

### • Technische Information



### • Nutgeometrie für Dichtungen im Kraftnebenschluss

#### Festlegungen für die Auslegungen der Geometrie für Dichtverbindungen mit Dichtungen im Kraftnebenschluss

##### 1. Vorwort

Hochwertige Dichtverbindungen gewinnen durch die gestiegenen Anforderungen aus den Regelwerken zunehmend an Bedeutung. Üblicherweise werden Flanschverbindungen mit (Form B nach EN 1092-1) oder ohne Dichtleiste (Form A nach EN 1092-1) mit Dichtungen im Kraftnebenschluss eingesetzt. Die Dauerstabilität dieser Verbindungen wird im Wesentlichen vom Setz-/Fließverhalten der Dichtungen beeinflusst. Im Folgenden wird die Geometrie von Nuten für die Anwendung von O-Ringen (Rundschnurringe), Flachdichtungen aus Elastomeren oder Grafit, Wellring-, Spiral- oder Kammprofilabdichtungen vorgeschlagen. Die verschiedenen Dichtungen haben ein unterschiedliches Setzverhalten, welches bei der Auslegung der Nuten beachtet werden muss.

##### 2. Ziel

Es sollen konstruktive Hinweise für die Erstellung stabiler und betriebssicherer Verbindungen gegeben werden. Die Flanschverbindungen sollen die Anforderungen der Schrauben und aller Gesetze, Vorschriften und Regelwerke sicher erfüllen und einen Beitrag zur Kostensenkung, zur Betriebssicherheit und zum Umweltschutz leisten.

##### 3. Dichtverbindungen

Flanschverbindungen mit Dichtungen, auch Dichtverbindungen, werden üblicherweise nach den betrieblichen Anforderungen (Druck, Temperatur, Medium) ausgelegt. Die Anforderungen der Regelwerke, insbesondere nach der Anwendung vom Stand der Technik, erfordern weitere Überlegungen.

Durch das hohe Setzpotential verschiedener Dichtungen, verlieren die Schrauben erhebliche Spannkraft. Nach EN 13555 wird der Setzverlust durch die Dichtung als  $P_{QR}$ -Wert angegeben. Er bezeichnet das Verhältnis von Montagevorspannkraft zur zu erwartenden Betriebsvorspannkraft. Das Setzen verschiedener Dichtungen ist erheblich. Es gehen bis 50%, bei PTFE-Dichtungen bis zu 80%, der Vorspannkraft verloren (Abb.1.1). In einem weiteren Test mit Temperatur war ein ähnliches Ergebnis mit drastischeren Vorspannkraftverlusten festzustellen (Abb.1.2).

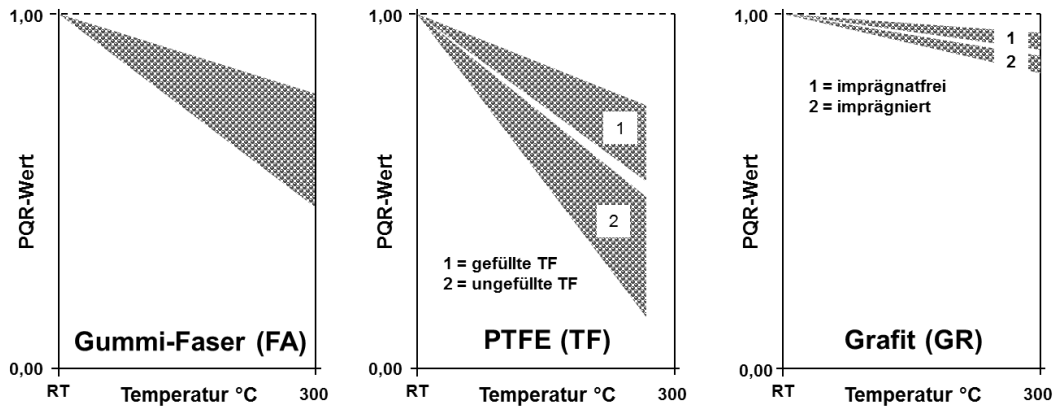


Abb.1.1: Schraubenkraftverlust an Flachdichtungen dargestellt anhand der P<sub>QR</sub>-Werte nach EN 13555

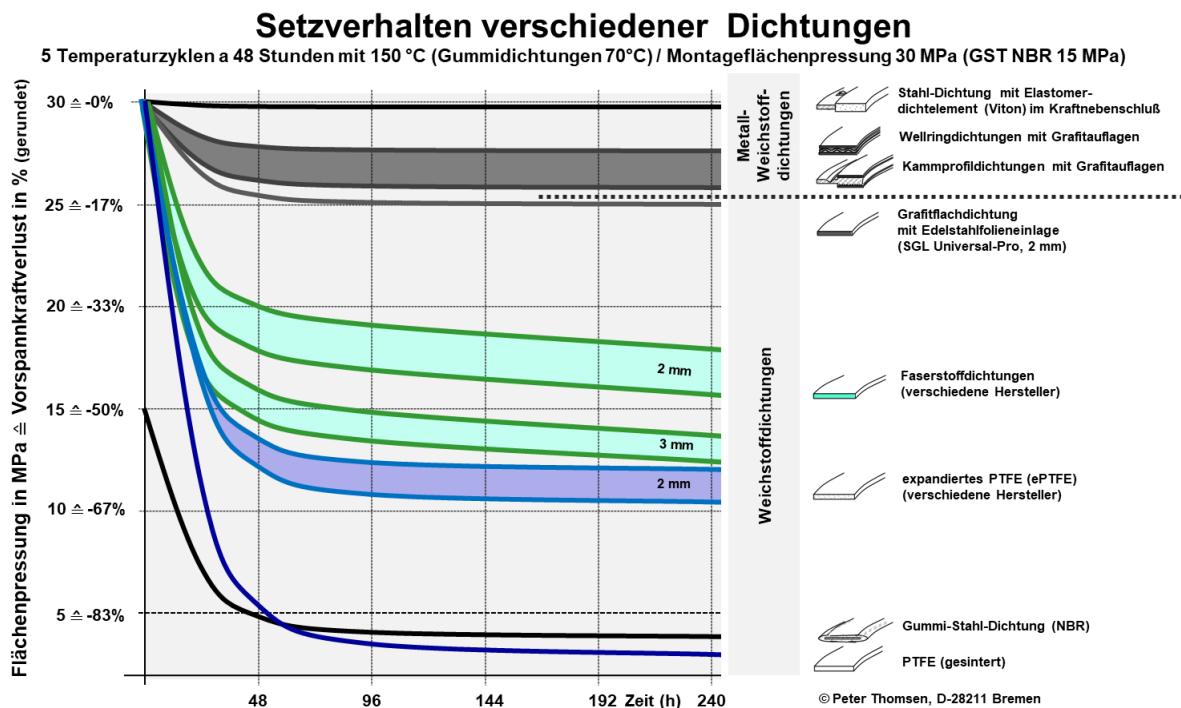


Abb.1.2: Schraubenkraftverluste verschiedener Dichtungen im Test unter Temperaturen mit Lastzyklen

Die Verbindung verliert an Betriebssicherheit, die Leckagerate und damit die Immission steigt, (Abb.2). Im schlimmsten Fall kann die Verbindung versagen. Versagende Dichtverbindungen verursachen immer sehr hohe Kosten und oft Umweltschäden.

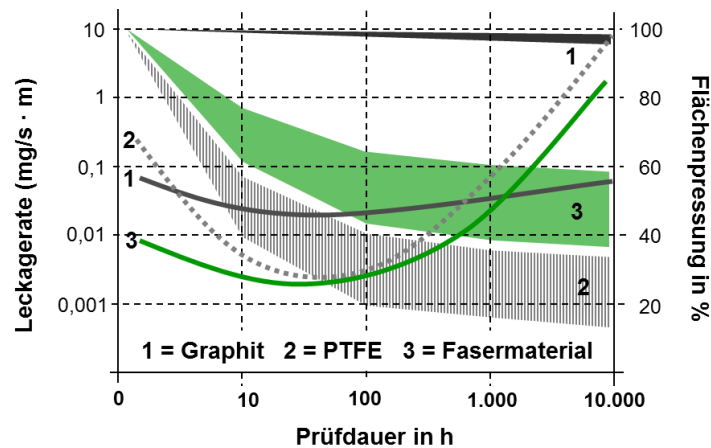


Abb.2: Darstellung des Zusammenhanges von Leckage und Schraubenkraftverlust

„Zur Vermeidung unzulässig hoher Setz- und/oder Kriechbeträge sollten keinesfalls plastische oder quasielastische Elemente (Dichtungen) mitverspannt werden.“ ist der Kernsatz aus dem Buch Schraubenverbindungen von Heinrich Wiegand, Karl-Heinz Kloos, Wolfgang Thomala. Die üblichen Flanschverbindungen sind eher nachteilig. Optimal sind Dichtverbindungen mit Dichtungen im Kraftnebenschluss (Abb.3).

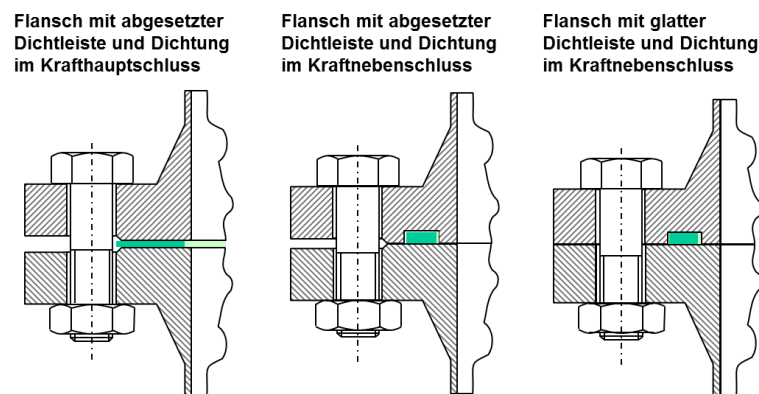


Abb.3: Darstellung verschiedener Dichtverbindungen

#### 4. Dichtungen

Es sind nicht alle Dichtungen für den Einsatz im Kraftnebenschluss einsetzbar.



Abb.4: Dichtungen die für den Einsatz im Kraftnebenschluss geeignet sind

Dichtungen mit niedrigem  $P_{QR}$ -Wert, wie Elastomer gebundene Faserwerkstoffe (FA nach DIN 28091-2) und aus PTFE (TF nach DIN 28091-3), sind nicht geeignet. Verwendet werden können die genannten Dichtungen (Abb.4). Die Werkstoffe für Flachdichtungen dürfen sich unter Temperatureinfluss nicht stark ausdehnen oder müssen, wie O-Ringe, ein hohes Rückstellverhalten haben. Für die Metallweichstoffdichtungen (Wellring-, Spiral- oder Kammprofilichtung) gibt es keine genau genormte Herstellungsqualität.

### 5. Nutgeometrie

Wellring-, Spiral- und Kammprofilichtungen unterscheiden sich in ihrem Aufbau und in den Kennwerten je nach Hersteller, aus diesem Grund sind die Angaben über die ausgelegte Tiefe der Nut und die erforderliche Mindestflächenpressung vom Dichtungshersteller für seine Dichtung zu überprüfen und schriftlich zu bestätigen.

In Abhängigkeit von der Dichtungsdicke und der Komprimierung wird die Tiefe der Nut festgelegt.

Bei den O-Ringdichtungen wird nur der Innendurchmesser und der Materialdurchmesser angegeben (Abb.5), deshalb sind die Werte zur Berechnung des Außendurchmessers der Nut (Tab.1) höher.

Für die Flachdichtungen aus Elastomer muss die Nute erheblich breiter sein, weil Elastomere nicht kompressibel sind und die Reduzierung der Höhe zu einer vergrößerten Breite führt.

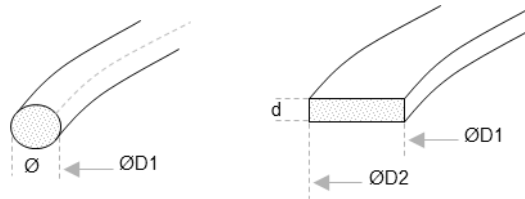


Abb.5: Vermassung von Dichtungen

#### 5.1 Auslegung für feste Dichtungsabmessungen

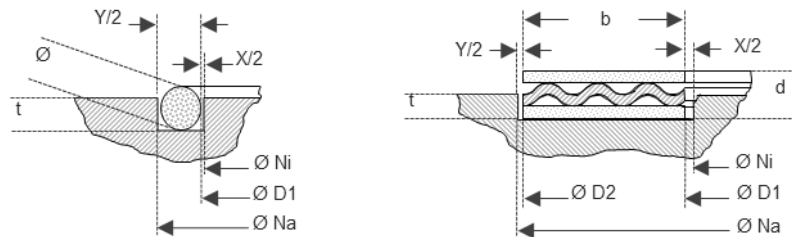
Die Festlegung der Nutabmessungen für entsprechend festgelegte Dichtungsabmessungen erfolgt nach der folgenden Tabelle (Tab.1).

Mit den Angaben in der Tabelle sollte es gelingen, übliche Dichtungen betriebssicher in den Kraftnebschluss zu legen. Für die O-Ringe und die Flachdichtungen aus Elastomer ist eine mögliche Quellung bis ca. 10% berücksichtigt.

Beispiele:

1. O-Ring 3 x 50	$N_i = 50 - 0,5 = 49,5$ $N_a = 50 + 6,5 = 56,5$
2. Flachdichtung aus Elastomer 150 x 180 x 3	$N_i = 150 - 7,75 = 142,5$ $N_a = 180 + 7,75 = 187,5$
3. Kammprofilichtung 150 x 180 x 4	$N_i = 150 - 2 = 148$ $N_a = 180 + 2 = 182$

Es ist zu beachten, dass für einen O-Ring immer vom Innendurchmesser ausgegangen werden muss. Eine Flachdichtung wird über den Innen- und Außendurchmesser betrachtet (Abb.6).



**Abb.6: Vermassung der Nuten und Dichtungen  
 links O-Ring, rechts Flachdichtung**

### 5.2 Auslegung der Nuten für freie Dichtungsabmessung

Die Tiefe der Nut (t) ist aus Tab.1, in Abhängigkeit vom Materialdurchmesser (Ø) eines O-Ringes oder bei Flachdichtungen der Materialdicke (d), zu entnehmen.

#### 5.2.1 für O-Ringe

Die Berechnung der Innen- und Außendurchmesser der Nut für O-Ringe kann nach der Formel

$$Ni = \text{ØD1} - (((\text{Ø}^2 \times p/4) : t) - \text{Ø}) + (\text{Ø}/10^*)$$

$$Na = \text{ØD1} + (((\text{Ø}^2 \times p/4) : t) - \text{Ø}) + (2\text{Ø}) + (\text{Ø}/10^*)$$

\*Zuschlag für Quellung (muss gegebenenfalls an den Werkstoff angepasst werden)

festgelegt und dann aufgerundet werden. Die Tiefe der Nut (t) ergibt sich, in Abhängigkeit vom Materialdurchmesser des O-Ringes, aus Tab.1.

#### 5.2.2 für Flachdichtungen aus Elastomer

Die Berechnung des Innen- und Außendurchmessers der Nut für Flachdichtungen aus Elastomeren kann, nach der folgenden Formel

$$Ni = \text{ØD1} - (((b \times d) : t) - b) + 2) \quad \text{wobei } t = 25 \text{ nach Tab.1}$$

$$Na = \text{ØD2} + (((b \times d) : t) - b) + 2) \quad \text{wobei } t = 25 \text{ nach Tab.1}$$

gerechnet werden, wobei die Dichtungsbreite  $b = (\text{ØD2} - \text{ØD1}) / 2$  ist.

#### 5.2.3 für Flachdichtungen aus Graphit, Wellring-, Spiral- oder Kammprofilabdichtungen

Für alle anderen Flachdichtungen werden die Werte X und Y der Tab.1 verwendet. Die Abmessungen der Nut werden wie folgt berechnet:

$$Ni = \text{ØD1} - X$$

$$Na = \text{ØD2} + Y$$

**Tab.1 Empfohlene Nutabmessungen für Dichtungen im Kraftnebenschluss, informell**

Dichtungstyp	Dichtungsbreite in mm	Ø oder Dicke in mm	Komprimierungsfaktor in %	erforderliche Flächenpressung MPa (N/mm <sup>2</sup> )	Nutabmessungen				
					Tiefe <sup>1)</sup> in mm	Innen-Ø Ni = D1 - X		Außen-Ø Na O-Ring = D1 + Y Flachdichtung = D2 + Y	
						Ø < 300 mm	Ø > 300 mm	Ø < 300 mm	Ø > 300 mm
	b	d	k		t	X in mm	X in mm	Y in mm	Y in mm
O-Ring		1	ca. 25%	5	0,75	0,5			2,5
		2			1,5				4,5
		3			2,25				6,5
		4			3	1,0			9,0
		5			3,75				11,0
		6			4,5				13,0
		7			5,25				15,0
		8			6,0	1,5			17,5
		9			6,75				19,5
		10			7,5				21,5
Flachdichtung aus Elastomer	5	1	ca. 25%	5	0,75	4,5			4,5
		2			1,5				
		3			2,25				
		4			3,0				
		5			3,75				
	10	1			0,75	6,25			6,25
		2			1,5				
		3			2,25				
		4			3,0				
		5			3,75				
	15	1			0,75	7,75			7,75
		2			1,5				
		3			2,25				
		4			3,0				
		5			3,75				
	20	1			0,75	9,5			9,5
		2			1,5				
		3			2,25				
		4			3,0				
		5			3,75				
Flachdichtungen aus Grafit	5 - 25	1	ca. 50 %	50	0,5	2	3	2	3
		2			1				
		3			1,5				
		4			2				
		5			2,5				
Wellringdichtung	10 - 25	2,5	ca. 50%	50	1,25	2	3	2	3
Spiraldichtung	7 - 25	4,5	ca. 27%	70	3,3	2	2,5	2	2,5
Kammprofil-dichtung	5 - 25	3 <sup>2)</sup>	ca. 33%	50	2,2	2	3	2	3
		4 <sup>2)</sup>	ca. 25%		3,2				
		5 <sup>2)</sup>	ca. 20%		4,2				

<sup>1)</sup> Toleranz -0 / +0,1

<sup>2)</sup> Dicke incl. beidseitiger Auflagen aus 0,5 mm Grafit, D = 1

### 5.3 Dichtungsauslegung für eine vorhandene Nut

#### 5.3.1 für O-Ringe

Für O-Ringe ist eine Auslegung der Dichtung nach einer vorhandenen Nut nur dann sinnvoll, wenn ein bestimmtes Verhältnis von der Tiefe der Nut (t) zur Breite der Nut  $((Na - Ni)/2)$  eingehalten wird.

$$\varnothing = (t : (100 - k)) \times 100 \quad \text{wobei } k = 25 \text{ lt. Tab.1}$$

Für das Verhältnis von Tiefe zu Breite der Nut gilt:

$$1,5 < (Na - Ni) : 2 : \varnothing < 3$$

Der Durchmesser des O-Ringes richtet sich nach der Anwendung in Überdruck oder Unterdruck/Vakuum. Für Überdruck gilt:

$$D1 = Na - (((\varnothing^2 \times p/4) : t) - \varnothing) + (2\varnothing) + (\varnothing/10^*)$$

und für Unterdruck/Vakuum

$$D1 = Ni + (((\varnothing^2 \times p/4) : t) - \varnothing) + (\varnothing/10^*)$$

Sollte sich ein Durchmesser ( $\varnothing$ ) für den O-Ring ergeben, welcher nicht beschaffbar ist, muss die Nut entsprechend an den lieferbaren O-Ring angepasst werden.

#### 5.3.2 für Flachdichtungen aus Elastomer

Es ist eine Auslegung nach der Tiefe der Nut (t) für die Dicke (d) der Dichtung erforderlich:

$$d = (t : (100 - k)) \times 100 \quad \text{wobei } k = 25 \text{ lt. Tab. 1}$$

Sollte sich eine Dicke (d) für die Flachdichtung aus Elastomer ergeben, welche nicht beschaffbar ist, muss die Nut entsprechend an lieferbare Dicke (d) der Dichtung angepasst werden.

Die Innen- und Außendurchmesser der Dichtung sind abhängig vom Verhältnis der Breite der Dichtung im montierten Zustand ( $b_{\text{mon}}$ ) zur Breite im Lieferzustand (b). Die Breite für den montierten Zustand ergibt sich aus:

$$b_{\text{mon}} = ((Na - 2) - (Ni + 2) : 2)$$

und die Breite für den Lieferzustand aus

$$b = (t \times ((Na - 2) - (Ni + 2) : 2) : d) \quad \text{es gilt } d \leq b$$

Dadurch ergibt sich der Innendurchmesser der Dichtung:

$$D1 = Ni + 2 + ((b_{\text{mon}} - b) : 2)$$

und der Außendurchmesser der Dichtung

$$D2 = Na - 2 - ((b_{\text{mon}} - b) : 2)$$

### 5.3.3 für Flachdichtungen aus Grafit, Wellring-, Spiral- oder Kammprofilabdichtungen

Es werden die Dichtunginnen- und Dichtungsaußendurchmesser wie folgt berechnet

$$\begin{aligned}\varnothing D1 &= Ni + X \\ \varnothing D2 &= Na - Y\end{aligned}$$

und die Dicke der Dichtung nach der Tiefe der Nut (t) und dem Komprimierungsfaktor (k) des Dichtungswerkstoffes nach

$$d = (t : (100 - k)) \times 100$$

Es kann sein, dass sich Dichtungsdicken ergeben, die nicht lieferbar sind. In diesem Fall muss die Nut nach dem Verhältnis, der lieferbaren Dicke und der erforderliche Tiefe der Nut (t) aus Tab.1 nachgedreht werden.

Flansche dürfen nicht durch Flanschblattneigung (Flanschrotation) eine Hebelwirkung erfahren, die zum Abheben von der Dichtung führt. Somit sind Flanschformen, wie unter Abschnitt 3, Abb.3, rechts gezeigt mit „Flansch mit glatter Dichtleiste und Dichtung im Kraftnebenschluss“ vorzuziehen.

### 6. Ausführung der Nut

Die Nut sollte mit engen Radien (0,2 oder 0,3 mm) gedreht werden. An der inneren oberen Kante soll eine 45°-Fase von 1 mm angedreht werden (Abb.5).

Die Oberfläche soll den Qualitäten B1 oder B2 der EN 1092-1 entsprechen (Tab.2).

Oberflächenrauigkeiten für Dichtflächen nach EN 1092-1		
Bezeichnung nach EN 1092-1	R <sub>a</sub> in µm	R <sub>z</sub> in µm
Form B1 (Vorzugsvariante)	3,2 bis 12,5	12,5 bis 50
Form B2	0,8 bis 3,2	3,2 bis 12,5

Tab.2: Oberflächenrauigkeiten

### 7. Ausführung

Es ist grundsätzlich darauf zu achten, dass die Bauteile die gleichen, oder mindestens ähnliche Wärmeausdehnungskoeffizienten haben sollen. Dies gilt besonders für warm gehende Systeme.

Für das Dichtsystem muss eine ausreichende Festigkeit, Sicherheitsfaktor und Reserven rechnerisch nachgewiesen werden.

Die Funktion des Systems ist immer vor Inbetriebnahme zu überprüfen!

Weitere interessante Informationen zu verschiedenen Themen finden Sie auf der Homepage [www.thomsen-bremen.de](http://www.thomsen-bremen.de).



Zur technischen Beratung stehe ich Ihnen selbstverständlich gerne auch kurzfristig persönlich zur Verfügung.

Mit freundlichen Grüßen aus Bremen  
Peter Thomsen

**Haftungsausschluss:**

Die Inhalte der Regeln sind zum Teil zitiert, zum Teil in den Worten der Regeln wiedergegeben, die Anmerkungen und Auslegungen beruhen auf langjähriger Erfahrung, dienen der Entscheidungshilfe und begründen keinen Anspruch auf Gewährleistung.

© Peter Thomsen, D-28211 Bremen

Stand 16.12.2021