-Slip genaue Positionierbewegungen. Beim Dichtungswerkstoff PTFE z.B. sind Haft- und Gleitreibwert über weite Betriebsbereiche fast identisch. Deshalb tritt bei Dichtelementen aus PTFE-Werkstoffen so gut wie nie Ruckgleiten auf, auch nicht bei sehr langsamer Bewegung.

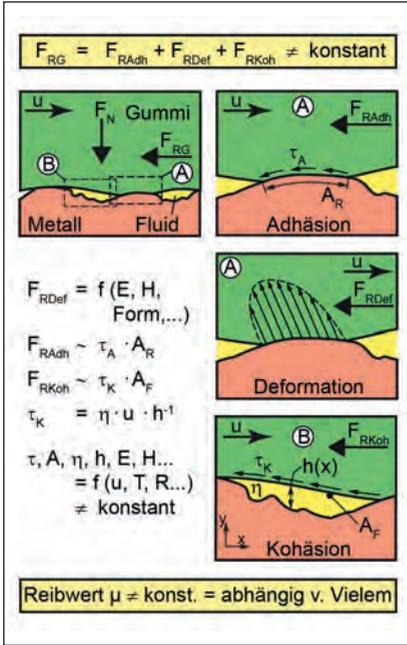
der nie ein fester Wert für einen Werkstoff oder eine Werkstoffpaarung. Allenfalls vielleicht für reinste harte Werkstoffe bei Trockenreibung im Hochvakuum und bei genau definierter Oberflächenstruktur der Reibflächen. Einen festen μ -Wert anzugeben, ist damit unredlich. Richtigerweise kann nur ein μ -Wert-Bereich angegeben werden. μ ist in der Technik immer eine Funktion von vielen Betriebsparametern mit teils ganz erheblichem Einfluss – insbesondere bei geschmierter Gleitreibung. μ ist nie eine Werkstoffgröße sondern immer eine Systemgröße. Dies macht eine genaue Reibungsvoraussage bei der Abdichtung bewegter Maschinenteile äußerst schwierig – ja praktisch unmöglich. Möglich sind grobe Abschätzungen.



>>26: Reibung bei statischen Dichtungen

Reibung an statischen Dichtstellen

Bei statischen Dichtstellen ist die Haftreibung ($\mu_H \cdot F_N$) dominant wichtig. Dies gilt besonders für Flächendichtungen. Hohe Haftreibung behindert dort z.B. bei höherem Innendruck p_i , dass Flachdichtungen aus dem Flansch ausgeblasen werden, >>26 rechts. Werden Flächendichtverbindungen mit Querkräften F_Q oder Drehmomenten M_D dynamisch hoch belastet, vermeidet hohe Haftreibung ein Mikrogleiten zwischen Flansch und Dichtelement, >>26 links. Ständiges Mikrogleiten führt zu Zerrüttung und Abtrag der Dichtelement-Oberfläche und damit zum frühen Ausfall durch Leckage. Manchmal wird die Haftreibung (μ_H) auch durch zusätzliches Kleben erhöht. Aushärtende oder polymerisierende Flüssigdichtmittel dichten nur durch Anhaften an den Flanschoberflächen. Sie sind letztlich nichts anderes als „schwache“ (ggf. wieder lösbare) Kleber. Kommt es im Betrieb durch Verschiebungen zum Adhäsionsbruch (Lösen des Klebstoffs von der Klebefläche), wird die Dichtstelle undicht. Daher sollte ein Verschieben konstruktiv verhindert werden.



>>27: Grundlagen der Elastomerreibung

weicher Gummi hat einen Elastizitätsmodul unter 10 MPa, der in der Dichtungstechnik häufig eingesetzte Basis-Kunststoff PTFE ungefähr 1.000 MPa und der moderne, extrem harte Gleitringdichtungswerkstoff Siliziumcarbid SiC bis zu 500.000 MPa. Das bedeutet, Gummi passt sich seiner Gegenfläche extrem gut an. Diese Anpassung ist zeit- und temperaturabhängig, wegen der viskoelastischen Eigenschaften des Gummis. Dies führt dazu, dass die Gleitreibungskraft F_{RG} eines Gummiwerkstoffs (Elastomer) auf einer festen Gegenfläche (z.B. Stahl) bei Schmierung sich im Wesentlichen aus drei Anteilen zusammensetzt: einer Reibkraft F_{RDef} aufgrund von Verformung, einer Reibkraft F_{RAdh} aufgrund der Scherfestigkeit τ_A der Bindungen im Grenzflächengebiet A_R und einer Reibkraft F_{RKoh} aufgrund von Schmierstoffscherung τ_K in den Rauheitstälern mit der Fläche A_F **>>27**. Jede dieser Reibkräfte ist wiederum die Summe der Reibkräfte an jedem einzelnen Rauheitsberg oder -tal auf der gesamten Berührfläche A ($A = A_F + A_R$). A_R wird auch als „tatsächliche Berührfläche“ bezeichnet und ist eine entscheidende Größe für die Reibung. Damit ist auch klar, dass die Form der Rauheit, also die Ober-

Reibung an dynamischen Dichtstellen

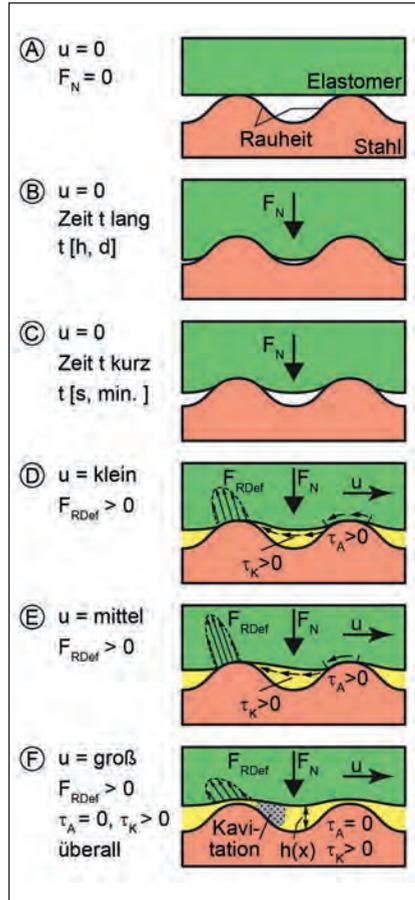
Bei Dichtstellen mit bewegten Maschinenteilen sind Haft- und Gleitreibung wichtig. Neben der Stick-Slip-Problematik kann hohe Haftreibung (Losbrechreibung) zur Beschädigung des Dichtsystems beim Anlauf führen. Dem muss konstruktiv Rechnung getragen werden, z.B. durch stabile, formschlüssige Verdrehensicherung am statischen Dichtsitz.

Bei der geschmierten Gleitreibung spielen viele Faktoren eine wesentliche Rolle und diese ändern sich auch noch – teils dramatisch – mit den Betriebsbedingungen. Dies gilt ganz besonders für die sehr häufig eingesetzten, extrem weichen und elastischen Gummiwerkstoffe. Wei-

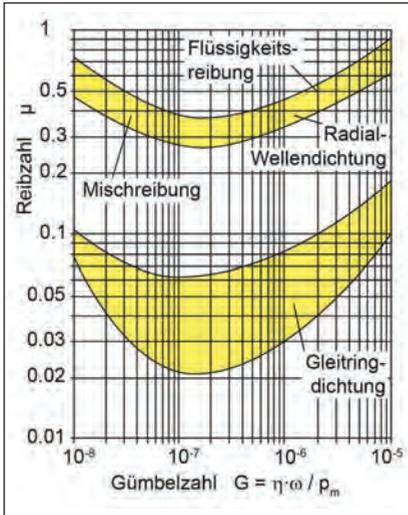
flächenstruktur bzw. die Oberflächen-Morphologie, bedeutenden Einfluss auf die Reibung hat. Eindeutig geht aus >>27 und aus >>28 hervor, dass der Reibwert μ kein konstanter, fester Wert ist, sondern von sehr Vielem abhängt, das sich zudem ständig ändert und dies teils ganz erheblich.

Einfluss der Viskoelastizität

In >>28 ist beispielhaft gezeigt, wie sich Viskoelastizität und Hydrodynamik auswirken. Legt man ein Elastomer auf eine Stahloberfläche, berühren sich nur die Rauheitsspitzen „A“. Die tatsächliche Berührfläche A_R ist sehr gering. Wirkt dann eine Kraft F_N , sinkt das Elastomer in die Rauheitstäler ein „C“ und füllt diese nach einiger Zeit (Merkwert 8 h) nahezu vollständig aus „B“. A_R wird sehr groß. Dies führt zu einer hohen Losrißkraft und es wird – je nach Form der Rauheit – beim Losreißen Material abgeschert. Bewegt sich dann eines der beiden Bauteile „D“, hat das Elastomer nicht mehr die Zeit weit einzusinken. Dies wird unterstützt durch den in den Rauheitstälern entstehenden hydrodynamischen Druck. A_R sinkt und A_F steigt, siehe „E“. Letztlich kann dieser Druck so groß werden, dass sich ein durchgehender, teilweise extrem dünner Schmierfilm bildet. Das Elastomer reitet dann auf diesem Schmierfilm über die Rauheitsberge, „F“ in >>28. A_R wird Null und $A_F = A$, also so groß wie die gesamte Berührfläche. Kann in die vielen, mikroskopisch kleinen Rauheitstäler nicht schnell genug genügend Fluid nachfließen, bilden sich in diesen Kavitationszonen (leergeschleppte



>>28: Einfluss der Viskoelastizität und Hydrodynamik auf elastomere Dichtungen und deren Reibung



>>29: Bekannte Reibzahldiagramme

hohen Gleitgeschwindigkeiten u sehr hoch werden können ($T_K = T \cdot u \cdot h^{-1}$). Dies gilt dann natürlich auch für die resultierende Reibkraft $F_{R\text{Koh}}$, das Reibmoment und vor allem für die Reibleistung. Dies äußert sich infolge Dissipation als unerwünschte Wärme. Deshalb ist bei etwas schneller bewegten Dichtsystemen eine gute Wärmeableitung aus der Dichtzone ein eklatant wichtiger Konstruktions Gesichtspunkt.

Reibzahldiagramme

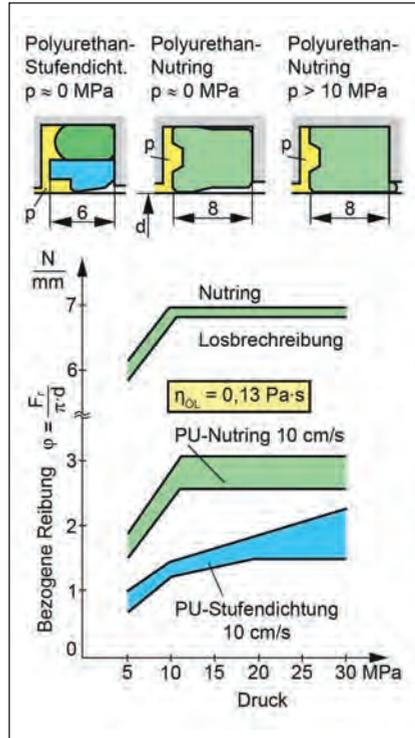
>>29 zeigt beispielhaft die experimentell ermittelten Reibzahlen μ für zwei Dichtsysteme in Abhängigkeit der hydrodynamischen Kennzahl G , der Gümbelzahl. In G sind neben der Anpressung p_m (mittlere Pressung) immerhin die Schmierstoffviskosität η im Dichtspalt und die Geschwindigkeit (durch ω) berücksichtigt. Das sind bei Weitem nicht alle, aber ein paar wesentliche Einflussfaktoren. Deutlich ist zu sehen, dass:

- die Reibzahl kein fester Wert, sondern eine Funktion ist,
- hohe Gleitgeschwindigkeit und dünner Schmierfilm zu hoher Reibzahl führt,
- bei ein und denselben Bedingungen (gleiches G) die Reibzahlen immer noch weit streuen und
- für das Dichtsystem Radialwellendichtung (Standard-Elastomer-Radial-

Bereiche mit Unterdruck und extrem niedriger Viskosität), die das Elastomer wieder anziehen. Druck, Kavitation, Deformation und Adhäsion entstehen an jedem Rauheitsberg.

Ein Rest an ständiger Elastomer-Deformation $F_{R\text{Def}}$ bleibt übrig und die Schubspannungen T_K sind an jeder Stelle unterschiedlich, da die Schmierfilmdicke $h(x)$ sehr unterschiedlich ist, „F“. Dünne Schmierfilme führen zu hohen Schubspannungen, weshalb die Reibzahlen bei elasto-hydrodynamisch geschmierten Kontakten mit Schmierfilmdicken h von wenigen 10tel μm bei

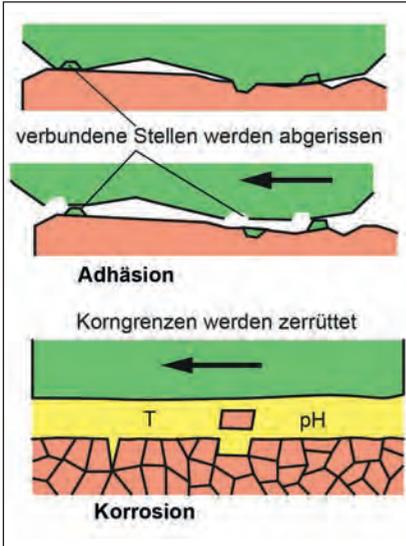
Wellendichtung auf geschliffener Stahlwelle) die Reibzahlen etwa um den Faktor 10 höher liegen als für das Dichtsystem Standard-Gleitringdichtung (z.B. Gleitring aus SiC gegen Gegenring aus imprägniertem Kohlenstoff – beide Dichtflächen geläppt). Beide Dichtsysteme sind in >>18 (A und B) dargestellt. Gründe für den großen Reibzahlunterschied sind die viel festeren Werkstoffe, keine Viskoelastizität, die ungefähr um den Faktor 5 geringere Anpressung p_m und die sich beim Einlauf selbst generierende, höchst effiziente Makrohydrodynamik bei den Standard-Gleitringdichtungen. Beide Reibzahlkurven in >>29 gelten für eingelaufene Systeme. Die Einlaufreibung ist wesentlich höher, insbesondere bei den Standard-Gleitringdichtungen. Diese unterliegen auch bei jedem Betriebspunktwechsel, z.B. bei Start-Stopp-Betrieb, stets erneut einem Einlaufvorgang. Weitere ähnliche Reibzahldiagramme wie in >>29 für andere Dichtsysteme sind nicht bekannt.



>>30: Verformung und Reibung

Einfluss der Verformung

Bei Dichtelementen aus leicht verformbarem Material wie Elastomer, weichem Polyurethan, PTFE, Kunststoffen u.ä. ändert sich die Reibung auch aufgrund makroskopischer Verformung des Dichtelements, z.B. infolge sich ändernden Drucks. In >>30 ist die experimentell ermittelte, auf den Umfang bezogene Reibung φ eines Nutrings zur Abdichtung von Hydraulikstangen (lineare Bewegung) in Abhängigkeit des abzudichtenden Drucks p dargestellt. Die Reibung handelsüblicher Nut- bzw. Kompaktringe nimmt bis etwa 10 MPa zu. In diesem Bereich vergrößert sich infolge Querdehnung des Rückens die Berührfläche. Zugleich nimmt auch die Anpressung zu. Die Los-



>>31A: Dichtungsverschleiß

Adhäsion + Korrosion

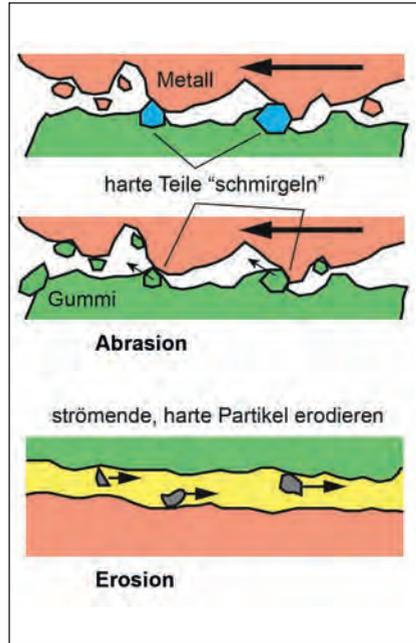
werden. Reibungsarme Dichtringe sind also – unabhängig von Werkstoff und Gegenauflfläche – so zu gestalten, dass ihre Berührfläche klein ist und trotz Verformung möglichst lange möglichst klein bleibt. Dies gilt makroskopisch für die Gesamtberührfläche A wie auch mikroskopisch für die tatsächliche Berührfläche A_R .

Reibung ist komplex

Reibung ist ein höchst komplexer Vorgang und generell nicht einfach zu fassen. Dies gilt in besonderem Maße für Dichtungen und elastomere Dichtungswerkstoffe. Nur selten findet man Angaben zur Dichtungsreibung und fast nie fundierte. Und wenn doch, dann beziehen sich diese Angaben stets auf ein ganz enges Parameterfeld oder spezielle Versuchsbedingungen. Reibung ist nicht genau vorhersagbar. Die bekannte Formel $F_R = \mu \cdot F_N$ suggeriert Einfachheit. Die ganze Komplexität wird aber einfach in die Reibzahl μ (besser Reibfunktion μ) gesteckt. Dies ist nicht verwerflich, sondern legitim. Es zeugt nur davon, dass man es aufgrund der Komplexität nicht besser kann.

brechreibung ist etwa dreimal so groß wie die Gleitreibung. Wenn der ganze Dichtringrücken geglättet anliegt, ist die Reibung nahezu unabhängig vom Druck. Nach der einfachen Reibgleichung aus >>25 bedeutet das, dass ab 10 MPa mit weiter steigendem Druck die Reibzahl μ druckproportional abnimmt. Wenn F_R konstant bleibt, F_N aber steigt, muss μ fallen. Das System hat also bei hohem Druck einen viel geringeren Reibwert als bei niedrigerem! Die etwas geringere Gleitreibung der Stufendichtung liegt in erster Linie an ihrer geringeren Berührfläche. Das Diagramm kann zur groben Abschätzung der Reibung und des Reibungsverlaufs ähnlich gestalteter Dichtelemente verwendet

Auch den Gümbelzahldiagrammen >>29 wird häufig vorgeworfen, sie lieferten keine präzisen Ergebnisse. Das ist nicht verwunderlich, denn meist kennt man die Temperatur und damit die Viskosität im Dichtspalt nicht. Zudem ist beim Radial-Wellendichtring auch die mittlere Pressung p_m im Betrieb nicht ausreichend bekannt. Außerdem sind im Gümbelzahldiagramm viele Einflussfaktoren gar nicht berücksichtigt, wie z.B. die Oberflächenstruktur, die Rauheit der Stahlwelle. Wichtig ist, dass sich der Anwender darüber im Klaren ist, was hinter einer Reibzahl steckt oder stecken kann und wie wenig präzise sie i.d.R. ist. Sonst nimmt er die „6“ im irgendwo gelesenen $\mu = 0,1376$ für bare Münze, obwohl doch schon die „1“ hinter dem Komma zweifelhaft ist.

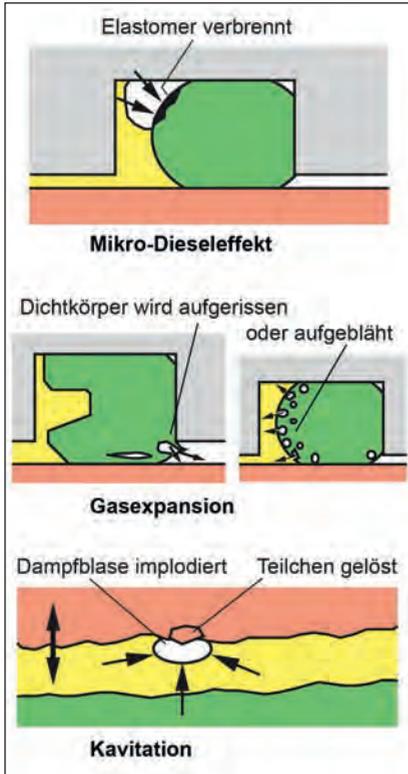


>>31B: Dichtungverschleiß
Abrasion + Erosion

Unzweifelhaft erzeugen mäßig raue Oberflächen weniger Reibung als glatte. Dies ist auch häufig unbekannt. Grund ist die geringere tatsächliche Berührfläche A_R und die bessere Schmierstoffversorgung in der Berührfläche. Dichtsysteme mit zu glatten Dichtflächen zeigen hohe Reibung und versagen schnell. Reibung erzeugt nicht nur Leistungsverlust und dichtungsschädliche Wärme, sondern führt zusätzlich auch zum Verschleiß der Dichtflächen.

Dichtungverschleiß

Verschleiß ist der fortschreitende Materialverlust aus der Oberfläche eines Körpers, hervorgerufen durch mechanische Ursachen, d.h. Kontakt und Relativbewegung eines festen, flüssigen oder gasförmigen Gegenkörpers. Diesen verschleißenden Kräften steht der Verschleißwiderstand – die Verschleißfestigkeit – der Dichtungswerkstoffe gegenüber, >>31.



>>31C: Dichtungsverschleiß

Schäden durch Gas- und Dampfblasen

harte Teilchen zumindest zeitweise vom weichen Dichtringwerkstoff in der Berührfläche festgehalten und bearbeiten dann wie eine Schleifscheibe die harte Gegenfläche. So entstehen z.B. die teils tiefen Einlaufspuren auf der Welle unter der Dichtkante eines Elastomer-Radial-Wellendichtrings.

Erosiver Verschleiß wird in der Dichtungstechnik durch schnell strömende Partikel hervorgerufen. Diese erodieren die Spaltwände mechanisch. Gibt es in einem engen Dichtspalt erst einmal eine kleine Schadstelle, wird diese bei hohem abdichtenden Druck und damit hoher Strömungs-Geschwindigkeit in der Schadstelle erosiv rasch erweitert. Auch Strahlerosion bereitet in der Dichtungstechnik Probleme. Tribokorrosiver Verschleiß entsteht durch

Adhäsiver Verschleiß entsteht beim Anfahren. Im Stillstand bilden sich an wenigen Kontaktstellen hohe Haftkräfte. Diese können z.B. von adsorbierten Grenzschichten oder klebrigen Fluiden ausgehen. Wenn die Haftung größer als die Werkstofffestigkeit ist, werden diese Stellen beim Anfahren abgerissen. Auch die schon beschriebene mechanische Verklammerung von Elastomeren mit ihrer Gegenfläche infolge ihrer Viskoelastizität zählt hierzu.

Abrasiver Verschleiß wird häufig auch als Trockenlauf-Verschleiß bezeichnet. An den wenigen tatsächlichen Berührstellen kommt es zu hohen Energiedichten. Durch lokales Schaben und Schneiden reißt vor allem eine raue, harte Gleitfläche Partikel aus der weichen Gegenfläche. Die harte, raue Stahl-Wellenoberfläche „schmirgelt“ den weichen Dichtring aus Gummi. In der Dichtungstechnik gilt aber oft: weich schmirgelt hart! Dabei werden

tribo-chemische Reaktionen, welche die Korngrenzen zerrütten (interkristalline Korrosion). Tribologische Wechselbeanspruchung führt dann zum Lösen der Körner und zum Materialabtrag. Werden die gelösten Körner vom Elastomer dann noch ein Weilchen im Spalt festgehalten, verschleißt das Bauteil zusätzlich abrasiv.

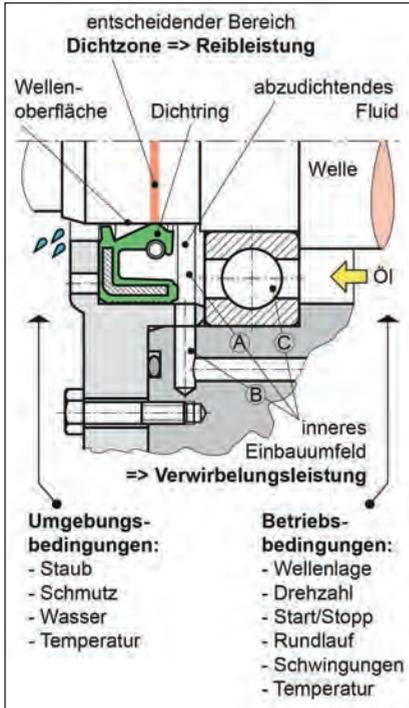
Dampfblasen-Verschleiß (Dampfblasenkavitation) beschädigt vorzugsweise die harte Spaltwand. So bilden sich bei schwingenden Spaltwänden bei niedrigem Druck (Wände entfernen sich) kleine Dampfblasen, die bei wieder ansteigendem Druck plötzlich implodieren. Flüssigkeit schießt dann mit extrem hoher Geschwindigkeit senkrecht auf die Spaltwand und erzeugt dort entsprechend hohe Staudrücke. Dadurch können im Laufe der Zeit Löcher entstehen oder aber die Oberfläche wird narbig oder sieht wie gedengelt aus. Im Dichtspalt führt dies stets zu Undichtheit.

Gasblasen-Verschleiß ist dem Kavitationsverschleiß ähnlich. Nur sind die etwas größeren Blasen jetzt mit einem zündfähigen Sauerstoff-Öldunst-Gemisch gefüllt. Steigt der Druck nun plötzlich auf einen hohen Wert, werden die Blasen nahezu adiabat auf sehr hohe Temperatur komprimiert und das Gemisch kann zünden. Dieser Vorgang wird als Mikro-Dieseleffekt bezeichnet. Er zerstört das Dichtsystem, wenn die lokalen Zündungen, die fatalerweise immer an derselben Stelle passieren, die Dichtung nach und nach verbrennen.

Dekompressionsschäden sind eine besondere Art von Dichtungsverschleiß. In einen Dichtkörper unter hohem Druck langsam eingedrungenes Gas (Luft) expandiert bei Druckabsenkung. Dies führt dazu, dass das Dichtelement am niederdruckseitigen Ende aufreißt, wenn die Gasblase – z.B. entlang von Verstärkungsfasern – durch das Dichtelement gewandert ist. Ähnliches passiert auch beim Luftblasen-Verschleiß, wenn Gasbläschen unter hohem Druck durch einen Dichtspalt zur Niederdruckseite transportiert werden. Oder aber ein Elastomer-Dichtelement platzt bei plötzlicher Druckabsenkung hochdruckseitig auf, weil die kleinen Gasblasen unter seiner Oberfläche plötzlich auf großes Volumen expandieren.

Was ist die Konsequenz der Reibung?

Reibung und damit auch Verschleiß sind bei Bewegung unvermeidbar. Wie in >>10 beschrieben, verändern Reibung und Verschleiß die Spaltform und



>>32: Wellendichtung: Bedeutung der Einbaumgebung

sen nicht. Wäre es da nicht besser, mit erfüllbaren Forderungen zu planen?

Die Einbaumgebung...

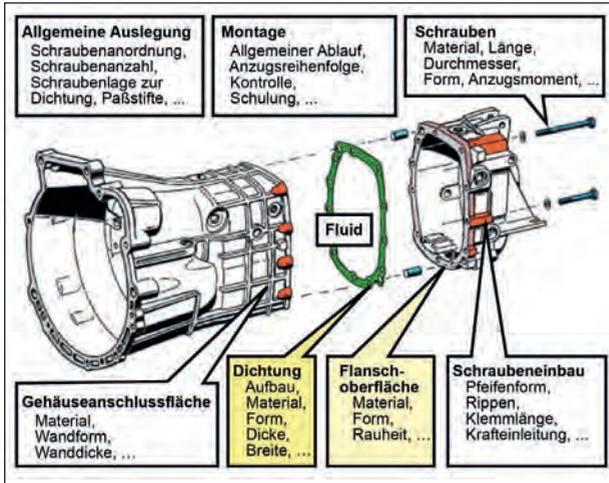
Reibung und Verschleiß findet im tribologischen System Dichtung nur an der kleinen tatsächlichen Berührzone zwischen Dichtelement und Gegenlauffläche statt. Auch die chemische und thermische Belastung ist dort am kritischsten. Trotzdem hat besonders die weitere Einbaumgebung – die weiträumigere konstruktive Integration der Dichtung in das technische System – einen ganz entscheidenden Einfluss darauf, wie gut oder wie schlecht eine Dichtung ihre Aufgabe erfüllen kann. Dies steht nun im Zentrum des Interesses.

Oberfläche und damit die Leckage und die Reibung. Abgesehen vom positiven Einlauf- oder Anpassungsverschleiß, ist dies immer negativ und führt zu zunehmender Leckage. Erst durch Kenntnis der Verschleiß- und Reibungsmechanismen können Dichtsysteme verschleiß- und reibungsarm aufgebaut oder auch betrieben werden. Zumindest sollte das Wissen helfen, nur erfüllbare Wünsche zu hegen.

Forderungen nach 20 Jahren absoluter Öldichtheit, geringem (keinem) Leistungsverlust bei Temperaturen zwischen -30 °C und $+80\text{ °C}$, Sturm, salzhaltiger Seeluft, viel Ozon, unangenehmen Öleigenschaften und ohne Wartungsmöglichkeiten bei Abdicht-Durchmessern bis zu mehreren Metern kann man stellen. Nur – in Erfüllung geht dieser Wunsch aus technischen Gründen nach dem derzeitigen dichtungstechnischen Wissen nicht.

...bei drehender Bewegung

Jedes Dichtelement kann nur so gut funktionieren, wie seine Einbauumgebung es zulässt. Beispielhaft ist in **>>32** eine typische dynamische Wellenabdichtstelle (drehende Bewegung) dargestellt. Passt das tribologische System Dichtring, Wellenoberfläche, abzudichtendes Fluid und Umgebungsbedingungen – was häufig genug nur schwer zu erreichen ist – und ist auch die „Sumpftemperatur“ im Aggregat nicht zu hoch, kommt es immer noch maßgeblich auf die konstruktive Einbauumgebung an, wie lange, und ob überhaupt, das Dichtsystem zuverlässig arbeitet. Das Dichtelement muss z.B. zuverlässig beschädigungsfrei montierbar bzw. ohne Beschädigung von Welle und Gehäuse demontierbar sein. Es muss sicher im Gehäuse sitzen und darf keinesfalls mitrotieren. Es sei denn, es ist dafür vorgesehen. Dann muss es aber fest auf der Welle sitzen. Es muss bei allen Betriebsbedingungen ausreichend geschmiert und eine ausreichende Wärmeabfuhr muss gegeben sein. Die Dichtzone muss vor innerem (Verschleißpartikel) und äußerem Schmutz geschützt sein und darf auf der Welle – z.B. durch die Montage anderer Bauteile oder durch den Transport nach der Fertigung – keinesfalls beschädigt werden. Es muss dafür gesorgt werden, dass sich am Dichtelement kein Druck aufbauen kann (Förderwirkung des Lagers (C), Gehäuseentlüftung), außer das Dichtelement ist dafür ausgelegt und die Betriebsbedingungen passen dazu. Entscheidend ist hier nur der Druck direkt am Dichtelement. Der Druck an anderer Stelle im technischen System spielt für die Dichtung keine Rolle. Bei höherem Leistungseintrag muss das Öl zwischen Lager und Dichtring mit dem Ölsumpf zirkulieren können, (B) in **>>32**. Bei höherer Umfangsgeschwindigkeit muss neben der Reibleistung in der Dichtzone die Verwirbelungsleistung von im Öl planschenden Bauteilen in der Nähe (A) des Dichtelements beachtet werden. Sie führt zu zusätzlichem Wärmeeintrag und ist durch konstruktive Maßnahmen möglichst gering zu halten. Günstig sind hier wenig Öl (niedriger Ölstand) sowie glatte und möglichst weitgehend stationäre Wände. Je geringer eine statische und/oder eine dynamische Exzentrizität der Welle im Dichtzonenbereich sind, umso besser funktioniert die Dichtung. Hier spielen u.a. Art der Lagerung, Lagerspiel (C), Wellenverlagerung infolge der Querkräfte, Lagerverschleiß, Abstand zwischen Lager und Dichtung (A), enge oder weite Toleranzen, viele oder wenige Teilfugen (Toleranzketten) und letztlich die mögliche Präzision der Fertigung eine wesentliche Rolle.



>>33: Dichtsystem
„Statische Dichtung“
am Beispiel einer
Gehäuse-Trennfuge

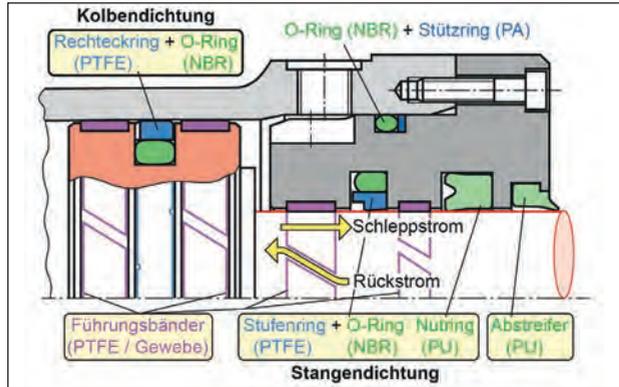
Wird dann montiert, muss natürlich der Werker genügend dichtungsspezifische Montagekompetenz haben. Dichtungen sind nun mal empfindliche Bauteile und bei der Montage leicht irreparabel zu beschädigen.

Praktisch alle hier angeführten wichtigen Punkte werden bei der Konstruktion des technischen Produkts festgelegt. Deshalb ist es unerlässlich, die Belange der Dichtungen von Anfang an mit zu berücksichtigen. Und sei es auch nur dazu, dass schlussendlich noch genügend Bauraum für das geeignetste Dichtsystem zur Verfügung steht. Dies ist häufig genug nicht der Fall. Auch bei den vermeintlich einfachen statischen Dichtstellen ist der Konstrukteur von Anfang an dichtungstechnisch stark gefordert.

...statischer Dichtstellen

Nahezu selbsterklärend sind in >>33 am Beispiel der Teilfuge eines Getriebegehäuses wesentliche konstruktive Belange in der Einbaumgebung einer statischen Abdichtstelle dargestellt. Für Rohrleitungs- oder Armaturenflansche – wie z.B. in >>26 gezeigt – gilt Ähnliches. Praktisch alle genannten Punkte zielen darauf ab, auf die Dichtung die notwendige Pressung aufzubringen und Bewegungen in der Dichtfuge zu unterbinden. Die absolute dichtungstechnische Notwendigkeit einer ausreichenden und gleichmäßigen Pressung auf der gesamten Dichtungslänge wurde bereits zu >>4 grundsätzlich erläutert. Diese Pressung ist nicht nur aufzubringen, sondern

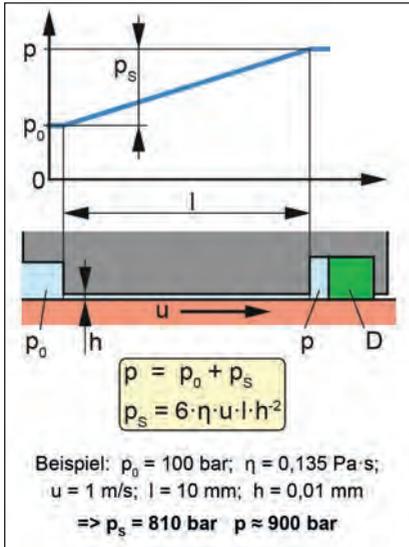
**>>34: Hydraulikzylinder:
Zusammenspiel
von Dichtungen und
Führungen**



im Dauerbetrieb auch zu halten. Und das trotz Setzen der Dichtung, thermischen Dehnungen, äußeren Kräften und Vibrationen. Die Schrauben dürfen sich also z.B. nicht lockern. Lange, dünne Schrauben und große Klemmlängen helfen hier. Natürlich dürfen sich auch die Flanschoberflächen nicht verformen. Hier haben u.a. Schraubenlage, Schraubenzahl, Krafteinleitung, Flanschdicke, Verrippung u.v.m. einen erheblichen Einfluss. Je filigraner die Bauteile werden (Stichwort: Leichtbau), umso gravierender werden die zu berücksichtigenden Einflüsse. Auch Korrosion in der Dichtfuge kann im Laufe der Zeit zum Versagen der Dichtstelle führen. Hier sind dann Dichtungsmaterial, Flanschmaterial und -geometrie, Fluid und Umgebungsbedingungen – z.B. Salzwasser – ganz gezielt aufeinander abzustimmen und geeignete Materialien auszuwählen.

...bei Linearbewegung

Hier macht die weiträumigere Einbauumgebung am wenigsten Probleme, wenn für die gegebenenfalls hohen Drücke (Hydraulik) die Wandstärken entsprechend großzügig dimensioniert sind. Dafür müssen aber die einzelnen Elemente der Dichtsysteme genau aufeinander abgestimmt werden **>>34**. Sie beeinflussen sich gegenseitig stark. Eine moderne Kolbenabdichtung für beidseitige Fluidbeaufschlagung besteht aus einem symmetrischen Dichtring mit flachem Pressungsverlauf und möglichst weit auseinander liegenden Führungselementen (Langführung). Damit ist sie gut geschmiert und somit reibungs- und verschleißarm. Spezielle Führungselemente sind wichtig, da Dichtringe keine Führungsfunktion übernehmen können. Dafür sind sie schlicht nicht geeignet!



>>35: Schädlicher Schleppdruck in Hydraulik-Dichtsystemen (Bilder: Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart)

kurzer Zeit zerstören. Verschleiß durch Gasblasen wurde beschrieben. Die Berechnung des Schleppdrucks p_s basiert auf der Reynoldsgleichung >>15/16.

Bei der Stangenabdichtung kommt es darauf an, nur einen dünnen Schmierfilm beim Ausfahren in die Umgebung gelangen zu lassen und diesen beim Einfahren wieder vollständig zurückzuschleppen, ohne dabei Schmutz und Wasser von außen ebenfalls in das System zu schleppen. Dazu ist die Stange auch gut zu führen. Ein Abstreifer hält Schmutz und Wasser zurück, muss aber den Ölfilm vollständig durchlassen. Dies ist die schwierigste Aufgabe im Dichtsystem. Ein oder mehrere Dichtringe mit asymmetrischer Pressung erzeugen den dünnen Schmierfilm (um $0,1 \mu\text{m}$) und lassen ihn beim Einfahren wieder vollständig passieren. Der druckseitig erste Dichtring muss eine hohe Druckdifferenz aushalten können, bis sich gegebenenfalls ein Zwischendichtungsdruck p_z einstellt. Er sollte wegen der hohen Anpressung auch reibungsarm sein. Gut geeignet sind hier günstig gestaltete Stufendichtringe aus geeigneten PTFE-Compounds. Der zweite oder letzte Dichtring sollte sehr gut abdichten und wegen des gegebenenfalls nur sehr

Falsch konstruierte Führungen können in Hydraulik-Dichtsystemen große Schäden verursachen. Durch den engen Führungsspalt wird bei Bewegung Hydraulik-Öl geschleppt, das durch den nachfolgenden Dichtring am Weitertransport gehindert wird. Besteht nun keine separate Rückflussmöglichkeit – z.B. ein genügend breiter Stoßspalt des Führungsbandes – baut sich vor dem Dichtring ein hoher Schleppdruck auf. Oder es entsteht Unterdruck, der zu Gasblasenbildung führt. Beides ist extrem schädlich und muss unbedingt vermieden werden. Im in >>35 dargestellten Beispiel würde der Dichtring D anstatt des Systemdrucks p_0 von 100 bar einem Druck p von ca. 900 bar ausgesetzt. Das würde den Dichtring nach kurzer

dünnen Schmierfilms einen hohen Verschleißwiderstand aufweisen. Hier bewähren sich Dichtringe aus Polyurethan sehr gut.

Quintessenz

Viel spezifisches Wissen gehört dazu, um gut funktionierende Dichtstellen zu gestalten. Funktionsweise, Eigenschaften und Anforderungen der vielfältigen Dichtelemente müssen bekannt sein, um die geeignetsten auswählen zu können und keine unerfüllbaren Hoffnungen zu hegen. Dem zweiten Partner im Dichtsystem, der Gegenfläche (Flansch, Stange, Welle,...), ist besondere Aufmerksamkeit zu widmen. Dichtelemente werden praktisch ausschließlich von spezialisierten Firmen hergestellt. Gegenflächen jedoch fast immer vom dichtungstechnisch meist unerfahrenen Anwender. Da Dichtsysteme sehr stark von ihrer Einbauumgebung beeinflusst sind, müssen sie unbedingt von Anfang an in die Entwicklung und Konstruktion miteinbezogen werden. Tut man das nicht, sind Probleme vorprogrammiert.

Weiterführende Informationen

Professor Dr.-Ing. habil. Werner Haas: Vorlesungsmanuskript „Dichtungstechnik“, 162 S., erhältlich am Institut für Maschinenelemente (IMA) der Universität Stuttgart

Institutshomepage: <http://www.ima.uni-stuttgart.de>

Müller, H.K.; Nau, B.S.: Fluid Sealing Technology – principles and applications. Marcel Dekker Inc., N.Y. 1998, ISBN 0-8247-9969-0

Müller, H.K.; Nau, B.S.: www.fachwissen-dichtungstechnik.de

Instandhaltung – Die Schadensanalyse von Dichtungen ist wichtig

Oftmals wird der Dichtung noch nicht die Aufmerksamkeit geschenkt, die sie aufgrund ihrer funktionsrelevanten Bedeutung haben sollte. Vielleicht liegt dies an dem wertmäßig geringen Kostenanteil – verglichen mit den Gesamtkosten des Produktes – oder der Behandlung als C-Teil in der Wertschöpfungskette. Dabei gehört die Dichtung zu den am stärksten beanspruchten Maschinenteilen. Sie ist unmittelbar ausschlaggebend für die Qualität und Zuverlässigkeit des Produktes.

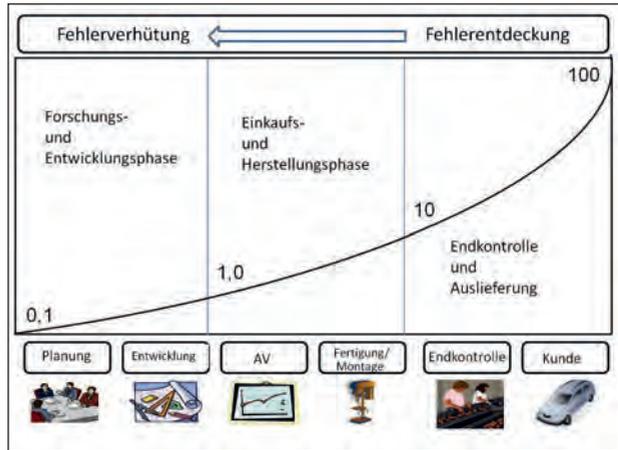
Die Bedeutung der Dichtung wird spätestens dann offenbar, wenn es zu Störungen oder Anlagenstillstand mit hohen Produktionsausfallkosten kommt. Eine genaue Analyse der Schadensursachen ist dann besonders wichtig, um geeignete Verbesserungsmaßnahmen vornehmen zu können.

Präventive Maßnahmen zur Vermeidung von Schäden

Die Maßnahmen zur Vermeidung von Dichtungsausfällen beginnen bereits in der frühen Planungsphase. Schon jetzt müssen alle Faktoren, die einen Einfluss auf Auslegung, Gestaltung, Fertigung, Montage und Inbetriebnahme haben, sorgfältig in das Gesamtkonzept mit einbezogen werden. Besondere Überlegungen erfordern die Einsatzparameter, die Betriebsweise und die dafür relevanten Dichtungskonzepte und Werkstoffe. Wenn man bereits hier die Bedeutung der „Rule of ten“ (Verzehnfachungsregel) beachtet, können Folgekosten aufgrund von später erkannten Fehlern und Dichtungsschäden ausgeschlossen oder zumindest begrenzt werden >>1. Dazu gehört auch die Nutzung von verfügbarem Know-how der Dichtungshersteller oder Fachleuten und die Einbeziehung der Lieferanten als Partner für eine strategische Zusammenarbeit.

Das C-Teile Management darf dabei nicht nur auf reine Kostenreduzierung ausgerichtet sein, sondern muss auch für die Qualitätssicherung und Prozessoptimierung genutzt werden. Die Funktionserfüllung muss immer im

>>1: Die Erfahrungsregel zeigt, je später eine Fehlerursache entdeckt wird, je teurer wird die Maßnahme zur Schadensbeseitigung



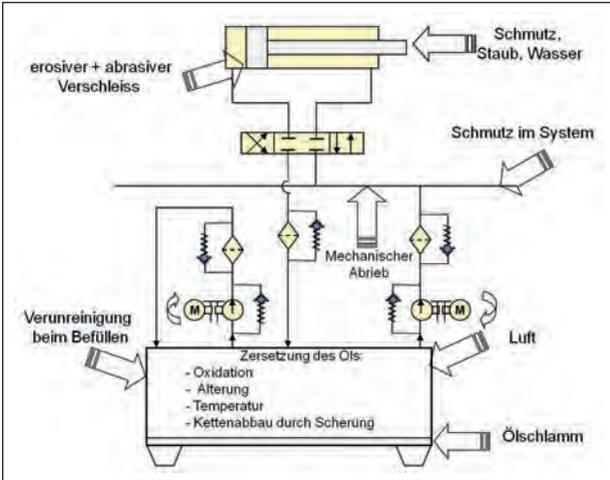
Vordergrund stehen. Störungen sind in der Praxis oft nicht rechtzeitig erkennbar, da sie in geschlossenen Systemen ablaufen. Wann ein Dichtungswechsel angezeigt ist, kann nicht generell gesagt werden. Will man Stillstandzeiten umgehen, um hohe Produktionsausfallkosten zu vermeiden, ist über eine Redundanz des Dichtsystems nachzudenken. Es liegt natürlich auch in der Hand des Konstrukteurs, ob ein schneller Wechsel der Dichtungen gelingt durch entsprechende Gestaltung der Einbauräume. In manchen kritischen Fällen lässt sich ein Dichtungswechsel durch den Einsatz von Dichtungspatronen beschleunigen. Darin sind die Dichtelemente bereits vormontiert und gewährleisten einen schnellen Austausch, wodurch die Wartungszeit auf ein Mindestmaß reduziert wird. Die Verwendung von Norm-Einbauräumen und Normdichtungen helfen im Ersatzfall, weltweit verfügbare Ersatzteile schnell zu beschaffen.

Condition Monitoring

Informationen über die aktuellen Betriebszustände können helfen, sich anbahnende Schädigungen zu erkennen und vorausschauende Wartungsarbeiten zu planen. Die Integration einer „Condition Monitoring“-Funktion in die Dichtung erlaubt die Überwachung der Dichtfunktion in laufenden Maschinen und Anlagen. Dies kann besonders dort wichtig werden, wo Anwendungen außerhalb des zugänglichen Überwachungsbereiches liegen. Es ist so möglich, auch eine Ferndiagnose z.B. bei Windkraftanlagen durchzuführen [1]. Solche Anwendungen bleiben allerdings nur Sonderfällen vorbehalten.



>>2: Simmeringe müssen hohe Belastungen aushalten. Der MSS Condition Monitoring Simmering erkennt den Verschleißzustand der Dichtung frühzeitig und meldet, wenn diese ausgetauscht werden sollte (Bild: Freudenberg Sealing Technologies)



>>3: Feststoffverschmutzungen in Hydrauliksystemen sind ein ernst zu nehmendes Thema – hier die möglichen Verursacher

ten, da die Kosten für eine Serienanwendung nicht tragbar sind. Ausgeführt werden solche Sensoren in Dichtungen bereits für Verschleiß- und Leckagemessung >>2. Im Normalfall sollte aber mindestens sichergestellt sein, dass die auslegungsrelevanten Betriebsparameter nicht überschritten werden. Dies gilt insbesondere für die Betriebsdrücke, die Temperatur und die Leistungsgrenzen der Werkstoffe und Betriebsmedien.

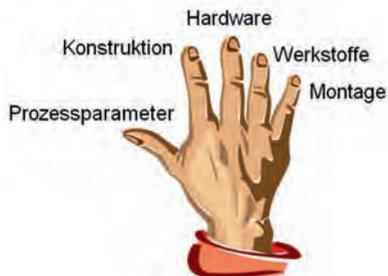
Gerade für letztgenannte gibt es bereits gut funktionierende Öl-Condition-Monitoring Systeme, die die Gebrauchsfähigkeit der Betriebsmedien ermitteln [2]. Gerade im Hinblick auf viele Schädigungen in Hydraulikanlagen durch die Feststoffverschmutzung von Medien ist dies eine wichtige Maßnahme >>3.

Lebensdauer und Überlebenswahrscheinlichkeit

Das Thema der Lebensdauer beschäftigt jeden Anwender, um eine möglichst zuverlässige Aussage über die Funktionsdauer der Dichtungen zu erhalten bzw. Garantiezusagen für seine Maschinen oder Anlagen zu machen. Dabei muss eine grundlegende Definition vorausgesetzt werden, die die gewünschte Lebensdauer beschreibt, da diese branchenspezifisch in unterschiedlichen Dimensionen festgelegt werden kann. so z.B. die Laufleistung in Stunden oder km, Anzahl der Hübe oder Arbeitszyklen usw. Gleichzeitig ist von großer Wichtigkeit, was man unter Leckage versteht und wie diese definiert wird. Ab wann ist z.B. die Funktionsfähigkeit oder die Störung einer Anlage nicht mehr tolerierbar. Dies ist in einem Pharmazie- oder Lebensmittelbetrieb sicher anders zu bewerten als z.B. in einer maschinentechnischen Anlage.

Dabei muss man zwischen Lebensdauer und Zuverlässigkeit eine weitere Unterscheidung treffen. Jede Lebensdauerangabe ist aufgrund von vielen möglichen Betriebsparametern und den einzelnen Belastungskollektiven mit einer gewissen Streuung behaftet. Daher lässt die Aussage über die tatsächlich erreichbare Lebensdauer keine Rückschlüsse zu, in wie viel % der Fälle und mit welcher Streuung diese erreicht wird [3].

Wie können nun zuverlässige Aussagen ermittelt werden? Dazu stehen zunächst verschiedene Methoden zur Verfügung. Als wünschenswert gilt sicher eine zuverlässige Berechnungsmethoden, wie sie bei Wälzlagern, Lagern oder Zahnrädern schon gut beherrschbar sind. Für die Dichtungstechnik gibt es viele Ansätze hierzu. Bisher scheitern diese jedoch meist daran, dass nicht nur ein einzelner Ausfallgrund verantwortlich gemacht werden kann, sondern mehrere Ausfallmechanismen gleichzeitig oder nacheinander folgend auftreten können. Mathematische Simulationen sind wegen der Vielzahl der einzubeziehenden Parameter in ihrer Aussage begrenzt, können aber auf den Einzelfall bezogen, brauchbare Aussagen liefern. Daher haben Erfahrungswerte immer noch einen hohen Stellenwert. Diese führen zu einer guten Risikoabschätzung. Natürlich bleiben Restunsicherheiten vorhanden, die sich aus den physikalisch-technischen und chemischen Wechselwirkungen zwischen den eingesetzten Dichtungswerkstoffen, dem abdichtenden Medium, den konstruktiven Gegebenheiten und den Betriebsverhältnissen ergeben.



>>4: Zur Feststellung der Schadensursache müssen alle relevanten Einflussparameter in die Beurteilung einbezogen werden (Bilder: Fluid Sealing Consult)

Um zu guten und verlässlichen Daten zu gelangen, ist eine gute Feldbeobachtung erforderlich. Felddaten sollten genau erfasst und ausgewertet werden. Der Konstrukteur ist gut beraten, einen engen Kontakt zu den Servicekräften vor Ort zu halten, da deren Erkenntnisse unmittelbar in Produktverbesserungen umgesetzt werden können.

Beurteilung von Dichtungsschäden

In der Regel kündigt sich der Ausfall einer Dichtung durch langsam nachlassende Wirksamkeit an, so dass die Reparatur rechtzeitig geplant werden kann. Wenn es zu einem unerwarteten oder frühzeitigen Ausfall der Anlage oder Maschine kommt, ist ein geplantes, sorgfältiges und schrittweises Vorgehen angesagt. Zwar zeigt sich an der Dichtung als schwächstem Glied in der Kette der Mangel in Form einer Leckage, Geräuschbildung oder Zunahme des Drehmomentes, dies bedeutet aber nicht zwangsläufig dass damit die Fehlerursache in der Dichtung begründet sein muss. In vielen, ja sogar den meisten Praxisfällen sind primäre Störungen anderer Maschinenbauteile oder die Überschreitung der zulässigen Betriebsdaten maßgebend. Um dies zu beurteilen, sollte die Demontage der Bauteile sorgfältig und schrittweise vorgenommen werden. Die dabei beobachteten Auffälligkeiten sind zu dokumentieren, wobei auch eventuell sichtbare Verunreinigungen für spätere Analysen separiert werden sollten. Oftmals werden mit dem Putzlappen entscheidende Beweiskriterien vernichtet.

Erst danach kann man unter Einbeziehung der Verschleißbilder an Dichtungen und Bauteilen zu einer Bestandsaufnahme kommen [4]. Möglicherweise bezieht man in die Reparaturmaßnahme auch Änderungen an der Hardware mit ein. Werden diese Maßnahmen unterlassen und wird nur ein sofortiger Dichtungswechsel vorgenommen, kann es schon bald zu einem weiteren Ausfall kommen.

Eine besondere Bedeutung erhält die sorgfältige Schadensauswertung, wenn es sich um Serienausfälle handelt. Dann ist zu vermuten, dass es sich

um systemische Fehler handelt. Der Fachmann kann i.d.R. am Verschleißbild von Dichtungen und Bauteilen auf die Ursachen schließen, ob es sich z.B. um einen Schleppdruckaufbau im System handelt oder nur einfache Werkstoffprobleme vorliegen. Daher müssen alle Möglichkeiten der Schadensentstehung in Betracht gezogen werden >>4. Kommt es zu einer Reparatur anderer Bauteile, bei der die Dichtung demontiert werden muss, so ist in jedem Fall auch der Austausch der Dichtungen angesagt. Der Einbau bereits gelaufener Dichtungen birgt ein zu großes Risiko, da sich die Einlaufbedingungen bei neuer Inbetriebnahme verändern.

Fazit

Der Schadensanalyse kommt für die Produktverbesserung und damit dem Image des Produktes eine große Bedeutung zu, die nicht vernachlässigt werden darf. Ein schneller Austausch der Verschleißelemente ohne deren Ursache für das Versagen zu ergründen ist daher fahrlässig und sollte mit großer Akribie durchgeführt werden. Da in einem Dichtsystem immer viele Faktoren und Variablen miteinander verknüpft sind, ist auch die Einbeziehung von Mitarbeitern verschiedener Fachbereiche zur Ursachenermittlung erforderlich.

Literatur

[1] N.N.: „Simmering mit Leckage-Sensor“, *Konstruktion und Engineering*, Juni 2009

[2] Meindorf, T. u. Krähling, R.: „Öl-Condition-Monitoring“, *O+P* 4/2011 Nr. 4

[3] Haas, W. u.a.: „Lebensdauer ist nur die halbe Wahrheit“ *DICHT!* Nr. 02-2010

[4] Weiss, H.: „Dichtungsversagen in Hydrauliksystemen-Ursachen und Erscheinungsformen“, *O+P*, Nr. 38/1994 Nr. 3